

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

BEN-HUR BOSCHETTI

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO SUPORTE DE FIXAÇÃO DE UM
RESERVATÓRIO HIDRÁULICO LATERAL PARA CAMINHÃO TRATOR**

CAXIAS DO SUL

2022

BEN-HUR BOSCHETTI

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO SUPORTE DE FIXAÇÃO DE UM
RESERVATÓRIO HIDRÁULICO LATERAL PARA CAMINHÃO TRATOR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Eng. Alexandre Vieceli

CAXIAS DO SUL

2022

BEN-HUR BOSCHETTI

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO SUPORTE DE FIXAÇÃO DE UM
RESERVATÓRIO HIDRÁULICO LATERAL PARA CAMINHÃO TRATOR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em ____ / ____ / ____

Banca Examinadora

Prof. Dr. Alexandre Vieceli
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. André Alaniz Cesário
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Vagner do Nascimento
Universidade de Caxias do Sul – UCS

“Sonhos determinam o que você quer. Ação determina o que você conquista”.

Aldo Novak

RESUMO

A busca da melhoria contínua dos produtos aliada às exigências do mercado, cria-se oportunidades de desenvolver projetos mais alinhados com as necessidades dos clientes. Reduzir o tempo de montagem e aumentar a robustez foram metas estabelecidas para o desenvolvimento de um novo suporte do reservatório lateral para caminhões basculantes. Ao projetar suportes fixados na lateral das longarinas de caminhões tratores, é necessário verificar as amplitudes de vibrações mecânicas geradas através das acelerações em diferentes perfis de pistas. Por este motivo, o presente trabalho tem como objetivo avaliar o suporte do reservatório lateral diante das condições de contorno em múltiplos terrenos e comparar com a análise modal computacional realizada. Para a análise, o veículo foi submetido a testes experimentais percorrendo diferentes perfis de pista, com o propósito de ser quantificado o sinal transmitido pelas pistas que estão chegando à estrutura do suporte. A partir, dos resultados obtidos com o método experimental, foram reconhecidas as tensões, acelerações, frequências naturais e amplitudes atuantes no sistema. Os resultados mostraram que o gancho do suporte, ponto crítico, resiste ao carregamento sem deformação plástica. Contudo, o suporte testado apresentou baixa rigidez em determinados trajetos, com elevadas amplitudes de deslocamentos verticais, de modo que uma análise futura de durabilidade seria necessária.

Palavras chave: Suporte reservatório. Vibrações mecânicas. Caminhão trator. Perfil de pista.

ABSTRACT

The pursuit for continuous product improvement, combined with market demands, creates opportunities to develop projects that are more aligned with customer needs. Reducing assembly time and increasing robustness were goals set for the development of a new side oil tank support for dump trucks. When designing supports attached to the side of tractor truck spars, it is necessary to verify the amplitudes of mechanical vibrations generated through accelerations in different profiles of tracks. For this reason, the present research aims to evaluate the support of the side oil tank in the face of boundary conditions in multiple lanes and compare with computational modal analysis made by developing engineering. For the analysis, the vehicle was subjected to experimental tests covering different track profiles, with the purpose of quantifying the signal transmitted by the tracks that are reaching the support structure. From the results obtained with the experimental method, the stresses, accelerations, natural frequencies and amplitudes acting in the system were recognized. The results showed that the support hook, critical point, resists loading without plastic deformation. However, the tested support showed low stiffness in certain paths, with high amplitudes of vertical displacements, so that a future durability analysis would be necessary.

Keywords: Oil tank support. Mechanical vibrations. Tractor truck. Track profile.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Reservatório hidráulico convencional.....	13
Figura 2 – Suporte do reservatório lateral.	15
Figura 3 – Sistema simples massa-mola.....	18
Figura 4 – Diagrama de corpo livre massa-mola.....	19
Figura 5 – Deslocamento da massa em vibração livre não amortecida.....	19
Figura 6 – Sistema massa-mola-amortecedor.....	20
Figura 7 – Movimentos com diferentes tipos de amortecimento.	21
Figura 8 – Sistema com força aplicada à massa	22
Figura 9 – Variações de T_d por r	26
Figura 10 – Sistema não amortecido com n graus de liberdade.	26
Figura 11 – Espectro de frequência de uma típica função periódica de tempo.	29
Figura 12 – Representação do trecho de uma função não periódica	30
Figura 13 – Instrumento Sísmico.	32
Figura 14 – Acelerômetro piezométrico.	33
Figura 15 – Esquema básico de medição de vibração.....	33
Figura 16 – Fluxograma das principais atividades.	35
Figura 17 – Montagem do reservatório hidráulico na longarina do chassi.	36
Figura 18 – Montagem final do reservatório entre os suportes.	37
Figura 19 – Modelo de caminhão trator Scania 6x4.....	38
Figura 20 – Análise MEF da região crítica	39
Figura 21 – <i>Strain gauges</i> modelo roseta	39
Figura 22 – Montagem dos <i>Strain gauges</i> modelo roseta	40
Figura 23 – <i>Strain gauge</i> modelo linear	40
Figura 24 – Indicação das posições dos acelerômetros	41
Figura 25 – Fixação dos acelerômetros na base do suporte e na longarina.....	41
Figura 26 – Trajeto de asfalto de boa qualidade.....	42
Figura 27 – Trajeto sem pavimento (estrada de chão ou <i>off road</i>).....	42
Figura 28 – Trajeto de pedra de rio.	43
Figura 29 – Trajeto de paralelepípedo.....	43
Figura 30 – Tensões em pista de asfalto.....	46
Figura 31 – Tensões em pista de paralelepípedo.....	46
Figura 32 – Tensões em pista de pedra de rio	47
Figura 33 – Tensões em pista de estrada sem pavimento.....	47
Figura 34 – Acelerações do chassi em pista de asfalto.....	48

Figura 35 – Acelerações do suporte em pista de asfalto.....	48
Figura 36 – Acelerações do chassi em pista de paralelepípedo.....	49
Figura 37 – Acelerações do suporte em pista de paralelepípedo.....	49
Figura 38 – Acelerações do chassi em pedra de rio	50
Figura 39 – Acelerações do suporte em pista de pedra de rio	50
Figura 40 – Acelerações do chassi em pista de estrada sem pavimento.....	51
Figura 41 – Acelerações do suporte em pista de estrada sem pavimento.....	51
Figura 42 – Frequência (FFT) em pista de asfalto.....	52
Figura 43 – Frequência (FFT) em pista de paralelepípedo.....	52
Figura 44 – Frequência (FFT) em pista de pedra de rio	53
Figura 45 – Frequência (FFT) em pista de estrada sem pavimento.....	53
Figura 46 – Deslocamento vertical em pista de asfalto	54
Figura 47 – Deslocamento vertical em pista de paralelepípedo	54
Figura 48 – Deslocamento vertical em pista de pedra de rio.....	55
Figura 49 – Deslocamento vertical em pista sem pavimento	55
Figura 50 – Modos de vibrações da análise modal computacional	56

LISTA DE ABREVIATURAS

ANFIR	Associação Nacional dos Fabricantes de Implementos Rodoviários
CTR	Centro Tecnológico Randon
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades mecânicas dos materiais.....	37
Tabela 2 – Massa dos equipamentos	38
Tabela 3 – Trajetos e suas características.....	44
Tabela 4 – Modos de vibração do suporte no ABAQUS.	56

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	AMBIENTE DE ESTUDO.....	13
1.1.1	Grupo Hyva.....	14
1.1.2	Hyva do Brasil.....	14
1.1.3	Centro Tecnológico Randon - CTR.....	14
1.2	JUSTIFICATIVA	15
1.3	OBJETIVOS	16
1.3.1	Objetivo geral.....	16
1.3.2	Objetivos específicos.....	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÕES	17
2.2	SISTEMA COM UM GRAU DE LIBERDADE	17
2.2.1	Vibração livre não amortecida	18
2.2.2	Vibração livre amortecida	20
2.2.3	Vibração por excitação harmônica	22
2.2.4	Transmissibilidade.....	25
2.3	SISTEMA COM N GRAUS DE LIBERDADE.....	26
2.3.1	Sistema em equilíbrio dinâmico	27
2.3.2	Frequências naturais e modos de vibração	27
2.3.3	Superposição modal.....	27
2.3.4	Espectro de frequência	29
2.3.5	Expansão por série de Fourier.....	30
2.4	INSTRUMENTOS PARA MEDIÇÃO DE ACELERAÇÃO.....	31
2.4.1	Acelerômetros	31
2.4.2	Procedimento para análise de vibrações.....	33
3	MATERIAIS E MÉTODOS	35
3.1	FLUXOGRAMA DE DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	35
3.2	OBJETO DE ESTUDO	36
3.3	INSTRUMENTAÇÃO E COLETA DE DADOS NO VEÍCULO.....	38
3.3.1	Características do veículo	38

3.3.2	Equipamentos e instrumentação	39
3.3.3	Característica do trajeto e velocidades	41
3.4	COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS COM FEA.....	44
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	45
4.1	DADOS COLETADOS NO VEÍCULO	45
4.1.1	Resultados gráficos	45
4.2	ANÁLISE MODAL.....	56
4.2.1	Modos de vibração dos suportes.....	56
4.3	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	57
4.3.1	Resultados de tensões	57
4.3.2	Resultados das acelerações.....	57
4.3.3	Resultados das frequências (FFT).....	58
4.3.4	Resultados dos deslocamentos verticais.....	58
5	CONCLUSÃO	59
6	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS	60
	REFERÊNCIAS.....	61

1 INTRODUÇÃO

Nos dias atuais, tendo em vista a melhoria contínua dos seus produtos e a busca constante por inovação, tanto as implementadoras de caminhão basculante, quanto as fabricantes de caminhão trator, procuram um kit hidráulico otimizado para elevar a competitividade, qualidade e eficiência para este mercado.

Prover a busca por inovação é fator decisivo para manter a qualidade do produto e satisfazer as necessidades do usuário e dos proprietários de veículos basculantes, pois o cenário mostra-se cada vez mais competitivo.

O mercado brasileiro de semirreboque basculantes vem crescendo nos últimos anos, segundo os dados analisados a partir da publicação do anuário da ANFIR do ano de 2022. Nos últimos 24 meses, este segmento teve um crescimento superior a 40%. Também, percebeu-se uma migração do mercado de caminhões graneleiros para caminhões basculantes e o principal motivo é a versatilidade de produtos que a modalidade de veículos basculantes pode transportar, pois seu modelo de projeto e rapidez no descarregamento dos materiais a serem escoados são grandes diferenciais, evitando filas em terminais portuários para a utilização das plataformas de tombadores.

O equipamento hidráulico, conhecido por kit hidráulico ou conjunto hidráulico, é constituído desde a tomada de força que é acoplada na caixa de câmbio do veículo até o cilindro hidráulico telescópico que atua no basculamento da caixa de carga. Para que o cilindro hidráulico telescópico de simples ação seja acionado, é necessário equipar os caminhões com kits hidráulicos, que são responsáveis pela geração da energia hidráulica do sistema de atuação.

O kit hidráulico é composto por uma tomada de força, que transfere a energia mecânica da caixa de câmbio do veículo para a bomba de engrenagens transformar em energia hidráulica, sendo assim, o fluido hidráulico será succionado do reservatório de óleo e transportado até uma válvula direcional, ou comando hidráulico, para possibilitar o basculamento, subida e descida, da caixa de carga.

Um frequente obstáculo enfrentado é a vibração de componentes que compõem o *chassi* do caminhão trator. Este fato pode gerar danos por fadiga na estrutura do veículo, além de causar desconforto ao motorista. Em muitos casos a oscilação dos componentes é notada por inspeção visual ou ruídos sonoros, podendo ser observada, por exemplo, na fixação do suporte para reservatório hidráulico lateral.

Existem inúmeras posições possíveis para a instalação do reservatório hidráulico nos caminhões basculantes, mas o trabalho tem como objetivo abordar a configuração mais

adequada para caminhões trator, ou seja, a instalação na lateral do veículo ao lado do reservatório de combustível. Esta opção favorece a possível manutenção da caixa de câmbio do veículo, sem necessidade de remover o reservatório hidráulico, como ocorre fosse instalado atrás da cabine, conforme Figura 1, que seria a posição mais usual do mercado brasileiro.

Figura 1 – Reservatório hidráulico convencional.



Fonte: acervo da Hyva (2022).

Neste projeto serão abordadas análises experimentais referentes ao suporte de fixação de um reservatório hidráulico na lateral de um caminhão trator para aplicações de rodotrens basculantes com ênfase nas vibrações mecânicas oriundas de diferentes perfis de pista.

1.1 AMBIENTE DE ESTUDO

O desenvolvimento deste trabalho foi realizado na empresa Hyva do Brasil, onde as áreas envolvidas foram as engenharias de desenvolvimento da Holanda e a engenharia de produto e aplicação do Brasil. A instrumentação do produto e testes experimentais foram realizados no CTR.

1.1.1 Grupo Hyva

A Hyva é um fornecedor líder de soluções de transporte altamente inovadoras e eficientes para veículos comerciais utilizados nas indústrias de transporte, construção civil, mineração, manuseio de materiais e serviços ambientais.

Fundada em 1979 na Holanda, a empresa possui uma presença global com 37 subsidiárias próprias, uma rede de serviços de cobertura global e 12 instalações fabris no Brasil, China, Europa e Índia.

A engenharia de desenvolvimento da Holanda é responsável pela elaboração e execução de projetos de pesquisas de novos produtos, à utilização de novos tipos de materiais, equipamentos, dispositivos e métodos de produção e na análise de elementos finitos para atender os requisitos de durabilidade e confiabilidade dos produtos Hyva.

1.1.2 Hyva do Brasil

Fundada em 1995, a Hyva do Brasil está localizada no polo metalmecânico de Caxias do Sul-RS. Com duas unidades fabris independentes, é responsável pela produção de soluções de basculamento e de guindastes articulados, em fábricas de 8.000 m² e 12.000 m² de área construída, respectivamente.

A infraestrutura da Hyva conta com um departamento de engenharia de produto, processo e aplicação, onde são realizadas nacionalizações de produtos, algumas customizações de projetos locais e manutenção do portfólio global de produtos.

A engenharia de produto e aplicação do Brasil é responsável pelo projeto de nacionalização, determinação de matérias primas e especificações técnicas dos componentes que serão utilizados no processo de fabricação dos produtos Hyva.

1.1.3 Centro Tecnológico Randon - CTR

O Centro Tecnológico Randon é um complexo destinado ao desenvolvimento e homologação de produtos para a indústria da mobilidade no país. Localizado em Farroupilha, na Serra Gaúcha, em uma área de mais de 90 hectares, funciona como um hub de engenharias, oferecendo amplos serviços e time técnico especializado.

A engenharia de testes do CTR auxiliou na instrumentação do produto e nos testes experimentais em diferentes perfis pistas.

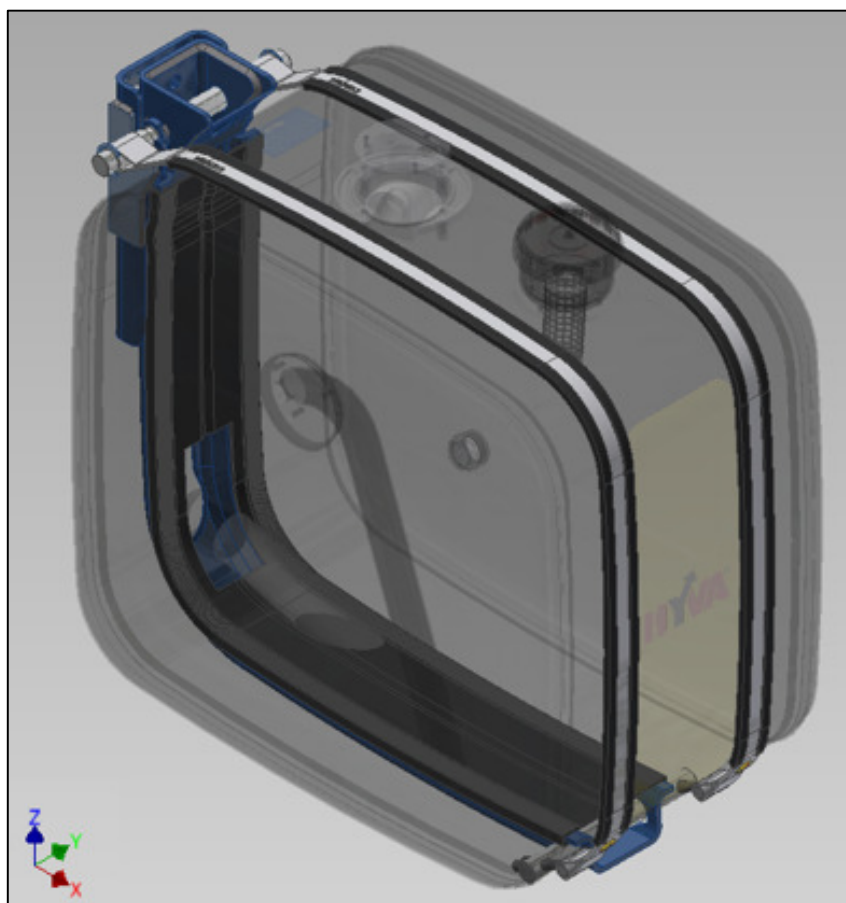
1.2 JUSTIFICATIVA

A incansável busca por um reservatório hidráulico lateral mais robusto e seguro aos usuários finais tornam reais os desafios enfrentados pelas empresas de soluções hidráulicas na busca de otimização de peso no veículo, agilidade e praticidade na instalação do suporte na lateral da longarina do caminhão trator.

Este trabalho possui importância de analisar uma nova proposta de suporte do reservatório hidráulico lateral de um caminhão basculante. Em vista das vibrações que este componente está sujeito, serão realizadas análises comparativas do modelo computacional, já avaliado pelo setor de engenharia avançada da Hyva com sede na Holanda, bem como avaliação experimental das tensões e vibrações mecânicas em diferentes perfis de pistas com o auxílio de *strain gauges* e acelerômetros.

O suporte do reservatório lateral é representado a seguir pela Figura 2.

Figura 2 – Suporte do reservatório lateral.



Fonte: o autor (2022).

1.3 OBJETIVOS

Associado com a escolha do tema, objetivo geral e específicos serão estabelecidos para dar sequência e guiar o estudo deste trabalho.

1.3.1 Objetivo geral

Através de análise experimental, avaliar o comportamento de uma nova proposta do suporte de fixação de um reservatório lateral para caminhão trator modelo rodotrem basculante, observando as vibrações geradas quando submetido a diferentes perfis de pistas.

1.3.2 Objetivos específicos

A partir da verificação do objetivo geral, seguem abaixo os objetivos específicos para a continuidade do assunto.

