

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá**

GABRIEL DUPONT DIAS

**ANÁLISE EXPERIMENTAL COMPARATIVA DE MÉTODOS DE EXCITAÇÃO NA
RESPOSTA DINÂMICA DE COXINS DE MOTOR AUTOMOTIVO**

Guaratinguetá - SP
2025



GABRIEL DUPONT DIAS

**ANÁLISE EXPERIMENTAL COMPARATIVA DE MÉTODOS DE EXCITAÇÃO NA
RESPOSTA DINÂMICA DE COXINS DE MOTOR AUTOMOTIVO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Universidade Estadual Paulista (UNESP),
Faculdade de Engenharia e Ciências - Campus
de Guaratinguetá, para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador (a): Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias

Guaratinguetá - SP
2025

D541a	<p>Dias, Gabriel Dupont</p> <p>Análise experimental comparativa de métodos de excitação na resposta dinâmica de coxins de motor automotivo / Gabriel Dupont Dias - Guaratinguetá, 2025. 70 f : il. Bibliografia: f. 68-70</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá, 2025.</p> <p>Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias</p> <p>1. Vibração. 2. Automóveis - Motores. 3. Motores elétricos - Testes. I. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU 534.1</p>
-------	---

Luciana Máximo
Bibliotecária/CRB-8 3595


GABRIEL DUPONT DIAS

**ANÁLISE EXPERIMENTAL COMPARATIVA DE MÉTODOS DE EXCITAÇÃO NA
RESPOSTA DINÂMICA DE COXINS DE MOTOR AUTOMOTIVO**


Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Estadual Paulista (UNESP),
Faculdade de Engenharia e Ciências - Campus de Guaratinguetá, para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Data da defesa: 11/11/2025


Banca Examinadora:

Documento assinado digitalmente
 **MAURO HUGO MATHIAS**
Data: 09/12/2025 17:57:55-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias
UNESP - Faculdade de Engenharia e Ciências - Campus de Guaratinguetá

Documento assinado digitalmente
 **ANTONIO DOS REIS DE FARIA NETO**
Data: 08/12/2025 13:51:06-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Antônio dos Reis de Faria Neto
UNESP - Faculdade de Engenharia e Ciências - Campus de Guaratinguetá

Documento assinado digitalmente
 **JOSE ELIAS TOMAZINI**
Data: 05/12/2025 08:20:46-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. José Elias Tomazini
UNESP - Faculdade de Engenharia e Ciências - Campus de Guaratinguetá

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço à minha família, em especial aos meus pais, Joemil e Patrícia, que desde sempre me apoiaram e acreditaram em mim, por todos os conselhos e valores que me passaram.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Mauro Hugo, pela orientação, paciência e dedicação durante o desenvolvimento deste trabalho.

A todos os meus professores — da faculdade, do Senai e da escola — por todo o conhecimento e vivências compartilhados, que ajudaram a moldar a pessoa que sou hoje.

Aos meus colegas e amigos, que durante toda a vida tornaram essa caminhada, por muitas vezes difícil, mais leve.

Aos meus colegas da empresa Vibracoustic, em especial Adriano, Fernando e Wilton, pela oportunidade de crescer e aprender durante este período, além de contribuírem diretamente para a realização deste trabalho no tema escolhido.

A todos que, de alguma forma, contribuíram para esta conquista, deixo aqui o meu sincero agradecimento.

“Só sabemos com exatidão quando sabemos pouco; à medida que vamos adquirindo conhecimento, instala-se a dúvida.”

Goethe

RESUMO

O presente trabalho compara experimentalmente diferentes conceitos e métodos de excitação aplicados à análise dinâmica de coxins de motor, motivado pelo aumento das exigências associadas a componentes veiculares e aos aspectos de NVH (*Noise, Vibration and Harshness*). A metodologia compreendeu fundamentação teórica, ensaios experimentais e análise dos resultados, realizados nas instalações da empresa Vibracoustic com seus equipamentos disponíveis, incluindo testes de rigidez dinâmica e funções resposta em frequência (FRFs) por excitação controlada em máquina de ensaios e impacto por martelo, sob diferentes condições de fixação. Os resultados indicaram que, embora os métodos sejam equivalentes em princípio, surgem discrepâncias relacionadas ao setup experimental; a análise comparativa permitiu identificar frequências naturais, avaliar a influência das condições de montagem e estabelecer recomendações para procedimentos de medição mais confiáveis em laboratórios de teste.

PALAVRAS-CHAVE: Coxim; Frequência natural; Vibração; FRF; NVH.

ABSTRACT

This study experimentally compares different excitation methods applied to the dynamic analysis of engine mounts, motivated by the increasing performance requirements of automotive components and NVH (Noise, Vibration and Harshness) characteristics. The methodology comprised theoretical background, experimental tests, and results analysis, conducted at Vibracoustic facilities using their available equipment, including dynamic stiffness measurements and frequency response functions (FRFs) obtained through controlled excitation on a test machine and impact hammer tests under different mounting conditions. The results indicate that although the excitation methods are equivalent in principle, discrepancies may arise due to the experimental setup. The comparative analysis enabled the identification of natural frequencies, the assessment of mounting condition influences, and the establishment of recommendations for more reliable measurement procedures in test laboratories.

KEYWORDS: Engine mount; Natural frequency; Vibration; FRF; NVH.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade e diagrama de corpo livre.....	15
Figura 2 – Sistemas com um grau de liberdade.....	17
Figura 3 – Decaimento da amplitude devido ao amortecimento	18
Figura 4 – Comparação do movimento com diferentes amortecimentos	19
Figura 5 – Sistema massa-mola e diagrama de corpo livre	20
Figura 6 – Diapasão e sistema massa-mola	21
Figura 7 – Amplificação na frequência.....	22
Figura 8 – Aumento da amplitude na ressonância	23
Figura 9 – Ressonância entre diapasões	23
Figura 10 – Motor com 6 GDL.....	24
Figura 11 – Rigidez dinâmica de um coxim ideal	25
Figura 12 – Curva de rigidez dinâmica de um coxim	27
Figura 13 – Vibração em aceleração entre MCI e ME em cada eixo	28
Figura 14 – Coxins convencionais Vibracoustic	28
Figura 15 – Rigidez dinâmica de um coxim convencional Vibracoustic	29
Figura 16 – Coxins hidráulicos Vibracoustic	30
Figura 17 – Esquema coxim hidráulico	30
Figura 18 – Rigidez dinâmica de um coxim hidráulico Vibracoustic	30
Figura 19 – Célula de carga HBM U10M	31
Figura 20 – Ilustração LVDT.....	32
Figura 21 – Ilustração tipos de construção dos acelerômetros piezoelétricos.....	33
Figura 22 – Ilustração tipos de acelerômetro piezoelétrico.....	33
Figura 23 – Máquinas MTS Elastomer.....	34
Figura 24 – MTS-001 e MTS-003	35
Figura 25 – <i>Shaker</i> eletrodinâmico.....	36
Figura 26 – Curvas de impacto no tempo e frequência	37
Figura 27 – LMS Scadas Mobile e Lab	38
Figura 28 – Sinal no domínio do tempo e sua decomposição na frequência	38
Figura 29 – Resposta ao impulso.....	39
Figura 30 – FRF.....	39
Figura 31 – Modos de vibração de uma placa simples.....	40

Figura 32 – Identificando frequências de ressonância de uma placa simples pela aplicação de uma excitação de impacto.....	40
Figura 33 – Coerência e FRF.....	41
Figura 34 – Coerência e FRF ruins.....	42
Figura 35 – Sinal truncado e <i>leakage</i>	43
Figura 36 – Windowing do sinal	43
Figura 37 – Stepped Sine.....	44
Figura 38 – Sine Chirp	45
Figura 39 – Coerência e FRF Sine Chirp	45
Figura 40 – Excitação aleatória	46
Figura 41 – Coerência e FRF excitação aleatória com <i>windowing</i>	46
Figura 42 – Excitação <i>Burst Random</i>	47
Figura 43 – Coerência e FRF excitação <i>Burst Random</i>	47
Figura 44 – Martelo B&K 8206-003 e ponteiras intercambiáveis	48
Figura 45 – Acelerômetros uniaxial e triaxial	49
Figura 46 – LMS Scadas Mobile e Test.Lab Impact Testing.....	49
Figura 47 – MTS 003	50
Figura 48 – Bloco de aço com acelerômetro	51
Figura 49 – Coxim de motor e <i>damper</i>	52
Figura 50 – Damper pendurado por barbante.....	52
Figura 51 – Damper condição fixada	53
Figura 52 – Setup rigidez dinâmica.....	53
Figura 53 – Setup impacto.....	54
Figura 54 – Gerador de sinais MTS	55
Figura 55 – FRFs e fase de diferentes ponteiras.....	56
Figura 56 – FRFs e coerência.....	57
Figura 57 – FRFs e coerência ponteira de borracha	58
Figura 58 – FRFs e coerência ponteiras de borracha e metal.....	59
Figura 59 – Falha no experimento.....	60
Figura 60 – FRFs damper direção Y.....	60
Figura 61 – FRFs damper direção X	61
Figura 62 – Problemas do setup	61
Figura 63 – FRF direção Y do <i>damper</i> fixado rigidamente.....	62
Figura 64 – Rigidezes e ângulo de fase coxim com <i>damper</i> x sem <i>damper</i>	63

Figura 65 – FRFs lado “motor” e “longarina”	63
Figura 66 – FRFs lado “motor” e “longarina” em dois dias diferentes	64
Figura 67 – FRFs lado “motor” e “longarina” com e sem <i>dampers</i>	65
Figura 68 – Transmissibilidade.....	66

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DCL	Diagrama de Corpo Livre
FFT	Fast Fourier Transform
FRF	Frequency Response Function
GDL	Grau de Liberdade
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
MCI	Motor de Combustão Interna
ME	Motor Elétrico
MPT	Software MultiPurpose TestWare da MTS Systems Corporation
NVH	<i>Noise, Vibration and Harshness</i>
SCADAS	Signal Conditioning and Data Acquisition System

LISTA DE SÍMBOLOS

B&K	Fabricante equipamentos Brüel & Kjær
HBK	Fabricante de equipamentos Hottinger Brüel & Kjær
HBM	Fabricante de equipamentos Hottinger Baldwin Messtechnik
LMS	Equipamento de aquisição de dados da Siemens
MTS	Fabricante de equipamentos MTS Systems Corporation
MTS-003	Máquina MTS Elastomer 831 da Vibracoustic de Taubaté

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	15
2.1	CONCEITOS DE VIBRAÇÕES.....	15
2.1.1	Classificação das Vibrações.....	16
2.1.1.1	Vibração livre e forçada	16
2.1.1.2	Vibração amortecida e não amortecida	16
2.1.2	Graus de Liberdade	17
2.1.3	Rigidez.....	17
2.1.4	Amortecimento	18
2.1.5	Frequência Natural	19
2.1.6	Ressonância	22
2.2	COXINS DE MOTOR AUTOMOTIVO.....	24
2.2.1	Características importantes de um coxim de motor	25
2.2.1.1	Rigidez estática	26
2.2.1.2	Rigidez dinâmica	26
2.2.1.3	Ângulo de perda.....	26
2.2.1.4	Frequência natural.....	27
2.2.2	Tipos de coxim de motor	28
2.2.2.1	Coxins elastoméricos	28
2.2.2.2	Coxins hidráulicos	29
2.3	INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS.....	31
2.3.1	Transdutores.....	31
2.3.1.1	Célula de carga.....	31
2.3.1.2	LVDT	32
2.3.1.3	Acelerômetro.....	32
2.3.2	Equipamentos de teste	33
2.3.2.1	Excitadores dinâmicos	34
2.3.2.1.1	<i>MTS Elastomer</i>	34
2.3.2.1.2	<i>Shaker</i>.....	35
2.3.2.1.3	<i>Martelo de impacto</i>.....	36
2.3.2.2	Sistemas de aquisição de dados	37
2.3.2.2.1	<i>LMS Scadas</i>.....	37

2.3.3	FFT (Transformada rápida de Fourier)	38
2.3.4	FRF (Função Resposta em Frequência)	39
2.3.5	Tratamento de sinais	41
2.3.5.1	Trigger e pré-trigger	41
2.3.5.2	Coerência	41
2.3.5.3	Leakage	42
2.3.5.4	Windowing	43
2.3.6	Métodos de excitação	44
2.3.6.1	Stepped Sine	44
2.3.6.2	Sine Chirp	44
2.3.6.3	Aleatório	45
2.3.6.4	Burst Random	46
3	MATERIAIS E MÉTODOS	48
3.1	EQUIPAMENTOS UTILIZADOS	48
3.2	CONFIGURAÇÃO DOS ENSAIOS	50
3.2.1	Ensaio 1 – Martelo de impacto	50
3.2.2	Ensaio 2 – Condições de contorno no <i>damper</i> do coxim	51
3.2.3	Ensaio 3 – Rigidez dinâmica e ângulo de fase do coxim com e sem <i>damper</i>	53
3.2.4	Ensaio 4 – Martelo de impacto no coxim com e sem <i>damper</i>	54
3.2.5	Ensaio 5 – Excitação controlada no coxim com e sem <i>damper</i>	54
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	56
4.1	ENSAIO 1 – MARTELO DE IMPACTO	56
4.2	ENSAIO 2 – CONDIÇÕES DE CONTORNO NO DAMPER DE UM COXIM DE MOTOR ...	59
4.3	ENSAIO 3 – RIGIDEZ DINÂMICA E ÂNGULO DE FASE DO COXIM COM E SEM <i>DAMPER</i>	62
4.4	ENSAIO 4 – MARTELO DE IMPACTO NO COXIM COM E SEM <i>DAMPER</i>	63
4.5	ENSAIO 5 – EXCITAÇÃO CONTROLADA NO COXIM COM E SEM <i>DAMPER</i>	65
5	CONCLUSÃO	67
	REFERÊNCIAS	68
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	70

1 INTRODUÇÃO

O avanço da tecnologia automotiva, especialmente com a crescente adoção de veículos híbridos e elétricos, tem intensificado a necessidade de componentes mais complexos e sofisticados, capazes de atender simultaneamente a requisitos de desempenho, conforto e durabilidade. Nesse contexto, aspectos de NVH (*Noise, Vibration and Harshness*) tornam-se cada vez mais críticos, pois estão diretamente relacionados à experiência do usuário e à qualidade percebida do veículo. Entre os componentes associados a esses requisitos, os coxins de motor desempenham papel fundamental na redução das vibrações transmitidas e conforto. (DANKO et al., 2021; DELPRETE; GALEAZZI; PREGNO, 2010; DOWSETT et al., 2015).

A caracterização dinâmica desses elementos, em especial a determinação de suas frequências naturais e da rigidez dinâmica, é essencial para que o projeto do motor e do conjunto veicular atenda aos requisitos de desempenho e às metas de NVH. Em princípio, a resposta dinâmica de um coxim deveria ser invariável em relação ao método de excitação empregado, desde que o ensaio seja conduzido de forma correta. Assim, eventuais discrepâncias entre resultados obtidos por diferentes técnicas estão geralmente associadas a fatores como condições inadequadas de fixação, parâmetros de aquisição mal ajustados ou interpretações equivocadas do comportamento do componente. (AVITABLE, 2001).

Diante disso, o presente trabalho tem como objetivo comparar experimentalmente diferentes métodos de excitação na caracterização dinâmica de coxins de motor automotivo, bem como realizar ensaios para compreensão dos conceitos de vibração, analisando as vantagens e limitações de cada técnica e identificando as frequências naturais do sistema. Todos os testes serão conduzidos nas instalações da empresa Vibracoustic, considerando as limitações dos equipamentos disponíveis e a capacidade operacional do laboratório de testes.

Para isso, o trabalho está organizado em quatro capítulos principais. O Capítulo 2 apresenta a fundamentação teórica, abordando conceitos de vibrações, coxins de motor automotivo, instrumentação e aquisição de dados e métodos de excitação utilizados em análises dinâmicas. O Capítulo 3 descreve os materiais e métodos empregados, detalhando os procedimentos experimentais realizados na Vibracoustic, bem como as condições de montagem, limitantes e equipamentos disponíveis. O Capítulo 4 apresenta e discute os resultados obtidos, dificuldades encontradas e comentários sobre os testes. Por fim, o Capítulo 5 reúne as conclusões do estudo e sugestões para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta os conceitos essenciais para análise de sistemas vibratórios em aplicações automotivas. Serão abordados princípios da dinâmica de vibrações, uma introdução básica sobre a aquisição e processamento dos dados das medições, características de coxins de motor, e outros elementos relevantes para o estudo. A compreensão desses tópicos fornece a base teórica necessária para a análise proposta neste trabalho.

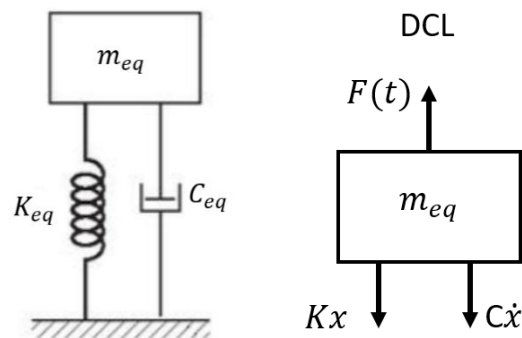
2.1 CONCEITOS DE VIBRAÇÕES

As vibrações são classificadas como oscilações, configuradas por qualquer movimento repetido em um dado intervalo de tempo e, portanto, o estudo das vibrações refere-se a análise do movimento oscilatório dos corpos e as forças associadas a este movimento. (KELLY, 2018; RAO, 2008).

Esse fenômeno ocorre quando um sistema físico é retirado da sua condição de equilíbrio e responde as forças que tendem a restaurar o equilíbrio (Britannica.com, 2025). Para representar um sistema real, é necessário que existam componentes equivalentes a massa, mola e amortecedor, permitindo que a energia cinética possa ser armazenada em energia potencial (mola) e novamente liberada como cinética, sendo parte dela perdida (amortecedor) na forma de calor, atrito, som, etc. (Kelly, 2018)

Para ilustrar o comportamento dinâmico de um sistema massa–mola de um grau de liberdade (1GDL), a Figura 1 apresenta o modelo físico simplificado utilizado na análise, juntamente com o respectivo diagrama de corpo livre (DCL), destacando as forças atuantes e os deslocamentos envolvidos.

Figura 1 - Sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade e diagrama de corpo livre



Fonte: Adaptado de Rao (2008) e Navarro (2021).

Nesse caso, a equação que descreve o movimento do corpo é dada por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1)$$

Onde m é a massa do corpo, \ddot{x} é sua aceleração, c é a constante de amortecimento, \dot{x} é a velocidade do corpo, com k sendo a rigidez da mola, x o deslocamento do corpo e $F(t)$ a força de excitação.

2.1.1 Classificação das Vibrações

As respostas de um sistema em vibração são dependentes do tempo e das condições iniciais, como as excitações de entrada e excitações externas. A maior parte desses sistemas são complexos demais para uma modelagem matemática completa, por isso, análises são feitas de forma a classificar os sistemas com base nas características mais importantes sob condições de entrada especificadas, na intenção de simplificar em modelo simples o sistema físico complexo. Dentre as classificações, algumas das mais importantes para Rao (2008) são:

2.1.1.1 Vibração livre e forçada

Num sistema sem ação de forças externas, ao retirar o sistema do equilíbrio estático, o sistema continuará a vibrar por conta própria, sendo conhecido como sistema de vibração livre. A oscilação de um pêndulo simples (desprezando os efeitos como resistência do ar e empuxo) é frequentemente usada como um exemplo de vibração livre.

Num sistema sujeito a ação de forças externas, onde a excitação de entrada mantém o sistema em oscilação, a vibração do sistema é classificada como vibração forçada. É encontrado em máquinas rotativas, como motores, bombas etc. Se a frequência da força externa for igual a frequência natural do sistema, as oscilações geradas podem levar o sistema até a falha.

