

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO ENGENHARIA AUTOMOTIVA

PEDRO VITOR UCHIMA

ANÁLISE DO PROJETO DE SUSPENSÃO NO TRANSPORTE DE PACIENTES EM
UM VEÍCULO HOSPITALAR

Joinville

2023

PEDRO VITOR UCHIMA

ANÁLISE DO PROJETO DE SUSPENSÃO NO TRANSPORTE DE PACIENTES EM
UM VEÍCULO HOSPITALAR

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Sérgio Junichi Idehara

Joinville

2023

PEDRO VITOR UCHIMA

ANÁLISE DO PROJETO DE SUSPENSÃO NO TRANSPORTE DE PACIENTES EM
UM VEÍCULO HOSPITALAR

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 07 de dezembro de 2023.

Banca Examinadora:

Dr. Sérgio Junichi Idehara
Orientador/Presidente

Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dr. Helton da Silva Gaspar
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho a minha família, em especial a minha mãe, Ivete Tizuko Uchima que foi a responsável em me motivar em diversos momentos da vida, sendo crucial no meu desenvolvimento pessoal e meu maior exemplo de força e superação. Dedico também a minha namorada, Jaqueline Bonatti, estando sempre presente em diversos momentos de tensão, sendo sempre um ponto de paz e tranquilidade em meio as batalhas diárias. Dedico também a grandes amigos que fizeram parte da minha trajetória até aqui, enfrentando os mesmos desafios durante toda a graduação, amigos estes que levo comigo como familiares, família Kuase Rep, Bohemios e Bateria Nota Cem. Sou extremamente grato pelos conselhos, orientações técnicas e direcionamento fornecidos pelo Dr. Sérgio J. Idehara que foram de muita importância durante todo o processo de desenvolvimento desta monografia. E por fim, agradeço também a empresa Ideal Emergências Médicas por terem disponibilizado tempo, estrutura e abertura para que fosse possível realizar uma experimentação física adequando-se ao escopo deste trabalho.

RESUMO

No contexto atual, o modelo de transporte e mobilidade, tanto de cargas como de uso particular, mais utilizado no país é proveniente da utilização da malha rodoviária. Desta forma, a aplicação mais comum em situações de emergência e resgate é a realização do transporte terrestre, exceto em casos de longas distâncias ou acessos restritos à veículos. As ambulâncias apresentam um papel fundamental no atendimento médico emergencial, caracterizando-se como a primeira fase de assistência. A segunda fase se inicia com a decisão, do corpo de resgate, qual o meio de transporte mais eficiente rumo ao centro hospitalar mais próximo do local. A tomada de decisão tem relação direta entre a saúde ocupacional do paciente com os esforços dinâmicos no qual estará submetido durante o transporte, desta forma, a suavização de esforços vibracionais apresenta grande relevância no escopo do projeto veicular. Este trabalho avalia um estudo de caso, que abrange um modelo que possui oito graus de liberdade, propondo análises numéricas para os parâmetros de construção do suporte da maca e da suspensão do veículo, ajustados com base em uma experimentação realizada em um veículo padronizado de uso emergencial. Com a utilização de um algoritmo que realiza os cálculos dos autovetores e autovalores do modelo numérico e outro que tem como variáveis de saída as respostas temporais para as acelerações verticais sobre o paciente, foi possível obter os modos de vibração para o modelo em conjunto às suas respectivas frequências naturais, além de resultados gráficos para as acelerações impostas nas condições de transporte propostas. Deste modo, comprova-se por meio de uma análise de sensibilidade que os parâmetros estruturais do suporte da maca possuem influência sobre o conforto ocupacional sobre o paciente. Além disto, tornou-se possível prever o comportamento dinâmico no modelo quando são induzidas condições de via com baixa qualidade de pavimentação (ruas irregulares ou não asfaltadas), que resulta em amplitudes de vibração classificadas como desconfortáveis às pessoas saudáveis de acordo com a literatura.

Palavras-chave: Ambulância. Suspensão. Vibração.

ABSTRACT

In the current context, the most used transport and mobility model, for cargo or for private use, in the country comes from the usage of the road network. Thus, a common application in emergency and rescue situations is the land transport, except for long distance cases or restricted access to vehicles. Ambulances has a fundamental role in emergency medical situation, being characterized as the first phase of assistance. The second phase begins with the rescue team's decision for the most efficient method of transportation towards the nearest hospital center. The decision-making has a direct relationship between the patient's occupational health and the dynamic efforts to which he will be subjected during transport, in this way, the smoothing of vibrational forces has a great relevance on the scope of the vehicle's project. This assay evaluates a study case that encompasses a model with eight degrees of freedom, proposing numerical analyses for the construction parameters of a medical stretcher's support and vehicle suspension. These parameters were adjusted based on an experiment conducted on a standardized emergency-use vehicle. Through the usage of an algorithm which calculates the eigenvectors and eigenvalues from the numerical model and another which has the temporal responses for vertical accelerations on the patient as output variables, it was possible to obtain the vibration modes and their corresponding natural frequencies and the graphical results for the imposed accelerations, accorded to the transportation conditions. Thus, it is demonstrated through a sensitivity analysis that the structure parameter of the medical stretcher's support has influence on the occupational comfort for the patient. Additionally, it became possible to predict the dynamic behavior of the model when induced in roads presenting low-quality conditions to their pavement (irregular or unpaved streets), which results vibrational amplitudes classified as uncomfortable for healthy people according to the literature.

Keywords: Ambulance. Suspension. Vibration.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Veículo Utilizado pelo SAMU de São Paulo	3
Figura 2 - Veículo de transporte Médico Mercedes-Benz Sprinter 311	3
Figura 3 - Interior modificado da ambulância	4
Figura 4 – Modelo de Coordenadas SAE	9
Figura 5 – Modelo Teórico Simplificado de Suspensão Veicular	10
Figura 6 – Ilustração dos elementos de uma suspensão	12
Figura 7 - Arranjo de feixe de mola de ação linear	14
Figura 8 - Arranjo de feixe de lâminas de ação progressiva	14
Figura 9 - Mola helicoidal de ação linear	15
Figura 10 - Mola helicoidal de ação progressiva	15
Figura 11 - Amortecedor hidráulico	16
Figura 12 – Interior adaptado de um modelo Mercedes-Benz Sprinter	18
Figura 13 - Tabelas de dimensões do veículo	20
Figura 14 - Definição das constantes para o modelo matemático	22
Figura 15 - Representação do sistema visto lateralmente	25
Figura 16 - Diagrama de corpo livre para o novo modelo com 8 graus de liberdade	27
Figura 17 - Trajeto percorrido durante experimentação	28
Figura 18 - Rua com pavimentação em calçamento	29
Figura 19 - Posicionamento dos aparelhos medidores	30
Figura 20 - Medições para determinação do CG do veículo	31
Figura 21 - Tabela de valores definidos para os coeficientes de projeto	34
Figura 22 – Tabela de classificação de rugosidade de pista	36
Figura 23 – Gráfico da função aleatória para excitação de pista	38
Figura 24 - Gráfico tempo/frequência experimental para a maca da ambulância	40
Figura 25 - Gráfico tempo/frequência experimental para a massa suspensa da ambulância	40

Figura 26 – Modos de vibração 1 e 2	43
Figura 27 - Modos de vibração 3 e 4	43
Figura 28 - Modos de vibração 5 e 6	44
Figura 29 - Modos de vibração 7 e 8	44
Figura 30 - Comparação das acelerações para o assoalho	46
Figura 31 - Comparação das acelerações para a maca	46
Figura 32 – Vibração em aceleração da maca durante o trajeto de teste.	48
Figura 33 - Função aleatória para excitação para pista de baixa qualidade	55

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados construtivos do veículo	32
Tabela 2 – Dados das constantes de rigidez	35
Tabela 3 - Modos de vibração e frequências naturais obtidos	42
Tabela 4 - Valores RMS o das acelerações verticais	47
Tabela 5 - Tabela dos parâmetros alterados por faixa percentual	50
Tabela 6 - Valores de frequências naturais obtidas variando coeficientes da maca	50
Tabela 7 - Frequências naturais aproximadas do corpo humano	51
Tabela 8 - Valores de SR obtidos	51
Tabela 9 - Valores RMS obtidos variando a rigidez	52
Tabela 10 - Valores RMS obtidos variando o amortecimento	52
Tabela 11 – Valores de SR obtidos para as variações no assoalho	53
Tabela 12 - Valores de SR obtidos para as variações na maca	53
Tabela 13 - Resultados para aceleração quanto a variação da condição de pista	56
Tabela 14 - Valores de SR obtidos para a variação da rugosidade de pista	56

LISTA DE SÍMBOLOS

$[M]$	Matriz de massa	[-]
$[C]$	Matriz de amortecimento	[-]
$[K]$	Matriz de rigidez	[-]
$\{\ddot{z}(t)\}$	Vetor de aceleração no domínio do tempo	[-]
$\{\dot{z}(t)\}$	Vetor de velocidade no domínio do tempo	[-]
$\{z(t)\}$	Vetor de deslocamento no domínio do tempo	[-]
$\{F(t)\}$	Vetor de força no domínio do tempo	[-]
Φ	Rotação da carroceria em torno do eixo x	[rad]
$\dot{\Phi}$	Velocidade angular da carroceria em torno do eixo x	[rad/s]
$\ddot{\Phi}$	Aceleração angular da carroceria em torno do eixo x	[rad/s ²]
θ	Rotação da carroceria em torno do eixo y	[rad]
$\dot{\theta}$	Velocidade angular da carroceria em torno do eixo y	[rad/s]
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular da carroceria em torno do eixo y	[rad/s ²]
z_s	Deslocamento vertical da massa suspensa	[m]
\dot{z}_s	Velocidade vertical da massa suspensa	[m/s]
\ddot{z}_s	Aceleração vertical da massa suspensa	[m/s ²]
z_{sn}	Deslocamento da massa suspensa no ponto (n =1, 2, 3 e 4)	[m]
\dot{z}_{sn}	Velocidade da massa suspensa no ponto (n =1, 2, 3 e 4)	[m/s]
z_{mn}	Deslocamento da massa não suspensa no ponto (n =1, 2, 3 e 4)	[m]
\dot{z}_{mn}	Velocidade da massa não suspensa no ponto (n =1, 2, 3 e 4)	[m/s]
x_{Maca}	Deslocamento vertical da massa da maca	[m]
\dot{x}_{Maca}	Velocidade vertical da massa da maca	[m/s]
\ddot{x}_{Maca}	Aceleração vertical da massa da maca	[m/s ²]
m_s	Massa suspensa	[kg]
m_n	Massa não suspensa (n = 1, 2, 3 e 4)	[kg]
m_{maca}	Massa da maca	[kg]

k_n	Constante de rigidez da suspensão no ponto (n = 1, 2, 3 e 4)	[N/m]
k_{maca}	Constante de rigidez do suporte da maca	[N/m]
k_t	Constante de rigidez do suporte dos pneus	[N/m]
c_n	Coefficiente de amortecimento da suspensão no ponto (n = 1, 2, 3 e 4)	[N.s/m]
c_{maca}	Coefficiente de amortecimento do suporte da maca	[N.s/m]
I_x	Momento de inércia ao longo do eixo x (longitudinal)	[kg.m ²]
I_y	Momento de inércia ao longo do eixo y (transversal)	[kg.m ²]
l_f	Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade do veículo	[m]
l_r	Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade do veículo	[m]
l_z	Distância longitudinal do CG da maca ao CG do veículo	[m]
t_b	Distância entre as rodas (bitola)	[m]
t_r	Distância entre as rodas direitas ao CG	[m]
f_a	Frequência de excitação	[rad/s]
f'_a	Frequência espacial	[ciclos/m]
f'_0	Frequência de corte espacial do filtro passa-baixos	[ciclos/m]
f_c	Frequência de corte	[rad/s]
S_a	Densidade espectral de potência	[m/Hz]
S_0	Coefficiente de rugosidade de pista	m ² /ciclos/m
v	Velocidade do veículo	[m/s]

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

CNT – Confederação Nacional do Transporte

CG – Centro de Gravidade

DoE – Desing of Experiment

GDL – Grau de Liberdade

ISO – International Organization for Standardization

NBR – Norma Brasileira

PBT – Peso Bruto Total

PBTC – Peso Bruto Total Combinado

RENAEST – Registro Nacional de Acidentes e Estatísticas de Trânsito

SAE – Society of Automotive Engineers

SAMU – Serviço de Atendimento Móvel de Urgência

SMS – Secretaria Municipal da Saúde

SR – Sensitivity Ratio (Razão de sensibilidade)

UTI – Unidade de Terapia Intensiva

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	OBJETIVOS	6
1.1.1	Objetivo Geral	6
1.1.2	Objetivos Específicos	6
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	7
2.1	DINÂMICA VEICULAR	8
2.2	METODOLOGIA DE PROJETO DE SUSPENSÃO VEICULAR	9
2.3	SISTEMA DE SUSPENSÃO VEÍCULAR.....	11
2.3.1	Componentes da suspensão veicular	13
2.3.1.1	<i>Molas.....</i>	13
2.3.1.2	<i>Amortecedores</i>	16
2.4	ADAPTAÇÃO VEICULAR DO MODELO.....	17
3	METODOLOGIA DE MODELAGEM NÚMERICA.....	19
3.1	MERCEDES-BENZ SPRINTER 311 CDI	19
3.2	MODELAGEM DINÂMICA.....	21
3.3	MODELO PARA VEÍCULO COMPLETO	21
3.4	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	28
3.5	DADOS CONSTRUTIVOS DO VEÍCULO	30
3.6	DADOS DAS CONSTANTES DE RIGIDEZ	33
3.7	MODELO DE EXCITAÇÃO DE VIA.....	35
3.7.1	Excitação por função aleatória.....	35
4	RESULTADOS.....	39
4.1	DADO EXPERIMENTAL	39

4.2	MODELO NÚMÉRICO	41
4.1.1	Ajuste de modelo.....	42
4.1.2	Resposta dinâmica no tempo.....	45
4.3	INFLUÊNCIA DE PARAMETROS CONSTRUTIVOS.....	49
4.3.1	Sensibilidade na frequência natural da maca	49
4.3.2	Sensibilidade na amplitude de vibração da maca	52
4.4	PREDIÇÃO DA VIBRAÇÃO NA MACA EM VIAS DE BAIXA QUALIDADE 54	
5	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	57
	REFERÊNCIAS.....	59
	APÊNCIDE A	62

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, no Brasil, segundo os dados da Confederação Nacional do Transporte (Confederação Nacional do Transporte, 2019), as malhas rodoviárias representam uma matriz de transportes nacional de cerca de aproximadamente 61% da movimentação de mercados e correspondendo a 95% do transporte de passageiros.

Todavia, o reflexo da utilização das malhas rodoviárias brasileiras faz com que o acontecimento de acidentes entre veículos automotivos seja algo relativamente comum. Conforme dados do Registro Nacional de Acidentes e Estatísticas de Trânsito (Registro Nacional de Acidentes e Estatísticas de Trânsito, 2023), desde 2018 a 2022, foram registrados 4.672.834 acidentes de trânsito em todo território nacional, que ocasionaram 117.185 óbitos.

Na maioria dos acidentes de trânsito, os atendimentos médicos podem ser feitos por meio rodoviário ou aéreo, sendo que grande parte são realizados pelo Serviço de Atendimento Móvel de Urgência (SAMU) por meio de veículos automotivos médicos, denominadas ambulâncias. Essas caracterizam-se por apresentar modificações internas que abrangem os requisitos necessários para o pronto atendimento das vítimas em diferentes situações e ocorrências (LACERDA et. al, 2011).

De acordo com Serre, Naude e Formier (2022), após a chegada da equipe médica no local do acidente, avaliação das lesões e possível estabilização da vítima, a próxima fase do atendimento é definir o melhor meio de transporte para chegar mais rápido ao hospital.

As consequências do tipo de transporte para casos de emergências médicas têm sido estudadas do ponto de vista global, como nota-se nos artigos de Shimizu, Saito e Nishimura (2018), Lekveishvili et al (2021), Yang, Xu e Su (2013), dentre outras referências relacionadas neste estudo. Tais consequências, são resultado de múltiplos fatores relacionados ao tempo do transporte e a condição do paciente, além dos tratamentos realizados no local ou durante o transporte.

Em um experimento conduzido no centro médico da universidade do Mississippi, Zhu, Jordan e Hardy (2007) evidenciam que em movimentos lineares,

mesmo com acelerações pequenas, da ordem de aproximadamente 2 m/s^2 , gera-se um aumento médio na pressão arterial em até um ponto. Esta ocorrência está relacionada aos efeitos da dinâmica linear em que o paciente está sujeito, independente do meio no qual está sendo transportado.

Baseado em um experimento, no qual foi simulado uma exposição de dez horas de transporte por ambulância e duas por helicóptero, constatou-se que as vibrações geradas pelo tipo de locomoção causam diferentes efeitos nos pacientes. Desta forma, conclui-se que a excitação pela vibração criada nas ambulâncias é caracterizada por emissões sucessivas de picos dinâmicos, enquanto nos helicópteros transferem-se vibrações para todo o corpo além de apresentar ruídos classificados como altos, acima de 86 dB(A) (BOUCHUT, J. C. ET AL, 2011).

Portanto, com base nas referências anteriores, nota-se que as ambulâncias não apresentam apenas a função de levar pacientes o mais rápido possível para hospitais, necessita-se também, que as oscilações das forças dinâmicas e de vibrações causem o menor impacto possível, propiciando o conforto interno aos ocupantes.

Entretanto, existem requisitos mínimos de segurança e conforto ao paciente que devem ser seguidos a cada aplicabilidade do veículo emergencial exigindo cumprimento pela NBR 14561 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - ABNT, 2000), tais quais podem ser observados nas seções 3.32; 5.3.4; 5.5.1; 5.5.5.10; 5.9.7 e 5.20 da norma.

Com base em dados da Secretaria Especial de Comunicação da cidade de São Paulo (2020), o Serviço de Atendimento Móvel de Emergência da capital paulista adquiriu cerca de 28 novas ambulâncias da montadora Mercedes Benz, modelo 416 Sprinter, ano/modelo 2019, com motorização à diesel de 163 cv.

Na Figura 1 é apresentada uma das unidades recebidas desse modelo de veículo, em que se notam as alterações externas, como pintura e inserção de dispositivos de sinalização. Tais alterações são feitas com intuito de identificar o veículo como médico emergencial, e o diferenciar em meio ao trânsito urbano.

Figura 1 - Veículo Utilizado pelo SAMU de São Paulo



Fonte: São Paulo (2020).

Em uma visita realizada à empresa Ideal Emergências Médicas, sediada na cidade de Joinville em Santa Catarina, foi possível verificar de perto um veículo Mercedes-Benz Sprinter 311 modificado internamente para realizar este tipo de operação relacionado a resgate e transporte de pacientes. As Figura 2 e Figura 3 mostram a vista lateral do modelo e campo interno de visão respectivamente para o modelo descrito.

Figura 2 - Veículo de transporte Médico Mercedes-Benz Sprinter 311



Fonte: O Autor (2023).

Figura 3 - Interior modificado da ambulância



Fonte: O Autor (2023).

Ressalta-se também que durante a visita descrita foram levantados questionamentos a um dos Pilotos/Técnicos em enfermagem, o colaborador Paulo dos Santos, quanto as influências que as vibrações causam na escolha do trajeto e a forma de condução do veículo em uma situação de resgate.

O piloto afirma que as forças vibracionais podem agravar o quadro médico do paciente em casos de fraturas e principalmente onde se necessita imobilização na parte cervical. É necessário optar por um trajeto mais curto até o hospital mais próximo, porém, deve-se levar em consideração o nível de desconforto que o mesmo pode trazer para o paciente. Desta forma, é interessante evitar transitar por vias onde as oscilações da rugosidade da pista sejam mais abruptas ou que por sua vez possuam obstáculos, como tachões, buracos, etc.

Baseada nas motivações citadas anteriormente, pretendem-se avaliar as influências causadas pelos parâmetros de projeto da suspensão veicular nas respostas de vibrações, e seus respectivos efeitos sobre os pacientes, visando resultados para os veículos utilizados em atendimento emergencial, em especial a integridade dos passageiros em situação de transporte emergencial.

Para tanto, a pesquisa será embasada em um automóvel produzido pela Mercedes-Benz, modelo 311 Sprinter 2016, com modificações para veículo de emergência. Utilizando os conceitos da mecânica clássica e também fundamentação teórica na área de vibrações, o estudo visa elaborar um modelo de massa mola excitada por forças externas, simulando situações reais de operação. De maneira numérica, determinaram-se as respostas temporais, para realizar uma análise sobre o comportamento vibracional sobre o objeto de estudo.

