

FIA 2020/22

XII CONGRESSO/CONGRESO IBEROAMERICANO DE ACÚSTICA

XXIX ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

Florianópolis, SC, Brasil

Implementação de um código livre de medição e pós-processamento para análise modal de vibração de estruturas

Hoffmann, G. K.¹; Mareze, P. H.¹; Fonseca, W. D'A.¹; Rodrigues, A. V.¹; Lima, S. V.¹

¹ Engenharia Acústica, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, Brasil,
{gabriele.hoffmann, paulo.mareze, will.fonseca, aline.vono, sabrina.vieira}@eac.ufsm.br

Resumo

O controle de ruído e vibrações é essencial nos dias atuais, pois contribui para uma melhor qualidade de vida e saúde das pessoas. Ademais, pode também aumentar a longevidade e o desempenho de equipamentos e máquinas. Logo, cada vez mais, as indústrias têm se preocupado em reduzir o ruído e vibrações gerados por seus produtos. Um exemplo é a indústria de eletrodomésticos, na qual um dos grandes diferenciais de competitividade de mercado é o desenvolvimento de produtos mais silenciosos. Um procedimento muito utilizado para a compreensão e o estudo de vibrações estruturais é a análise modal, processo usado para identificar as propriedades dinâmicas intrínsecas de estruturas. A partir dessas propriedades pode-se determinar o comportamento da estrutura, como pontos de fragilidade, ressonâncias e possíveis fontes de ruído. Por muito tempo, a análise modal foi uma ferramenta utilizada somente de forma comercial. Nos últimos anos, principalmente com o desenvolvimento de códigos abertos, ela se tornou uma ferramenta mais acessível, especialmente nas instituições de ensino. O principal objetivo deste trabalho é evidenciar o andamento da construção de um código computacional livre para a medição e pós-processamento em aplicações de análise modal experimental de estruturas planas (vigas ou placas) ou tridimensionais (carenagens de eletrodomésticos). Para comparação, foram realizadas também simulações numéricas pelo método de elementos finitos (FEM). O código desenvolvido pelos autores utiliza elementos sólidos tridimensionais, apresentando robustez e precisão adequada por estarem livres de restrições cinemáticas e geométricas, presentes em outros tipos de elementos para vibrações, como os de vigas e placas.

Palavras-chave: análise modal experimental, forma modal, frequências de ressonâncias, FEM, vibrações.

PACS: 43.40.-r, 43.40. At, 43.40. Cw, 43.40.Ey.

Implementation of an open-source code for measurement and processing of experimental data using modal analysis for structural vibrations

Abstract

Noise and vibration control are essential nowadays because they add to people life quality and health. In addition, noise and vibration control can also increase the lifetime and performance of appliances and machines. Therefore, the industries are increasingly worrying about the generations of noise and vibration from their products. An example is the household appliances industry, manufacturing the quietest appliances is a competitive key distinction. Modal analysis is a procedure applied for understanding and studying structural vibration. It is used to identify the intrinsic dynamic properties of structures. These properties can be used to determine the structural behavior, how the points of highest fragility in the structure, the resonances, and possible noise sources. Modal analysis was an instrument used only in commercial form for a long time, but in the last few years, it has become a more accessible tool, especially in educational institutions. The principal aim of this work is to highlight the progress of the construction of a free computation code for the measurement and processing of experimental modal data. This code applies the modal analysis to flat (beams or plates) or three-dimensional (appliances) structures. Numerical simulations were also developed for comparison with experimental results. Where a robust code was developed using the finite element methods. The code uses three-dimensional solid elements, as this element reports the most adequate accuracy, being free from the kinematic constraints and geometries imposed in other elements, such as beam and plate.

Keywords: experimental modal analysis, modal shape, resonance frequencies, FEM, vibration.



1. INTRODUÇÃO

Fontes de ruídos e vibrações estão presentes no cotidiano das pessoas de diferentes maneiras. Esses podem estar em evidência no ambiente de trabalho, nas ruas, ou até mesmo dentro das próprias moradias. Fenômenos que passam despercebidos pela maioria da população, mas que podem estar prejudicando a qualidade de vida das pessoas.

Estruturas submetidas a fenômenos vibratórios podem se tornar eficientes fontes de ruído, gerando sons por meio da vibração estrutural, evento no qual há o transporte de energia do meio sólido para o meio fluido, podendo causar incômodos, aborrecimentos e até doenças físicas e psicológicas a quem está exposto a tais ruídos [1–3].

O controle de ruídos e vibrações é indispensável para o conforto e bem estar da população, além disso, pode também melhorar o desempenho dos próprios equipamentos, diminuindo problemas de fadiga mecânica. Por isso é de suma importância entender como uma estrutura irá se comportar ao receber uma força externa.

1.1 Descrição do problema

Uma ferramenta que auxilia na identificação do comportamento estrutural por meio da definição das propriedades dinâmicas intrínsecas da estrutura é a análise modal, que pode ser realizada tanto experimentalmente como numericamente.

Há diversos tipos de programas computacionais desenvolvidos por empresas especializadas que realizam esse tipo de análise. Todavia, geralmente, os *software* sofisticados têm um custo agregado que pode ser alto, devido às licenças necessárias para possibilitar os seus usos. Dessa forma, neste trabalho, optou-se em desenvolver códigos simples para a aquisição dos sinais, identificação dos parâmetros modais e de simulação numérica. O objetivo foi de viabilizar uma forma sucinta e prática para o estudo da análise modal, facilitando futuros trabalhos na área.

1.2 Motivação e justificativa

O estudo do comportamento de estruturas sujeitas às forças que provavelmente serão aplicadas a ela é indispensável para produção de máquinas, equipamentos, peças, entre outros produtos. Um exemplo é a indústria de eletrodomésticos, em

que alguns dos produtos causam sons e vibrações desagradáveis durante o seu uso ou em algum dos seus procedimentos. Portanto, o investimento no controle de ruído e vibrações é um elemento fundamental na competitividade desse mercado.

Ao entender as principais formas modais da estrutura o projeto poderá ser modificado com o objetivo de tentar evitar problemas estruturais e/ou controlar o ruído gerado. Isso pode ser realizado por meio de alterações em suas propriedades, seu formato, como também na adição de reforços, ou de materiais de amortecimento.

1.3 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é elaborar um conjunto de ferramentas que auxiliem no estudo de vibrações em estruturas, tanto planas como tridimensionais.