2.1.1.2 Vibração amortecida e não amortecida

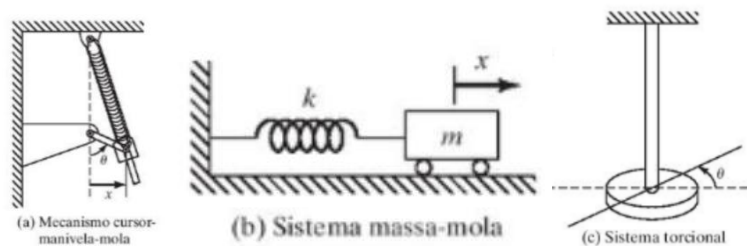
Se um sistema puder oscilar de forma contínua sem nenhuma perda ou dissipação de energia, a vibração do sistema é chamada de não amortecida. No entanto, se houver qualquer perda energia, a vibração é classificada como amortecida. Diversos sistemas físicos tem

amortecimento tão pequeno que pode ser desprezado, no entanto, isso não é válido sempre e se torna extremamente importante em quando operando próximos a frequência natural do sistema.

2.1.2 Graus de Liberdade

Os sistemas de vibração mais simples são os sistemas com um grau de liberdade (GDL). Os graus de liberdade se referem ao número mínimo de coordenadas independentes necessárias para definir todas as partes do sistema em qualquer instante. Em muitos sistemas reais, devido a existência de infinitos pontos de massa, seriam necessárias infinitas coordenadas para especificar sua configuração, fazendo deles sistemas contínuos. No entanto, na maioria das vezes os sistemas contínuos são aproximados como sistemas discretos, como mostradas na Figura 2, já que essa aproximação permite obter as soluções de forma mais fácil.

Figura 2 – Sistemas com um grau de liberdade



Fonte: Adaptado de Rao (2008).

2.1.3 Rigidez

A rigidez representa a resistência de um corpo elástico à deformação quando submetido a forças ou torques externos, enquanto a flexibilidade é seu conceito inverso: corpos mais rígidos são menos flexíveis. Para molas ideais lineares, assume-se massa e amortecimento desprezíveis, e a força de restauração é diretamente proporcional à deformação, conforme a lei de Hooke:

$$F = kx \quad (2)$$

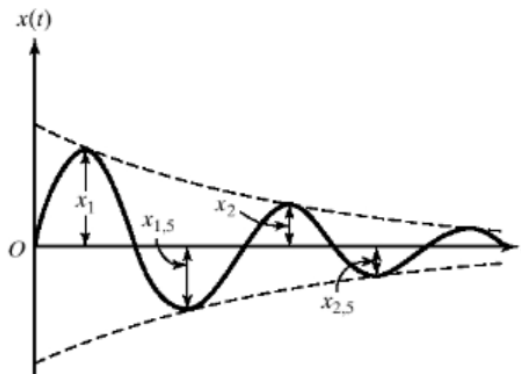
Onde F é a força aplicada, k é rigidez ou constante elástica e x o deslocamento. Materiais reais exibem comportamento não linear, sendo a Equação (2) válida apenas até certa deformação. Quando a tensão gerada pelo deslocamento ultrapassa o limite de escoamento, a relação força-deslocamento torna-se não-linear.

2.1.4 Amortecimento

O amortecimento é o mecanismo pelo qual a energia é transformada em calor ou som gradativamente. Admite-se que um amortecedor não tem massa nem rigidez e que a força de amortecimento só existe quando houver movimento relativo entre dois ou mais corpos (Rao, 2008). É importante para isolar a vibração, deslocando a frequência natural para frequências abaixo da frequência de excitação e também para diminuir o pico de vibração, removendo energia do sistema na forma das perdas citadas (Sorbothane, 2015 apud Navarro, 2021).

Considerando um sistema com vibração livre amortecida, após a força de excitação deixar de ser aplicada, a constante c , expressa em Ns/m, fará com que a amplitude do movimento decaia, gerando um gráfico como da Figura 3.

Figura 3 – Decaimento da amplitude devido ao amortecimento



Fonte: Adaptado de Rao (2008).

A velocidade com que a amplitude decai depende diretamente de quão grande é o amortecimento. Com isso é possível definir uma constante adimensional chamada de fator ou razão de amortecimento:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (3)$$

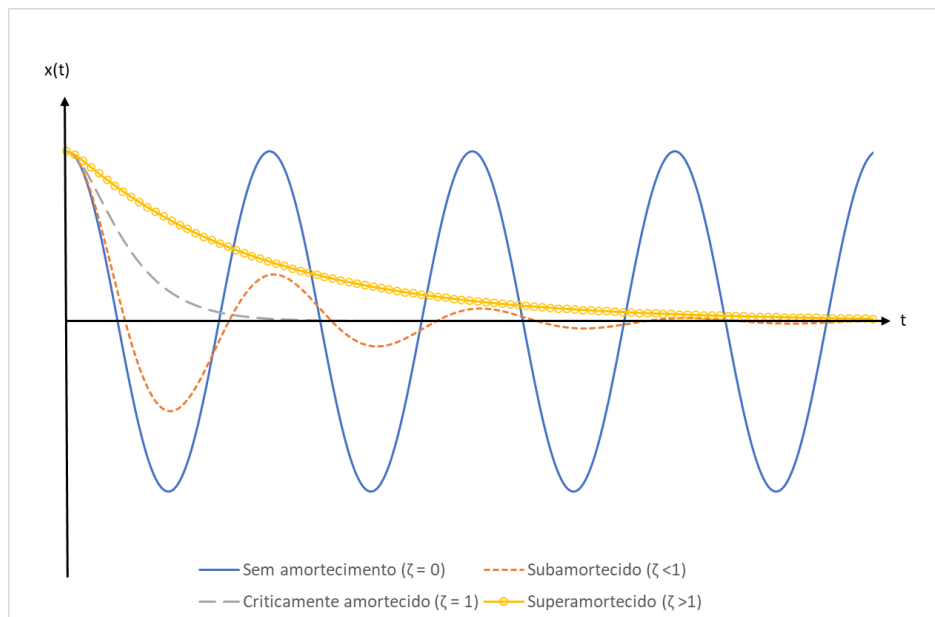
Sendo c o coeficiente de amortecimento e c_c coeficiente de amortecimento crítico, que representa o valor da constante de amortecimento para qual o sistema retorna à posição de equilíbrio no menor tempo possível e sem oscilações. O coeficiente de amortecimento crítico do sistema pode ser obtido através da Eq. (4)

$$c_c = 2m \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\sqrt{km} = 2mf_n \quad (4)$$

A razão de amortecimento pode assumir diversos valores. A Figura 4 exemplifica o comportamento da amplitude em vários casos, classificados em:

- Sistema sem amortecimento: $\zeta = 0 \rightarrow$ Oscila indefinidamente.
- Sistema subamortecido: $\zeta < 1 \rightarrow$ Oscilações com amplitude decrescente até o equilíbrio.
- Sistema criticamente amortecido: $\zeta = 1 \rightarrow$ Retorna ao equilíbrio rapidamente, sem oscilar.
- Sistema superamortecido: $\zeta > 1 \rightarrow$ Retorna ao equilíbrio sem oscilar, mais lentamente que o criticamente amortecido.

Figura 4 – Comparação do movimento com diferentes amortecimentos

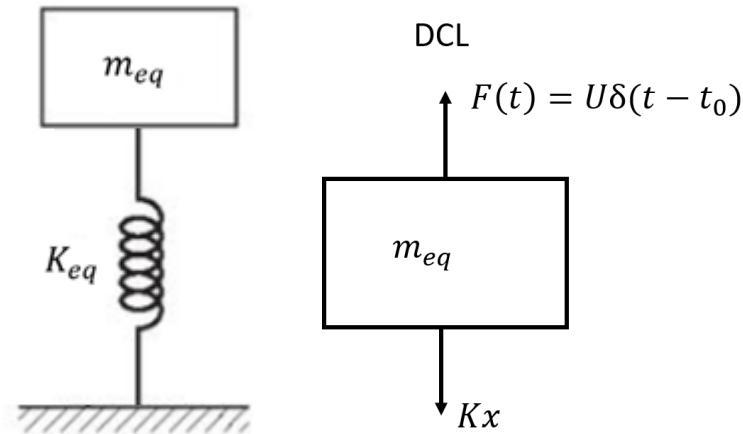


Fonte: Produção do próprio autor (2025).

2.1.5 Frequência Natural

Considerando um sistema massa-mola como mostrado na Figura 5, ao fornecer energia ao sistema de forma a o retirar do repouso, ele vibrará indefinidamente, já que não há nenhuma forma de perda de energia, configurando a vibração livre não amortecida.

Figura 5 – Sistema massa-mola e diagrama de corpo livre



Fonte: Produção do próprio autor (2025).

O sistema apresentado representa um corpo submetido a função delta de Dirac (impulso unitário), portanto a força $F(t)$ atua somente em $t = t_0$, fornecendo energia que retira o corpo do repouso. Após isso considera-se que $F(t > t_0) = 0$, ou seja, a força deixa de ser aplicada. A equação temporal do movimento é semelhante a Eq. (1), com a diferença de não existir amortecimento.

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

Onde assumindo uma solução harmônica, pode ser reescrita no domínio da frequência como:

$$(k - \omega^2 m)X = 0 \quad (6)$$

A Eq. (6) é chamada de problema de autovalor (*eigenvalue*) ou do valor característico e ω^2 é o autovalor, sendo ω a frequência natural. De forma generalizada, um sistema tem tantas frequências naturais quanto graus de liberdade, sendo que o valor mais baixo é chamado de frequência fundamental (Rao, 2008).

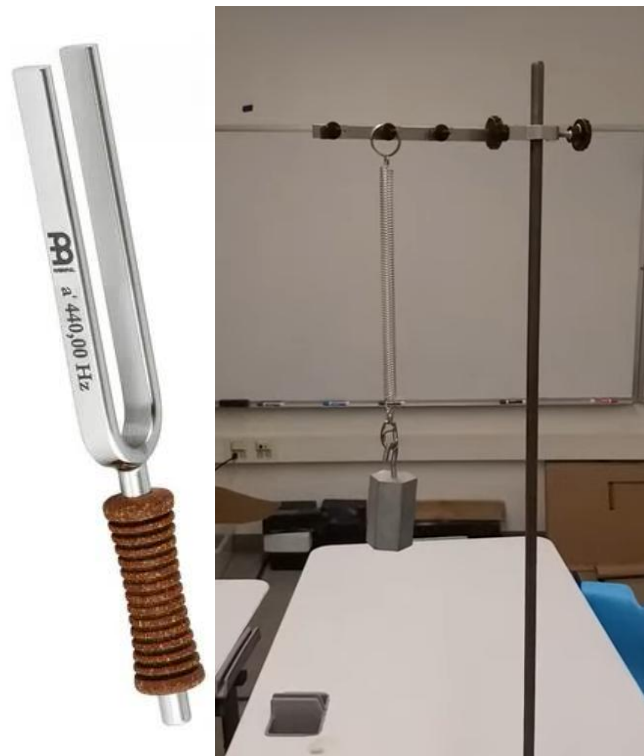
Para satisfazer a Eq. (6) de forma a ter uma solução não-trivial é necessário que $(k - \omega^2 m) = 0$, e já que um sistema qualquer tem sempre rigidez e massa positivas, ω^2 não pode ser arbitrário. Essa condição mostra que todo corpo tem uma frequência natural intrínseca

que depende apenas de sua rigidez e massa e é independente da força de excitação aplicada. A frequência natural do sistema pode ser calculada em Hertz (Hz) com a Eq. (7):

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7)$$

Exemplos de como a frequência natural é utilizada podem ser encontrados no sistema massa-mola citado anteriormente ou como na Figura 6, em diapasões.

Figura 6 – Diapasão e sistema massa-mola



Fonte: Mercado Livre (2025) e print screen de vídeo canal Eugene Guillian (2018).

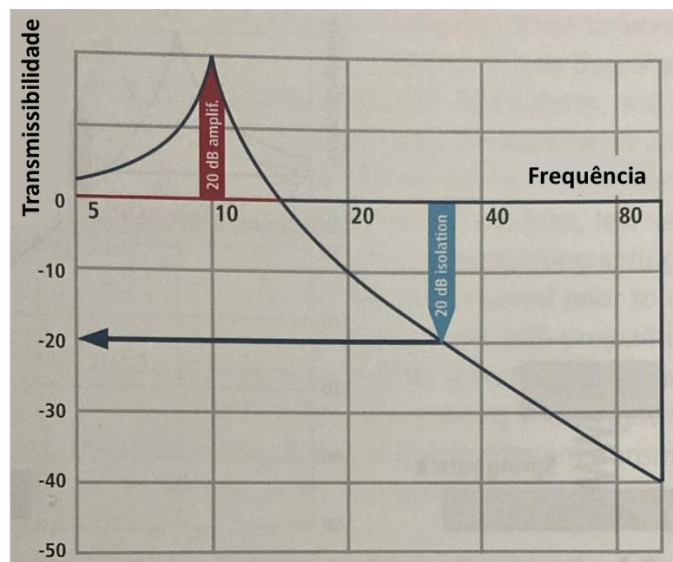
Num sistema real, onde sempre há amortecimento, a frequência natural ω_n dá lugar a chamada frequência natural amortecida ω_d . Nesse caso a vibração ainda ocorre, mas numa frequência ligeiramente menor que a natural. Essa frequência pode ser obtida pela Eq. (8)

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (8)$$

2.1.6 Ressonância

Considerando um sistema de vibração forçada, ao alterar a frequência da força de excitação, a resposta do sistema também terá sua amplitude alterada. A Figura 7 mostra que de 0Hz até a frequência natural do sistema, ocorre o efeito de ampliação da amplitude. Ao passar da frequência natural o sistema ocorrerá o efeito de isolação da vibração, com a amplitude do movimento diminuindo. Ao coincidir a frequência de excitação com a frequência natural o sistema entrará numa condição conhecida como ressonância, exemplificada pela Figura 8, onde a amplificação da amplitude de resposta não estabiliza e continua aumentando infinitamente (Grillo, 2021).

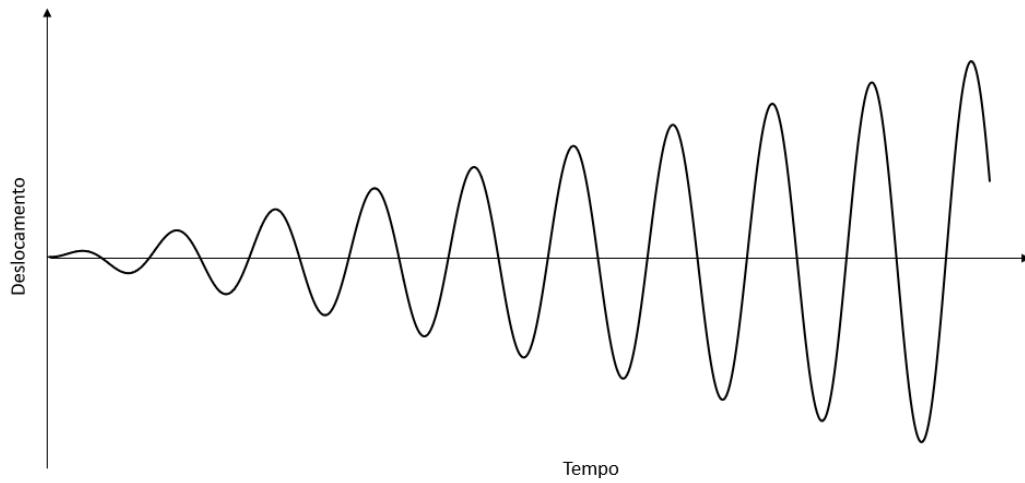
Figura 7 – Amplificação na frequência



Fonte: Adaptado de Albrecht, Binder (2015)

Num sistema real, a massa, inercia e amortecimento do sistema impedem um deslocamento infinito instantaneamente, no entanto a amplitude continuará crescendo até a falha do componente.

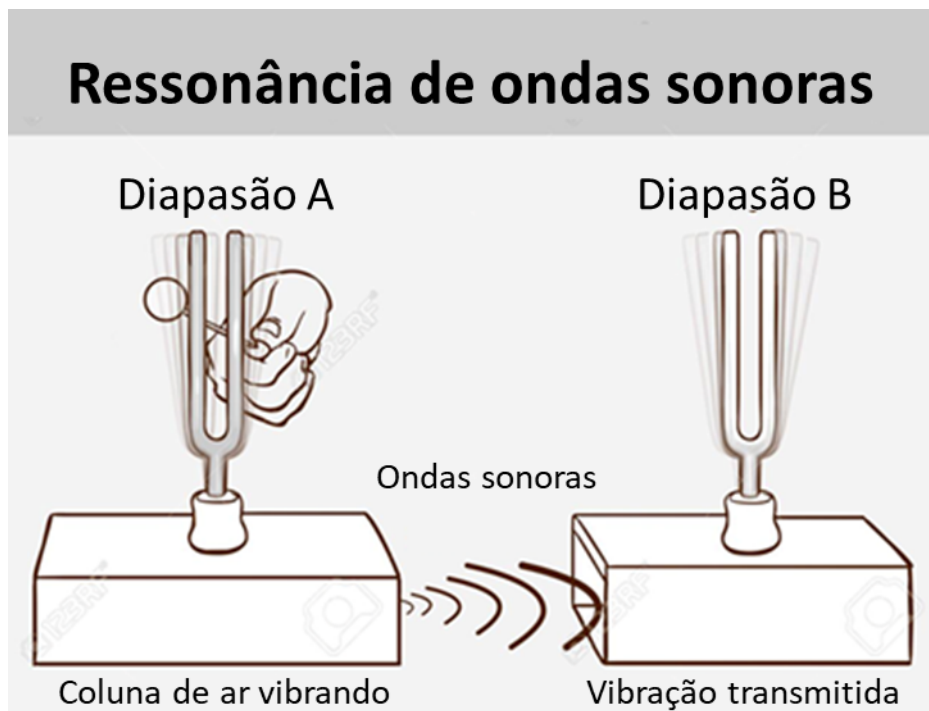
Figura 8 – Aumento da amplitude na ressonância



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Um exemplo disso é mostrado na Figura 9, onde a vibração causada pela ressonância entre dois diapasões sintonizados na mesma frequência. Ao excitar um diapásão, a vibração causada se propaga na forma de ondas sonoras que ao chegarem ao outro diapásão fazem com que ele vibre.

Figura 9 – Ressonância entre diapasões



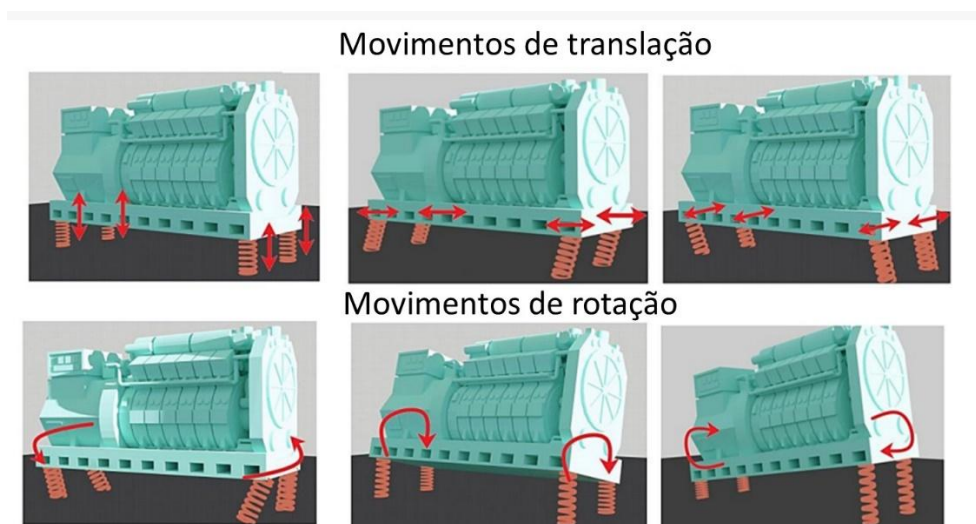
Fonte: Adaptado de 123RF (2025)

2.2 COXINS DE MOTOR AUTOMOTIVO

Coxins de motor são um dos tipos de isoladores de vibração. Os coxins são os elementos que fazem interface entre o motor e a estrutura do carro, suas funções principais consistem em dar suporte ao motor do veículo, e absorver a vibração causada pelo motor ou da estrada e impedir que seja transferida para o motorista e passageiros (NAVARRO, 2021; DARUN, 2017; YU et al, 1999).

