

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
ENGENHARIA MECÂNICA

Gabriel Almeida de Aguirre

**ANÁLISE DOS RESULTADOS DE ENSAIO DE TRANSMISSIBILIDADE DE
VIBRAÇÕES EM SUSPENSÃO DE CABINE DE TRATOR AGRÍCOLA**

Santa Maria, RS
2023

Gabriel Almeida de Aguirre

**ANÁLISE DOS RESULTADOS DE ENSAIO DE TRANSMISSIBILIDADE DE
VIBRAÇÕES EM SUSPENSÃO DE CABINE DE TRATOR AGRÍCOLA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Vinícius Kaster Marini, PhD.

Santa Maria, RS
2023

Gabriel Almeida de Aguirre

**ANÁLISE DOS RESULTADOS DE ENSAIO DE TRANSMISSIBILIDADE DE
VIBRAÇÕES EM SUSPENSÃO DE CABINE DE TRATOR AGRÍCOLA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em 06 de julho de 2023

**Prof. Vinícius Kaster Marini, Ph.D. (DEM/UFSM)
(Presidente/Orientador)**

Prof. Marcos Daniel De Freitas Awruch, Dr. Eng. (DEM/UFSM)

Prof. Leonardo Nabaes Romano, Dr. Eng. (DEM/UFSM)

Santa Maria, RS
2023

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a minha família pelo suporte fornecido ao longo desses anos de graduação, sem eles nada seria possível.

Agradeço ao professor José Fernando Schlosser pelo acolhimento no Laboratório de Agrotecnologia da UFSM.

Agradeço aos colegas do Laboratório de Agrotecnologia pelo companheirismo ao longo do tempo que estive lá.

Agradeço a todos que fizeram parte da minha trajetória como aluno de graduação da UFSM.

Agradeço ao professor Vinicius Kaster Marini pela orientação durante a elaboração desse trabalho.

RESUMO

ANÁLISE DOS RESULTADOS DE ENSAIO DE TRANSMISSIBILIDADE DE VIBRAÇÕES EM SUSPENSÃO DE CABINE DE TRATOR AGRÍCOLA

Autor: Gabriel Almeida de Aguirre

Orientador: Prof. Dr. Vinícius Kaster Marini

Ao longo dos anos com o desenvolvimento da agrotecnologia os tratores se tornaram cada vez mais tecnológicos, com o downsizing dos motores a combustão, os motores podem performar a mesma potência antes utilizada com um motor menor, com auxílio de turbocompressores, bombas de injeção elétricas e desenvolvimento de partes mecânicas que auxiliem o funcionamento desse sistema. Entretanto com aumento da pressão interna dos cilindros para que assim se gere mais potência com um motor menor, há um aumento nas vibrações fornecidas pelo motor, vibrações quais chegam ao operador na cabine por diversos fatores. Assim, realizou-se um experimento de onde foram posicionados acelerômetros na parte superior e inferior do coxim de um trator agrícola de 85 kW da fabricante Massey Ferguson com objetivo de analisar a transmissibilidade das acelerações do motor, acelerando o mesmo de 900 a 2100 RPM com incrementos de 100 RPM em três repetições em cada aceleração e por conseguinte extrair dados de aceleração e analisar quanto seu valor RMS e espectro de frequência com a transformada de Fourier nas partes mecânicas como comando de válvulas, árvore de manivelas e 1° e 2° harmônicos da combustão de 0 a 80 Hz como preconiza a ISO 2631-1 (1997). Portanto se encontrou amplificação de das acelerações de 900 a 1200 RPM pelo valor RMS e pelo espectro de frequências ocorreu amplificação do comando de válvulas em 1000, 1200, 1300, 1400, 1600, 1700, 1800 e 2200 RPM e para árvore de manivelas houve redução da amplitude apenas em 900, 1000, 2000 e 2100 RPM e para a combustão ocorreu amplificação em 900, 1100, 1400 e 1500 RPM. Assim sendo necessário otimizar os coxins para faixas de ressonância do operador.

ABSTRACT

ANALYSIS OF RESULTS FROM VIBRATION TRANSMISSIBILITY TEST ON AGRICULTURAL TRACTOR CABIN SUSPENSION

AUTHOR: Gabriel Almeida de Aguirre

ADVISOR: Vinícius Kaster Marini

Over the years, with the development of agrotechnology, tractors have become increasingly advanced. Through downsizing of combustion engines, it is now possible to achieve the same power with a smaller engine. This is made possible with the help of turbochargers, electric injection pumps, and the development of mechanical components that assist the operation of the system. However, with the increase in internal pressure in the cylinders to generate more power with a smaller engine, there is an increase in vibrations generated by the engine. These vibrations reach the operator in the cabin due to various factors. Therefore, an experiment was conducted where accelerometers were placed on the upper and lower parts of the mount of an 85 kW agricultural tractor manufactured by Massey Ferguson. The objective was to analyze the transmissibility of the engine accelerations. The engine was accelerated from 900 to 2100 RPM with increments of 100 RPM in three repetitions for each acceleration. Acceleration data was extracted and analyzed in terms of their RMS values and frequency spectrum using Fourier transform. The mechanical components analyzed included the valve train, crankshaft, and 1st and 2nd harmonics of the combustion in the frequency range of 0 to 80 Hz, as recommended by ISO 2631-1 (1997). The analysis revealed amplification of accelerations from 900 to 1200 RPM based on the RMS values. The frequency spectrum analysis showed amplification of the valve train at 1000, 1200, 1300, 1400, 1600, 1700, 1800, and 2200 RPM. However, for the crankshaft, there was a reduction in amplitude only at 900, 1000, 2000, and 2100 RPM. Amplification was observed in the combustion frequencies at 900, 1100, 1400, and 1500 RPM. Therefore, it is necessary to optimize the mounts to address the resonance ranges affecting the operator.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Chassi monobloco	13
Figura 2 - Chassi propriamente dito	14
Figura 3 - Estrutura semchassi para tratores agrícolas.....	14
Figura 4 - Estrutura de chassi articulado.....	15
Figura 5 - Sistema em ressonância.....	16
Figura 6 - Curva de deflexão estática para uma mola.....	17
Figura 7 - Transmissibilidade de base.....	20
Figura 8 - Categorização dos tipos de movimentos oscilatórios	21
Figura 9 - Sinal no domínio do tempo e frequência.....	21
Figura 10 - Exemplo de vibração qualquer.....	23
Figura 11 - Fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna.....	24
Figura 12 - Os quatro tempos de do motor	25
Figura 13 - Comportamento da relação volume deslocado/potência (cm^3/kW) dos tratores agrícolas com motores de quatro cilindros entre os anos de 1993 e 2018 ..	27
Figura 14 - Representação gráfica da secção transversal de um coxim elastomérico	29
Figura 15 - Coxim elastomérico	29
Figura 16 - Sensibilidade a frequência de vibração de diferentes partes do corpo humano	30
Figura 17 - MF 6711	32
Figura 18 - Acelerômetro Type 4513-B	33
Figura 19 - Módulo de aquisição e Software	33
Figura 20 - Acelerômetro localizado na parte inferior do coxim	34
Figura 21 - Acelerômetro localizado na parte superior do coxim	34
Figura 22 - Arranjo do experimento.....	35
Figura 23 - Configuração geral do posicionamento.....	36
Figura 24 - FFT das vibrações na parte superior do coxim	37
Figura 25 - FFT das vibrações na parte inferior do coxim	37
Figura 26 - Gráfico da transmissibilidade do coxim.....	40
Figura 27 – Espectro de frequência a 900 RPM	41
Figura 28 - Espectro de frequência a 1500 RPM	42
Figura 29 - Espectro de frequência a 2000 RPM	43

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	OBJETIVOS.....	11
2	REVISÃO TEÓRICA	12
2.1	TRATORES AGRÍCOLAS.....	12
2.1.1	Chassi monobloco	13
2.1.2	Chassi separado	13
2.1.3	Semichassi	14
2.1.4	Chassi articulado	14
2.2	VIBRAÇÕES MECÂNICAS.....	15
2.2.1	Classificação de vibrações	15
2.2.2	Equações do movimento para vibrações mecânicas	17
2.2.3	Solução de vibrações com amortecimento	18
2.2.4	Transmissibilidade do movimento de base	19
2.3	PROCESSAMENTO DE SINAL.....	20
2.3.1	Transformada de Fourier	21
2.3.2	Transformada Rápida de Fourier	22
2.3.3	Valor eficaz	22
2.4	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	23
2.4.1	Vibrações mecânicas em motores de combustão interna	25
2.4.2	Propulsão em tratores modernos	27
2.5	COXINS ELASTOMÉRICOS	28
2.6	EXPOSIÇÃO DO CORPO HUMANO A VIBRAÇÕES	30
3	MATERIAIS E MÉTODOS	32
3.1	MATERIAIS UTILIZADOS.....	32
3.2	MÉTODOS ESTABELECIDOS.....	35

4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	37
5	CONCLUSÃO.....	46
	APÊNDICE A – GRÁFICOS DAS FFTS.....	50
	APÊNDICE B – QUADRO DA RESULTANTE DE FREQUÊNCIAS	64

1 INTRODUÇÃO

Atualmente no Brasil o agronegócio chega próximo a 27,4% do produto interno bruto (PIB) (CEPEA, 2021), sendo assim, o setor agrícola é responsável por uma grande parcela do desenvolvimento do país. Entretanto, a mão de obra humana não seria suficiente para suprir tal demanda, portanto, se utiliza de máquinas agrícolas que podem realizar um grande trabalho em um menor tempo, nos primeiros meses de 2022 a venda de máquinas agrícolas cresceu 26,5% (CANAL RURAL, 2022), é importante ressaltar que na venda dessas maquinas se destacam os tratores, sejam para o meio agrícola, de construção ou rodoviário. Entre os tratores agrícolas a faixa de potência mais procurada é entre 105 e 115 Cv (SCHLOSSER *et al.* 2019).

O manuseio de tratores é feito por um operador que tem carga de trabalho de oito horas diárias, podendo ser expandida em mais 4 horas (ACI, 2015). Logo a jornada de trabalho do operador é danosa, devido a vários fatores como poeira, ruídos e vibrações (PINHO, 2012). Buscando novas melhorias para a ergonomia do operador, ao passar dos anos diversas modificações foram realizadas nos tratores agrícolas, como implementação de cabines e coxins, esses que são feitos de materiais elastoméricos com a finalidade de atenuar as vibrações repassadas ao operador (BARBETTI, 2005).

Quando expostos as vibrações por um período de tempo, os operadores podem desenvolver problemas de saúde como hernia de disco, problemas na coluna e estresse. A norma regulamentadora N°15 (Brasil, 2018) é responsável por caracterizar as condições de trabalho a qual o operador é exposto durante a jornada de trabalho. De modo a se pensar na atenuação das vibrações no corpo humano há a Norma Regulamentadora N°9 (Brasil, 2020) que define critérios para a prevenção de doenças e possíveis perturbações decorrentes das vibrações ocupacionais.

Em muitas ocasiões os operadores não estão em contato direto com as fontes de vibrações, mas em lugares onde a vibração se propaga, como o contato dos pés com o chão da cabine ou banco do veículo (PARK *et al.*, 2013). A norma ISO 2631-1 (1997) fornece valores aceitáveis de exposição para a caracterização da exposição da vibração, também, define uma faixa de frequência entre 0,5 e 80 Hz como mais prejudiciais para o corpo humano.

1.1 OBJETIVOS

O principal objetivo do trabalho é caracterizar as vibrações provenientes do motor de um trator em diferentes frequências de rotação, assim, sendo possível elucidar o estado atual do coxim da cabine de um trator agrícola. Deste modo, comparar os resultados com a norma vigente para conforto operacional de um operador.

Portanto, para alcançar o objetivo do tema proposto, foram estabelecidos os seguintes objetivos específicos:

- Realizar a transmissibilidade com base no valor eficaz da aceleração
- Identificar e analisar as frequências de vibrações prejudiciais ao corpo humano e suas respectivas amplitudes provenientes do motor;
- Apresentar o desempenho do estado atual do coxim na atenuação de vibrações operacionais;
- Concluir se a operação do coxim ocorre de forma ideal para operação necessária de um trator agrícola.

2 REVISÃO TEÓRICA

Nesse tópico será feita uma revisão teórica sobre os principais temas abordados no trabalho. Iniciando em uma revisão de tratores agrícolas e por conseguinte, vibrações mecânicas, motores a combustão interna, coxins elastoméricos, vibrações no corpo humano e processamento de sinal.

2.1 TRATORES AGRÍCOLAS

Os tratores agrícolas são máquinas que desenvolvem trabalho de mecanização agrícola, são denominados como máquinas de geração de potência com finalidade de tracionar, empurrar, acionar e transportar (SILVA, 2008).

Os tratores agrícolas são dotados de basicamente de um sistema de transmissão, onde se localiza a tomada de potência, responsável por levar movimento rotativo para os implementos agrícolas que necessitam para seu funcionamento. Também possuem barra de tração para transportar esses implementos e demais equipamentos e um sistema de levantamento hidráulico que movimenta cargas no sentido horizontal e vertical. Mialhe (1980) subdivide os componentes mecânicos dos tratores em:

- Motor: responsável por transformar a energia proveniente do óleo Diesel em energia mecânica para operação do trator.
- Embreagem: receptor da potência do motor, responsável pela transmissão da mesma para caixa de marchas.
- Caixa de mudança de marchas: parte mecânica por transformar e transmitir torque e potência do motor para cada condição de trabalho.
- Coroa, pinhão e diferencial: Componentes responsáveis por transformar e transmitir movimento proveniente da caixa de mudança de marchas para as rodas do trator.
- Redução final: Componente transformador de movimentos, com a finalidade de diminuir a velocidade angular e aumentar o torque.
- Rodados: órgão responsável pela sustentação e movimentação do trator, responsáveis pela entrega da potência do motor em força na barra de tração.
- Tomada de potência: responsável por transmitir movimento oscilatório proveniente do motor ou transmissão para o estriado localizado usualmente na parte traseira do trator.

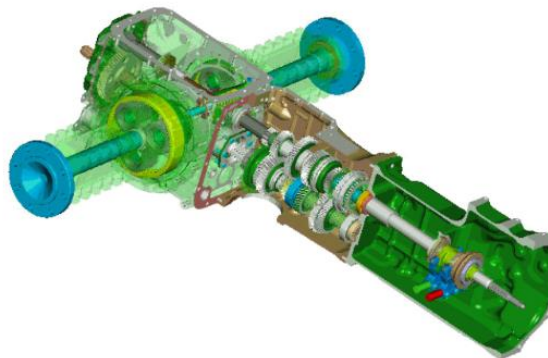
- Sistema hidráulico: transmissores da potência do motor em forma de fluidos sob pressão.
- Reguladores: conjunto de órgãos que tem por função regular a velocidade de carga do motor conforme as variações qual é submetido.

Mialhe (1980), classifica os tratores de acordo com tipo de rodado pois diferenciam as características de desempenho operacional e de acordo com o tipo de chassi, sendo os tipos de chassi subdivididos em tratores semi-agrícolas, tratores florestais e tratores agrícolas. Entretanto Varella (2013) menciona que podem ser separados em monobloco, chassi separado, semichassi e chassi articulado.

2.1.1 Chassi monobloco

Chassi monobloco contém todas as partes mecânicas do trator em uma única unidade, sendo motor, transmissão e diferencial. Esse sistema tipo de sistema está sujeito a torção do chassi e vibrações provenientes das partes mecânicas, visto que essas não possuem equipamentos dissipadores de vibrações.

Figura 1 - Chassi monobloco



Fonte: John Deere (2013)

Para atenuar as vibrações provenientes das partes mecânicas, se utiliza na parte inferior da cabine do operador coxins elastoméricos que são dissipadores de vibrações mecânicas.

2.1.2 Chassi separado

Esse tipo de estrutura tem como finalidade não submeter transmissão e motor aos esforços torcionais provenientes da tração desenvolvida pelo trator em operação,

esse tipo de estrutura permite a montagem do motor sobre coxins elastoméricos com a finalidade de isolar as vibrações mecânicas que tem como fonte o motor.

Figura 2 - Chassi propriamente dito

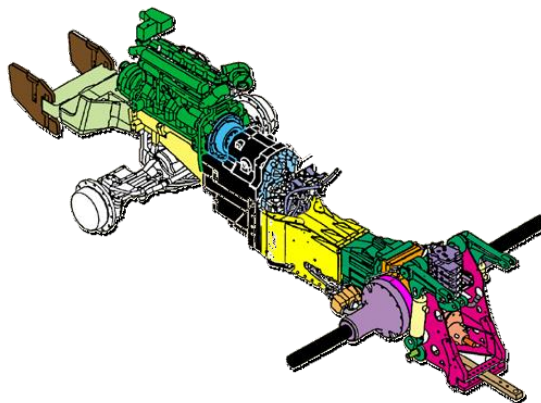


Fonte: John Deere (2013)

2.1.3 Semichassi

Esse tipo de constituição de chassi possui maior mobilidade comparado ao monobloco, entretanto também possui elevada rigidez. Esse conjunto tem como objetivo evitar que os esforços provenientes da operação sejam absorvidos diretamente pelo trator.

Figura 3 - Estrutura semchassi para tratores agrícolas



Fonte: John Deere (2013)

2.1.4 Chassi articulado

Essa constituição de chassi tem como objetivo aumentar a transferência de potência do trator para o solo. Com esse tipo de chassi é possível a utilização de

pneus com diâmetro maior no eixo dianteiro e assim elevando a capacidade de tração dos tratores.

Figura 4 - Estrutura de chassi articulado



Fonte: Proton (2006)

2.2 VIBRAÇÕES MECÂNICAS

De acordo com Rao (2008), qualquer movimento oscilatório que se repita em um intervalo de tempo é caracterizado como vibração, como o balançar de um pêndulo. De maneira geral, um sistema oscilatório é definido por massa, mola e amortecedor, sendo responsáveis por armazenar energia cinética, armazenar energia potencial e dissipar energia, respectivamente.

Kelly (2017) demonstra quando um sistema massa mola é movido da sua posição de equilíbrio por uma fonte externa, a mola armazena energia potencial, que tende a reconstituir a posição do sistema, assim converte sua energia que está armazenada em energia cinética. O sistema só irá parar de se mover se houver um dissipador de energia, assim, voltando a sua condição inicial de equilíbrio.

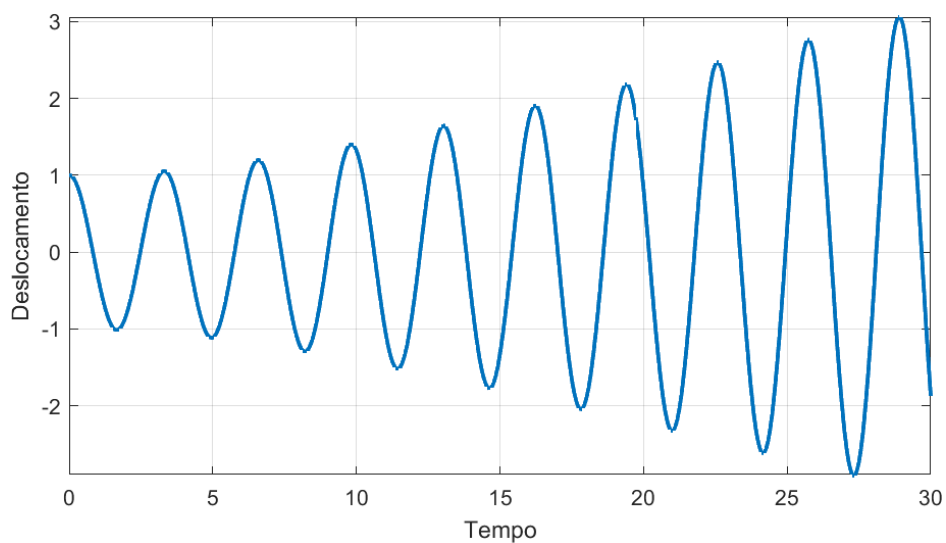
2.2.1 Classificação de vibrações

Rao (2008) e Kelly (2017) classificam as vibrações em vários segmentos, como vibrações livres, vibrações forçadas e vibrações forçadas harmônicas, os autores também citam que as vibrações podem ou não ter amortecimento de modo a se dissipar a energia do sistema.

