

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

ADRIANO JACON NETO

ESTUDO DE TESTE MODAL POR MARTELO DE IMPACTO E  
CORRELAÇÃO DE SIMULAÇÃO TRANSIENTE USANDO MÉTODO DE  
ELEMENTOS FINITOS: UM CASO INDUSTRIAL

São Carlos

2016

ADRIANO JACON NETO

ESTUDO DE TESTE MODAL POR MARTELO DE IMPACTO E  
CORRELAÇÃO DE SIMULAÇÃO TRANSIENTE USANDO MÉTODO DE  
ELEMENTOS FINITOS: UM CASO INDUSTRIAL

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao  
Curso de Engenharia Mecânica, da Escola de  
Engenharia de São Carlos da Universidade de São  
Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do  
título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Leopoldo Pisanelli Rodrigues  
de Oliveira

VERSÃO CORRIGIDA

São Carlos  
2016

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

J17e Jacon Neto, Adriano  
Estudo de teste modal por martelo de impacto e  
correlação de simulação transiente usando método de  
elementos finitos: um caso industrial / Adriano Jacon  
Neto; orientador Leopoldo Pisanelli Rodrigues de  
Oliveira. São Carlos, 2016.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) --  
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de  
São Paulo, 2016.

1. Modal. 2. Correlação. 3. Transiente. 4. MEF. 5. Lavadora de roupas. I. Título.

## FOLHA DE AVALIAÇÃO

**Candidato:** Adriano Jacon Neto

**Título:** Estudo de Teste Modal Por Martelo de Impacto e Correlação de Simulação Transiente Usando Método de Elementos Finitos: Um Caso Industrial

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Escola de Engenharia de São Carlos da  
Universidade de São Paulo  
Curso de Engenharia Mecânica.

### BANCA EXAMINADORA

Professor Dr. Leopoldo P. Rodrigues de Oliveira (Orientador)

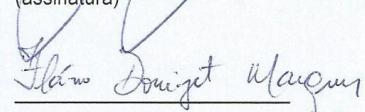
Nota atribuída: 8,5 (oito e meio)



(assinatura)

Professor Dr. Associado Flávio Donizete Marques

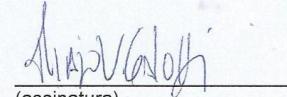
Nota atribuída: 8,5 (oito e meio)



(assinatura)

Doutorando Thiago V. Galavotti

Nota atribuída: 8,5 (oito e meio)



(assinatura)

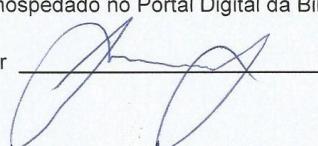
Média: 8,5 (oito e meio)

Resultado: APROVADO

Data: 05/12/2016

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM  NÃO  Visto do orientador



## DEDICATÓRIA

*Aos meus pais por terem me apoiado incondicionalmente na busca de conhecimento durante toda minha vida, pela confiança e exemplo máximo. Aos meus amigos e familiares pela amizade e suporte indispensáveis, e aos colegas de trabalho.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço aos engenheiros Alexandre L. Marangoni e Thiago V. Galavotti por apoiarem este trabalho e por terem sido indispensáveis no meu aprendizado e formação profissional. À Whirlpool S.A. por ter disponibilizado recursos e apoiado o trabalho.

Agradeço ao Prof. Dr. Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira pela orientação e respeito, além de ter participado da minha formação acadêmica.

À Escola de Engenharia e à USP, e a todos que contribuíram para a conclusão deste trabalho.

## RESUMO

JACON, A. N. **Estudo de teste modal por martelo de impacto e correlação de simulação transiente usando método de elementos finitos**: um caso industrial. 2016. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.

Os objetivos desse estudo foram avaliar e otimizar parâmetros de teste modal usando martelo de impacto em um gabinete de lavadora de roupas, além de correlacionar resultados experimentais de resposta dinâmica do gabinete com simulações transientes usando MEF.

A metodologia utilizada foi elaborar um experimento envolvendo uma peça simplificada similar ao gabinete, e parâmetros do teste modal, de forma a conhecer a influência de cada parâmetro nos resultados dos testes. Com isso, foi possível entender as dificuldades do teste, além de encontrar um conjunto de parâmetros otimizados para o teste do gabinete em específico. Para a correlação foram usados resultados de um experimento que mediu as forças de excitação da suspensão, e as acelerações em certas regiões dos painéis laterais do gabinete com a lavadora em condições de funcionamento. As forças medidas no experimento foram inseridas em um modelo de EF e a simulação transiente resultou nas acelerações dos painéis laterais do gabinete. Portanto, os resultados do experimento e da simulação puderam ser correlacionados. Os resultados do teste modal indicaram que a alteração da rigidez da ponta do martelo tem pouca influência no tempo de impacto quando realizada no gabinete. Os erros de correlação foram entre 0 e 30% para 18,2% dos dados, entre 30 e 80% para 41,4% dos dados e acima de 80% para 30,4% dos dados. Esses erros podem ser fonte de má correlação entre a peça e o modelo, ou pelo modelo não levar em consideração outra fonte de excitação além das forças da suspensão. Portanto, a conclusão foi de que a baixa rigidez das laterais do gabinete inviabilizou o uso de martelo de impacto no teste modal, por não permitir a introdução de energia em frequências acima de 200Hz. A correlação demonstrou resultados promissores na avaliação indireta do modelo modal e na distinção entre as fontes de excitação do gabinete.