A vibração do motor a combustão é causada por dois fatores principais, os pulsos devido a explosão do combustível na câmara de combustão e a força inercial e torque causado pela rotação e movimento das partes móveis (pistão, biela e manivela). Esses fatores irão excitar os 6 graus de liberdade do motor, como mostrado na Figura 10. (YU et al, 1999).

Figura 10 – Motor com 6 GDL



Fonte: Adaptado de Navarro (2021)

Segundo o gerente de engenharia da Vibracoustic, grande parte dos carros atuais utiliza 3 coxins de motor: coxim do motor, normalmente fixado do lado direito do motor (do ponto de vista do motorista), coxim da transmissão, fixado do lado esquerdo do motor e restritor de torque, normalmente mais abaixo no motor.¹

Enquanto os coxins de motor e transmissão são responsáveis dar suporte ao motor e permitir seu movimento de translação, o restritor de torque é responsável por resistir ao movimento de rotação do motor.

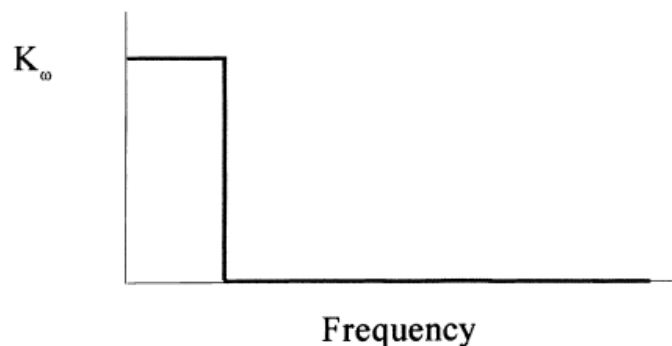
¹ Informação verbal fornecida por Wilton Santos, gerente de engenharia da Vibracoustic SA, durante estágio do autor no departamento de engenharia em 2024.

2.2.1 Características importantes de um coxim de motor

As características de um coxim são únicas para cada veículo e seus valores desejados são obtidos de diversas formas, desde a simulação dos movimentos do motor com 6 GDL mencionados anteriormente até casos mais avançados com 16 GDL, onde se consideram além do motor, os pneus e a estrutura do veículo (Albrecht e Binder, 2015).

Segundo Navarro (2021), se os coxins tiverem rigidez muito baixa, a resposta transiente do motor terá problemas com excitações impulsivas. Excitações impulsivas podem ser causadas por rápida aceleração e desaceleração, como em frenagens ou provindas de estradas de má qualidade. A baixa rigidez permite grandes deslocamentos e pode danificar os componentes do motor. Para isolar a vibração do motor numa faixa relativamente grande, a Figura 11 mostra que os coxins devem ser “moles”, tendo baixa rigidez e amortecimento, já para evitar as oscilações do motor em baixas frequências os coxins devem ser “duros”, com alta rigidez e amortecimento.

Figura 11 – Rigidez dinâmica de um coxim ideal



Fonte: Yu, Naganathan e Dukkipati (1999)

Com as afirmações acima e como frequências baixas normalmente resultam em maiores deslocamentos quando comparados com altas frequências que geram pequenos deslocamentos, o desenvolvimento dos coxins de motor foi concentrado na melhoria dessas características dependentes de amplitude e frequência. Para entender as diferenças nos comportamentos dos coxins, faz-se uma revisão rápida de algumas propriedades dos coxins:

2.2.1.1 Rigidez estática

Segundo documento interno da Vibracoustic SA², a rigidez estática é a rigidez que o coxim exibe em condições estáticas ou quase-estáticas, é importante para garantir a posição adequada do motor e limitar o deslocamento estático ou de baixíssimas frequências. É obtido adaptando a lei de Hooke, tal que:

$$k_s = \frac{F}{\Delta x} \quad (9)$$

2.2.1.2 Rigidez dinâmica

No mesmo documento, a rigidez dinâmica é diferente da estática pois ao aumentar a frequência do teste, os efeitos de amortecimento se tornam aparentes, eles são provenientes do atrito interno das cadeias moleculares dos polímeros e da histerese estrutural (rearranjo estrutural). A rigidez dinâmica é expressa como:

$$k^*(\omega) = k'(\omega) + jk''(\omega) \quad (10)$$

Onde $k'(\omega)$ é a parte real, que representa a componente elástica e $k''(\omega)$ é a parte imaginária, representando o componente viscoso do amortecimento.

A rigidez dinâmica dos elastômeros tem dependência de diversos outros fatores, como o efeito Payne, que determina que a rigidez da borracha é dependente da amplitude de excitação, temperatura, pré-carga aplicada, sendo de natureza não-linear.

2.2.1.3 Ângulo de perda

O ângulo de perda ou ângulo de fase relaciona a força e o deslocamento da excitação do coxim. Seu valor é diretamente ligado ao amortecimento da peça. Alguns coxins possuem componentes específicos onde é possível ajustar o ângulo de perda para os valores desejados, já que essa propriedade altera a rigidez dinâmica do coxim.

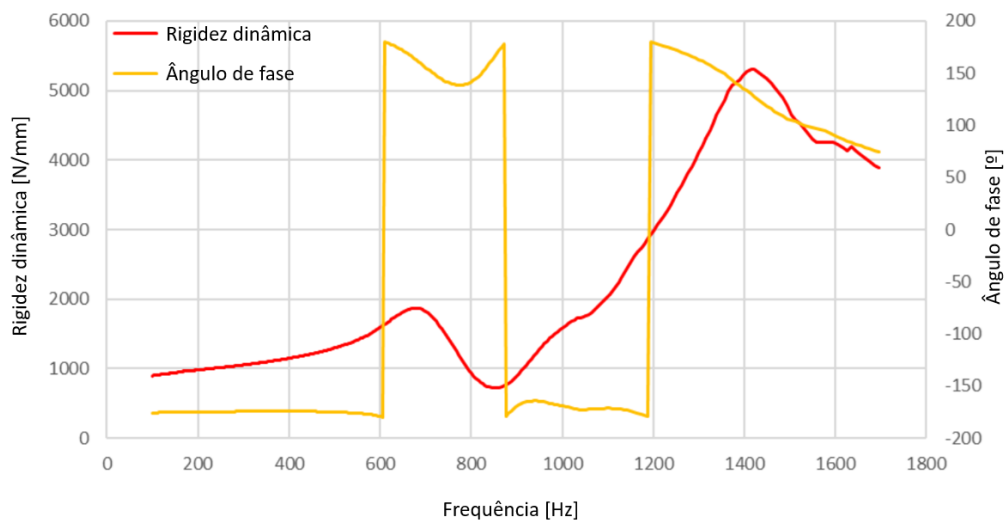
² Documento interno fornecido pela Vibracoustic SA, com autorização para uso acadêmico, não disponível ao público.

2.2.1.4 Frequência natural

A frequência natural dos coxins e outros componentes é importante para garantir que a excitação do motor não gere ressonância e prejudique o funcionamento dos componentes. Segundo Danko et al (2021), motores a combustão e motores elétricos diferem principalmente no espectro de vibrações geradas, sendo que o motor elétrico produz menores amplitudes, mas numa faixa mais ampla de frequências.

Segundo Yu, Naganathan e Dukkipati (1999), os motores a combustão interna (MCI) comuns excitam principalmente as frequências de 20-400Hz enquanto Danko et al (2021) mostra que motores elétricos (ME) podem gerar frequências de até 2000-3000Hz. Danko ainda demonstra de forma experimental na Figura 12 que os coxins podem apresentar ressonâncias em alta frequência, que normalmente não são atingidas por motores a combustão.

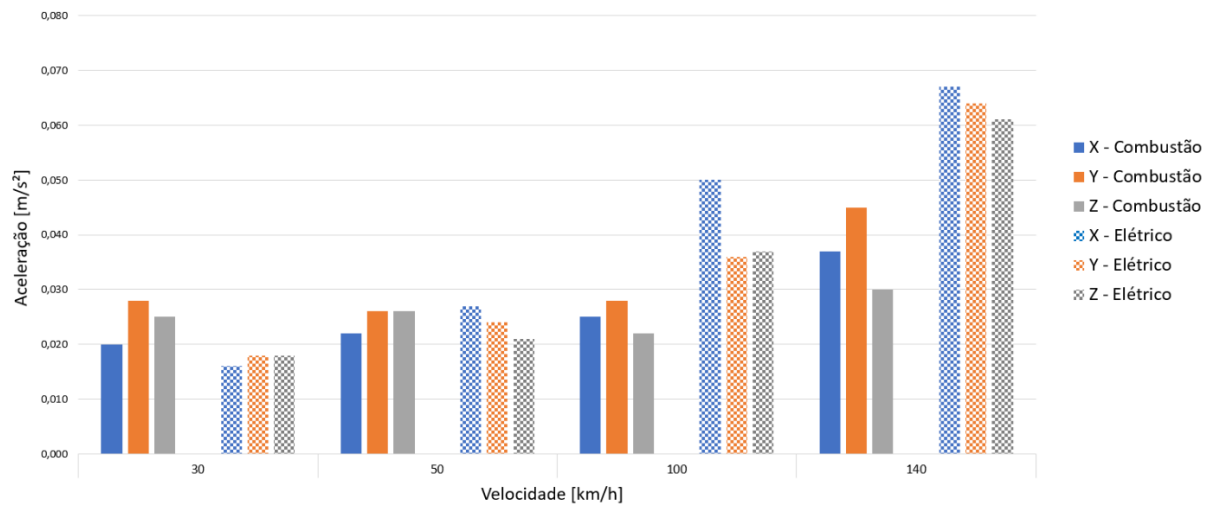
Figura 12 – Curva de rigidez dinâmica de um coxim



Fonte: Adaptado de Danko et al (2025)

Já a pesquisa de Cebulska e Hadrys (2020) mostra pela Figura 13 que em baixas velocidades (consequentemente baixas frequências de rotação) os motores a combustão geram maior vibração que os elétricos, no entanto, ao aumentar a velocidade, a tendência se inverte, com os elétricos gerando maior vibração.

Figura 13 – Vibração em aceleração entre MCI e ME em cada eixo



Fonte: Adaptado de Cebulska e Hadrys (2020)

2.2.2 Tipos de coxim de motor

Há diversos tipos de coxins, desenvolvidos ao longo do tempo, eles exibem diferentes características de rigidez e amortecimento. Serão exibidos alguns dos tipos mais comuns:

2.2.2.1 Coxins elastoméricos

Coxins elastoméricos ou convencionais, mostrados na Figura 14, são o tipo mais comum de coxins de motor (Vahdati e Saunders, 2002 apud Navarro, 2021). Em uso desde a década de 1930 são os coxins mais bem consolidados e econômicos, são compactos e de baixa manutenção.

Figura 14 – Coxins convencionais Vibracoustic

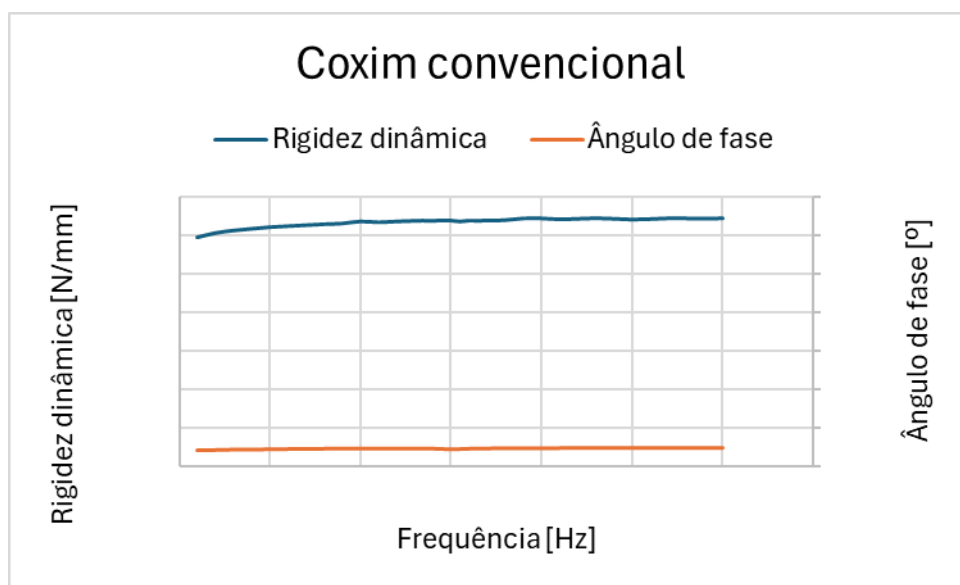


Fonte: Montagem com fotos do autor (2025)

Segundo Yu, Naganathan e Dukkipati (1999), um coxim com alta rigidez ou alto amortecimento exibe baixa vibração em baixas frequências, mas tem desempenho ruim em altas frequências, já uma rigidez baixa e amortecimento exibirá baixo ruído, mas permite os grandes deslocamentos devido a excitações impulsivas.

Apesar do comportamento ideal de um coxim exibido na Figura 11, os coxins reais apresentam curva de rigidez crescente na frequência, como na Figura 15, devido ao efeito Payne de amortecimento na rigidez dinâmica, mostrados na Eq. (10).

Figura 15 – Rigidez dinâmica de um coxim convencional Vibracoustic



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Dessa forma é sempre necessário encontrar um ponto de equilíbrio em que as condições possam trabalhar de forma satisfatória.

2.2.2.2 Coxins hidráulicos

Coxins hidráulicos, como mostrados na Figura 16, estão se tornando cada vez mais populares devido as vantagens que apresentam sobre os coxins convencionais, apresentando maior amortecimento, sendo que este pode ser ajustado para atender as necessidades de cada projeto, além de melhorias de conforto e redução de ruído (Yu, Naganathan e Dukkipati, 1999).

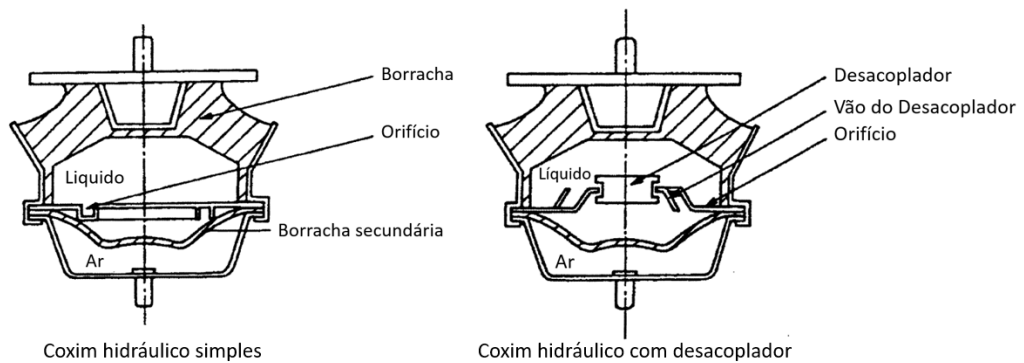
Figura 16 – Coxins hidráulicos Vibracoustic



Fonte: Montagem com foto do autor (2025)

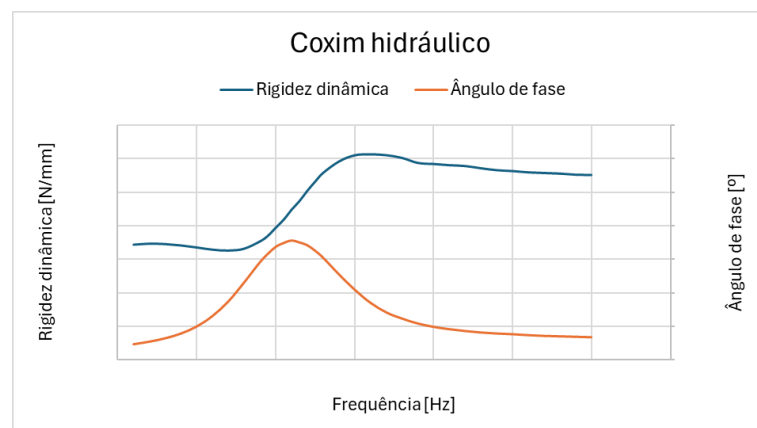
Embora existam vários designs de coxins hidráulicos, a Figura 17 mostra um esquema conceitual, já que todos operam de forma semelhante, aumentando o amortecimento em baixas frequências, enquanto a Figura 18 mostra a rigidez e ângulo de fase de um coxim hidráulico real.

Figura 17 – Esquema coxim hidráulico



Fonte: Adaptado de Yu, Naganathan e Dukkupati (1999)

Figura 18 – Rigidez dinâmica de um coxim hidráulico Vibracoustic



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

2.3 INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS

Diferentes técnicas foram desenvolvidas para a determinar experimentalmente as características dos coxins, sendo sistemas servo-hidráulicos altamente utilizados na medição da rigidez estática, dinâmica e de amortecimento. Além disso analisadores de vibração e sensores de vibração são usados para determinar as características como frequência natural e ajudar no desenvolvimento e controle de qualidade dos coxins.

2.3.1 Transdutores

Transdutores são dispositivos que transformam valores de grandezas físicas em sinais elétricos equivalentes (Rao, 2008). Alguns transdutores tipicamente utilizados para as medições dos coxins são:

2.3.1.1 Célula de carga

Células de carga são transdutores utilizados para medir peso, funcionam a partir da fixação de extensômetros, condutores elétricos presos a um filme. Quando uma carga é aplicada na célula, os extensômetros se deformam, alterando sua resistência elétrica, assim é possível determinar a força aplicada sobre ela, seja de tração ou compressão. A Figura 19 mostra uma célula de 125kN, no entanto, elas são encontradas em diversas capacidades.

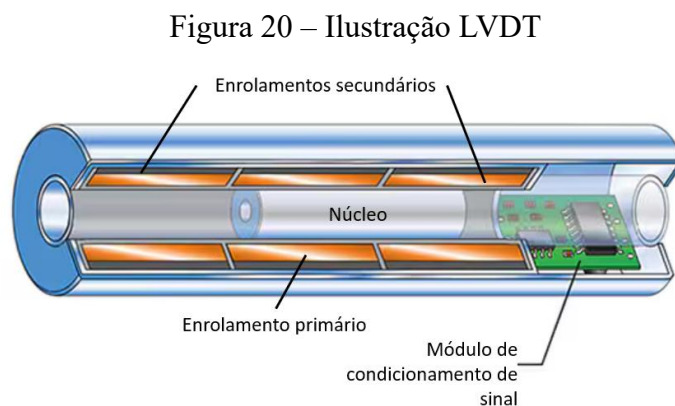
Figura 19 – Célula de carga HBM U10M



Fonte: Datasheet transdutor de força HBM U10M (2025)

2.3.1.2 LVDT

LVDT (*linear variable differential transformer*), em português transformador diferencial linear variável é um transdutor de deslocamento bidirecional com faixa de deslocamento entre 0,0002 a 40cm no mercado. Tem como vantagem sobre outros tipos de transdutores de deslocamento a insensibilidade a temperatura e alta saída. Funciona pela medição dos valores de tensão induzidos nas bobinas, indicadas pela Figura 20, quando o núcleo é movimentado (Rao, 2008).