1.1 OBJETIVOS

Visando a problemática dos efeitos negativos causados pela exposição a forças vibracionais à saúde ocupacional de pacientes, transportados em veículos de emergência às unidades hospitalares, propõe-se neste trabalho os objetivos a seguir.

1.1.1 Objetivo Geral

Comparar as influências causadas por parâmetros atuantes em um projeto de suporte de maca nas respostas vibratórias sobre o paciente em um veículo emergencial, quando exposto às condições de trabalho e excitação da via.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Modelar um sistema de 8 graus de liberdade (GDL) da dinâmica vertical do veículo sendo ajustado com avaliações experimentais;
- Implementar um integrador numérico que resulte na resposta vibratória sobre o paciente;
- Investigar a influência de diferentes parâmetros de projeto do suporte da maca nas respostas temporais;
- Propor melhorias para o conforto interno do paciente no veículo em situações de transporte.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A indústria automotiva tem se desenvolvido e introduzido cada vez mais tecnologias distintas dentro do escopo de sistemas veiculares diferentes ao decorrer dos anos, podendo citar exemplos como os Air bags, freios ABS, sistemas embarcados de sensoriamento, sendo um dos campos mais recentes o estudo de sistemas autônomos de controle e condução veicular.

Nas fases iniciais de desenvolvimento de projetos automotivos, havia uma grande falta de infraestrutura das vias. Com o passar do tempo, isso serviu de motivação para que fossem iniciassem a adaptação de um sistema de suspensão com o objetivo de isolar vibrações provenientes do contato entre as rodas e as vias (BARRETO, 2005).

Durante a evolução dentro da indústria automotiva, o sub sistema mecânico de suspensão deixou de ter caráter ligado apenas ao conforto dos passageiros, prezando pela integridade das cargas de trabalho e aumentando a segurança do projeto, dessa forma, melhorando as relações de contato pneu-pista (FREITAS JUNIOR, 2006).

O sistema de suspensão veicular possui grande impacto na segurança ocupacional e no conforto geral dos passageiros de qualquer projeto automotivo. Sem este, a estabilização dos sistemas de direção e de frenagem se torna mais difícil de ser controlada decorrente das interações entre os esforços no qual o veículo se encontra submetido ao ser conduzido. Este sistema, amortece as vibrações provenientes do contato do conjunto pneu-roda com a pista de operação, o que consequentemente também pode aumentar o nível de desempenho do veículo em curvas e manobras.

Buscando um maior entendimento das questões construtivas em projetos automotivos, conhecer fundamentos básicos e concepções sobre a atuação dos sistemas veiculares apresenta um grau de importância relevante. Portanto, este capítulo busca apresentar os conceitos teóricos que foram relevantes para o desenvolvimento deste trabalho, enaltecendo os principais temas que serviram como base para obtenção dos resultados relacionados aos objetivos globais.

2.1 DINÂMICA VEICULAR

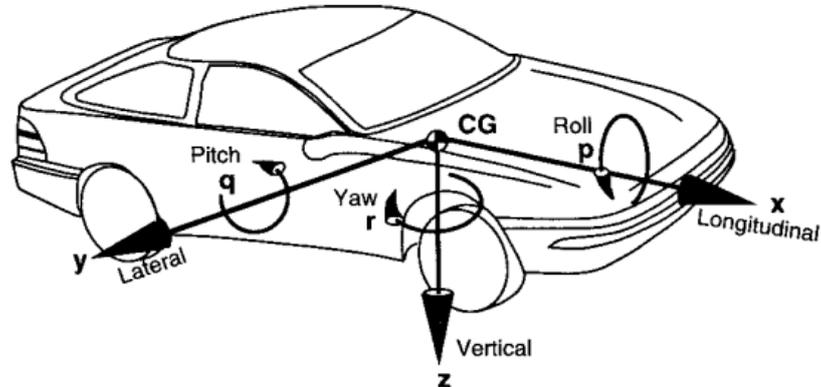
Dentro da área da engenharia automotiva, uma das ramificações de estudo que possuem maior relevância significativa como objeto de análises é a dinâmica veicular. Essa se baseia em fundamentos da mecânica clássica, entretanto, abordando também conceitos de engenharia elétrica, química, psicologia, dentre outras áreas. (GILLESPIE, 1992).

Segundo Gillespie (1992), na medida em que o desempenho de um veículo – movimentos realizados na aceleração, frenagem, condução e condições de esterçamento – é uma resposta às forças impostas, muito do estudo da dinâmica veicular envolve conceitos de como e porque tais forças são produzidas. O comportamento dinâmico de um veículo é dependente de uma série de fatores, sendo estes mecânicos, referentes ao ambiente de exposição e também ao comportamento da condução do motorista.

No que condiz mecanicamente a responsabilidade provém do bom funcionamento de todas subáreas do veículo como controle de direção, desempenho de aceleração e frenagem, transmissão das forças do motor para as rodas, dentre outros grupos. Sobre a exposição ao ambiente, são baseadas nas condições da pista onde o veículo trafega, condições climáticas, condições geográficas (subidas, descidas, sinuosidades) e também densidade de tráfego e percurso (GILLESPIE, 1992).

Gillespie (1992) elabora uma divisão do estudo na dinâmica veicular em três grandes áreas de atuação, sendo referentes ao comportamento dos movimentos longitudinais, laterais e verticais, citadas a seguir. A Figura 4 representa o sistema de coordenadas adotado pela modelagem do autor baseando-se na SAE.

Figura 4 – Modelo de Coordenadas SAE



Fonte: Gillespie (1992, p. 8)

- Na dinâmica longitudinal, estuda-se o comportamento dos movimentos longitudinais e as respostas rotacionais aos torques aplicados em torno do eixo y (aceleração e frenagem);
- A dinâmica lateral detém o estudo do comportamento de movimentos laterais, eixo y, e as respostas rotacionais em torno dos eixos x e z, provenientes das respostas rotacionais de movimentos curvilíneos;
- A dinâmica vertical contempla a respostas do veículo ao movimento vertical no eixo z, e também as respostas rotacionais expressas pelo *roll* (eixo x), *pitch* (eixo y).

2.2 METODOLOGIA DE PROJETO DE SUSPENSÃO VEICULAR

Dentre outras funcionalidades, caracterizam-se como as funções principais do sistema de suspensão: manter a estabilidade para que a rodas acompanhem o perfil de estradas desiguais, isolar o chassi das vibrações transmitidas a partir do solo, reagir às forças que os pneus estão sujeitos (longitudinais, laterais, desacelerações e torques), resistir ao rolamento e manter os pneus em contato com o solo (GILLESPIE, 1992).

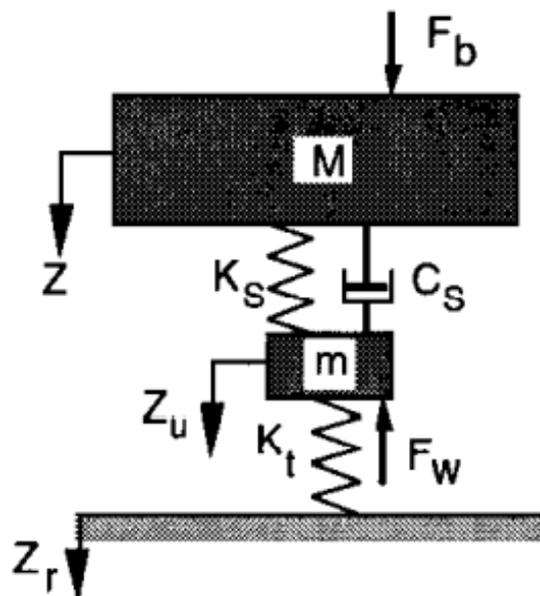
Para Genta e Morello (2009), a função da suspensão é absorver e suavizar o impacto recebido pelos pneus, proveniente das irregularidades da pista. Também, são essenciais para garantir o melhor controle da direção e conforto para os ocupantes.

Quando o veículo se encontra em aceleração ou desaceleração, a massa suspensa tende a mudar de altura, no qual, esta modificação pode causar influências nos parâmetros da suspensão veicular como mudanças de cargas nos eixos do veículo, ângulo de cambagem, ângulo de cáster e ângulos de convergência (BARRETO, 2005). Essas variações nos parâmetros geométricos da suspensão alteram as características da dinâmica veicular.

Segundo Wong (2001), para o estudo de características vibracionais em veículos, as equações de movimento baseadas na segunda lei de Newton para cada GDL devem ser formuladas. As frequências naturais e respostas temporais podem ser determinadas pela análise de modos de autovalor e autovetor do sistema e por ferramentas de integração numérica.

De maneira geral as literaturas citadas anteriormente partem do princípio da simplificação do problema utilizando a aproximação teórica para o modelo de um sistema de suspensão baseado em um conjunto massa-mola amortecedor, transformando-o em um sistema com múltiplos GDL. A Figura 5 representa esta simplificação teórica para uma modelagem de $\frac{1}{4}$ de veículo.

Figura 5 – Modelo Teórico Simplificado de Suspensão Veicular



Fonte: Gillespie (1992)

Gillespie (1992), denota os parâmetros principais da modelagem como:

- M – Massa suspensa, representa a $\frac{1}{4}$ da massa total do veículo.
- m – Massa não suspensa, referente ao conjunto pneu-roda.
- K_s – Rigidez da mola utilizada na suspensão.
- K_t – Rigidez do pneu utilizado no conjunto.
- C_s – Constante de amortecimento, referente ao amortecedor utilizado na suspensão.
- F_b – Força relativa à uma excitação externa sob a massa suspensa.
- F_w – Força relativa à uma excitação externa sobre a massa não suspensa.
- Z – Deslocamento relativo da massa suspensa sobre ação da força externa.
- Z_u – Deslocamento relativo da massa não suspensa sobre ação da força externa.
- Z_r – Deslocamento relativo do plano da superfície de atuação do sistema.

Utilizando destes parâmetros, torna-se possível a obtenção dos parâmetros modais do veículo e sua resposta vibratória em diferentes situações de trabalho em que o veículo é submetido. Tais respostas são fornecidas com uma série de equacionamentos que relacionam os fundamentos da segunda lei de Newton em conjunto com soluções numéricas.

Portanto, para o projeto de uma suspensão, a análise destes parâmetros se torna imprescindível para prever o comportamento veicular, com o objetivo de verificar os requisitos de projeto proposto ao seu campo de aplicação.

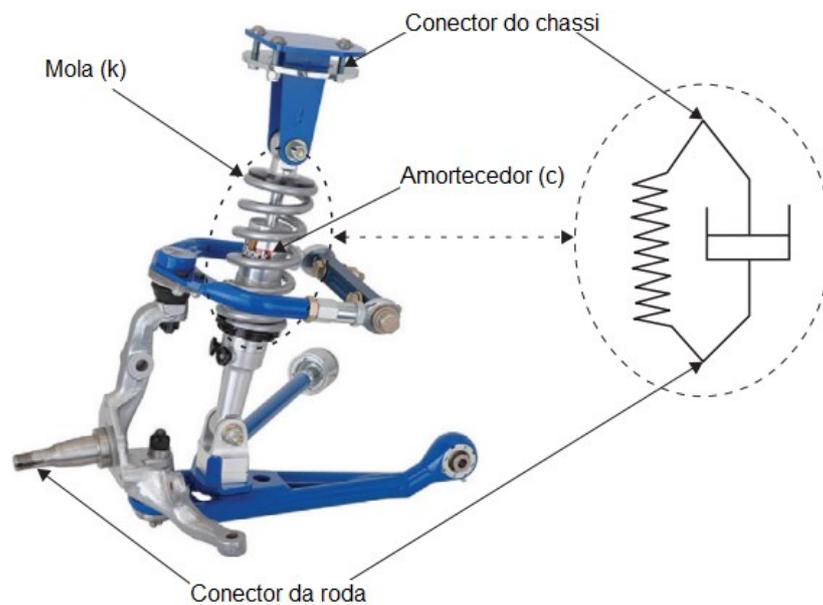
2.3 SISTEMA DE SUSPENSÃO VEÍCULAR

Segundo Li e Wang (2007), o sistema de suspensão veicular tem como principal motivação propiciar um isolamento das oscilações vibracionais que podem ser causadas pelas irregularidades da estrada ou até mesmo do conjunto pneu roda.

Portanto, gera-se um maior conforto interno para os passageiros além de aumentar a segurança mantendo o contato entre pneu e solo com mínimas variações, garante-se também mais aderência e controle do veículo perante forças de aceleração, frenagem, esterçamento, dentre outras causadas na condução do veículo.

Para Savaresi *et al.* (2010), sobre a ótica de um modelo convencional de um sistema de suspensão veicular, o mesmo é constituído de três elementos sendo estes um elemento elástico, podendo ser definido por uma mola ou algum outro tipo de arranjo, um elemento de amortecimento (geralmente utiliza-se um amortecedor hidráulico) e um arranjo mecânico no qual conecta a massa suspensa, sendo esta a composição do corpo do veículo, com a massa não suspensa. A Figura 6 representa uma ilustração física deste conjunto relatado anteriormente destacando os elementos mencionados.

Figura 6 – Ilustração dos elementos de uma suspensão



Fonte: Adaptado de Saravesi et al. (2023)

2.3.1 Componentes da suspensão veicular

2.3.1.1 Molas

Segundo Savaresi *et al.* (2010), o elemento elástico no sistema da suspensão veicular tem a função de armazenar energia e fornecer uma força oposta e proporcional ao prolongamento da suspensão, carregando deste modo o valor total da carga elástica.

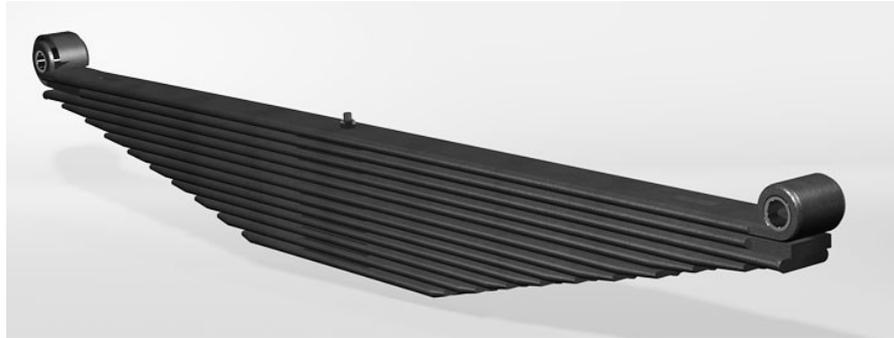
Conforme cita Sabka (2017), as molas constituem um corpo elástico, no qual, possuem uma resistência interna quando deformados geometricamente, ao serem comprimidas ou tracionadas. A determinação de uma mola ideal para a suspensão veicular necessita de uma avaliação para se determinar um material capaz de suportar forças verticais, laterais e longitudinais.

Uma disposição muito utilizada com funcionalidade de mola em suspensões veiculares é o denominado feixe de lâminas ou feixe de molas. Segundo a empresa Rassini Nhk Automotive (2023), o feixe de molas é composto por um ou mais lâminas de aço sobrepostas que trabalham como um elemento elástico na suspensão. Tem a função de absorver os impactos causados pelas irregularidades da via e suportar o peso da massa suspensa do veículo, garantindo o conforto e sua altura. Quando instalado em caminhões, ônibus e pick-ups possui também a função de garantir a ligação do eixo ao chassi.

Existem dois tipos de arranjo de feixes de mola, os de ação linear e os de ação progressiva. O primeiro tipo se caracteriza por apresentar uma única constante elástica em toda sua faixa de trabalho, são empregados no eixo onde as variações de carga não são expressivas. Para os de ação progressiva caracterizam-se por apresentar uma constante elástica variável, tendo um início suave (macio) e um final mais elevado (resistente), o aumento da rigidez se faz progressivamente à medida que se aumenta a carga aplicada (Rassini Nhk Automotive, 2023).

A seguir, a Figura 7 e a Figura 8 apresentam a disposição do arranjo físico destes dois tipos de feixe de molas.

Figura 7 - Arranjo de feixe de mola de ação linear



Fonte: Adaptado de Rassini Nhk Automotive (2023)

Figura 8 - Arranjo de feixe de lâminas de ação progressiva



Fonte: Adaptado de Rassini Nhk Automotive (2023)

Outro tipo de arranjo utilizado para a aplicação em suspensões automotivas é a denominada mola helicoidal. Segundo a Rassini Nhk Automotive (2023), a mola helicoidal é uma barra de aço no qual foi enrolada em torno de um eixo imaginário que trabalha sob o princípio da torção elástica. Assim como no arranjo apresentado anteriormente podem ter ação linear ou ação progressiva. Adiante, apresentam-se na Figura 9 e na Figura 10 ambos tipos de molas helicoidais.

Figura 9 - Mola helicoidal de ação linear



Fonte: Adaptado de Rassini Nhk Automotive (2023)

Figura 10 - Mola helicoidal de ação progressiva



Fonte: Adaptado de Rassini Nhk Automotive (2023)

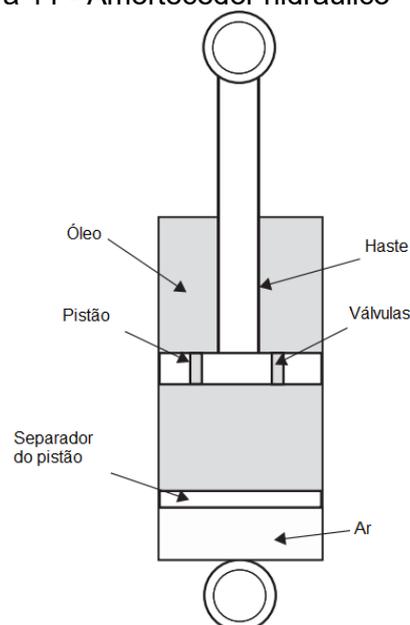
2.3.1.2 Amortecedores

Segundo Savaresi et al. (2010), o elemento de amortecimento tem como função fornecer uma força dissipativa oposta e proporcional à velocidade de prolongamento da suspensão, sendo que no estado estacionário esta força é insignificante ao sistema. Apresenta papel importantíssimo no comportamento dinâmico da suspensão.

Os amortecedores podem ser do tipo atrito seco ou hidráulico, os de atrito seco podem ser discos deslizantes ou cinta enrolada, já para os hidráulicos, podem ser com alanca ou telescópico, esse último é o mais utilizado atualmente (FREITAS JUNIOR, 2006).

O conceito simplificado comum para um amortecedor de tubo único pode ser representado pela Figura 11. Nele, o pistão localizado dentro da câmara do amortecedor onde é preenchido com óleo, movendo-se linearmente conforme as deflexões da suspensão. O amortecimento acontece quando o fluido passa por pequenas válvulas (orifícios), desta forma, desacelerando o pistão. Esta força dissipativa pode variar conforme o desenvolvimento de parâmetros como número e tamanho dos orifícios (SARAVESI et al, 2010).

Figura 11 - Amortecedor hidráulico



Fonte: Adaptado de Saravesi et al. (2023)

Para Sabka (2017), o amortecedor, assim como as molas, são equipamentos de segurança veicular. Portanto, necessitam de constantes manutenções e substituição dos equipamentos para prover um correto funcionamento do sistema de suspensão e assegurar boas condições de condução e conforto do veículo.

2.4 ADAPTAÇÃO VEICULAR DO MODELO

Para a adaptação veicular deste modelo em um veículo de atendimento médico de emergência e resgate, são necessárias seguir as indicações de projetos disponibilizadas na NBR 14561. As Sprinter 416 e 311 se enquadram na categoria tipo II sendo esta a categorização de um furgão que necessita prover integração da cabine com carroceria de maneira unificada.

De acordo com a NBR 14561, o veículo tipo II utiliza um chassi original de fábrica, de tipo comercial e que possui distância entre eixos longa, conhecido como furgão integral. Este veículo deve permitir a conversão subsequente em veículo de emergências médicas de acordo com os requisitos aqui especificados, podendo haver passagem ou não entre os ambientes. (ABNT, 2000).

O veículo deve ser completo com todos os acessórios operacionais, mesmo após realizadas as modificações necessárias para permitir que o veículo atenda suas funções de forma eficiente e confiável. O projeto do veículo e os acessórios incorporados devem possuir fácil acesso para ações de manutenção, reposição e ajuste de componentes e acessórios, provendo o mínimo de deslocamento de outros componentes ou sistemas. (ABNT, 2000).

Segundo a NBR 14561, veículos de atendimento a emergências médicas devem possuir chassi, carroçaria da ambulância, equipamentos, dispositivos, acessórios médicos e equipamentos eletrônicos, que atendam as normas técnicas nacionais ou, na falta delas, as estrangeiras, ensaiadas e certificadas para atender ou exceder os requisitos apresentados nela. O veículo deve atender a regulamentação do Código Nacional de Trânsito e outras regulamentações estaduais e municipais aplicáveis. O chassi, seus componentes e itens opcionais devem fazer parte da relação original do fabricante do chassi. (ABNT, 2000).