As vibrações livres são aquelas onde o sistema sofre uma excitação inicial externa, mas que não se mantém ao longo do tempo, sendo assim dependendo apenas do seu próprio comportamento natural após ser excitado.

Nas vibrações forçadas, há um agente externo que excita o sistema continuamente, se a frequência das vibrações externas for a mesma do sistema, o mesmo entrará em ressonância, assim, sua amplitude tenderá ao infinito, sendo prejudicial para qualquer sistema mecânico ou para integridade física dos seres humanos ao redor.

Figura 5 - Sistema em ressonância



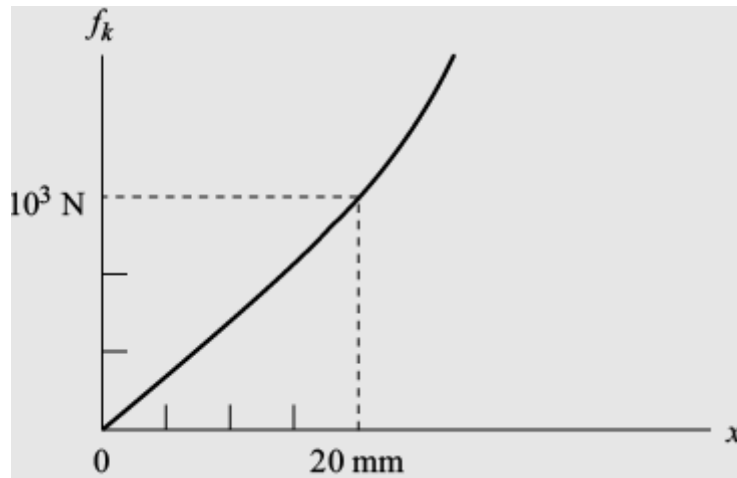
Fonte: Adaptado Rao, 2008.

É possível notar na Figura 5 que o comportamento oscilatório do sistema é crescente com o tempo. Nas vibrações forçadas harmonicamente, também há um excitador externo, entretanto, esse atua periodicamente sobre o sistema.

As vibrações também podem ser caracterizadas como lineares e não lineares, se o sistema, massa, mola e amortecedor se comporta de maneira linear, o resultado vibracional é considerado linear. Entretanto, se qualquer elemento do sistema se comportar de maneira não linear, a vibração é não linear (RAO, 2008).

Inman (2014) cita que numa mesma mola pode haver um comportamento linear e não linear como demonstrado na Figura 6.

Figura 6 - Curva de deflexão estática para uma mola



Fonte: Adaptado Inman, 2014

Nota-se que para uma deflexão de 20 milímetros e 10.000 Newtons de força, o comportamento da mola é linear, o que não se repete após essas condições.

2.2.2 Equações do movimento para vibrações mecânicas

Em um sistema vibracional, se sabe que é composto pela soma da energia potencial (U) e cinética (T), e o resultado dessa soma é uma constante, logo a equação possui o seguinte formato:

$$\frac{d}{dt}(T + U) = 0 \quad (1)$$

Sabe-se que as energias cinéticas e potenciais são dadas por:

$$T = \frac{1}{2}m\dot{x} \quad (2)$$

e

$$U = \frac{1}{2}kx \quad (3)$$

Sendo x a variável dependente do sistema, k é a rigidez da mola e m é a massa do sistema. E ao substituir as equações (3) e (2) na equação (1), temos a equação do movimento para um sistema livre sem amortecimento.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (4)$$

Caso o sistema seja amortecido, é introduzido a constante de amortecimento (c) qual depende da velocidade do sistema, é linearmente dependente, logo o sistema possui a seguinte forma:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (5)$$

2.2.3 Solução de vibrações com amortecimento

A partir da equação (5) podemos reescrever o sistema de maneira que possa ser solucionado como uma equação característica, substituindo as variáveis da seguinte forma:

- $\ddot{x} \rightarrow \lambda^2$
- $\dot{x} \rightarrow \lambda^1$
- $x \rightarrow \lambda^0$

Então,

$$m\lambda^2 + c\lambda^1 + k\lambda^0 = 0 \quad (6)$$

Uma vez efetuando a solução do sistema de segundo grau pela fórmula Bhaskara, se tem a seguinte solução:

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (7)$$

Assim, podemos definir uma nova propriedade, chamada de coeficiente de amortecimento crítico c_c . Esse termo é o valor do coeficiente de amortecimento c que torna o termo da raiz (7) igual a zero:

$$c_c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2mw_n \quad (8)$$

Onde w_n é a frequência natural do sistema em radianos por segundo, dada pela seguinte equação:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (9)$$

Com as variáveis dinâmicas apresentadas, é possível definir a razão de amortecimento Zeta ζ .

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (10)$$

Assim, pode-se reorganizar a expressão para as raízes da equação característica (6) em termos da razão de amortecimento.

$$\frac{c}{2m} = \frac{\zeta c_c}{2m} = \zeta \omega_n \quad (11)$$

Substituindo na equação (7) e reorganizando, temos que:

$$\lambda_{1,2} = -\zeta \omega_n \pm \sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (12)$$

E de acordo com o valor de Zeta, podemos ter três tipos de amortecimento

- $\zeta > 1 \rightarrow$ amortecimento supercrítico ou superamortecido;
- $\zeta = 1 \rightarrow$ Criticamente amortecido;
- $\zeta < 1 \rightarrow$ Subcrítico ou subamortecido;

2.2.4 Transmissibilidade do movimento de base

Uma das maneiras efetivas de se avaliar a transmissibilidade de um determinado sistema, é conhecer as frequências a qual o mesmo está sujeito, dessa forma, se é possível caracterizar o mesmo. Rao (2018) apresenta a equação da transmissibilidade de base.

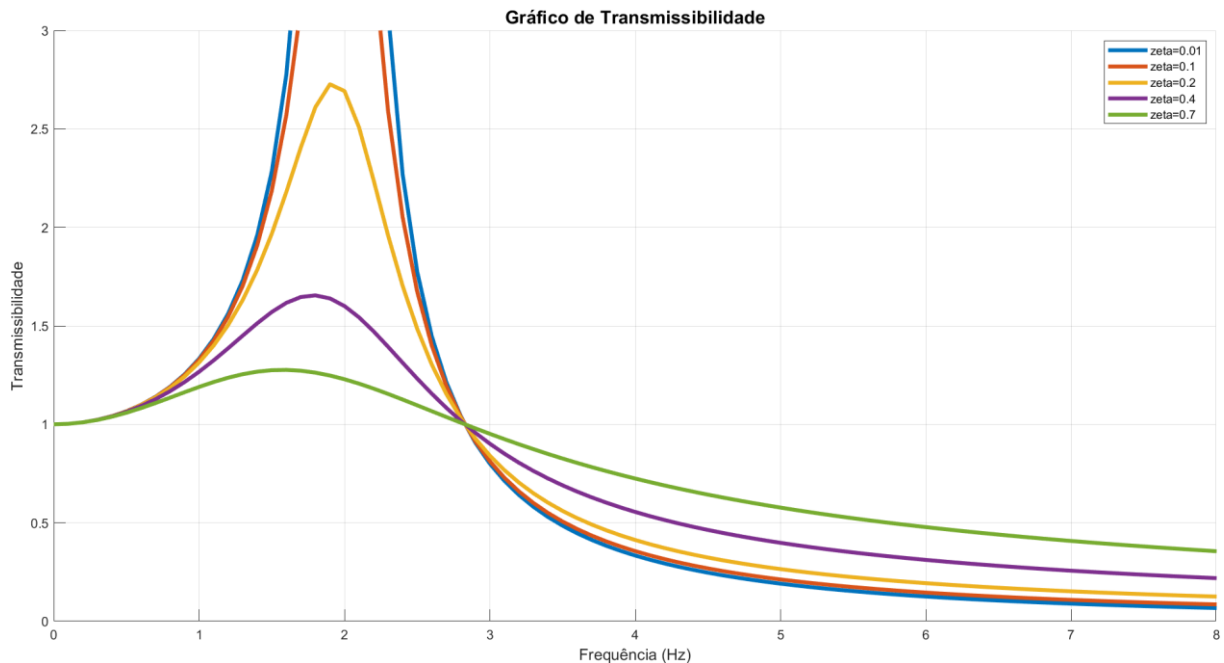
$$\frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2r\zeta)^2}} \quad (13)$$

Onde X é a resposta da massa e Y é a amplitude do movimento da base e r é a razão entre a frequência do sistema excitador e a frequência natural do sistema

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (14)$$

A partir da equação (13) temos a relação de quanto a resposta da massa vai oscilar em função da amplitude de variação de base.

Figura 7 - Transmissibilidade de base



Fonte: Adaptado Rao, 2008

A Figura 7 apresenta a transmissibilidade de base em função da razão de frequências, sendo estas dependentes da razão de amortecimento, nota-se que o pico da curva está acentuado em uma razão de frequências igual a um, também é perceptível que quanto menor o amortecimento do sistema maior será seu deslocamento para $r < \sqrt{2}$.

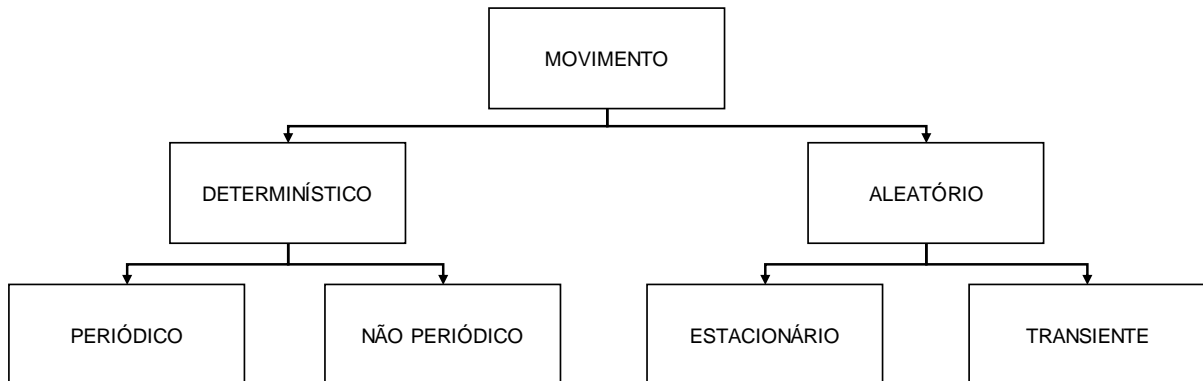
2.3 PROCESSAMENTO DE SINAL

Ao adquirir um sinal de vibrações no tempo é possível caracterizá-las quanto seu comportamento no domínio da frequência, através da *softwares* que possam realizar a transformada rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform – FFT*).

As vibrações podem ocorrer com os mais diversos formatos de ondas e algumas vezes podem ser determinadas a partir de uma função matemática que prediz seu comportamento futuro ou analisada a partir de uma forma de onda do seu passado, essa é chamada de “determinística”. Se seu movimento não pode ser previsto, esse tipo de onda é aleatória. O tipo de onda determinístico pode ser subdividido em um movimento que se repete, chamado de periódico ou em um movimento de um ciclo de cada vez, assim sendo não periódica. Entre as ondas

aleatórias podem ser divididas entre estacionária, qual não muda ao longo do tempo e não estacionária, qual há variação ao longo do tempo (MANSFIELD, 2005).

Figura 8 - Categorização dos tipos de movimentos oscilatórios



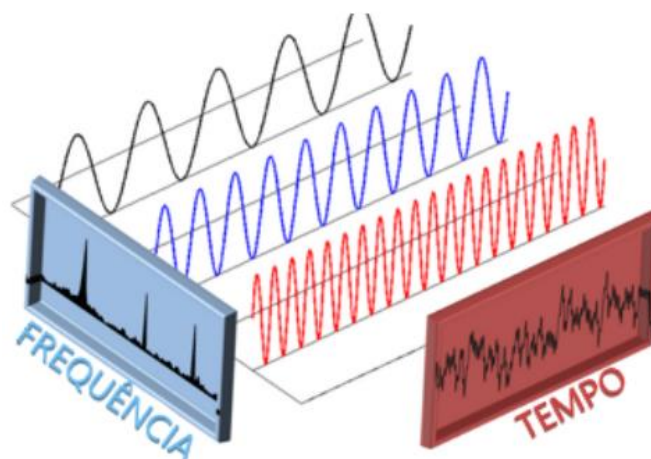
Fonte: Adaptado Mansfield, 2005.

Mansfield (2005) ainda cita que os tipos mais usuais de vibrações que encontramos no nosso dia a dia é aleatório e transiente, de tal forma que se torna significativo e relevante efetuar a medição de medições.

2.3.1 Transformada de Fourier

Um sinal independente do seu tipo de movimento oscilatório pode ser transformado em uma soma de senos e cossenos de frequências que variam, assim facilitando sua análise no domínio da frequência (BEVELACQUA, 2010). Logo sinais oscilantes podem possuir espectros tanto no domínio do tempo e da frequência como mostra a figura Figura 9.

Figura 9 - Sinal no domínio do tempo e frequência



Fonte: Adaptado Ensus Engenharia (2016).

A transformada de Fourier de uma função $x(t)$ é dada por:

$$S(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (15)$$

Entretanto para sinais periódicos e contínuos calcula-se sua forma senoidal a partir das Séries de Fourier que podem ser escritas como:

$$g(t) = a_0 + \sum_{M=0}^{\infty} a_m \cos\left(\frac{2\pi mt}{T}\right) + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \text{sen}\left(\frac{2\pi nt}{T}\right) \quad (16)$$

Onde a_m e b_n são coeficientes da Série.

Apesar de ser válida para analisar funções, a equação (15) é formulada em um meio contínuo, o que impede seu direto uso em ambiente computacional.

2.3.2 Transformada Rápida de Fourier

Neste trabalho será utilizado a FFT fornecida pelo *software* Matlab. Para cálculos computacionais, a Transformada de Fourier em meio contínuo não é aplicada, pois o cálculo numérico em computadores deve ser feito em domínios discretizados. Portanto, para avaliar um domínio discreto, se deve utilizar a Transformada Discreta de Fourier que é dada pela seguinte equação:

$$S(n) = \sum_{k=0}^{n-1} x(k)e^{-\frac{j2\pi(nk)}{N}} \quad (17)$$

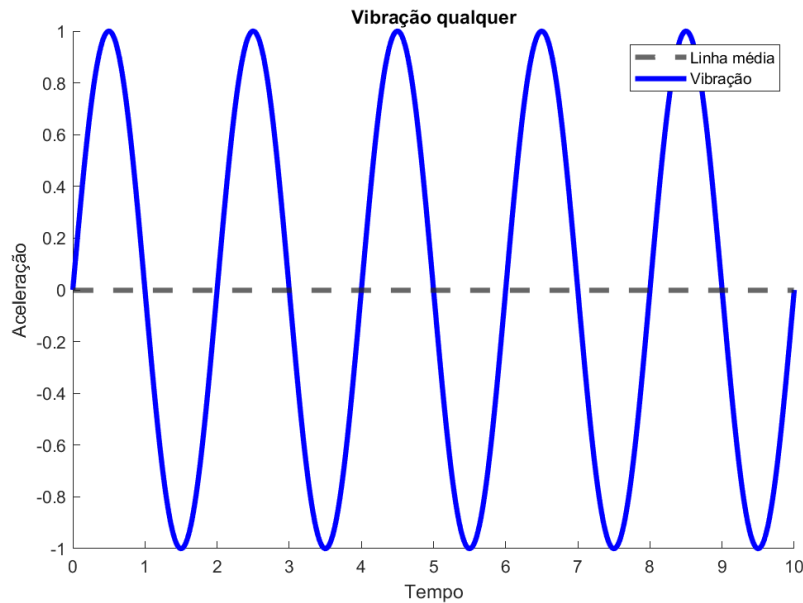
Onde, N é o número de pontos.

A transformada rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform* – FFT) é um aperfeiçoamento da DFT, onde possui velocidade de processamento de até 100 vezes maior (COCHRAN *et al.* 1967).

2.3.3 Valor eficaz

Nas vibrações mecânicas é inviável realizar uma média aritmética devido ao comportamento oscilatório das vibrações ficaram em torno do seu eixo zero, assim uma média iria tender a zero.

Figura 10 - Exemplo de vibração qualquer



Fonte: Autor.

Assim é necessário trabalhar com a média ponderada do sinal, o RMS (*root mean square*), este nos dá o valor de energia presente na vibração, tendo a equação da seguinte forma:

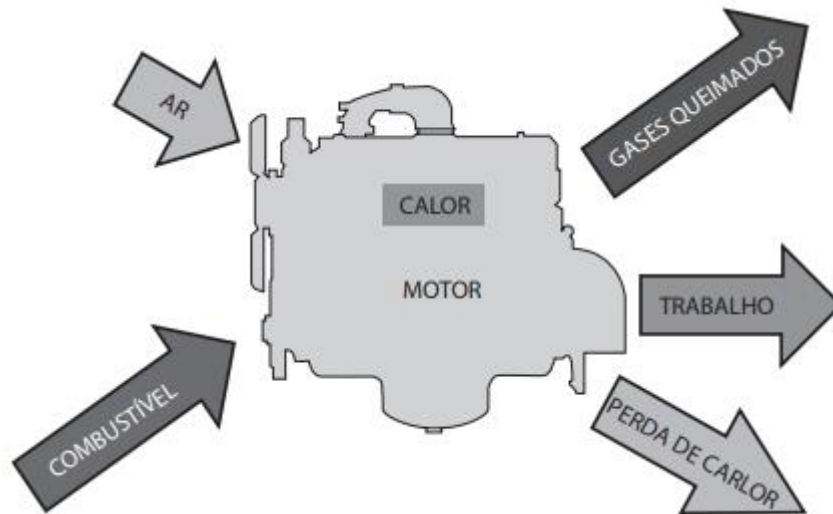
$$X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2 dt} \quad (18)$$

Sendo T o tempo qual ocorre o sinal em segundos e x o valor da vibração dado em $m.s^2$.

2.4 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão internas são máquinas térmicas que permitem transformar calor em trabalho, o calor é obtido a partir da combustão do combustível, essa combustão gera um trabalho de transformação de movimento linear dos pistões em rotativo na alavanca da árvore de manivelas, logo um motor de combustão interna transforma energia química em energia mecânica (BRUNETTI, 2018).