Fonte: Adaptado de TE connectivity (2025)

2.3.1.3 Acelerômetro

Acelerômetros são um tipo de transdutor de vibração que como o nome sugere, mede a aceleração de um corpo vibratório (Rao, 2008 e Neto, Assunção e Santos et al, 2022). Segundo a fabricante HBK, os acelerômetros piezoelétricos são usados de forma quase universal para medição de vibração e possuem características gerais superiores a quaisquer outros tipos de transdutores de vibração, possuindo amplas faixas de frequência e dinâmica, com boa linearidade em todas as faixas, além de estabilidade em longos períodos de tempo. A Figura 21 mostra as duas configurações mais comuns, segundo a HBK, os acelerômetros de compressão e de cisalhamento:

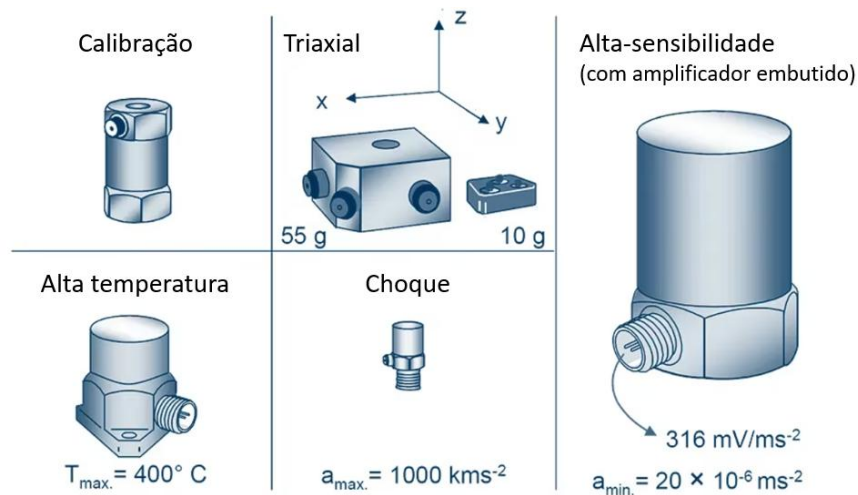
Figura 21 – Ilustração tipos de construção dos acelerômetros piezoelétricos



Fonte: Adaptado de HBK (2025)

A Figura 22 mostra alguns acelerômetros, pois, assim como os demais transdutores, eles também têm diversas faixas de leitura e operação, sendo características importantes deles a quantidade de eixos medidos simultaneamente (normalmente sendo uniaxial ou triaxial), temperatura de operação e a massa do acelerômetro, já que ao adicionar esse transdutor ao objeto vibrando altera-se a massa do sistema.

Figura 22 – Ilustração tipos de acelerômetro piezoelétrico



Fonte: Adaptado de HBK (2025)

2.3.2 Equipamentos de teste

Para caracterizar as propriedades dos coxins experimentalmente diferentes tipos de testes são feitos e devido ao seu volume em fábricas com linha de produção, máquinas específicas foram desenvolvidas:

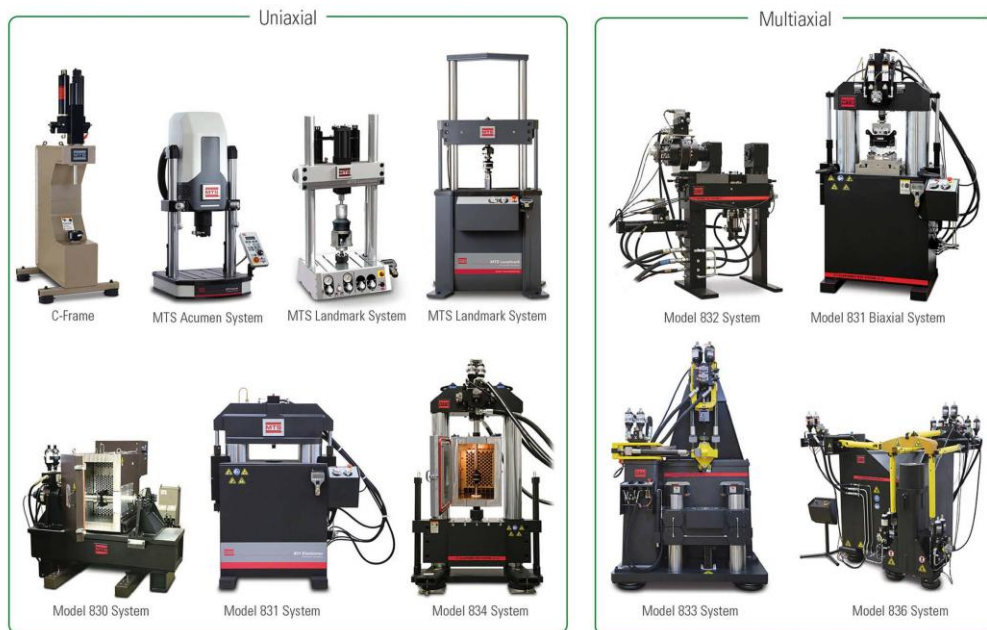
2.3.2.1 Excitadores dinâmicos

Os excitadores de vibração podem ser mecânicos, eletrodinâmicos ou hidráulicos. Alguns equipamentos usados pela Vibracoustic para as caracterizações são:

2.3.2.1.1 MTS Elastomer

As máquinas MTS mostradas na Figura 23 são equipamentos eletro-hidráulicos de excitação, usados para a caracterização de componentes elastoméricos, sendo muito utilizados para os coxins de motor, buchas e outros. A MTS oferece diversos tipos de máquinas, cada uma mais adequada para um tipo de teste.

Figura 23 – Máquinas MTS Elastomer



Fonte: Site MTS (2025)

Entre os equipamentos da Vibracoustic SA em seu laboratório da planta de Taubaté-SP, duas MTS Elastomer 831 são utilizadas para o desenvolvimento e controle de qualidade dos coxins de motor, buchas, coxins de cabine e outras peças.

As máquinas, identificadas na Figura 24 como MTS-001 e MTS-003 tem capacidades de respectivamente 25kN e 15kN de carga do atuador e $\pm 60\text{mm}$ e $\pm 30\text{mm}$ de curso de deslocamento, com ambas tendo capacidade de frequência entre 0,01Hz até 400Hz.

Figura 24 – MTS-001 e MTS-003



Fonte: Autor (2025)

As máquinas fazem os testes e caracterizam a rigidez estática e dinâmica, ângulo de fase e outras grandezas de interesse. Elas também são capazes de gerar sinais periódicos (como uma onda senoidal) ou ruído aleatório nas condições de força, deslocamento e frequência desejados.

2.3.2.1.2 *Shaker*

Os *shakers* são outro tipo de excitador dinâmico, também usados na caracterização de componentes, entre eles, os coxins. Um *shaker* difere de uma MTS *Elastomer* principalmente pelas capacidades de teste, enquanto as MTS *Elastomer* excitam a faixa de 0,01Hz até 400Hz (em alguns modelos até 1000Hz), os *shakers* foram criados para trabalhar com uma faixa mais larga, sendo comum modelos que trabalham entre 5Hz e 3000Hz.

São equipamentos mais caros e complexos que as MTS *Elastomer*, e, portanto, alguns cuidados extras devem ser tomados para os testes feitos com os *shakers*. Peres, Bono e Avitable (2025) argumentam que acoplamentos entre o *shaker*, haste de acoplamento (*stinger*) e o objeto de teste podem resultar em anomalias frequentemente mal-entendidas, afetando o resultado dos testes. Ainda segundo Avitable, a função da haste de acoplamento tem a função de desacoplar os efeitos do *shaker* do resto da estrutura, no entanto, os efeitos da rigidez e massa do conjunto podem existir e ter impactos significativos nos resultados.

A Vibracoustic SA não conta com nenhum *shaker* no seu laboratório, no entanto, sempre que necessário, peças são enviadas para teste no centro de tecnologia de uma das plantas da Vibracoustic USA, como mostrado na Figura 25 ou Vibracoustic Europa.

Figura 25 – *Shaker* eletrodinâmico



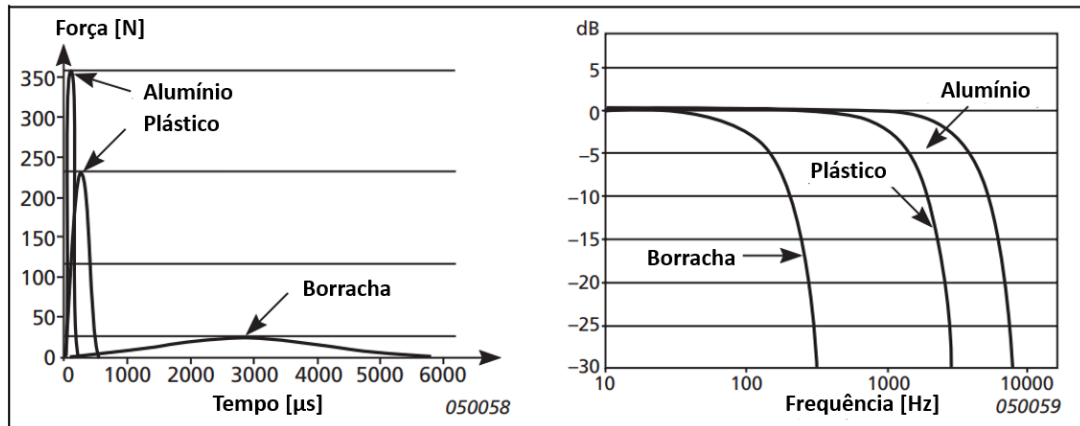
Fonte: Vibracoustic USA (2025)

2.3.2.1.3 *Martelo de impacto*

Os martelos de impacto são equipamentos utilizados para excitar e medir forças de impacto em estruturas e peças pequenas e médias. Apesar de não produzir resultados de qualidade tão alta quanto o *shaker*, o martelo de impacto ainda produz resultados de excelente qualidade, tendo algumas vantagens sobre o *shaker*, como não adicionar massa ao objeto de teste, setup consideravelmente mais rápido e custo muito menor. Algumas das desvantagens do uso do martelo incluem a dificuldade de controle da força de impacto e garantir a coerência entre os impactos.

Os martelos de impacto têm ponteiros especiais, que são substituídas dependendo da frequência em que se deseja medir. Os tipos mais comuns de ponteiros e seus limites são indicados na Figura 26, sendo a borracha usada para medição de baixas frequências (cerca de 400Hz), plástico para médias frequências (4000Hz) e alumínio para altas frequências (até cerca de 9000Hz).

Figura 26 – Curvas de impacto no tempo e frequência



Fonte: Adaptado de catálogo HBK (2025)

2.3.2.2 Sistemas de aquisição de dados

Sistemas de aquisição são equipamentos desenvolvidos para permitir a aquisição e processamento dos dados obtidos pelos sensores citados anteriormente e outros modelos, dependendo da aplicação. Alguns modelos oferecem ferramentas para análise de vibração.

2.3.2.2.1 LMS Scadas

LMS Scadas são equipamentos de aquisição de dados da Siemens, frequentemente usados em testes experimentais de análise de vibração. A Siemens conta com diversos modelos, exemplificados pela Figura 27, desde sistemas de alta performance para laboratórios, sistemas móveis para alta produtividade, sistemas compactos, etc. Os modelos podem variar entre 8 e 1000+ canais de aquisição.

Figura 27 – LMS Scadas Mobile e Lab

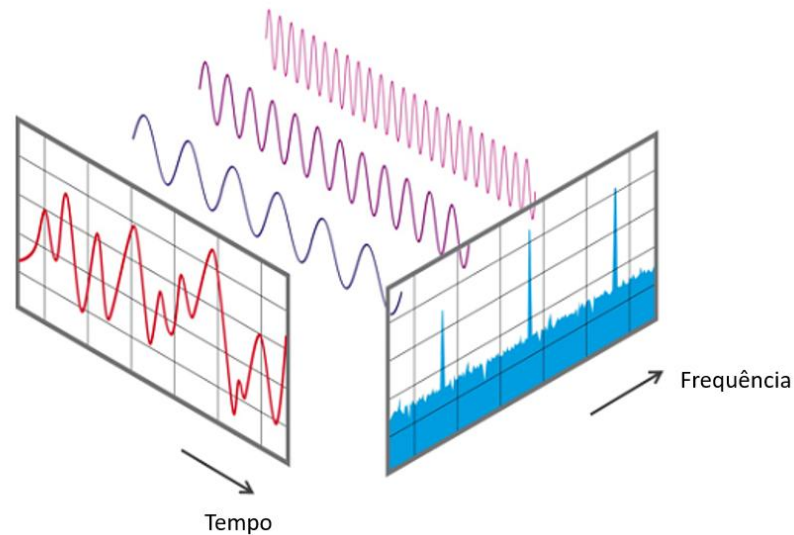


Fonte: Adaptado de Siemens (2025)

2.3.3 FFT (Transformada rápida de Fourier)

A Transformada Rápida de Fourier, frequentemente abreviada no inglês como FFT (*Fast Fourier Transform*) é uma técnica amplamente usada na análise de sinais, sendo usada pela capacidade de converter um sinal no domínio do tempo para o domínio da frequência (Dewesoft, 2025), onde diversas informações úteis podem ser usadas nas análises. Além disso, como mostrado na Figura 28, a transformada permite decompor os sinais em senos e cossenos, permitindo separar uma onda complexa em suas componentes isoladas (NTi Audio, 2025).

Figura 28 – Sinal no domínio do tempo e sua decomposição na frequência

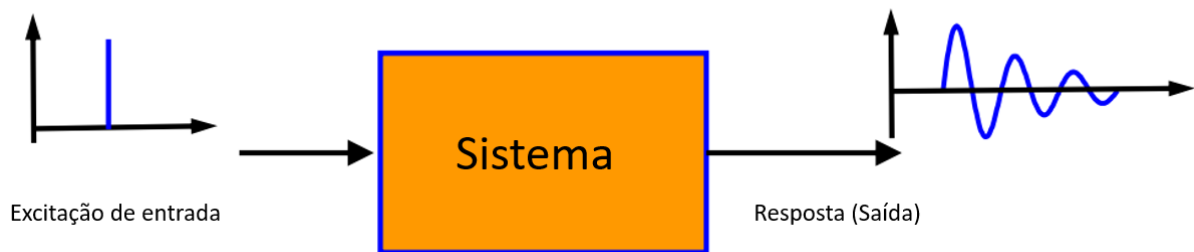


Fonte: Adaptado de NTi Audio (2025)

2.3.4 FRF (Função Resposta em Frequência)

A FRF (em inglês *Frequency response function*) é simplesmente a proporção obtida a partir do espectro de resposta do sistema ao espectro da excitação de entrada, indicado pela Figura 30. Medindo simultaneamente a excitação (força ou deslocamento) e a resposta (deslocamento, velocidade ou aceleração) do sistema no tempo, com seu comportamento sendo mostrado na Figura 29.

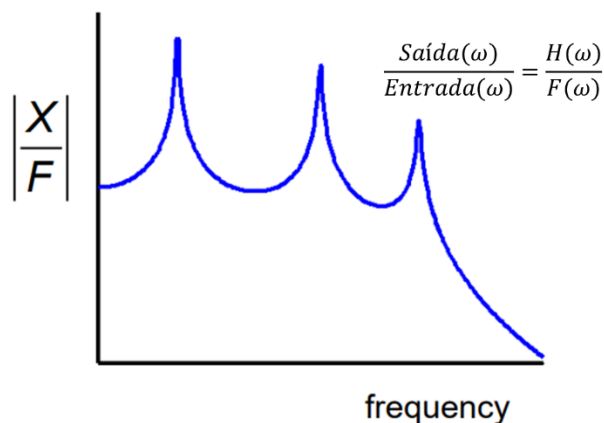
Figura 29 – Resposta ao impulso



Fonte: Adaptado de Brennan (2025)

Após a aquisição os dados são convertidos do domínio do tempo para o domínio da frequência utilizando a FFT, que é encontrada na maioria dos analisadores de sinais e softwares de processamento de sinais.

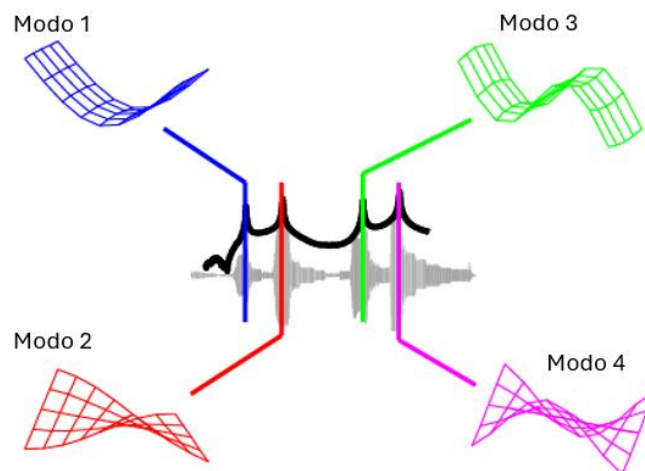
Figura 30 – FRF



Fonte: Adaptado de Brennan (2025)

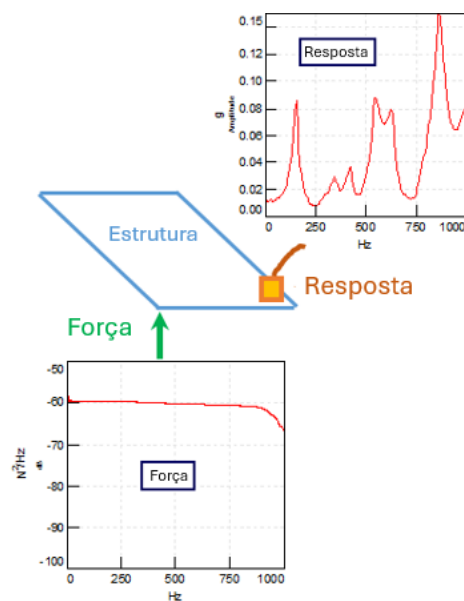
Normalmente são feitas repetidas medições da excitação e resposta, com o intuito de obter diversas FRFs, as medições são geralmente feitas de 3 a 5 vezes no mesmo ponto, dessa forma é retirada a FRF média daquele ponto. Move-se o local de medição (acelerômetro) ou ponto de excitação (impacto ou onda) para obter as FRFs de vários pontos, com isso é possível extrair diversas informações sobre o sistema/estrutura, mostrados na Figura 31 e Figura 32, como os modos de vibração e as frequências naturais. (Avitable, 2025; Schadelbrand, 2020).

Figura 31 – Modos de vibração de uma placa simples



Fonte: Adaptado de Avitable (2025)

Figura 32 – Identificando frequências de ressonância de uma placa simples pela aplicação de uma excitação de impacto



Fonte: Adaptado de Schaldenbrand (2020)

2.3.5 Tratamento de sinais

Para garantir que os dados registrados gerarem resultados bons, é necessário tomar algumas precauções e fazer alguns ajustes, assim como conferir parâmetros.

2.3.5.1 Trigger e pré-trigger

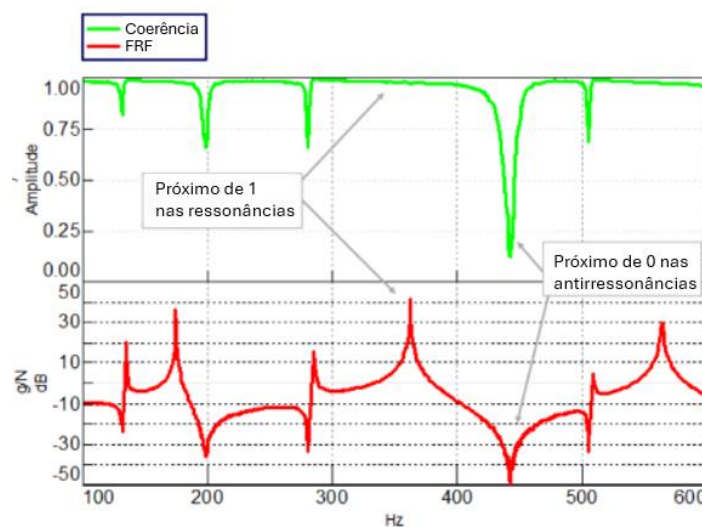
O trigger (gatilho em tradução livre) é o valor mínimo configurado no equipamento de aquisição para iniciar automaticamente a aquisição do sinal. É importante para garantir que o ruído do sistema não acione a medição e gere valores distorcidos.