No Brasil, existem empresas especializadas neste tipo de serviço de adaptação, sendo que, todas devem ser certificadas conforme os padrões estabelecidos pela norma brasileira. Pode-se citar empresas como REV BRAZIL, PICKUP&CIA, GREENCAR, ALTERNATIVA, JI MONTADORA, TCA, REVOLUTION DO BRASIL, entre outras.

A empresa JI Montadora de veículos especiais, a mesma realiza a fabricação, adaptação e transformação do furgão Mercedes-Benz Sprinter em Ambulância UTI Móvel.

Segundo a empresa JI MONTADORA (2020), o furgão Sprinter, após modificação para veículo de emergência, com UTI Móvel, possui uma maca para o paciente e mais quatro lugares sentados. Além de possuir, também, equipamentos médicos como cilindros de oxigênio, desfibrilador, armários, iluminação, dentre outros aparatos para o atendimento de emergência e transporte de pacientes.

A Figura 12 apresenta o resultado da adaptação veicular feita pela empresa descrita anteriormente, notando-se que seu interior dispõe de uma maca principal ao centro do compartimento de carga onde, em uma situação de resgate, o paciente é posicionado.

Figura 12 – Interior adaptado de um modelo Mercedes-Benz Sprinter



Fonte: Adaptado de JI Montadora (2020)

3 METODOLOGIA DE MODELAGEM NÚMERICA

Neste capítulo será apresentada a metodologia adotada para a elaboração das formulações físicas e matemáticas para o modelo numérico. Utilizando a aplicação da 2ª Lei de Newton, torna-se viável a obtenção das equações dinâmicas do objeto de estudo.

Serão apresentadas as considerações e embasamentos teóricos nas deduções das equações e no sistema de referências proposto para o estudo de caso, bem como desenvolvimento das simulações computacionais realizadas utilizando o programa Matlab.

Também será evidenciada a experimentação realizada durante um trajeto feito com um veículo emergencial, sendo que, por meio das medições capturadas foi possível prover um embasamento físico para comparação com a metodologia numérica.

3.1 MERCEDES-BENZ SPRINTER 311 CDI

O modelo de furgão utilizado como instrumento de estudo é o Sprinter 311 CDI Street 10,5 m³, modelo 2016, desenvolvido pela montadora alemã Mercedes-Benz. De acordo com o catálogo da própria desenvolvedora, o modelo possui amplo espaço interno de 3.265 mm de comprimento e distância entre eixos de 3.665 mm nesta versão.

A Figura 13 ilustra a tabela de dimensões do modelo disponível na ficha técnica do veículo apresentando diferentes opções de comprimento entre eixos, em destaque apresenta-se a coluna referente ao modelo descrito anteriormente.

Figura 13 - Tabelas de dimensões do veículo

Dimensões [mm]				
	311 CDI Street 7,5 m³	311 CDI Street 9 m³	311 CDI Street 10,5 m³	311 CDI Street 14 m³
Distância entre-eixos	3.250	3.665	3.665	4.325
Comprimento total	5.245	5.910	5.910	6.945
Altura - veículo descarregado	2.430	2.430	2.716	2.716
Altura carga - carregado / descarregado	577 / 682	577 / 682	577 / 682	578 / 676
Diâmetro de giro	12.300	13.600	13.600	15.600
Comprimento da zona de carga	2.600	3.265	3.265	4.300
Comprimento de carga - alt. / larg.	1.650 / 1.780	1.650 / 1.780	1.940 / 1.780	1.940 / 1.780
Área da zona de carga [m²]	4,4	5,5	5,5	7,4
Vão da porta lateral - alt. / larg.	1.520 / 1.040	1.520 / 1.300	1.820 / 1.300	1.820 / 1.300
Vão da porta traseira - alt. / larg.	1.540 / 1.565	1.540 / 1.565	1.840 / 1.565	1.840 / 1.565
Balanço dianteiro / traseiro	1.004 / 990	1.004 / 1.240	1.004 / 1.240	1.004 / 1.615

Largura sem espelhos = 1.993 mm. Largura com espelhos padrão = 2.426 mm. * Dados correspondentes aos veículos 2015/2016.

Pesos [kg]				
	311 CDI Street 7,5 m³	311 CDI Street 9 m³	311 CDI Street 10,5 m³	311 CDI Street 14 m³
Peso admissível				
Eixo dianteiro	1.650	1.650	1.650	1.650
Eixo traseiro	2.250	2.250	2.250	2.250
Peso bruto total	3.500	3.500	3.500	3.500
Peso bruto total combinado	5.500	5.500	5.500	5.500
Peso em ordem de marcha				
Eixo dianteiro	1.260	1.257	1.287	1.321
Eixo traseiro	900	978	978	1.074
Carga útil [conforme NBR 6070]	1.340	1.265	1.235	1.105

Fonte: Adaptado de Mercedes-Benz (2020)

Este furgão possui um PBT (peso bruto total) de 3.500 kg e um PBTC (peso total bruto combinado) de 5.500 kg, em sua versão de fábrica, sendo este, distribuído em 1.650 kg para o eixo dianteiro e 2.250 kg para o eixo traseiro. Apresenta carga útil nominal e conforme a NBR 6070 de cerca de 1.265 kg de capacidade.

A velocidade máxima nominal para este veículo é de 155 km/h, seu modelo de suspensão é misto sendo composto de uma suspensão dianteira independente que possui molas transversais parabólicas, amortecedores hidráulicos e uma barra estabilizadora. Para a suspensão traseira tem-se um eixo rígido disposto com os mesmos conjuntos de molas e amortecedores descritos anteriormente.

3.2 MODELAGEM DINÂMICA

Pode se iniciar o estudo do movimento veicular de um automóvel, com base na aplicação da dinâmica veicular pertinente ao movimento, definindo-se uma relação entre o seu sistema de coordenadas e aos seus GDL. Em veículos, o número de GDL é igual à quantidade de variáveis independentes presentes em sua modelagem física.

Tomando como referência um sistema matricial, as equações de equilíbrio dinâmico para o movimento vertical de resposta do sistema podem ser definidas pela Equação (1).

$$[M]\{\ddot{z}(t)\} + [C]\{\dot{z}(t)\} + [K]\{z(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

A formulação descrita apresenta parâmetros como as matrizes de massa $[M]$, de amortecimento $[C]$ e rigidez $[K]$. Os vetores referentes a aceleração $\ddot{z}(t)$, velocidade $\dot{z}(t)$, deslocamento $z(t)$ dos GDL e a força $F(t)$, estão no domínio do tempo.

3.3 MODELO PARA VEÍCULO COMPLETO

Para um veículo que possua quatro rodas, pode-se iniciar o estudo com base em seu escopo físico, de tal forma a considerar os quatro conjuntos pneu/roda e sua massa suspensa, ou seja, agregar toda massa suspensa pelos conjuntos anteriores.

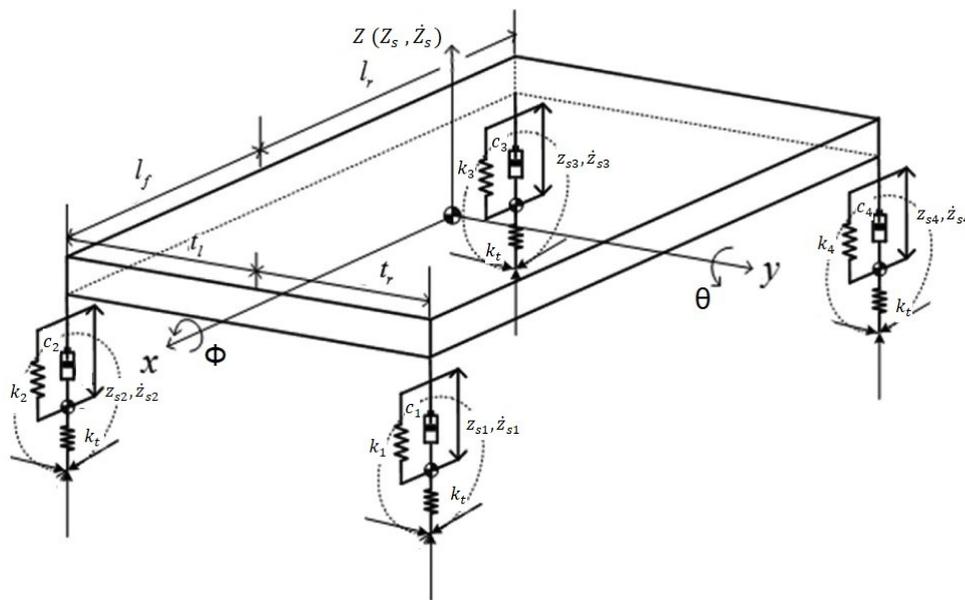
Com base na observação de um modelo de veículo padrão, ilustrada pela Figura 14, é possível notar que o sistema apresenta um total de sete GDL. Sendo que, o deslocamento vertical (eixo z) de cada um dos conjuntos pneu/roda é considerado como um GDL, e para na massa suspensa estão os três remanescentes, dados pelo momento de arfagem, o momento de rolagem e o deslocamento vertical.

A massa desses conjuntos, que estão fisicamente representadas em cada uma das rodas do veículo, agrega a massa total de todos componentes que não estão suspensos, ou seja, que não estão sendo sustentados pelo sistema de suspensão do veículo, como os pneus, rodas, conjunto de frenagem, alguns componentes do sistema de direção, etc.

Os três GDL remanescentes são descritos pela massa suspensa do modelo, sendo esta, o somatório das massas que são ativamente suspensas pelo sistema de suspensão como a carroceria completa do veículo, passageiros, cargas de transporte, etc. Este conjunto de massas se movimenta verticalmente no eixo z e apresenta rotações relacionadas aos eixos x e y .

Adiante, a Figura 14 apresenta as constantes matemáticas empregadas para determinação das equações do movimento do modelo.

Figura 14 - Definição das constantes para o modelo matemático



Fonte: Adaptado de Tchamna et al. (2015)

Na imagem acima temos as constantes de rigidez das molas descritas respectivamente como k_1, k_2, k_3 e k_4 , as constantes de amortecimento dos amortecedores c_1, c_2, c_3 e c_4 , e k_t representa a constante elástica dos pneus. As variáveis z_{s_i} e \dot{z}_{s_i} , $i = 1 \dots 4$, são utilizadas para descrever os deslocamentos e velocidades para a massa suspensa em cada um dos pontos do modelo.

Utilizando a 2ª Lei de Newton, no qual $\Sigma F = m \cdot a$ e considerando as massas não suspensas como m_1, m_2, m_3 e m_4 , a massa suspensa como m_s , pode-se escrever a equação cinemática para força e deslocamento linear da massa suspensa sendo a

posição inicial do modelo acima definida em um equilíbrio estático. Tem-se então a Equação (2).

$$-k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) - c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) - c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) - k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) - c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) - c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) = m_s \cdot \ddot{z}_s \quad (2)$$

Sendo, as variáveis z_{m1}, z_{m2}, z_{m3} e z_{m4} os respectivos deslocamentos verticais para cada uma das massas não suspensas e as variáveis $\dot{z}_{m1}, \dot{z}_{m2}, \dot{z}_{m3}$ e \dot{z}_{m4} suas velocidades.

Para a massa suspensa tem-se z_{s1}, z_{s2}, z_{s3} e z_{s4} como seu deslocamento vertical em cada ponto do sistema e suas derivadas $\dot{z}_{s1}, \dot{z}_{s2}, \dot{z}_{s3}$ e \dot{z}_{s4} correspondem as velocidades para os mesmos pontos de referência.

Conforme Sabka (2017), tais incógnitas podem ser deduzidas pelas Equações (3) a (10) dispostas a seguir, onde t_b representa a dimensão da bitola do veículo. O somatório de $t_l + t_r$, l_r e l_f representam as distâncias entre o centro de gravidade ao eixo traseiro e frontal, respectivamente.

$$z_{s1} = z_s - l_f \cdot \text{tg}(\theta) + 0,5 \cdot t_b \cdot \text{tg}(\Phi) \quad (3)$$

$$z_{s2} = z_s - l_f \cdot \text{tg}(\theta) - 0,5 \cdot t_b \cdot \text{tg}(\Phi) \quad (4)$$

$$z_{s3} = z_s + l_r \cdot \text{tg}(\theta) - 0,5 \cdot t_b \cdot \text{tg}(\Phi) \quad (5)$$

$$z_{s4} = z_s + l_r \cdot \text{tg}(\theta) + 0,5 \cdot t_b \cdot \text{tg}(\Phi) \quad (6)$$

$$\dot{z}_{s1} = \dot{z}_s - l_f \cdot \dot{\theta} \cdot \sec^2(\theta) + 0,5 \cdot t_b \cdot \dot{\Phi} \cdot \sec^2(\Phi) \quad (7)$$

$$\dot{z}_{s2} = \dot{z}_s - l_f \cdot \dot{\theta} \cdot \sec^2(\theta) - 0,5 \cdot t_b \cdot \dot{\Phi} \cdot \sec^2(\Phi) \quad (8)$$

$$\dot{z}_{s3} = \dot{z}_s + l_r \cdot \dot{\theta} \cdot \sec^2(\theta) - 0,5 \cdot t_b \cdot \dot{\Phi} \cdot \sec^2(\Phi) \quad (9)$$

$$\dot{z}_{s4} = \dot{z}_s + l_r \cdot \dot{\theta} \cdot \sec^2(\theta) + 0,5 \cdot t_b \cdot \dot{\Phi} \cdot \sec^2(\Phi) \quad (10)$$

Assim, pode-se determinar as equações de movimento para cada uma das massas não suspensas do sistema, representadas pelas Equações (11) a (14), sendo z_r o deslocamento do solo em contato as rodas do veículo. 41

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 = k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) + c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_t \cdot (z_{m1} - z_{r1}) \quad (11)$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 = k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) + c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) - k_t \cdot (z_{m2} - z_{r2}) \quad (12)$$

$$m_3 \cdot \ddot{z}_3 = k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) + c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_t \cdot (z_{m3} - z_{r3}) \quad (13)$$

$$m_4 \cdot \ddot{z}_4 = k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) + c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) - k_t \cdot (z_{m4} - z_{r4}) \quad (14)$$

Com base na Figura 14 nota-se a representação do momento de rolagem (*roll*) dada por Φ e o momento de arfagem (*pitch*) por θ , para os momentos de inércia I_x e I_y . Com a formulação de Newton-Euler e aplicando o somatório dos momentos em cada eixo, chega-se nas Equações (15) e (16).

$$I_x \cdot \ddot{\Phi} = 0,5 \cdot t_b [k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) + c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) + k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) + c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) - c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) - c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4})] \quad (15)$$

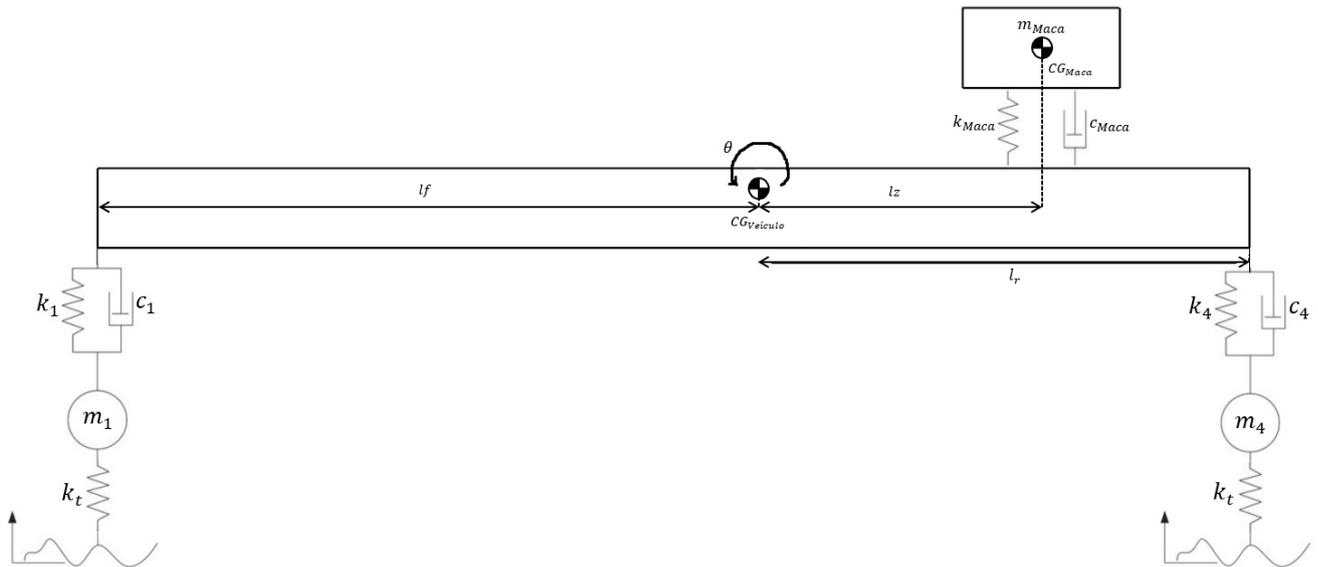
$$I_y \cdot \ddot{\theta} = [k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) + c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) + k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) + c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2})] \cdot l_f + [-k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) - c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) - c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4})] \cdot l_r \quad (16)$$

Deste modo, todas as equações físicas descritas precisam ser simultaneamente resolvidas para determinação do movimento completo do veículo, umas vezes que se tem variáveis dependentes.

Adiante, para a modelagem da problemática imposta, levando em consideração um paciente em situação de transporte, irá adotar-se a presença da maca com o paciente como uma nova massa suspensa acima de massa suspensa do veículo.

Desta forma, a massa suspensa provida da somatória entre a massa da maca e do paciente transportado, está fixa em um ponto do assolho do veículo a uma certa distância l_z , sendo esta, a distância entre o CG do veículo para o CG da maca, levando em consideração o sistema descrito pela Figura 14, portanto, o sistema apresenta oito GDL. A Figura 15 ilustra o modelo levando-se em conta a vista lateral do veículo.

Figura 15 - Representação do sistema visto lateralmente



Fonte: O Autor (2023)

Surge, com essa nova massa, mais uma equação de movimento para o novo corpo do sistema, levando em consideração uma constante de rigidez de mola k_{Maca} e uma constante de amortecimento c_{Maca} equivalentes, onde as variáveis Z_b e x_{Maca} são os respectivos deslocamentos verticais da base da maca e a segunda é o deslocamento da massa dela m_{Maca} ao ponto de apoio, sendo estas representadas pela Equação (17).

$$m_{Maca} \cdot \ddot{x}_{Maca} = k_{Maca} \cdot (x_{Maca} - Z_b) + c_{Maca}(\dot{x}_{Maca} - \dot{Z}_b) \quad (17)$$

Portanto, as novas equações que traduzem o movimento vertical imposto ao CG da maca acoplado ao assoalho do veículo são representadas pelas Equação (18) e Equação (19).

$$Z_b = z_s + \text{sen}(\theta) \cdot l_z \quad (18)$$

$$\dot{Z}_b = \dot{z}_s + \dot{\theta} \cdot \text{cos}(\theta) \cdot l_z \quad (19)$$

Desta forma, inserindo ambas Equações (18) e (19) na Equação (17) tem-se a equação do movimento para a massa da maca, considerando o movimento vertical proveniente da massa suspensa do chassis.

$$m_{Maca} \cdot \ddot{x}_{Maca} = k_{Maca} \cdot [x_{Maca} - (z_s + \text{sen}(\theta) \cdot lz)] + c_{Maca} [\dot{x}_{Maca} - (\dot{z}_s + \dot{\theta} \cdot \text{cos}(\theta) \cdot lz)] \quad (20)$$

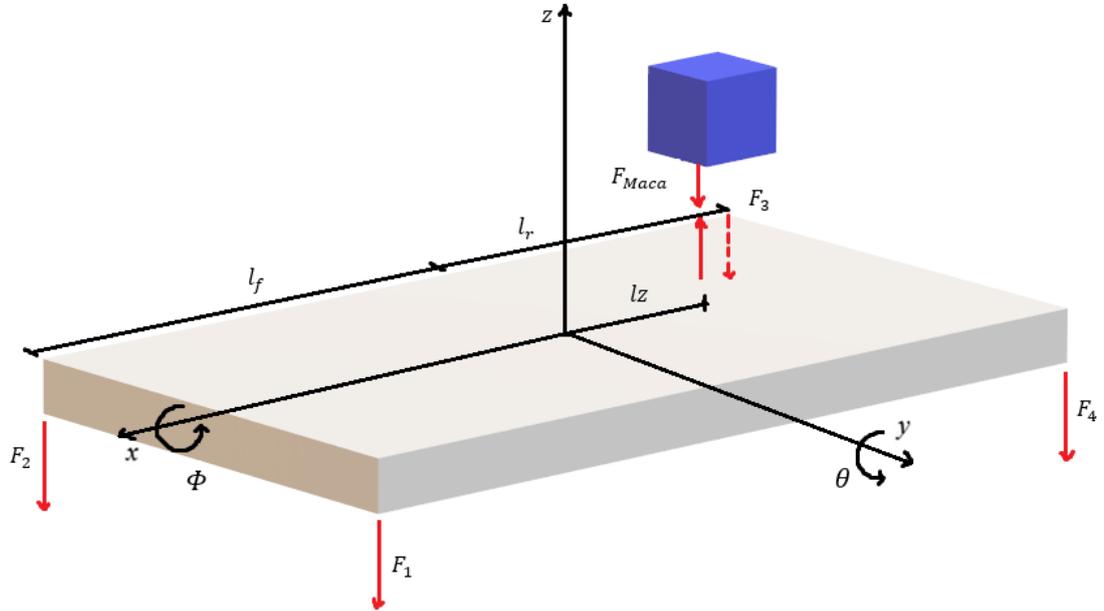
Quanto aos valores referentes ao peso bruto total da massa do novo objeto suspenso, entende-se que a composição do mesmo é definida pela somatória do peso da maca retrátil e do peso total do paciente.