- a) avaliar experimentalmente, em campo de prova com diferentes perfis de pistas, o novo suporte do reservatório hidráulico lateral;
- b) definir o procedimento de análise experimental e o critério de aceitação do modelo com o auxílio de acelerômetros e *strain gauges*;
- c) determinar o perfil de pista que causa maiores amplitudes de aceleração no suporte do reservatório lateral;
- d) determinar as frequências naturais na união entre a estrutura do chassi e o suporte do reservatório lateral;
- e) realizar comparação das frequências naturais entre a avaliação modal computacional e a análise experimental;
- f) avaliar o nível de tensões mecânicas produzido no suporte, ao trafegar nas pistas escolhidas; e
- g) avaliar o nível dos deslocamentos verticais entre a estrutura do chassi e o suporte do reservatório lateral.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo promove a fundamentação teórica sobre os conceitos de vibração mecânica e seus métodos utilizados para a execução deste trabalho. Nesta etapa de evidenciar os conceitos teóricos e alinhar com a expectativa dos resultados serão abordados os tópicos de vibração mecânica, sistema com um ou mais graus de liberdade e os tipos das funções e excitações que geram a vibração. Posteriormente, serão evidenciados os conceitos aplicados para a obtenção dos resultados da análise experimental do suporte do reservatório com a utilização de acelerômetros em diferentes perfis de pistas.

2.1 FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÕES

Segundo Rao (2008), a denominação do conceito de vibração é dada pelo estudo dos movimentos oscilatórios de corpos e as suas respectivas forças associadas. Entre os conceitos básicos do tema, torna-se indispensável destacar a influência direta de vibrações nas rotinas diárias das pessoas. É um efeito totalmente mecânico que atua sobre o corpo humano, principalmente durante o deslocamento de lugares, seja através de ônibus, carro, motocicleta ou trem.

Vibração é todo e qualquer movimento periódico de um corpo ou sistemas de corpos interligados, em torno de uma posição de equilíbrio. De modo geral, há dois tipos de vibração, livre e forçada. Ambos os tipos de vibração podem ser amortecidos ou não (HIBBELER, 2005).

Para Groehs (2005), as aplicações da mecânica vibratória abrangem estudos que almejam à eliminação, isolamento ou o aproveitamento das vibrações. Evidencia o pensamento que as vibrações acontecem em sistemas elásticos, onde eles são compostos por uma ou mais massas interligadas entre si a um elemento fixo através de molas, visto que este sistema poderá receber forças variáveis de acordo com o tempo e resultará em movimentos, sejam repetidos ou não, de forma sistemática.

De acordo com Thillikkani e Nataraj (2020), as análises vibratórias possuem muitos métodos e incluir a avaliação de microscopia é importante para analisar fraturas por fadiga.

2.2 SISTEMA COM UM GRAU DE LIBERDADE

Segundo Rao (2008), um sistema vibratório é caracterizado por suas devidas funções para armazenamento de energias, seja acumular a energia potencial (mola) ou energia cinética (massa) e é válido para um meio que há perda gradual de energia (amortecedor).

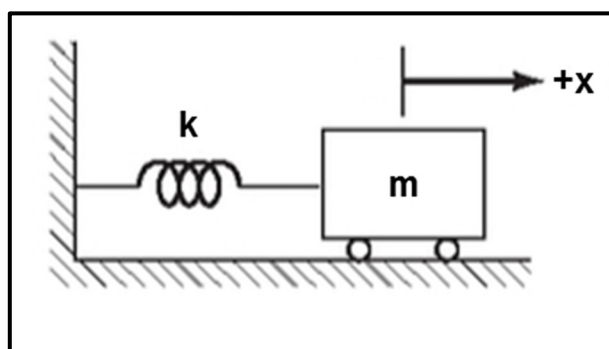
Para Rao (2008), é plausível determinar um sistema com um grau de liberdade, para isso é necessário que uma única coordenada do sistema seja suficiente para especificar sua posição em qualquer instante de tempo.

2.2.1 Vibração livre não amortecida

De acordo com Thomson (1978), qualquer sistema pode vibrar, desde que possua massa e elasticidade. Para Rao (2008), um sistema sofre vibração livre no instante em que oscila apenas sob uma perturbação inicial, ou seja, sem a presença de força adicional aplicada após a perturbação inicial.

A Figura 3 apresenta um sistema massa-mola, no qual esboça o movimento de vibração mais simples possível. Tendo como objetivo evidenciar que a amplitude do movimento permanece constante ao longo do tempo.

Figura 3 – Sistema simples massa-mola.



Fonte: Adaptado de Rao (2008).

O corpo de massa m está ligado a uma mola de rigidez k . Este sistema é representado pela segunda lei de Newton, pois o movimento de vibração ocorre no instante em que o bloco é liberado, após sofrer o deslocamento de uma posição x e a mola irá retornar o movimento até que uma força externa possa interromper o ciclo oscilatório gerado.

Deste modo, a frequência natural não amortecida ω_n , é dada pela Equação 1:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

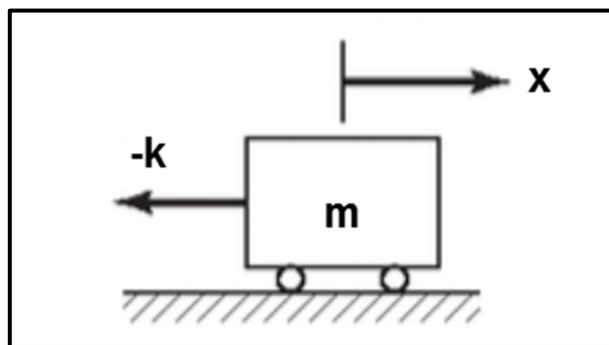
onde: ω_n = frequência natural não amortecida;

m = massa;

k = constante elástica da mola.

Na Figura 4 pode-se observar o diagrama de corpo livre para um sistema livre não amortecido com um grau de liberdade.

Figura 4 – Diagrama de corpo livre massa-mola.



Fonte: Adaptado de Rao (2008).

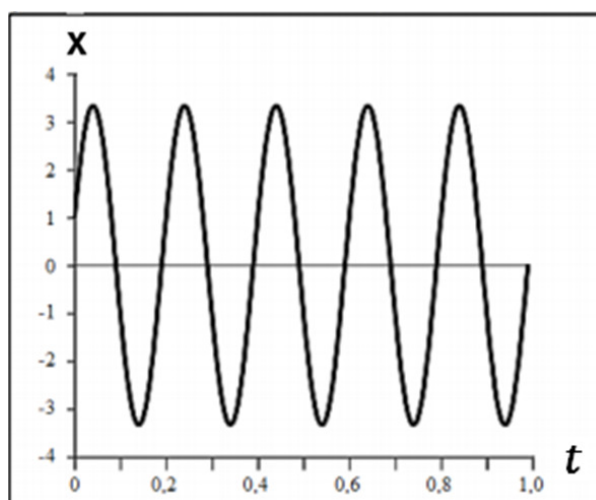
No momento que é aplicada a segunda lei de Newton à massa da Figura 4, ressalta-se na Equação 2:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2)$$

onde: t = tempo.

Pode ser observado o comportamento do mecanismo em vibração livre não amortecida na Figura 5, resultando no gráfico de curva.

Figura 5 – Deslocamento da massa em vibração livre não amortecida.



Fonte: Adaptado de Rao (2008).

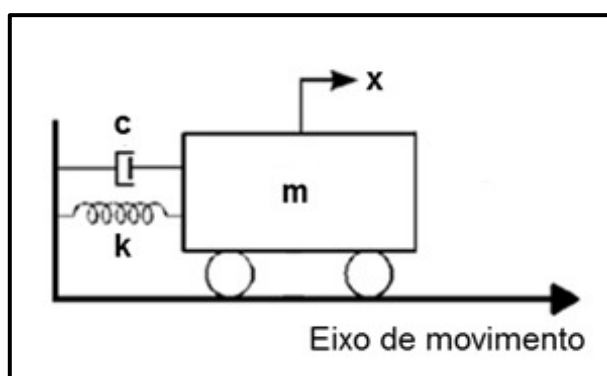
2.2.2 Vibração livre amortecida

Segundo Rao (2008), um sistema de vibração livre amortecido é considerado quando parte da energia é dissipada ou perdida por atrito ou demais resistências enquanto ocorre o movimento oscilatório, posterior a uma perturbação inicial.

No momento em que um sistema linear de um grau de liberdade é excitado, sua resposta dependerá do tipo de excitação e do amortecimento presente (THOMSON, 1978). Sendo assim, é plausível obter a vibração amortecida mesmo com a perda de energia presente no sistema, seja ela gerada por consequências do atrito ou outras resistências a oscilações.

Na Figura 6, é possível observar um sistema massa-mola-amortecedor em uma condição específica de vibração livre amortecida com apenas um grau de liberdade.

Figura 6 – Sistema massa-mola-amortecedor.



Fonte: Adaptado de Rao (2008).

Utilizando a segunda lei de Newton a massa da Figura 6, resulta-se na Equação 3:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (3)$$

onde: c = coeficiente de amortecimento;

De acordo com Rao (2008), o fator de amortecimento é a razão entre a constante de amortecimento e a constante de amortecimento crítico para qualquer sistema amortecido.

Paras as equações 4 e 5, é definido respectivamente o coeficiente de amortecimento crítico c_c e o fator de amortecimento ζ .

$$c_c = 2m \cdot \omega_n \quad (4)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (5)$$

onde: c_c = amortecimento crítico;

ζ = fator de amortecimento.

Na Equação 6 é destacada a frequência natural amortecida:

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot \omega_n \quad (6)$$

onde: ω_d = frequência amortecida;

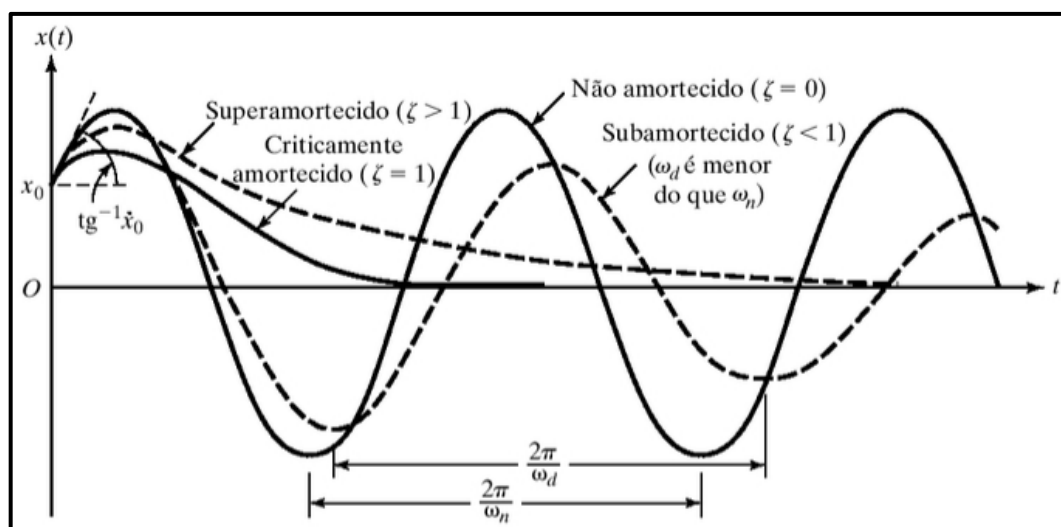
Segundo ALVES (2005), posteriormente ao sistema sair de sua posição de equilíbrio, o ponto determinante para ocorrer ou não vibrações livres é o amortecimento presente no sistema.

Deste modo, é possível afirmar, se o fator de amortecimento é igual a zero, têm-se vibração não amortecida. Outrora para vibração amortecida, o fator de amortecimento é diferente de zero, conforme os três casos evidenciados abaixo:

- 1) Subamortecido: $c < c_c \rightarrow \zeta < 1 \rightarrow$ Ocorrem vibrações.
- 2) Superamortecido: $c > c_c \rightarrow \zeta > 1 \rightarrow$ Não ocorrem vibrações.
- 3) Criticamente amortecido: $c = c_c \rightarrow \zeta = 1 \rightarrow$ Não ocorrem vibrações.

Na Figura 7, estão notabilizados os 3 casos mencionados acima e o caso de não amortecimento, onde $\zeta = 0$.

Figura 7 – Movimentos com diferentes tipos de amortecimento.



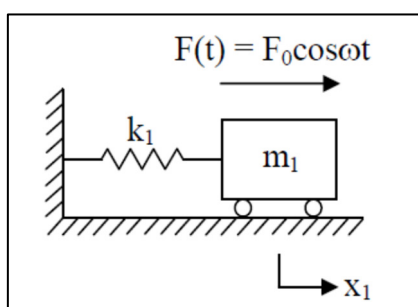
Fonte: Adaptado de Rao (2008).

2.2.3 Vibração por excitação harmônica

De acordo com Rao (2008), um sistema mecânico ou estrutural sofre a vibração forçada quando a energia externa é enviada para o sistema no momento de vibração. A energia pode chegar no sistema através de uma excitação ou proveniente de uma força aplicada. A maioria das vibrações em sistemas físicos são oriundas de forças periódicas e forças harmônicas. Se a frequência de excitação concomitar com a frequência natural do sistema, a amplitude de vibração tenderá ao infinito. Este evento é denominado de ressonância e o mesmo deve ser evitado.

Se uma força $F(t) = F_0 \cos \omega t$ atuar sobre uma massa m em sistema amortecido, conforme é ilustrado na Figura 8, ao aplicar a segunda lei de Newton, encontra-se a equação geral de movimento, de acordo com a proposta da Equação 7.

Figura 8 – Sistema com força aplicada à massa



Fonte: Adaptado de Rao (2008).

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = F_0 \cdot \cos \omega t \quad (7)$$

onde: ω = frequência de oscilação;

F_0 = força aplicada;

Admitindo que a solução particular também é harmônica, obtem-se a forma da Equação 8:

$$x_p(t) = X \cdot \cos \omega t \quad (8)$$

onde: X = constante que mostra a máxima amplitude da solução particular.

Substituindo a Equação 6 na Equação 5 e calculando para X , resulta-se na Equação 9.

$$X = \frac{F_0}{k - m\omega^2} = \frac{\delta_{st}}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (9)$$

onde: $\delta_{st} = \frac{F_0}{k}$ é a deflexão da massa sobre uma força F_0 .

Deste modo a solução geral da Equação 5 é representada da seguinte maneira pela Equação 10:

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cdot \cos \omega_n t + \left(\frac{v_0}{\omega_n}\right) \cdot \sen \omega_n t + \left(\frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cdot \cos \omega_n t \quad (10)$$

onde: x_0 = posição inicial;
 v_0 = velocidade inicial.

Sendo assim, a amplitude máxima X da Equação 9 pode ser apresentada de acordo com a Equação 11:

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (11)$$

onde: X/δ_{st} = razão entre a amplitude dinâmica e a amplitude estática do movimento e é denominado como coeficiente de amplitude ou fator de ampliação;

$\delta_{st} = F_0/k$ é a deflexão da massa sobre uma força F_0 ;

Supondo que é um sistema amortecido, de acordo com a Figura 7, a força harmônica do sistema é apresentada pela Equação 12:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \cdot \cos \omega t \quad (12)$$

A solução particular também é harmônica, admitindo a forma representada pela Equação 13:

$$x_p(t) = X \cdot \cos(\omega t - \phi) \quad (13)$$

onde: ϕ = ângulo de fase da resposta;

A Equação 14 representa o ângulo de fase.

$$\phi = \text{tg}^{-1} \left(\frac{2\zeta r}{1 - r^2} \right) \quad (14)$$

onde: ζ = fator de amortecimento;

r = razão de frequência.

Na Equação 15 é mencionada a razão de amplitude para sistemas amortecidos, declarada como M .

$$M = \frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (15)$$

onde: X = constante referente a máxima amplitude da solução particular;

ζ = fator de amortecimento;

$\delta_{st} = F_0/k$ é a deflexão da massa sobre uma força F_0 ;

r = raio.

Como resultado, é adquirida a solução geral para a força harmônica amortecida, visto na Equação 16:

$$x(t) = x_0 \cdot \cos \omega_n t + \left(\frac{v_0}{\omega_n} \right) \cdot \text{sen } \omega_n t + \frac{\delta_{st} \cdot \omega_n t}{2} \cdot \text{sen } \omega_n t \quad (16)$$

2.2.4 Transmissibilidade

Para Jordan (2005), entende-se que a transmissibilidade é dada como a relação entre as amplitudes dos movimentos da massa (movimento transmitido) e da base (movimento imposto), em termos absolutos, como uma função da frequência ω .

Faz-se necessário prevenir que as frequências importantes do espectro de vibrações se mantenham na região de amplificação, visto que a transmissibilidade é maior que 1, isto é, a força transmitida é maior que a força aplicada. Na medida que diminui o amortecimento é aumentada a transmissibilidade na região de ressonância, todavia diminui na região de altas frequências (JORDAN, 2005).

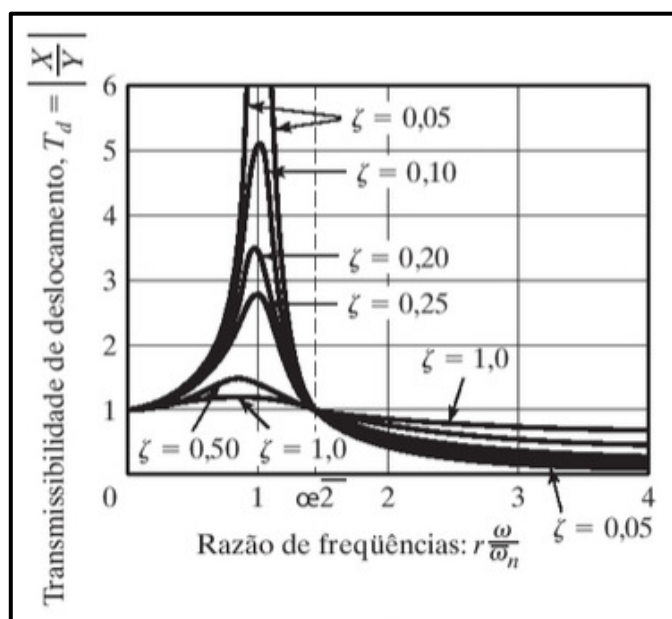
De acordo com Rao (2008), a transmissibilidade de deslocamento T_d é dada entre a amplitude de resposta X e o movimento da base Y , destacada pela razão X/Y e r refere-se a relação da frequência (adimensional) e é obtido na Equação 17:

$$\frac{X}{Y} = T_d = \sqrt{\left[\frac{1 + (2 \zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2 \zeta r)^2} \right]} \quad (17)$$

onde: Y = movimento da base;

Alguns aspectos da transmissibilidade de deslocamento podem ser observados na Figura 9.

- 1) Se $r = 0$, então o valor da T_d é unitário e próximo à unidade para pequenos valores de r ;
- 2) Se $r = 1$, o sistema é não amortecido ζ , com $T_d \rightarrow \infty$ (em ressonância), com ($r = 1$);
- 3) Se $r > \sqrt{2}$, o valor de T_d é menor que a unidade ($T_d < 1$) para qualquer quantidade de amortecimento ζ .
- 4) Para todos os valores de ζ em $r = \sqrt{2}$, o valor de $T_d = 1$.

Figura 9 – Variações de T_d por r .

Fonte: Adaptado de Rao (2008).