Junto a ele é também configurado o pré-trigger, sendo este a quantidade de tempo antes da excitação que o analisador deve registrar para garantir que toda a excitação seja registrada.

2.3.5.2 Coerência

A coerência é exibida na Figura 33 e representa o quanto da resposta é devido ao sinal de entrada, mostrando quão repetível é aquela medição. Os valores da coerência variam entre 0 e 1, com 1 representando uma medição perfeitamente repetível e 0 uma medição completamente não repetível. Idealmente se deseja que o valor da coerência seja o mais próximo possível de 1 em todo o intervalo de interesse.

Figura 33 – Coerência e FRF

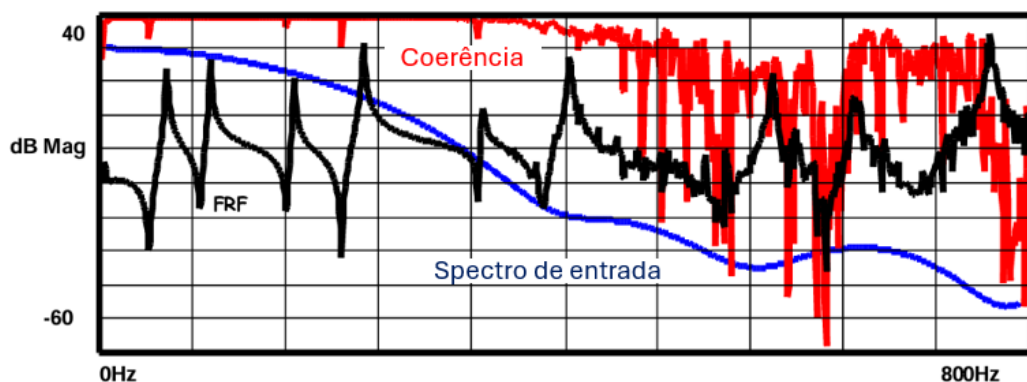


Fonte: Adaptado de Schaldenbrand (2020)

A coerência significativamente menor do que 1 pode indicar problemas na medição ou antirressonâncias. As antirressonâncias são o oposto da ressonância, se na ressonância o sistema tem a amplificação máxima do deslocamento, na antirressonância o deslocamento atinge seu valor mínimo. Elas podem representar acoplamento entre os graus de liberdade, onde diferentes modos de vibração se cancelam numa interferência destrutiva.

Além das antirressonâncias, valores baixos de coerência, como exemplificados na Figura 34 podem indicar problemas de instrumentação, inconsistências na excitação — como impactos realizados em ângulos diferentes ao usar um martelo, por exemplo, situação na qual shakers costumam ser menos suscetíveis — ou ainda força insuficiente para excitar modos em frequências mais altas, como quando se tenta excitar uma estrutura grande utilizando um martelo muito leve (por exemplo, do tamanho de uma caneta). (Schaldenbrand, 2020).

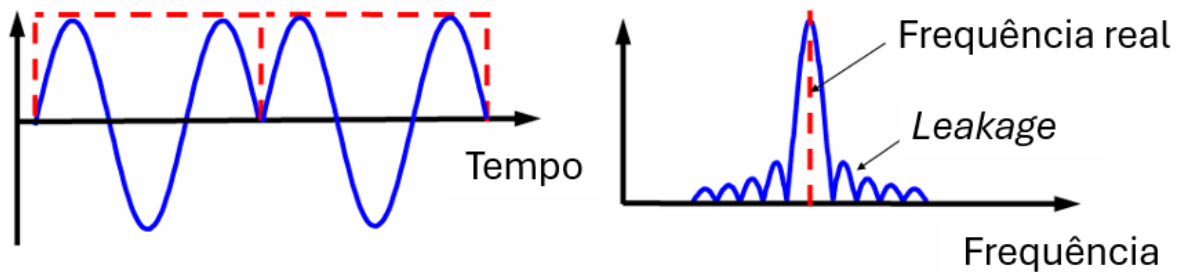
Figura 34 – Coerência e FRF ruins



Fonte: Adaptado de Schaldenbrand (2020)

2.3.5.3 Leakage

Para Avitable (2025), o pior erro de processamento de dados é o fenômeno conhecido como *leakage* (vazamento espectral, em tradução livre). Em sua concepção, a Transformada de Fourier, utilizada na forma da FFT assume que o sinal analisado é periódico e que o segmento amostrado contém um número inteiro de períodos. Ambas as considerações acabam esbarrando em problemas quando em utilização real já que num sinal real as amostragens dificilmente serão contínuas, resultando em saltos na curva. Quando isso ocorre o fenômeno conhecido como *leakage* irá distorcer os dados na frequência, como indicado na Figura 35.

Figura 35 – Sinal truncado e *leakage*

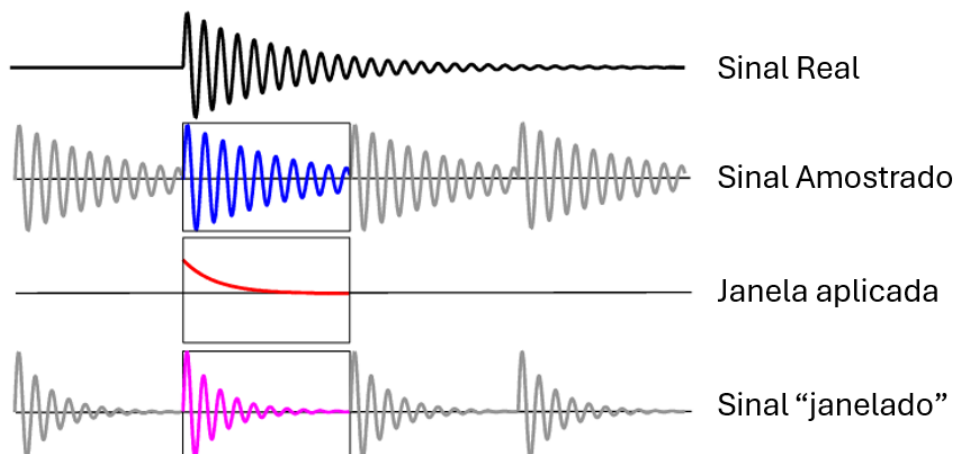
Fonte: Adaptado de Brennan (2025)

2.3.5.4 Windowing

Idealmente, o tempo de aquisição deve ser suficiente para que o sinal do acelerômetro volte a zero ao final da medição. No entanto, nem sempre isso é possível, acarretando no efeito de *leakage*.

Para evitar o problema de *leakage*, é comum a utilização de *windowing* (“janelamento”, em tradução livre), que consiste na aplicação de uma função ponderada para garantir que o início e fim do sinal truncado sejam contínuos e periódicos, essencialmente iguais a zero. A Figura 36 mostra o amortecimento artificial adicionado no sistema medido.

Figura 36 – Windowing do sinal



Fonte: Adaptado Avitable (2025)

Tendo em vista que o *windowing* adiciona amortecimento artificialmente nos dados, ele também distorce os valores, sendo ideal evitar seu uso, preferindo aumentar o tempo de aquisição até que o sinal retorne a zero (Schaldenbrand, 2020).

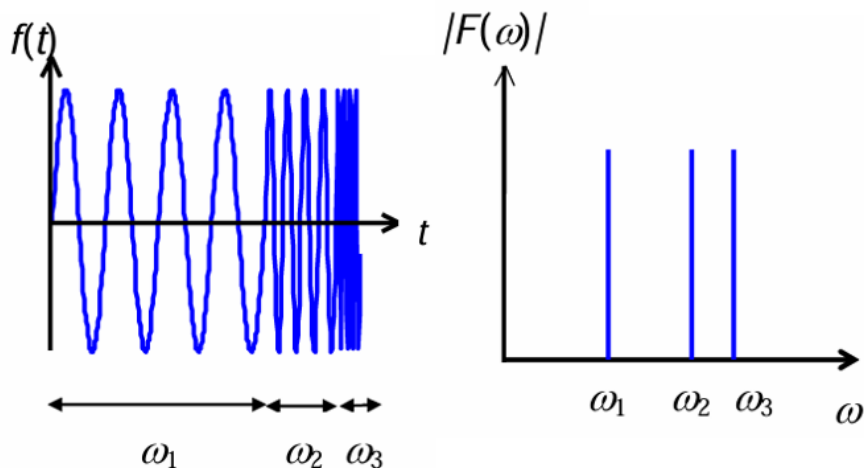
2.3.6 Métodos de excitação

Além do impacto feito pelo martelo de impacto, ao usar um excitador dinâmico (*shaker* ou MTS Elastomer), existem algumas possibilidades de sinais que podem ser aplicados. Brevemente são apresentados os principais métodos:

2.3.6.1 Stepped Sine

O sinal *Stepped Sine* (seno modulado em tradução livre), conforme mostrado na Figura 37, consiste na aplicação de um sinal senoidal em uma frequência definida, variando-a em intervalos discretos. Por conta disso, esse sinal é o mais lento já que cada frequência é analisada individualmente, no entanto, costuma produzir os melhores resultados (Avitable, 1998).

Figura 37 – Stepped Sine

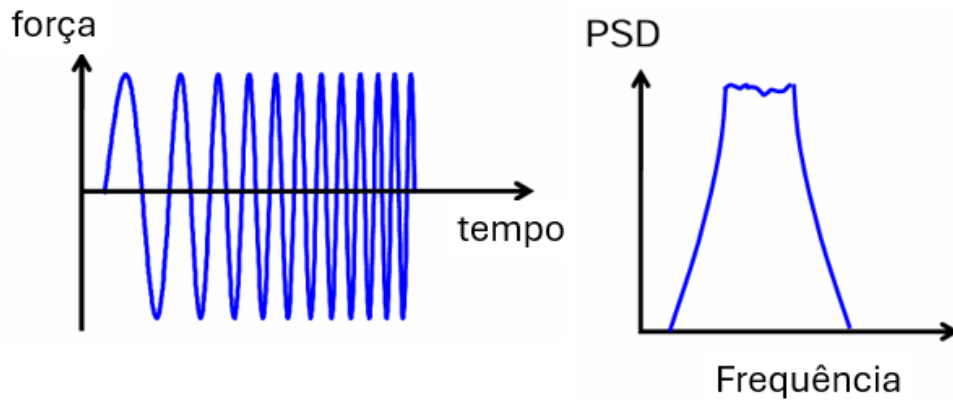


Fonte: Adaptado de Brennan (2025)

2.3.6.2 Sine Chirp

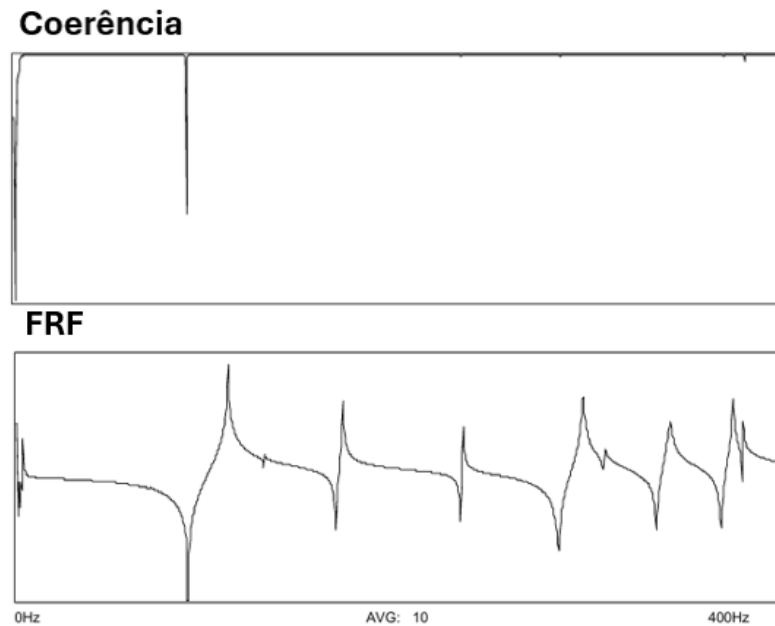
Sine Chirp consiste numa varredura rápida de baixa frequência até a frequência desejada, num único intervalo de amostragem e é feito de forma contínua. É consideravelmente mais rápido que o *stepped sine* e costuma produzir boa coerência (Avitable, 1998). A Figura 38 e Figura 39 mostram os comportamentos esperados desse sinal.

Figura 38 – Sine Chirp



Fonte: Adaptado de Brennan (2025)

Figura 39 – Coerência e FRF Sine Chirp

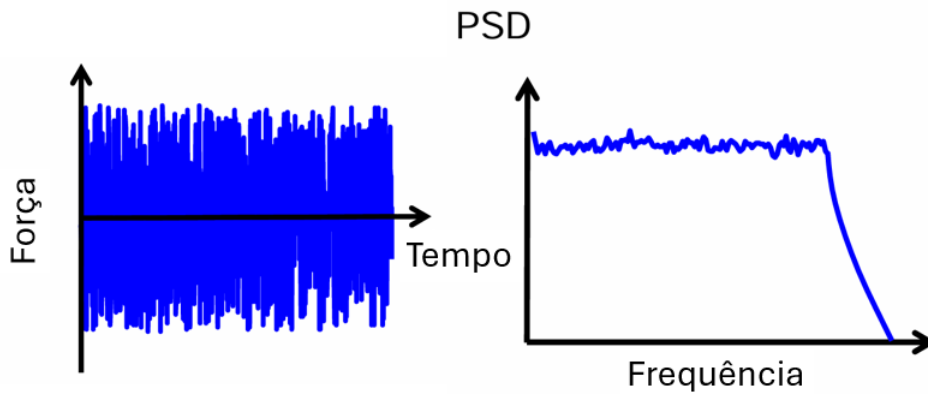


Fonte: Adaptado de Brennan (2025)

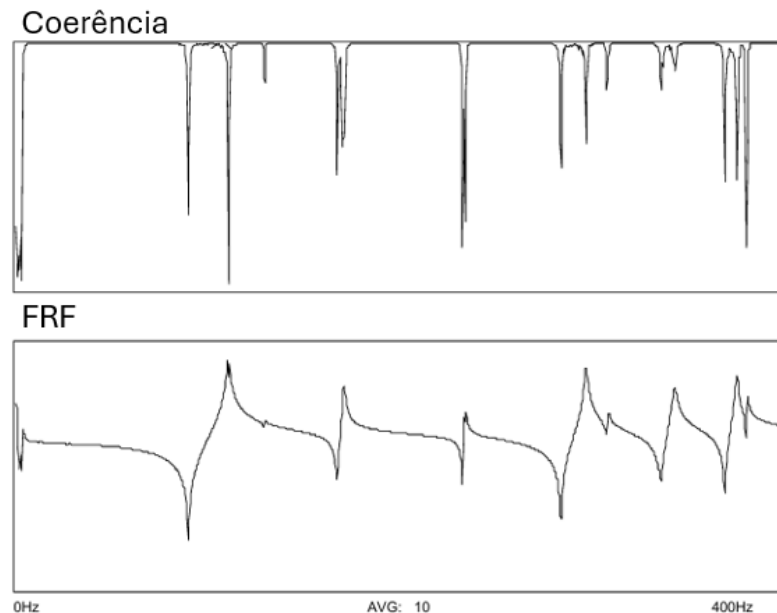
2.3.6.3 Aleatório

Amplamente utilizado, o sinal aleatório não é o mais indicado para excitação do sistema. A Figura 40 mostra como a natureza aleatória do sinal excita a estrutura com amplitudes e fases variadas, tendendo a normalizar pequenas não-linearidades presentes. Enquanto isso é benéfico, o sinal nunca satisfaz a condição de periodicidade para a FFT. Isso resulta em graves problemas de *leakage*, que mesmo com aplicação de *windowing*, ainda mostra problemas de coerência nas ressonâncias, como indicado pela Figura 41. (Avitable, 1998).

Figura 40 – Excitação aleatória



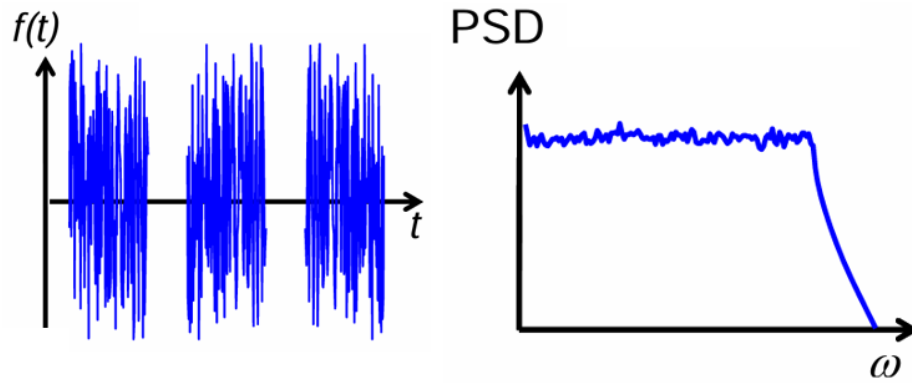
Fonte: Adaptado de Brennan (2025)

Figura 41 – Coerência e FRF excitação aleatória com *windowing*

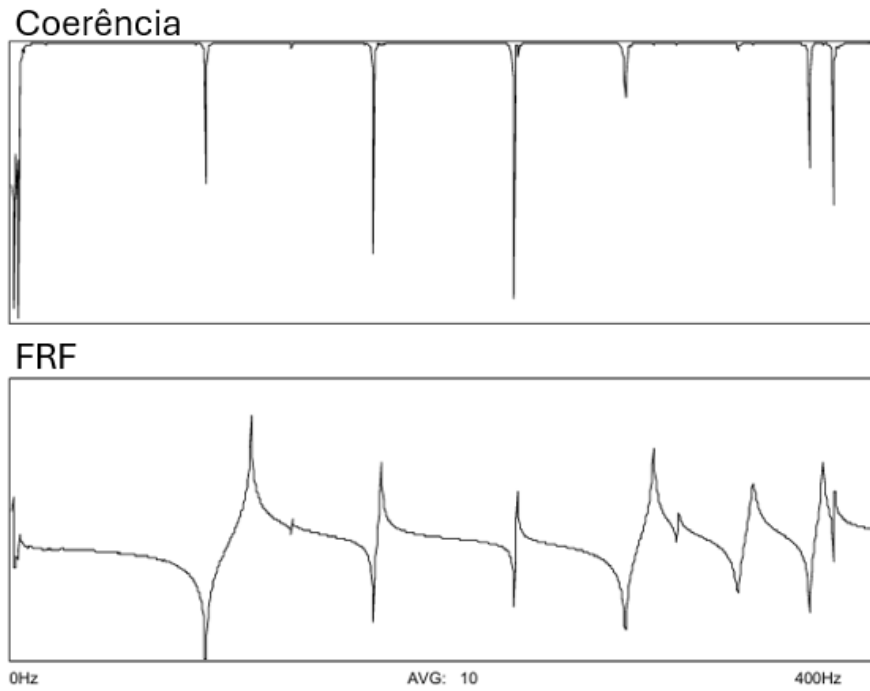
Fonte Adaptado de Brennan (2025)

2.3.6.4 Burst Random

Diferente do aleatório, o sinal *Burst Random* gera uma excitação aleatória durante apenas uma parte da aquisição, retornando a zero antes do final, assim como mostrado na Figura 42. A combinação disso com um *pré-trigger* adequado garante que a medição cumprirá os requisitos da FFT e não haverá *leakage*. Esse sinal gera uma FRF muito mais limpa e bem definida, mostrada na Figura 43, com melhor coerência do o aleatório simples. Seus resultados são comparáveis ao *Sine Chirp*.