Segundo a Medaxo (2023), a maca retrátil é um equipamento essencial para o transporte seguro de pacientes em situações de emergência. O modelo disponibilizado pela marca tem peso bruto aproximado de 35 kg e dimensões padronizadas de 1,8 m de comprimento por 0,55 m de largura. Considerando que o posicionamento da maca tem uma de suas arestas menores na mesma linha do CG do veículo, define-se a distância lz em 0,9 m.

Para a massa total do paciente a ser transportado será considerado um valor estimado de 85 kg, o que totaliza ao conjunto suspenso uma massa de aproximadamente 120 kg.

Portanto, considerando este novo GDL, as equações anteriores serão agrupadas com as demais equações definidas para o modelo com apenas sete GDL, tal que, como ilustrado pela Figura 16 tem-se um novo diagrama de corpo livre.

Figura 16 - Diagrama de corpo livre para o novo modelo com 8 graus de liberdade



Fonte: O Autor (2023)

Desta forma, as equações globais do sistema proposto, no qual contém os oito GDL descritos, são mostradas abaixo pela Equação (21), Equação (22) e Equação (23). As demais equações, das massas não suspensas, nas Equações (11) a (14), não terão alterações em suas expressões matemáticas.

$$m_s \cdot \ddot{z}_s = -k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) - c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) - c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) - k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) - c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) - c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4}) + k_{Maca} \cdot (x_{Maca} - Z_b) + c_{Maca} \cdot (\dot{x}_{Maca} - \dot{Z}_b) \quad (21)$$

$$I_x \cdot \ddot{\Phi} = 0,5 \cdot t_b [k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) + c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2}) + k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) + c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) - c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) - k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) - c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4})] \quad (22)$$

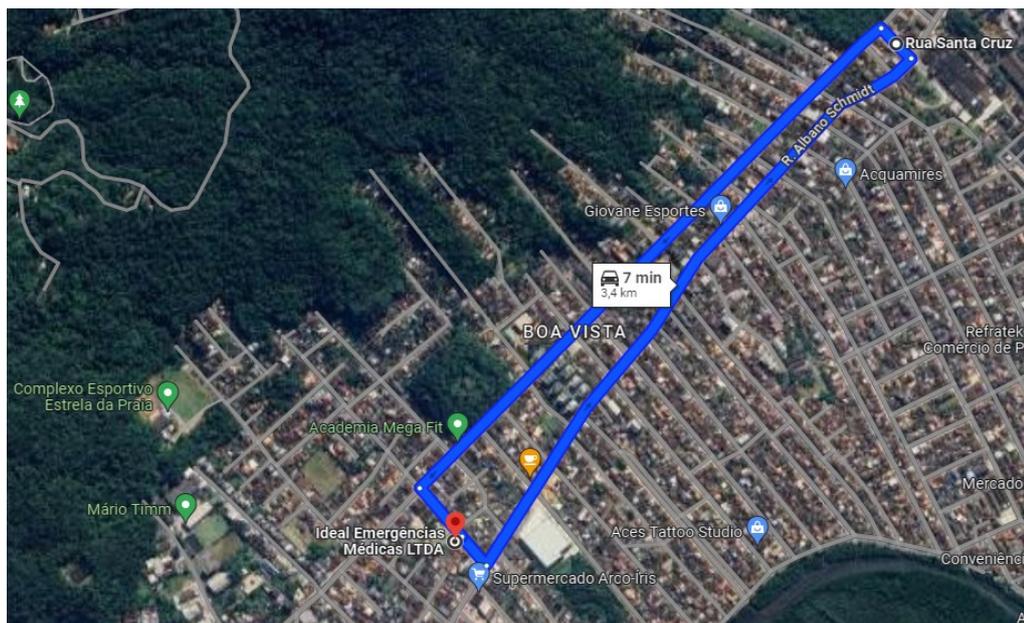
$$I_y \cdot \ddot{\theta} = [k_1 \cdot (z_{s1} - z_{m1}) + c_1 \cdot (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{m1}) + k_2 \cdot (z_{s2} - z_{m2}) + c_2 \cdot (\dot{z}_{s2} - \dot{z}_{m2})] \cdot l_f + [-k_3 \cdot (z_{s3} - z_{m3}) - c_3 \cdot (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{m3}) - k_4 \cdot (z_{s4} - z_{m4}) - c_4 \cdot (\dot{z}_{s4} - \dot{z}_{m4})] \cdot l_r + [k_{Maca} \cdot (x_{Maca} - Z_b) + c_{Maca} \cdot (\dot{x}_{Maca} - \dot{Z}_b)] \cdot l_z \quad (23)$$

3.4 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Conforme visita citada anteriormente, na seção 1 deste trabalho, a empresa Ideal Emergências Médicas disponibilizou um dos seus veículos de frota, utilizado para operações de resgate e transporte, para ser objeto de estudo, no qual foram feitas medições com celulares em dois pontos distintos no interior do furgão, no assoalho do veículo e na maca posicionada ao centro.

O trajeto foi realizado no bairro Boa Vista, em Joinville, no dia 30/09/2023. A distância percorrida na rota foi de aproximadamente 3,7 km com duração de cerca de 9 minutos. A Figura 17 ilustra o trajeto total percorrido em uma imagem via satélite disponível pelo Google Maps 2023.

Figura 17 - Trajeto percorrido durante experimentação



Fonte: O Autor (2023)

A maior parte do trecho era de pavimentação asfaltada sendo apenas as ruas perpendiculares providas de pavimentação em calçamento, o que ocasionava uma oscilação vibracional mais perceptível do que nas vias principais. A Figura 18 apresenta uma destas ruas descritas, sendo esta a rua onde é sediada a empresa Ideal Emergências Médicas.

Figura 18 - Rua com pavimentação em calçamento



Fonte: Adaptado de Google Maps (2019)

As medições foram feitas utilizando o programa Physics Toolbox Sensor Suite, com dois celulares posicionados um no assoalho do veículo e outro na maca. Devido a limitação da precisão dos aparelhos, entendeu-se que ao invés do posicionamento do celular em um ponto estimado da posição do CG do veículo, buscou-se aproximar ao máximo possível de uma das rodas, a fim de captar o comportamento na região próxima de uma das massas não suspensas do veículo.

O outro dispositivo foi posicionado na parte inferior da maca, para evitar o material acolchoado da parte superior da mesma. Este posicionamento foi referenciado aproximadamente no centro da área do plano das dimensões da maca, tendo esta 1,8 m de comprimento por 0,5 m. A Figura 19 representa onde foram posicionados os aparelhos celulares utilizados como medidores das oscilações do experimento.

Figura 19 - Posicionamento dos aparelhos medidores



Fonte: O Autor (2023)

Ao final da medição foram adquiridos sinais contendo valores das acelerações submetidas e movimentação com base no giroscópio dos celulares. Nota-se que a maca é fixada aproximadamente na linha centralizada do furgão além de possuir dois mecanismos de estabilização em ambas extremidades, denominados de batentes. Este tipo de mecanismo garante que não haja movimentações da maca durante o trajeto. Foi estimado que o posicionamento do CG da maca esteja mesma linha de atuação no plano longitudinal do veículo, estando à uma certa distância horizontal do mesmo na vista lateral.

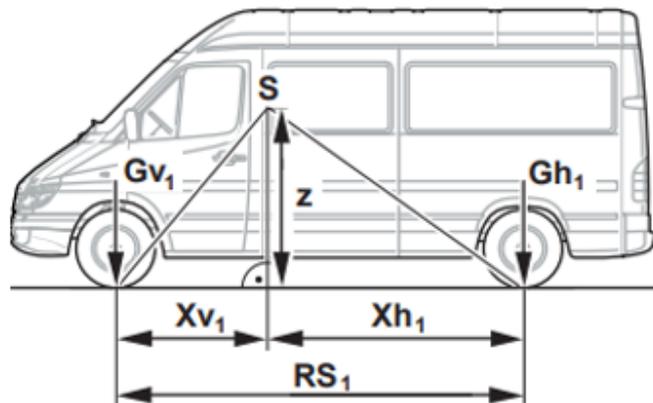
3.5 DADOS CONSTRUTIVOS DO VEÍCULO

Mesmo com todos os parâmetros apresentados no capítulo 3.1, ainda se torna necessária a determinação da posição do centro de gravidade do veículo para que desta forma seja possível determinas referências para os pontos de atuação das forças vibracionais.

Com base no manual Directiva para carroçarias SPRINTER da Mercedes-Benz (2005), a determinação da posição do centro de gravidade estático do modelo pode ser baseada na geometria disposta entre a força aplicada pelo peso (Peso Bruto

Total – PBT) em cada um dos seus eixos e suas distâncias. A Figura 20 apresenta o modelo de medições descrito pela montadora.

Figura 20 - Medições para determinação do CG do veículo



Fonte: Adaptado de Mercedes-Benz (2005)

Considerando a Equação (18) apresentada pelo manual, a distância entre o eixo traseiro ao centro de gravidade do veículo em uma condição plana e estática pode ser mensurada tal que:

$$XH1 = \left(\frac{GV1 \cdot RS1}{GV1 + GH1} \right) \cong 1550,6 \text{ mm} \quad (18)$$

Desta forma, subtraindo com a distância do entre eixos nominal tem-se o comprimento $XV1 \cong 2114,4$ mm. Sendo $GV1$ e $GH1$ os pesos aplicados em cada um dos eixos de apoio com base em no valor médio entre o somatório do PBT e do PBTC do veículo, além de suas distribuições nominais dispostas na seção 3.1, sendo respectivamente 42,3% da massa total sobreposta ao eixo dianteiro e 57,7% para o eixo traseiro.

Os pneus utilizados neste tipo de veículo são configurados como do tipo 225/75R16C, conforme a montadora para uma aplicação de carga máxima sobre o

eixo dianteiro até 2100 kg o valor para a pressão interna dos pneus é de 410 kN/m² ou aproximadamente 60 psi.

Segundo Wong (2001), a seguinte relação pode ser utilizada para as massas suspensa m_s e não suspensas m_n , expressa pela Equação (19).

$$m_n = 0,1 \cdot m_s \quad (19)$$

Considerando que a construção do veículo aborde uma simetria entre a distância entre as rodas em um plano frontal, tem-se que a seus valores podem ser definidos por aproximadamente metade do valor nominal do comprimento da bitola.

Como abordado por Genta e Morello (2009), para este tipo de veículo classificado como uma van, uma aproximação adotada para seus momentos de inércia longitudinal e transversal podem ser descritas tal que para a longitudinal o valor é cerca de 1400 kg.m² e para a transversal é 6000 kg.m². Da mesma forma Genta e Morello (2009) propõe uma altura de CG inicial de aproximadamente 679 mm.

A Tabela 1 apresenta dados construtivos do veículo, adaptados do manual da montadora, para o caso em que o veículo se apresenta em uma condição estática e plana.

Tabela 1 - Dados construtivos do veículo

Dados do veículo	Símbolo	Valores
Massa do veículo (média entre o PBT e o PBTC)	M_T	4500 kg
Massa suspensa do veículo	m_s	4050 kg
Massa do eixo dianteiro	$GV1$	1903,85 kg
Massa suspensa do eixo dianteiro	m_{sf}	1713,47 kg
Massa não suspensa do eixo dianteiro	m_{usf}	190,3 kg
Massa do eixo traseiro	$GH1$	2596,15 kg
Massa suspensa do eixo traseiro	m_{sr}	2336,53 kg
Massa não suspensa do eixo traseiro	m_{usr}	259,62 kg
Massa da maca sem o paciente	m_{maca}	35 kg
Massa da maca com o paciente	m_{mcp}	12 kg

Comprimento entre eixos	$RS1$	3,665 m
Comprimento da bitola	Bt	1,768 m
Distância das rodas dianteiras ao CG	$XV1$	2,114 m
Distância das rodas traseiras ao CG	$XH1$	1,551 m
Distância das rodas direitas ao CG (plano frontal)	t_r	0,884 m
Distância das rodas esquerdas ao CG (plano frontal)	t_l	0,884 m
Altura do CG	z	0,679 m
Momento de inércia longitudinal	I_x	1400 kg.m ²
Momento de inércia transversal	I_y	6000 kg.m ²
Rigidez dos pneus	k_t	410000 N/m
Distância longitudinal do CG do veículo ao CG da maca	l_z	0,9 m

Fonte: Adaptado de Mercedes-Benz (2023)

3.6 DADOS DAS CONSTANTES DE RIGIDEZ

Em geral, para as informações técnicas específicas de projeto, para o veículo adotado como estudo de caso, existe certa dificuldade para serem encontrados valores para os coeficientes de rigidez para a suspensão e amortecedores em catálogos de peças e manuais.

Com base em Li et al (2019), o autor aborda uma modelagem utilizando também um veículo médico para determinação de impactos das vibrações para o paciente em situação de transporte médico. O modelo desenvolvido apresenta dez GDL e uma análise baseada apenas no plano lateral do veículo, tendo as oscilações verticais providas do contato das rodas com a pista.

Segundo Li et al (2019), as variáveis foram obtidas de acordo com a deflexão estática da suspensão, com as relações correspondentes entre a suspensão dianteira e traseira, a frequência natural da suspensão, razão de amortecimento da suspensão, deflexão dinâmica da suspensão além do peso aplicado nas rodas do modelo. A Figura 21 apresenta os valores mínimos e máximos definidos pelo autor para os coeficientes do sistema.

Figura 21 - Tabela de valores definidos para os coeficientes de projeto

Parâmetros	Limite inferior	Limite superior
c_{tf} (N.s/m)	251	306
c_{tr} (N.s/m)	251	306
c_{suf} (N.s/m)	3105	7800
c_{sur} (N.s/m)	4163	10 630
c_d (N.s/m)	495	605
c_{stf} (N.s/m)	171	209
c_{str} (N.s/m)	171	209
k_{tf} (N/m)	405 000	495 000
k_{tr} (N/m)	405 000	495 000
k_{suf} (N/m)	72 727	118 850
k_{sur} (N/m)	111 130	181 070
k_d (N/m)	11 070	13 530
k_{stf} (N/m)	19 224	23 496
k_{str} (N/m)	19 224	23 496

Fonte: Adaptado de Li et al (2019).

De acordo com os valores dos coeficientes para a suspensão destacados, as variáveis c_{suf} e c_{sur} correspondem aos coeficientes de amortecimento frontal e traseiro da suspensão, k_{suf} e k_{sur} correspondem aos coeficientes de rigidez frontal e traseira da suspensão.

Estas variáveis foram utilizadas, tal que seus valores médios calculados entre os mínimos e máximos, serão empregados a cada uma das rodas dianteiras e traseira, respectivamente para o sistema modelado.

Tendo em vista que as variáveis c_{stf} , c_{str} , k_{stf} e k_{str} são os coeficientes de amortecimento e rigidez frontal e traseiro dos pontos de apoio da maca do modelo de Li et al (2019), os mesmos serão empregados como os coeficientes da maca modelada no estudo de caso seguindo o mesmo método de cálculo para as variáveis da suspensão, porém, aplicado ao ponto de apoio entre a maca e o assoalho.

Desta forma, a Tabela 2 ilustra os valores obtidos para utilização neste trabalho após os cálculos descritos.

Tabela 2 – Dados das constantes de rigidez e amortecimento do modelo

Contantes de rigidez obtidos	Símbolo	Valores
Coeficiente de rigidez da suspensão dianteira (roda direita)	k_{sf1}	47895 N/m
Coeficiente de rigidez da suspensão dianteira (roda esquerda)	k_{sf2}	47895 N/m
Coeficiente de rigidez da suspensão traseira (roda direita)	k_{sr3}	73050 N/m
Coeficiente de rigidez da suspensão traseira (roda esquerda)	k_{sr4}	73050 N/m
Constante de amortecimento da suspensão dianteira (roda direita)	c_{sf1}	2727 N.s/m
Constante de amortecimento da suspensão dianteira (roda esquerda)	c_{sf2}	2727 N.s/m
Constante de amortecimento da suspensão traseira (roda direita)	c_{sr3}	3699 N.s/m
Constante de amortecimento da suspensão traseira (roda esquerda)	c_{sr4}	3699 N.s/m
Coeficiente de rigidez equivalente da maca	k_{Maca}	42720 N/m
Constante de amortecimento equivalente da maca	c_{Maca}	380 N.s/m

Fonte: O Autor (2023)

3.7 MODELO DE EXCITAÇÃO DE VIA

Para se mensurar os efeitos vibratórios causados pela via, quando o veículo está em atividade, se torna necessário que o modelo proposto seja submetido a forças de excitação por sua base, ilustrando as forças entre pneu e pista em condições de tráfego.

3.7.1 Excitação por função aleatória

Tendo em vista os objetivos deste estudo relacionados a eficiência comportamental da suspensão, é interessante realizar uma simulação de via similar a um modelo aleatório para as condições da estrada em que o veículo pode trafegar.

Segundo Sabka (2017), um modelo de pista aleatório pode ser definido pela Equação 21, esta equação foi desenvolvida com a utilização de um sinal de ruído

branco (com frequências de excitação f_a) e atenuado por um filtro passa-baixos, resultando em oscilações com frequência f_r . Tal modelagem, baseia-se em uma definição estatística para características do perfil da pista apresentada pela densidade espectral de potência S_a .

Segundo Wong (2001), diversas organizações tentaram por vários anos realizar uma classificação para a rugosidade (irregularidades) das superfícies das estradas, sendo que a ISO 8608 (International Organization for Standardization) propôs uma classificação de A até H baseada na relação densidade espectral de potência e a frequência espacial para perfis de pista. A Figura 22 apresenta a tabela de classificação das vias conforme as faixas de rugosidade de pista proposta pela ISO.

Figura 22 – Tabela de classificação de rugosidade de pista

Classificação	Grau de Rugosidade $S_g(\Omega_0), 10^{-6} \text{ m}^2/\text{ciclos/m}$	
	Faixa	Média Geométrica
A (Muito Boa)	<8	4
B (Boa)	8–32	16
C (Média)	32–128	64
D (Ruim)	128–512	256
E (Muito Ruim)	512–2048	1024
F	2048–8192	4096
G	8192–32,768	4096
H	>32,768	16384

Fonte: Adaptado de Wong (2001).

Para a faixa B, que seria uma condição boa de pavimentação de via, a faixa para o grau de rugosidade varia entre 8 a 32, portanto, é possível determinar coeficiente de rugosidade da pista com base no valor máximo da faixa escolhida, tal que $S_0 = 3,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{ciclo/m}$.

A variável v representa o valor da velocidade de tráfego do veículo na via, a variável f'_a [ciclo/m] corresponde a frequência espacial expressa pela razão entre a frequência de excitação (f_a) e a velocidade do veículo (v), ilustrado pela Equação 22.

A variável f'_0 é a frequência de corte espacial do filtro passa-baixos e é definida pela Equação 23 como o valor da divisão da frequência de corte f_c pela velocidade do veículo, sendo esta frequência definida por $1,04 \text{ rad/s}$ conforme Sabka.