Figura 11 - Fluxos de massa e energia em um motor de combustão interna



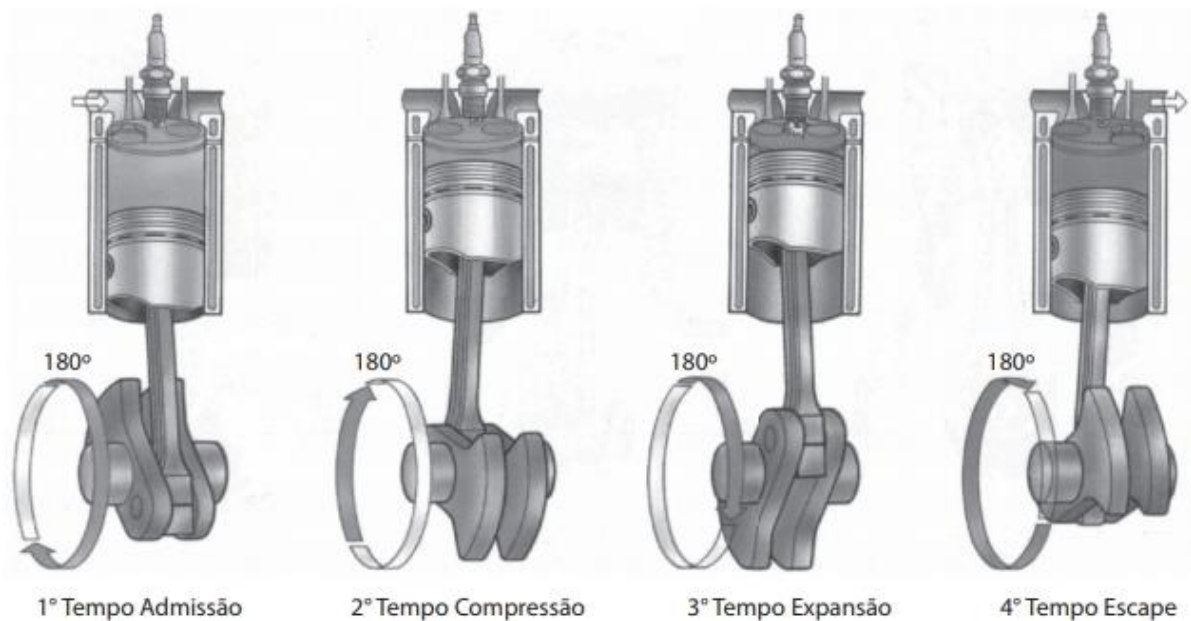
Fonte: Adaptado Brunetti, 2018

Os motores de combustão interna são constituídos dos seguintes principais componentes mecânicos:

- Pistão: Responsável por selar a câmara de combustão e comprimir o combustível inerente da combustão;
- Biela: Responsável por transmitir o movimento linear produzido para a árvore de manivelas;
- Árvore de manivelas: Responsável por transformar o movimento linear proveniente da combustão em movimento rotativo, assim gerando trabalho de eixo;

Os motores a combustão interna que atuam com ciclo Otto possuem quatro tempos para um ciclo completo, desta maneira, a árvore de manivelas necessita de duas rotações para efetuar o ciclo do motor.

Figura 12 - Os quatro tempos de do motor



Fonte: Adaptado Brunetti, 2018

O ciclo se inicia com o pistão no ponto máximo superior ou ponto morto superior (PMS), no tempo de admissão, o pistão se desloca do PMS para o ponto morto inferior (PMI), realizando a sucção da mistura ar e combustível para dentro do cilindro. Logo após a admissão o pistão se desloca novamente para o PMS comprimindo a mistura, assim, completando o segundo ciclo. Quando ocorre a queima da mistura no PMS, há um grande aumento da pressão interna do cilindro, de modo a mover o pistão para o PMI, sendo assim, gerando o trabalho do motor. No quarto tempo de um motor ciclo Otto, o pistão se move novamente para o PMS, de maneira a expulsar os gases restantes da queima da mistura de combustível.

2.4.1 Vibrações mecânicas em motores de combustão interna

Segundo Rao (2008) os motores de combustão são uma grande fonte geradora de vibrações, podendo danificar estruturas ou repassar essas vibrações aos seres humanos, causando problemas de desconforto e saúde. Os motores tem problemas vibracionais inerentes ao desbalanceamento de suas partes mecânicas. Rao cita que os motores Diesel podem causar problemas de ondas terrestres de impacto suficiente para causar desconforto em zonas urbanas. Os motores são exemplos de força externa, caracterizando as vibrações forçadas.

As vibrações de um motor de combustão interna podem ser caracterizadas quanto a frequência. Segundo (Quintas, 2010).

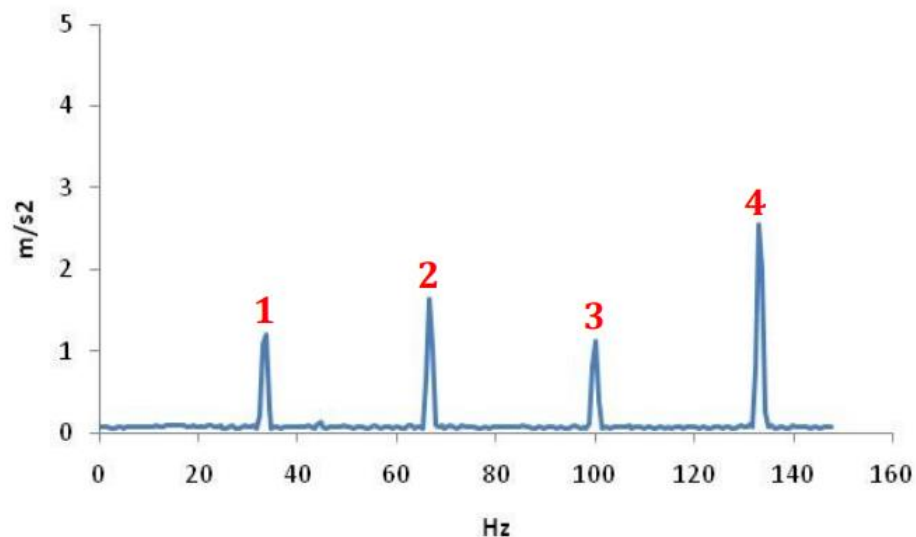
$$\text{frequência árvore de manivelas (Hz)} = \frac{\text{Rotação no eixo (rpm)}}{60} \quad (19)$$

Os cilindros também possuem uma frequência de trabalho.

$$\text{freq. de combustão dos cilindros (Hz)} = \frac{\text{Rotação no eixo (rpm)} \times (n^\circ \text{ cil}/2)}{60} \quad (20)$$

Souza (2011) cita que de um motor a diesel de quatro cilindros são obtidas as seguintes frequências fundamentais, onde utiliza como exemplo um motor a 4000 RPM:

- 1° Frequência: Referente à rotação do eixo de comando de válvulas.
- 2° Frequência: Referente à rotação da árvore de manivelas, coincidente com a 2ª harmônica da rotação do comando de válvulas.
- 3° Frequência: Referente a 3ª harmônica da rotação do eixo comando de válvulas
- 4° Frequência: Referente a combustão, que coincide com a 2ª harmônica da frequência de rotação e a 4ª harmônica da frequência de rotação do comando de válvulas.



Fonte: Souza (2011).

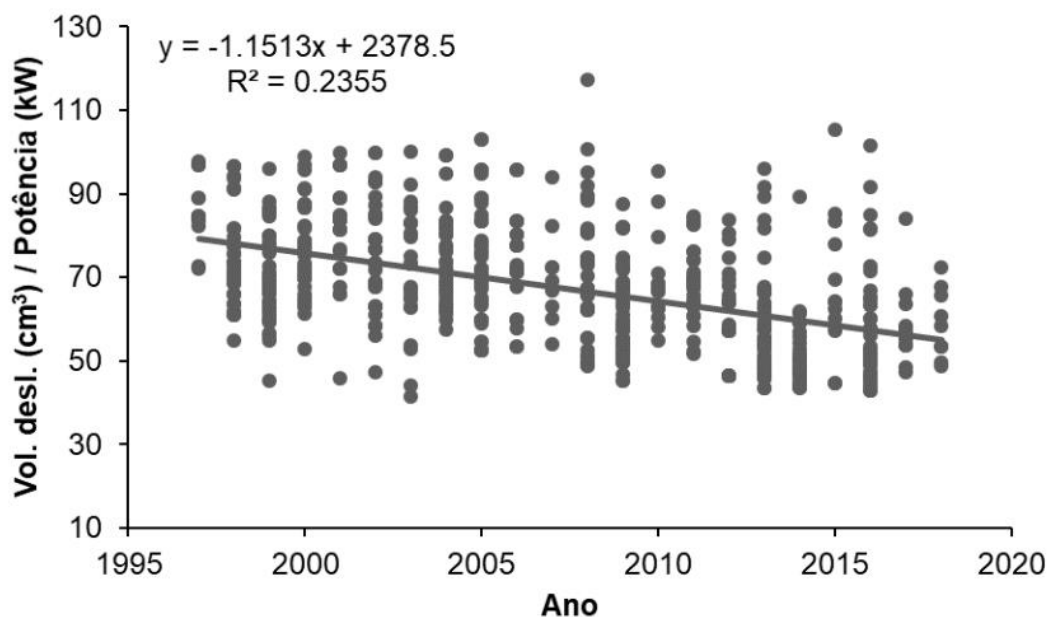
Para as vibrações características da combustão Villava (2013) cita que são esperados múltiplos inteiros da frequência fundamental da árvore de manivelas de 2, 4, 6 e etc. E também cita que são esperadas respostas de meia ordem de onda.

2.4.2 Propulsão em tratores modernos

Atualmente com o aumento da mecanização agrícola e a busca crescente por máquinas capazes de realizar trabalho num menor intervalo de tempo, ocorre uma veloz evolução dos tratores. (SCHLOSSER *et al.* 2021).

Os tratores agrícolas atualmente possuem sistemas de injeção eletrônica, sobrealimentação, sistema de resfriamento e válvulas de recirculação na saída de gases para dentro do motor com finalidade de atender as normas de emissões. Com os sistemas atuais de sobrealimentação os motores sofreram uma redução em seu volume deslocado, chamada *downsizing*, entretanto aumentaram sua potência relativa ao tamanho do motor (HERZOG, 2020). A autora ainda cita que ao longo dos anos especialmente nos motores de quatro cilindros é perceptível a redução do volume deslocado dos motores de tratores agrícolas e incremento da potência, essa redução ocorre também pela diminuição no número de cilindros dos motores.

Figura 13 - Comportamento da relação volume deslocado/potência (cm^3/kW) dos tratores agrícolas com motores de quatro cilindros entre os anos de 1993 e 2018



Fonte: Herzog (2020)

Portanto, a redução do tamanho dos motores com acréscimo da potência causa aumento da pressão interna do cilindro do motor, assim, ocasionando cargas internas maiores provenientes da combustão (Suryanarayana, 2015). Devido a explosão dos mistura ar/combustível atuar sob o pistão, tem-se uma intensidade maior no sentido vertical (Oliveira, 2011).

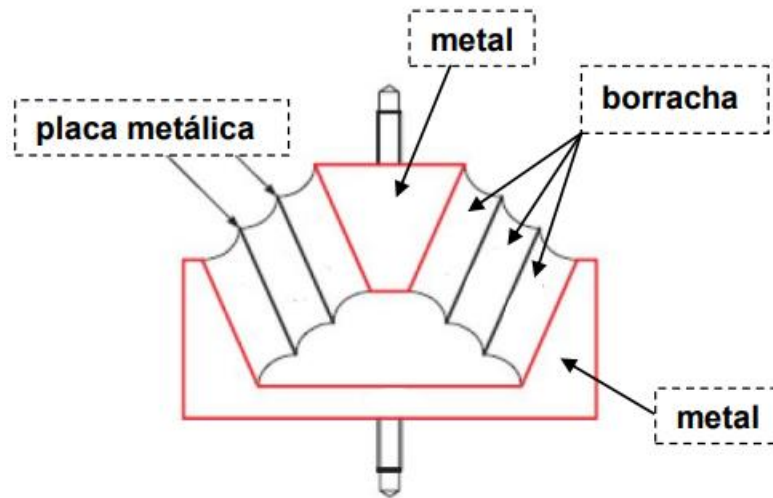
2.5 COXINS ELASTOMÉRICOS

O coxim é um dissipador de vibrações mecânicas, segundo Barbetti (2005) é possível dividir os coxins em dois tipos, coxins hidráulicos e elastoméricos, os coxins elastoméricos têm se difundido na indústria automobilística ao longo dos anos, para atenuação de vibrações propagadas pelo motor e sistema mecânico do veículo. Nos tratores agrícolas, os coxins podem ser ou não localizados no motor, atualmente, em tratores monobloco, os coxins são localizados sob a cabine do operador.

Os coxins elastoméricos apresentam características menos favoráveis para a atenuação de vibrações mecânicas, entretanto são resistentes ao calor, desgaste e ambientes agressivos, esses são constituídos de borracha que tem grande elasticidade reversível (Oliveira, 2011), Barbetti (2005) ainda cita que os coxins elastoméricos são três vezes mais baratos em comparação com o coxim hidráulico.

Para evitar grandes deslocamentos que provém das oscilações do motor ou partes mecânicas, os coxins devem possuir grande rigidez e alto amortecimento e para isolar vibrações de baixa e média frequência, devem ser de baixa rigidez e amortecimento, portanto dependem de parâmetros de frequência e amplitude para o projeto ideal de um coxim (Oliveira, 2011). O autor ainda cita que utilização de um coxim elastomérico já se justificaria pela alta tensão por unidade de massa dos materiais elásticos, ainda esses possuem boa compactação, baixo custo e fácil manutenção.

Figura 14 - Representação gráfica da secção transversal de um coxim elastomérico



Fonte: Oliveira (2011)

A Figura 14 apresenta a vista que corte de um coxim elastomérico, onde as características da borracha devem ser iguais ao longo da distribuição no coxim.

Figura 15 - Coxim elastomérico



Fonte: Internet (2023)

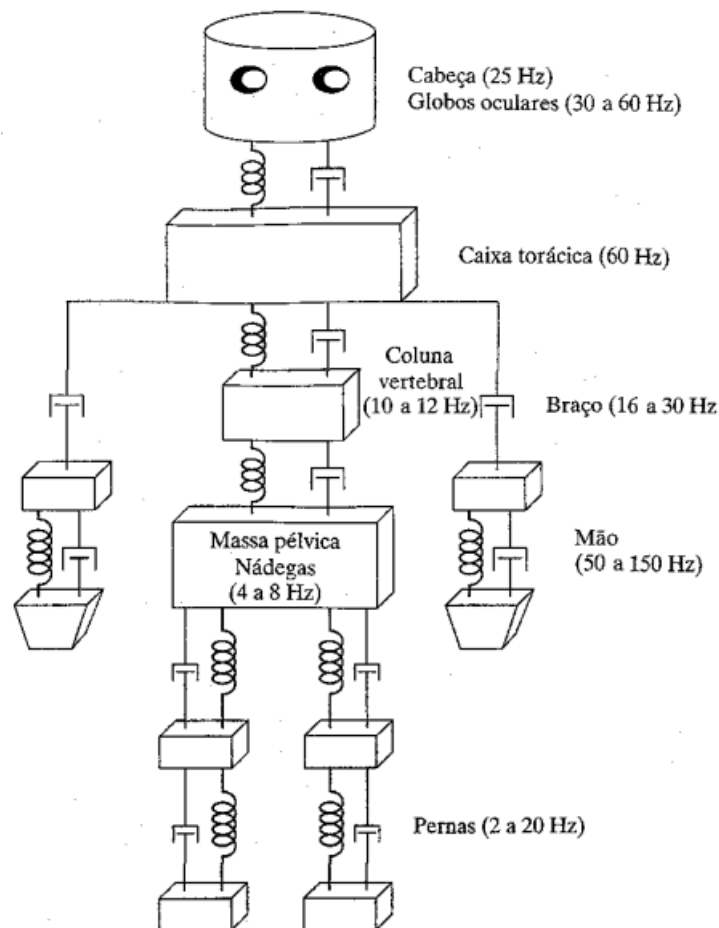
Segundo Lida (2000) as vibrações de corpo inteiro são aquelas que se transmite para operador através do assento ou do piso da cabine através dos pés, portanto, os coxins são responsáveis por dissipar parte das vibrações que chegam ao operador

A plataforma do trator corresponde a uma parte do chassi que está atrelada aos elementos que transmitem as vibrações mecânicas, sendo onde os coxins são fixados, tendo a faixa de 0 a 200 Hz que permite caracterizar a transmissibilidade através do coxim (PINHO, 2012).

2.6 EXPOSIÇÃO DO CORPO HUMANO A VIBRAÇÕES

Rao (2008) cita que as vibrações podem ser prejudiciais para o corpo humano, tendo em vista que partes do corpo humano podem entrar em ressonância com as partes mecânicas em contato.

Figura 16 - Sensibilidade a frequência de vibração de diferentes partes do corpo humano



Fonte: Adaptado Rao, 2008.

Na Figura 16 Rao (2008) apresenta as faixas de frequências quais determinadas partes do corpo humano podem entrar em ressonância, se nota que o corpo humano possui relativa baixa frequência, sendo de 0 a 150 Hz. Entretanto a ISO 2631-1 que apresenta valores admissíveis de vibrações mecânicas e choque fornece

os valores de 0.5 a 80 Hz como prejudiciais para saúde, conforto e percepção. Franchini (2007) cita que a principal direção a ser analisada é a vertical, pois as vibrações nesse sentido podem afetar a coluna e órgãos vitais do operador.

Devido as horas de exposição a vibrações qual operador é exposto, o mesmo não consegue realizar suas operações com eficiência, de modo a diminuir a produtividade total na operação (FRANCHINI, 2007). Ainda Alonço (2004) ressalta que operadores de tratores agrícolas estão sujeitos a vibrações de baixa frequência que possuem frequência ressonante com corpo humano.

Ainda a NR-15 (2011) cita que todo operador que é submetido a vibrações sem o equipamento de proteção adequado, pode caracterizar uma atividade insalubre de grau médio com um adicional de 20% sobre o salário.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção está a abordagem utilizada para elaboração dos testes vibracionais, também está contida os materiais que foram utilizados para realização dos testes.

Com base nos trabalhos de Oliveira (2011), Franchini (2007) e Pinho (2012), nota-se que o principal sentido de vibração a ser avaliado são as vibrações do sentido vertical, visto que são as de maiores impactos na saúde do operador. E a partir da ISO 2631-1 (1997) que denota valores aceitáveis de vibrações no espectro de frequência até 80 Hz, foram realizados testes de aceleração no sentido vertical em um coxim de trator agrícola.

3.1 MATERIAIS UTILIZADOS

O trator utilizado foi o modelo MF - 6711 da montadora Massey Ferguson, o trator está equipado de fábrica com um motor de 4 cilindros em linha com 85 kW turboalimentado com volume deslocado de 4,4 litros. A fabricante também indica que o torque máximo é atingido a 1500 RPM enquanto a potência máxima se dá a 2000 RPM.

Figura 17 - MF 6711



Fonte: Massey Ferguson (2020).

Para a aquisição das vibrações foram utilizados dois acelerômetros da marca *Brüel & Kjær* modelo *Type 4513-B* com uma taxa de aquisição de 1 até 10 kHz.

Figura 18 - Acelerômetro Type 4513-B



Fonte: Brüel & Kjær.

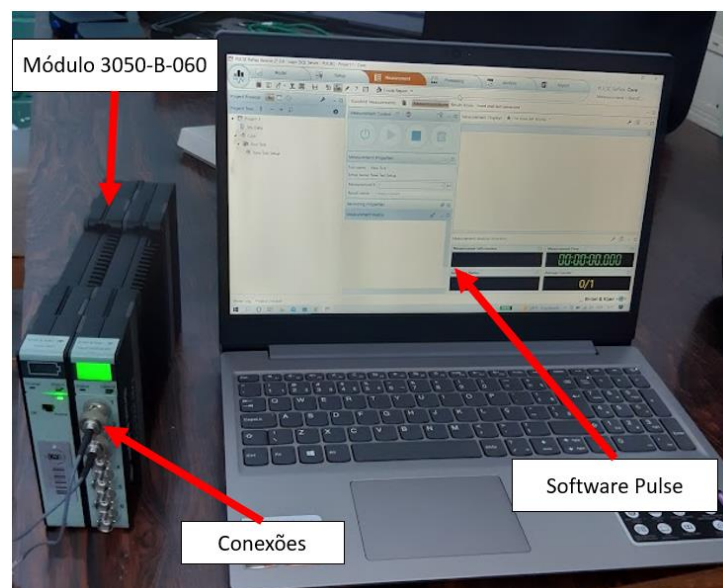
Quadro 1 - Ficha técnica Type 4513-B

4513-B	Unidades	Valores
Sensibilidade a voltagem	(mV/g)	10 ± 10%
Faixa de medição(±pk)	gravidade	500
Sensibilidade transversal	%	<5

Fonte: Brüel & Kjær.