Figura 42 – Excitação *Burst Random*

Fonte: Adaptado de Brennan (2025)

Figura 43 – Coerência e FRF excitação *Burst Random*

Fonte: Adaptado de Brennan (2025)

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Esta seção apresenta os recursos experimentais, os procedimentos adotados e a organização geral dos ensaios realizados neste trabalho. Como os objetivos principais são entender os fundamentos experimentais da vibração e comparar diferentes métodos de excitação aplicados à análise dinâmica de coxins automotivos, foram conduzidos experimentos independentes, cada um com configurações específicas de montagem, instrumentação e aquisição de dados.

Inicialmente, são descritos os equipamentos e instrumentos utilizados nos ensaios, incluindo martelo de impacto, acelerômetros, sistemas de aquisição de dados e máquina servohidráulica MTS Elastomer. Em seguida, são detalhados os procedimentos experimentais, subdivididos conforme os diferentes ensaios realizados. Cada subseção apresenta o objetivo do teste, o setup de montagem aplicado, os parâmetros operacionais e os critérios de execução, permitindo a reprodutibilidade e garantindo transparência metodológica. Nesta etapa são descritos apenas os aspectos metodológicos. As análises, interpretações e comparações dos resultados são apresentadas separadamente no capítulo seguinte, dedicado exclusivamente à discussão dos resultados experimentais.

3.1 EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

Este capítulo apresenta os equipamentos utilizados em todos os experimentos, mesmo que nem todos tenham sido utilizados simultaneamente.

Na Figura 44 apresenta-se o martelo instrumentado B&K 8206-003, utilizado nos ensaios de impacto. Esse equipamento possibilita a aplicação de excitação impulsiva controlada e possui um sensor de força integrado, responsável pela medição do impacto aplicado. O martelo conta ainda com ponteiras intercambiáveis de diferentes materiais, que permitem ajustar a faixa de frequências excitada em cada teste.

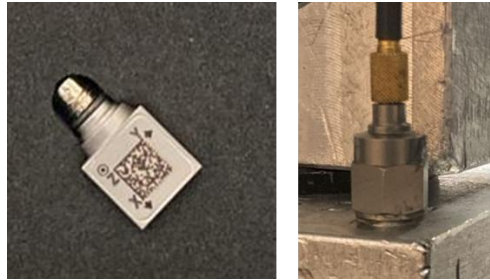
Figura 44 – Martelo B&K 8206-003 e ponteiras intercambiáveis



Fonte: Produzido pelo autor (2025)

Para a medição das acelerações, utilizaram-se os acelerômetros B&K 4535-B (triaxial) e B&K (, mostrados na Figura 45, instalados em diferentes pontos de acordo com o objetivo de cada ensaio. A fixação foi realizada por meio de cola Loctite e com fita adesiva na fixação do cabo do acelerômetro.

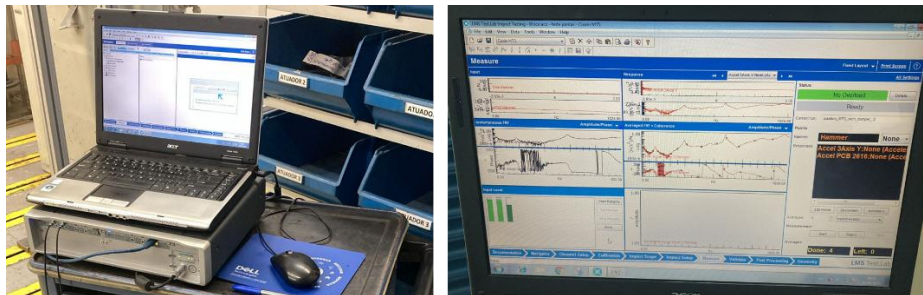
Figura 45 – Acelerômetros uniaxial e triaxial



Fonte: Produzido pelo autor (2025)

A aquisição dos sinais foi efetuada por meio do sistema de aquisição de 8 canais LMS Scadas, ilustrado na Figura 46, capaz de operar com diferentes taxas de amostragem, janelas de aquisição e número de médias. Esse sistema foi utilizado em conjunto com os softwares Test.Lab Impact Testing e Test.Lab Signature Acquisition.

Figura 46 – LMS Scadas Mobile e Test.Lab Impact Testing



Fonte: Produzido pelo autor (2025)

Para os ensaios com excitação controlada, empregou-se uma máquina MTS Elastomer 831, apresentada na Figura 47. Esse equipamento permite a aplicação de sinais periódicos ou aleatórios diretamente ao corpo de prova, possibilitando a análise do comportamento dinâmico sob condições de excitação controlada.

Figura 47 – MTS 003



Fonte: Produzido pelo autor (2025)

A MTS Elastomer mostrada tem capacidade de força de $\pm 15\text{kN}$, curso de deslocamento de $\pm 30\text{mm}$, conseguindo caracterizar a rigidez dinâmica dos coxins de $0,01\text{Hz}$ até 400Hz . Ela contém um gerador de sinais integrado, capaz de gerar o sinal aleatório, senoidal, varredura senoidal, quadrada, entre outros. No entanto, durante os testes foi observado que a força não era mantida durante a aplicação dos sinais usando o gerador. Foi tentado suporte técnico da MTS, porém não houve resposta.

3.2 CONFIGURAÇÃO DOS ENSAIOS

3.2.1 Ensaio 1 – Martelo de impacto

O primeiro teste consistiu num ensaio preliminar em um bloco de aço maciço com o propósito de avaliar o comportamento do sistema de aquisição e verificar a influência do material da ponteira do martelo sobre o espectro de excitação gerado.

Esse procedimento tem como função validar a confiabilidade do conjunto martelo–acelerômetro–sistema de aquisição, além de permitir a observação direta do efeito da rigidez da ponteira sobre o conteúdo em frequência do impacto. Ensaio desse tipo são recomendados como etapa inicial em análises experimentais de vibração, garantindo que os sensores, conexões e parâmetros de aquisição estejam operando corretamente antes da aplicação em componentes mais complexos (Avitable, 1998; Brennan, 2025).

O teste foi realizado em um bloco de aço de geometria regular, apoiado sobre uma camada de borracha de proteção de bancada — semelhante às utilizadas em mesas de ferramentaria — para reduzir a transmissão direta de vibrações para a mesa, conforme mostra a Figura 48.

Figura 48 – Bloco de aço com acelerômetro



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

O acelerômetro triaxial foi fixado com a cola Loctite em uma das faces laterais do bloco, enquanto o martelo de impacto foi utilizado para aplicar impactos na face oposta. Foram utilizadas as 3 ponteiros, mostradas na Figura 45.

Cada configuração foi ensaiada quatro vezes para garantir repetibilidade e permitir o cálculo da FRF média.

A aquisição dos sinais de força (martelo) e aceleração (acelerômetro) foi realizada por meio do sistema LMS Scadas, utilizando o software LMS Test.Lab Impact Testing. O *trigger* foi ajustado de forma a registrar todo o evento do impacto e parte do sinal prévio (*pré-trigger*), e os dados foram processados pelo software para obtenção da FRF. Foi utilizado um *bandwidth* de 8192Hz e resolução de 1Hz.

3.2.2 Ensaio 2 – Condições de contorno no *damp*er do coxim

O segundo experimento visa comparar a diferença que as condições de contorno causam nos resultados da instrumentação de uma peça. Foi escolhido um *damp*er de um coxim automotivo, mostrado na Figura 49, já que ele apresenta especificações definidas em alguns dos eixos.

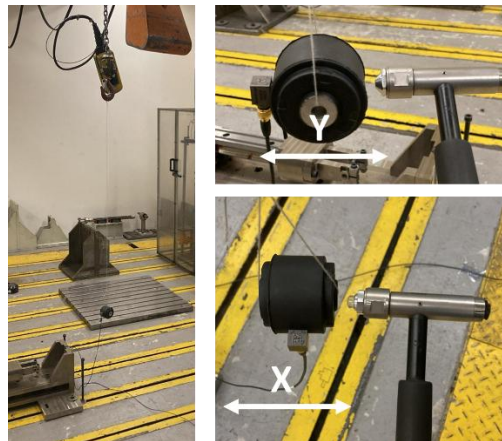
Figura 49 – Coxim de motor e *damper*



Fonte: Montagem com fotos do próprio autor (2025)

Para o teste em condição livre foi utilizado um *damper* mostrado na Figura 50, fixado através de um barbante e recebendo os impactos com diferentes ponteiros e nos eixos indicados. O acelerômetro foi fixado com cola Loctite.

Figura 50 – Damper pendurado por barbante



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Foi utilizado *bandwidth* de 1024Hz e resolução de 1Hz para todos esses testes. Além disso, foram utilizados resultados do teste com o damper rigidamente fixado no atuador da MTS-003, conforme Figura 51, feito em 2018. Ele foi fixado num dispositivo de alumínio, que por sua vez é preso na MTS-003. Por ser uma máquina de ensaios, a MTS-003 oferece rigidez estrutural elevada e isolamento de quaisquer vibrações externas a máquina, dessa forma, a caracterização da peça é feita com baixíssima interferência.

Figura 51 – Damper condição fixada



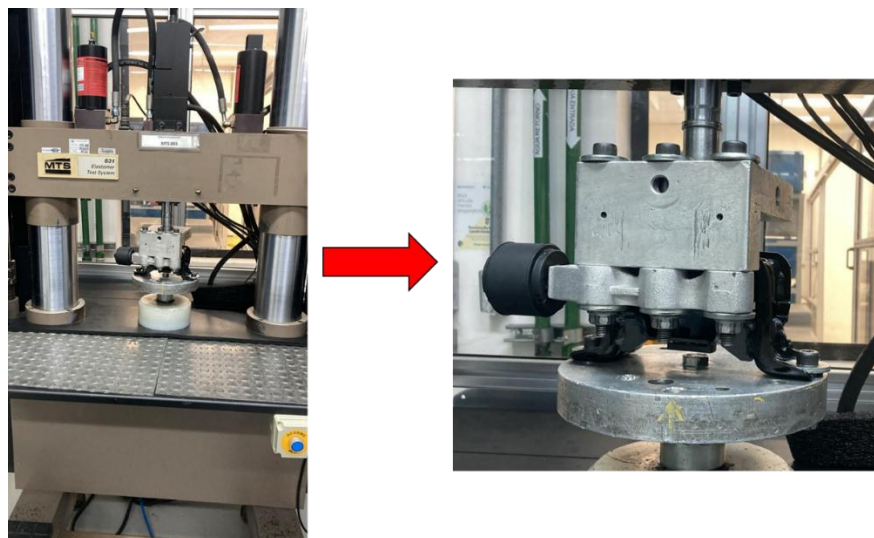
Fonte: Vibracoustic (2018)

3.2.3 Ensaio 3 – Rigidez dinâmica e ângulo de fase do coxim com e sem *damper*

Nesse experimento, o coxim foi fixado com seu dispositivo de teste de rigidez dinâmica, criado para simular a montagem do carro, conforme a

Figura 52. Nela foi feita a caracterização da rigidez estática, dinâmica e ângulo de fase do coxim de 1 a 400Hz, com passo de 1Hz. O teste foi feito com o damper acoplado e posteriormente sem o damper, para visualizar a diferença no resultado.

Figura 52 – Setup rigidez dinâmica



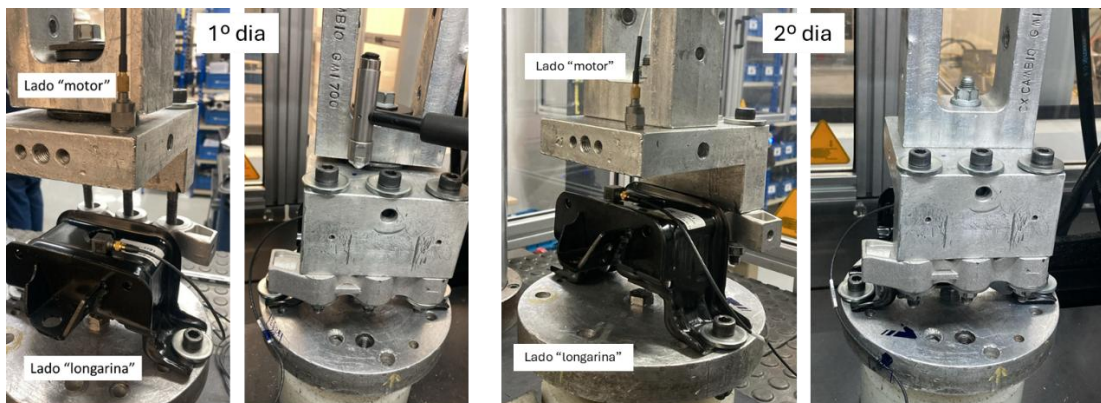
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Os dados de rigidez e ângulo de fase foram calculados pelo software MPT (*MultiPurpose TestWare*). O teste foi realizado com amplitude de deslocamento de $\pm 0,05\text{mm}$, valor selecionado de modo a permitir a comparação direta entre as condições com e sem *damper*. Essa amplitude foi definida de forma arbitrária, uma vez que os valores operacionais utilizados pela indústria não são disponibilizados por questões de confidencialidade. Ainda assim, a escolha é suficiente para avaliar o comportamento relativo entre as configurações analisadas.

3.2.4 Ensaio 4 – Martelo de impacto no coxim com e sem *damper*

Ainda no mesmo dispositivo, foi também feito teste com martelo de impacto no coxim. Foi colado um acelerômetro na parte móvel (atuador), que faz a movimentação simulando o motor e outro no *housing* do coxim, de forma a pegar a vibração transmitida através da borracha do coxim, como mostrado na Figura 53. O teste foi feito com e sem o *damper*. Assim como nos testes anteriores do *damper*, o bandwidth foi de 1024Hz e resolução de 1Hz. Durante a realização do experimento, não houve tempo necessário para concluir todas as medições, sendo o experimento reconduzido em outro dia.

Figura 53 – Setup impacto



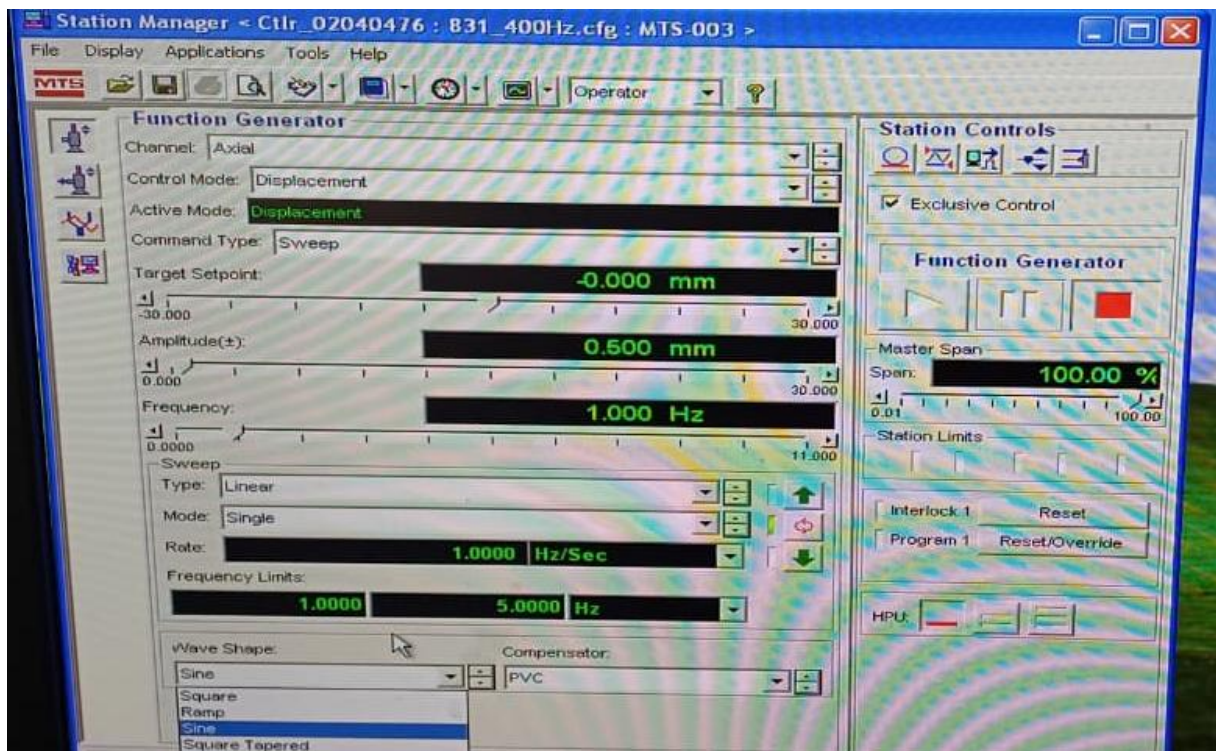
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

3.2.5 Ensaio 5 – Excitação controlada no coxim com e sem *damper*

Mantendo a mesma configuração de montagem do Ensaio 4, foi realizado teste de excitação com o gerador de funções do aplicativo MPT, mostrado na Figura 54. Foram utilizados os sinais *sine chirp* (varredura senoidal) de 1 a 100Hz, com velocidade de 1Hz/s e aleatório, configurado de 1 a 400Hz. Da mesma forma, foi feita aquisição com *bandwidth* de

1024Hz e resolução de 1Hz. A MTS que faz a excitação não possui saída externa para leitura da força sendo aplicada, e a fábrica não possui amplificador de sinal para extração desse sinal externamente. Por esse motivo, para esse teste não foi realizada a FRF, mas sim calculada a transmissibilidade.

Figura 54 – Gerador de sinais MTS



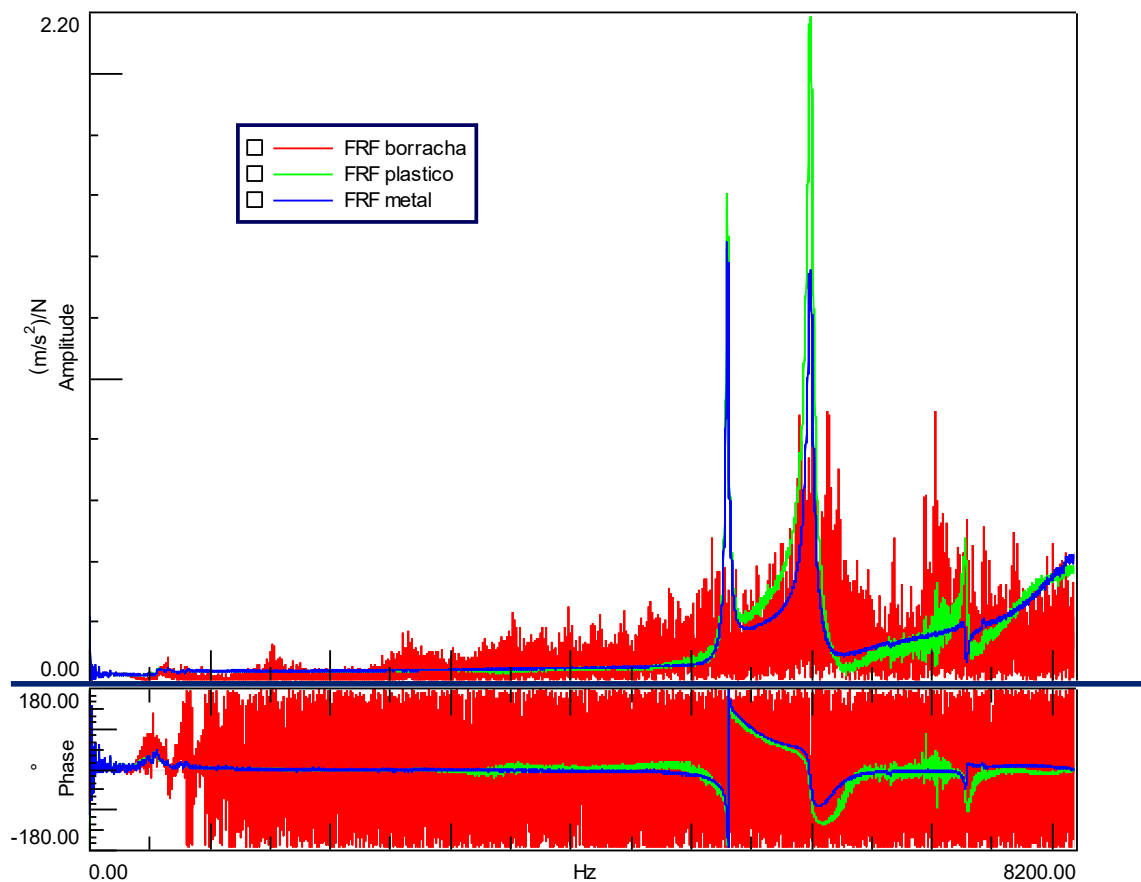
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 ENSAIO 1 – MARTELO DE IMPACTO

A Figura 55 apresenta as FRFs e ângulo de fase obtidas para as três ponteiros utilizadas. Observa-se que o formato geral da resposta permanece consistente, mas a qualidade de cada curva depende do material da ponteira.