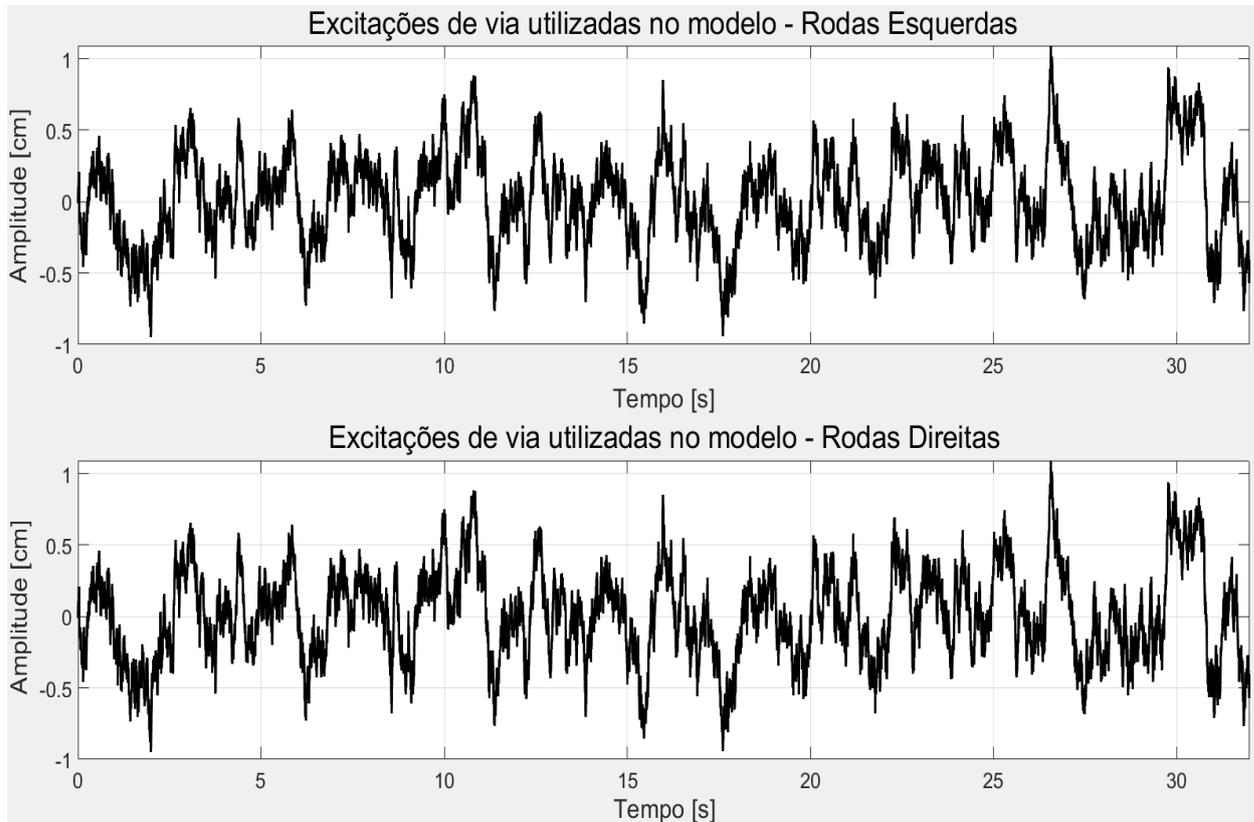
$$S_a(f'_a) = S_0 \cdot \left(\frac{1/f'_a{}^2}{1 + (f'_0/f'_a)^2} \right) \quad (21)$$

$$f'_a = \left(\frac{f_a}{v} \right) \quad (22)$$

$$f'_0 = \left(\frac{f_c}{v} \right) \quad (23)$$

Por meio do algoritmo utilizado para criação desta função aleatória de pista, tornou-se possível realizar a construção de um gráfico que traduza o comportamento da função, tal que, na Figura 23 tem-se a disposição das funções aleatórias de pista para as rodas esquerdas e rodas direitas do veículo, utilizadas na simulação numérica do modelo. É possível notar que para o valor do coeficiente de pista escolhido, os picos máximos de excitação ficam em torno de 1 cm.

Figura 23 – Gráfico da função aleatória para excitação de pista



Fonte: O Autor (2023)

4 RESULTADOS

A partir das modelagens propostas no capítulo anterior, foi possível realizar as simulações utilizando o programa *Matlab R2020a*. No ambiente de desenvolvimento todas as equações foram escritas e atreladas às variáveis de entrada que representam os parâmetros da suspensão do veículo definido.

Vale ressaltar que, dentre as funções dispostas no programa, a função *ode15s* teve papel fundamental para o cálculo das equações diferenciais de primeira ordem, onde o método Runge-Kutta foi empregado.

Segundo Sabka (2017), este método é capaz de calcular soluções numéricas acuradas de quarta e quinta ordem, no qual realiza o processamento seis vezes na mesma equação. O método varia o intervalo de cálculo a cada passo, automaticamente escolhendo os novos intervalos e assim sequencialmente.

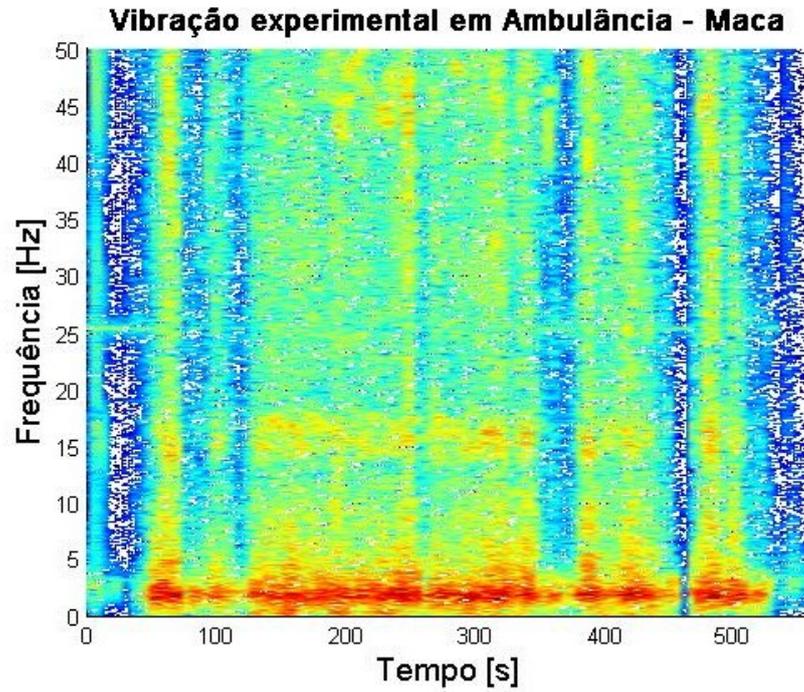
Nesta seção, serão apresentados os resultados obtidos graficamente para os modelos descritos com sua aplicação para a função de descrição da pista de operação.

4.1 DADO EXPERIMENTAL

Os dados coletados, durante o trajeto realizado na experimentação da seção 3.4, foram importados para o ambiente do Matlab sendo possível criar elementos gráficos para comparação com o modelo numérico desenvolvido. A ideia consiste em comparar ambos resultados de modo a conseguir um modelo numérico ajustado com base em uma experimentação física, visando uma maior aproximação com a realidade do estudo.

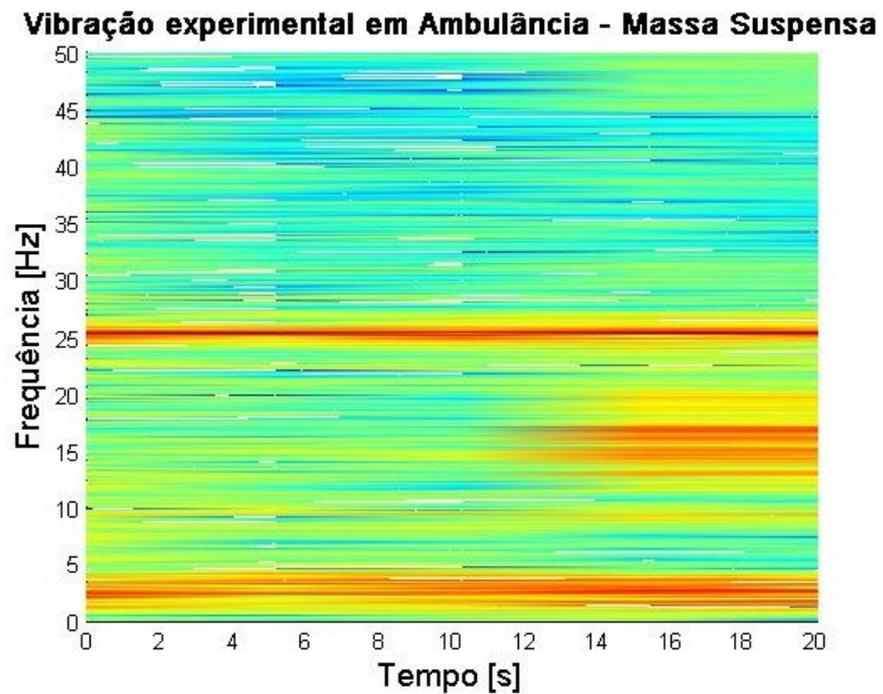
Com a utilização de um algoritmo, que pôde traduzir os sinais coletados em elementos gráficos que ilustram o espectro das frequências naturais pelo tempo medido, tornou-se possível analisar o comportamento vibracional da experimentação realizada. As Figura 24 e Figura 25 são respectivamente estes gráficos de frequência pelo tempo realizado para a medição nos pontos do assoalho e da maca da ambulância.

Figura 24 - Gráfico tempo/frequência experimental para a maca da ambulância



Fonte: O Autor (2023)

Figura 25 - Gráfico tempo/frequência experimental para a massa suspensa da ambulância



Fonte: O Autor (2023)

Com base nos resultados obtidos para os visuais anteriores, é possível notar que existem algumas frequências que apresentaram maior nível de intensidade, para ambos os pontos de medição. Na Figura 24 destacam-se as bandas de aproximadamente 1 a 4,5 Hz, possivelmente provenientes dos modos de vibração da massa suspensa e/ou da maca, há também as bandas de cerca de 14,5 a 15,5 Hz geradas possivelmente pelo modo vibracional das massas não suspensas, sendo estas, mais perceptíveis na medição efetuada no assoalho.

Além destas frequências, nota-se também uma banda com aproximadamente 25 Hz, sendo mais intensa na Figura 25, o que pode se caracterizar como uma frequência natural de algum componente veicular ou proveniente das excitações geradas pelos sistemas veiculares da ambulância, como por exemplo por um equipamento ligado ao motor. Ainda analisando a mesma figura, nota-se uma banda similar à de menor frequência com cerca de 1 a 4,5 Hz, sendo esta perceptível desde o marco zero da medição, entende-se que esta pode conter o modo de vibração da massa suspensa do modelo.

Comparando ambas imagens é possível notar uma diferença temporal de medição, infelizmente, isso ocorreu devida a uma falha no instrumento de medição disposto a captar os dados para o ponto do assoalho da ambulância, desta forma, foram captados apenas aproximadamente 32 segundos de experimentação.

4.2 MODELO NÚMÉRICO

Para o modelo proposto na seção 3.3 deste estudo, as equações globais foram utilizadas para o desenvolvimento de duas análises, sendo que a primeira aborda a metodologia para determinação dos autovetores e autovalores do sistema do formato matricial das equações de movimento, tal como mostrado na Equação (1).

O segundo algoritmo, que utiliza o método integrador ode15s, tem como base as equações globais de todos GDL do sistema, além de dispor da função aleatória de excitação da via como variável de entrada para determinação das respostas temporais dos GDL, tais como as acelerações verticais do modelo.

4.1.1 Ajuste de modelo

No primeiro modelo, os parâmetros das matrizes foram ajustados de modo a se equiparar aos dados coletados na experimentação física em relação às componentes de frequências (naturais), portanto, o ponto de partida das análises modais teve seu início quando os valores obtidos na modelagem convergiram a valores próximos definidos pelas bandas de frequências naturais das medições experimentais.

Com base nos valores dispostos na Tabela 1, o ajuste dos parâmetros foi feito de modo adequar os resultados aos valores obtidos pelas medições, porém, não foi alterada nenhuma das dimensões estruturais do veículo tampouco os coeficientes de rigidez e amortecimento definidos na Tabela 2. Utilizou-se a massa da maca vazia e uma redução das massas não suspensas do veículo para cerca de 5% da massa suspensa do mesmo.

Como resultado deste desenvolvimento, nota-se que o modelo numérico apresenta oito modos de vibração diferentes, sendo que cada um destes modos está associado a uma frequência natural. A Tabela 3 mostra os GDL com movimentos mais proeminentes destes modos de vibrar, junto a suas respectivas frequências naturais.

Tabela 3 - Modos de vibração e frequências naturais obtidos

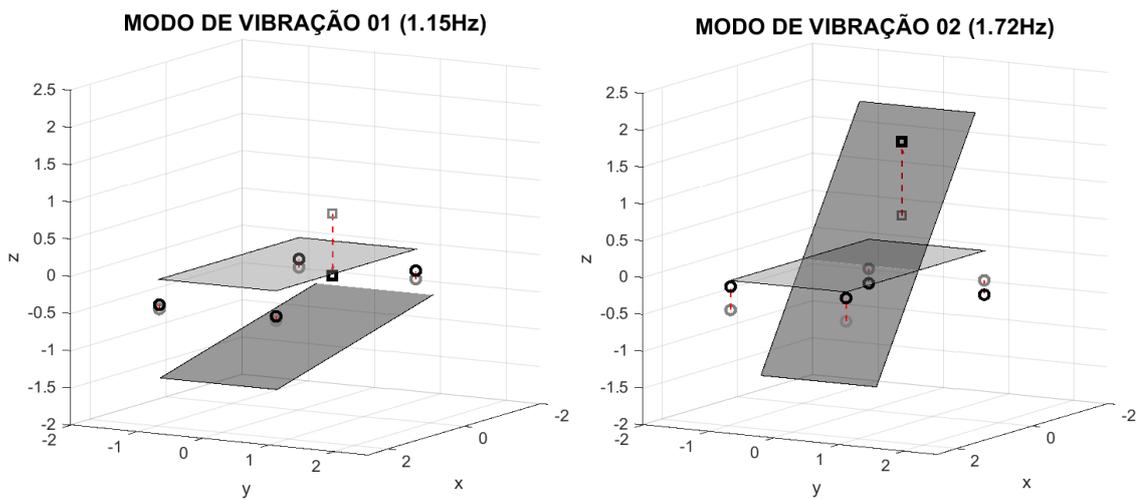
Modos	Frequências naturais [Hz]	Modo
1	1,1497	Vertical da massa suspensa (Assoalho)
2	1,7223	Arfagem da massa suspensa (<i>Pitch</i>)
3	1,7557	Rolagem da massa suspensa (<i>Roll</i>)
4	5,6009	Vertical da massa da maca
5	13,5465	m_3 e m_4 em fase
6	13,5630	m_3 e m_4 em oposição de fase
7	15,4072	m_1 e m_2 em fase
8	15,5014	m_1 e m_2 em oposição de fase

Fonte: O Autor (2023)

Com os resultados obtidos para o modelo, é possível observar que a frequência natural para a maca é aproximadamente cinco vezes maior do que para o assoalho do veículo e que as massas não suspensas do veículo apresentam um faixa de vibração de 13,5 a 15,5 Hz, o que condiz com os gráficos de tempo/frequência mostrados na seção anterior, além de estar dentro da faixa esperada para os modos das massas não suspensas do veículo, conforme Wong (2001).

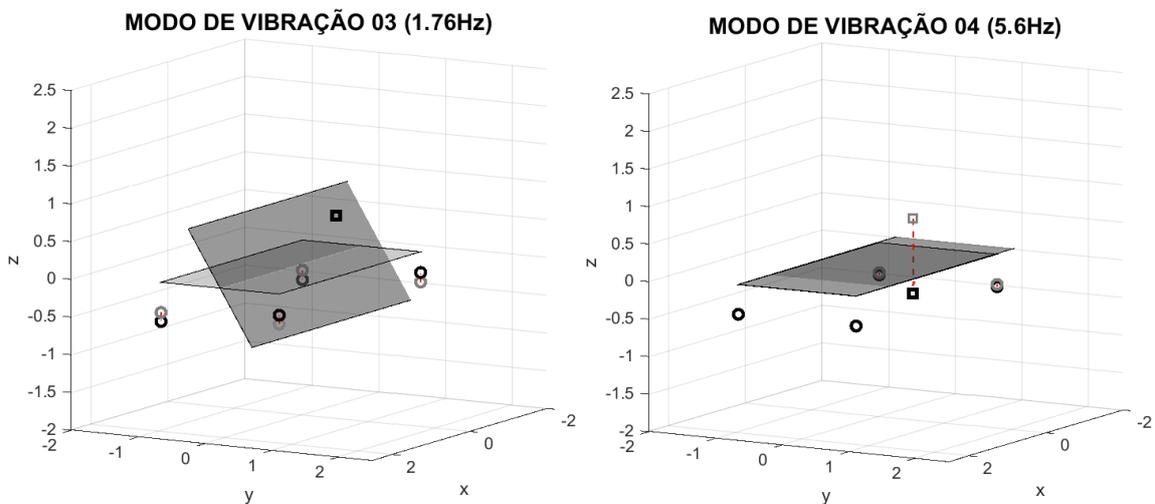
Para visualização dos modos de vibração, a Figura 26, Figura 27, Figura 28 e Figura 29 dispostas adiante ilustram o movimento de cada GDL.

Figura 26 – Modos de vibração 1 e 2



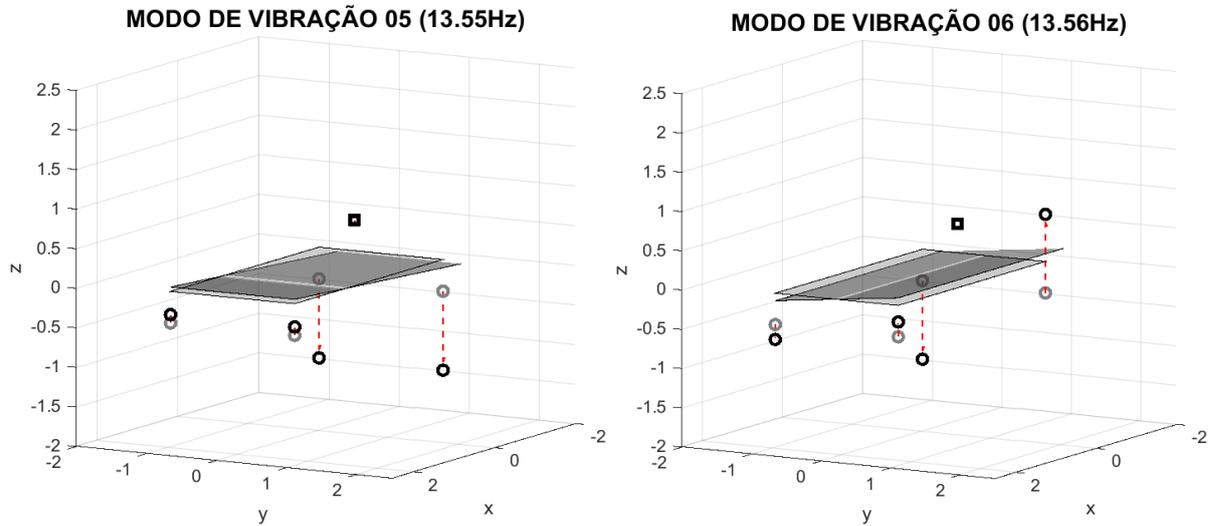
Fonte: O Autor (2023)

Figura 27 - Modos de vibração 3 e 4



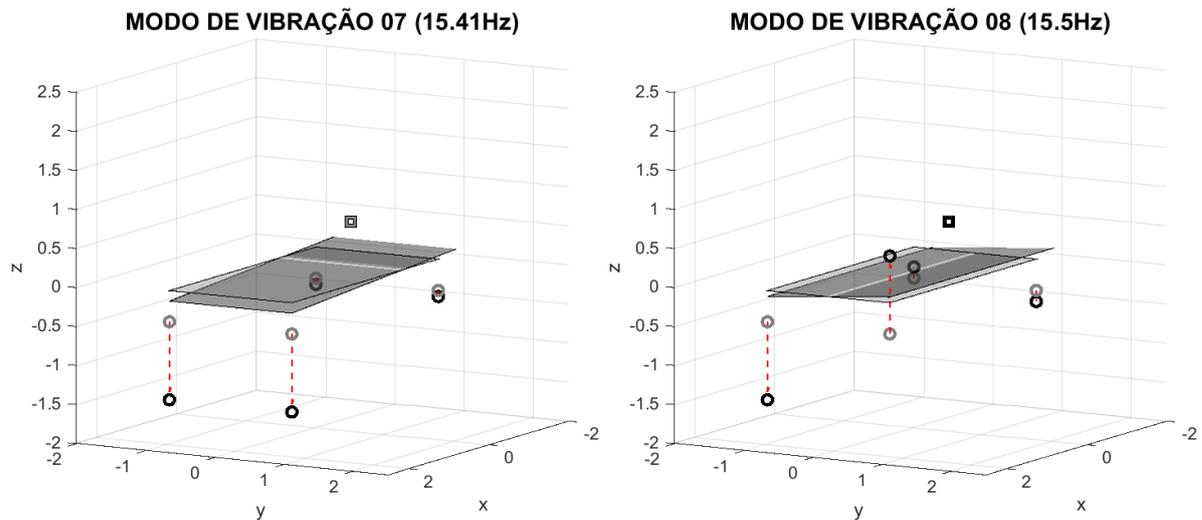
Fonte: O Autor (2023)

Figura 28 - Modos de vibração 5 e 6



Fonte: O Autor (2023)

Figura 29 - Modos de vibração 7 e 8



Fonte: O Autor (2023)

Observando as figuras, nota-se que os modos de vibração um e quatro são referentes aos deslocamentos verticais das massas do assoalho e da maca, respectivamente, tendo uma particularidade no modo um, onde ambas as massas se movimentam no mesmo sentido, o que é coerente, uma vez que o ponto de apoio da maca está fixo no plano do assoalho.