Palavras-chave: Modal. Correlação. Transiente. MEF. Lavadora de roupas.

## ABSTRACT

JACON, A. N. **Modal impact test study and correlation of transient simulation using finite element method:** an industrial case. 2016. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.

The objectives of this study were to evaluate and optimize modal test parameters using impact hammer in a laundry machine cabinet, and correlate experimental results of cabinet's dynamic response with transient simulations using MEF. The methodology used was to elaborate an experiment involving a simplified part similar to the cabinet, and modal test parameters, in order to understand the influence of each parameter in the test results. With this, it was possible to understand the difficulties of the test, besides finding a set of parameters optimized specifically to the cabinet's test. For the correlation study, it was used results from an experiment that measured the excitation forces originated by the suspension, and the accelerations in certain regions of the cabinet's side panels with the machine in working conditions. The forces measured in the experiment were created into an FE model and the transient simulation resulted in the accelerations of the side panels. Therefore, the experiment and simulation results could be correlated. The modal test results indicated that the change in hammerhead stiffness has little influence on the impact time when performed in the cabinet. Correlation errors were between 0 and 30% for 18.2% of the data, between 30% and 80% for 41.4% of the data and over 80% for 30.4% of the data. These errors could be the source of the poor correlation between the part and the model, or because the model ignores another source of excitation beyond the forces of the suspension. Therefore, the conclusion was that the low stiffness of the cabinet's side panels made it impossible to use impact hammer in the modal test, as it did not allow the introduction of energy in frequencies above 200Hz. The correlation showed promising results in the indirect evaluation of the modal model and in the distinction between the sources of gait excitation.

Keywords: Modal. Correlation. Transient. FEM. Laundry machine.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade (a) e respectivo diagrama de corpo livre (b). [6] .....	17
Figura 2 – Resposta de deslocamento em função do tempo para diferentes valores de $\zeta$ . [6] ..	18
Figura 3 – Variação de $X\delta st$ e $\Phi$ com a razão de frequências $r$ . [6] .....	20
Figura 4 – Impacto incapaz de excitar o espectro de frequência analisado na FRF (a); Impacto capaz de excitar todo o espectro analisado na FRF (b). [3] .....	25
Figura 5 – FRF e contribuição de cada modo na resposta do sistema causada por uma excitação com frequência igual à primeira frequência natural. .....	26
Figura 6 – Chapa usada no experimento.....	31
Figura 7 – Suporte do motor da lavadora e numeração dos pontos de impacto. [11] .....	32
Figura 8 – Árvore do experimento contendo sequência e configuração dos testes. .....	34
Figura 9 - Componentes da lavadora e método de suspensão [5].....	36
Figura 10 – Acelerômetros fixados no painel frontal (esquerda) e no painel lateral (direita). [5] .....	37
Figura 11 – Aquisição de forças pela célula de carga; sinal de força versus tempo; sinal de força no domínio da frequência após FFT. [5] .....	38
Figura 12 – Modelo de EF do gabinete, com cantoneira em detalhe. .....	39
Figura 13 – Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 1 do painel dianteiro do gabinete. .....	43
Figura 14 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 2 do painel dianteiro do gabinete. .....	43
Figura 15 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 3 do painel dianteiro do gabinete. .....	44
Figura 16 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 1 do painel lateral do gabinete. .....	44
Figura 17 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 2 do painel lateral do gabinete. .....	44
Figura 18 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 3 do painel lateral do gabinete. .....	45
Figura 19 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 1 do painel traseiro do gabinete. .....	45

Figura 20 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 2 do painel traseiro do gabinete. ....	45
Figura 21 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 3 do painel traseiro do gabinete. ....	46

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Níveis de cada fator e teoria sobre a influência do fator. ....	34
Tabela 2 – Erro em porcentagem cometido pela simulação para cada posição de acelerômetro e frequência harmônica. ....	46