Figura 55 – FRFs e fase de diferentes ponteiros

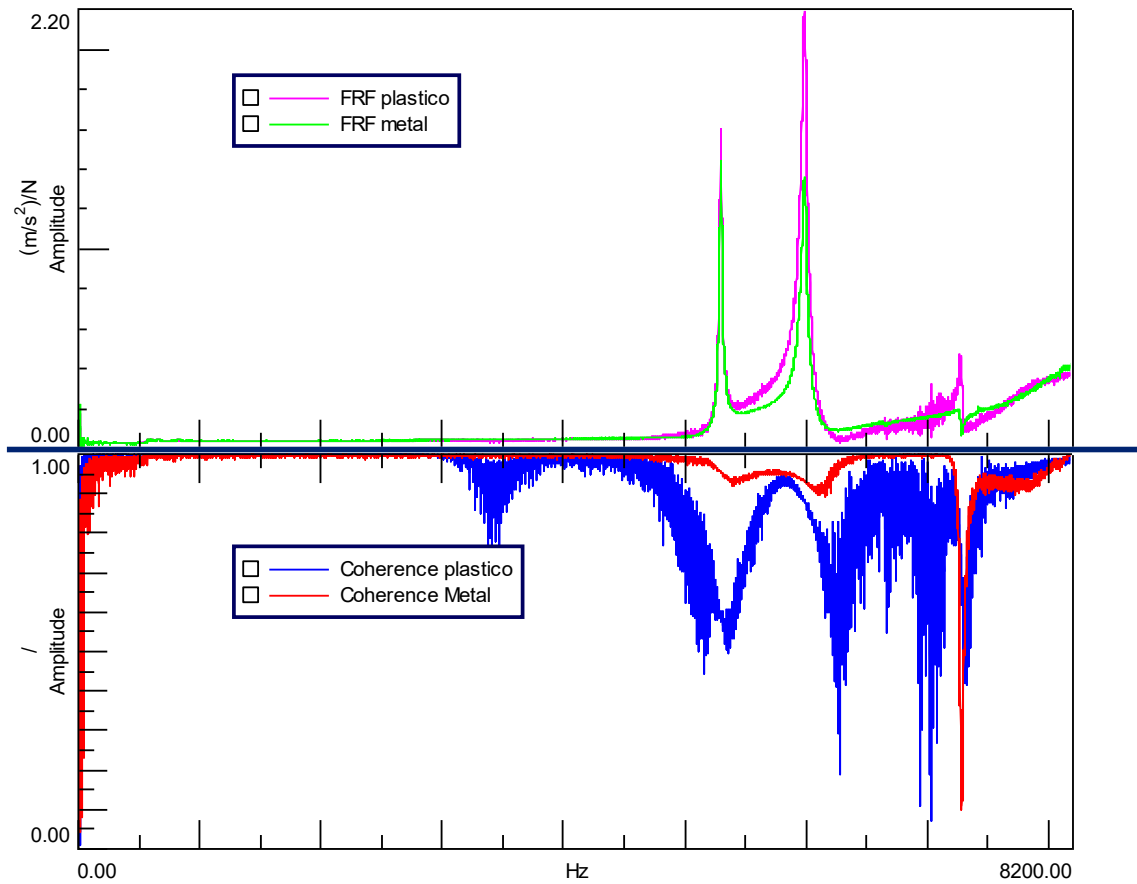


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

A imagem permite facilmente identificar que a ponteira de borracha produz resultados insatisfatórios para a medição, com ruído excessivo na maior parte do espectro de frequência.

Na imagem é visível também que a ponteira de plástico apresentou a mesma forma da ponteira de metal, porém com maior ruído nas frequências mais altas. Para se entender melhor, é mostrada na Figura 56 apenas as FRFs das ponteiros de plástico e metal, junto com suas coerências:

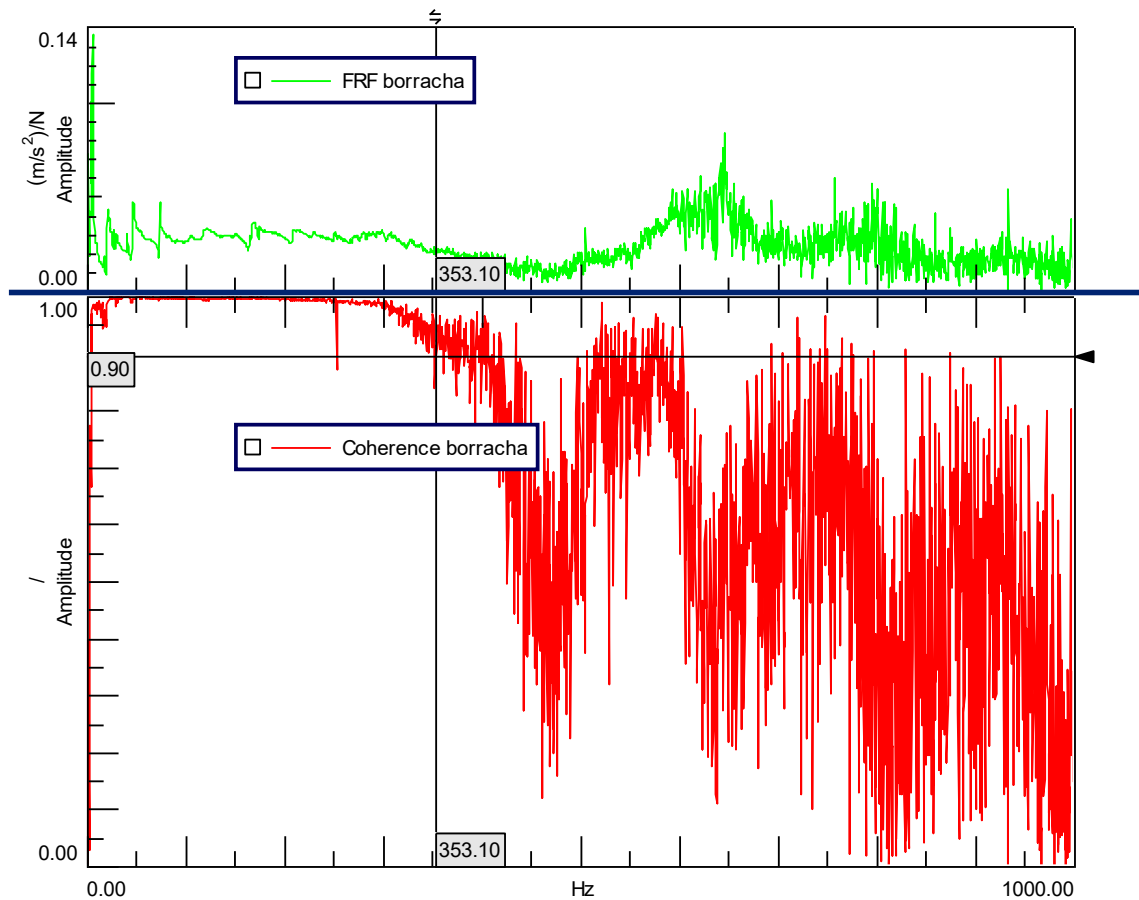
Figura 56 – FRFs e coerência



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Na Figura 56 observa-se que o perfil da FRF é consistente com ambas ponteiros, no entanto, o plástico apresenta maior ruído. Ao se verificar a coerência de cada curva, é visível que a ponteira de metal apresenta maior coerência nas frequências mais elevadas, justificando sua curva mais limpa. Da mesma forma, faz-se a análise da Figura 57, contendo as curvas da ponteira de borracha:

Figura 57 – FRFs e coerência ponteira de borracha

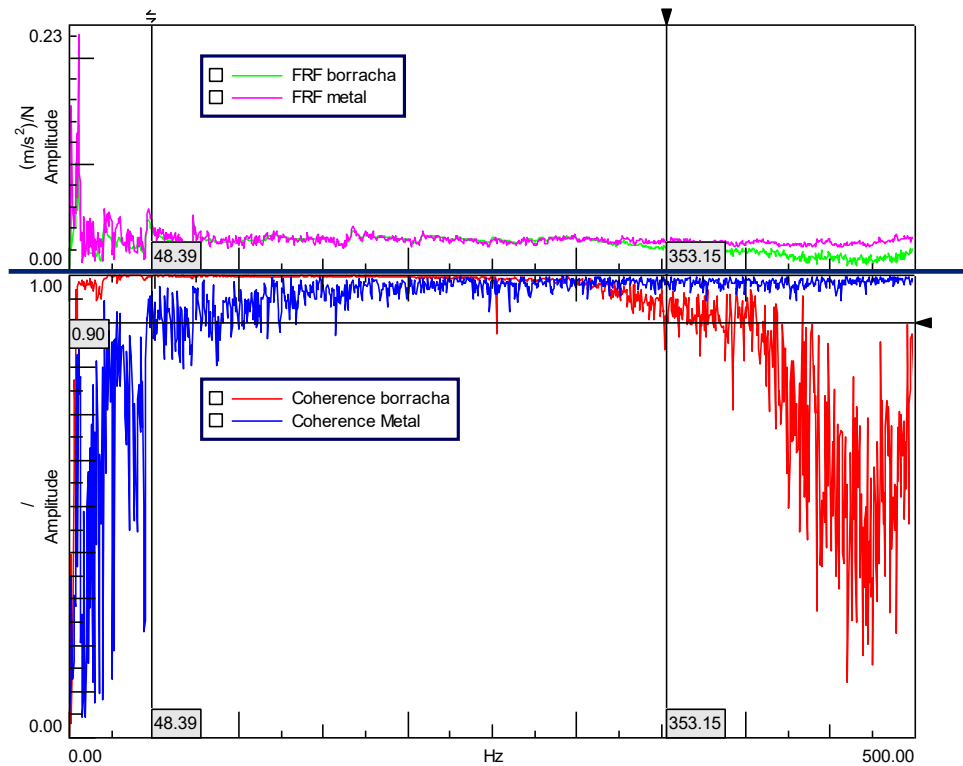


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Observa-se que a coerência cai para baixo de 0,9 a partir de aproximadamente 350Hz, sendo visível na FRF que a curva passa a ter ruído acima dessa faixa, mostrando o motivo de não ser possível fazer uma leitura correta dos valores na grandeza dos milhares de Hz.

Esse comportamento pode num primeiro momento dar a impressão de que a ponteira de borracha é inferior as demais e que a de metal deve sempre ser utilizada, no entanto, esse não é sempre o caso. Para tal verificação, a Figura 58 traz as curvas das ponteiras de borracha e metal até os 500Hz.

Figura 58 – FRFs e coerência ponteiras de borracha e metal



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Ao observar uma faixa menor de frequência, verifica-se que a ponteira de metal não consegue colocar energia efetivamente nas frequências baixas, apresentando coerência significativamente inferior a 0,9, enquanto nessa faixa a borracha apresenta coerência praticamente igual a 1,0 em toda o espectro. Isso é importante uma vez que ao lidar com coxins de motor, como mostrado anteriormente, as frequências naturais e modos principais de movimentação do motor são em baixas frequências, portanto ao caracterizar componentes nessa faixa, a ponteira de borracha se mostra mais adequada que a de metal.

4.2 ENSAIO 2 – CONDIÇÕES DE CONTORNO NO DAMPER DE UM COXIM DE MOTOR

Inicialmente, planejava-se realizar o teste nas direções X e Y, utilizando as 3 ponteiras, no entanto, durante o experimento o barbante arrebentou, como mostrado na Figura 59. Refazer a montagem significaria alterar as condições de contorno novamente, por isso, optou-se em utilizar os resultados já obtidos e não repetir o teste.

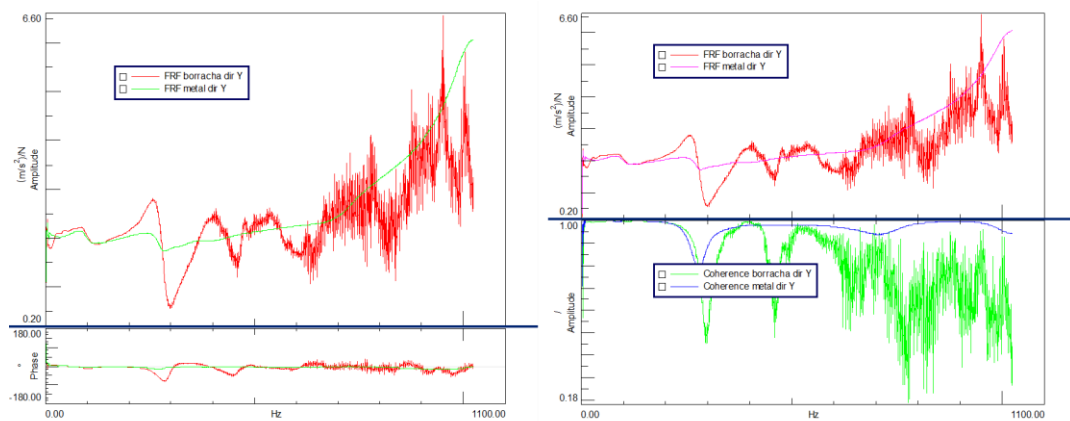
Figura 59 – Falha no experimento



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

A Figura 60 representa a FRF, ângulo de fase e coerência dos testes feitos na direção Y. Não foi possível identificar picos bem definidos, com a curva crescendo até os 1024Hz.

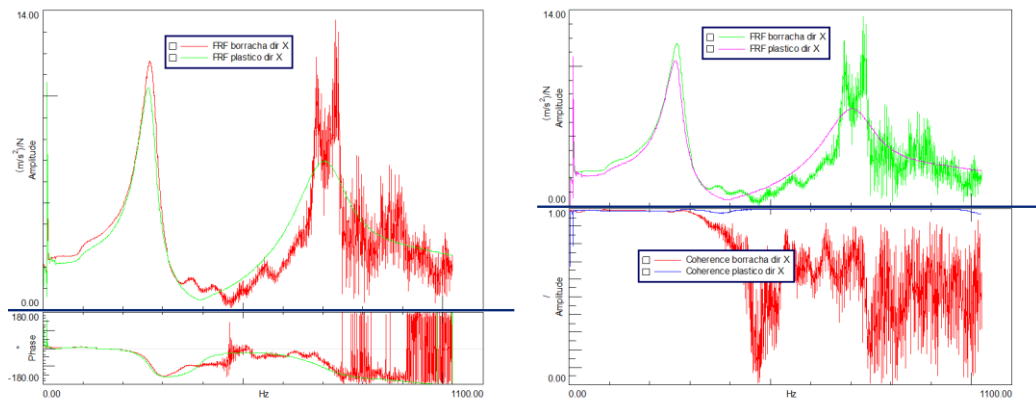
Figura 60 – FRFs damper direção Y



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Assim como no experimento anterior, a ponteira de borracha apresentou baixa coerência depois dos 300Hz. Já na Figura 61, os resultados do eixo X mostraram picos bem definidos, no entanto eles não são picos estreitos, indicando que o setup ou aquisição ainda tem espaço para otimização.

Figura 61 – FRFs damper direção X

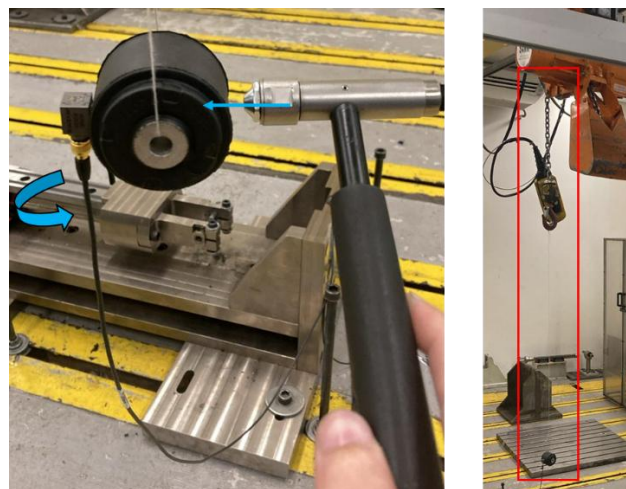


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Para justificar esses resultados, é possível fazer uma análise no setup feito e identificar potenciais problemas não considerados. Dentre eles, pode ser observada a relação de massa do acelerômetro e *damper*, onde o acelerômetro tem 5% da massa do *damper*, podendo causar interferência ao alterar a massa total testada.

Além disso, apesar da tentativa de fixação do cabo do acelerômetro, não foi possível eliminar o efeito da presença dele, pois, assim como indicado pela Figura 62, é observado torque de oposição que o cabo faz após o impacto do martelo. Também é importante observar a fixação superior do barbante, tendo sido feita no gancho da talha do laboratório, não sendo um ponto rígido, tendo alguns GDL e massa considerável.

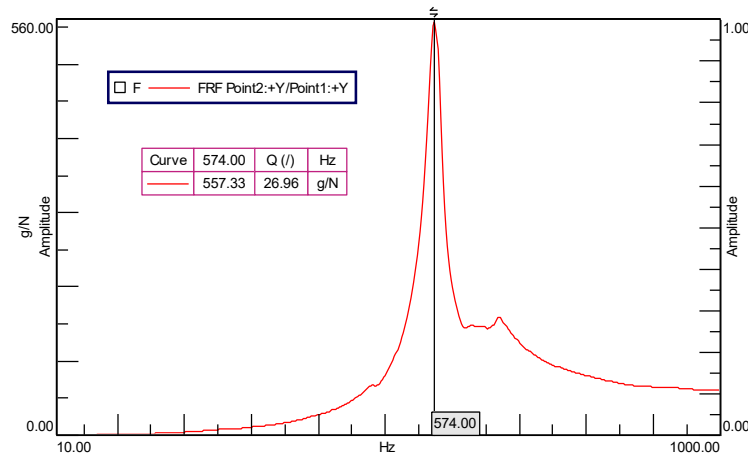
Figura 62 – Problemas do setup



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Já para o a condição de contorno fixa, a Figura 63 mostra os resultados referentes a um ensaio feito em 2018 por um técnico habilitado. Eles serão usados apenas como referência, para que seja feita comparação, visto a disponibilidade do laboratório para interromper as atividades padrão para permitir o teste.