O acelerômetro se comunica com o módulo de aquisição de dados e os dados são adquiridos pelo Software Pulse, ambos da mesma fabricante.

Figura 19 - Módulo de aquisição e Software



Fonte: Autor.

Os acelerômetros foram posicionados no coxim localizado na parte frontal da cabine, sendo um na parte superior e um na inferior.

Figura 20 - Acelerômetro localizado na parte inferior do coxim



Fonte: Autor.

Figura 21 - Acelerômetro localizado na parte superior do coxim



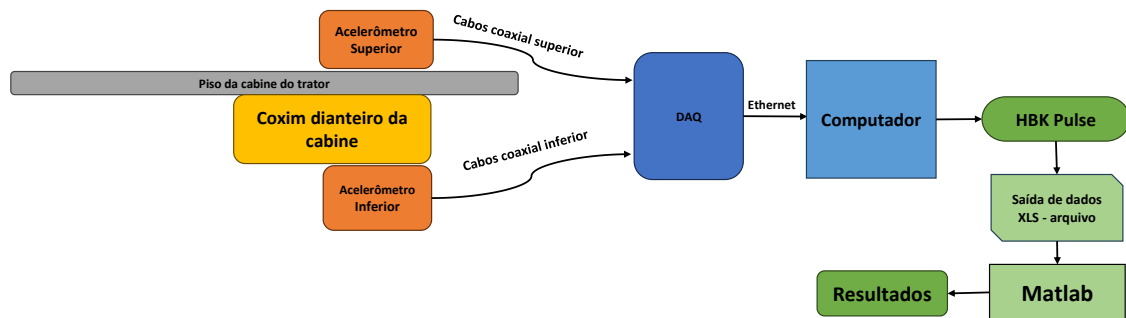
Fonte: Autor.

Nas figuras Figura 20 e Figura 21 está o acelerômetro posicionado sob e sobre o coxim, respectivamente.

3.2 MÉTODO ESTABELECIDO

O motor do trator foi previamente aquecido por um período de 20 minutos antes da realização dos testes para estabilização dos fluídos internos e sua recomendada operação e foi posicionado em piso solido de concreto onde permaneceu estacionário durante a realização dos testes. Os acelerômetros foram posicionados na parte inferior e superior do coxim do trator e a partir de dois cabos coaxiais foram conectados no modulo de aquisição de dados, esse que é conectado no computador por um cabo de rede LAN, assim o *software PULSE* é responsável pelo ajuste dos parâmetros de aquisição de vibrações, como mostra a figura Figura 22.

Figura 22 - Arranjo do experimento

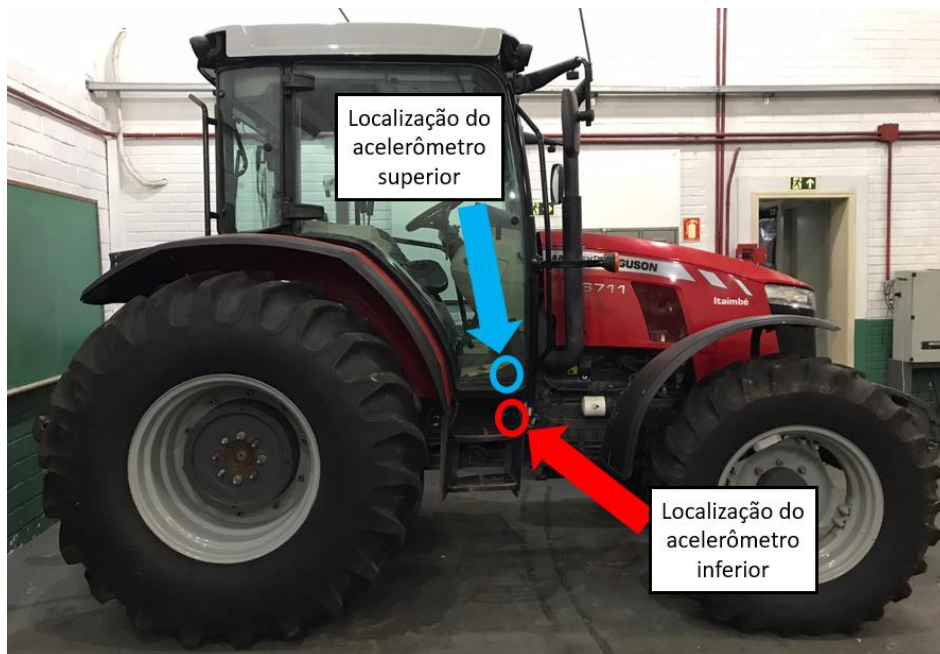


Fonte: Autor.

Foram feitas coletas de dados acelerando o motor em velocidade constante de rotações, em valores desde 900 rpm (15 Hz) até 2100 rpm (35 Hz). As acelerações foram executadas em incrementos de 100 rpm (1,66 Hz), em três (3) repetições para cada incremento em um período de 30 segundo. Essas coletas de dados foram executadas segundo o protocolo definido na norma técnica ISO 2631-1 (1997) para avaliar o comportamento vibracional a que é exposta a cabine a partir das vibrações transmitidas pelo motor para o chassi do trator.

Conforme na ISO 2631-1(1997) foram avaliadas as frequências 0,5 até 80 Hz, e como já estabelecido no trabalho somente foram avaliadas as vibrações no sentido vertical.

Figura 23 - Configuração geral do posicionamento



Fonte: Autor.

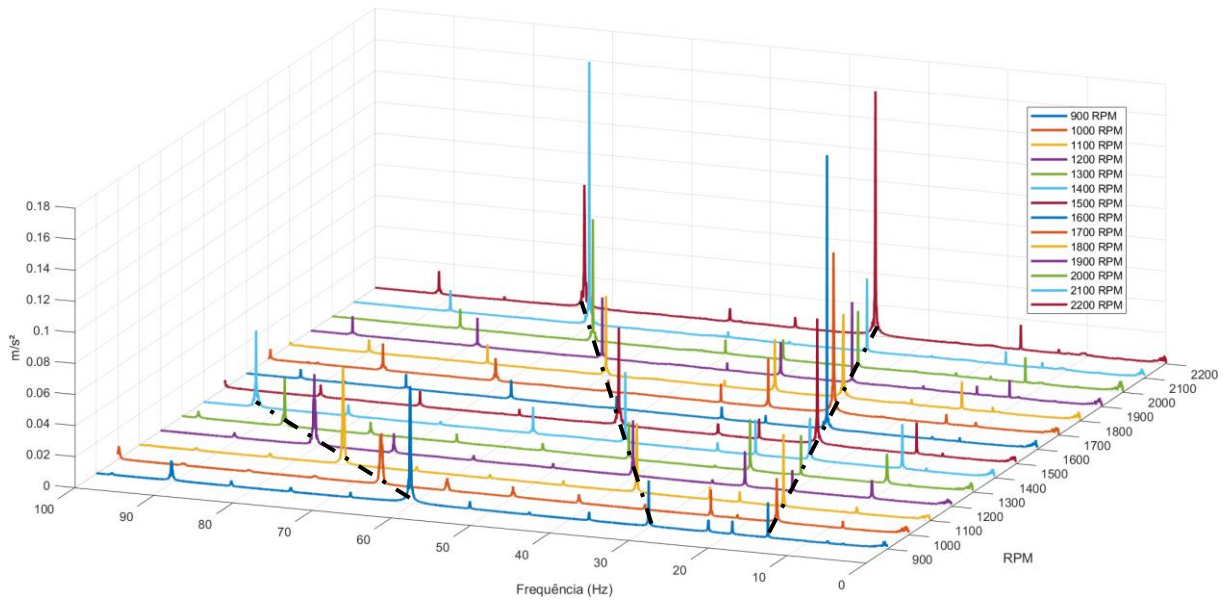
Os dados foram registrados em planilha eletrônica do *Excel* e posteriormente importados para o *software Matlab*, assim, cada repetição foi sujeita a transformada rápida de Fourier (FFT) e uma média das transformadas foi realizada para cada regime de rotação divididas em parte acelerações da parte superior do coxim e parte inferior.

Os valores também foram avaliados quanto sua intensidade de vibração em RMS, de maneira a se comparar a energia do valor de entrada com de saída, portanto se dividiu o RMS do coxim superior pelo inferior de modo a se observar a transmissibilidade total na frequência de rotação.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

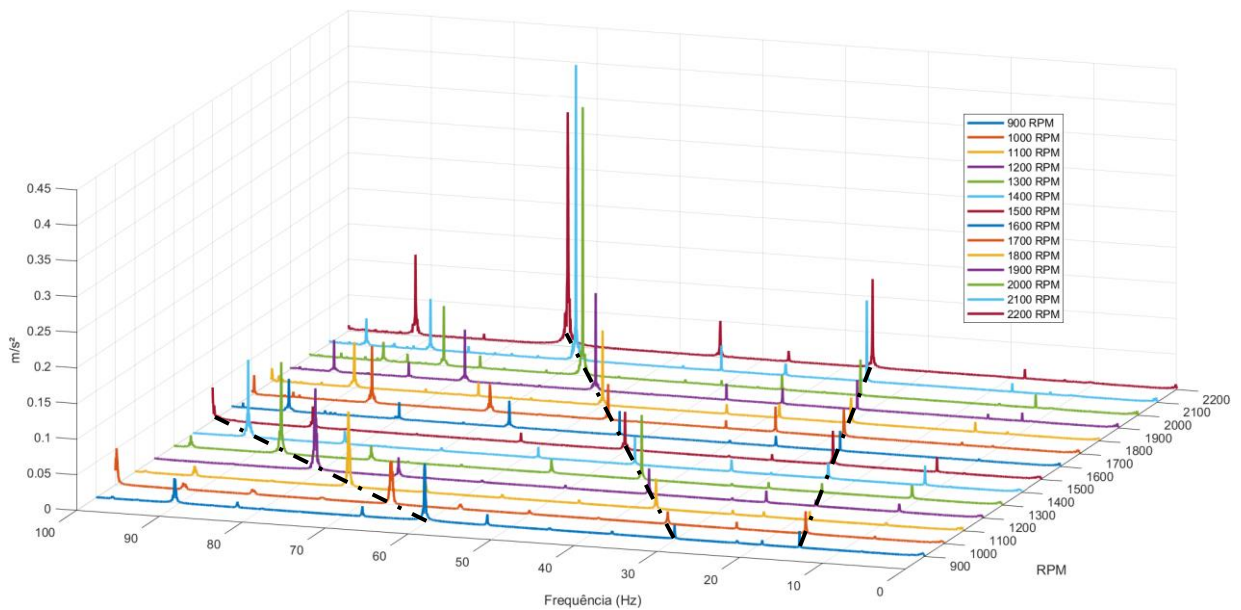
Com a coleta de dados, as diferentes rotações do motor foram tratadas em *Matlab* e comparados quanto a transmissibilidade de vibrações no sentido vertical no espectro da frequência. As acelerações obtidas foram nas unidades de m/s^2 .

Figura 24 - FFT das vibrações na parte superior do coxim



Fonte: Autor.

Figura 25 - FFT das vibrações na parte inferior do coxim



Fonte: Autor.

É perceptível nas linhas pontilhadas das Figura 24 e Figura 25 que para as frequências provenientes do harmônico fundamental da árvore de manivelas, primeiro

harmônico da combustão e segundo harmônico de combustão possuem as maiores amplitudes da direita para esquerda no eixo de frequências, para a parte superior e inferior no coxim do coxim apresentando crescimento com aumento da rotação do motor com exceção do segundo harmônico de combustão para parte superior do coxim.

Com base nas informações fornecidas, é possível assumir que as frequências encontradas nas faixas de rotação estarão conforme a Tabela 1.

Tabela 1 - Frequências esperadas

Hz					
RPM	1x	2x	3x	4x	5x
900	7.50	15.00	22.5	30.00	60.00
1000	8.33	16.67	25	33.33	66.67
1100	9.17	18.33	27.5	36.67	73.33
1200	10.00	20.00	30	40.00	80.00
1300	10.83	21.67	32.5	43.33	86.67
1400	11.67	23.33	35	46.67	93.33
1500	12.50	25.00	37.5	50.00	100.00
1600	13.33	26.67	40	53.33	106.67
1700	14.17	28.33	42.5	56.67	113.33
1800	15.00	30.00	45	60.00	120.00
1900	15.83	31.67	47.5	63.33	126.67
2000	16.67	33.33	50	66.67	133.33
2100	17.50	35.00	52.5	70.00	140.00
2200	18.33	36.67	55	73.33	146.67

Fonte: Autor.

Tabela 2 - Frequências obtidas

RPM \ Hz	1x	2x	3x	4x	5x
900	7.51(-0.01)	15.08(-0.08)	22.6(-0.1)	30.16(-0.16)	60.33(-0.33)
1000	8.32(0.01)	16.69(-0.02)	25.01(-0.01)	33.34(-0.01)	66.68(-0.01)
1100	9.27(-0.1)	18.54(-0.21)	27.84(-0.34)	37.09(-0.42)	74.23(-0.9)
1200	10.09(-0.09)	20.14(-0.14)	30.24(-0.24)	40.28(-0.28)	80.57(-0.57)
1300	10.9(-0.07)	21.76(-0.09)	32.66(-0.16)	43.52(-0.19)	87.04(-0.37)
1400	11.66(0.01)	23.32(0.01)	35.02(-0.02)	46.68(-0.01)	93.28(0.05)
1500	12.57(-0.07)	25.13(-0.13)	37.7(-0.2)	50.22(-0.22)	100.52(-0.52)
1600	13.29(0.04)	26.61(0.06)	39.93(0.07)	53.22(0.11)	106.44(0.23)
1700	14.23(-0.06)	28.5(-0.17)	42.73(-0.23)	56.96(-0.29)	114(-0.67)
1800	14.98(0.02)	29.96(0.04)	44.99(0.01)	59.97(0.03)	119.84(0.16)
1900	15.79(0.04)	31.58(0.09)	47.37(0.13)	63.15(0.18)	126.32(0.35)
2000	12.38(4.29)	33.53(-0.2)	50.3(-0.3)	67.06(-0.39)	134.12(-0.79)
2100	17.56(-0.06)	35.11(-0.11)	52.67(-0.17)	70.23(-0.23)	140.44(-0.44)
2200	18.33(0)	36.76(-0.09)	55.14(-0.14)	73.57(-0.24)	147.04(-0.37)

Fonte: Autor.

Com base na Tabela 2 se observa pequena diferença em algumas frequências do motor que podem ser provenientes das partes mecânicas sendo X1, X1, X2, X4 e X5 sendo referentes a frequência fundamental do comando de válvula, árvore de manivelas, 2º harmônico do comando de válvulas, frequência de combustão e segunda ordem de combustão, respectivamente, dentro da sensibilidade do acelerômetro ou na conversão da *FFT* pelo *software*. É notável que após a rotação de 1300 RPM as frequências providas do 5º harmônico não estão dentro da análise da ISO 2631-1(1997). Tendo em vista a que a transmissibilidade e a razão de forças transmitidas pela parte superior e inferior do coxim, é possível realizar pela divisão da aceleração superior e inferior do coxim com os valores de RMS apresentados na Tabela 3.

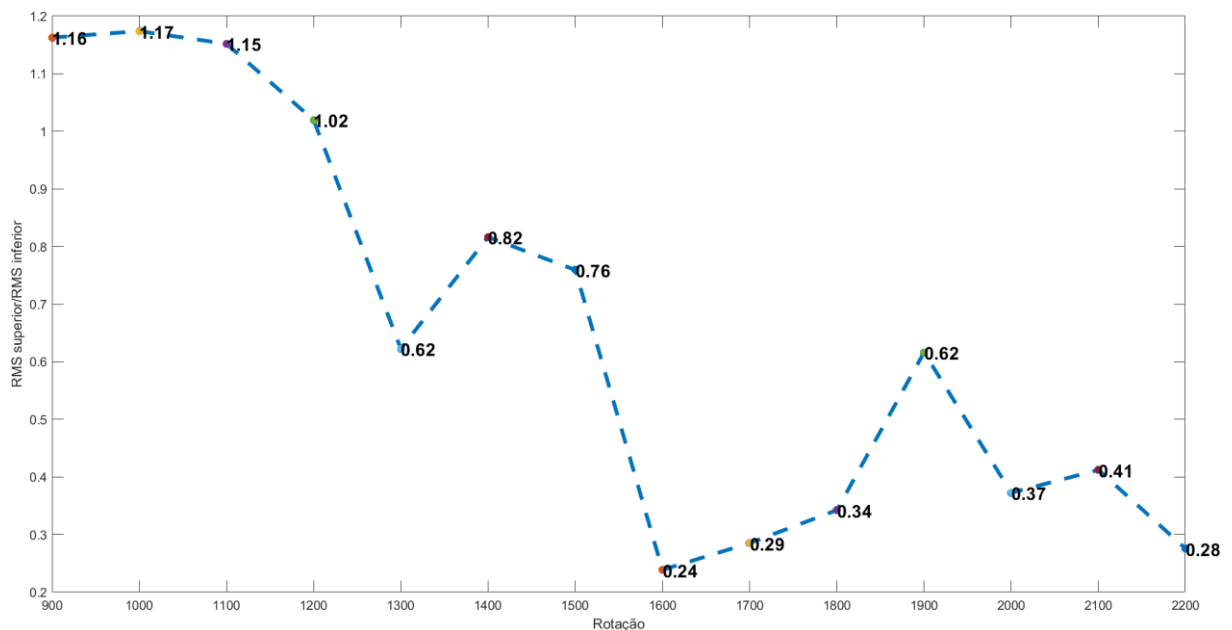
Tabela 3 - Transmissibilidade de acelerações

RPM	RMS (m/s ²)		Porcentagem
	Superior	Inferior	
900	0,0055	0,0047	116%
1000	0,0060	0,0051	117%
1100	0,0070	0,0060	115%
1200	0,0068	0,0067	102%
1300	0,0062	0,0099	62%
1400	0,0073	0,0089	82%
1500	0,0088	0,0116	76%
1600	0,0081	0,0339	24%
1700	0,0213	0,0747	29%
1800	0,0120	0,0352	34%
1900	0,0125	0,0202	62%
2000	0,0153	0,0410	37%
2100	0,0254	0,0616	41%
2200	0,0278	0,1010	28%

Fonte: Autor.

Assim pode realizar a análise gráfica da transmissibilidade do coxim nas rotações observadas.