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FRF	–	Função de Resposta em Frequência
FFT	–	Transformada Rápida de Fourier
MEF	–	Método de Elementos Finitos
MISO	-	Multiple Input Single Output
$m$	–	Massa
$k$	–	Rigidez
$C$	–	Coeficiente de amortecimento
$\zeta$	–	Fator de amortecimento
$x(t)$	–	Deslocamento na direção x em função do tempo.
$\omega_n$	–	Frequência natural não amortecida
$\omega_d$	–	Frequência natural amortecida
$r$	–	Razão entre frequências natural não amortecida e amortecida
$\Phi$	–	Ângulo de fase
$H(\omega)$	–	Modelo de resposta em frequência
$F(t)$	–	Força aplicada em função do tempo.
$F_0$	–	Amplitude da força harmônica
$\delta_{st}$	–	Deslocamento estático
$\vec{X}$	–	Forma modal
$\omega_{máx}$	–	Frequência de Nyquist
$\omega_s$	–	Frequência de aquisição
$N$	–	Número de amostras
$T$	–	Tempo de aquisição

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	15
1.1	Subtítulo .....	15
1.2	Objetivos.....	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	17
2.1	Resposta Dinâmica de Corpos Flexíveis .....	17
2.2	Análise Modal Experimental.....	23
2.3	Simulação Computacional por MEF .....	26
3	METODOLOGIA .....	29
3.1	Avaliação de Teste Modal .....	29
3.1.1	Motivação.....	29
3.1.2	Equipamentos, Softwares e Parâmetros .....	29
3.1.3	Caracterização das Peças .....	30
3.1.4	Experimento .....	32
3.2	Correlação de Resposta Dinâmica do Gabinete .....	35
3.2.1	Motivação.....	35
3.2.2	Experimento .....	36
3.2.3	Simulação.....	38
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	41
4.1	Avaliação de Teste Modal .....	41
4.2	Correlação de Resposta Dinâmica do Gabinete .....	42
5	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS .....	47
5.1	Avaliação de Teste Modal .....	47
5.2	Correlação de Resposta Dinâmica do Gabinete .....	47
6	REFERÊNCIAS .....	49
	APÊNDICE A.....	51
	APÊNDICE B.....	52

APÊNDICE C.....	53
APÊNDICE D.....	54

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Subtítulo

O gabinete externo usado em máquinas de lavar é um componente que possui várias funções importantes. O gabinete deve enclausurar as peças internas da máquina, de modo a proteger o usuário de desprendimento de objetos causado por alguma falha mecânica, e também impedir ao máximo que o usuário consiga acessar os componentes internos e possivelmente sofrer algum ferimento. Outra função é estrutural, ou seja, o gabinete deve suportar todas as cargas geradas pelas partes internas quando a máquina está em funcionamento. Consequentemente, o gabinete é excitado por forças dinâmicas periódicas durante os ciclos de lavagem.

Um dos fatores que influenciam na melhoria de qualidade do produto é a redução de ruídos gerados pela máquina quando em funcionamento. Como o som é gerado pela vibração forçada dos componentes, e estes são suportados pelo gabinete, boa parte dos ruídos chega aos ouvidos do usuário a partir da resposta dinâmica do gabinete às cargas que lhe são impostas.

Portanto, para possibilitar a redução de ruído emitido pelo produto, é necessário um estudo de função de transferência e resposta dinâmica do gabinete através de testes ou simulações modais, para que sejam feitas intervenções adequadas.

## 1.2 Objetivos

Este trabalho objetivou avaliar e quantificar as influências de algumas características nos resultados de testes modais em um gabinete de lavadora de roupas. O entendimento dessas características é importante para encontrar a melhor configuração dos equipamentos e parâmetros para a realização da análise modal no gabinete.

Posteriormente, correlacionar resultados experimentais e computacionais de resposta dinâmica feitas no gabinete em condições de funcionamento.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Resposta Dinâmica de Corpos Flexíveis

A resposta dinâmica de corpos flexíveis é o comportamento que o corpo terá após ser submetido a forças dinâmicas externas, ou seja, forças que variam durante o tempo de atuação. Essa resposta é analisada em relação a deslocamentos, velocidades ou acelerações internas ao corpo durante a excitação. A resposta dinâmica é mais conhecida como vibração forçada.

Para facilitar o entendimento do assunto, é apresentado o modelo massa-mola-amortecedor ilustrado pela Figura 1, que é o sistema vibratório mais simples possível. Considera-se uma massa  $m$ , com movimento restrito apenas à direção  $x$ , unida a uma mola de rigidez  $k$  e um amortecedor com constante de amortecimento  $C$ , ambos com uma extremidade engastada. Esse sistema de um grau de liberdade não está sendo excitado por uma força externa ( $F(t) = 0$ ); por consequência uma perturbação inicial resultaria em vibração livre. Como esse sistema inclui um elemento que causa dissipação de energia (amortecedor), a amplitude de movimento da massa não permanece constante ao longo do tempo, e decai exponencialmente até o repouso. [6]