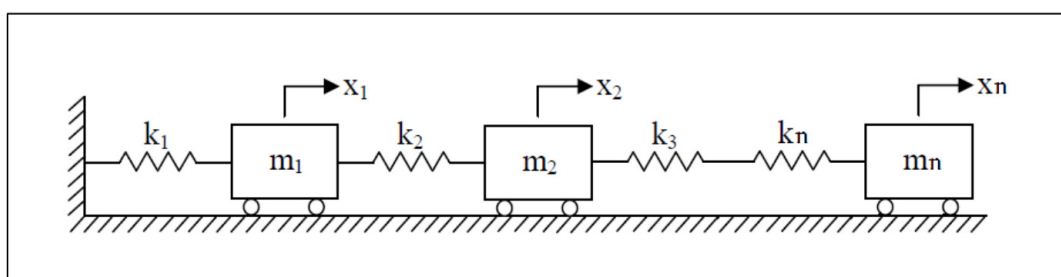
2.3 SISTEMA COM N GRAUS DE LIBERDADE

Para todos os casos de sistemas com n graus de liberdade, podem ser utilizados todos os conceitos apresentados nos tópicos anteriores.

A análise da vibração em um sistema contínuo demanda que seja utilizado um conjunto de equações diferenciais ordinárias, todavia pode ser utilizado a solução de equações diferenciais parciais para tal solução (RAO, 2009).

Um modelo de sistema com n graus de liberdade tem n modos de vibração mecânica. Portanto, para um sistema com n graus de liberdade, existem n frequências naturais de vibração. Para cada uma de suas frequências há um determinado modo de vibrar do sistema.

A Figura 10 mostra um modelo de sistema massa-mola com n graus de liberdade em regime não amortecido.

Figura 10 – Sistema não amortecido com n graus de liberdade.

Fonte: Adaptado de Rao (2008).

2.3.1 Sistema em equilíbrio dinâmico

Segundo Rao (2008), para referenciar um sistema com n graus de liberdade, faz-se necessário apresentar a solução de equilíbrio dinâmico dado pela Equação 18:

$$[M][\ddot{U}] + [C][\dot{U}] + [K][U] = \{F(t)\} \quad (18)$$

onde: $[M]$ = matriz de massa da estrutura;
 $[\ddot{U}]$ = matriz de acelerações nodais;
 $[C]$ = matriz de amortecimento da estrutura;
 $[\dot{U}]$ = matriz de velocidades nodais;
 $[K]$ = matriz de rigidez da estrutura;
 $[U]$ = matriz de deslocamentos nodais;
 $\{F(t)\}$ = matriz de forças nodais variáveis com o tempo.

2.3.2 Frequências naturais e modos de vibração

Para sintetizar os conceitos abordados no item (2.2.1) para um grau de liberdade e tendo em consideração o vetor de forças nodais $F = 0$ e a matriz de amortecimento $C = 0$, é obtido então a Equação 19, que evidencia o comportamento dinâmico de um sistema de vibração livre não amortecida com n graus de liberdade (GERGES, 2005).

$$[M][\ddot{U}] + [K][U] = 0 \quad (19)$$

2.3.3 Superposição modal

De acordo com Alves Filho (2005), um modelo de sistema com n graus de liberdade pode possuir n modos de vibração. Para estabelecer os tais modos de resposta dinâmica é preciso realizar uma análise modal para extrair o comportamento básico da estrutura e a sua resposta de carregamento atuante sobre o corpo. Pode-se afirmar que, durante a vibração livre, cada grau de liberdade possui um movimento harmônico, deste modo este movimento gerado pode ser representado na Equação 20.

$$\{U(t)\} = \{U_0(t)\} \cos(\omega t) \quad (20)$$

onde: $\{U(t)\}$ = vetor das amplitudes de oscilação;

Derivando duas vezes a Equação 20, obtém-se a Equação 21:

$$\{\ddot{U}(t)\} = \{U_0(t)\} \omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (21)$$

Substituindo as Equações 20 e 21 na Equação 19, tem-se o resultado na Equação 22:

$$([K] - \omega^2[M]) \cdot \{U_0\} = 0 \quad (22)$$

onde: $\{U_0\}$ = vetor das amplitudes de oscilação;

A solução trivial da Equação 22, que Gerges (2005) denomina de equação de frequências do sistema, equivale a uma equação algébrica de grau igual ao número de graus de liberdade do sistema e é apresentada pela Equação 23:

$$\det([K] - \omega^2[M]) = 0 \quad (23)$$

onde: ω^2 = quadrado das frequências naturais.

Substituindo ω^2 por λ na Equação 23, obtém-se o resultado na Equação 24:

$$\det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (24)$$

onde: λ são os autovalores.

Os autovalores λ são raízes do polinômio característico:

$$p(\lambda) = \det([K] - \lambda[M]) \quad (25)$$

$$([K] - \lambda_i[M]).\{\phi_i\} = \{0\} \quad (26)$$

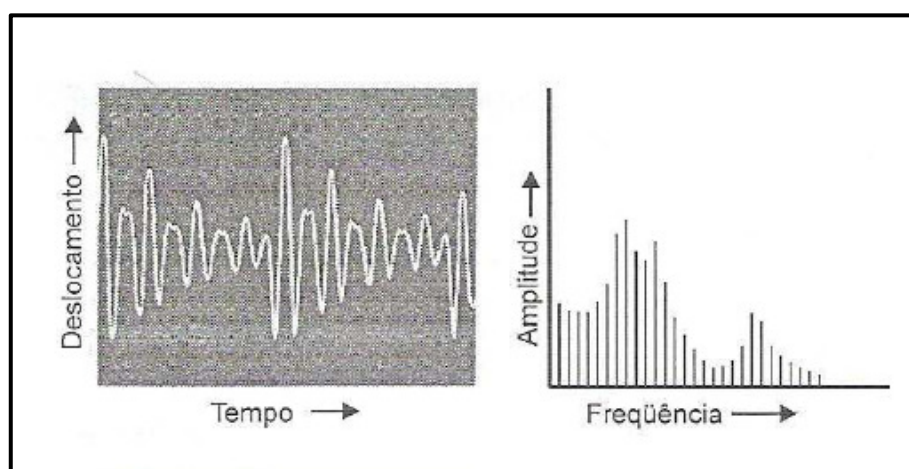
As frequências naturais são responsáveis pelo modo de vibrar da estrutura, que são obtidas pelos autovetores, de acordo com a Equação 26. Posterior a definição das Equações 25 e 26, é possível determinar as frequências naturais resultantes dos autovalores e os modos de vibrar fornecidos pelos autovetores.

2.3.4 Espectro de frequência

Havendo um conjunto de funções senoidais distintas, cada uma delas terá sua amplitude e frequência particular, bem como é o caso de uma função periódica não senoidal. Cada componente de Fourier pode ser ilustrado em um gráfico, no qual para as diversas frequências são geradas as suas devidas amplitudes (WALBER, 2009).

As funções harmônicas $a_n \cos n\omega t$ ou $b_n \sin n\omega t$ na equação 1 são denominadas de ordem n da função periódica $x(t)$. A harmônica de ordem n tem um período τ/n . As mesmas harmônicas podem ser ilustradas como linhas verticais em um diagrama de amplitude em função da frequência denominado como espectro de frequência ou diagrama espectral. A Figura 11 mostra um típico espectro de frequência (RAO, 2008).

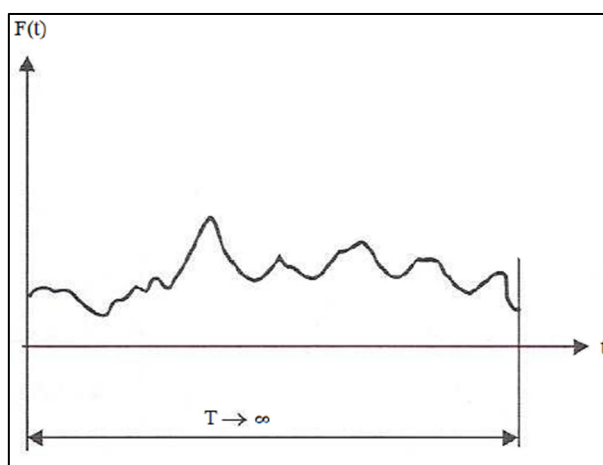
Figura 11 – Espectro de frequência de uma típica função periódica de tempo.



Fonte: Adaptado de Walber (2009).

Caso a função não for periódica, como ilustrado na Figura 12, um carregamento não periódico pode ser determinado como um carregamento periódico cujo período tende ao infinito. Sendo assim, o espectro desta função possui uma distribuição contínua de frequências através da transformação de Fourier.

Figura 12 – Representação do trecho de uma função não periódica



Fonte: Walber (2009).

2.3.5 Expansão por série de Fourier

Segundo Rao (2008), $\text{sen}x(t)$ é uma função periódica com período τ , bem como sua representação por série de Fourier é obtida pela Equação 27:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \text{sen } n\omega t) \quad (27)$$

onde: $a_0, a_1, a_2, \dots, a_n$ e b_1, b_2, \dots, b_n são os coeficientes constantes;

$\omega = 2\pi/\tau$ é a frequência fundamental.

Para determinar os valores de a_n e b_n utilizou-se as Equações 28 e 29, obtidas através da multiplicação da Equação 27 por $\cos \omega t$ e $\text{sen } \omega t$, respectivamente e, integrada sobre um período de $\tau = 2\pi/\omega$.

$$a_n = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) \cos n\omega t dt \quad (28)$$

$$b_n = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) \text{sen } n\omega t \, dt \quad (29)$$

onde: $\tau = 2\pi/\omega$ é o período;

Mesmo que a Equação 27 é determinada como uma soma infinita, a maioria das funções periódicas podem ser aproximadas utilizando apenas algumas funções harmônicas.

2.4 INSTRUMENTOS PARA MEDIÇÃO DE ACELERAÇÃO

Os dados sobre vibrações do solo que agem sobre estruturas como a irregularidade da superfície de uma rodovia são importantes no projeto de estruturas e sistemas de suspensão de veículos (RAO, 2009).

Gerges (2005), diz que as medições de ruído e vibrações possibilitam quantificar e analisar as condições ambientais que são incômodas para o ser humano. Levando em conta a análise de vibrações, o movimento do corpo vibratório é convertido em um sinal elétrico por um transdutor, ou seja, um dispositivo que torna quantidades mecânicas em elétricas, tornando viável armazenar os dados e convertê-los em resultados.

Para obter a análise dos dados, as informações precisam ser inseridas de forma apropriada. Considerando a análise de vibrações através de acelerômetros, o resultado obtido de amplitudes com função no tempo dificilmente permite possuir conclusões aplicáveis à solução de um problema, portanto, estes resultados podem ser tratados como análise no domínio da frequência, onde as amplitudes são função da frequência.

2.4.1 Acelerômetros

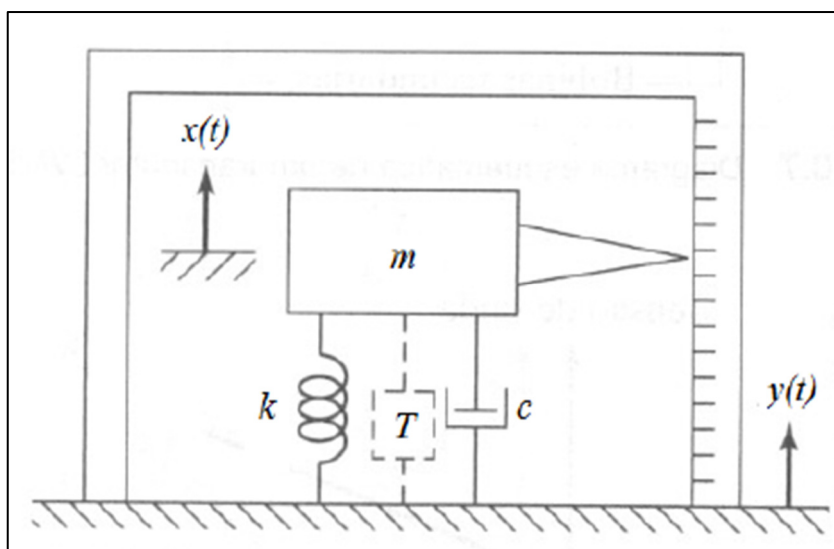
Os acelerômetros mais utilizados para a medição de vibração mecânica, são os modelos que toleram deformações por cisalhamento. Estes são projetados de modo que apresentem boas características em relação à tensão e a variação de temperatura e frequência que são submetidos, sua carcaça é feita de Titânio e o elemento de detecção é de quartzo (BRUEL&KJÆR, 2014).

Rao (2009), diz que um transdutor é usado em conjunto com outro dispositivo para medir vibrações e o mesmo é definido como sensor de vibração. Esses sensores de vibração frequentemente utilizados são conhecidos como instrumentos sísmicos. Um instrumento

sísmico é composto por um sistema massa-mola-amortecedor montado sobre o corpo vibratório, como pode ser observado na Figura 13. Sendo assim, o movimento vibratório é medido pela determinação do deslocamento da massa em relação à base na qual está montada.

Este instrumento é constituído por uma massa m , uma mola k e um amortecedor c no interior de uma gaiola, no qual é presa ao corpo vibratório. Com esta composição, as extremidades inferiores da gaiola (que será medido, y), e sua vibração excita a massa suspensa, o que faz movimentar-se. Portanto, o deslocamento da massa em relação à gaiola, $z = x - y$, onde x representa o deslocamento vertical da massa suspensa, pode ser medido se acrescentarmos um ponteiro à massa e uma escala à gaiola, de acordo com a Figura 13.

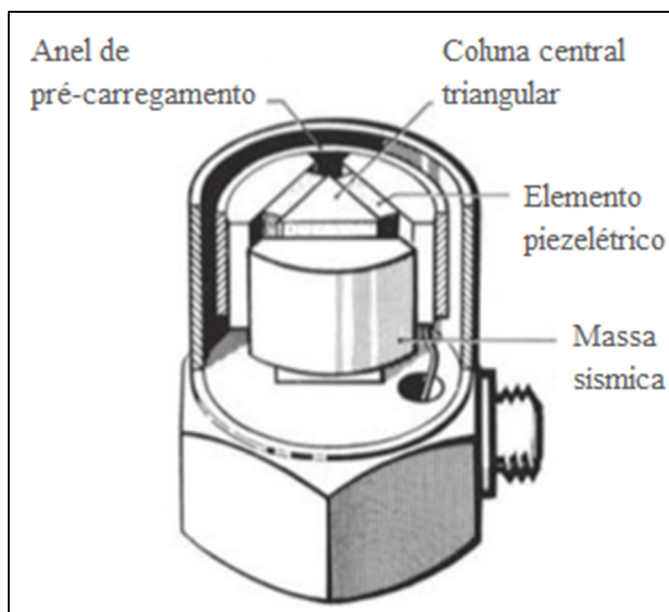
Figura 13 – Instrumento Sísmico.



Fonte: Rao (2008).

Um acelerômetro é um instrumento que mede a aceleração de um corpo vibratório. Devido ao pequeno tamanho e à alta sensibilidade, os acelerômetros são preferidos para medições de vibrações (RAO, 2008). Na Figura 14 é possível visualizar um modelo de acelerômetro piezoeletrico, porém existem outros modelos como acelerômetro capacitivo e acelerômetro piezoresistivo.

Figura 14 – Acelerômetro piezelétrico.



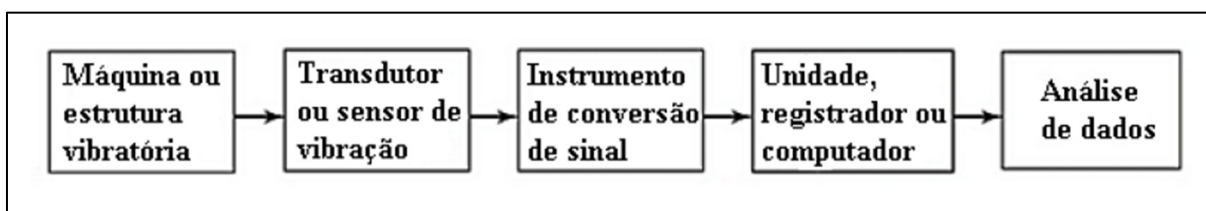
Fonte: Rao (2008).

2.4.2 Procedimento para análise de vibrações

Para selecionar corretamente o tipo de instrumento utilizado na medição de vibrações devem ser consideradas as faixas de frequência e amplitudes esperadas, o tamanho das estruturas envolvidas, as condições de operação e o tipo de processamento de dados utilizado. Se tratando de sistemas contínuos, o método mais coeso é através de sensores de vibração em conjunto com transdutores piezelétricos, também chamados de acelerômetros.

Conforme Rao (2008), quando o fenômeno físico é transformado em um sinal elétrico devido a deformação que é gerada, essa passa por cabos elétricos até chegar a um amplificador o qual terá a função de enviar para o conversor os dados a serem transformados de analógicos para digitais. Subsequente, estes sinais poderão ser interpretados por meio de um computador e serem analisados pelo usuário final. Na Figura 15 ilustram-se os aspectos básicos de um esquema de medição de vibração.

Figura 15 – Esquema básico de medição de vibração.



Fonte: Rao (2008).

De acordo com Wang (2021), a principal razão de falha da estrutura de suportes é a falha por fadiga do componente causada por ressonância, por isso é necessário testar sua vibração e realizar uma análise de correlação entre a avaliação modal computacional e experimental com ênfase nas diversas análises vibratórias.

Para realizar a análise de vibrações mecânicas é necessário estimar as principais características do produto para garantir uma assertividade adequada do estudo, geralmente as várias cargas mecânicas não são todas igualmente importantes e dependem do tipo de estrutura mecânica (DIMA, 2017).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo tem como objetivo realçar os métodos e os procedimentos que foram adotados para analisar o objeto de estudo.