Figura 26 - Gráfico da transmissibilidade do coxim

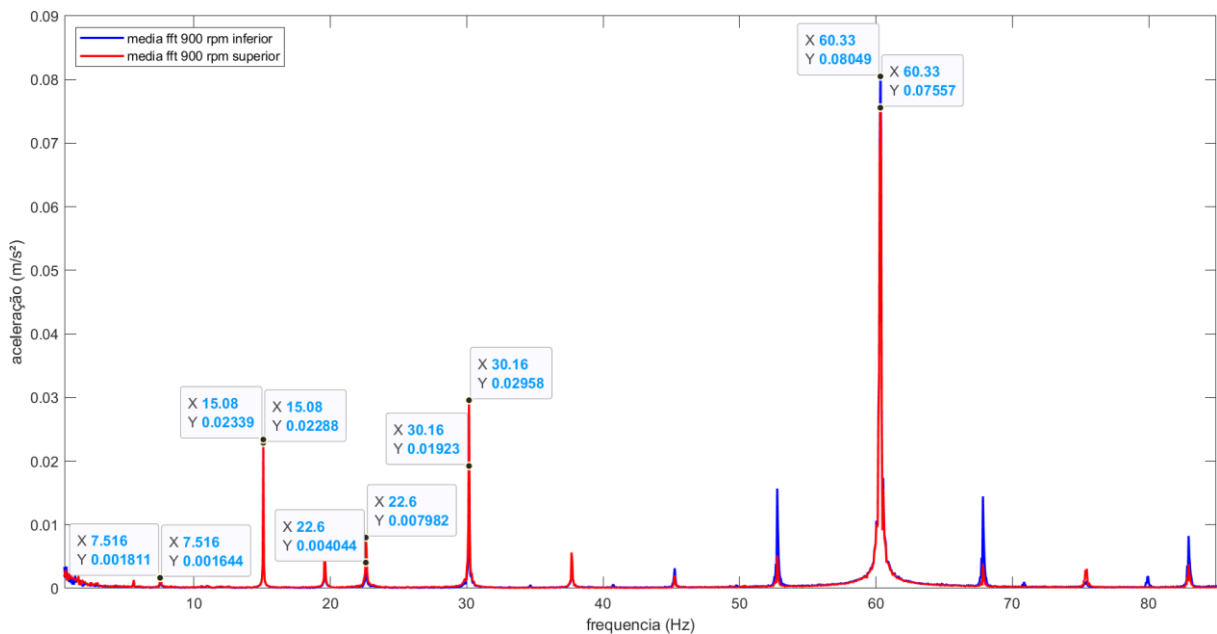


Fonte: Autor.

Se percebe na Figura 26 amplificação da vibração nas rotações de 900, 1000, 1100 e 1200 RPM sendo referente as frequências de 15, 16.67, 18.33, 20.00 Hz assim como Choi (2018) mostrou na avaliação de um coxim elastomérico de um trator

agrícola onde o mesmo possuía ressonância entre 15 Hz e Rejab (2017) elaborou testes em diferentes coxins com porcentagens diferentes de carbono, sendo coxins naturais e artificiais, ele obteve a primeira frequência ressonante entre 15 e 23 Hz para coxins com 20% de carbono, assim corroborando para o resultado encontrado. Também é perceptível na faixa de amplificação se assemelha a Figura 7 e depois sua atenuação ocorre de maneira semelhante. Os gráficos quanto as frequências da parte inferior e superior do coxim estão no apêndice A.

Figura 27 – Espectro de frequência a 900 RPM



Fonte: Autor.

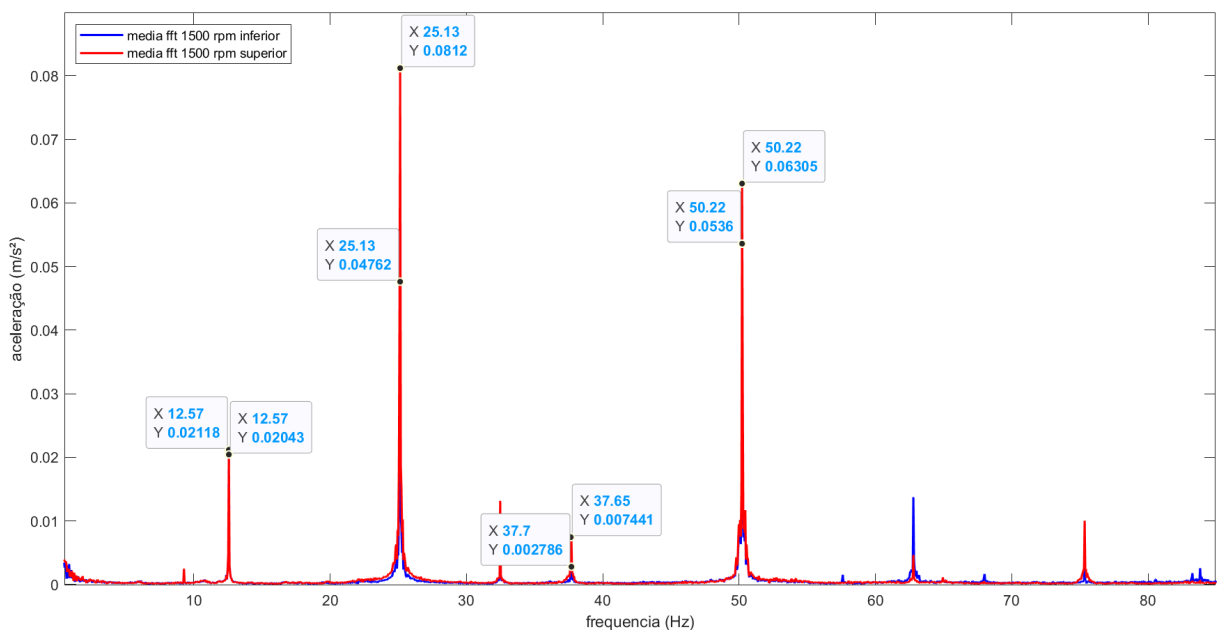
Tendo em vista que 900 RPM é uma rotação de deslocamento do veículo e para transporte de implementos agrícolas que são acoplados ao trator, nesta rotação há baixo amortecimento do coxim com base na faixa de frequências prejudiciais ao ser humano. E com base na transmissibilidade do *RMS* na aceleração global do sistema ocorre a amplificação das acelerações, assim é possível assumir que ocorre ressonância do sistema com as acelerações provenientes do motor.

Para rotação de 1000 RPM se tem amplificação da frequência fundamental da árvore de manivelas e para o terceiro harmônico do comando de válvulas porém há grande atenuação no harmônico de segunda ordem da combustão. Quanto a 1100 e 1200 RPM é perceptível grande aumento na frequência de funcionamento do virabrequim e quanto a segunda ordem da combustão há um grande decréscimo de aproximadamente 60% e 40% da amplitude de entrada, respectivamente. Em 1300 e

1400 RPM somente a frequência referente a árvore de manivelas teve aumento significativo na amplitude das vibrações, entretanto somente em 1400 RPM ocorreu amplificação das vibrações provenientes da combustão.

Na rotação de 1500 Santos *et al.* (2016) realizou um experimento com um trator agrícola onde o mesmo posicionou um acelerômetro abaixo do banco do motorista de um trator de plataforma acoplado a um escarificador, assim realizou escarificação com três rotações de trabalho 1600, 1900 e 2300 RPM, o autor menciona que para um melhor aproveitamento de combustível, pneus e menor impacto das vibrações no motorista é recomendável se utilizar da rotação de torque máximo do trator. Tendo em visto o modelo do atual trabalho na rotação de 1500 RPM temos torque máximo e as seguintes vibrações na faixa de análise.

Figura 28 - Espectro de frequência a 1500 RPM

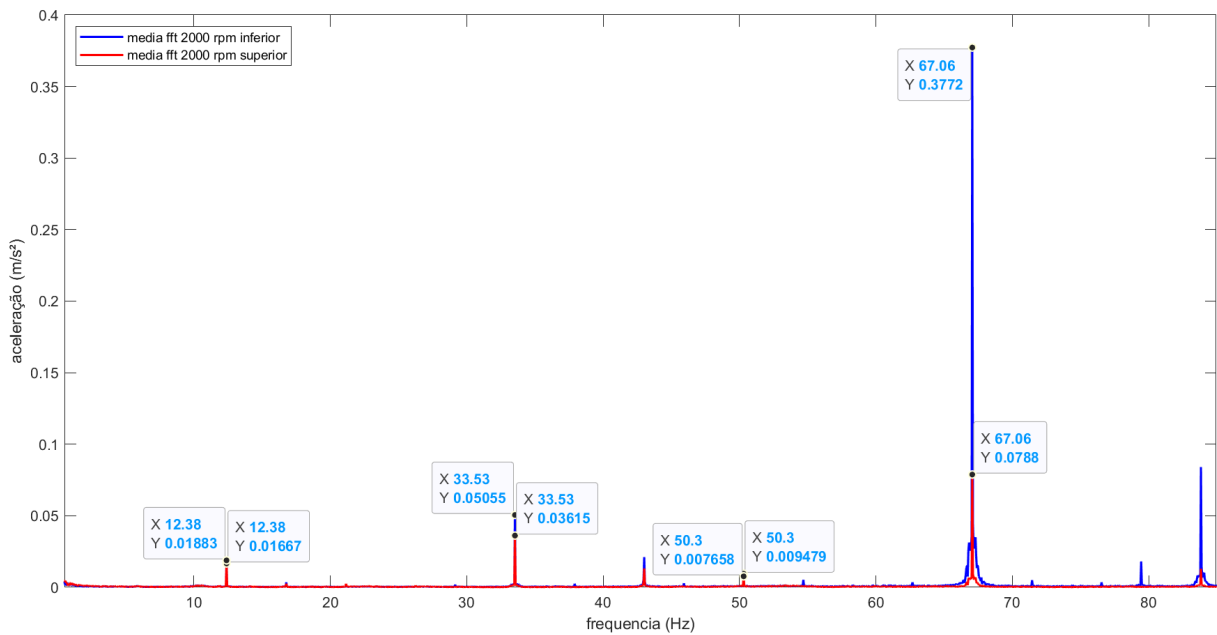


Fonte: Autor.

Na Figura 28 se observa baixo amortecimento da vibração fundamental do comando de válvulas e amplificação das frequências que provem da árvore de manivelas, terceiro harmônico do comando de válvulas e da combustão, sendo assim pode ser prejudicial para operação em um intervalo longo de trabalho para o operador. Entretanto para 1600 RPM apenas na frequência de rotação da árvore de manivelas a grande amplificação, sendo a amplitude de entrada apenas 16% em comparação com a amplitude de saída do coxim.

Em 1700 RPM apenas na frequência de combustão se obteve atenuação da amplitude da vibração de entrada do coxim. Já para 1800 Rotações do motor se obteve atenuação na frequência de combustão e terceiro harmônico do comando de válvulas, o que não ocorre em 1900 RPM onde há amplificação das vibrações no terceiro harmônico do comando de válvulas e na árvore de manivelas.

Figura 29 - Espectro de frequência a 2000 RPM



Fonte: Autor.

A Figura 29 nos apresenta o espectro de frequências na rotação de potência máxima indicada pela fabricante, nota-se que apenas no terceiro harmônico do comando de válvulas ocorreu uma pequena amplificação da amplitude do valor de entrada no coxim. Todavia, para 2100 RPM todas as vibrações fundamentais e harmônicas foram atenuadas. Para rotação máxima do trator de 2200 RPM nas frequências de 18.33 e 36.67 referentes ao comando de válvulas e árvore de manivelas há amplificação do valor de entrada no coxim.

Assim, como os estudos de Choi (2018), Rejab (2011) e Pinho (2012) foi identificado amplificação no espectro de frequência observável de 0 a 80 Hz como denota a ISO 2631-1 (1997), dentro do espectro é perceptível à amplificação de outras frequências independentes dos harmônicos esperados do motor de combustão interna, esses podem ser resultantes de desbalanceamento internos de partes mecânicas bem como partes danificadas, até ressonantes com outras partes

mecânicas. Pinho (2012) realizou um experimento com diferentes tipos de lastro, velocidades, relação massa/potência e profundidade de escarificação de um escarificador acoplado no trator a uma rotação fixa de 2200 RPM, o autor mostra baixa amortecimento da transmissibilidade de vibrações no intervalo de frequência de 1 a 80 Hz que corresponde a 59, 74 e 88%, respectivamente para os lastros metálicos total, parcial e líquido total.

Portanto para as vibrações que são oriundas do comando de válvulas apenas em 900, 1100, 1500, 1900, 2000, 2100 RPM foram atenuadas sendo em sua maior parte foram amplificadas, todavia são as que possuem menor amplitude, mas se encontram em uma região de frequências entre 7,5 e 20 Hz que podem causar náuseas e tonturas ao ser humano e entrar em ressonância com partes do corpo como pernas, pélvis e colina vertebral.

Para as vibrações que se originarias da árvore de manivelas apenas em 900, 1000, 2000 e 2100 RPM foram atenuadas na faixa de 15 a 38 Hz, de modo a entrar em ressonância com partes do corpo como cabeça, globos oculares, braços e está se encontra em amplificação na rotação de torque máximo do trator que é utilizada para diversos tipos de operação do veículo com implementos que são acoplados ao mesmo.

Para o terceiro harmônico do comando de válvulas ocorreu amplificação em 900, 1000, 1100, 1500, 1900, 2000 na faixa de 22.5 a 55 HZ, onde é importante ressaltar que está amplificando na rotação de torque e potência máxima do trator.

Já para a frequência de combustão que coincide com o segundo harmônico da árvore de manivelas que está no intervalo de 30 a 73.33 Hz foram obtidas amplificações apenas em 900, 1100, 1400 e 1500 RPM está faixa de frequências pode entrar em ressonância com globos oculares, braços, mãos e caixa torácica e está amplificada na rotação de torque máximo do veículo como a importância já foi ressaltada anteriormente.

Quadro 2 - Compilado de resultados

RPM	Comando de válvulas	Árvore de manivelas	3° comando de válvulas	Combustão	2° Combustão
900	Reduziu	Reduziu	Amplificou	Amplificou	Reduziu
1000	Amplificou	Reduziu	Amplificou	Reduziu	Reduziu
1100	Reduziu	Amplificou	Amplificou	Amplificou	Reduziu
1200	Amplificou	Amplificou	Reduziu	Reduziu	Reduziu
1300	Amplificou	Amplificou	Reduziu	Reduziu	NaN
1400	Amplificou	Amplificou	Reduziu	Amplificou	NaN
1500	Reduziu	Amplificou	Amplificou	Amplificou	NaN
1600	Amplificou	Amplificou	Reduziu	Reduziu	NaN
1700	Amplificou	Amplificou	Amplificou	Reduziu	NaN
1800	Amplificou	Amplificou	Reduziu	Reduziu	NaN
1900	Reduziu	Amplificou	Amplificou	Reduziu	NaN
2000	Reduziu	Reduziu	Amplificou	Reduziu	NaN
2100	Reduziu	Reduziu	Reduziu	Reduziu	NaN
2200	Amplificou	Amplificou	Reduziu	Reduziu	NaN

Para segunda ordem de combustão não ocorreu amplificação em nenhuma das rotações do trator, entretanto é importante ressaltar que está possui maior amplitude de vibração e deve-se sempre buscar reduzir ao máximo a vibração de entrada no coxim. O Quadro 2 - Compilado de resultadosQuadro 2 compila os resultados obtidos em cada rotação e componente do motor responsável pelas vibrações analisados.

5 CONCLUSÃO

Logo, com base nos ensaios realizados tendo em vista as respostas do espectro de frequências de 0 a 80 Hz como preconiza a ISO 2631-1 (1997) e a aceleração pela análise do valor eficaz e com base na bibliografia consultada e considerando as principais fontes de vibrações ressonantes com o corpo humano que são provenientes de características do motor, é conclusivo que o coxim não desempenha um papel de dissipador de vibrações com foco no conforto, percepção e saúde do operador. Ainda, atentando para as vibrações em rotações de maiores utilizações para o operador, como torque máximo e potência máxima se torna imprescindível que o projeto de coxinização seja revisitado, todavia com intuito de conforto e demais variáveis quanto a saúde do operador podem ser utilizadas rotações onde as vibrações sejam menos danosas.

Sendo assim, com avanço da tecnologia e o *downsizing* cada vez mais presente nos tratores é perceptível a importância do estudo de coxins tendo em vista que há um acréscimo na pressão interna dos cilindros do motor que por sua vez fornece mais energia para as combustões e por consequência para as vibrações oriundas do motor. Deste modo, pensando em vibrações provenientes do motor de um trator agrícola, na faixa de frequências prejudiciais ao operador, o projeto de coxim deve ser realizado com centro em diferentes configurações de motor, seja com diferentes números de cilindros ou variada configuração mecânica. Para assim, o trator seja adequado não somente a seus afazeres mas também para um longo período de operação.

REFERÊNCIAS

- ALONÇO, A. S. **Metodologia de projeto para a concepção de máquinas agrícolas seguras**. 2004. 221 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
- BARBETTI, M. R. S. **Estudo comparativo entre coxim hidráulico e coxim elastomérico, aplicados ao sistema de apoio do motor automotivo**, 2005 Dissertação (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- BEVELACQUA, P. J. Fourier Transform. TheFourierTransform.com, 2010. Disponível em: < <https://www.thefouriertransform.com/> >, Acesso em: 04 de Janeiro de 2023.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. 2. ed. São Paulo, SP: Blucher, 2018.
- CHOI, Kyujeong et al. **Experimental study of the dynamic characteristics of rubber mounts for agricultural tractor cabin**. Journal of Biosystems Engineering, v. 43, n. 4, p. 255-262, 2018.
- SANTOS, Diego Weslly Ferreira Do Nascimento et al. **Parâmetros ergonômicos e operacionais de um conjunto trator-escarificador em função da rotação do motor e pressão interna dos pneus**. Revista de Ciências Agrárias Amazonian Journal of Agricultural and Environmental Sciences, v. 59, n. 4, p. 401-408, 2016.
- FRANCHINI, D. **Análise do nível de vibrações verticais no assento de um trator agrícola**. 2007. 138 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2007.
- FUNDACENTRO, Norma de Higiene Ocupacional — Procedimento Técnico — **Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibrações de Corpo Inteiro** — NHO 09. São Paulo. 2013.
- HERZOG, Daniela. **Parâmetros de projeto e desempenho de tratores agrícolas a partir do banco mundial de ensaio**. Tese (Mestrado em engenharia agrícola) - Centro de Ciências Rurais, Universidade Federal de Santa Maria, RS.
- NR 15 - NORMA Regulamentadora de Atividades e Operações insalubres: de 09/12/2011.Out de 2020. Disponível em: < <http://portal.mte.gov.br/legislacao/norma-regulamentadora-n-15-1.html> > Acesso em 30 de Nov de 2022.
- INMAN, Daniel J., **Engineering Vibrations**. 4ª Edição. Estados Unidos da América: Pearson, 2014.

ISO 2631-1 (1997) **Mechanical vibration and shock– evaluation of human exposure to whole-body vibration– Part 1: General Requirements.** International Organization for Standardization, Geneva.

KELLY, S. G. **Vibrações Mecânicas: teoria e aplicações**, 1ª ed, Cengage, 2017.

MIN-SOO, P. A. R. K. et al. **Health risk evaluation of whole-body vibration by ISO 2631-5 and ISO 2631-1 for operators of agricultural tractors and recreational vehicles.** *Industrial health*, v. 51, n. 3, p. 364-370, 2013.

OLIVEIRA, P. A. C. A. **Modelagem da Dinâmica Vertical de Coxins Elastoméricos de Motor através de Método de Redes Neurais.** 2011. 187 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

Operador de máquinas: Aplicação das regras dos motoristas profissionais empregados. **ACI.** Agosto de 2015. Disponível em: < [https://www.acinh.com.br/noticia/operadores-de-maquinas-aplicacao-das-regras-dos-motoristas-profissionais-empregados#:~:text=Assim%20a%20partir%20de%2030,4%20\(quatro\)%20horas%20extraordin%C3%A1rias.>](https://www.acinh.com.br/noticia/operadores-de-maquinas-aplicacao-das-regras-dos-motoristas-profissionais-empregados#:~:text=Assim%20a%20partir%20de%2030,4%20(quatro)%20horas%20extraordin%C3%A1rias.>) Acesso em 19 de Set de 2022.

pib-agro/cepea: pib do agro cresce 8,36% em 2021; participação no pib brasileiro chega a 27,4%, **CEPEA**, 2021. Disponível em: < <https://www.cepea.esalq.usp.br/br/releases/pib-agro-cepea-pib-do-agro-cresce-8-36-em-2021-participacao-no-pib-brasileiro-chega-a-27-4.aspx#:~:text=Diante%20do%20bom%20desempenho%20do,52%2C63%25%2C%20respectivamente.>> Acesso em 19 de Set de 2022.