Os modos de vibração dois e três referem-se aos momentos de arfagem e de rolagem do modelo, respectivamente. Assim como no primeiro modo, para o segundo modo é visível que a massa suspensa da maca acompanha o momento de arfagem no mesmo sentido de movimento.

Por fim, os modos de vibração cinco a oito são referentes as massas não suspensas do veículo, sendo que estas, movimentam-se ora em fase (modos 5 e 7) e ora em descolamentos fora de fase (modos 6 e 8).

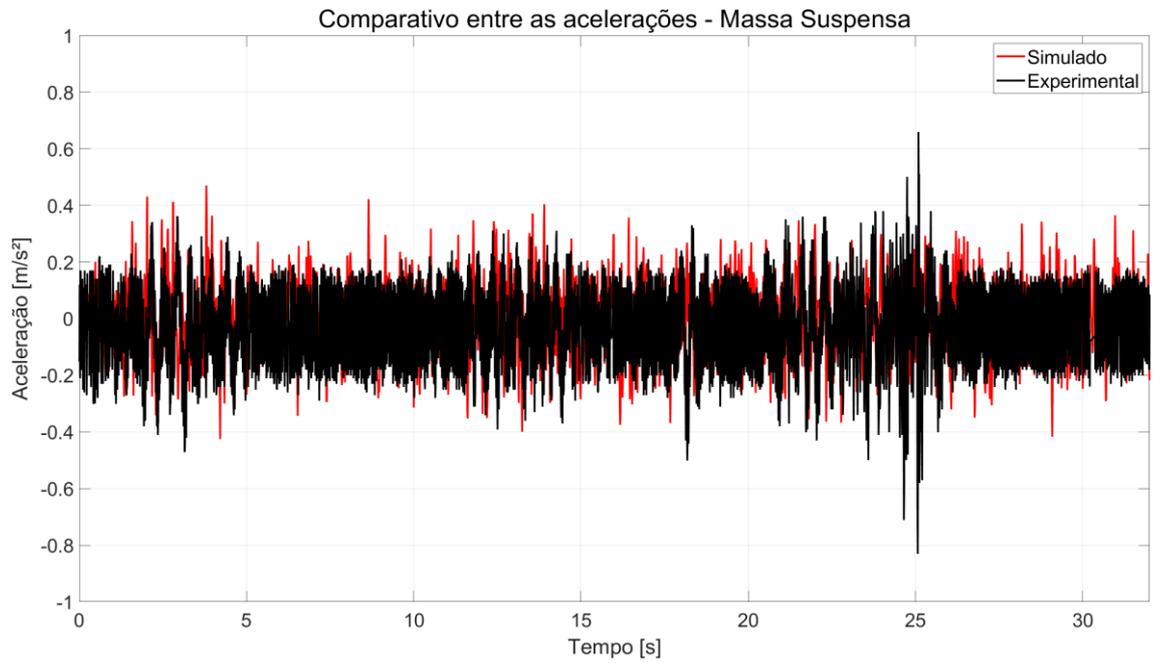
4.1.2 Resposta dinâmica no tempo

Para o algoritmo integrador, utilizaram-se os mesmos parâmetros ajustados pelos autovalores da seção anterior. Para a simulação foram usados o perfil de rugosidade da via definida na seção 3.7.1, e a velocidade de 30 km/h. Por conta da diferença entre os tempos de medição na coleta de dados da experimentação, optou-se por fixar o tempo de simulação do algoritmo em 32 segundos, para que desta forma, todas as situações sejam analisadas em um mesmo intervalo de tempo.

A proposta de análise baseia-se em verificar as oscilações dos movimentos verticais da massa suspensa e da maca em uma comparação entre as acelerações verticais para o modelo simulado e experimental. Além disto, os valores para as acelerações verticais também são comparados pelo cálculo dos valores RMS (*Root mean square*).

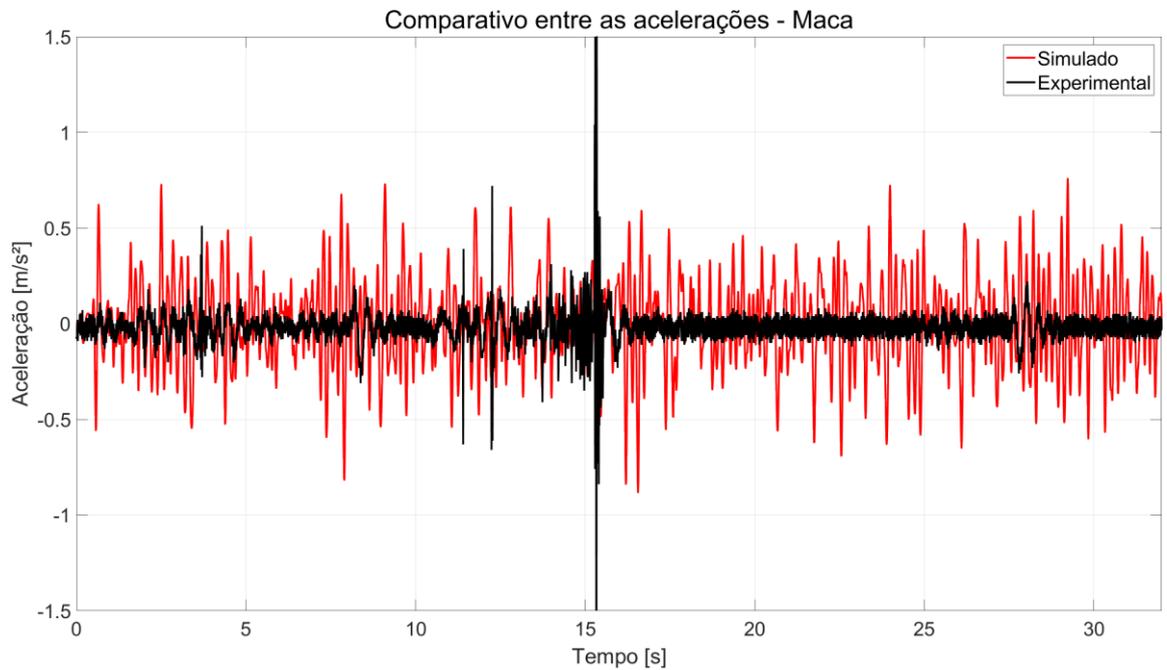
A seguir Figura 30 e a Figura 31 ilustram os resultados gráficos obtidos pelo algoritmo integrador, para a massa suspensa e para a maca respectivamente sendo as curvas em preto os valores para a experimentação e em vermelho os valores providos pelas simulações numéricas.

Figura 30 - Comparação das acelerações para o assoalho



Fonte: O Autor (2023)

Figura 31 - Comparação das acelerações para a maca



Fonte: O Autor (2023)

Ao observar a Figura 30, nota-se que a divergência, entre as amplitudes das curvas, está aparentemente razoável e contínua, o que pode ser resultado de uma melhor assertividade quanto aos coeficientes estruturais referentes a suspensão do veículo modelado. Graficamente, para a Figura 31 esta diferença se encontra mais distorcida, o que pode caracterizar um dimensionamento menos preciso para os coeficientes estruturais da maca em conjunto a distribuição dos pontos de apoio da maca utilizada na experimentação.

É possível notar também em ambas figuras um pulso, sendo este mais evidente na leitura dos dados da maca, que pode se caracterizar por uma oscilação mais abrupta entre a via e as rodas do veículo, como um obstáculo ou um desnível entre a pavimentação.

A Tabela 4 mostra os valores RMS obtidos, calculados com base nos valores das acelerações verticais do sistema, utilizando o método integrador proposto.

Tabela 4 - Valores RMS o das acelerações verticais

Local de medição	Valores de aceleração RMS [m/s^2]		Diferença percentual
	Simulado	Experimental	
Assoalho	0,13287	0,14066	5,54%
Maca	0,24260	0,10333	57,41%

Fonte: O Autor (2023)

Conforme o estudo de Klegraefe (2010), para várias medições em ambulâncias e condições de pista diferentes, em uma velocidade menor ou igual a 35 mph (aproximadamente 56,3 km/h), um valor médio da aceleração RMS no eixo vertical pode ser apresentado entre 0,6 a 0,9 m/s^2 . Analisando a Figura 30 e o comparando os valores RMS obtidos, entende-se que para o assoalho os resultados estão coerentes em ordem de grandeza, algo que é positivo na questão da validação do método numérico desenvolvido.

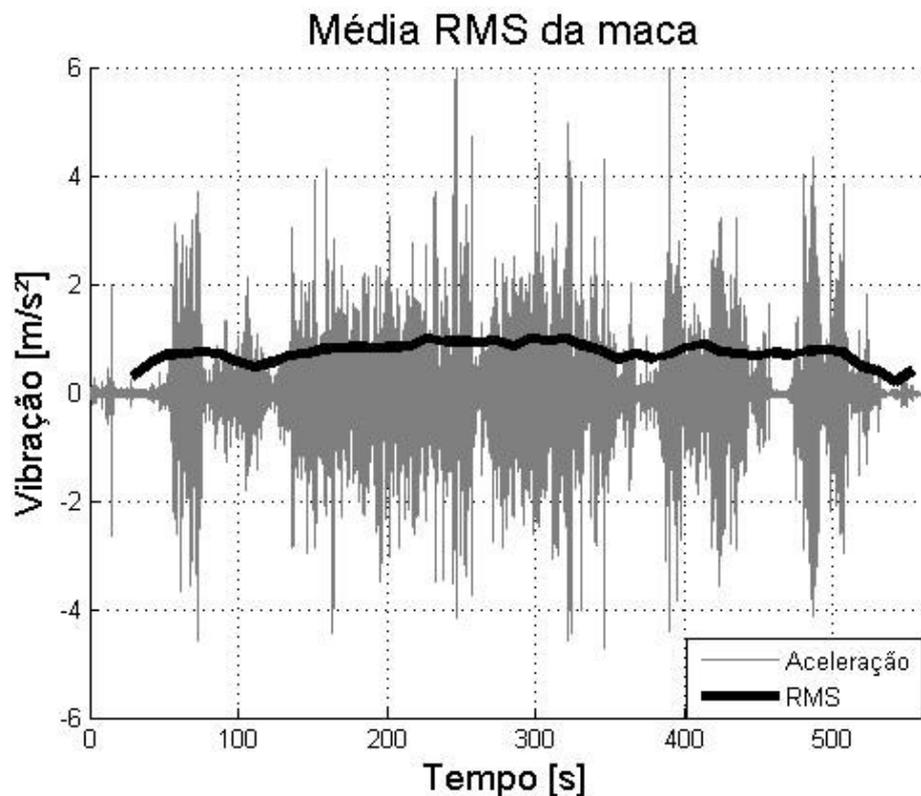
Ao se analisar os resultados da Figura 31 e dos valores RMS resultantes para a maca, nota-se que os valores simulados estão maiores do que os obtidos via experimentação, mas ainda estão próximos em ordem de grandeza. Entende-se que

este desvio possa ser justificado por não se ter dados muito concretos quanto as constantes de rigidez e amortecimento para o suporte da maca.

Para qualquer um dos dois modos de vibração, seja para os resultados simulados ou o experimental, para a aceleração RMS, na faixa de velocidade e rugosidade da via aplicada, ainda se encontram em uma classificação descrita como “não desconfortável” (de 0 a $0,3 \text{ m/s}^2$), segundo Klegraefe (2010). Entretanto, essa condição é determinada no início do movimento da ambulância, sendo em baixa velocidade e não sujeita às condições operacionais de trânsito corriqueiro.

Em uma condição operacional na via, com a maca vazia, foram registradas as amplitudes de vibração da Figura 32. O valor RMS não passou de 1 m/s^2 , mas instantaneamente tiveram picos de aceleração de aproximadamente 6 m/s^2 .

Figura 32 – Vibração em aceleração da maca durante o trajeto de teste.



Fonte: O Autor (2023)

4.3 INFLUÊNCIA DE PARAMETROS CONSTRUTIVOS

Buscando analisar as influências que os fatores construtivos da maca podem ocasionar aos pacientes em situação de transporte, optou-se por realizar variações dos coeficientes de rigidez e amortecimento da maca, que é modelo utilizado no sistema. Não foram feitas quaisquer mudanças aos demais parâmetros construtivos do veículo.

Segundo Ruthes (2016), um método de análise de sensibilidade aplicado em muitos modelos em ciência, engenharia e economia é o SR (*Sensitivity Ratio*). Este método é a relação entre a alteração na saída do modelo por uma mudança em uma variável de entrada e pode ser representado pela Equação (24), onde as variáveis Y_1 e Y_2 são as variáveis de controle referente aos resultados de saída e as variáveis X_1 e X_2 são as variáveis de possíveis entradas dos parâmetros em uma faixa inferior e superior.

$$SR = \frac{(Y_2 - Y_1) / Y_2}{(X_2 - X_1) / X_2} \quad (24)$$

Quanto mais próximo o valor do SR se aproxima a um, maior será a relação da influência que a variável de entrada irá exercer sobre o resultado da variável de saída do sistema. Sendo que, para oposto, quanto mais próximo a zero, menor será a influência causada.

4.3.1 Sensibilidade na frequência natural da maca

Portanto, a proposta baseou-se em alterar os parâmetros da maca em faixas percentuais, tanto em acréscimo quanto em decréscimo, para que dessa forma pudessem ser obtidos diferentes valores para as frequências naturais do modo de vibração do sistema, além de, se utilizar a massa suspensa da maca combinada ao peso do paciente. A Tabela 5 apresenta valores para os parâmetros variados, conforme os valores de rigidez e amortecimento da maca expressos pela Tabela 2.

Tabela 5 - Tabela dos parâmetros alterados por faixa percentual

Variante	Parâmetro	Faixas percentuais			Unidades
		20%	40%	60%	
Acréscimo	Rigidez (K_{maca})	51264	59808	68352	N/m
	Amortecimento (C_{maca})	456	532	608	N.s/m
Decréscimo	Rigidez (K_{maca})	34176	25632	17088	N/m
	Amortecimento (C_{maca})	304	228	152	N.s/m

Fonte: O Autor (2023)

Adiante, os resultados obtidos dos cálculos dos autovalores, tal que, fixaram-se o valor do coeficiente de amortecimento e variou-se o coeficiente de rigidez e, posteriormente, o mesmo foi feito fixando o valor inicial para o coeficiente de rigidez alterando os valores do amortecimento. A Tabela 6 mostra os valores para as frequências naturais associadas ao modo de vibração, referente a maca, para cada uma das faixas de acréscimo e decréscimo.

Tabela 6 - Valores de frequências naturais obtidas variando coeficientes da maca

Variável Fixa	Faixas percentuais	Frequências naturais [Hz]	
		Acréscimo	Decréscimo
Rigidez (K_{maca})	20%	3,3796	2,7668
	40%	3,6479	2,4040
	60%	3,8980	1,9817
Amortecimento (C_{maca})	20%	3,0886	3,0879
	40%	3,0889	3,0875
	60%	3,0892	3,0871

Fonte: O Autor (2023)

Conforme Lucas & Ko (2020), foi levantado que as frequências naturais, onde há a predominância da vibração de determinadas partes do corpo humano e modelado numericamente, seriam algo em torno de valores indicado na Tabela 7.

Tabela 7 - Frequências naturais aproximadas do corpo humano

Corpo humano	Frequência natural [Hz]	Corpo humano	Frequência natural [Hz]
Cabeça (modo 1)	1,3	Cabeça (modo 2)	3,28
Pescoço (modo 1)	1,4	Pescoço (modo 2)	3,4
Coluna torácica	1,4	Espinha lombar	1,4
Diafragma	1,4	Abdômen	1,4

Fonte: O Autor (2023)

Comparando a Tabela 7 e Tabela 6, percebe-se que a frequência natural da maca, mesmo para diferentes valores de rigidez e amortecimento, está muito próxima das frequências das partes do corpo humano apresentadas, tornando-se possivelmente uma fonte de mal-estar ou de piora do quadro de saúde do paciente.

A fim de descobrir qual dos parâmetros construtivos pode ter mais influência no comportamento da frequência natural do modo de vibração da maca, utilizou-se o cálculo do *Sensitivity Ratio* comparando os valores dos coeficientes de rigidez e amortecimento para seus mínimos e máximos, respectivamente com a faixa de 80% proposta. A Tabela 8 indica os valores de SR obtidos para cada um dos coeficientes.

Tabela 8 - Valores de SR obtidos

Variável Fixa	Valor de SR
Rigidez (K_{maca})	0,6555
Amortecimento (C_{maca})	0,0010

Fonte: O Autor (2023)

Pelos valores de *Sensitivity Ratio* mostrados na Tabela 8 e também considerando os dados obtidos na Tabela 6, se torna nítido que o comportamento da frequência natural do modo vibracional da maca tem relação diretamente proporcional com o coeficiente de rigidez do equipamento. Ou seja, quanto maior a rigidez do suporte da maca, maior se caracteriza a frequência natural do modo que a faz vibrar.

4.3.2 Sensibilidade na amplitude de vibração da maca

Optou-se também por reproduzir o mesmo método de análise de sensibilidade para os valores RMS das acelerações verticais do problema, utilizando o algoritmo integrador para simular as respostas temporais. Assim, como na análise anterior, foi variado apenas um dos coeficientes por vez, enquanto o outro se manteve fixo conforme o valor definido na Tabela 2.

A Tabela 9 apresenta os resultados obtidos para as acelerações RMS verticais, após a variação dos parâmetros de rigidez conforme os mínimos e máximos da faixa percentual. Na tabela são apresentados os valores tanto para a variação na vibração do assoalho quanto da maca.

Tabela 9 - Valores RMS obtidos variando a rigidez

Variável Medida	Local de medição	Faixa Percentual de 60%	Valores de aceleração RMS [m/s ²]
Rigidez (K_{maca})	Assoalho	Decréscimo	0,13279
		Acréscimo	0,12915
	Maca	Decréscimo	0,16863
		Acréscimo	0,29181

Fonte: O Autor (2023)

Analogamente, na Tabela 10 são mostrados os valores obtidos para as acelerações RMS quanto a variação do coeficiente de amortecimento da maca.

Tabela 10 - Valores RMS obtidos variando o amortecimento

Variável Medida	Local de medição	Faixa Percentual de 60%	Valores de aceleração RMS [m/s ²]
Amortecimento (C_{maca})	Assoalho	Decréscimo	0,13097
		Acréscimo	0,13171
	Maca	Decréscimo	0,37176
		Acréscimo	0,23546

Fonte: O Autor (2023)

A partir dos resultados obtidos, mostrados nas tabelas anteriores, foi possível calcular o SR para ambos locais de medidos quanto a variação de ambos coeficientes estruturais, ou seja, tem-se quatro valores de SR avaliados. As Tabela 11 e Tabela 12 mostram os valores de SR obtidos para o assoalho e para a maca respectivamente.

Tabela 11 – Valores de SR obtidos para as variações no assoalho

Local de medição	Variável Medida	Valor de SR
Assoalho	Rigidez (K_{maca})	-0,0376
	Amortecimento (C_{maca})	-0,0729

Fonte: O Autor (2023)

Tabela 12 - Valores de SR obtidos para as variações na maca

Local de medição	Variável Medida	Valor de SR
Maca	Rigidez (K_{maca})	0,5628
	Amortecimento (C_{maca})	-0,7718

Fonte: O Autor (2023)

Com base nestes valores obtidos para análise do *Sensitivity Ratio*, entende-se que, referente às acelerações RMS obtidas para o assoalho, as variações de ambos coeficientes pouco influenciam no comportamento dinâmico da massa suspensa, o que é muito diferente do que pode ser observado no comportamento da maca.