Para isso foi necessário a elaboração de uma banca de testes experimentais, o desenvolvimento de códigos computacionais livres para medição e pós-processamento dos dados, utilizando a base teórica da análise modal. Também se implementou um código robusto para a realização de simulações numéricas pelo método de elementos finitos para sólidos tridimensionais.

1.4 Organização do trabalho

Este artigo foi dividido em seis seções. A presente seção faz uma introdução ao tema, apresentando o problema, justificativa e objetivos do trabalho. A segunda seção traz os principais conceitos teóricos utilizados no desenvolvimento deste. A metodologia empregada é apresentada na terceira seção. A quarta parte apresenta os principais resultados obtidos. Por fim, na seção cinco são apresentadas as considerações finais seguida por uma seção de agradecimentos.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Muitos problemas de vibrações podem ser modelados por sistemas lineares e invariantes no tempo (SLIT). Saber como uma estrutura se comporta possibilita prever a saída do sistema para teoricamente qualquer sinal de entrada. Como por exemplo determinar como uma estrutura irá responder quando uma determinada força for aplicada a ela.

Considerando um SLIT, sua saída pode ser dada pela convolução do sinal de entrada e a sua respectiva resposta ao impulso. No domínio da frequência, utilizando-se da Transformada de Fourier (TF), tal operação pode ser realizada pelo produto de suas transformadas. Assim, a divisão espectral do sinal de saída ($Y(j\omega)$) pelo sinal de entrada ($X(j\omega)$) resulta em

$$H(j\omega) = \frac{Y(j\omega)}{X(j\omega)}, \quad (1)$$

sendo, $H(j\omega)$ a função de resposta em frequência (FRF) do sistema [4, 5]. Note que para a versão amostrada dessa operação os vetores devem ser condicionados de acordo.

2.1 Teoria básica de vibrações

A vibração é um ramo da dinâmica que estuda com movimentos oscilatórios de objetos em relação a um referencial estacionário, geralmente sua posição de equilíbrio [3]. Esse fenômeno está relacionado com a interação entre a energia cinética e a energia potencial, podendo desprender energia por amortecimento estrutural [2]. Portanto, um sistema vibratório deve ter um componente que armazene energia potencial e a libere como energia cinética na forma de movimento de uma massa.

Uma representação simples para um sistema de único grau de liberdade é representado na Figura 1. Na qual consiste na representação uma massa, m , que é presa em um limite rígido por uma mola, k , sem massa e um amortecedor sem massa com um coeficiente de amortecimento, c .

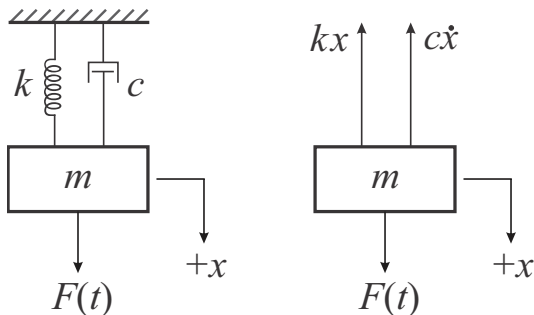


Figura 1: Representação de um sistema massa-mola amortecedor, de único grau de liberdades e o diagrama de blocos do sistema [6].

A equação do movimento para este sistema pode ser representada como

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t). \quad (2)$$

Estruturas reais se comportam, em alguns aspectos, como se fossem constituídas por vários sistemas de um grau de liberdade [1].

2.2 Análise modal

A maioria dos problemas associados a vibrações estão relacionados com as frequências de ressonâncias. Tais fenômenos ocorrem quando forças dinâmicas excitam a estrutura nas suas frequências naturais, ou modos de vibração, fazendo com que a estrutura se deforme em um padrão específico, chamado formas modais.

A análise modal é o processo de determinação das propriedades dinâmicas intrínsecas as estruturas. Baseando-se na teoria que a resposta dinâmica de uma estrutura pode ser descrita por modos, sendo que cada modo de vibração é caracterizado em termos das frequências naturais, fatores de amortecimento e formas modais [7].

Métodos de identificação de parâmetros modais para estruturas levemente amortecidas, consideram que qualquer modo estrutural será influenciado apenas pela resposta da estrutura em torno da frequência natural do modo considerado, os outros modos que estão fora dessa região terão uma influência reduzida na resposta [8].

A matriz $[H(j\omega)]$, que representa a função resposta em frequência relacionada ao deslocamento, chamada de matriz de receptância, terá cada linha, i , relacionada com a posição de medição do movimento, saída do sistema, e cada coluna, j da matriz está relacionada ao ponto de aplicação da força, entrada do sistema.

A matriz $[H(j\omega)]$ segue a teoria da reciprocidade de Maxwell, em que a força produzida em qualquer local, j , devido a um deslocamento da unidade no local, i , em um sistema é igual a força produzida no local, i , devido a um deslocamento no local, j [7]. Portanto,

$$H_{i,j}(j\omega) = H_{j,i}(j\omega). \quad (3)$$

Por esse motivo, quando realizada a análise modal experimental, pode-se medir apenas uma linha ou uma coluna da matriz de $H(j\omega)$, para se obter os parâmetros desejados.



2.3 Método de elementos finitos

Métodos numéricos são amplamente utilizados no estudo de vibrações estruturais, principalmente em fases de projeto. Por exemplo, o método de elementos finitos (MEF ou FEM) permite a resolução de problemas complexos que não permitem soluções analíticas.

A geometria de um elemento sólido é convertida em malhas de elementos finitos. Os movimentos dentro de qualquer elemento são aproximados por funções de interpolação. Ao assumir uma solução simples dentro de cada elemento, os princípios de equilíbrio e continuidade de deslocamento são usados para encontrar uma solução aproximada para o sistema original [6, 9].

O elemento sólido tridimensional é considerado o mais geral dos elementos visto que esses estão livres de restrições cinemáticas e geométricas [9]. O elemento tetraédrico, como o mostrado na Figura 2, foi o escolhido para realização das malhas das estruturas.

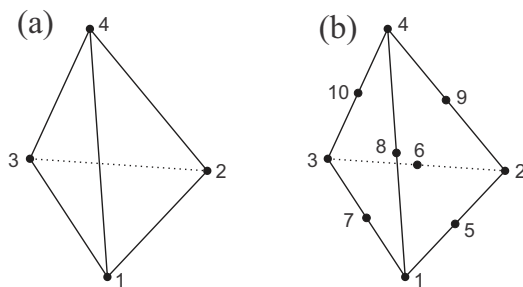


Figura 2: Elemento tetraédrico linear e quadrático [10].