PINHO, Marivan da Silva. **Vibrações em um trator agrícola cabinado: Magnitude das acelerações no assento e transmissibilidade através do coxim.** 2012. Tese (Doutorado em engenharia agrícola) – Centro de Ciências Rurais, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, 2012. Disponível em: <https://repositorio.ufsm.br/bitstream/handle/1/3606/PINHO%2c%20MARIVAN%20DA%20SILVA.pdf?sequence=1&isAllowed=y> . Acesso em: 20 de Set. 2022.

QUINTAS, J. P. R. **Metodologia para avaliação de ruído e vibração no corpo humano em navios de transporte de cargas perigosas.** Tese de doutorado em engenharia. Porto Alegre: UFRGS, 2010.

RAO, Singiresu. **Vibrações mecânicas.** 4. ed. São Paulo, SP. Pearson, 2008.

REJAB, MN Arib *et al.* **Evaluation of the effectiveness of elastomeric mount using vibration power flow and transmissibility methods.** In: Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing, 2017. p. 012034.

SCHLOSSER, Fernando et al. Comparativo de tratores 105cv a 115cv comercializados no Brasil. **Cultivar Máquinas.** Dez. 2019. Disponível em: < <https://revistacultivar.com.br/artigos/comparativo-de-tratores-105cv-a-115cv-comercializados-no-brasil>> Acesso em 19 de Set de 2022.

SCHLOSSER, José Fernando, et al. "**Motores de tratores agrícolas na perspectiva da Agricultura 4.0.**" Revista Ciência Agronômica 51 (2021).

SILVA, Rui Corrêa da. **Máquinas e equipamentos agrícolas.** São Paulo: Érica, 2014.

SOUZA, Gustavo Furtado. **Análise do funcionamento de motores Diesel utilizando wavelets.** 2011. Tese (Mestrado em Engenharia Automobilística) – Universidade Estadual de Campinas. Campinas,SP, 2011.

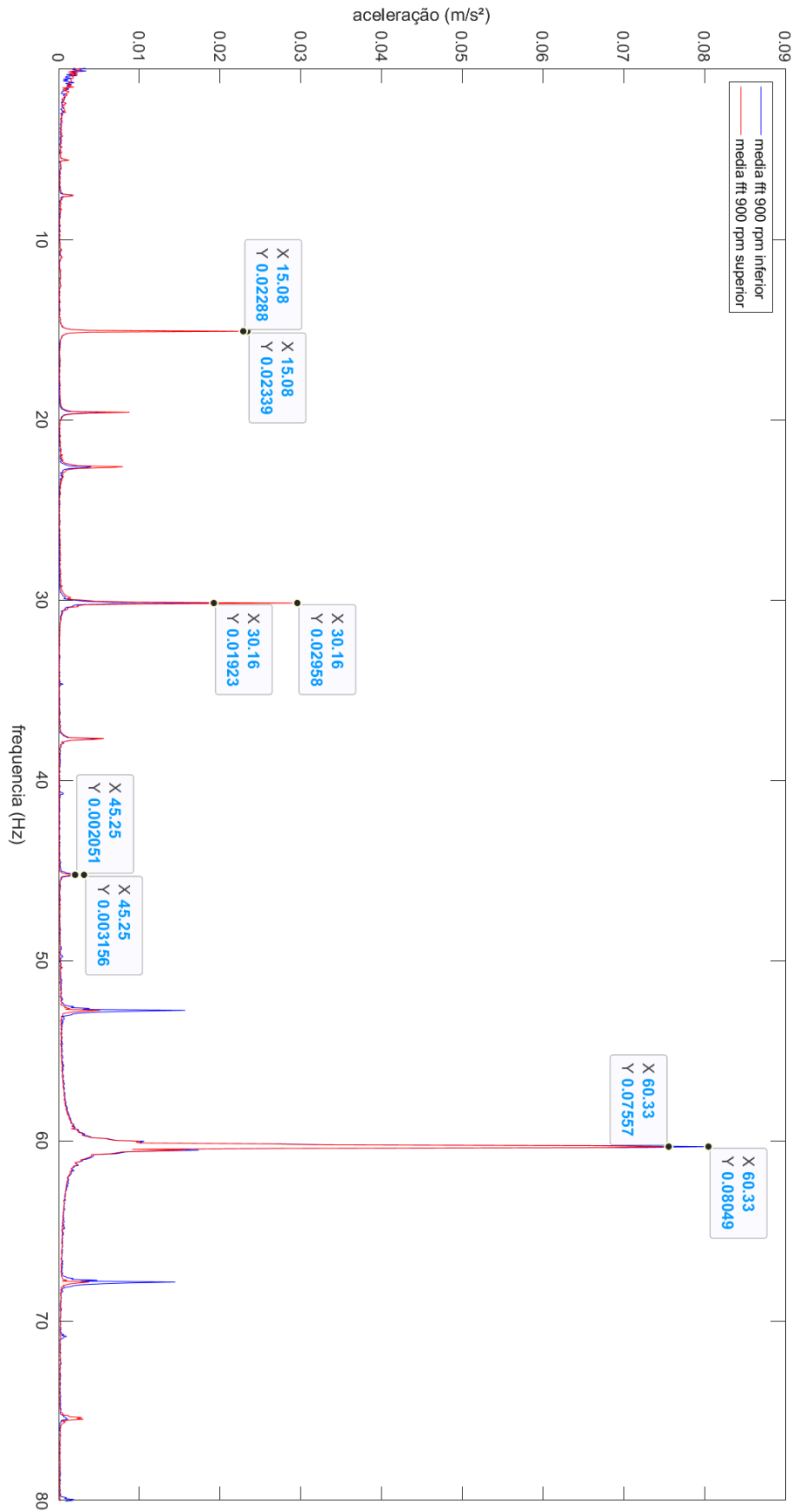
SURYANARAYANA, A. N. O. O. P. "**Engine dynamics and torsion vibration reduction.**" M. Sc. diss., Chalmers, Göteborg (2015).

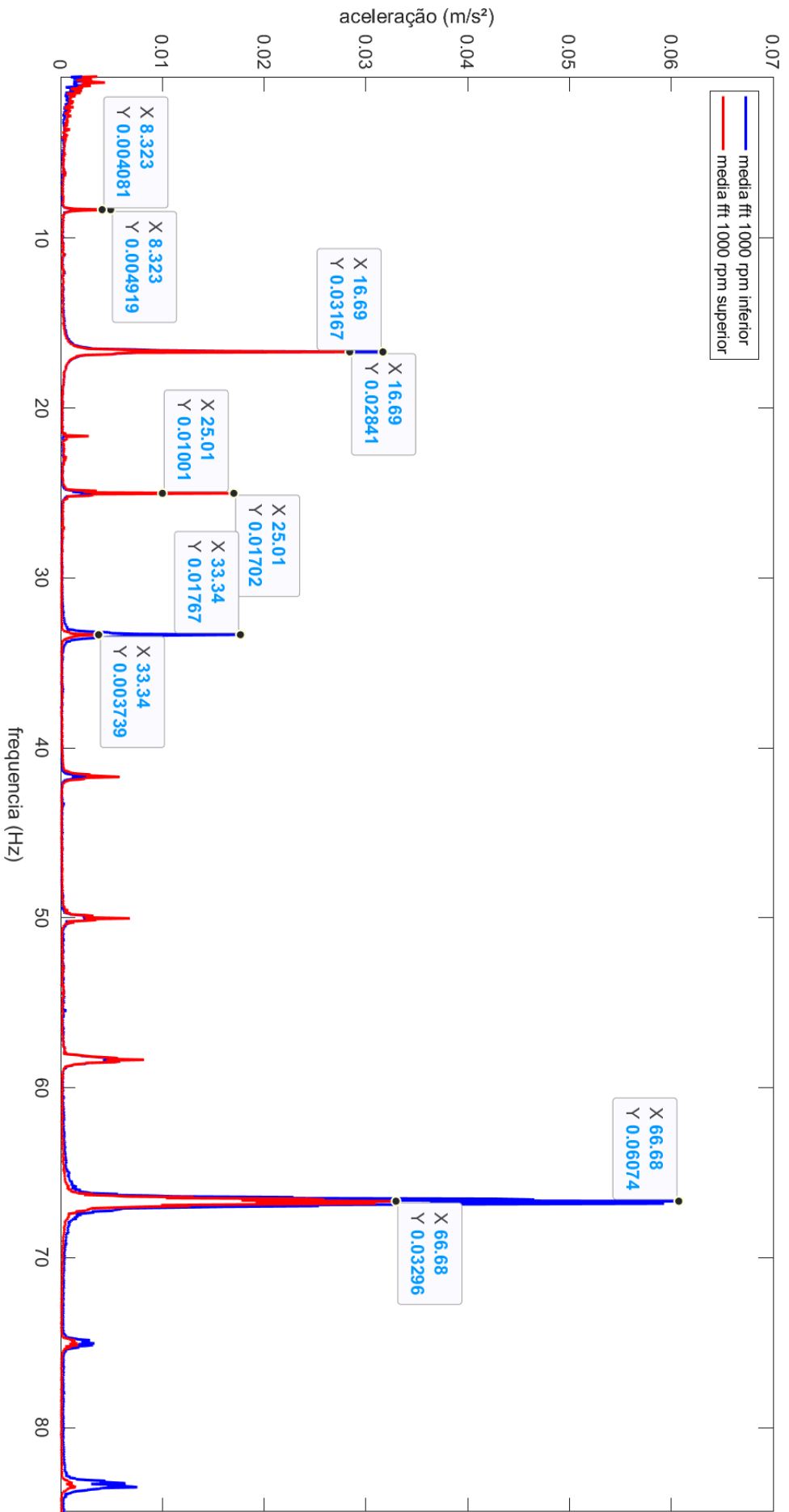
Varella, C.A.A. **Introdução ao estudo de tratores agrícolas.** Rio de Janeiro: Departamento de Engenharia, Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro, RJ.12 p. (Caderno didático).

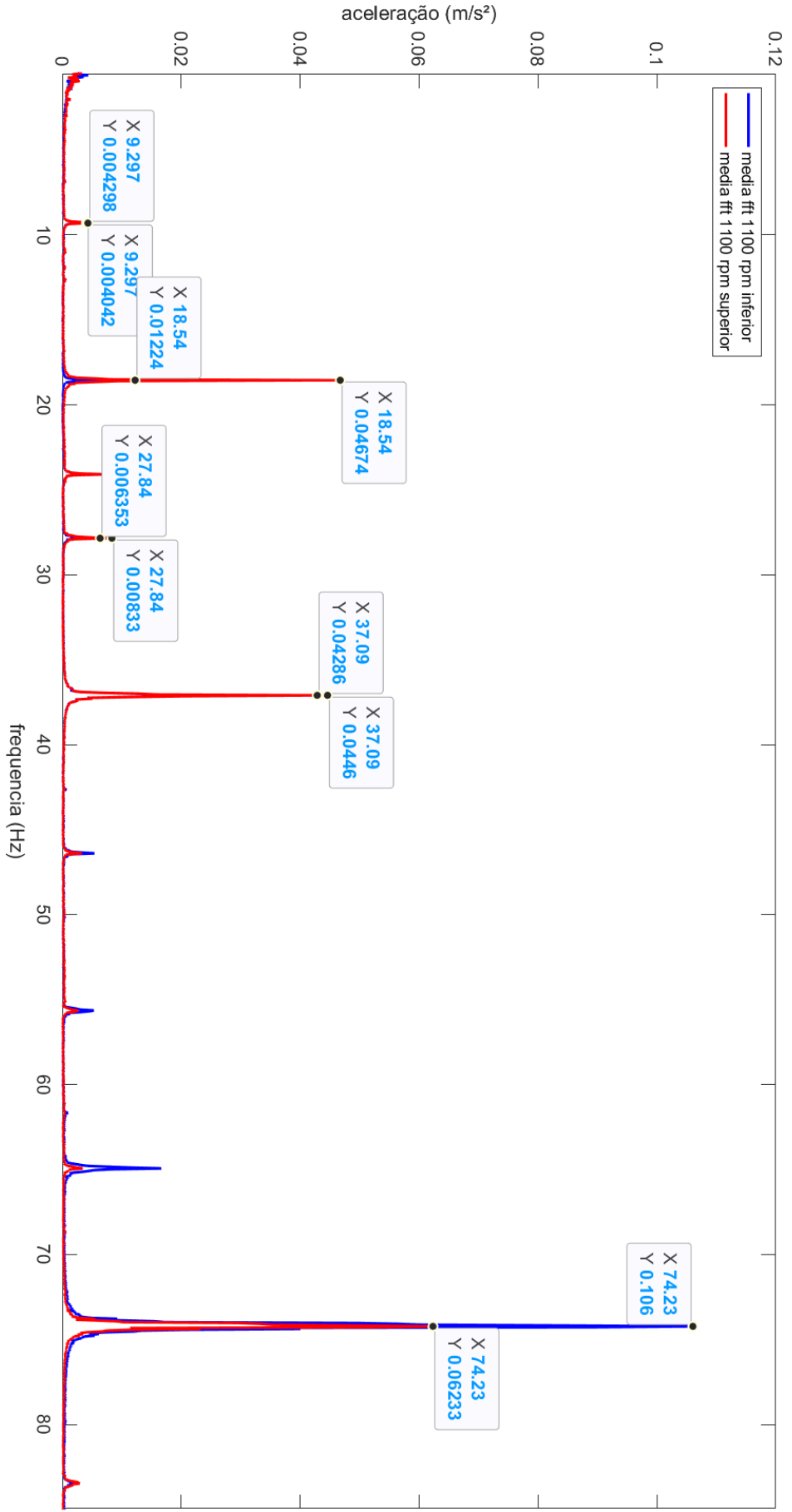
Venda de máquinas cresce 26,5% nos primeiros 7 meses de 2022, diz Anfavea. **Canal Rural.** 2022. Disponível em <<https://www.canalrural.com.br/noticias/economia/venda-de-maquinas-cresce-265-nos-primeiros-7-meses-de-2022-diz-anfavea/>> Acesso em 20 de Set de 2022.

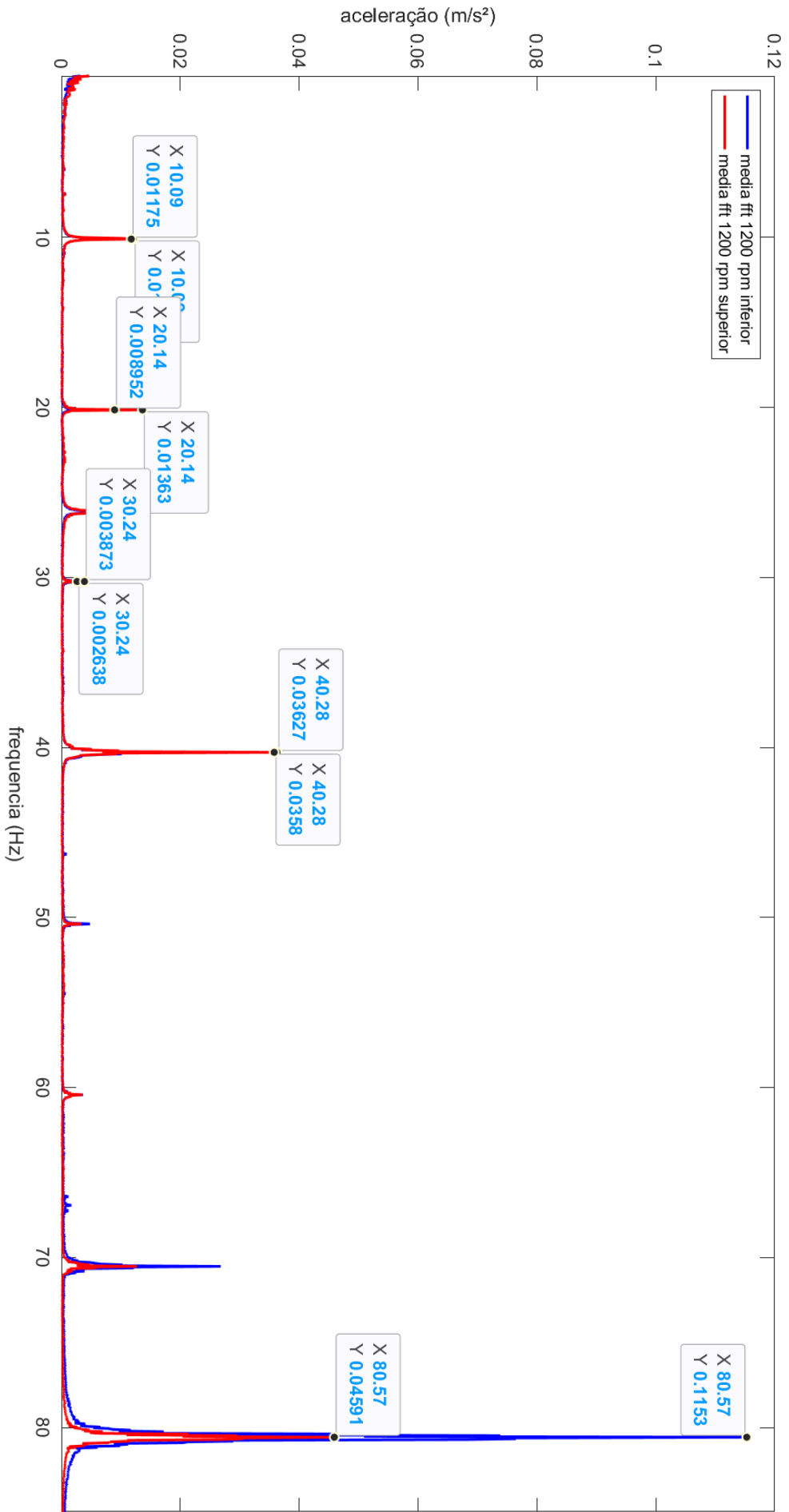
VILLALVA, Sergio Gradella; BITTENCOURT, Marco Lúcio; ZAMPIERI, Paulo Roberto. Methodology for automotive crankshaft design using analytical and flexible models. SAE Technical Paper, 2013.