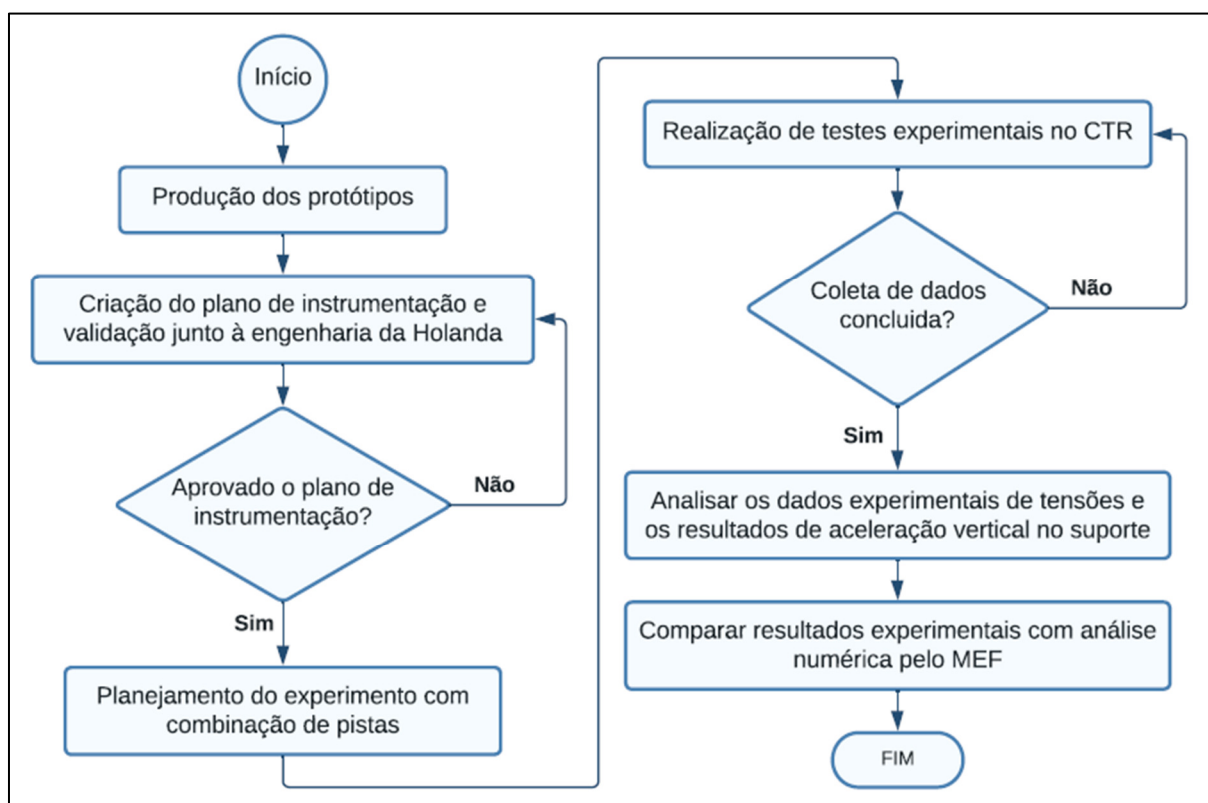
Primeiramente, foram observados os dados de aceleração do suporte do reservatório hidráulico fixado na lateral de um caminhão trator Scania 6x4, o qual rodou em diferentes perfis de pistas no CTR da Randon.

Posterior a etapa da coleta de dados, foram analisadas as acelerações geradas pelos diferentes perfis de pistas, verificando os níveis de frequência natural e ressonância dos materiais.

3.1 FLUXOGRAMA DE DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

Para atingir o resultado esperado no prazo estabelecido, criou-se um fluxograma de atividades para obter uma melhor organização e visão sistemática de cada atividade, conforme ilustra a Figura 16.

Figura 16 – Fluxograma das principais atividades.

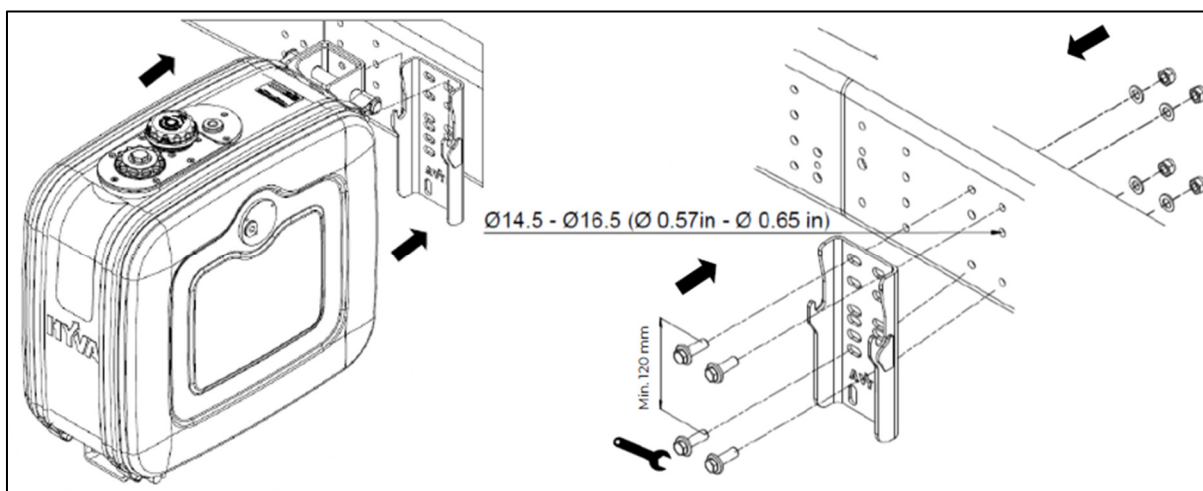


Fonte: o Autor (2022).

3.2 OBJETO DE ESTUDO

O suporte do reservatório hidráulico é um componente de aço carbono modelo S700CM, fabricado a partir dos processos de corte e dobra e fixado por junta parafusada de parafusos e porcas na lateral do chassi. Na Figura 17, pode-se observar o sistema de fixação do reservatório, que é constituído por cintas de aço carbono S235JR, os quais envolvem o corpo do tanque hidráulico e são fixadas nas extremidades com pinos de aço carbono S355JR. Para auxiliar na fixação das cintas, contém dois rebaixos usinados com anéis elásticos para garantir a posição de ajuste e evitar movimentação, após a aplicação de torque. A união dispõe de parafusos M14 com classe 10.8 DIN 933 e porcas autotravantes M14 com classe 10 DIN 985, ambos os elementos de fixação possuem oxidação negra para obter melhor desempenho contra oxidação.

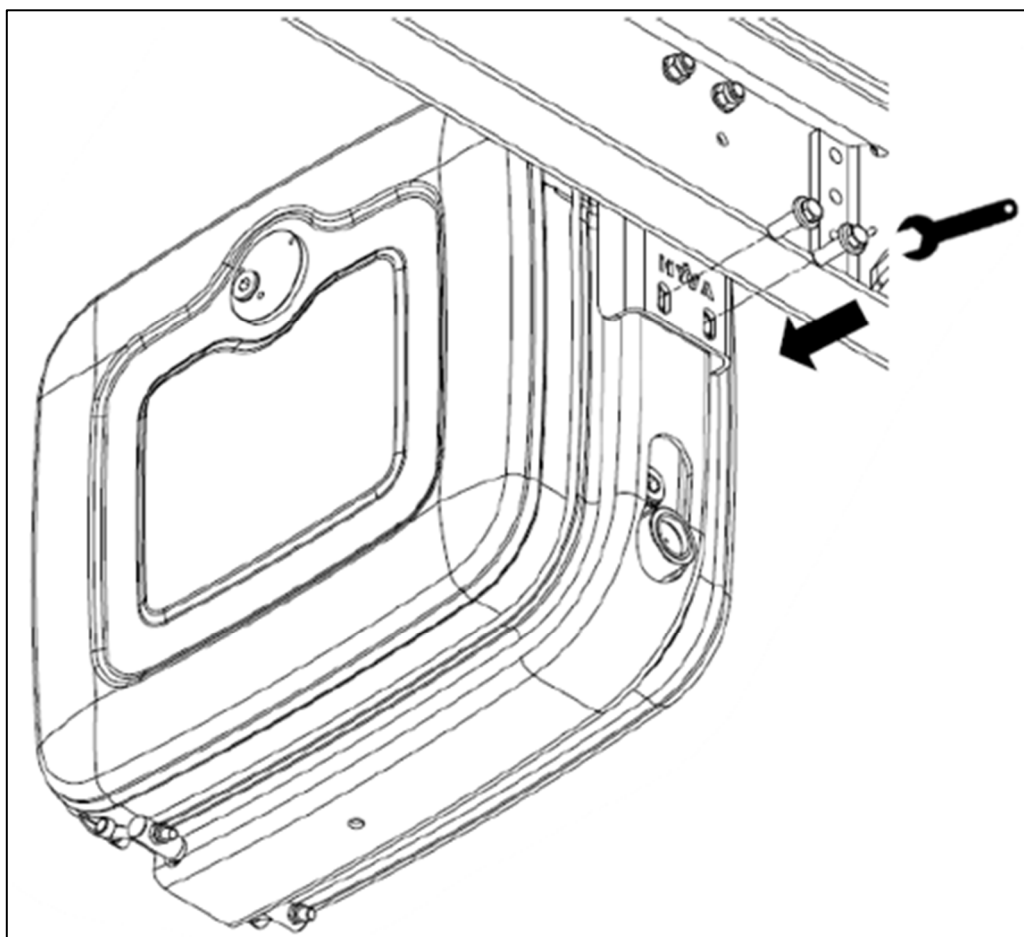
Figura 17 – Montagem do reservatório hidráulico na longarina do chassi.



Fonte: Adaptado acervo da Hyva (2022).

Para fixar o suporte principal na longarina do chassi, deve-se realizar o aperto de 02 parafusos e porcas M14 nas furações originais do chassi do veículo, conforme ilustrado à direita da Figura 17. Após realizar o aperto da junta parafusada superior, faz-se necessário fixar a estrutura do suporte do reservatório hidráulico lateral com o suporte principal, que fora fixado na longarina do caminhão trator. Também, são utilizados 02 parafusos M14 classe 10.8 DIN 933, de acordo com a Figura 18.

Figura 18 – Montagem final do reservatório entre os suportes.



Fonte: Adaptado acervo da Hyva (2022).

A Tabela 1 apresenta propriedades mecânicas dos materiais utilizados no conjunto do reservatório hidráulico lateral da Hyva.

Tabela 1 – Propriedades mecânicas dos materiais

Item	Material	Módulo de Elasticidade (MPa)	Coefficiente de Poisson	Limite de Escoamento (MPa)	Limite de Resistência à Tração (MPa)
Reservatório	S235JR	210000	0,29	235	360
Cintas metálicas	S355JR	210000	0,29	355	470
Suporte	S700MC	210000	0,29	700	950
Pino de fixação	S355JR	210000	0,29	355	470
Parafusos	S355JR	210000	0,29	355	470

Fonte: o Autor (2022).

3.3 INSTRUMENTAÇÃO E COLETA DE DADOS NO VEÍCULO

A fim de verificar as principais faixas de frequências de operação deste conjunto do suporte do reservatório lateral, bem como obter os dados de deslocamento vertical, oriundos da diferença de vibração transmitida da longarina do chassi para o referido suporte, foi realizada a instrumentação do item, no veículo com os recursos de *strain gauges* e acelerômetros. Para evitar riscos ambientais, o reservatório foi preenchido de água, de acordo com a Tabela 2.

Tabela 2 – Massa dos equipamentos

Item	Massa (kg)
Reservatório vazio (L=440 mm)	34
Água (150 litros)	149,6
Suporte completo	41,2

Fonte: o Autor (2022).

3.3.1 Características do veículo

A Figura 19 mostra o modelo de veículo que foi utilizado no teste, caminhão trator da marca Scania modelo G540 do ano 2006, entre eixos de 3600 mm, configuração de rodas 6x4, suspensão mecânica, tara de 7615 kg, e é equipado com motor de 540 cv e desenvolve torque de até 2.700 N.m.

Figura 19 – Modelo de caminhão trator Scania 6x4.



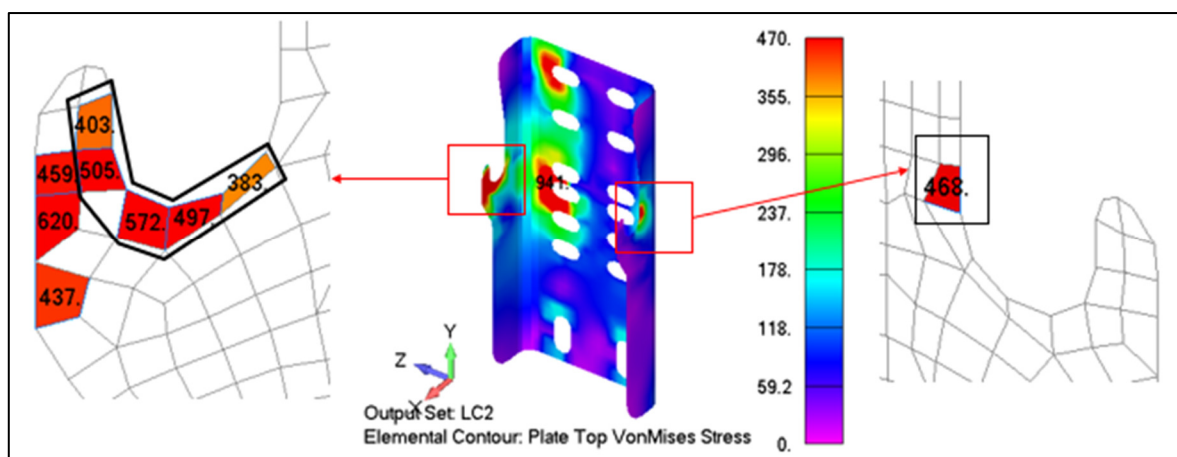
Fonte: o Autor (2022).

3.3.2 Equipamentos e instrumentação

Foi utilizado sistema de aquisição de dados com 12 canais Pulse Brüel & Kjær e um calibrador de acelerômetro para realizar a coleta dos sinais de vibrações. Na Figura 20 é possível verificar a região crítica obtida através da análise MEF.

De acordo com a Figura 21 e Figura 22, foram utilizados dois *strain gauges*, R01 e R02, modelo roseta ($0^\circ/45^\circ/90^\circ$) marca HBM e tipo 1-RY81-3/120 nas laterais internas do suporte de fixação do reservatório para verificação de tensões de von Mises no domínio do tempo, após tratamento dos sinais. Estes foram fixados próximo a região crítica de tensão von Mises indicada na análise MEF, conforme a Figura 20.

Figura 20 – Análise MEF da região crítica

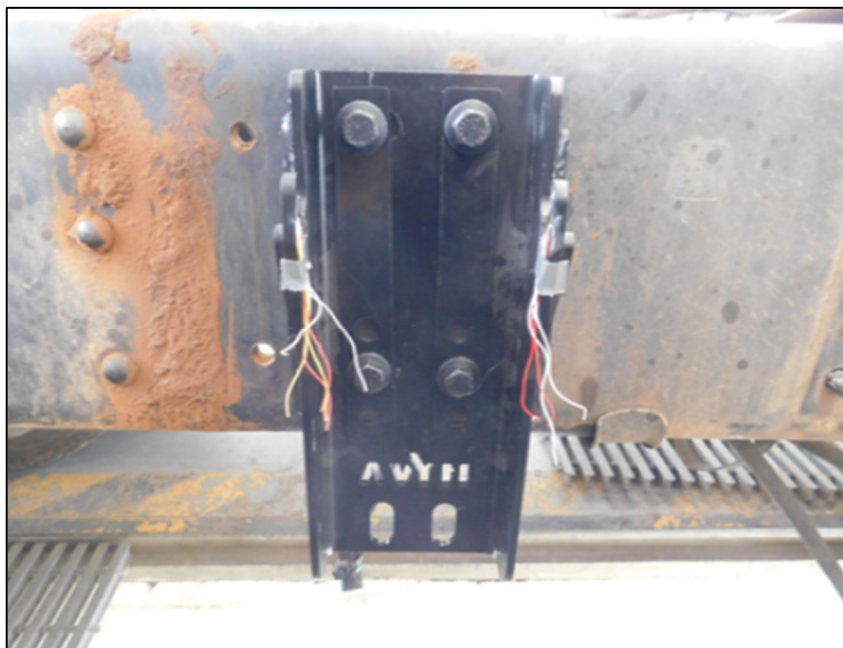


Fonte: acervo da Hyva (2022).

Figura 21 – *Strain gauges* modelo roseta

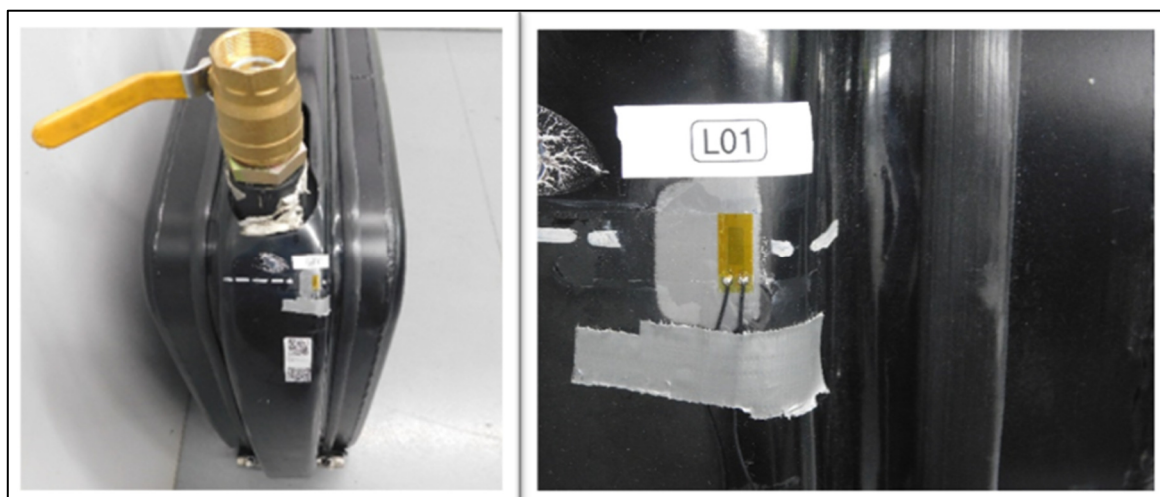


Fonte: o Autor (2022).

Figura 22 – Montagem dos *Strain gauges* modelo roseta

Fonte: o Autor (2022).

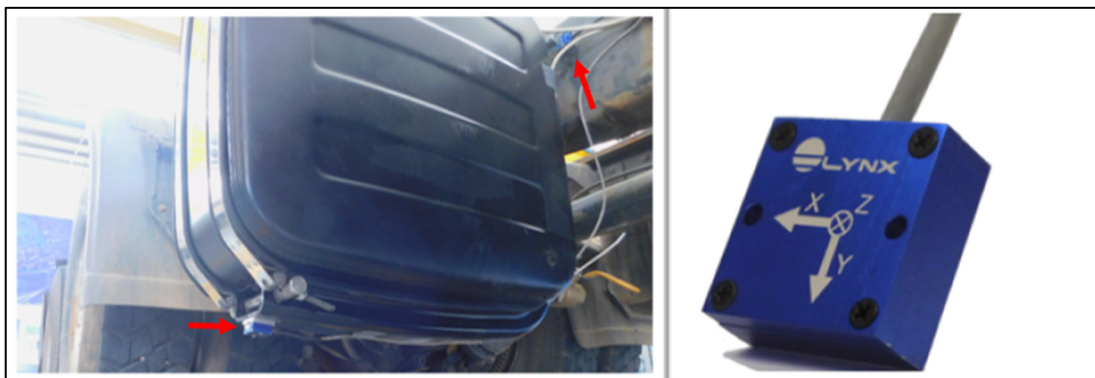
Para verificação da tensão uniaxial no centro do raio de dobra da cantoneira do suporte, foi utilizado um *strain gauge*, L01, modelo linear (longitudinal) marca HBM e tipo 1-LY41-6/120, segundo Figura 23.

Figura 23 – *Strain gauge* modelo linear

Fonte: o Autor (2022).

Para as verificações de frequências naturais e amplitudes geradas, foram utilizados dois acelerômetros triaxiais marca LINX, fixados na longarina do veículo e na ponta da extremidade inferior do suporte do reservatório, de acordo com a Figura 24 e Figura 25.