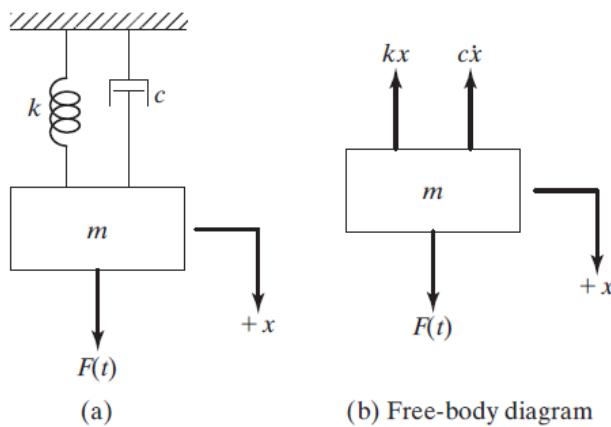


Figura 1 – Sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade (a) e respectivo diagrama de corpo livre (b). [6]

Ao avaliar o diagrama de corpo livre mostrado na Figura 1, aplica-se a segunda lei do movimento de Newton, que é dada pela equação diferencial a baixo para esse modelo:

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = 0$$

Ao resolver a equação, obtém-se a solução do deslocamento em função do tempo  $x(t)$  dado pela equação seguinte:

$$x(t) = A_1 e^{\{\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}\}\omega_n t} + A_2 e^{\{\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}\}\omega_n t}$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}; \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Onde os valores de  $A_1$  e  $A_2$  dependem da condição inicial de velocidade e deslocamento imposta no sistema.

A frequência de oscilação do sistema dependerá do fator de amortecimento  $\zeta$  e da frequência natural não amortecida  $\omega_n$ . A frequência natural  $\omega_n$  é dada por uma relação entre a massa e a rigidez da mola. Portanto, a resposta do sistema a uma condição inicial arbitrária  $A_1$  e  $A_2$ , com a condição de que  $F(t) = 0$ , depende apenas de condições intrínsecas do sistema: massa, constante de amortecimento e rigidez da mola.

Dessa forma, nota-se pelo gráfico de deslocamento  $x(t)$  pelo tempo  $t$ , ilustrado na Figura 2, que a mola apresenta um movimento oscilatório (desde que  $0 < \zeta < 1$ ) com amplitude decrescente determinada pelas condições iniciais, e frequência de oscilação determinada estritamente pelas características internas do sistema.

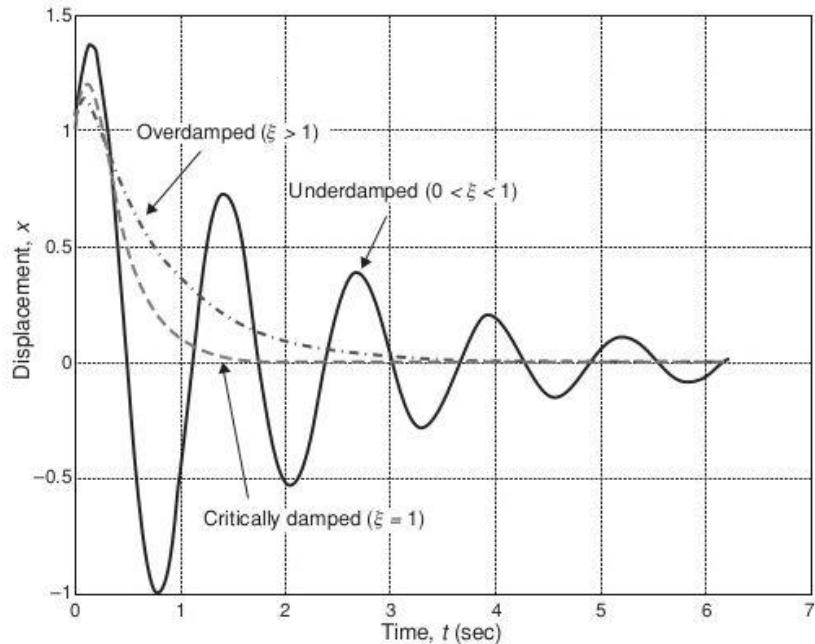


Figura 2 – Resposta de deslocamento em função do tempo para diferentes valores de  $\zeta$ . [6]

No entanto, um sistema real está quase que constantemente sendo excitado por uma força dinâmica externa, que pode ter diversos comportamentos, e que resultará em uma resposta característica a tal excitação. As forças dinâmicas podem ser de vários tipos, como harmônicas, não harmônicas mas periódicas, não-periódicas ou aleatórias. [6]

Considerando o mesmo sistema de um grau de liberdade, uma força harmônica de forma  $F(t) = F_0 \cos(\omega t)$  é aplicada à massa na direção  $x$ . Novamente a equação de movimento deve ser resolvida de forma a determinar a resposta  $x(t)$ . Como a equação diferencial é não homogênea, sua solução é a soma da solução homogênea  $x_h(t)$  e da particular  $x_p(t)$ . A solução homogênea é a solução discutida anteriormente, ou seja, é a vibração livre do sistema que tende a zero depois de certo tempo devido ao amortecimento. Portanto, após determinado tempo, a solução geral reduz-se à solução particular  $x_p(t)$  que representa a solução em regime permanente. Essa etapa onde o movimento desaparece devido ao amortecimento é denominada transitória. [6]