A forma irregular dos elementos impede a avaliação analítica das integrais associadas às matrizes de rigidez e massa e o vetor de força, por isso as coordenadas devem ser primeiramente transformadas em um *sistema de coordenada pai*. Em seguida, realiza-se a integração de Gauss [9].

Os deslocamentos ao longo do elemento são interpolados por funções de forma e deslocamentos nodais. Um elemento tetraédrico linear possui quatro nós, cada um com três graus de liberdade, fazendo o total de doze graus de liberdade em um elemento [10].

3. METODOLOGIA

Nesta seção serão apresentados os procedimentos e ferramentas utilizadas no desenvolvimento do estudo modal em estruturas. Iniciou-se pela execução de simulações numéricas, efetuadas por meio da implementação do método de elementos finitos, FEM. Em segundo, elaborou-se um sistema de medições para análise modal experimental. Por fim, implementou-se um código aberto para realização do pós-processamento dos dados medidos e extração dos parâmetros modais das FRFs.

Foi realizado o estudo em três diferentes estruturas. Primeiramente optou-se em utilizar uma estrutura simples, cujo comportamento já fosse conhecido, sendo escolhida uma viga de aço. Uma placa plana de alumínio foi escolhida como um segundo objeto de pesquisa. Após, realizou-se estudos com parte da estrutura de um eletrodoméstico, superfícies laterais e superior de um micro-ondas.

3.1 Métodos

Para a realização da análise modal experimental optou-se em realizar testes de impacto com o uso de um martelo de impacto para a aplicação da força de entrada. A medição de resposta da estrutura a essa força foi obtida com a utilização de um acelerômetro.

As estruturas estudadas foram desenhadas de maneira simplificada e divididas em pontos, locais de obtenção dos dados experimentais. A quantidade de pontos por estrutura varia de acordo com a quantidade de modos que se pretendia visualizar, sendo distribuídos por todas as maiores superfícies das estruturas, geralmente de maneira simétrica.

A matriz de funções de resposta em frequência é simétrica, portanto, optou-se em medir somente uma linha ou coluna da matriz. O ponto de referência, o qual se mantém o acelerômetro ou a posição de impactação fixos, foi determinado de maneira cuidadosa para não estar posicionado em uma região de nó de um dos modos de interesse, caso contrário, esse modo não seria visto na FRF e o respectivo modo não poderia ser obtido. Os resultados numéricos serviram como uma base para a determinação da malha experimental e na escolha dos pontos de referência.

3.2 Instrumentação

Para a realização da análise modal experimental foi necessário a elaboração de uma bancada de medição simplificada. Os equipamentos utilizados foram os seguintes:

- Um notebook, para aquisição dos dados;
- Placa de aquisição de sinais da NI: Chassi cDAQ-9174 com NI-9234;
- Acelerômetro uniaxial B&K Tipo 4513-B (para medição da viga em flexão);
- Acelerômetro uniaxial B&K Tipo 4517; e
- Martelo de impacto B&K Tipo 8206.

Os instrumentos foram utilizados de acordo com o esquema mostrado na Figura 3.

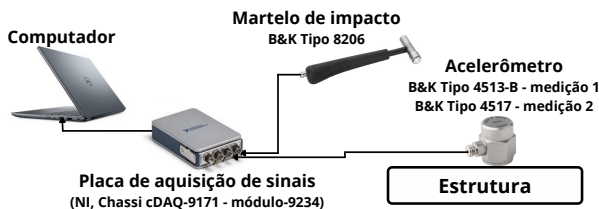


Figura 3: Esquema mostrando a cadeia de medição utilizada na obtenção das funções de resposta em frequência.

3.3 Códigos de medição

A obtenção e pós-processamento dos dados experimentais foi realizada por meio de códigos implementados no *software* Matlab. Reuniu-se funções já utilizadas e intrínsecas do próprio *software*, assim como elaborou-se outras funções.

O código de medição registra os dados de força e aceleração no período de tempo determinado inicialmente. A partir desses dados são obtidas as funções de resposta em frequência (FRFs). Algumas informações são determinadas antes do

início da medição, como a taxa de amostragem, o tempo total de gravação e os valores referentes às sensibilidades do acelerômetro e do martelo de impacto. Os dados de cada medição podem ser observados na Tabela 1.

As funções de resposta em frequência são obtidas pela função intrínseca do Matlab `tfestimate`, de acordo como é mostrado no trecho do Código 1. Também é calculada e mostrada graficamente a coerência (`mscohere`) dos dados medidos.

3.4 Código de identificação dos parâmetros

O principal objetivo deste estudo é conseguir visualizar as principais formas modais da estrutura, identificando os pontos de maior fragilidade e/ou radiação sonora. Para isso, elaborou-se uma série de códigos computacionais de apoio. Primeiramente para identificação das prováveis frequências naturais e, após, para a geração das formas modais correspondentes a essas frequências.

A identificação dos parâmetros foi realizada por métodos no domínio da frequência aplicados diretamente nas FRFs.

Um dos métodos utilizados para a identificação das frequências naturais é o de seleção de picos, também denominado *Peak-Picking*, o qual estabelece que as frequências naturais podem ser determinadas simplesmente observando as magnitudes máximas das FRFs [11]. Com isso, estabelecendo a frequência de pico de ressonância como a frequência modal $\omega_r = \omega_{\text{pico}}$.

O método de estimação da função racional dos mínimos quadrados, também foi utilizado na obtenção das frequências modais. Os dois métodos mencionados estão implementados na função `modalfit` — própria do Matlab. A escolha do

Código 1: A parte do código que estima a FRF e a coerência.

```
[Hf, freqh] = tfestimate(forca,accl,hanning(NFFT),NFFT/a,b*NFFT,Fs);
[coe, freqc] = mscohere(forca,accl,hanning(NFFT),NFFT/a,b*NFFT,Fs);
```

Tabela 1: Dados usados na medições experimentais.

Experimento / Dados	Exp. 1: Viga	Exp. 2: Placa	Exp. 3: Eletrodoméstico
Taxa de amostragem [Hz]	51200	51200	51200
Tempo total de medição [s]	5	12	12
Sensibilidade do acelerômetro [mV/ms ²]	0,9964	1,028	1,028
Sensibilidade martelo de impacto [mV/N]	20,35	20,35	20,35



método dependeu da estrutura estudada, para a viga e a placa o método de seleção de picos foi suficiente, para a estrutura do eletrodoméstico a função racional de mínimos quadrados se mostrou mais apropriada.