Figura 24 – Indicação das posições dos acelerômetros



Fonte: o Autor (2022).

O acelerômetro triaxial fixado na longarina foi posicionado próximo ao suporte do reservatório para possibilitar a verificação dos dados de deslocamentos verticais em relação ao acelerômetro fixado na base do suporte, após processamento de dados.

Figura 25 – Fixação dos acelerômetros na base do suporte e na longarina



Fonte: o Autor (2022).

O pós-processamento dos sinais foram feitos através do auxílio do *software* CATMAN® compatível com o restante do sistema de coleta.

3.3.3 Característica do trajeto e velocidades

Os testes foram realizados no Centro Tecnológico Randon (CTR) – Campo de Provas. Estrada FR 38 – s/nº - Linha Palmeiro – Farroupilha.

Para realizar a coleta dos dados, foram avaliadas as amplitudes de deslocamentos em diferentes perfis de pistas: trajeto de asfalto de boa qualidade (Figura 26), trajeto sem pavimento (Figura 27), trajeto de pedra de rio (Figura 28) e trajeto de paralelepípedo (Figura 29).

As velocidades foram definidas e mantidas constantes entre 15 km/h até 60 km/h, dependendo do trajeto de pista.

Figura 26 – Trajeto de asfalto de boa qualidade.



Fonte: Adaptado de CTR (2022).

Figura 27 – Trajeto sem pavimento (estrada de chão ou *off road*).



Fonte: Adaptado de CTR (2022).

Figura 28 – Trajeto de pedra de rio.



Fonte: Adaptado de CTR (2022).

Figura 29 – Trajeto de paralelepípedo.



Fonte: Adaptado de CTR (2022).

A escolha das pistas teve como critério, a representação mais próxima possível às condições reais e mais críticas de aplicação do veículo. Na Tabela 3, pode-se observar as condições de número de voltas e velocidades em cada trajeto.

Tabela 3 – Trajetos e suas características

Trajetos	Velocidade Constante	Quantidade de Voltas
Pista de asfalto	60 km/h	3
Pista de paralelepípedos	15 km/h	3
Pista de pedra de rio	30 km/h	3
Pista sem pavimento (<i>Off road</i>)	40 km/h	3

Fonte: o Autor (2022).

3.4 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS COM FEA

Foram realizadas análises vibratórias comparativas dos resultados experimentais obtidas em diferentes perfis de pistas com os resultados gerados a partir de FEA, análise de elementos finitos, no qual foram realizados pela engenharia de desenvolvimento de produto da Hyva na Holanda. Com esta comparação, pode-se analisar as amplitudes de acelerações geradas pelos testes experimentais e serve de apoio para tomada de decisões sobre o modelo projetado.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são divulgados os dados experimentais, oriundos das medições e simulações realizadas, de acordo com os procedimentos explanados no capítulo anterior. Inicialmente, são anunciados os resultados relacionados ao comportamento do suporte do reservatório, em sua condição de uso no veículo, submetido a diferentes perfis de pistas. Em seguida são apresentados os resultados de tensões von Mises em função do tempo, bem como as frequências naturais e o deslocamento gerado através dos acelerômetros triaxiais do suporte do reservatório e fixado na lateral da longarina do chassi.

4.1 DADOS COLETADOS NO VEÍCULO

A coleta de dados do objeto de estudo foi realizada através da instrumentação do mesmo, montado no veículo, e trafegando pelos diferentes perfis de pistas. Foram realizadas medições de deformações e acelerações em cada trajeto de pista, de acordo com cada modelo de *strain gauge* e cada acelerômetro.

Considerando os dados que foram obtidos, comparando às amplitudes de vibração para cada faixa de frequência para os distintos perfis de pista, constatou-se que os valores de maior magnitude se encontram na frequência de 2 Hz a 25 Hz. Os gráficos abrangem uma faixa estimada de frequência de 0 Hz a 100 Hz.

4.1.1 Resultados gráficos

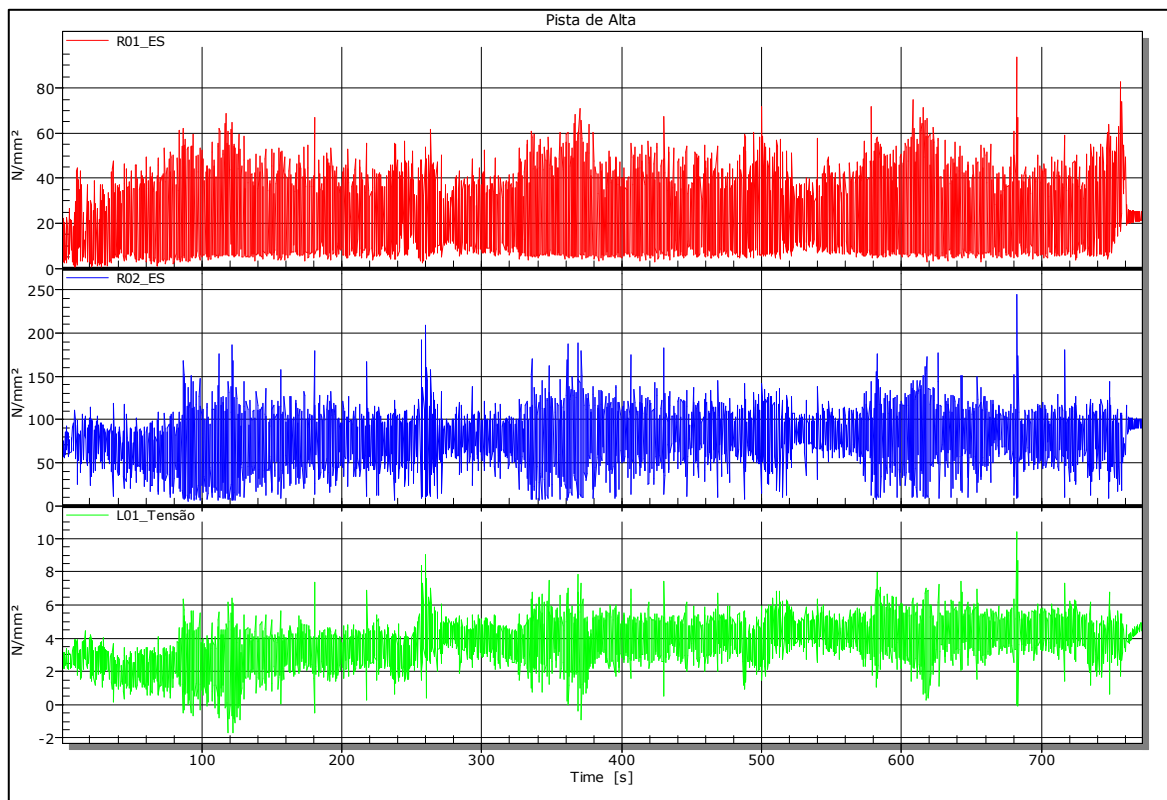
Após a coleta e o processamento dos dados, foram gerados os seguintes gráficos:

- Tensões mecânicas (Figura 30, Figura 31, Figura 32, Figura 33).
- Acelerações em função do tempo (Figura 34, Figura 35, Figura 36, Figura 37, Figura 38, Figura 39, Figura 40, Figura 41).
- Frequências por meio de FFT (Figura 42, Figura 43, Figura 44, Figura 45). e
- Deslocamentos verticais (Figura 46, Figura 47, Figura 48, Figura 49).

Com a análise dos resultados, pode-se observar o comportamento do produto ao longo dos trajetos, bem como tensões de von Mises, as acelerações em função do tempo, as máximas frequências excitadas e os maiores valores de deslocamento vertical.

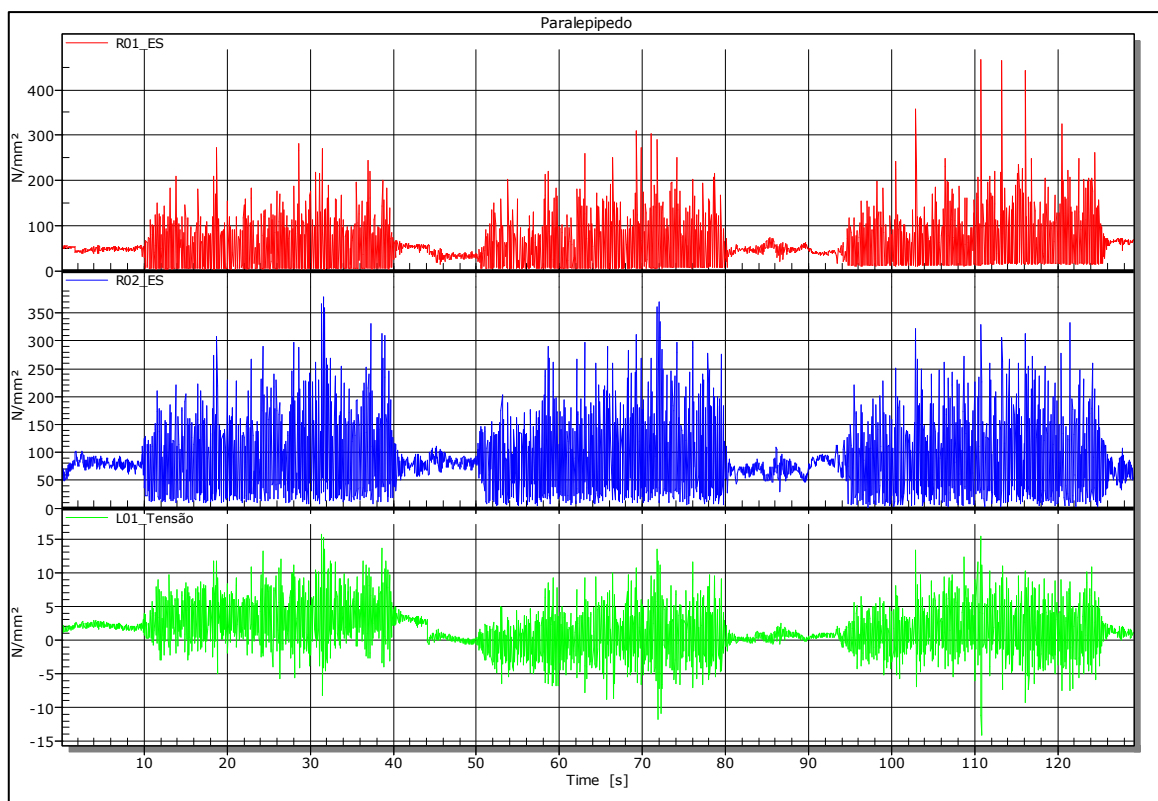
Ao final tem-se a discussão dos resultados para avaliar de forma mais detalhada os valores obtidos na análise experimental.

Figura 30 – Tensões em pista de asfalto



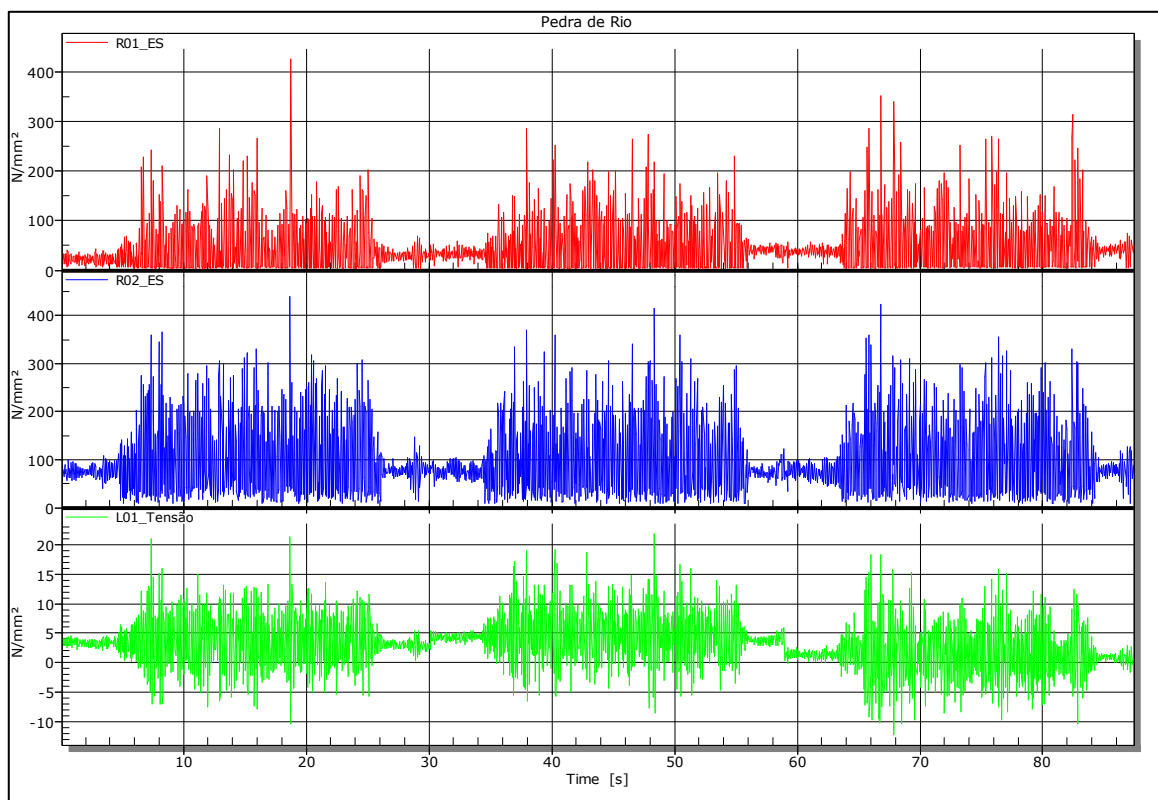
Fonte: o Autor (2022).

Figura 31 – Tensões em pista de paralelepípedo



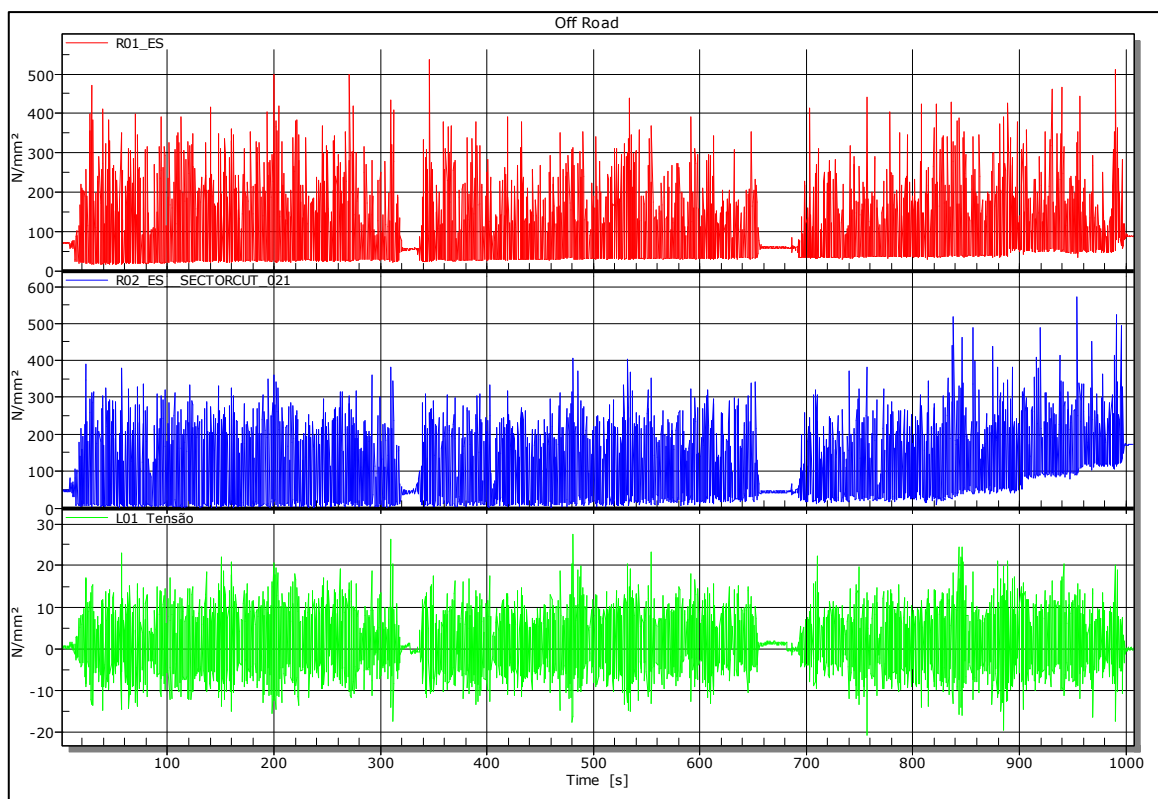
Fonte: o Autor (2022).

Figura 32 – Tensões em pista de pedra de rio



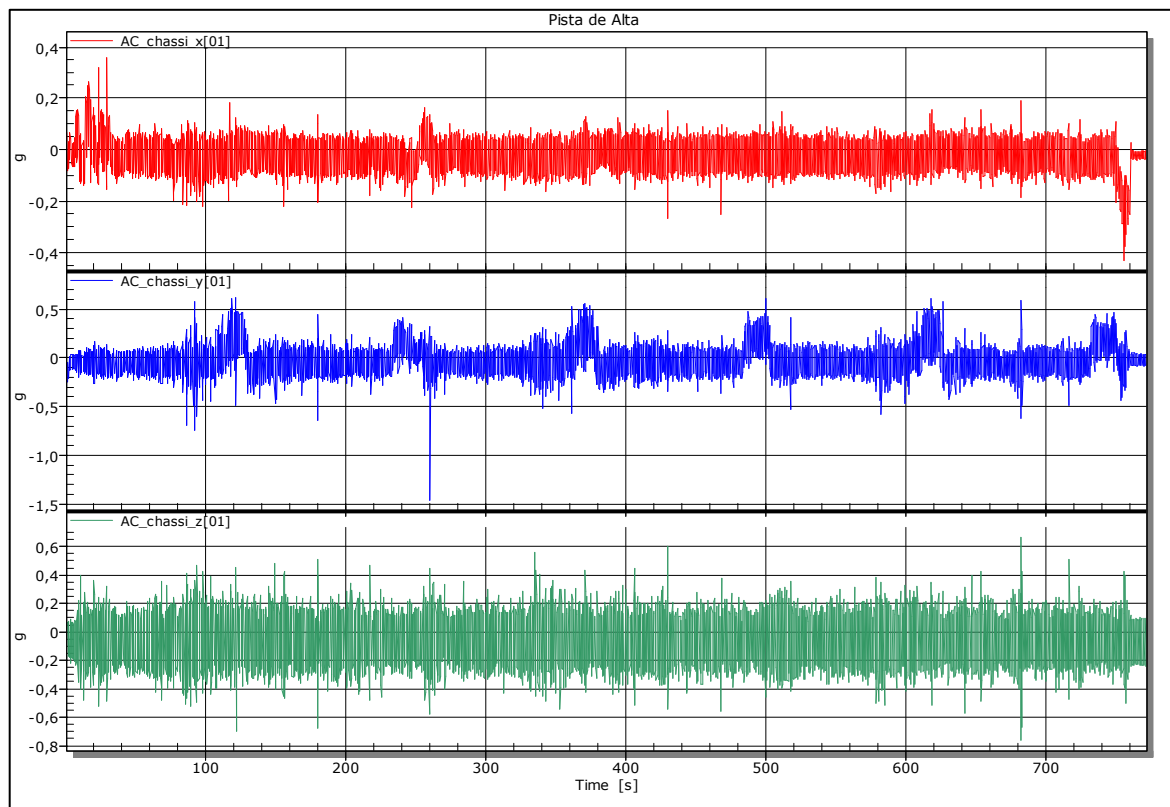
Fonte: o Autor (2022).