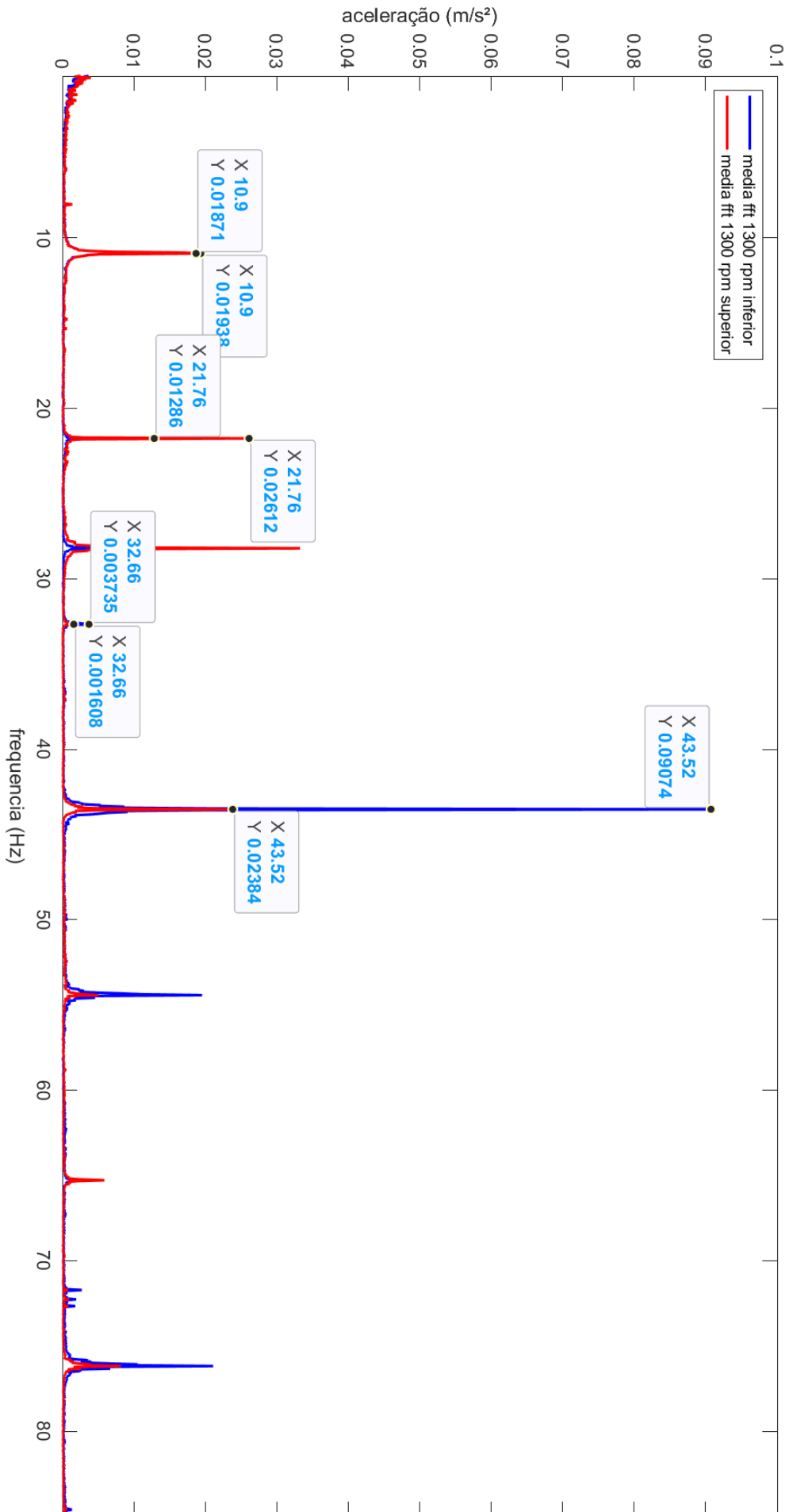
APÊNDICE A – GRÁFICOS DAS FFTS

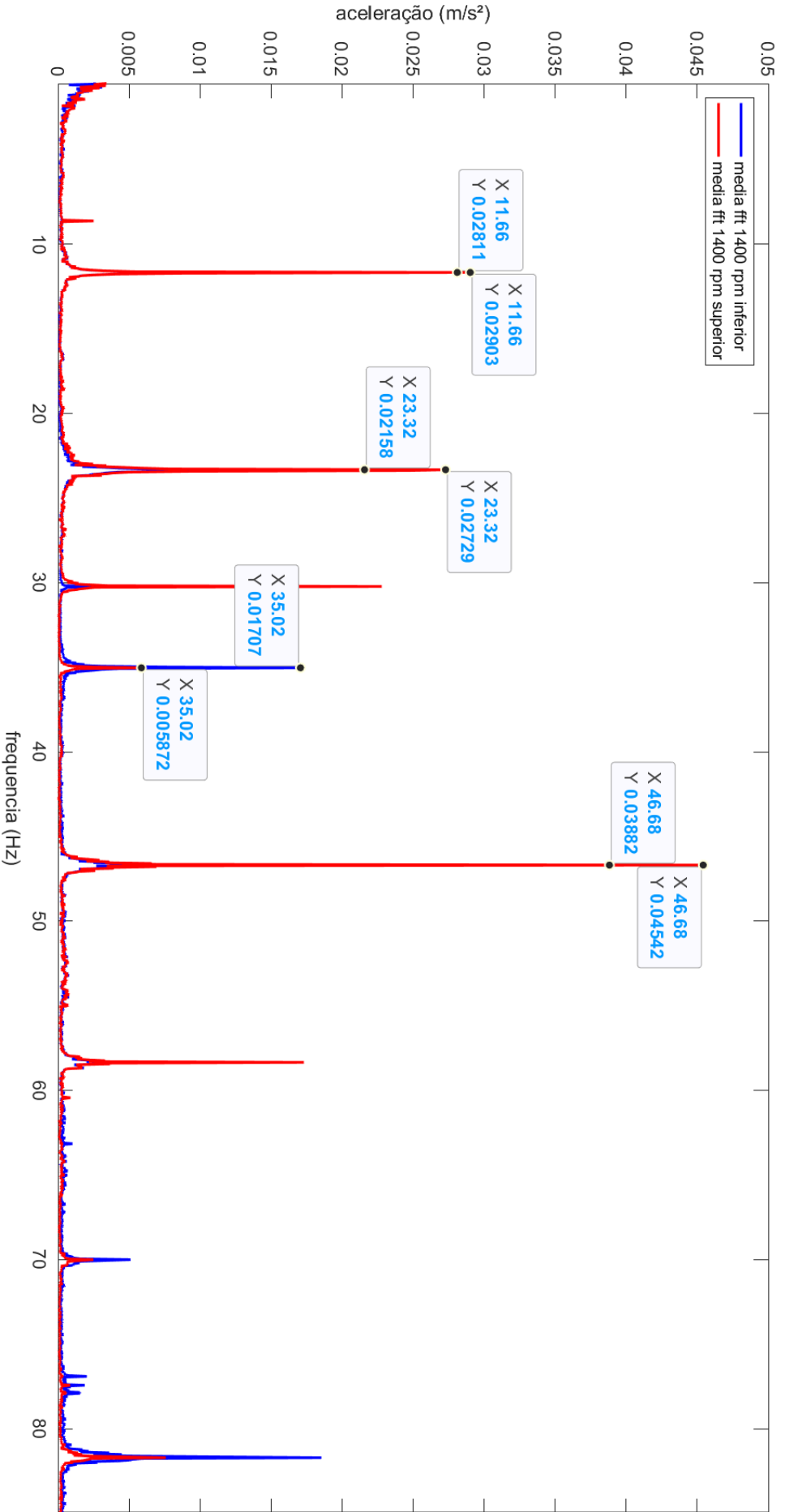


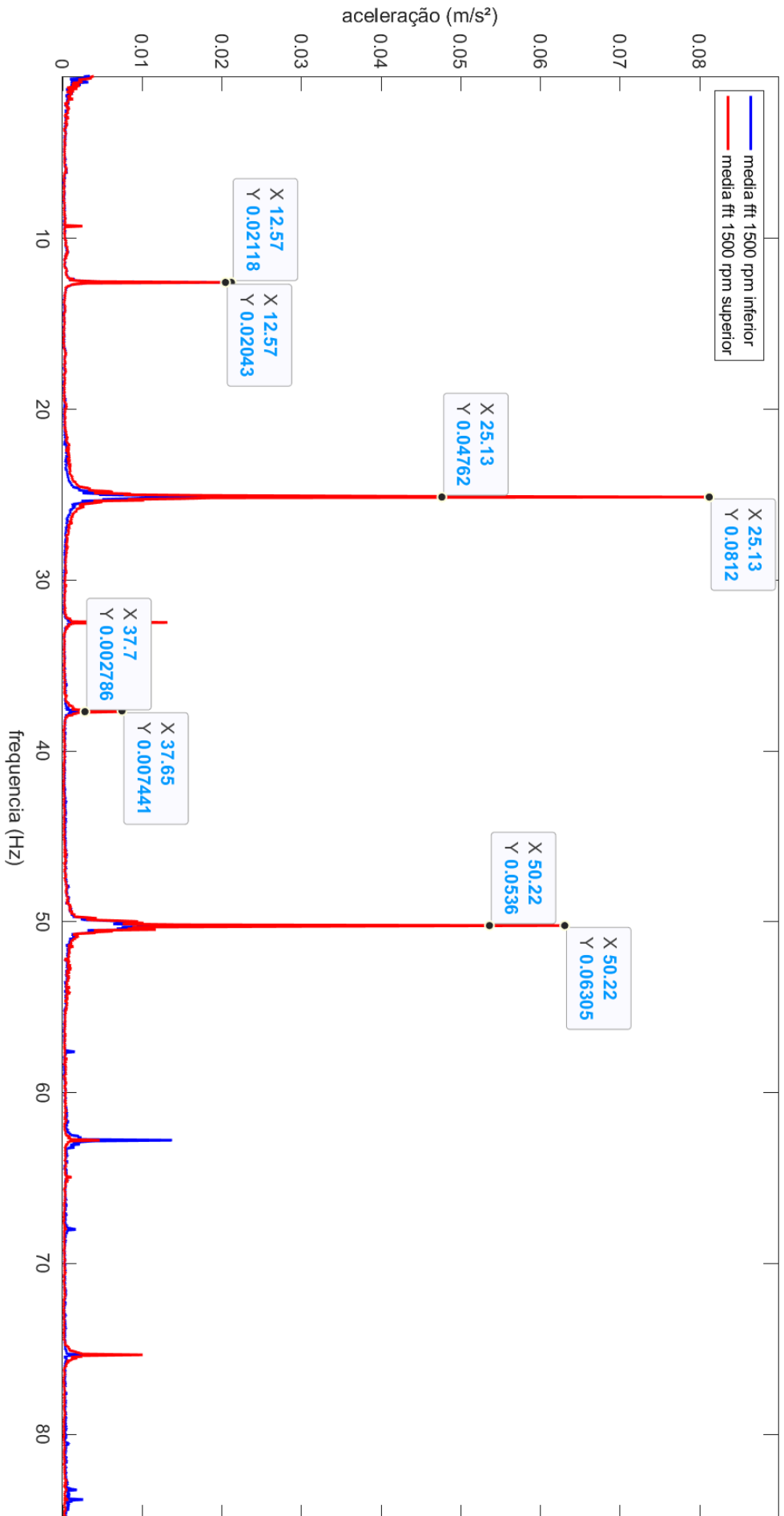


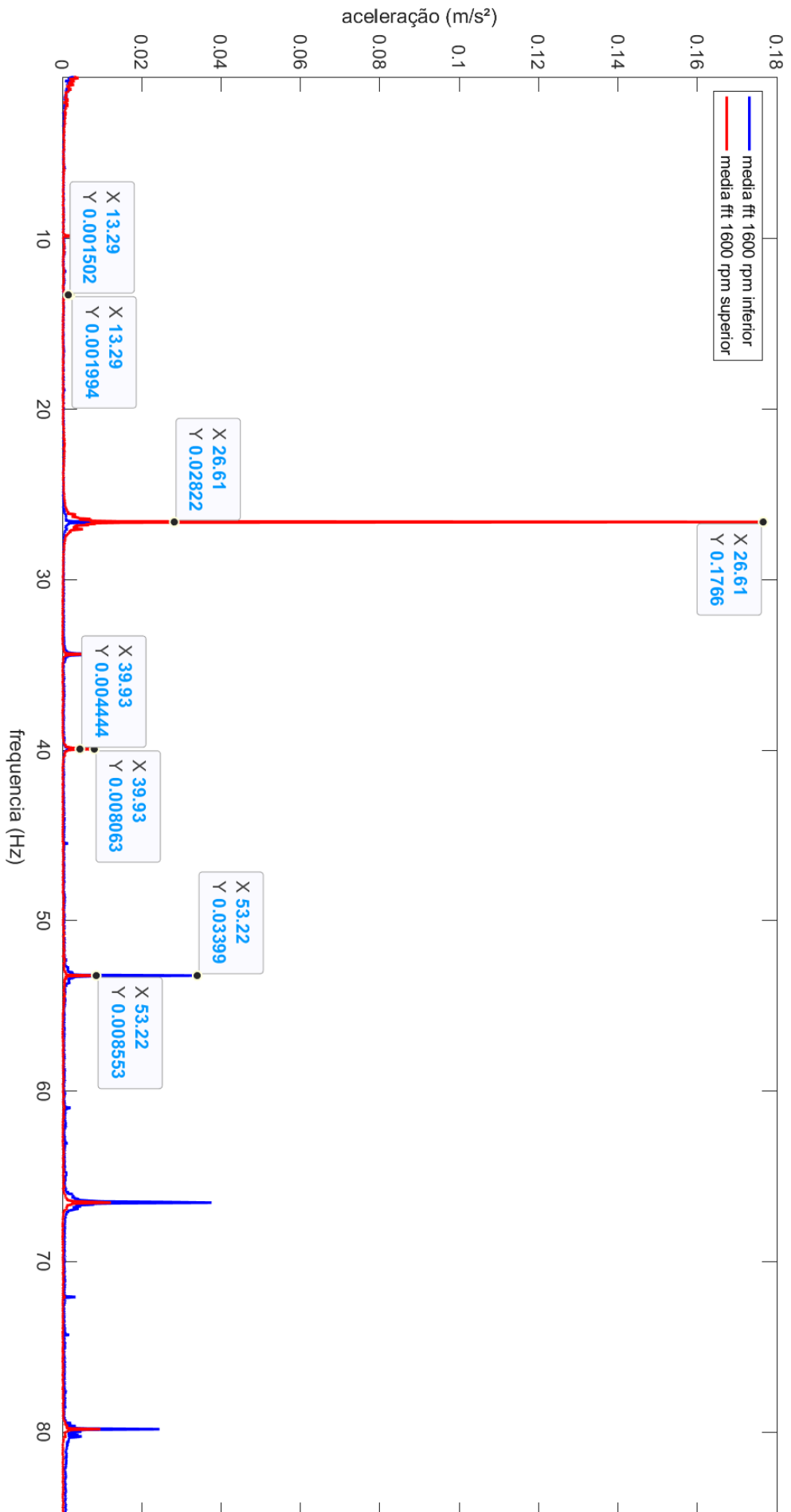


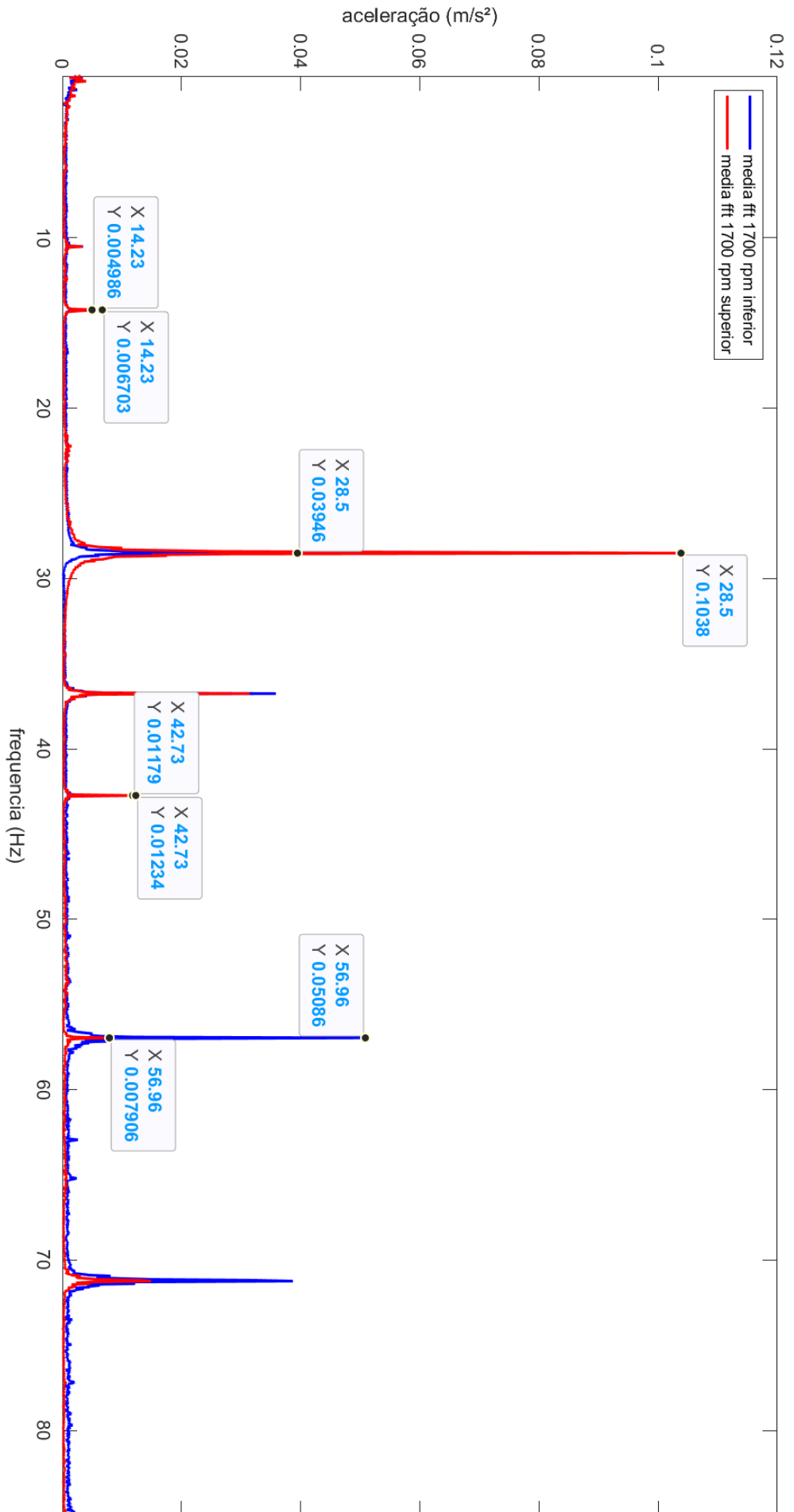


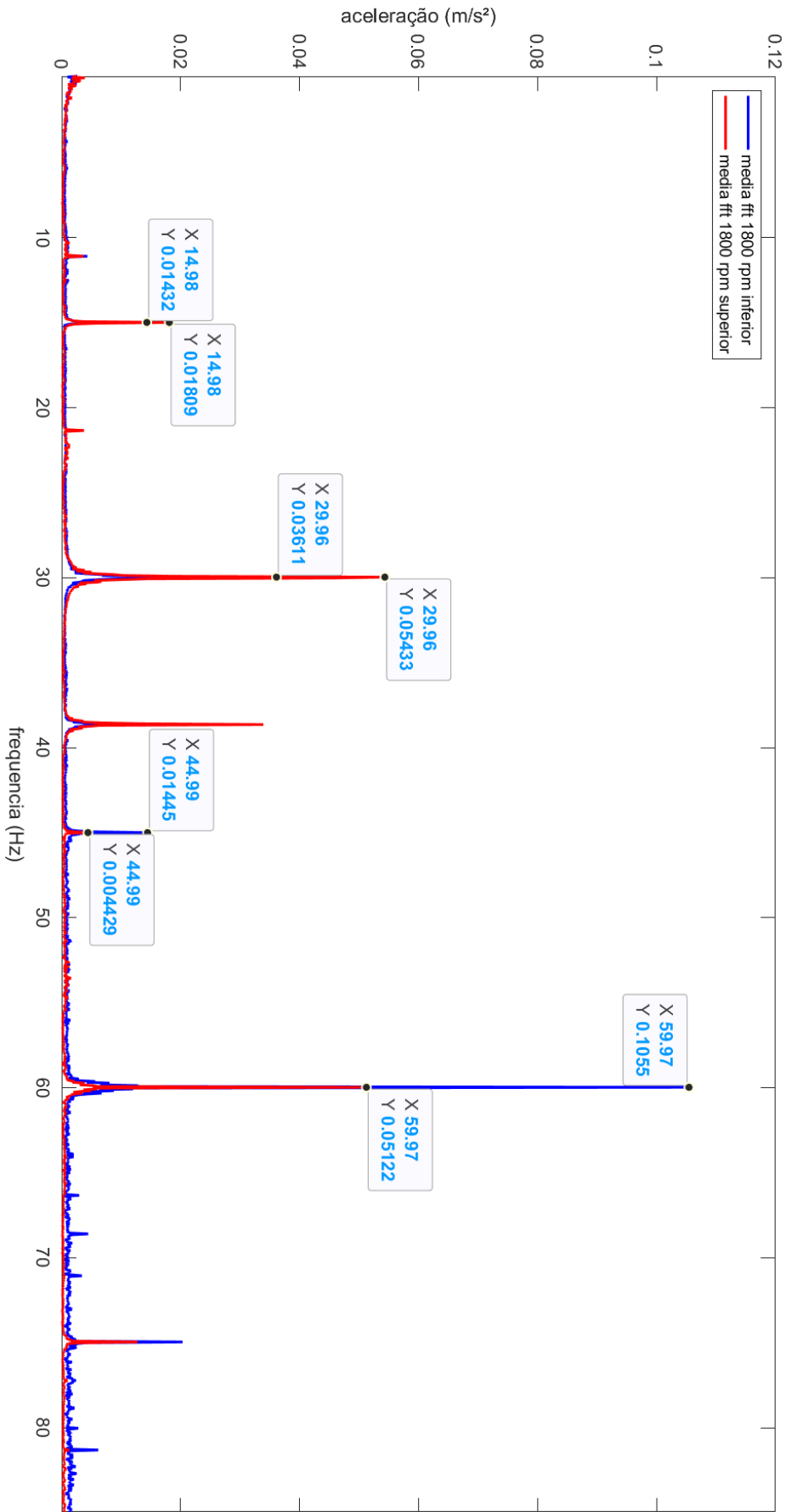


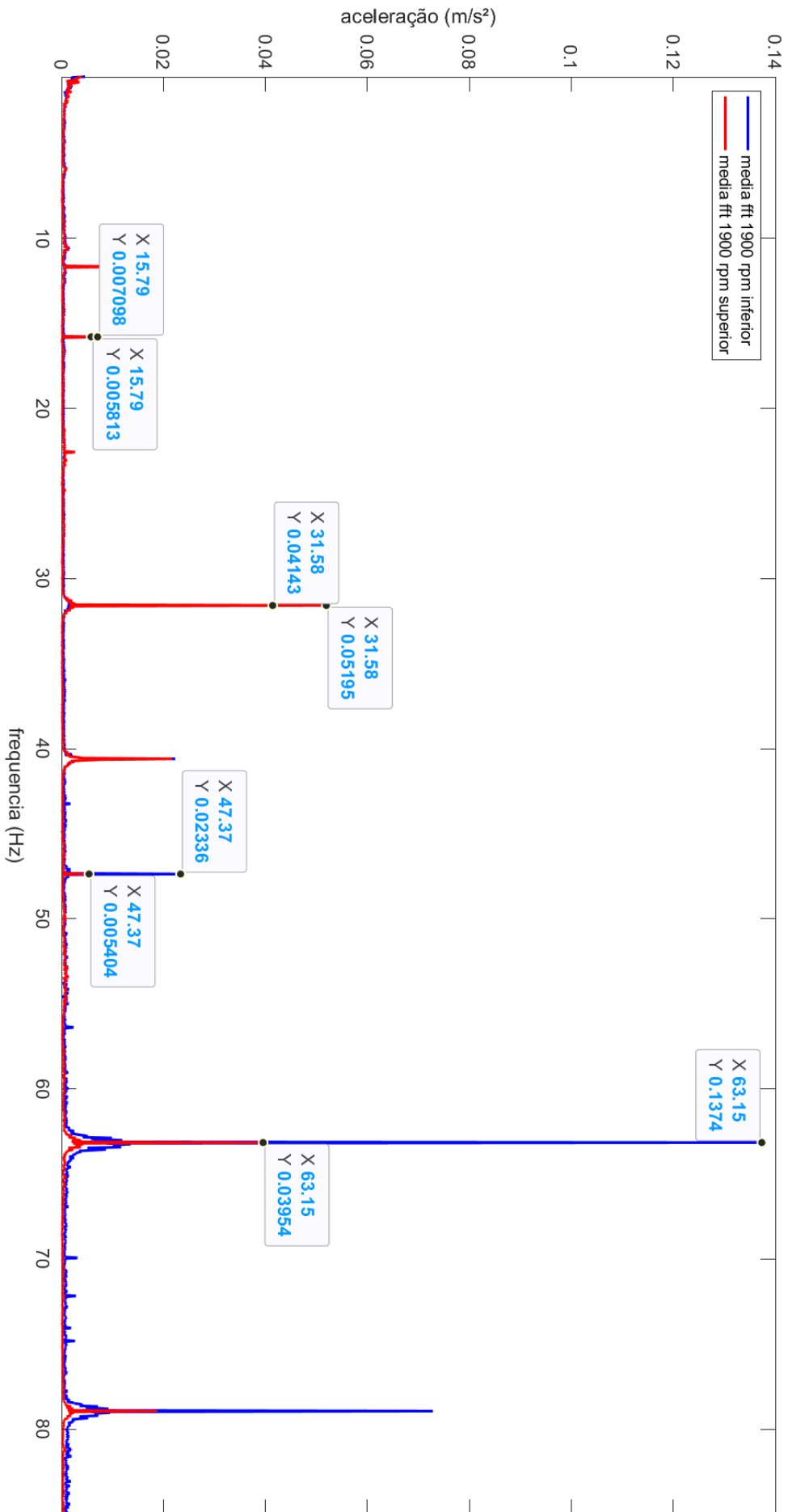


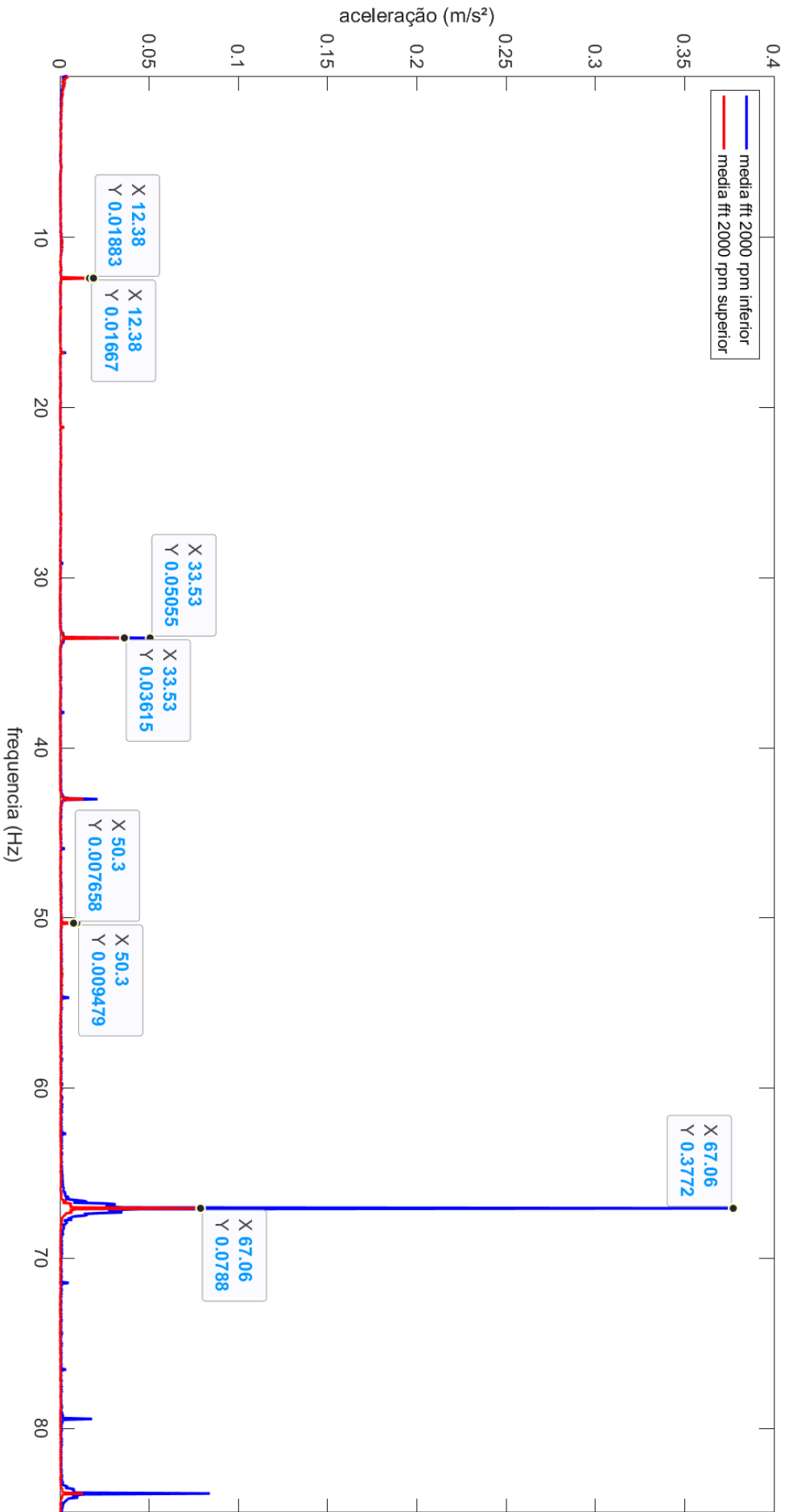


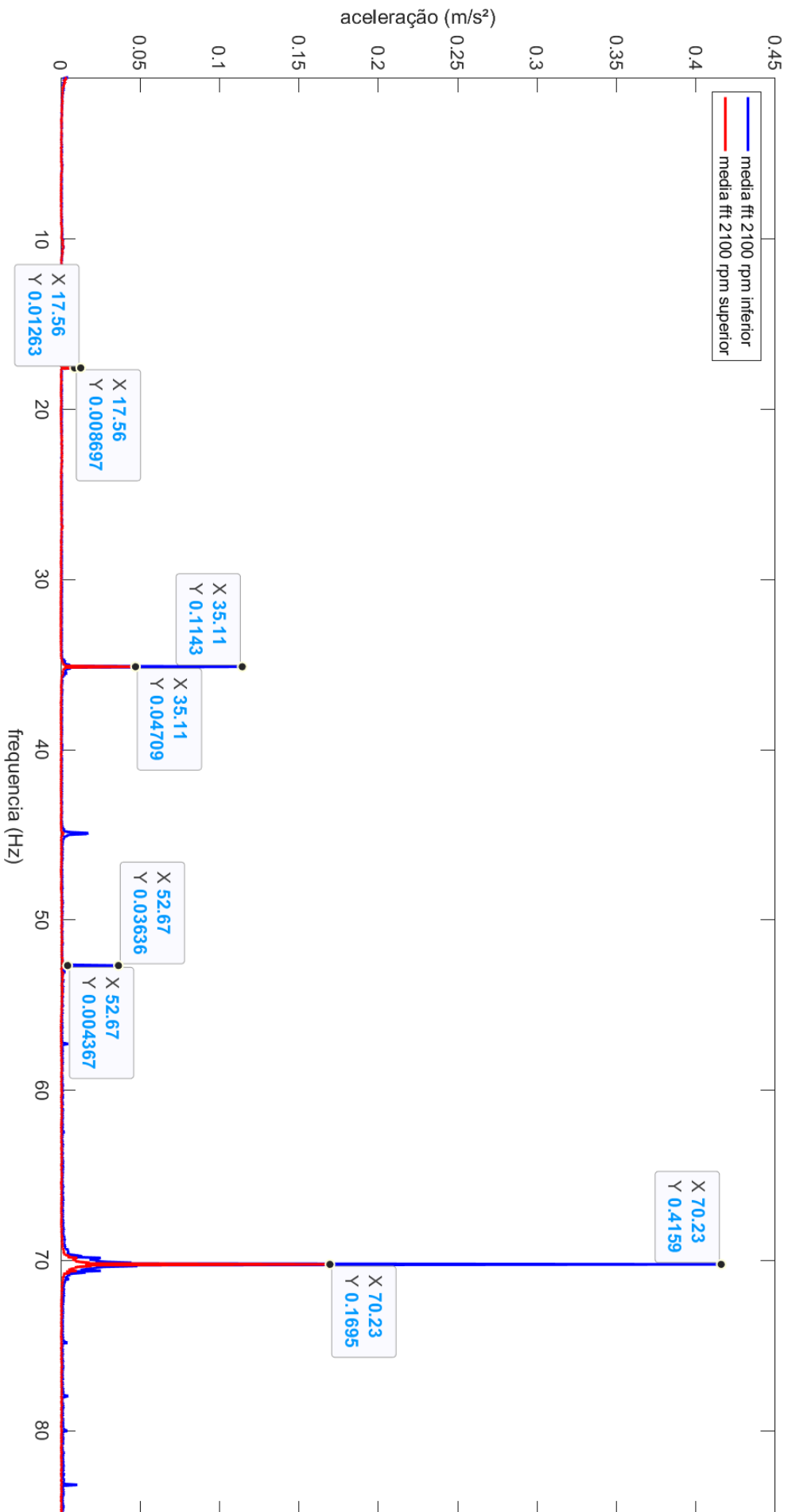


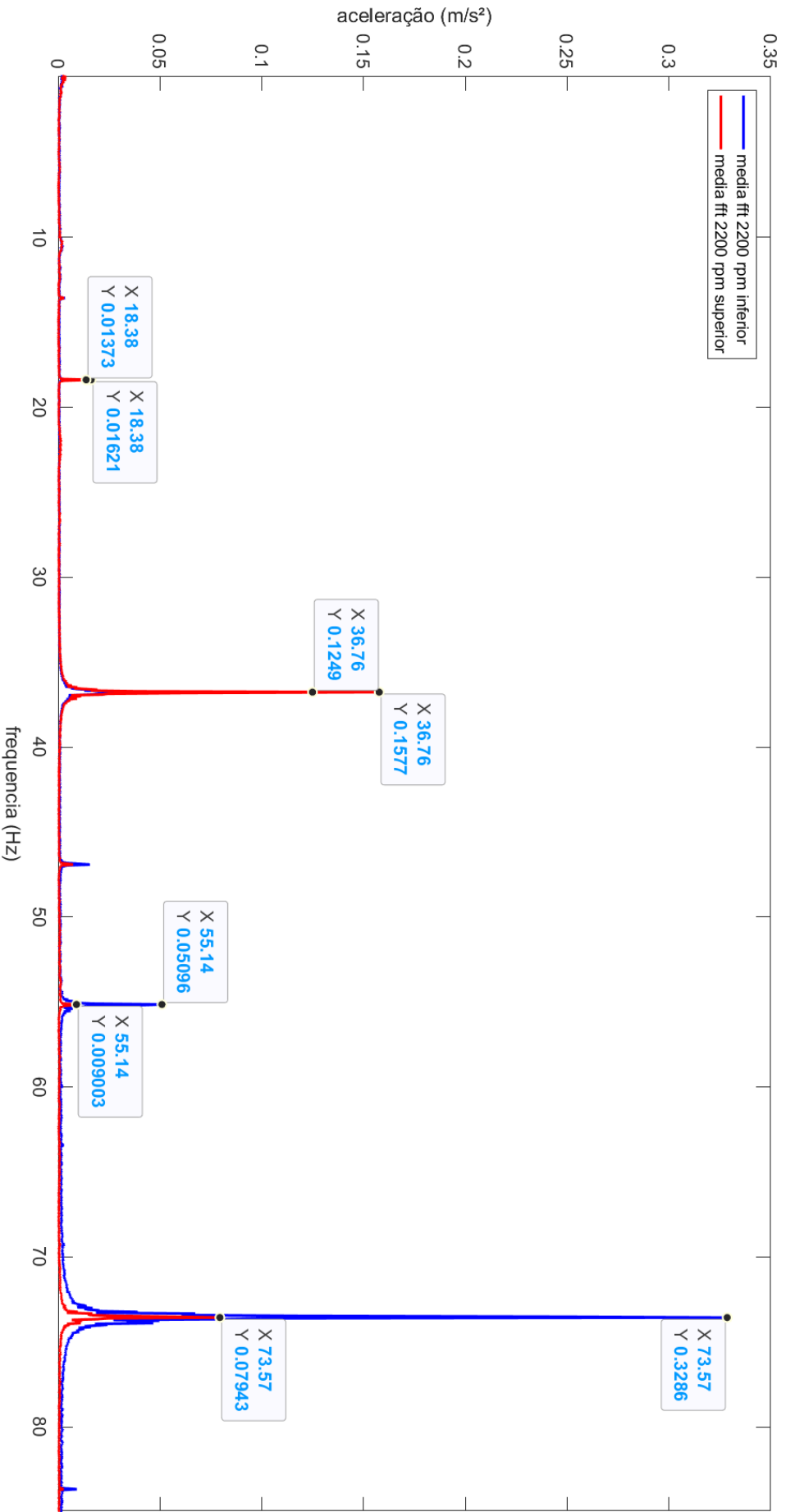












APÊNDICE B – QUADRO DA RESULTANTE DE FREQUÊNCIAS

Hz	7.5	15	22.5	30	60
900 rpm					
Superior (m/s ²)	0.001644	0.02288	0.007982	0.02958	0.07557
Inferior (m/s ²)	0.001811	0.02339	0.004044	0.01923	0.08049
Hz	8.33	16.67	25	33.33	66.67
1000 rpm					
Superior (m/s ²)	0.004919	0.02841	0.01702	0.003739	0.03296
Inferior (m/s ²)	0.004081	0.03167	0.01001	0.01767	0.06074
Hz	9.17	18.33	27.5	36.67	73.33
1100 rpm					
Superior (m/s ²)	0.004042	0.04674	0.00833	0.0446	0.06233
Inferior (m/s ²)	0.004298	0.01224	0.006353	0.04286	0.106
Hz	10	20	30	40	80
1200 rpm					
Superior (m/s ²)	0.01211	0.01363	0.002638	0.0358	0.04591
Inferior (m/s ²)	0.01175	0.008952	0.003873	0.03627	0.1153
Hz	10.83	21.67	32.5	43.33	86.67
1300 rpm					
Superior (m/s ²)	0.01938	0.02612	0.001608	0.02384	-
Inferior (m/s ²)	0.01871	0.01286	0.003735	0.09074	-