Antes de estimar as frequências modais é necessário definir a faixa de frequência e quantos modos estão presentes nessa faixa. Para auxiliar nessa etapa o código apresenta a possibilidade de gerar um diagrama de estabilidade, usando a função intrínseca `modalsd`. O diagrama de estabilidade é uma ferramenta na qual representa-se graficamente os polos do sistema para diferentes ordens do modelo, assim mostrando as regiões que provavelmente apresentaram os modos [12]. Um segmento do código que mostra a utilização dessas funções é mostrado no Código 2.

Com as frequências modais definidas, o próximo passo é identificar o padrão de vibração associado a cada frequência modal. As formas modais são obtidas pelo método de *Quadrature Picking*. Esse método pressupõe que os valores de pico da parte imaginária das FRFs (parte real para a FRF de velocidade) são considerados componentes da forma modal [13].

A FRF se torna puramente imaginária na frequência modal e a sua amplitude é proporcional ao deslocamento modal — seu sinal é positivo se o deslocamento estiver em fase com a excitação [11]. Portanto, é preciso um conjunto de funções de resposta em frequência distribuídas de maneira adequada na estrutura para conseguir visualizar as formas modais.

Levando em consideração a reciprocidade da matriz de FRFs, foram obtidas somente uma linha ou coluna da matriz. Uma segmentação da função criada para gerar as formas modais e apresentada no Código 3.

É necessário especificar na entrada da função as direções em que se efetuou a medição, assim como essas coordenadas devem estar coincidindo com a matriz de FRFs de entrada. Como saída da função será apresentado um esboço da estrutura, com os pontos medidos demarcados, e o padrão de deformação referente à forma modal escolhida.

3.5 Códigos de simulação FEM

O desenvolvimento de códigos robustos de simulação numérica, utilizando o método de elementos finitos, foi implementado em Matlab, optando-se em utilizar elementos sólidos tetraédricos.

Código 2: Diagrama e frequências naturais (em Matlab).

```
%% Frequências Naturais
%% Diagrama de estabilidade
figure()
Fn = modalsd(H(:,5), f(:,1), fs, 'MaxModes',40,'FreqRange',[fMin fMax], ...
    'FitMethod','lsrf');
physFreq = Fn(NFn,1:NFn);
%% Frequências Naturais usando a função modalfit
[fn] = modalfit(H,f(:,1),fs,NFn,'FitMethod','pp','FreqRange',[fMin fMax]);
```

Código 3: Parte da rotina que faz a associação da parte imaginária das FRFs com a forma modal.

```
%% Parte imaginária
for n=1:length(CoordNos)
    for dir=1:3
        CoordNos(n,dir) = CoordNos(n,dir) + imag(H(posf,dir,n))*(1/fator);
        c(n,dir) = imag(H(posf,dir,n))*(fator);
    end
end

X_d = reshape(CoordNos(Elementos',1),size(Elementos,2),size(Elementos,1));
Y_d = reshape(CoordNos(Elementos',2),size(Elementos,2),size(Elementos,1));
Z_d = reshape(CoordNos(Elementos',3),size(Elementos,2),size(Elementos,1));
ccc = c(Elementos',1) + c(Elementos',3);
c = reshape(ccc,size(Elementos,2),size(Elementos,1));

hold on
patch(X_d,Y_d,Z_d,c,...
    'FaceColor','interp','FaceAlpha',0.8,'LineStyle','-'); hold off
```

O primeiro passo para realizar a simulação é desenhar a geometria da estrutura, o detalhamento desta dependeu do seu tamanho e da respectiva influência na faixa de frequência de simulação. A elaboração da malha foi realizada no *software* Gmsh [14], utilizando elementos tetraédricos lineares e quadráticos. A definição do tamanho da malha levou em conta o tamanho do comprimento de onda da maior frequência de simulação.

Como entradas do código, além da malha da estrutura, definiu-se algumas propriedades do material, como o módulo de elasticidade, E , o coeficiente de Poisson, ν e a densidade, ρ . Os valores utilizados para cada estrutura são apresentados na Tabela 2. Também se determinou as posições e direções da aplicação da força de entrada e a de obtenção da resposta. Essas posições foram determinadas por meio de coordenadas, as quais foram relacionadas aos pontos de nós mais próximos. Com isso, possibilitou-se a obtenção da função resposta em frequência específica para uma entrada-saída.

O código calcula as matrizes elementares de massa e rigidez e, após, monta as matrizes globais do sistema. A partir da computação dessas matrizes, o sistema de equações pode ser resolvido, obtendo-se a resposta da estrutura.

3.6 Infraestrutura e objetos de estudo

As medições experimentais ocorreram no Laboratório de Engenharia Acústica (EAC)¹ da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM). As três estruturas foram suspensas por cordas de nylon ou de aço, tentando simular a condição livre-livre. Os suportes utilizados nos experimentos podem ser visualizados na Figura 4.

A viga de aço SAE 1020 foi suspensa em uma estrutura por fios de Nylon. Os pontos nos quais a viga foi apoiada foram os referentes ao valor

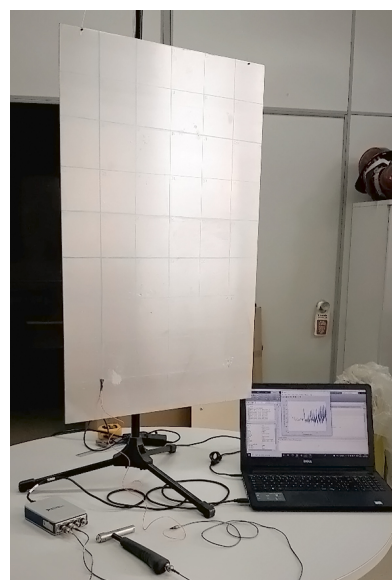
¹<https://www.eac.ufsm.br>.



(a) Estrutura de suporte viga



(b) Estrutura de suporte eletrodoméstico



(c) Estrutura de suporte placa

Figura 4: Estrutura de suporte utilizadas nos experimentos

de $0,224L$ das extremidades da estrutura, sendo L o comprimento total da viga. As suas principais dimensões são: 831,5 mm de comprimento, 36 mm de largura e 15 mm de espessura. Sendo discretizada no total de 33 pontos de medição.

Tabela 2: Parâmetros de entrada do código de simulação numérica para cada estrutura.