Figura 33 – Tensões em pista de estrada sem pavimento



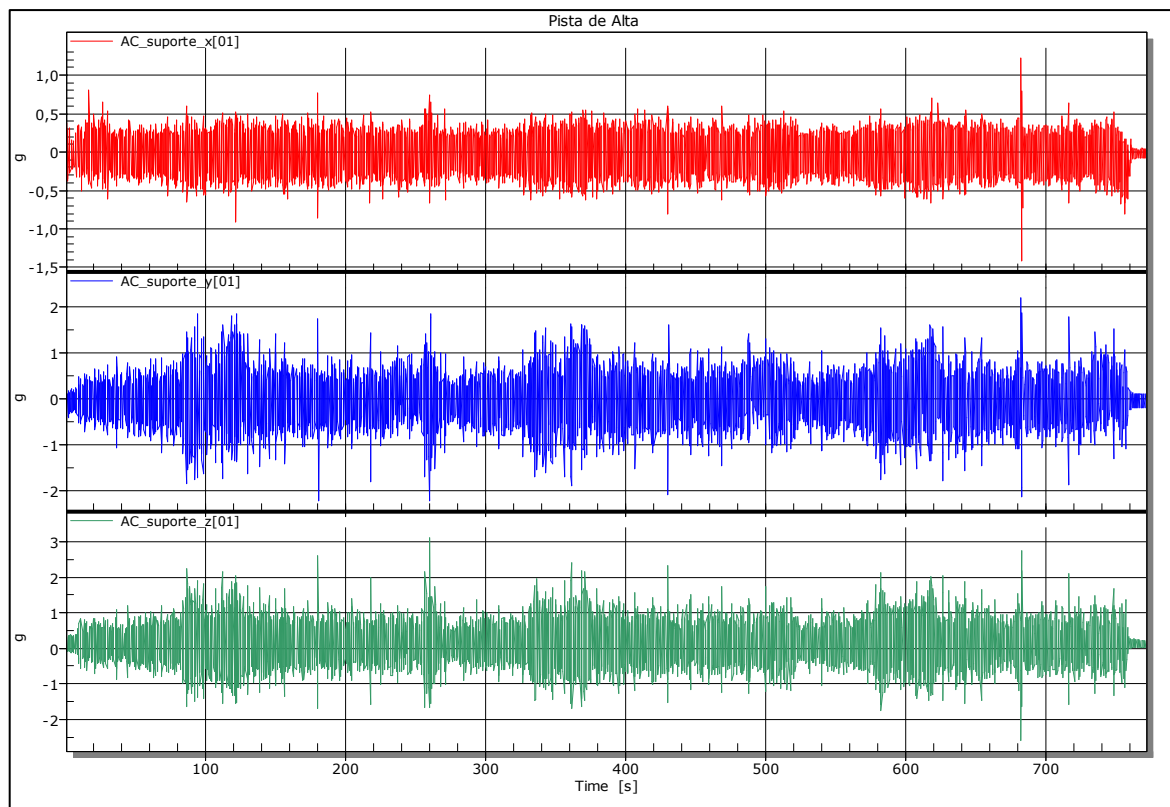
Fonte: o Autor (2022).

Figura 34 – Acelerações do chassi em pista de asfalto



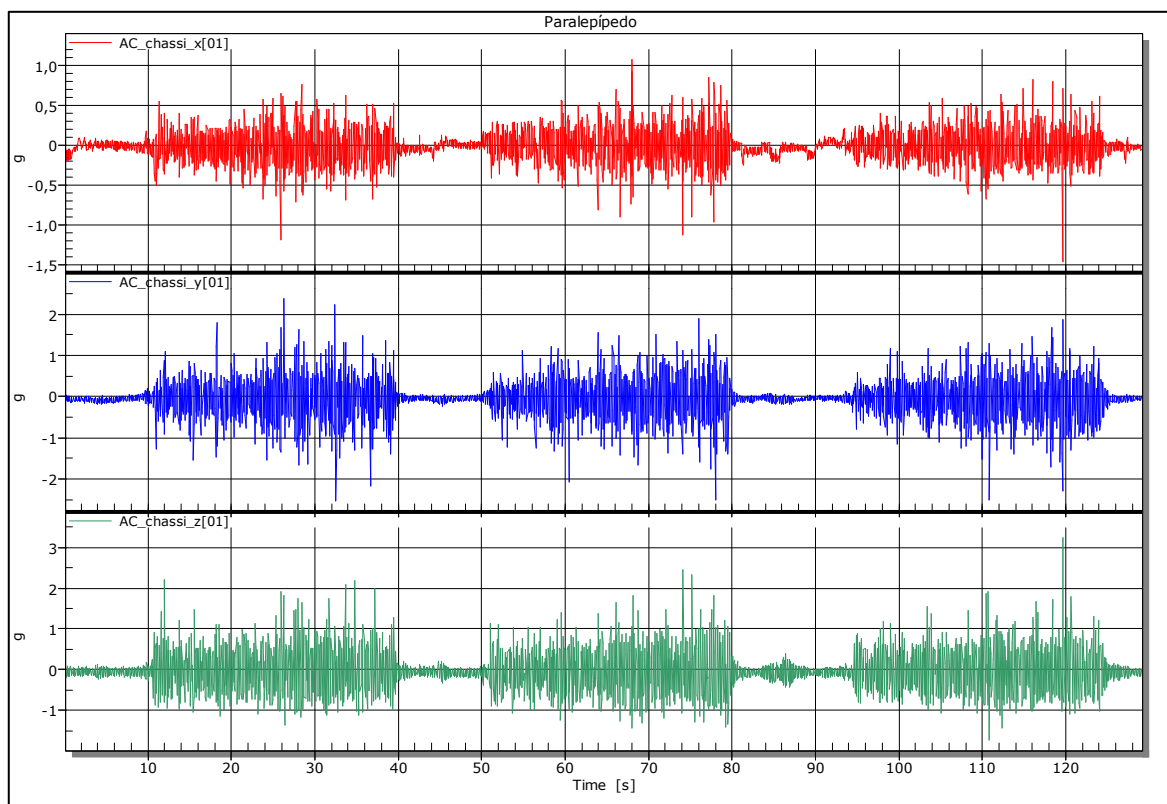
Fonte: o Autor (2022).

Figura 35 – Acelerações do suporte em pista de asfalto



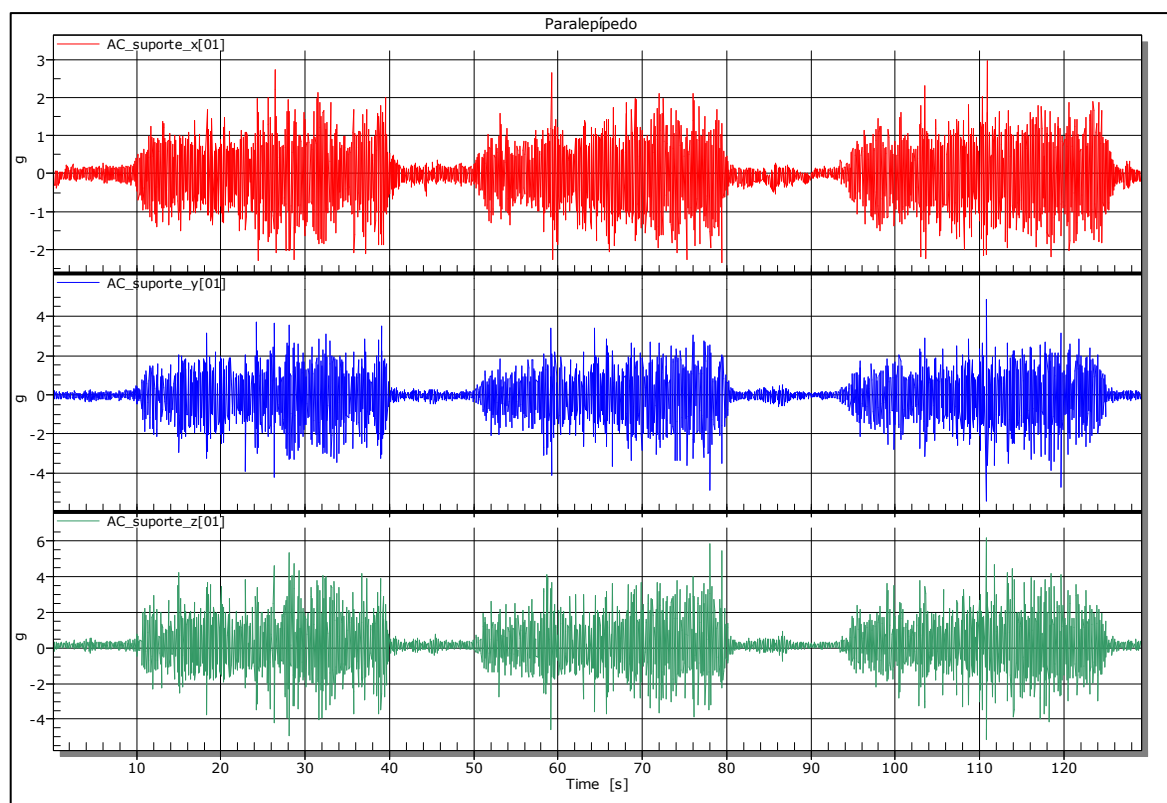
Fonte: o Autor (2022).

Figura 36 – Acelerações do chassi em pista de paralelepípedo



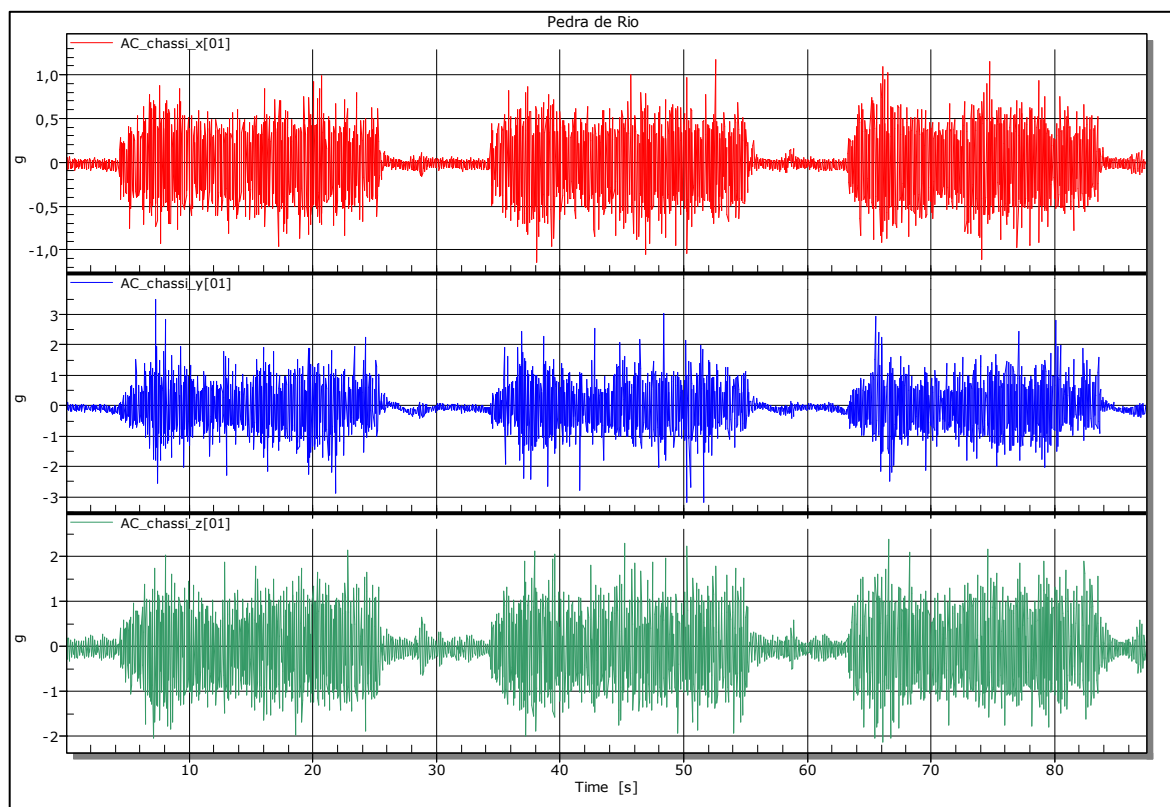
Fonte: o Autor (2022).

Figura 37 – Acelerações do suporte em pista de paralelepípedo



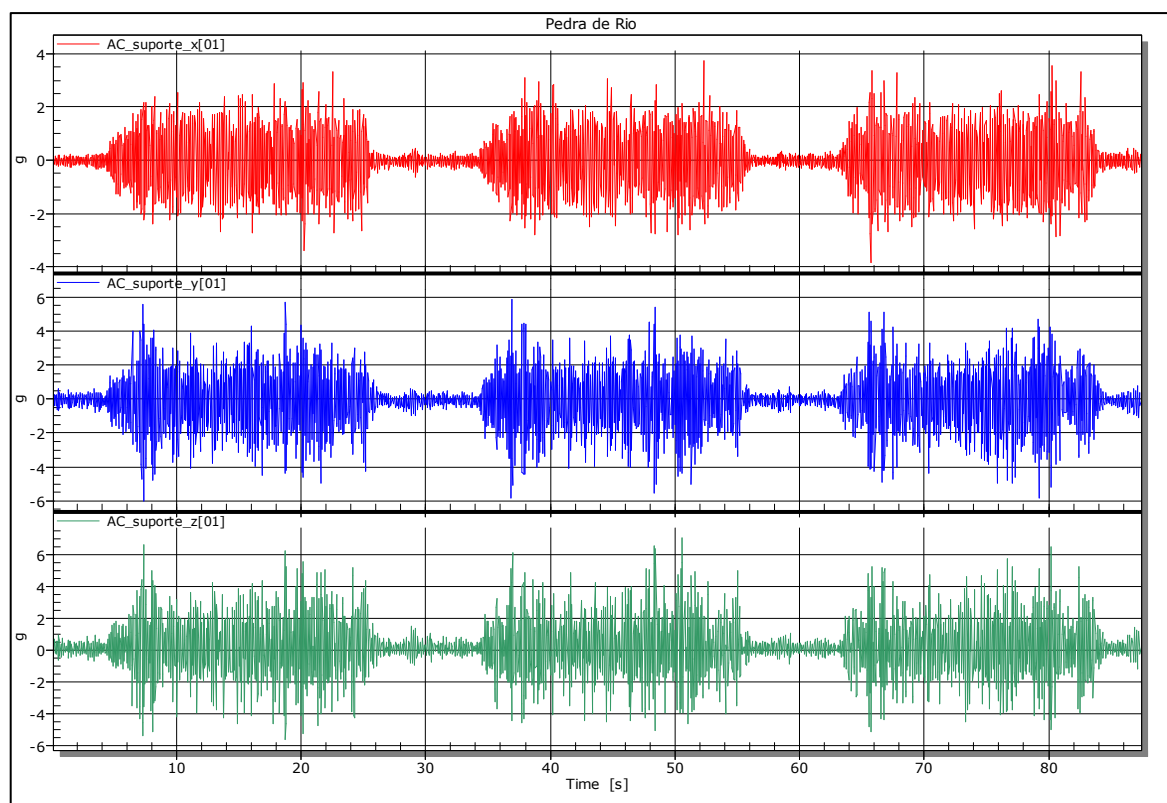
Fonte: o Autor (2022).

Figura 38 – Acelerações do chassi em pedra de rio



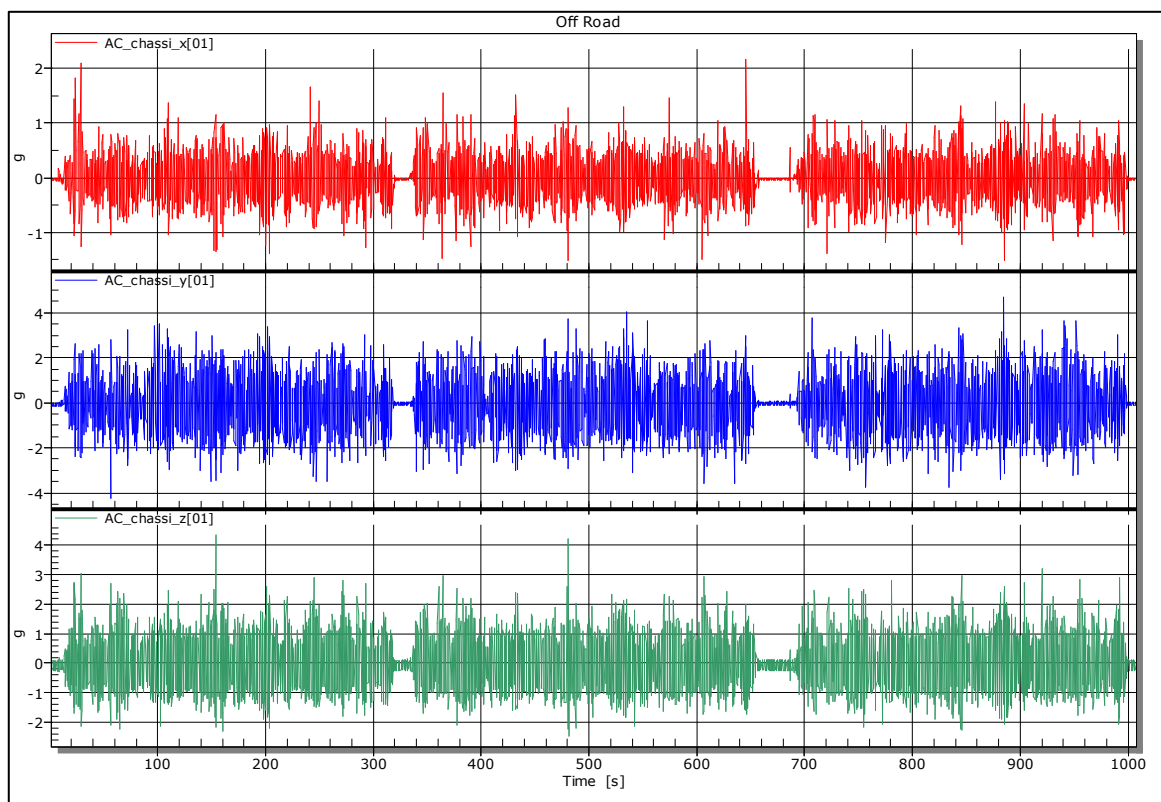
Fonte: o Autor (2022).