Hz	11.67	23.33	35	46.67	93.33
1400 rpm					
Superior (m/s ²)	0.02903	0.02729	0.005872	0.04542	-
Inferior (m/s ²)	0.02811	0.02158	0.01707	0.03882	-
Hz	12.5	25	37.5	50	100
1500 rpm					
Superior	0.02043	0.0812	0.007441	0.06305	-
Inferior	0.02118	0.04762	0.002786	0.0536	-

Hz	13.33	26.67	40	53.33	106.67
1600 rpm					
Superior (m/s ²)	0.001994	0.1766	0.009626	0.008553	-
Inferior (m/s ²)	0.001502	0.02822	0.02451	0.03399	-
Hz	14.17	28.33	42.5	56.67	113.33
1700 rpm					
Superior (m/s ²)	0.006703	0.1038	0.01234	0.007906	-
Inferior (m/s ²)	0.004986	0.03946	0.01179	0.05086	-
Hz	15	30	45	60	120
1800 rpm					
Superior (m/s ²)	0.01809	0.05433	0.004429	0.05122	-
Inferior (m/s ²)	0.01432	0.03611	0.0145	0.1055	-
Hz	15.83	31.67	47.5	63.33	126.67
1900 rpm					
Superior (m/s ²)	0.005813	0.05195	0.005404	0.03954	
Inferior (m/s ²)	0.007089	0.04143	0.002336	0.1374	
Hz	16.67	33.33	50	66.67	133.33
2000 rpm					
Superior (m/s ²)	0.01667	0.03615	0.009479	0.0788	
Inferior (m/s ²)	0.01883	0.05055	0.007658	0.3772	
Hz	17.5	35	52.5	70	140
2100 rpm					
Superior (m/s ²)	0.008697	0.04709	0.004367	0.1695	-
Inferior (m/s ²)	0.01263	0.1143	0.03636	0.4159	-
Hz	18.33	36.67	55	73.33	146.67
2200 rpm					
Superior (m/s ²)	0.01621	0.1577	0.009003	0.07943	
Inferior (m/s ²)	0.01373	0.1249	0.0596	0.3286	