Estruturas / Parâmetros	Viga	Placa	Eletrodoméstico
Densidade [Kg/m ³]	7870	2697	7280
Módulo de elasticidade [GPa]	200	65	172
Coeficiente de Poisson [–]	0,29	0,3	0,28
Fator de perda por amortecimento [–]	0,002	0,005	0,005



A placa de alumínio foi suspensa a uma estrutura de suporte por cordas elásticas, as quais foram passadas por dois pequenos furos presentes na placa. As dimensões da placa são 843 mm de comprimento, 542 mm de largura e 2 mm de espessura. No total a placa foi discretizada em 70 pontos de medição.

Para a estrutura tridimensional, foi usada a parte da carcaça de um micro-ondas, constituída por duas laterais, que apresentam o mesmo tamanho, e a superfície superior. As principais dimensões das laterais são 310 mm de comprimento e 339 mm de largura, a superfície superior tem 520 mm de comprimento e 339 mm de largura a espessura da estrutura é 0,75 mm. A discretização foi realizada com 36 pontos na superfície superior e 30 pontos em cada lateral, totalizando 96 pontos.

4. RESULTADOS

Os resultados foram divididos em três partes, nos quais cada seção é correspondente a uma das estruturas estudadas. Primeiramente testou-se os códigos de medição e pós-processamento dos dados com estruturas simplificadas e de fácil estimação do seu comportamento vibratório, uma viga de aço e uma placa de alumínio. Por último, são mostrados os resultados referentes ao estudo de parte da carcaça de um micro-ondas.

4.1 Caso simples, viga em flexão

A primeira estrutura escolhida como objeto de estudo foi uma viga de aço SAE 1020. A qual se obteve trinta e três funções de resposta em frequência, em diferentes pontos de entrada-saída, mantendo a saída fixa.

Na Figura 5 pode-se visualizar a parte imaginária de onze dessas FRFs medidas, as quais estão localizadas na linha central da viga em todo seu comprimento. Pode-se visualizar nitidamente que cada FRF apresenta três picos, sendo que cada pico é localizado na frequência natural da viga. Nota-se uma variação na amplitude dos dados em relação à posição em que está localizada a entrada-força, essa amplitude é proporcional ao deslocamento do modo, como a viga é uma estrutura simples as primeiras formas de flexão podem ser visualizadas no gráfico, representadas pela linha preta que liga os valores de pico referentes ao modo.

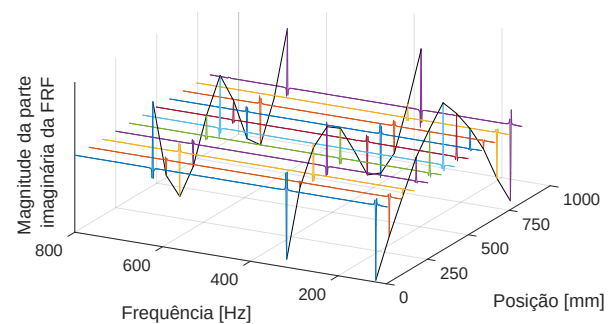


Figura 5: Parte imaginária da FRF para os pontos centrais da viga para as três primeiras frequências modais.

As formas modais de flexão da viga obtidas por meio dos códigos implementado, utilizando todas as trinta e três FRFs experimentais, podem ser visualizadas na Figura 6. Os gráficos mostram os seis primeiros padrões de deformação da viga — a magnitude do deslocamento é somente ilustrativa. Na Figura 7 são mostradas as formas modais calculadas pelo método de elementos finitos, também gerada pelos códigos desenvolvidos. Ao comparar os resultados experimentais e numéricos nota-se as mesmas formas modais.

Uma comparação entre uma FRF experimental e numérica para a mesma configuração de entrada e saída é mostrada na Figura 8. A FRF simulada apresenta uma concordância em formato com a FRF medida. Existe uma diferença na posição exata dos picos de ressonâncias entre as duas FRFs, a qual pode ter sido ocasionada pelos dados de entrada, propriedades do material usados na simulação, ou alguma incerteza de medição.

4.2 Caso intermediário, placa plana

Uma segunda estrutura usada no desenvolvimento desse trabalho foi uma placa plana de alumínio com uma espessura de 2 mm. Essa foi subdividida em 70 pontos sobre sua maior superfície, no total foram obtidas 210 FRFs, sendo medidas três FRFs para cada mesmo ponto.

As Figuras 9, 10 e 11 apresentam as três primeiras formas modais encontradas para estrutura, tanto experimentalmente como por simulação numérica. Ao comparar as formas modais, nota-se os mesmos padrões de deformação entre o medido e o simulado.

As imagens mostram as regiões que apresentam maior deslocamento na coloração amarela e no sentido oposto em azul escuro. A primeira forma

modal experimental, Figura 9 (a), mostra o padrão em que a placa tende a vibrar quando excitada na frequência de 13,2 Hz. Retrata o seguinte padrão, quando duas das extremidades correspondentes às pontas opostas da placa se descocam para cima, as outras extremidades se deslocam para baixo, com as regiões nodais referentes as linhas centrais da placa. O que representa um modo de torção da placa. O mesmo padrão pode ser visualizado na Figura 9 (b), que representa a primeira forma modal obtida pelo método numérico.

Uma comparação entre a média quadrática entre as FRFs obtidas experimentalmente e a média quadrática das FRFs identificadas numericamente para a mesma superfície da placa pode ser visualizada na Figura 12. Ao comparar os dois resultados nota-se diferenças em algumas regiões, não apresentando os picos exatamente nas mesmas frequências, mas ainda com valores aproximados.

4.3 Estrutura de eletrodoméstico, tridimensional

Como objeto de teste final, escolheu-se utilizar a estrutura de um eletrodoméstico, sendo usada a parte externa da carcaça de um micro-ondas.

Por ser um objeto que apresenta mais complexidade, teve-se maiores dificuldades na medição e

identificação dos parâmetros com a utilização dos métodos propostos. As primeiras frequências naturais do objeto estão localizadas entorno de 5 Hz a 11 Hz, exigindo uma alta resolução espectral para a identificação correta dos parâmetros, um fator que dificultou a análise.

Na Figura 13 pode-se ver uma das formas modais encontradas para a estrutura, tanto experimentalmente, Figura 13 (a), como por meio da simulação numérica, Figura 13 (b). Comparando as duas formas modais nota-se uma concordância entre os resultados obtidos.