Figura 63 – FRF direção Y do *damper* fixado rigidamente

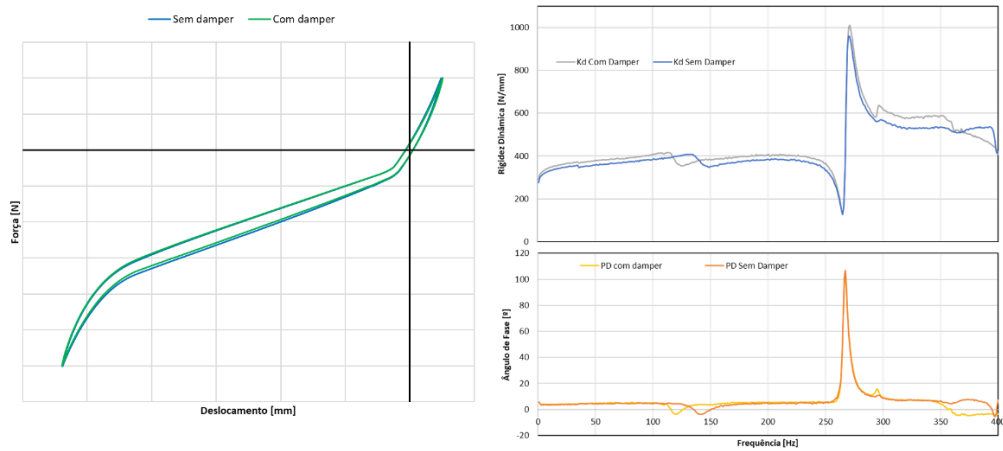


Fonte: Vibracoustic (2018)

4.3 ENSAIO 3 – RIGIDEZ DINÂMICA E ÂNGULO DE FASE DO COXIM COM E SEM *DAMPER*

Os resultados de rigidez estática, assim como mostrados na Figura 64, são os mesmos para o coxim com e sem o *damper*. Esse comportamento já era esperado devido a esse teste ser feito com baixa velocidade de avanço, de forma a não ativar o comportamento dinâmico do coxim. Quanto a rigidez dinâmica, mostrada na mesma figura, as curvas permanecem com mesmo perfil, no entanto é notável que há um deslocamento de alguns fenômenos observados na medição, como o vale na rigidez formado próximo aos 120Hz.

Figura 64 – Rigidezes e ângulo de fase coxim com *damper* x sem *damper*

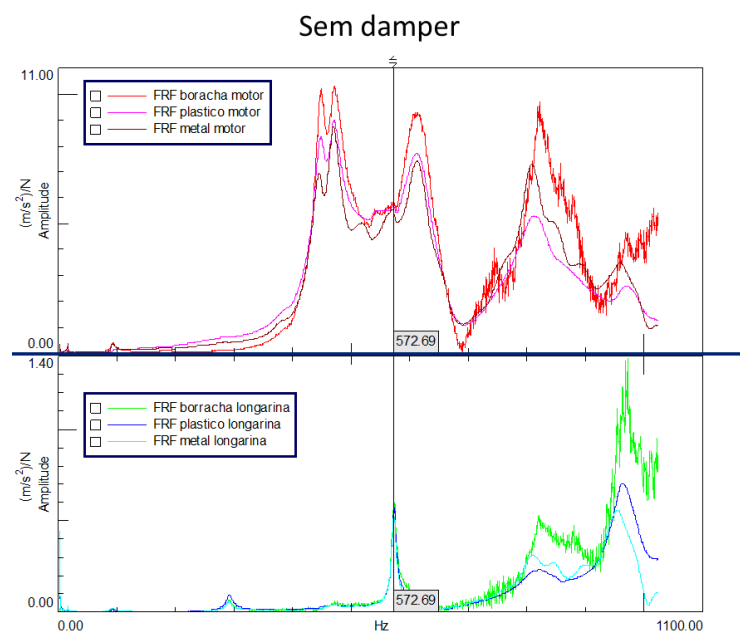


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

4.4 ENSAIO 4 – MARTELO DE IMPACTO NO COXIM COM E SEM *DAMPER*

No teste de impacto, comparando mais uma vez as curvas de FRF obtidas para cada uma das ponteiros, observa-se na Figura 65 que a borracha apresenta ruído nas frequências mais elevadas, enquanto plástico e metal tem resultados bem semelhantes. Com esses resultados, os demais testes no coxim são feitos usando apenas a ponteira de plástico.

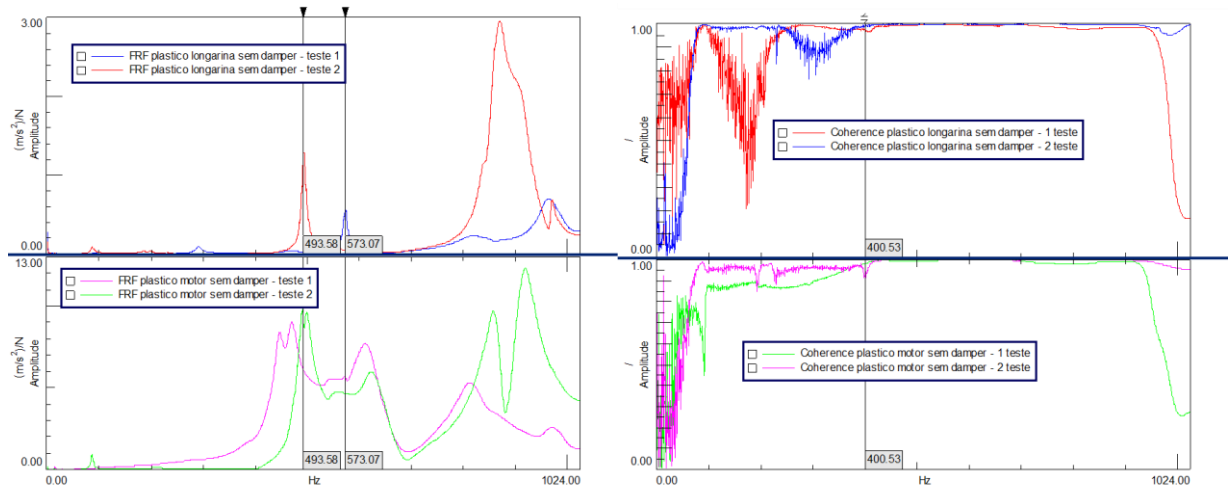
Figura 65 – FRFs lado “motor” e “longarina”



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

No momento em que o teste foi realizado a primeira vez, houve tempo apenas de fazer o teste sem o *damper*, sendo necessário o repetir outro dia para que houvesse comparação entre as condições, utilizando a mesma peça e mesmos dispositivos de fixação e instrumentos. Um problema ao analisar a Figura 66 foi detectado durante a análise dos resultados: As FRFs do primeiro e segundo dia estavam diferentes.

Figura 66 – FRFs lado “motor” e “longarina” em dois dias diferentes

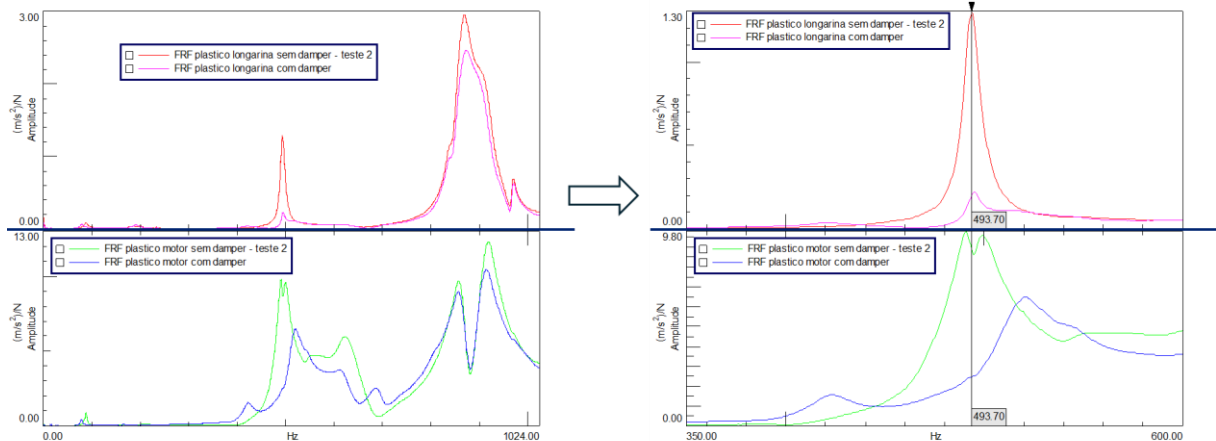


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Entre as explicações possíveis, é possível citar uma montagem não idêntica, apesar de usar os mesmos dispositivos de teste e peça, os torques aplicados nos parafusos podem não ter sido iguais, além de que no primeiro dia, algumas arruelas adicionais foram usadas. Devido a essas diferenças, apenas os valores da segunda medição serão utilizados nas análises posteriores, já que compartilham a mesma montagem.

A Figura 67 compara as FRFs com e sem o *damper* e o principal efeito foi a diminuição da amplitude dos picos, especificamente no *housing* (parte passiva do coxim). Esse comportamento vai de encontro com a teoria de vibrações, com o *damper* essencialmente absorvendo a vibração naquela frequência e diminuindo sua amplitude.

Figura 67 – FRFs lado “motor” e “longarina” com e sem *damper*



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

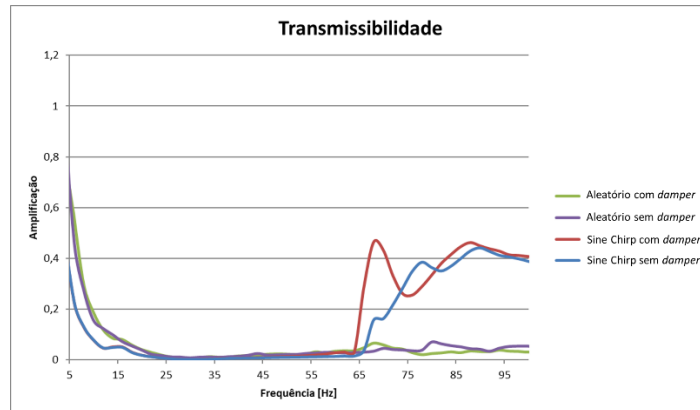
Uma discrepância do esperado, no entanto, é que ao utilizar o *damper*, o pico da FRF no *housing* se deslocou para uma frequência ligeiramente superior, passando de aproximadamente 493Hz para 495Hz. Esse comportamento é estranho, pois o esperado era de que o amortecimento adicionado pelo *damper* diminuísse a frequência do pico.

4.5 ENSAIO 5 – EXCITAÇÃO CONTROLADA NO COXIM COM E SEM *DAMPER*

Para o último ensaio, conforme citado no capítulo 3.2, foi utilizado sinal de varredura senoidal e aleatório. No entanto, diversos problemas foram encontrados durante esse teste, dentre eles: Ao gerar um sinal de varredura senoidal, utilizando os parâmetros de controle de $\pm 750\text{N}$ de força, a MTS-003 não conseguia manter a força constante ao aumentar a frequência diretamente. Foi necessário habilitar o compensador PVC (peak-valley-compensation) para que a força ficasse em níveis aceitáveis, além disso, mesmo com o PVC ativo, os valores só ficavam dentro de 10% de variação até os 120Hz, não conseguindo manter até os 400Hz de limite teórico da máquina.

Já no sinal aleatório, não foi possível fazer o acompanhamento, embora a máquina seja capaz de gerar o sinal. Outro limitante desse teste é o fato da MTS-003 não possuir saídas (output) de leitura da força aplicada, assim não podendo ser registrada no LMS para a geração da FRF igual aos testes do martelo. Por esse motivo, foi gerada na Figura 68 a transmissibilidade do coxim até os 100Hz, sendo obtida através da divisão dos Autopowers do acelerômetro de saída (*housing*) pela entrada (*bracket*).

Figura 68 – Transmissibilidade



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Os valores de transmissibilidade devem ser idealmente os mais baixos possíveis, já que se deseja que a menor vibração possível seja transferida do motor para o resto do carro. Analisando o gráfico, ele apresenta algumas inconsistências com o esperado e com os resultados dos testes anteriores, sendo visível que no sinal sine chirp, foi registrada transmissibilidade menor no coxim sem o *damper*, além de a transmissibilidade começar a subir perto dos 65Hz, efeito esse que não foi detectado ao usar o sinal aleatório. Como os coxins de borracha são naturalmente não-lineares, a aplicação da força ser mantida constante é um requisito para que análises confiáveis possam ser feitas, indicando que esse ensaio está comprometido.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho analisou comparativamente diferentes métodos de excitação aplicados à caracterização dinâmica de coxins de motor automotivo e suas partes, enfatizando como o tipo de sinal, as condições de montagem e as limitações dos equipamentos influenciam a resposta medida. A fundamentação teórica serviu como base para a identificação das necessidades dos ensaios, equipamentos requeridos e correta interpretação dos resultados.

Nos ensaios de impacto, observou-se que o material da ponteira do martelo influencia diretamente o espectro de frequência excitado. As ponteiras de borracha mostraram-se adequadas para medições em baixas frequências (<350Hz), enquanto as plásticas trabalham num intervalo intermediário (350Hz à 3500Hz) e as de metal apresentaram melhor desempenho em faixas mais elevadas (>3500Hz). Também se verificou que pequenas variações no setup, especialmente nas condições de contorno, podem alterar significativamente o comportamento medido, ressaltando a importância do controle das condições de contorno.

Nos testes com o coxim completo, constatou-se que o *damper* reduziu a amplitude dos picos de resposta, indicando sua atuação efetiva na absorção de energia vibratória. Entretanto, pequenas variações na frequência de pico sugerem alterações na rigidez equivalente do conjunto, possivelmente associadas a diferenças na montagem.

Já os ensaios na máquina MTS-003 apresentaram limitações significativas: ausência de saída de leitura de força, dificuldade de manter o controle nas amplitudes desejadas e inconsistência na excitação em frequências mais elevadas. Essas restrições comprometeram a geração das FRFs e impediram a comparação direta com os testes de impacto, se mostrando inviáveis para a geração das FRFs, destacando a necessidade de instrumentação mais adequada para análises controladas, como um *shaker*.

De forma geral, verificou-se que os diferentes métodos de excitação, embora equivalentes em princípio, podem produzir resultados distintos em função do tipo de sinal, do controle aplicado e das condições de contorno. Ensaios por impacto demonstraram boa eficiência e praticidade, enquanto os ensaios controlados na MTS-003 se mostraram (na condição atual) incapazes de realizar os testes desejados.

Como recomendações para trabalhos futuros, sugere-se a realização de ensaios com excitador eletrodinâmico (*shaker*), a inclusão de novos tipos de coxins para comparação (hidráulico e de dupla isolamento), de modo a complementar e refinar os resultados obtidos neste estudo.

REFERÊNCIAS

123RF. **Ressonância entre diapasões da mesma frequência.** Disponível em: https://pt.123rf.com/photo_136785611_quando-um-diapas%C3%A3o-%C3%A9-atingido-o-outro-diapas%C3%A3o-da-mesma-frequ%C3%Aancia-tamb%C3%A9m-vibrar%C3%A1-em-resson%C3%A2ncia.html. Acesso em: 2 nov. 2025.

ALBRECHT, P. L.; BINDER, S. **Automotive vibration control technology: fundamentals, materials, construction, simulation, and applications.** Würzburg: Vogel Business Media, 2015.

AVITABILE, P. **Experimental modal analysis: a simple non-mathematical presentation.** Lowell: Modal Analysis and Controls Laboratory, Mechanical Engineering Department, University of Massachusetts Lowell, 2000. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/292660833>. Acesso em: 2 jun. 2025.

BRENNAN, M. **Vibration testing: notas de aula – curso avançado.** Ilha Solteira: Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista (UNESP), [s.d.]. Disponível em: <https://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/gmsint/vibration-testing.pdf>. Acesso em: 5 jun. 2025.

BRITANNICA EDITORS. **Vibration.** Encyclopaedia Britannica. [2025]. Disponível em: <https://www.britannica.com/science/vibration>. Acesso em: 10 jun. 2025.

CEBULSKA, W.; HADRYŚ, D. Comparison of vibration emissions in electric and conventional cars. **Combustion Engines**, Poznań, v. 183, n. 4, p. 3–8, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.19206/CE-204690>. Acesso em: 6 jun. 2025.

DANKO, J.; BUCHA, J.; MILESICH, T.; MAGDOLEN, L.; KEVICKÝ, I.; MINÁRIK, M.; MIŠKOVIĆ, Ž.; MITROVIĆ, R. Dynamic properties modeling analysis of the rubber-metal elements for electric drive. **Strojnícky časopis: Journal of Mechanical Engineering**, Bratislava, v. 71, n. 1, p. 19–26, 2021. Disponível em: <https://doi.org/10.2478/scjme-2021-0002>. Acesso em: 10 jun. 2025.

DARUN, H. A. **Bin: identification of nonlinear characteristic of the rubber mount.** Dissertation (Bachelor of Engineering – Mechanical Engineering) – School of Mechanical Engineering, Universiti Sains Malaysia, Engineering Campus, Gelugor, 2010.

DELPRETE, C.; GALEAZZI, A.; PREGNO, F. Experimental modal analysis of an automotive powertrain. **Applied Mechanics and Materials**, Switzerland, v. 24-25, p. 71-76, June 2010. Disponível em: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.24-25.71>. Acesso em: 22 maio 2025.

FARIA NETO, A. R.; ASSUNÇÃO, G. S. C.; SANTOS, F. D. D.; QUADROS, M.; MEDEIROS, E. C.; MEDINA, M. S. **Vibrações mecânicas.** Porto Alegre: SAGAH, 2022. Ebook. ISBN 9786556902654. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9786556902654>. Acesso em: 5 abr. 2025.

GUILLIAN, E. Spring-mass system (vertical). **YouTube**, 2018. Disponível em: <https://www.youtube.com/shorts/cDCtiCMK44c>. Acesso em: 14 jun. 2025.

GRILLO, N. L. **Introdução ao estudo de vibrações mecânicas**. São Paulo: Editora Blucher, 2021. E-book. ISBN 9786555061444. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/reader/books/9786555061444/>. Acesso em: 02 nov. 2025.

KELLY, S. G. **Vibrações mecânicas: teorias e aplicações**. Porto Alegre: +A Educação - Cengage Learning Brasil, 2018. E-book. ISBN 9788522127016. Disponível em: <https://app.minhabiblioteca.com.br/reader/books/9788522127016/>. Acesso em: 15 nov. 2025.

GJELSTRUP, L. I. **FFT analysis (Fast Fourier Transform): the ultimate guide to frequency analysis**. Trbovlje: Dewesoft, 2025. Disponível em: <https://dewesoft.com/blog/guide-to-fft-analysis>. Acesso em: 6 ago. 2025.

JÁCOME, J. N. **Freqness: a vibration analysis application for engine mount systems**. 2021. 53 f. Tese de Bacharelado (Degree Programme in Energy Technology – Specialization in Mechanical Engineering) – Kajaani University of Applied Sciences, Kajaani, 2021.

NTI AUDIO. **Transformação rápida de Fourier (FFT): noções básicas**. Tigar: NTI AUDIO, Disponível em: <https://www.nti-audio.com/pt/suporte/saber-como/transformacao-rapida-de-fourier-fft>. Acesso em: 09 ago. 2025.

PERES, M. A.; BONO, R. W.; AVITABILE, P. Effects of shaker, stinger and transducer mounting on measured frequency response functions. In: INTERNATIONAL MODAL ANALYSIS CONFERENCE (IMAC), 27., 2009, Orlando. **Proceedings** [...]. Orlando, 2009. p. 197-203.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson, 2008. E-book. Disponível em: <https://plataforma.bvirtual.com.br>. Acesso em: 02 nov. 2025.

YU, N.; NAGANATHAN, N. G.; DUKKIPATI, R. V. A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. **Mechanism and Machine Theory**, Oxford, v. 34, n. 3, p. 123–142, 1999.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ION, A.; JOHLITZ, M. A mechanical model to describe the vibroacoustic behaviour of elastomeric engine mounts for electric vehicles. **Mechanical Systems and Signal Processing**, London, v. 144, p. 106874, 2020.

ZUCCHINI, A.; HÜLSMANN, A.; NAETS, F. A methodology for the experimental characterization of rubber isolators with frequency and preload dependency. **Mechanical Systems and Signal Processing**, London, v. 225, p. 112225, 2025. Disponível em: [10.1016/j.ymssp.2024.112225](https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2024.112225). Acesso em: 12 jul. 2025.