A solução particular da equação é dada pela equação:

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \Phi)$$

Onde

$$X = \frac{F_0}{[(k - m\omega^2)^2 + C^2\omega^2]^{1/2}}$$

$$\Phi = \tan^{-1} \left( \frac{C\omega}{k - m\omega^2} \right)$$

Nota-se, portanto que a resposta depende de características da força aplicada (frequência e amplitude), e do sistema (massa e coeficiente de amortecimento). Consequentemente, o estudo da influência da frequência da força de excitação é muito importante para o entendimento da resposta do sistema. Isso é mostrado usando o fator de amplificação, dado pela equação a baixo, que nada mais é do que a relação entre a amplitude do deslocamento de resposta e a amplitude do deslocamento  $\delta_{st}$  causado pela força estática  $F_0$ . [6]

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left\{ \left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left[ 2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right]^2 \right\}^{1/2}}$$

A Figura 3 exibe os gráficos do fator de amplificação e do ângulo de fase em função da razão de frequências. Eles mostram conclusões importantíssimas para o estudo de respostas dinâmicas. Uma delas é que qualquer quantidade de amortecimento reduz o fator de amplificação para todos os valores de frequência, e que quanto maior o amortecimento, maior é a redução. Nota-se também que os valores máximos do fator de amplificação ocorrem um pouco a baixo da frequência natural do sistema, quando  $\frac{\omega}{\omega_n} = \sqrt{1 - 2\zeta^2}$ . Essa condição é conhecida como ressonância, e deve ser evitada para impedir a falha do sistema, pois mesmo que a amplitude da força de excitação seja pequena, a amplitude da resposta pode ser várias vezes maior, dependendo do fator de amplificação. [6]

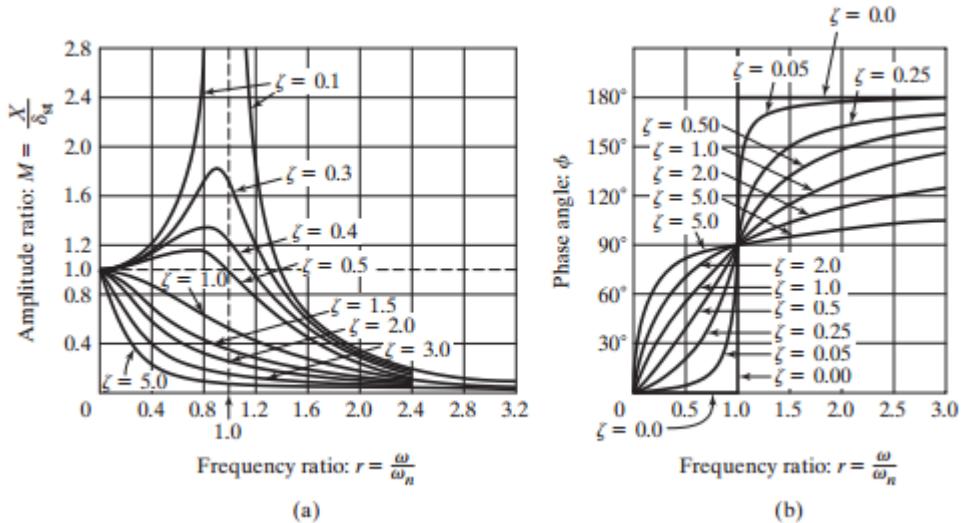


Figura 3 – Variação de  $X/\delta_{st}$  e  $\Phi$  com a razão de frequências  $r$ . [6]

A partir dos resultados desse sistema elementar, pode-se ampliar a ideia para sistemas contínuos, ou seja, corpos que teoricamente têm infinitos graus de liberdade. Qualquer objeto real é considerado um sistema contínuo.

A análise de vibração de sistemas contínuos requer a solução de equações diferenciais parciais bastante difíceis e que, na verdade, não existem soluções analíticas para muitas delas. Por outro lado, a análise de um sistema com número finito de graus de liberdade requer a solução de um conjunto de equações diferenciais ordinárias, o que é relativamente simples. [6]

Portanto, um sistema contínuo pode ser aproximado por um sistema com um número finito de graus de liberdade, e todos os conceitos aplicados ao sistema de um grau de liberdade são válidos. Por exemplo, há uma única equação de movimento para cada grau de

liberdade; as equações de movimento vêm da solução da segunda lei de Newton; cada grau de liberdade impõe uma frequência de ressonância e um modo de vibrar.