Ao se observar os resultados de SR para a maca, entende-se que ambos coeficientes tem uma influência significativa no comportamento dinâmico da maca, destacando-se o coeficiente de amortecimento como o parâmetro com maior nível de influência quanto ao impacto sofrido pelo paciente. O mesmo possui uma particularidade ao expressar uma relação inversamente proporcional ao aumento ou diminuição em seu valor absoluto.

Portanto, se tratando das acelerações verticais deve se ter cautela com as alterações de projeto no suporte da maca, uma vez que, os parâmetros possuem condições de proporcionalidade inversas entre si.

Segundo Klegraeffe (2010), a frequência natural para o corpo humano inteiro em posição deitada é cerca de 3 a 4 Hz, para o estômago cerca de 4 a 5 Hz, para o coração em posição sentada cerca de 4 a 5 Hz e para a cabeça entre 20 a 30 Hz.

Para Lekveishvili et al (2021), a frequência natural dos sistemas distribuídos no tórax-abdômen, para uma pessoa saudável, é de cerca de 3 a 4 Hz, portanto, para uma pessoa lesionada a exposição nessas frequências podem induzir mais dores, incitar o corpo a fazer movimentos adicionais, aumentando conseqüentemente um possível dano ou gerando uma situação de menor conforto.

Desta forma, entende-se que mesmo para uma baixa exposição, estas frequências devem ser evitadas, principalmente ao se tratar de pacientes com quadro médico comprometido, portanto, manter a intensidade das frequências abaixo de 3 Hz se torna interessante para o não agravamento do quadro médico do paciente a ser transportado.

Outro ponto destacado por Klegraeffe (2010) é que as vibrações também podem ter vários efeitos negativos para as pessoas responsáveis pelo atendimento médico na parte traseira da ambulância, destacando-se que frequências entre 4 a 5 Hz afetam majoritariamente as condições motoras do corpo.

Portanto, também se torna interessante a otimização da suspensão do veículo, mantendo uma faixa operacional abaixo de 4 Hz na cabine da parte traseira, para que, não afetem as condições do atendimento médico, caso haja, no transporte do paciente.

4.4 PREDIÇÃO DA VIBRAÇÃO NA MACA EM VIAS DE BAIXA QUALIDADE

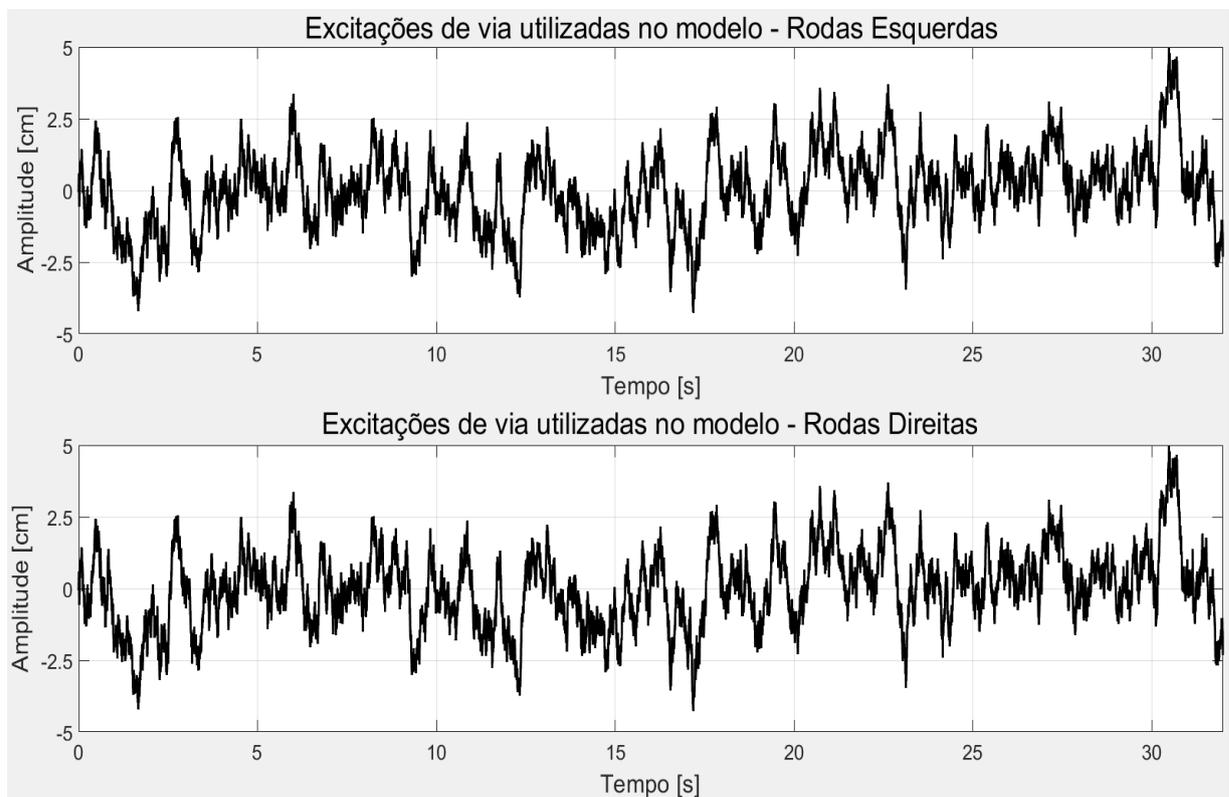
Dentro da abordagem da problemática imposta ao trabalho, se induziu nas simulações anteriores que o veículo trafegasse apenas em uma condição de pista onde o coeficiente de rugosidade se enquadrasse em uma qualidade classificada como boa. Entretanto, podem haver situações onde o veículo seja obrigado a trafegar em alguma pista que não possua pavimentação adequada, como em caso de ruas de calçamento (*paver*) ou ruas não asfaltadas.

Portanto, buscou-se também realizar uma simulação onde apenas o coeficiente de rugosidade da pista fosse alterado, para que desta forma, fossem obtidos

resultados dos efeitos que se pode ter nas acelerações verticais do modelo ao se alterar tais condições de pista.

Para esta abordagem, o coeficiente de rugosidade de pista foi alterado para o valor mínimo da faixa de qualidade de pista classificada como “muito ruim” ($S'_o = 128.10^{-6}m^2/ciclo/m$), conforme a Figura 22. A Figura 33 mostra a função aleatória de pista após a mudança da rugosidade. Nota-se que os picos de oscilação máxima ficaram em torno de 5 cm.

Figura 33 - Função aleatória para excitação para pista de baixa qualidade



Fonte: O Autor (2023)

Cinco simulações foram executadas para este perfil de pista, sendo os resultados obtidos para as acelerações verticais RMS mostrados adiante pela Tabela 13. Nota-se que, para as simulações realizadas, os valores de aceleração verticais obtidos para a maca já se enquadram em uma faixa classificação entre “razoavelmente incomodativa” (de 0,65 a 1 m/s²) a “desconfortável” (de 1 a 1,6 m/s²), segundo Klegraefe (2010).

Tabela 13 - Resultados para aceleração quanto a variação da condição de pista

Simulação	Valores de aceleração RMS [m/s ²]	
	Asfalto	Maca
1	0,5142	0,9534
2	0,5491	1,0547
3	0,5047	1,1648
4	0,5333	1,1213
5	0,5300	1,1017

Fonte: O Autor (2023)

Uma nova análise de *Sensitivity Ratio*, para o parâmetro de rugosidade de pista, foi realizada envolvendo os valores ilustrados na Tabela 4 e a média dos valores obtidos nas cinco medições realizadas. A Tabela 14 apresenta os resultados de SR para a variação do coeficiente de rugosidade de pista quanto a variação das acelerações verticais.

Tabela 14 - Valores de SR obtidos para a variação da rugosidade de pista

Local de referência	Valor de SR
Asfalto	0,7474
Maca	0,7752

Fonte: O Autor (2023)

Desta forma, com base nos resultados obtidos da análise de sensibilidade, que estão próximos ao valor unitário, e pelos valores das acelerações da Tabela 13, de fato a condição da pista tem uma influência relevante no comportamento dinâmico tanto para o assoalho da ambulância quanto para a maca onde o paciente está sendo transportado. Portanto, se torna crucial a decisão do condutor por optar por trafegar em vias que apresentem melhores condições de pista, evitando a exposição do veículo em vias que possuem baixa qualidade em sua pavimentação, como sugerido pelo motorista da ambulância descrito no tópico 1 de introdução.

5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Ao se embasar nos resultados que foram obtidos por meio das simulações, para o modelo numérico desenvolvido ao estudo de caso, é notável afirmar que as constantes de projeto, para o suporte da maca, influenciam nas características da frequência natural para o seu modo de vibração.

Evidenciou-se por meio da análise de sensibilidade que, dentro da proposta utilizada, o parâmetro que mais se sobressai em relação as variações da frequência natural do modo vibracional da maca, é a constante de rigidez disposta pelo equipamento. Portanto, tendo o conforto ocupacional do paciente como uma premissa de um projeto deste tipo, torna-se importante levar em consideração a criticidade que este parâmetro intercede na tomada de decisões.

Além disto, pode-se afirmar também que as condições do coeficiente de rugosidade da pista, por onde o veículo pode trafegar, também possuem bastante influência no comportamento dinâmico de todo veículo, desta forma, a tomada de decisão do condutor da ambulância é importante para a saúde ocupacional do paciente, como descrito pelo piloto participante da experimentação.

A implementação de mecanismos para atenuação das vibrações no dimensionamento físico da maca, tais como o uso de molas, coxins ou dispositivos para o posicionamento da maca no assoalho, podem ser alternativas de projeto que propiciem benefícios a saúde ocupacional do paciente no transporte.

A partir da experimentação realizada em campo, tornou-se mais palpável realizar ajustes numéricos de modo a aproximar os algoritmos à situação real, uma vez que, o sistema físico pôde ser avaliado como uma referência para a regulagem dos parâmetros numéricos. Os algoritmos apresentaram resultados coerentes para as acelerações verticais e frequências naturais nos modos de vibração do sistema, quando comparados ao que foi possível de ser capturado via a experimentação.

Entretanto, limitações no processo de medição dos dados experimentais poderiam ser evitadas empregando equipamentos que possuem maior precisão numérica e sendo possível também realizar mais de uma medição física, além disto, o uso de diretrizes construtivas do veículo dimensionadas fisicamente pode impactar significativamente para a precisão do modelo numérico desenvolvido.

Deste modo, sugerem-se para futuros trabalhos que abranjam a temática como:

- O uso de equipamentos mais precisos para captação dos dados de vibração do veículo a ser tomado como objeto de estudo;
- Utilizar ferramentas de análises de sensibilidade mais complexas, em termos de variáveis de entrada e controle, como o DoE (*Design of Experiment*);
- Analisar os efeitos causados pela modificação de parâmetros de suspensão do veículo na vibração da maca e paciente;
- Desenvolver soluções de projeto que atenuem as vibrações impostas ao paciente, como absorvedores de vibração e controle ativo na maca;
- Refinar o modelo numérico com mais graus de liberdade e incorporar mais tipos de excitação como a do motor, dinâmica veicular em frenagem, aceleração e curvas.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6070**. Massas de veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados - Definições e símbolos. 4 p. Rio de Janeiro: ABNT, 2002.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14561**. Veículos para atendimento a emergências médicas e resgate. 57 p. Rio de Janeiro: ABNT, 2000.

BARRETO, M. A. Z. **Dinâmica longitudinal: efeitos da geometria de suspensão nas mudanças de atitude da massa suspensa e os esforços nos elementos da suspensão**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

BOUCHUT, J. C. et al. Physical stressors during neonatal transport: helicopter compared with ground ambulance. **Medicine**, v. 3, n. 30, p. 134–139, 2011.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE. **Anuário CNT do transporte**. 2021. Disponível em <https://anuariodotransporte.cnt.org.br/2021/>. Acesso em: 17 jun. 2022

FREITAS JUNIOR, L. M. P. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MacPherson**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade do Estado de São Paulo, São Carlos, 2006.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The automotive chassi, Vol. 1: components design**. Torino: Springer, 2009.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The automotive chassi, Vol. 2: system design**. Torino: Springer, 2009.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Society of Automotive Engineering Inc, 1992.

JI MONTADORA. **Mercedes-Benz Sprinter ambulância UTI móvel**, 2023. Disponível em: <https://jimontadora.com.br/transformacoes/mercedes-benz/sprinter/mercedes-benz-sprinter-ambulancia-uti-movel/>. Acesso em: 12 ago. 2023

KLEGRAEFE, N. **Force plate reliability and dynamics for ambulance vibration suppression**. 2010. Major Qualifying Project Report (Bachelor of Science in Mechanical Engineering) – Worcester Polytechnic Institute, Worcester, 2010.

MATLAB M. The language of technical computing. Version: 9.8.0 (R2020a) The MathWorks, Inc, 2020. Disponível em: <http://www.mathworks.com>

MEDAXO. **Maca retrátil em alumínio**, 2023. Disponível em: <https://www.medaxo.com.br/maca-retratil-em-aluminio-para-ambulancia>. Acesso em: 17 out. 2023

MERCEDES-BENZ. **Directivas para carroçarias Sprinter**, 2005. Disponível em: <https://www.mercedes-benz.com.br/resources/files/documentos/sprinter/chassi/manual-implementacao/manual-implementacao-sprinter-311-313-413.pdf>. Acesso em: 29 Set. 2023.

MERCEDES-BENZ. **Ficha técnica do veículo Sprinter Furgão Street**, 2015. Disponível em: <https://www.mercedes-benz.com.br/resources/files/documentos/sprinter/van/dados-tecnicos/linha-antiga-Sprinter-Furgao-Street.pdf>. Acesso em: 29 Jul. 2023.

MERCEDES-BENZ. **Visão geral da tabela de pressão dos pneus**, 2020. Disponível em: https://moba.i.mercedes-benz.com/baix/vans/907_mid_2020_b/pt_PT/page/ID_1c1647eac74a9d1d354ae3653f5d2c22-e763dec1c74a9df8354ae36552b89ec3-pt-PT.html#. Acesso em: 29 Jul. 2023.

LACERDA, M.; CRUVINEL, M.; SILVA, W. **Transporte de paciente: intra-hospitalar e inter-hospitalar**. 2011. Disponível em <https://www.pilotopolicial.com.br/transporte-de-pacientes-intra-hospitalar-e-inter-hospitalar/> Acesso em: 17 jun. 2022.

LEKVEISHVILI, R. et al. Harmful effects of vibration on patients during transportation by an ambulance car, taking into account the human biomechanical system. **Medicine**, v. 1, n. 6, p. 24-26. 2021.

LI, J. et al. Multi-Objective Optimization of Ambulance Ride Comfort under Speed Bump. **Engineering**, v.1, n.14, p. 1372–1380, 2019.

LI, L.; WANG, F. Y. **Advanced Motion Control and Sensing for Intelligent Vehicles**. New York: Springer, 2007.

LUCAS, L.K.; KO, Y.H. **Modelling of the Human Body Under the Exposure to Recumbent Whole-body Vibration**. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 815, 2020.

RASSINI NHK AUTOMOTIVE. **Feixes de Mola**, 2023. Disponível em: <http://www.rassini-nhk.com.br/produtos/nhk>. Acesso em: 12 ago. 2023

REGISTRO NACIONAL DE ACIDENTES E ESTATÍSTICA DE TRÂNSITO. **Painel geral**, 2023. Disponível em:

<https://www.gov.br/transportes/pt-br/assuntos/transito/arquivos-senatran/docs/renaest>. Acesso em: 8 dez 2023.

RUTHES, J. P. **Análise de sensibilidade de suspensão veicular**. 2016. 56 p. TCC (Graduação) – Curso de Engenharia Automotiva, Centro de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, SC, 2016.

SABKA, M. R. R. **Análise computacional de um controlador PID aplicado a uma suspensão ativa veicular**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) – Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017.

SÃO PAULO. Secretaria Especial de Comunicação. **SAMU recebe 16 novas ambulâncias**. 2020. Disponível em <http://www.capital.sp.gov.br/noticia/samu-recebe-16-novas-ambulancias> Acesso em: 17 jun. 2022.

SAVARESI, S. M. et al. **Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles**. Burlington: Elsevier, 2010.

SERRE, T.; NAUDE, C.; FORMIER, M. Vehicle dynamics endured by patients during emergency evacuation – ambulance versus helicopter. **Security**, v. 8, n. 4, p. 15, jan. 2022.

SHIMIZU, N.; SAITO, O.; NISHIMURA, N. Vibration risks during pediatric transport: a comparison of the ambulance and the helicopter. **Medicine**, v.1, n. 94 p. 33-36. 2018.

TCHAMNA, Rodrigue; LEE, Moonyong; YOUN, Iljoong. Attitude control of full vehicle using variable stiffness suspension control. **Optimal Control Applications and Methods**, v. 36, n. 6, p. 936-952, 2015.

WONG, J. Y. **Theory of ground vehicles**. 3. ed. Ottawa: John Wiley & Sons, Inc, 2001.

YANG, M.; XU, X.; SU, C. Study on vibration characteristics and stability of the ambulance nonlinear damping system. **Medicine**, vol. 2013, n. 501081, p. 12. 2013.

ZHU, H. et al. Linear acceleration-evoked cardiovascular responses in awake rats. **Medicine**, v.1, n.103, p. 646–654, 2007.

APÊNCIDE A

PROGRAMAS DE MATLAB ÚTILIZADOS PARA DESENVOLVIMENTO DOS CÁLCULOS

Algoritmo matricial

```

clear all
close all

%%Cálculo das matrizes do sistema
%=====
%% VALORES DOS DADOS CONSTRUTIVOS DO VEÍCULO
Ms = 4050;
msf1 = (1903.85*0.05)/2;
msf2 = msf1;
msr1 = (2596.15*0.05)/2;
msr2 = msr1;
Ix = 1400;
Iy = 6000;

kt = 4.1e5;
ksf1 = 95788.5/2;
ksf2 = ksf1;
ksr1 = 146100/2;
ksr2 = ksr1;

csf1 = 5452.5/2;
csf2 = csf1;
csr1 = 7398/2;
csr2 = csr1;

bt = 1.768;
xv1 = 2.114;
xh1 = 1.551;

kmc = 42720;
cmc = 380;
mmaca = 35;
lz = 0.9;
%-----
%% Matrizes

M = [ msf1,0,0,0,0,0,0,0,0;
      0,msf2,0,0,0,0,0,0,0;
      0,0,msr1,0,0,0,0,0,0;
      0,0,0,msr2,0,0,0,0,0;
      0,0,0,0, Ms,0,0,0,0;
      0,0,0,0,0, Ix,0,0,0;
      0,0,0,0,0,0, Iy,0,0;
      0,0,0,0,0,0,0, mmaca,0;
      ];

```

```

C = [ csf1,0,0,0,-csf1,(-csf1*0.5*bt),(csf1*xv1),0;
      0,csf2,0,0,-csf2,(csf2*0.5*bt),(csf2*xv1),0;
      0,0,csr1,0,-csr1,(csr1*0.5*bt),(-csr1*xh1),0;
      0,0,0,csr2,-csr2,(-csr2*0.5*bt),(-csr2*xh1),0;
      -csf1,-csf2,-csr1,-csr2,(csf1+csf2+csr1+csr2+cmc),(0.5*bt)*(csf1-
      csf2-csr1+csr2),(-csf1*xv1-csf2*xv1)+(csr1*xh1)+(csr2*xh1)+(cmc*lz),-cmc;
      (-csf1*0.5*bt),(csf2*0.5*bt),(csr1*0.5*bt),(-csr2*0.5*bt),
      (0.5*bt)*(csf1-csf2-csr1+csr2),(0.5*bt)*((0.5*bt)*(csf1+csf2+csr1+csr2)),
      (0.5*bt)*((csf2*xv1-csf1*xv1)+(csr2*xh1-csr1*xh1)),0;
      (csf1*xv1),(csf2*xv1),(-csr1*xh1),(-csr2*xh1),(-csf1*xv1-
      csf2*xv1)+(csr1*xh1)+(csr2*xh1)+(cmc*lz),(0.5*bt)*((csf2*xv1-
      csf1*xv1)+(csr2*xh1-
      csr1*xh1)),(csf2+csf1)*xv1^2+(csr2+csr1)*xh1^2+cmc*lz^2,-cmc*lz;
      0,0,0,0,-cmc,0,-cmc*lz,cmc;

];

K = [ ksf1+kt,0,0,0,-ksf1,(-ksf1*0.5*bt),(ksf1*xv1),0;
      0,ksf2+kt,0,0,-ksf2,(ksf2*0.5*bt),(ksf2*xv1),0;
      0,0,ksr1+kt,0,-ksr1,(ksr1*0.5*bt),(-ksr1*xh1),0;
      0,0,0,ksr2+kt,-ksr2,(-ksr2*0.5*bt),(-ksr2*xh1),0;
      -ksf1,-ksf2,-ksr1,-ksr2,(ksf1+ksf2+ksr1+ksr2+kmc),
      (0.5*bt)*(ksf1-ksf2-ksr1+ksr2),(-ksf1*xv1-
      ksf2*xv1)+(ksr1*xh1)+(ksr2*xh1)+(kmc*lz),-kmc;
      (-ksf1*0.5*bt),(ksf2*0.5*bt),(ksr1*0.5*bt),(-ksr2*0.5*bt),
      (0.5*bt)*(ksf1-ksf2-ksr1+ksr2),(0.5*bt)*((0.5*bt)*(ksf1+ksf2+ksr1+ksr2)),
      (0.5*bt)*((ksf2*xv1-ksf1*xv1)+(ksr2*xh1-ksr1*xh1)),0;
      (ksf1*xv1),(ksf2*xv1),(-ksr1*xh1),(-ksr2*xh1),(-ksf1*xv1-
      ksf2*xv1)+(ksr1*xh1)+(ksr2*xh1)+(kmc*lz),(0.5*bt)*((ksf2*xv1-
      ksf1*xv1)+(ksr2*xh1-ksr1*xh1)),
      (ksf2+ksf1)*xv1^2+(ksr2+ksr1)*xh1^2+kmc*lz^2,-kmc*lz;
      0,0,0,0,-kmc,0,-kmc*lz,kmc;

];

A = [zeros(8,8), eye(8); -inv(M)*K, -inv(M)*C]; %Matriz de estado
[u,v] = eig(A); %Matriz de Autovetores e Autovalores
Y = real(u(1:8,1:2:end)); % Modos de vibração
for aux=1:8
    phi(:,aux)=Y(:,aux)/max(abs(Y(:,aux)));
end

disp('Frequências naturais [Hz]: ')
X = diag(abs(v))/(2*pi) % Frequencia natural [Hz]
X=X(1:2:end);
[X,X_indice]=sort(X)

disp('Modos de vibração:')
phi=phi(:,X_indice')

%% Visualização dos modos de vibração

% Origem na posição do CG
for modo_analis=1:8
    modo=phi(:,modo_analis)/max(abs(phi(:,modo_analis)));