Outra forma modal encontrada para a estrutura é mostrada na Figura 14. Essa forma modal está associada à superfície superior da estrutura. Esse modo já está em uma região de frequência no qual as funções de resposta em frequência experimentais não apresentam tantas variações entre si.

As formas experimentais para a estrutura do micro-ondas, geralmente apresentam formatos menos suaves e relação aos outros objetos. No entanto, mesmo assim é possível identificar os padrões de deformação.

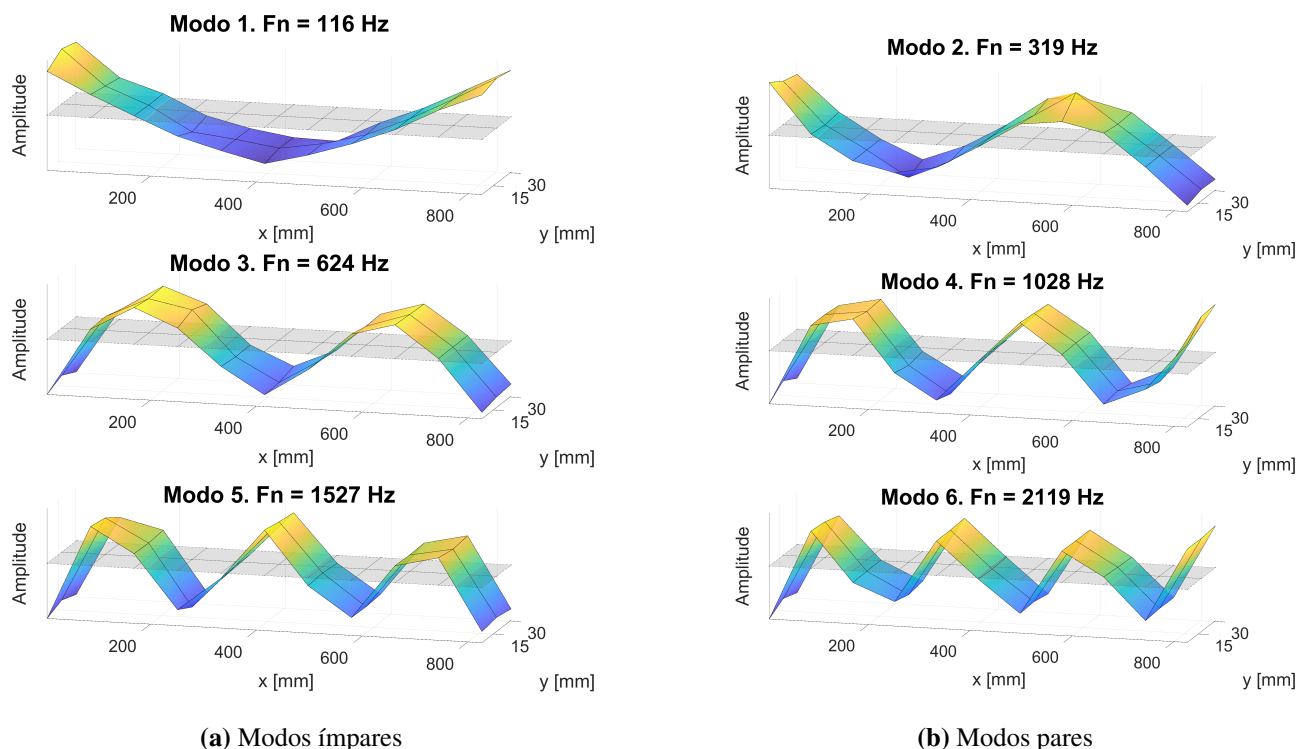


Figura 6: Seis primeiras formas modais da viga de aço identificadas experimentalmente.

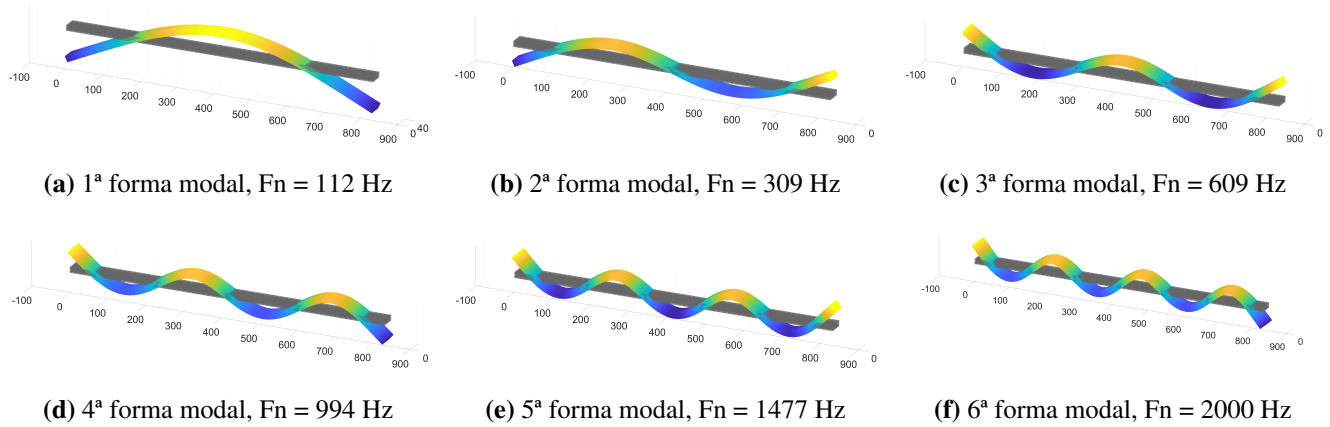


Figura 7: Seis primeiras formas modais de flexão da viga identificadas pelo modelo FEM.