Nesse caso, considerando um sistema com  $n$  graus de liberdade, as equações de movimento podem ser expressas na forma matricial como:

$$[m] \ddot{\vec{x}} + [C] \dot{\vec{x}} + [k] \vec{x} = \vec{0}$$

Onde  $[m]$ ,  $[C]$  e  $[k]$  são denominadas as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente, e são dadas por:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \dots & m_{1n} \\ m_{12} & m_{22} & \dots & m_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ m_{1n} & m_{2n} & \dots & m_{nn} \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & \dots & C_{1n} \\ C_{12} & C_{22} & \dots & C_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{1n} & C_{2n} & \dots & C_{nn} \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1n} \\ K_{12} & K_{22} & \dots & K_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{1n} & K_{2n} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix}$$

Nota-se que as matrizes são simétricas “visto que a força requerida no ponto  $i$  para provocar uma unidade de deflexão no ponto  $j$  e zero deflexão em todos os outros pontos é igual à força requerida no ponto  $j$  para provocar uma unidade de deflexão no ponto  $i$  e zero deflexão em todos os outros pontos (teorema da reciprocidade de Maxwell)” (RAO, 2009, p.211).

Como visto anteriormente, a solução de tal sistema resulta no conhecimento de suas características dinâmicas. Ao considerar um sistema simplificado sem amortecimento, determinado portanto pela seguinte equação:

$$[m] \ddot{\vec{x}} + [K] \vec{x} = \vec{0}$$

Se alguma energia for fornecida ao sistema sob a forma de deslocamentos iniciais ou velocidades iniciais ou ambos, ele vibra indefinidamente porque não há dissipação de energia. Pode-se determinar a solução da equação anterior admitindo uma solução da forma  $x_i(t) = X_i T(t)$ , onde  $X_i$  é uma constante,  $T$  é função do tempo  $t$  e  $i = 1, 2, \dots, n$ . Essa solução mostra que a razão entre as amplitudes  $x_i(t)/x_j(t)$ , para cada valor de  $i$  é independente do tempo. Em termos físicos, isso significa que todas as coordenadas têm movimentos síncronos, ou seja, a configuração do sistema não muda durante o movimento, mas sua amplitude muda. Portanto, a configuração do sistema dada pelo vetor  $\vec{X}$  é conhecida como forma modal do sistema. [6]

$$\vec{X} = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{Bmatrix}$$

A equação do movimento apresentada anteriormente pode ser reescrita na seguinte forma, e passa a ser conhecida como problema do autovalor (eigenvalue):

$$[[K] - \omega^2[m]]\vec{X} = \vec{0}$$

Para esta equação ter uma solução não-trivial, o determinante da matriz de coeficientes deve ser nulo. Portanto,

$$\Delta = |K_{ij} - \omega^2 m_{ij}| = |[K] - \omega^2[m]| = 0$$

Esta equação é conhecida como equação característica, e  $\omega^2$  é denominado autovalor (eigenvalue) e  $\omega$  a frequência natural do sistema. A expansão desta equação resulta em uma equação polinomial de  $n$ -ésima ordem em  $\omega^2$ , resultando em  $n$  valores de  $\omega^2$  (RAO,2009). Ou seja, cada grau de liberdade resulta em uma frequência de ressonância com seu respectivo modo de vibrar e fator de amplificação. Em suma, isto quer dizer que se uma força harmônica de frequência próxima à frequência natural de determinado modo de vibrar for aplicada em um local em que haja deslocamento (autovetor diferente de zero) naquele modo, a resposta do sistema estará sujeita a um fator de amplificação determinada pelas características de tal modo de vibrar.

## 2.2 Análise Modal Experimental

Uma análise modal trata da determinação de frequências naturais, fatores de amortecimento, fatores de ampliação e modos de vibrar de um componente mecânico. Portanto, são métodos para determinar características dinâmicas da peça, que foram discutidos no item 2.1. Atualmente, tal análise pode ser feita usando testes experimentais ou simulações computacionais.

No caso da análise experimental, a ideia é excitar o componente ou estrutura com uma carga conhecida e medir sua resposta usando sensores. Como visto anteriormente, a relação entre a carga imposta ao sistema e sua resposta resulta na função de transferência, que é o objetivo da análise.

Geralmente, o teste é feito usando um excitador ou fonte de vibração para aplicar uma força conhecida à estrutura; um transdutor usado para converter o movimento físico da estrutura em um sinal elétrico de resposta; um amplificador de sinal para tornar as características do transdutor compatíveis com a eletrônica da entrada de sinais do sistema digital de aquisição de dados; e um analisador (computador) para executar as tarefas de processamento de sinal e análise com a utilização de um software adequado. [4][3]

O excitador pode ser de vários tipos dependendo de como o experimento será realizado. Ele pode ser um excitador eletromagnético, que possibilita a aplicação de cargas senoidais e de varredura, podendo cobrir uma banda específica de frequências. Pode ser também um martelo de impacto que aplica uma força proporcional a sua massa e velocidade do impacto, e que é medida por um transdutor de força interno. Entre os transdutores, os piezelétricos são os mais populares, que são sensores projetados para produzir sinais elétricos proporcionais às forças ou acelerações a que são submetidos.