Figura 39 – Acelerações do suporte em pista de pedra de rio



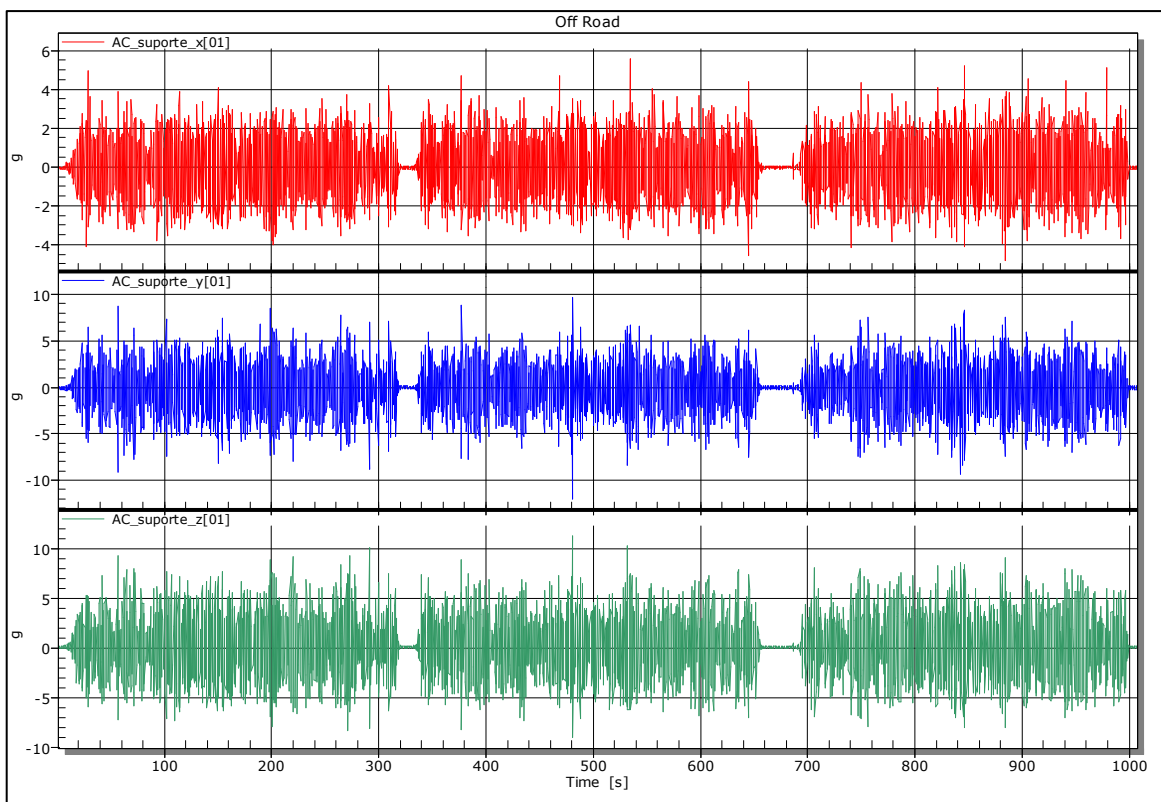
Fonte: o Autor (2022).

Figura 40 – Acelerações do chassi em pista de estrada sem pavimento



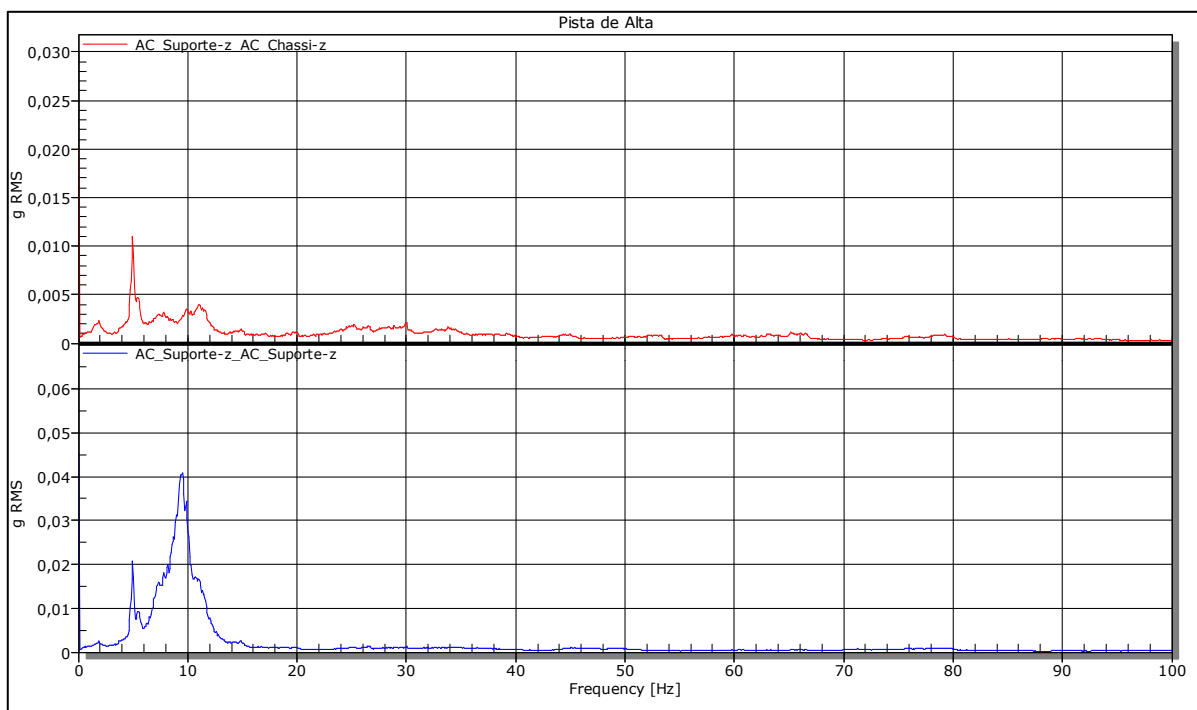
Fonte: o Autor (2022).

Figura 41 – Acelerações do suporte em pista de estrada sem pavimento



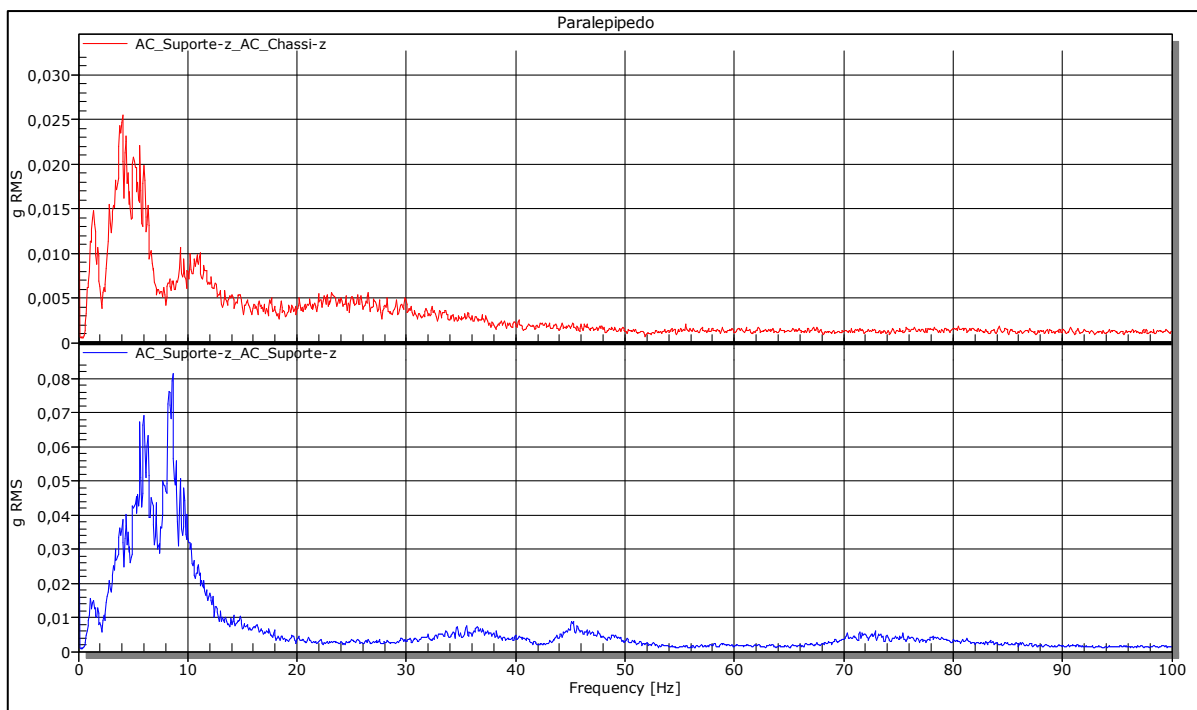
Fonte: o Autor (2022).

Figura 42 – Frequência (FFT) em pista de asfalto



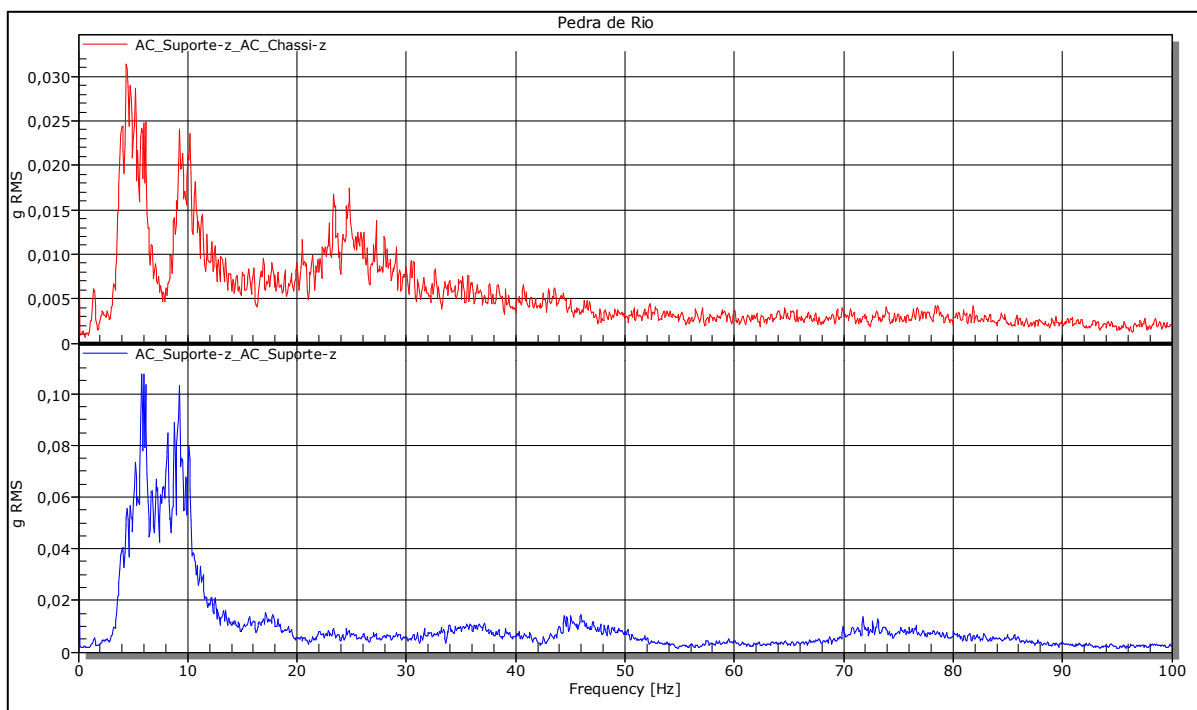
Fonte: o Autor (2022).

Figura 43 – Frequência (FFT) em pista de paralelepípedo



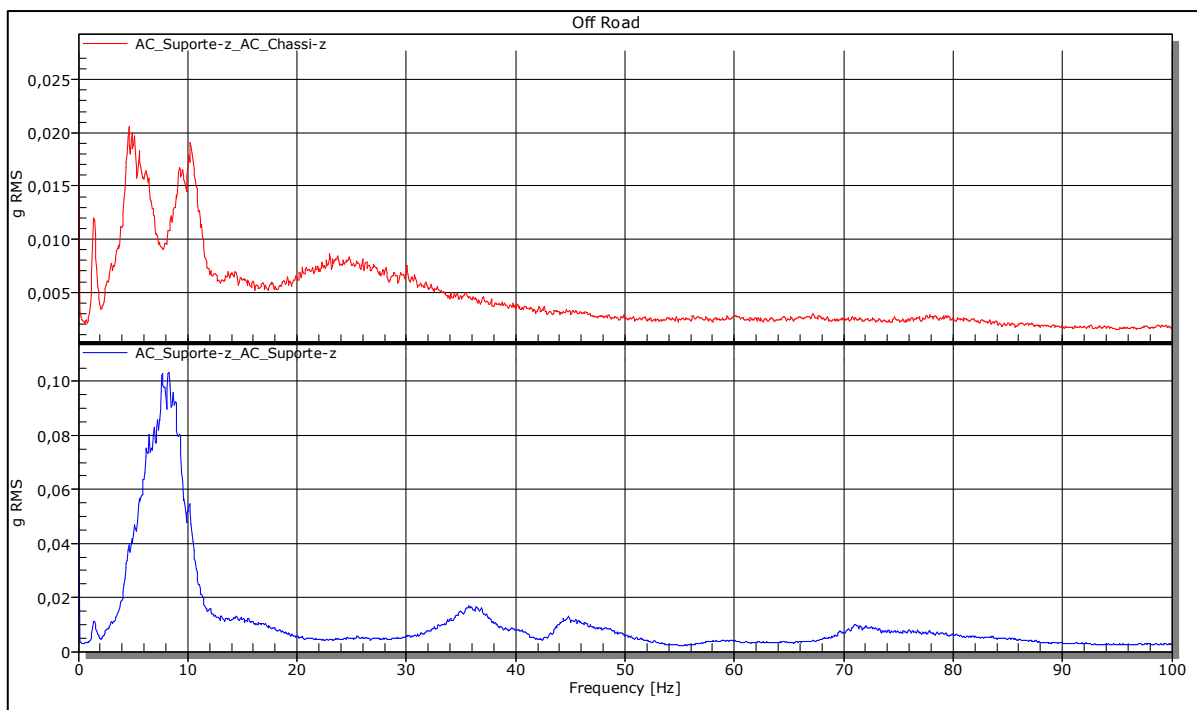
Fonte: o Autor (2022).

Figura 44 – Frequência (FFT) em pista de pedra de rio



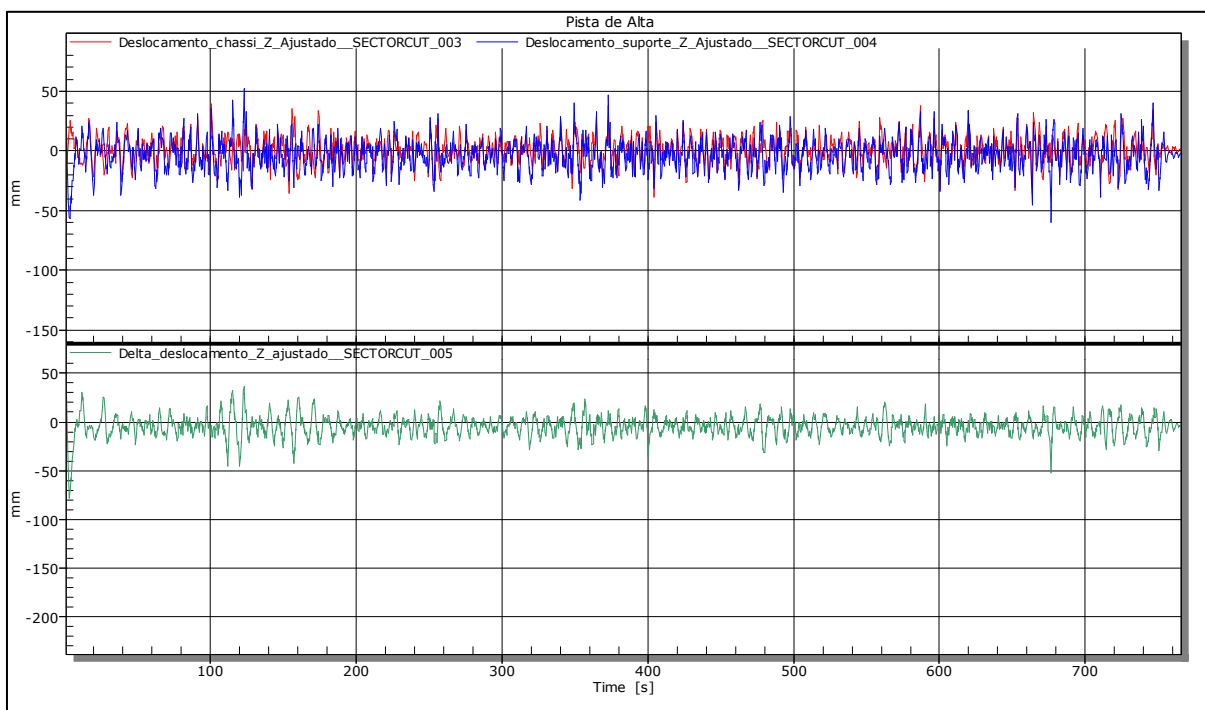
Fonte: o Autor (2022).

Figura 45 – Frequência (FFT) em pista de estrada sem pavimento



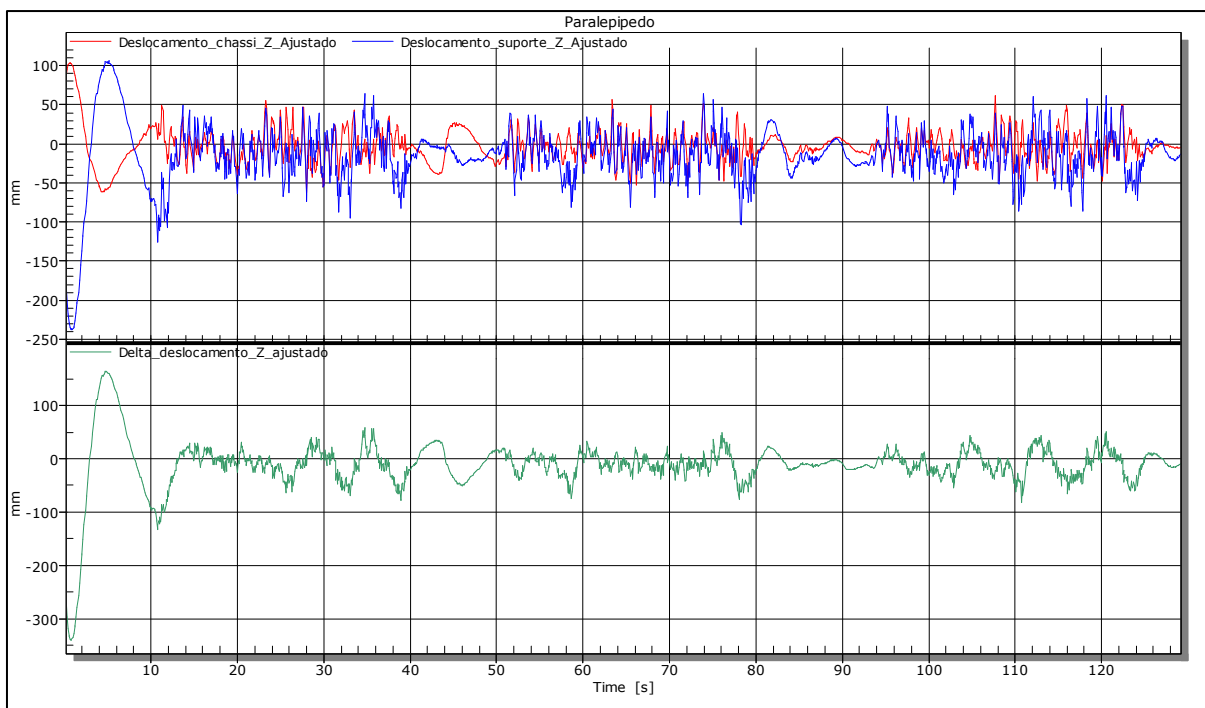
Fonte: o Autor (2022).