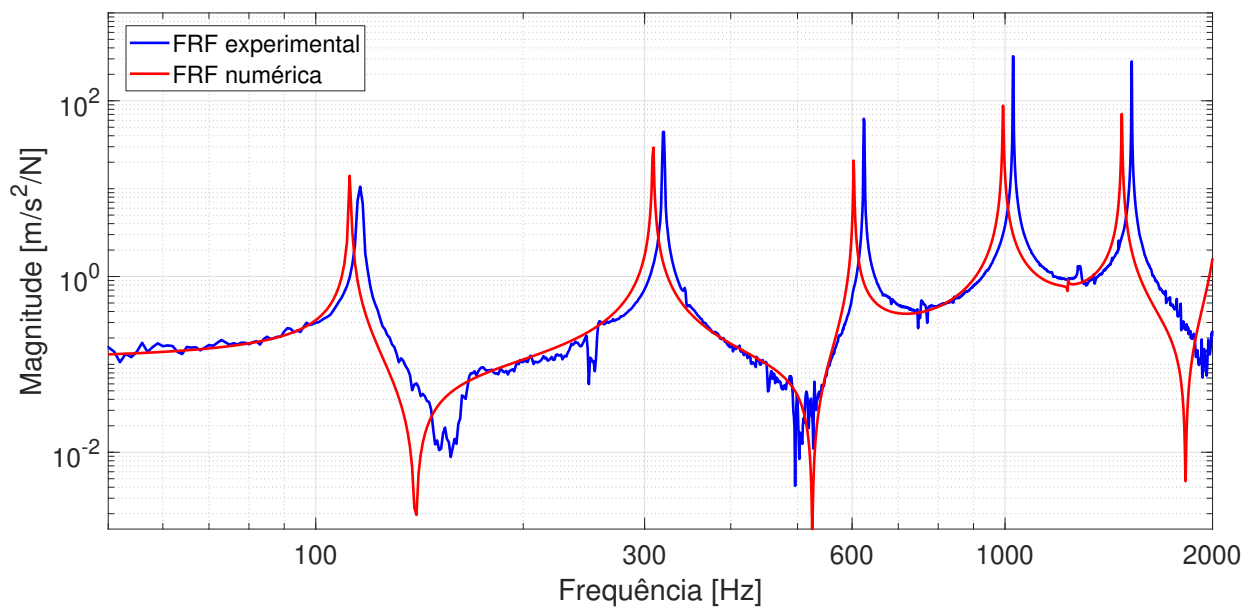


Figura 8: Comparação entre a FRF medida e simulada, FEM, para a viga de aço.

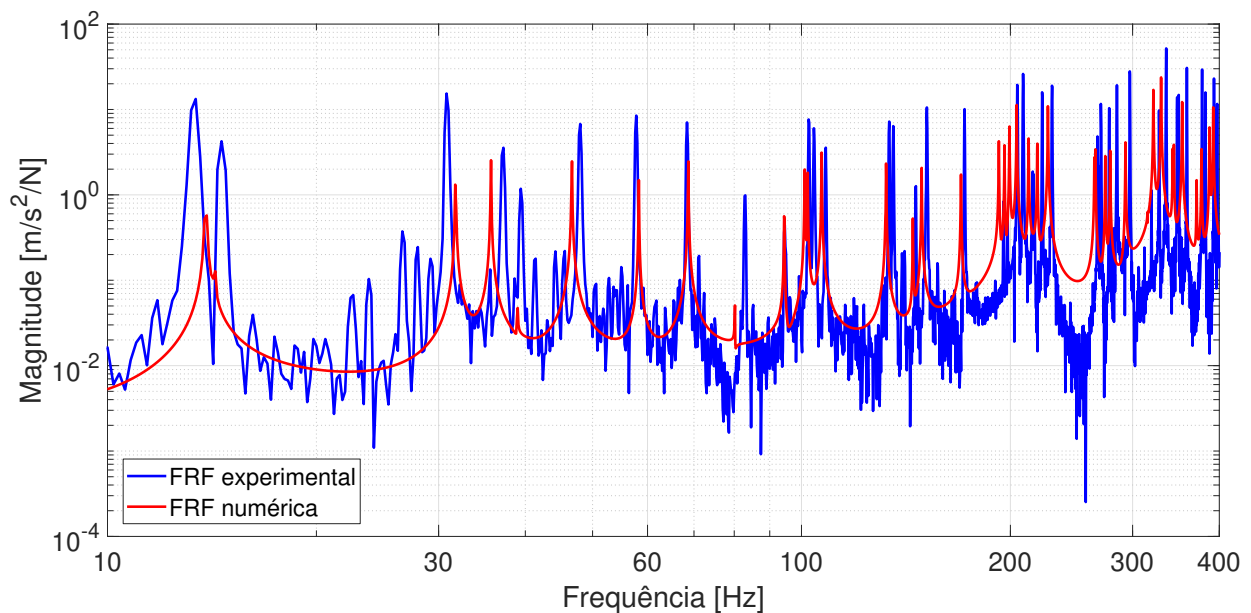


Figura 12: Comparação entre a FRF medida e simulada, FEM, para a placa de alumínio.

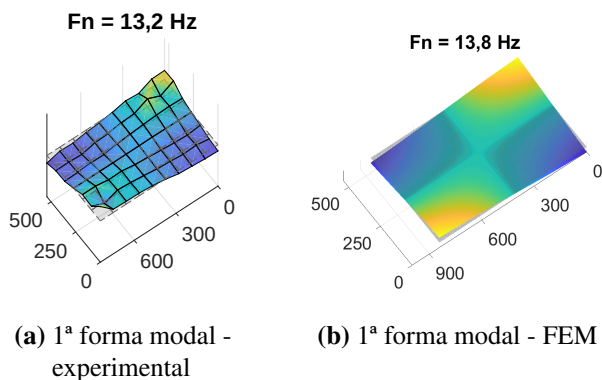


Figura 9: Comparação entre a primeira forma modal da placa identificada experimentalmente e pelo modelo FEM.

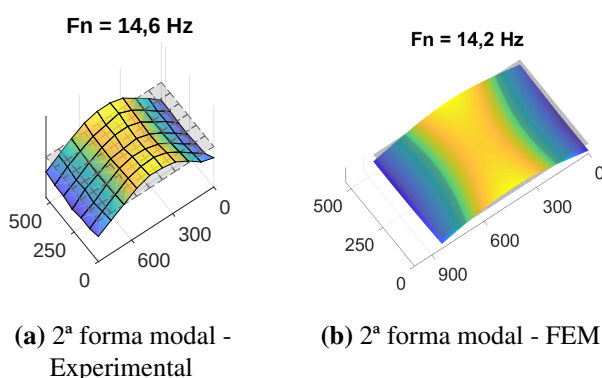


Figura 10: Comparação entre a segunda forma modal da placa identificada experimentalmente e pelo modelo FEM.