Existe uma relação entre a frequência de Nyquist  $\omega_{max}$  e frequência de medição  $\omega_s$ , assim como número de amostras medidas  $N$  e tempo de aquisição  $T$ , dados pelas equações a baixo, onde todas as frequências estão em Hz. O range do espectro analisado vai de 0 a  $\omega_{max}$  e a resolução do espectro é  $\omega_s/N$ . [4]

$$\omega_{max} = \frac{\omega_s}{2}; \quad \omega_s = \frac{N}{T}$$

Após a realização e aquisição da força de excitação e aquisição da resposta, os sinais são amplificados e enviados a um analisador. Esse computador realiza uma transformada rápida de Fourier, calcula espectros de frequência de sinais individuais bem como espectros cruzados, e assim esses dados podem ser analisados.

Portanto, o teste modal possibilita conhecer a relação entre a força de excitação sobre o sistema e a sua resposta dinâmica, que foi discutida no item 2.1. Essa relação é chamada de Modelo de Resposta, e que quando analisada no domínio da frequência passa a ser chamada de Função de Resposta em Frequência – FRF. Essa relação é mostrada pela seguinte equação, onde  $X(\omega)$  é a resposta, e  $F(\omega)$  é a força de excitação:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$$

No caso em que é avaliada a razão entre o deslocamento e a força de excitação, a relação é chamada de Receptância. Similarmente, a relação poderia ser entre aceleração ao invés de deslocamento. Essa relação é chamada de Acelerância e é a mais comumente avaliada em testes reais. A Figura 4 mostra um exemplo de FRF de acelerância.

Embora o uso do martelo de impacto seja simples e barato, muitas vezes ele não consegue aplicar energia suficiente no componente para obter sinais de resposta na faixa de frequências desejada. É importante notar que teoricamente, um impacto com tempo de aplicação tendendo a zero excitaria todas as frequências de um componente, como pode ser deduzido pela aplicação da transformada de Fourier. Assim sendo, quanto menor o tempo do impacto, maior a faixa de frequência excitada, ou seja, o espectro de força (Input Power Spectrum) mostrado na Figura 4, tem menor taxa de decaimento. Portanto, o decaimento é função da rigidez da superfície da peça e da ponta do martelo – quanto menor a rigidez, maior o tempo de impacto, e vice-versa. Usualmente, as frequências captadas antes do espectro de força decair 10dB (frequência de 10db de “roll off”) são consideradas de boa qualidade. [4]