```

```

c_mus1=[2.114 .884 0];
c_mus2=[2.114 -.884 0];
c_mus3=[-1.551 -.884 0];
c_mus4=[-1.551 .884 0];
c_maca=[-0.9 0 0.5];

m_suspx=[c_mus1(1) c_mus2(1) c_mus3(1) c_mus4(1)];
m_suspy=[c_mus1(2) c_mus2(2) c_mus3(2) c_mus4(2)];
m_suspz=[c_mus1(3) c_mus2(3) c_mus3(3) c_mus4(3)];

roll_y=[.884*cos(mod0(6)) -.884*cos(mod0(6)) -.884*cos(mod0(6))
.884*cos(mod0(6))];
pitch_x=[2.114*cos(mod0(7)) 2.114*cos(mod0(7)) -2.114*cos(mod0(7)) -
2.114*cos(mod0(7))];
roll_z=[.884*sin(mod0(6)) -.884*sin(mod0(6)) -.884*sin(mod0(6))
.884*sin(mod0(6))];
pitch_z=[-2.114*sin(mod0(7)) -2.114*sin(mod0(7)) 2.114*sin(mod0(7))
2.114*sin(mod0(7))];

figure
hold on
fill3(m_suspx,m_suspy,m_suspz,[.5 .5 .5],'FaceAlpha',0.4);

plot3(c_mus1(1),c_mus1(2),c_mus1(3)-.40,'o','LineWidth',2,'Color',[.5
.5 .5])
plot3(c_mus2(1),c_mus2(2),c_mus2(3)-.40,'o','LineWidth',2,'Color',[.5
.5 .5])
plot3(c_mus3(1),c_mus3(2),c_mus3(3)-.40,'o','LineWidth',2,'Color',[.5
.5 .5])
plot3(c_mus4(1),c_mus4(2),c_mus4(3)-.40,'o','LineWidth',2,'Color',[.5
.5 .5])
plot3(c_maca(1),c_maca(2),c_maca(3),'s','LineWidth',1,'Color',[.5 .5
.5])

fill3(pitch_x,roll_y,m_suspz+mod0(5)+roll_z+pitch_z,'k','FaceAlpha',0.4)

plot3(c_mus1(1),c_mus1(2),c_mus1(3)-.40+mod0(1),'ok','LineWidth',2)
plot3(c_mus2(1),c_mus2(2),c_mus2(3)-.40+mod0(2),'ok','LineWidth',2)
plot3(c_mus3(1),c_mus3(2),c_mus3(3)-.40+mod0(3),'ok','LineWidth',2)
plot3(c_mus4(1),c_mus4(2),c_mus4(3)-.40+mod0(4),'ok','LineWidth',2)
plot3(c_maca(1),c_maca(2),c_maca(3)+mod0(8),'sk','LineWidth',2)

quiver3(c_mus1(1),c_mus1(2),c_mus1(3)-.40,0,0,mod0(1),'--
r','LineWidth',1)
quiver3(c_mus2(1),c_mus2(2),c_mus2(3)-.40,0,0,mod0(2),'--
r','LineWidth',1)
quiver3(c_mus3(1),c_mus3(2),c_mus3(3)-.40,0,0,mod0(3),'--
r','LineWidth',1)
quiver3(c_mus4(1),c_mus4(2),c_mus4(3)-.40,0,0,mod0(4),'--
r','LineWidth',1)
quiver3(c_maca(1),c_maca(2),c_maca(3),0,0,mod0(8),'--r','LineWidth',1)
hold off

```

```

        title(['MODO DE VIBRAÇÃO 0' num2str(modos_analis) ' ('
num2str(round(100*X(modos_analis))/100)
'HZ)'], 'FontWeight', 'Bold', 'FontSize', 14)
        xlabel('x')
        ylabel('y')
        zlabel('z')
        grid on
        axis([-2 2.5 -2 2.5 -2 2.5])
        axis square
        view(120,10)
end

```

Algoritmo integrador

```

clear all
close all

%=====
%DEFINIÇÃO DA FUNÇÃO ALEATÓRIA DE PISTA
t = [0:0.01:32];
t_ypr=0:0.001:max(t);
cond_inic = [0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
v = 30/3.6;
ypr_esq = Road_profile(v,t_ypr);
ypr_dir = Road_profile(v,t_ypr);
hw=waitbar(0, 'Running');
[t,y_aleat_sem] = ode15s(@(t,y)
Suspensao_amb(t,y,ypr_esq,ypr_dir,t_ypr,hw), t, cond_inic);
close(hw)

acmaca = diff(y_aleat_sem(:,16)/(t(2)-t(1)));
acmasus = diff(y_aleat_sem(:,10))/(t(2)-t(1));
acmnsus1 = diff(y_aleat_sem(:,2)/(t(2)-t(1)));
acmnsus2 = diff(y_aleat_sem(:,4)/(t(2)-t(1)));
acmnsus3 = diff(y_aleat_sem(:,6)/(t(2)-t(1)));
acmnsus4 = diff(y_aleat_sem(:,8)/(t(2)-t(1)));

%% Importando dados das medições
%% Assoalho
ID_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'A2:A3520');
[~,data_a] = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'B2:B3520');
gFx_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'C2:C3520');
gFy_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'D2:D3520');
gFz_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'E2:E3520');
ax_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'F2:F3520');
ay_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'G2:G3520');
az_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'H2:H3520');
wx_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'I2:I3520');
wy_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'J2:J3520');
wz_a = xlsread('Sensor_Asoalho_corr.xlsx',1,'K2:K3520');

% Vetor de tempo
data_a=char(data_a);
[ano,mes,dia,hora,minut,seg]=datevec(data_a);
time=hora*3600+minut*60+seg;
time_a=time-min(time);

```

```

%% Maca
ID_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'A2:A58949');
[~,data_m] = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'B2:B58949');
gFx_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'C2:C58949');
gFy_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'D2:D58949');
gFz_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'E2:E58949');
ax_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'F2:F58949');
ay_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'G2:G58949');
az_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'H2:H58949');
wx_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'I2:I58949');
wy_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'J2:J58949');
wz_m = xlsread('Sensor_Maca_corr.xlsx',1,'K2:K58949');

% Vetor de tempo
data_m=char(data_m);
[ano,mes,dia,hora,minut,seg]=datevec(data_m);
time=hora*3600+minut*60+seg;
time_m=time-min(time);

for aux1=3:length(ax_m)
    if abs(ax_m(aux1)-ax_m(aux1-1))>1e4
        ax_m(aux1)=interp1([time_m(aux1-2) time_m(aux1-1)],[ax_m(aux1-2)
ax_m(aux1-1)],time_m(aux1),'linear','extrap');
    end
    if abs(ay_m(aux1)-ay_m(aux1-1))>1e4
        ay_m(aux1)=interp1([time_m(aux1-2) time_m(aux1-1)],[ay_m(aux1-2)
ay_m(aux1-1)],time_m(aux1),'linear','extrap');
    end
    if abs(az_m(aux1)-az_m(aux1-1))>1e4
        az_m(aux1)=interp1([time_m(aux1-2) time_m(aux1-1)],[az_m(aux1-2)
az_m(aux1-1)],time_m(aux1),'linear','extrap');
    end
end

%% Tempo-Frequência

time2_m=0:0.01:max(time_m);
az2_m=interp1(time_m,az_m,time2_m);
time2_a=0:0.01:max(time_a(1:3196));
az2_a=interp1(time_a(1:3196),az_a(1:3196),time2_a);

dt_data=time2_m(2)-time2_m(1);
[Timefreq, f_r, t_r] = mspecgram(az2_m', 1024, 1/dt_data, [], []);
title(['Vibração experimental em Ambulância -
Maca'],'FontSize',16,'FontWeight','Demi')
axis([0 560 0 50 -inf inf])
view(0,90)

[Timefreq, f_r, t_r] = mspecgram(az2_a', 1024, 1/dt_data, [], []);
title(['Vibração experimental em Ambulância - Massa
Suspensa'],'FontSize',16,'FontWeight','Demi')
axis([0 22 0 50 -inf inf])
view(0,90)

```

```

rmssim_a=sqrt(sum(acmasus.^2)/length(acmasus));
rmssim_m=sqrt(sum(acmaca.^2)/length(acmaca));
rmsreal_a=sqrt(sum(az2_a(1:3015).^2)/length(az2_a(1:3015)));
rmsreal_m=sqrt(sum(az2_m(1:3015).^2)/length(az2_a(1:3015)));
disp(['RMS simulada do assoalho: ' num2str(rmssim_a) 'm/s^2'])
disp(['RMS experimental do assoalho: ' num2str(rmsreal_a) 'm/s^2'])
disp(['RMS simulada da maca: ' num2str(rmssim_m) 'm/s^2'])
disp(['RMS aceleração experimental da maca: ' num2str(rmsreal_m) 'm/s^2'])

%%
figure
dt=time2_m(2)-time2_m(1);
N = length(az2_m);
Nbloc=floor(0.10*N);
alfa_update=0.20;
aux=1;
while floor(alfa_update*(aux-1)*Nbloc)+Nbloc<=N
    if aux==1
        y_p=az2_m(1:floor(alfa_update*(aux-1)*Nbloc)+Nbloc);
        t_p=mean(time_m(1:floor(alfa_update*(aux-1)*Nbloc)+Nbloc));
    else
        y_p=az2_m(floor(alfa_update*(aux-
1)*Nbloc)+1:floor(alfa_update*(aux-1)*Nbloc)+Nbloc);
        t_p=time_m(floor(alfa_update*(aux-
1)*Nbloc)+1:floor(alfa_update*(aux-1)*Nbloc)+Nbloc);
    end
    x_p(aux)=sqrt(sum(y_p.^2)/length(y_p));    % RMS
    time_p(aux)=mean(t_p);
    aux=aux+1;
end
hold on
plot(time2_m,az2_m,'Color',[0.5 0.5 0.5])
plot(time_p,x_p,'k','LineWidth',4)
hold off
xlabel('Tempo [s]','FontSize',14)
ylabel('Vibração [m/s^2]','FontSize',14)
title('Média RMS da maca','FontSize',16)
legend('Aceleração','RMS')
axis([0 560 -6 6])
grid on

%% Figuras
figure
plot(t(2:end),acmaca,'r',time_m,az_m,'k','LineWidth',2)
title('Comparativo entre as acelerações -
Maca','FontSize',26,'FontWeight','Demi')
xlabel('Tempo [s]','FontSize',22)
ylabel('Aceleração [m/s^2]','FontSize',22)
legend('Simulado','Experimental')
axis([0 32 -1.5 1.5])
grid on

figure
plot(t(2:end),acmasus,'r',time_a,az_a,'k','LineWidth',2)

```

```
title('Comparativo entre as acelerações - Massa  
Suspensa','FontSize',26,'FontWeight','Demi')  
xlabel('Tempo [s]','FontSize',22)  
ylabel('Aceleração [m/s²]','FontSize',22)  
legend('Simulado','Experimental')  
axis([0 32 -1 1])  
grid on  
  
figure  
subplot(2,1,1)  
plot(t_ypr,ypr_esq,'k','LineWidth',2)  
title('Excitações de via utilizadas no modelo - Rodas  
Esquerdas','FontSize',26,'FontWeight','Demi')  
xlabel('Tempo [s]','FontSize',22)  
ylabel('Amplitude [m]','FontSize',22)  
axis([0 32 -0.015 0.015])  
grid on  
subplot(2,1,2)  
plot(t_ypr,ypr_dir,'k','LineWidth',2)  
plot(t_ypr,ypr_esq,'k','LineWidth',2)  
title('Excitações de via utilizadas no modelo - Rodas  
Direitas','FontSize',26,'FontWeight','Demi')  
xlabel('Tempo [s]','FontSize',22)  
ylabel('Amplitude [m]','FontSize',22)  
axis([0 32 -0.015 0.015])  
grid on
```

Algoritmo de modelagem da suspensão do veículo

```

function yp = Suspensao_amb(t,y,ypr_esq,ypr_dir,t_ypr,hw)
global ti

if t==0
    ti=0;
    t_run=0;
    tic
else
    t_run=ti*max(t_ypr)/t-ti;
end
waitbar(t/max(t_ypr),hw,sprintf('Tempo de processamento [min] =
%2.1f',t_run/60))

%=====
% VALORES DOS DADOS CONSTRUTIVOS DO VEÍCULO
Ms = 4050;
msf1 = (1903.85*0.05)/2;
msf2 = msf1;
msr1 = (2596.15*0.05)/2;
msr2 = msr1;
Ix = 1400;
Iy = 6000;

kt = 4.1e5;
ksf1 = 95788.5/2;
ksf2 = ksf1;
ksr1 = 146100/2;
ksr2 = ksr1;

csf1 = 5452.5/2;
csf2 = csf1;
csr1 = 7398/2;
csr2 = csr1;

bt = 1.768;
xv1 = 2.114;
xh1 = 1.551;

kmc = 42720;
cmc = 380;
mmaca = 35;
lz = 0.9;

%-----
%VALORES DO VEÍCULO EM TERMOS DE VELOCIDADE E DISTÂNCIA
v = 30/3.6;
d = 0;
h = 0.679;
L = 3.665;
w = (2*pi*v)/L;

%-----
%DEFINIÇÃO DAS FUNÇÕES DE EXCITAÇÃO

```

```

if t<=d/v
    Zr1 = 0;
    Zr2 = 0;
else
    if t~=0
        pos1=max(find(t_ypr<=t-d/v));
    elseif t==0
        pos1=1;
    end
    if length(t_ypr)<=pos1
        pos1=length(t_ypr)-1;
    end
    Zr1 = interp1(t_ypr(pos1:pos1+1),ypr_esq(pos1:pos1+1),(t-
d/v),'spline','extrap');
    Zr2 = interp1(t_ypr(pos1:pos1+1),ypr_dir(pos1:pos1+1),(t-
d/v),'spline','extrap');
end

if t<=(d+L)/v
    Zr3 = 0;
    Zr4 = 0;
else
    if t-(d+L)/v~=0
        pos4=max(find(t_ypr<=t-(d+L)/v));
    else
        pos4=1;
    end
    Zr3 = interp1(t_ypr(pos4:pos4+1),ypr_dir(pos4:pos4+1),(t-
(d+L)/v),'spline');
    Zr4 = interp1(t_ypr(pos4:pos4+1),ypr_esq(pos4:pos4+1),(t-
(d+L)/v),'spline');
end

%=====
%DEFINIÇÕES DA CONSTANTE DE DESLOCAMENTO PONTUAL EM CADA EXTREMIDADE DO
%VEÍCULO
Zsd_1 = y(9)-xv1*y(13)+0.5*bt*y(11);
Zsd_2 = y(9)-xv1*y(13)-0.5*bt*y(11);
Zsd_3 = y(9)+xh1*(y(13))-0.5*bt*(y(11));
Zsd_4 = y(9)+xh1*(y(13))+0.5*bt*(y(11));

Zsv_1 = y(10)-xv1*y(14)+0.5*bt*y(12);
Zsv_2 = y(10)-xv1*y(14)-0.5*bt*y(12);
Zsv_3 = y(10)+xh1*y(14)-0.5*bt*y(12);
Zsv_4 = y(10)+xh1*y(14)+0.5*bt*y(12);

Zsdm = y(9)+y(13)*lz;
Zsvm = y(10)+y(14)*lz;

%-----
%EQUAÇÕES DA FUNÇÃO YP - ÍNDICES ÍMPAR REFERE-SE A POSIÇÃO, ENQUANTO
%ÍNDICE PAR ESTÃO REFERINDO À VELOCIDADE
yp = zeros(16,1);

```

```

yp(1) = y(2); %Desl. m1
yp(2) = (ksf1*(Zsd_1-y(1))+csf1*(Zsv_1-y(2))-kt*(y(1)-Zr1))/msf1; %Vel. m1
yp(3) = y(4); %Desl. m2
yp(4) = (ksf2*(Zsd_2-y(3))+csf2*(Zsv_2-y(4))-kt*(y(3)-Zr2))/msf2; %Vel. m2
yp(5) = y(6); %Desl. m3
yp(6) = (ksr1*(Zsd_3-y(5))+csr1*(Zsv_3-y(6))-kt*(y(5)-Zr3))/msr1; %Vel. m3
yp(7) = y(8); %Desl. m4
yp(8) = (ksr2*(Zsd_4-y(7))+csr2*(Zsv_4-y(8))-kt*(y(7)-Zr4))/msr2; %Vel. m4

yp(9) = y(10); %Desl. m suspensa
yp(10) = (-ksf1*(Zsd_1-y(1))-csf1*(Zsv_1-y(2))-ksf2*(Zsd_2-y(3))-
csf2*(Zsv_2-y(4))-ksr1*(Zsd_3-y(5))-csr1*(Zsv_3-y(6))-ksr2*(Zsd_4-y(7))-
csr2*(Zsv_4-y(8))+kmc*(y(15)-Zsdm)+cmc*(y(16)-Zsvm))/Ms; %Vel. m suspensa

yp(11) = y(12); %Desl. Angular Roll
yp(12) = ((ksf2*(Zsd_2-y(3))+csf2*(Zsv_2-y(4))+ksr1*(Zsd_3-
y(5))+csr1*(Zsv_3-y(6)))*bt/2-(ksf1*(Zsd_1-y(1))+csf1*(Zsv_1-
y(2))+ksr2*(Zsd_4-y(7))+csr2*(Zsv_4-y(8)))*bt/2)/Ix; %Vel. Angular Roll

yp(13) = y(14); %Desl. Angular Pitch
yp(14) = ((ksf1*(Zsd_1-y(1))+csf1*(Zsv_1-y(2))+ksf2*(Zsd_2-
y(3))+csf2*(Zsv_2-y(4)))*xv1-(ksr1*(Zsd_3-y(5))+csr1*(Zsv_3-
y(6))+ksr2*(Zsd_4-y(7))+csr2*(Zsv_4-y(8)))*xh1+(kmc*(y(15)-Zsdm) +
cmc*(y(16)-Zsvm))*lz)/Iy; %Vel. Angular Pitch

yp(15) = y(16); %Desl.maca
yp(16) = (-kmc*(y(15)-Zsdm)-cmc*(y(16)-Zsvm))/mmaca; %Vel.maca

ti=toc;

end

```

Algoritmo para definição da excitação de pista

```

function [y]=road_profile(v,t);

w=zeros(length(t),1);
vel=v*3.28084; % ft/s
wo=2*pi*vel*.02;
so=3.2e-5;
sigma=(2*pi*vel*sqrt(so))/wo;
w=sigma*randn(size(w));

% Filter
T=t(2)-t(1);
fs=1/T;
B=[1-exp(-wo*T)];
A=[1 -exp(-wo*T)];

y=filter(B,A,w)/3.28084;

end

```