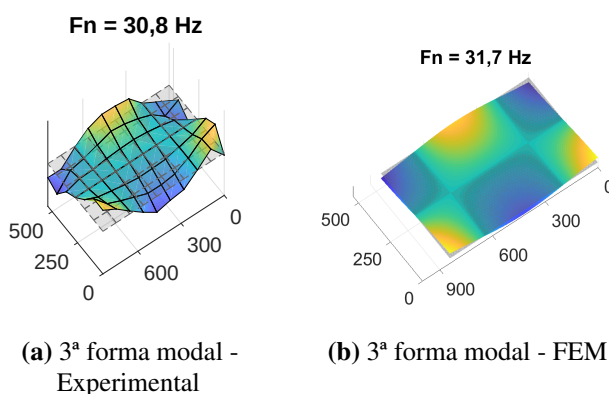


Figura 11: Comparação entre a terceira forma modal da placa identificada experimentalmente e pelo modelo FEM.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Buscou-se abordar no desenvolvimento deste trabalho ferramentas tanto experimentais, quanto numéricas para o estudo modal de estrutura. Podendo assim identificar as formas modais para a detecção de possíveis regiões de fragilidade estrutural, assim como no controle de ruídos e

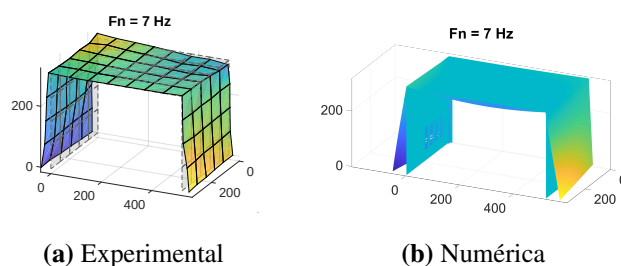


Figura 13: Forma modal da carcaça de um micro-ondas para o modo de 7 Hz.

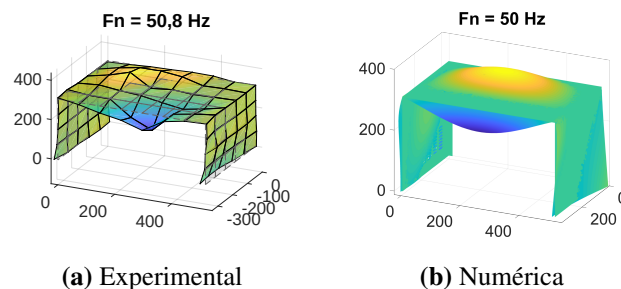


Figura 14: Forma modal da carcaça de um micro-ondas para o modo de 50 Hz.

vibrações.

A infraestrutura elaborada para a aplicação dos testes experimentais, foi suficiente para a aquisição das FRFs necessárias. Os métodos implementados para a identificação dos parâmetros modais a partir das FRFs medidas apresentaram resultados satisfatórios. No qual, conseguiu-se determinar as frequências modais da estrutura por meio das ressonâncias e exibir as formas modais de maneira bem definida.

Os resultados obtidos para a carcaça de micro-ondas apresentaram maiores variações, contudo conseguiu-se extrair resultados significativos para esse objeto de estudo. É preciso analisar com mais cautela possíveis fontes de erros experimentais, como a bancada de medição, suportes utilizados e a impactação da força na estrutura.

Um dos principais problemas enfrentados no desenvolvimento do modelo numérico foram os parâmetros de entrada relativos ao material da estrutura. Os quais foram estimados de acordo com valores tabelados. No caso da estrutura do micro-ondas não se conhece o material/composição exata da carcaça, o que pode ter contribuído com as diferenças encontradas entre os resultados numéricos e experimentais. Para uma melhor aproximação numérica seria interessante a realiza-



ção de estudos mais detalhados, como medições, para identificação dos parâmetros da estrutura.

Tanto os resultados experimentais e numéricos apresentaram valores coincidentes para estruturas mais simples, possibilitando a identificação do comportamento modal dessas. No caso de estruturas mais complexas é necessário a realização de mais testes, assim como a utilização de outros métodos de identificação de parâmetros modais. Os códigos desenvolvidos, mesmo não apresentado um sistema muito otimizado, conseguem realizar a identificação das formas modais de maneira adequada, possibilitando o seu uso para o desenvolvimento de futuros estudos na área.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer todo o apoio e infraestrutura fornecido pelo curso de Engenharia Acústica e pela Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, Brasil). Além disso, a todos os que ajudaram e participaram da elaboração deste trabalho.

REFERÊNCIAS

- [1] Brandt, A. *Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures*. Wiley, 2011. EBL-Schweitzer. ISBN 978-0470978115.
- [2] He, Jimin e Fu, Zhi-Fang. *Modal Analysis*. Elsevier Science, 2001. ISBN 978-0750650793.
- [3] Inman, D.J. *Engineering Vibrations, International Edition*. 4ª ed. Pearson Education Limited, 2013. ISBN 978-0273785217.
- [4] Oppenheim, Alan e Willsky, A. Simon. *Sinais e Sistemas*. 2ª ed. São Paulo: Pearson, 2010. ISBN 978-8576055044.
- [5] Shin, Kihong e Hammond, Joseph. *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers*. John Wiley & Sons, 2008. ISBN 978-0470511886.
- [6] Rao, S.S. *Mechanical Vibrations*. 5ª ed. Prentice Hall, 2011. ISBN 978-0132128195.
- [7] Hansen, C.H. *Foundations of Vibroacoustics*. 1ª ed. Boca Raton: CRC Press, FL, 2018. ISBN 978-1138093812.
- [8] Brincker, Rune e Ventura, Carlos. *Introduction to Operational Modal Analysis*. John Wiley, 2015. ISBN 978-1119963158.
- [9] Palazzolo, Alan B. *Vibration theory and applications with finite elements and active vibration control*. John Wiley, 2016. ISBN 978-1118350805.
- [10] Zienkiewicz, Olek C. e Taylor, Robert L. *The finite element method for solid and structural mechanics*. 7ª ed. Elsevier, 2014. ISBN 978-0080951362.
- [11] Døssing, Ole. Brüel & Kjær - Structural Testing Part 2 - Modal Analysis and Simulation, Março 1988.
- [12] Bakir, Pelin Gundes. Automation of the stabilization diagrams for subspace based system identification. *Expert Systems with Applications*, 38(12):14390–14397, 2011. doi: [10.1016/j.eswa.2011.04.021](https://doi.org/10.1016/j.eswa.2011.04.021).
- [13] Schwarz, Brian J. e Richardson, Mark H. Experimental modal analysis. *CSI Reliability week*, 35(1):1–12, 1999.
- [14] Geuzaine, Christophe e Remacle, Jean-François. A three-dimensional finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities, julho 2019. Disponível em: <https://gmsh.info>. Acessado em 8 de junho de 2022.