Figura 46 – Deslocamento vertical em pista de asfalto



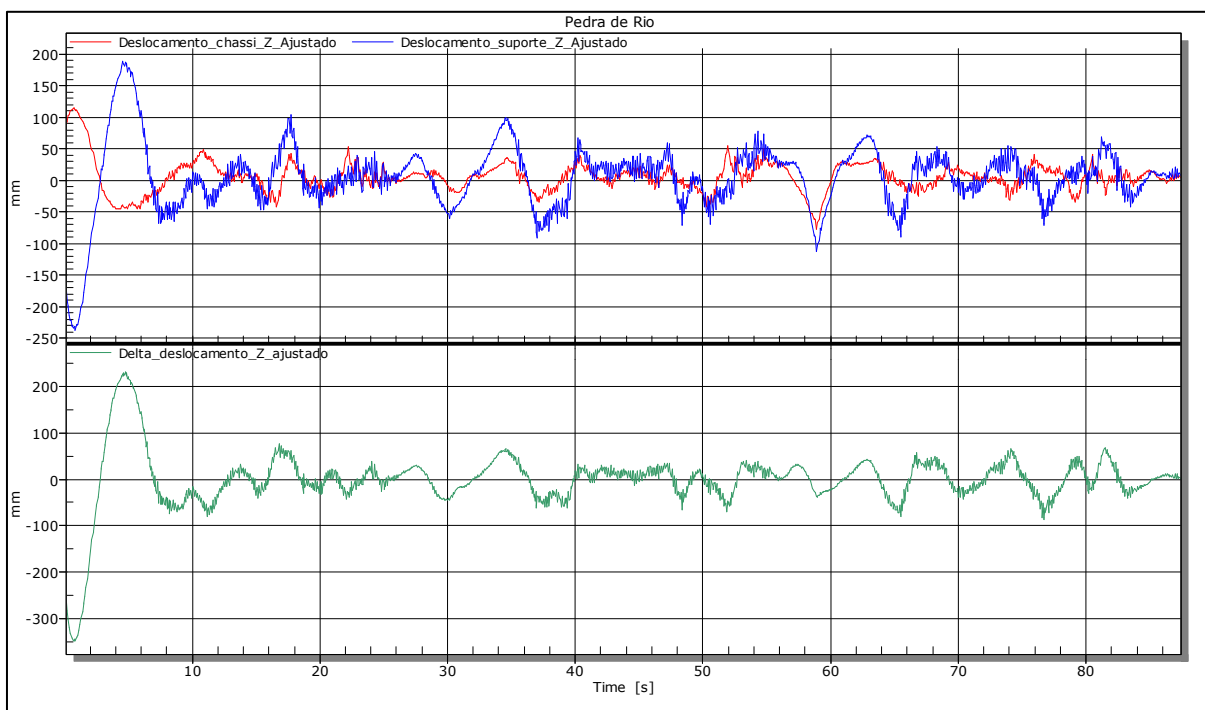
Fonte: o Autor (2022).

Figura 47 – Deslocamento vertical em pista de paralelepípedo



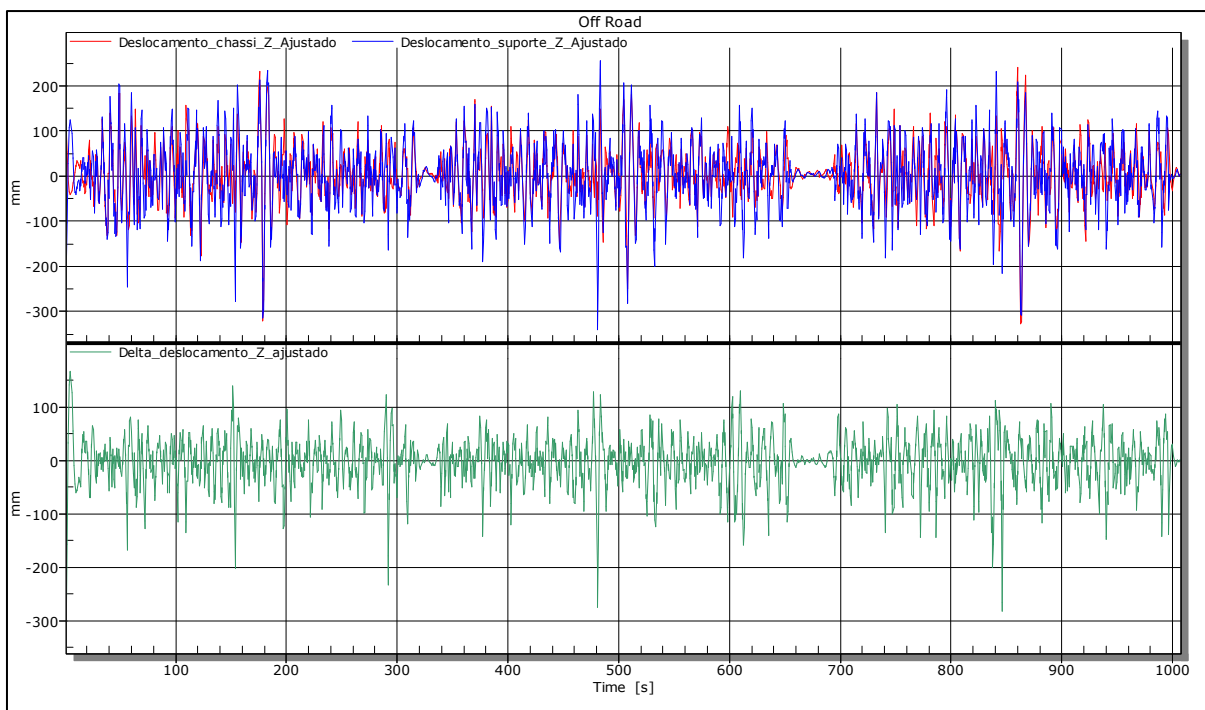
Fonte: o Autor (2022).

Figura 48 – Deslocamento vertical em pista de pedra de rio



Fonte: o Autor (2022).

Figura 49 – Deslocamento vertical em pista sem pavimento



Fonte: o Autor (2022).

4.2 ANÁLISE MODAL

Efetuuou-se uma análise modal do modelo virtual do suporte lateral, utilizando o *software* ABAQUS. O intuito desta análise foi captar os modos de vibrar do componente e suas frequências naturais para averiguar se eram similares às frequências incitadas do chassi para o suporte.

As propostas foram submetidas à análise modal realizada no *software* ABAQUS.

4.2.1 Modos de vibração dos suportes

Os valores obtidos para as frequências naturais para cada modo de vibração para conjunto do reservatório lateral estão apresentados a seguir na Tabela 4.

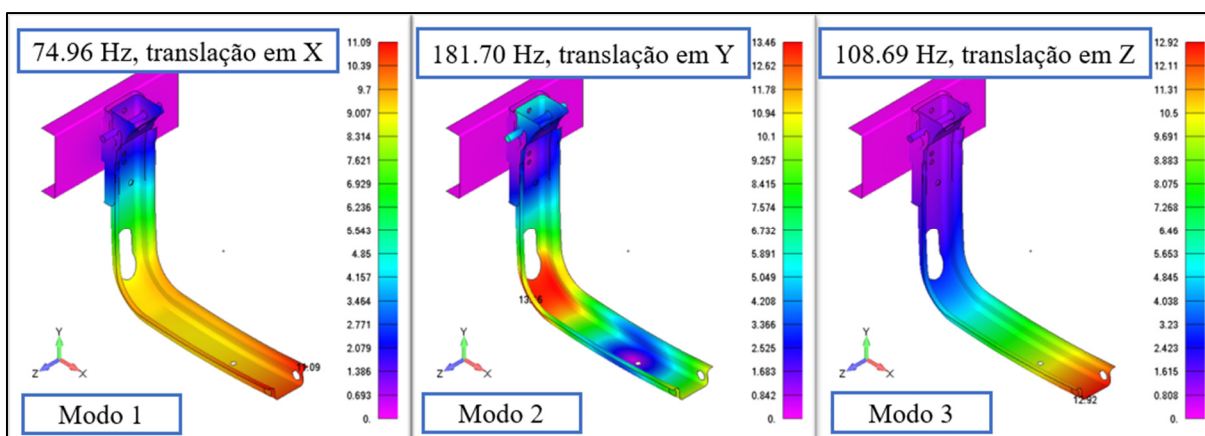
Tabela 4 – Modos de vibração do suporte no ABAQUS.

Modos de Vibração	Análise Modal Computacional
1	74,96 Hz
2	181,70 Hz
3	108,69 Hz

Fonte: O Autor (2022).

Os valores dos modos de vibrações foram gerados pela engenharia de desenvolvimento da Hyva e podem ser observados na Figura 50. O reservatório hidráulico e sua massa foram considerados na análise, porém foram suprimidos na visualização para melhor compreensão das áreas afetadas.

Figura 50 – Modos de vibrações da análise modal computacional



Fonte: Adaptado acervo da Hyva (2022).

4.3 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os resultados obtidos experimentalmente foram coerentes com as expectativas do projeto, tendo como referência as análises de elementos finitos e modal computacional, ambas geradas pela engenharia de desenvolvimento da Hyva.

4.3.1 Resultados de tensões

Os *strain gauges* modelo roseta e modelo uniaxial foram essenciais para gerar a coleta de dados das deformações apresentadas no suporte. Após o processamento de dados no CATMAN, observou-se tensões de von Mises nas rosetas R01 e R02 e tensões máxima no uniaxial.

Pode-se observar uma coerência dos resultados em diferentes perfis de pista, sendo que a pista de asfalto gerou valores médios de até 150 MPa em tensões de von Mises e pista com maiores tensões foi a estrada de chão, sem pavimento, atingindo valores de até 500 MPa. Esses valores de até 500 MPa são aceitáveis e estão dentro de um faixa segura de tensões, pois o suporte foi projetado com aço S700CM, possuindo limite de escoamento de 700 MPa.

O *strain gauge* uniaxial não ultrapassou valores de 25 MPa, apresentando-se como um ponto de boa estabilidade e sem riscos a grandes deformações do suporte.

4.3.2 Resultados das acelerações

Através da coleta de dados dos acelerômetros, foram processados os dados no CATMAN para a geração dos gráficos de acelerações em função do tempo nos eixos x, y e z, para analisar as faixas de excitação da longarina e do suporte nos diferentes perfis de pista.

É possível identificar que os modos de vibrar encontrados na análise experimental apresentam acelerações na faixa de -9 g até +9 g, observado no movimento vertical do suporte do reservatório.

O trajeto de maior aceleração foi na pista de estrada sem pavimento (*off road*), com valores de até 18 g em aceleração vertical, caracterizando-a como a pista de maior excitação de vibrações mecânicas. A pista de menor aceleração vertical foi a de asfalto, com valores na faixa de -1,5 g até +2 g.

4.3.3 Resultados das frequências (FFT)

Após a coleta de dados dos acelerômetros, foi realizado o processamento dos dados no CATMAN para a geração dos gráficos de frequências excitadas através do método FFT, transformada rápida de Fourier, para analisar as faixas de frequência do suporte nos diferentes perfis de pista.

Identificou-se que os modos de vibrar encontrados na análise experimental apresentam frequências baixas de 2 Hz até 25 Hz, avaliados movimentos verticais em relação a longarina do chassi.

O trajeto de maior frequência excitada foi na pista de pedra de rio, com valores de até 25 Hz, caracterizando-a como a pista de maior excitação de vibrações mecânicas e a pista de menor valor gerado foi pista de asfalto, resultado próximo da faixa de 5 Hz até 10 Hz.

4.3.4 Resultados dos deslocamentos verticais

Com a utilização de dois acelerômetros, fixados na longarina do chassi e outro na extremidade inferior do suporte de fixação do reservatório, foi possível coletar dados de deslocamentos verticais e a verificação da diferença entre ambos.

A pista de asfalto apresentou o menor deslocamento entre os testes realizados, com valores médios de até 50 mm, contudo o maior deslocamento apresentado foi na pista de *off road*, sem pavimento, com valores médios de até 200 mm, ou seja, amplitude de pico-a-pico 4 vezes maior do que a pista de asfalto.

Essa variação delta, a diferença de deslocamento, entre os sinais coletados da longarina e da base do suporte, evidencia a falta de rigidez ao suporte projetado. Este movimento excessivo poderá prejudicar a vida útil do produto, sendo recomendável uma análise de durabilidade, a partir dos dados obtidos. Eventualmente, recomendar-se-á aumento da rigidez de deslocamento vertical do conjunto suporte/reservatório.

5 CONCLUSÃO

Tendo em vista, que o chassi do veículo pode ser considerado uma estrutura bastante complexa, por existir muitos tipos de carregamentos, como carregamentos longitudinais, transversais e verticais. É factível concluir que, devido à falta de rigidez no suporte de fixação do reservatório, a longarina do veículo transmite vibração excessiva ao suporte, causando deslocamentos verticais com altas amplitudes de pico-a-pico.

Embora os deslocamentos gerados sejam considerados de grande amplitude, as frequências excitadas nos diferentes perfis de pista apresentaram valores baixos em comparação ao modo de vibrar dos componentes, verificados na análise modal computacional realizada pela engenharia de desenvolvimento de produto da Hyva. Sendo assim, pode-se afirmar que os fenômenos de ressonância estão descartados para este projeto.

Em relação aos objetivos propostos deste trabalho, é possível reiterar que todos foram alcançados de maneira satisfatória.

A análise experimental foi realizada cumprindo todas as etapas mencionadas e descritas no capítulo 3, métodos e procedimentos. O veículo percorreu 3 voltas em cada pista selecionada, obtendo maior confiabilidade nos resultados apresentados e todos os equipamentos foram calibrados, reduzindo as incertezas nas medições encontradas.

Após a análise dos resultados, conclui-se que as tensões de von Mises encontradas no trabalho são aceitáveis dentro do limite de escoamento do material, bem como as frequências excitadas e analisadas no domínio da frequência (por meio de FFT) estão em uma faixa de trabalho segura, desconsiderando um possível fenômeno de ressonância. Porém, os deslocamentos verticais em determinadas pistas apresentam valores de grande amplitude de pico-a-pico, gerando preocupação com a vida útil do produto e demonstrando baixa rigidez do suporte de fixação do reservatório.

Deste modo, este trabalho mostrou-se importante para a compreensão e entendimento das tensões, acelerações, frequências e dos modos de vibração sofridos pelo conjunto do suporte do reservatório hidráulico lateral nos diferentes perfis de pista.

6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros, em equivalente área do conhecimento, sugere-se realizar testes para analisar a eficiência na utilização de um material elastomérico na união entre o suporte e a longarina do veículo, criando uma união viscoelástica, com o intuito de diminuir as vibrações mecânicas transmitidas do veículo para o suporte.

Como possibilidade de projeto, sugere-se também, avaliar uma alteração na geometria do suporte para aumentar a rigidez do item, visando diminuir os deslocamentos verticais apresentados neste presente trabalho de análise experimental.

Para ampliar a análise dos dados obtidos, indica-se avaliar o comportamento das frequências naturais e dos deslocamentos nos eixos X e Y, observando os resultados de movimentos longitudinal e lateral do suporte analisado.

Sugere-se utilizar os dados obtidos e definir o critério de aceitação do produto, bem como executar análise de durabilidade do projeto atual. A partir dali, realizar modificações no projeto e executar análise pelo MEF e computacional de fadiga.

REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. 1. ed. São Paulo, SP: Editora Érica Ltda, 2005.
- ANFIR. **Associação Nacional dos Fabricantes de Implementos Rodoviários**. Disponível em: < <https://www.anfir.org.br/dados-do-setor.php?selAno=2020>>. Acesso em: 02 abril 2022.
- BRUEL & KJÆR. **Product data: Piezo electric accelerometers**. 2014. Disponível em: <<http://www.bksv.com/Products/transducers/vibration/accelerometers/accelerometers/4524B001?tab=overview>> Acesso em: 07 maio 2022.
- CIAPPARINI, Joel Vicente. **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista**. 2012. 145f. Dissertação de mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2012.
- DIMA, Ion, et al. Comparative study between random vibration and linear static analysis using Miles method for thruster brackets in space structures. **Incas Bulletin**. Bucharest, v. 9, n. 2, p. 61-75, jun., 2017. Disponível em: <<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>>. Acesso em: 15 maio 2022.
- GERGES, S. N. Y., et al. **Ruídos e vibrações veiculares**. Florianópolis: S. N. Y. Gerges, 2005.
- GILBERTO GROEHS, Ademar. **Mecânica vibratória**. 2. ed. Base da Tecnologia CAE. São Leopoldo: Ed. Unisinos, 2005.
- GILLEESPIE, T. D. **Fundamental of vehicle dynamics**. Warrendale: SAE, 1992.
- HIBBELER, Russell Charles. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. 10. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005.
- MINOZZO, F. **Avaliação vibracional de uma poltrona de ônibus urbano**. 2012. 70 p. Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica. Caxias do Sul: Universidade de Caxias do Sul, 2012.
- RAO, Singiresu. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo, SP: Editora Pearson Prentice Hall, 2008.
- THILLIKKANI, S.; NATARAJ, M. Fatigue life prediction of heavy vehicle suspension system under varying load conditions. **Advances in Mechanical Engineering**. Tâmil Nadu, v. 12, n. 11, p. 1-10, 2020. Disponível em: < <https://journals.sagepub.com/home/ade>>. Acesso em: 19 maio 2022.
- THOMSON, W. T. **Teoria da vibração com aplicações**. p. 15-23, 169-173. Interciência: Rio de Janeiro, 1978.

WALBER, M. **Avaliação dos níveis de vibração existentes em passageiros de ônibus rodoviários intermunicipais, análise e modificação projetual.** 199 p. Tese de Doutorado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2009.

WANG, Hongquan, et al. Vibration test and structural optimization analysis of axle box bracket. **Journal of Physics: Conference Series.** Changchun, v. 1748, n. 052043, p. 1-7, 2021. Disponível em: <<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1748/5/052043>>. Acesso em: 20 maio 2022.