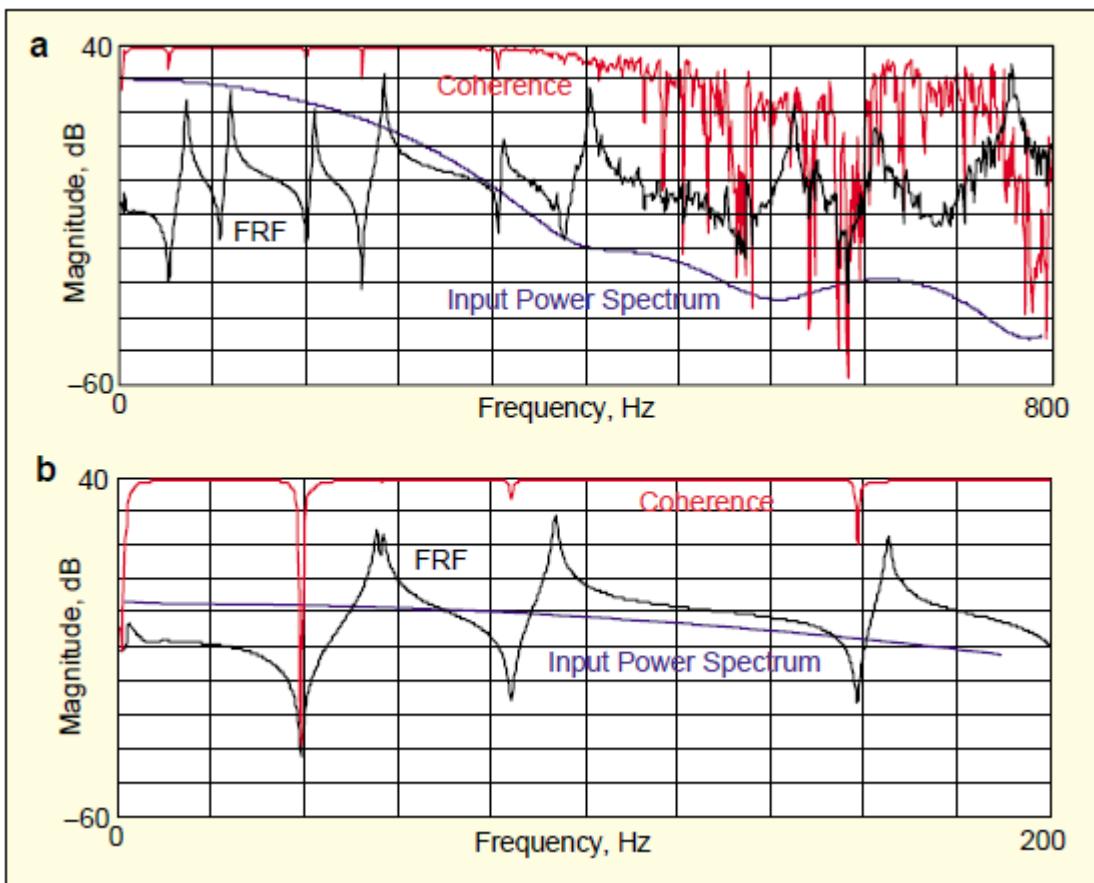


Figura 4 – Impacto incapaz de excitar o espectro de frequência analisado na FRF (a); Impacto capaz de excitar todo o espectro analisado na FRF (b). [3]

A FRF proporciona, portanto, uma forma de determinar as frequências de ressonância do sistema sendo que, de forma simplificada, cada frequência correspondente a um pico do gráfico é uma frequência natural relacionado a um determinado modo de vibrar, pois são frequências em que a resposta do sistema é ampliada em relação à excitação, como ilustrado na Figura 5. Cada modo de vibrar tem, no entanto, uma fase que é diferente do modo anterior. Assim, é comum que entre cada pico da FRF apareça um vale acentuado, chamado de anti-ressonância, onde os efeitos do primeiro modo e do segundo modo se cancelam, devido à diferença entre as suas fases, como pode ser visto claramente na Figura 5. Porém, todos os modos possuem influência na resposta, mesmo que seja muito pequena e esteja fora de fase em relação à amplitude do modo em ressonância.

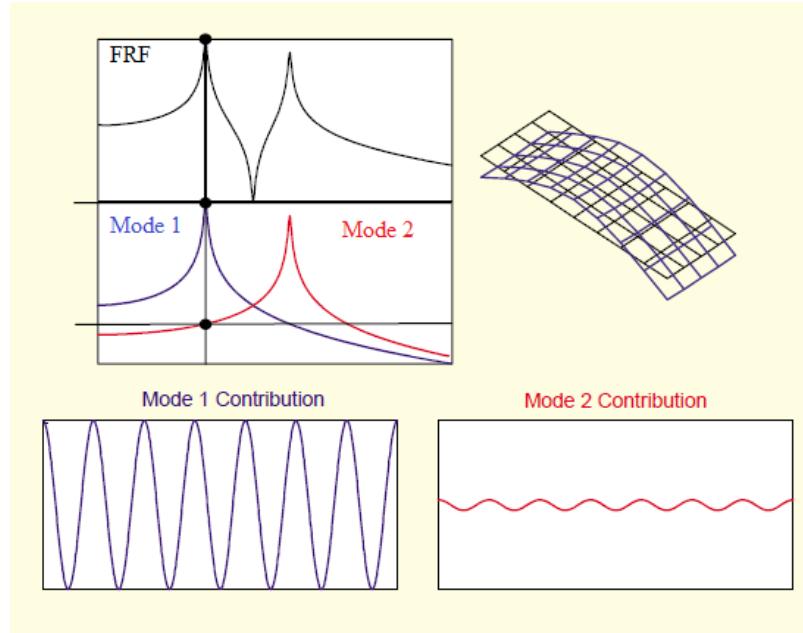


Figura 5 – FRF e contribuição de cada modo na resposta do sistema causada por uma excitação com frequência igual à primeira frequência natural.

Utilizando estratégias de teste mais complexas, incluindo a obtenção de várias FRFs correspondentes a diferentes posições de excitação e de leitura de resposta, e de técnicas de análise de dados realizadas via software, é possível obter fatores de amortecimento e determinar os modos de vibrar da peça em questão.

### 2.3 Simulação Computacional por MEF

No caso da análise modal usando MEF, um software específico é utilizado para gerar uma malha de elementos sobre um modelo geométrico que representa a peça. O modelo final inclui dados do material da peça, como módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e densidade.

Consequentemente, a partir da disposição espacial dos elementos e das características do material, o modelo é definido por uma matriz inercial  $[m]$  e uma matriz de rigidez  $[k]$ . Assim, a equação do problema do autovalor pode ser resolvida pelo software usando técnicas computacionais, e os autovalores e autovetores podem ser encontrados, ou seja, as frequências naturais e seus respectivos modos de vibrar são determinados.

Outra forma de avaliar o modelo modal é realizando uma Análise Estrutural Transiente (também chamada de análise de resposta no tempo). Esse tipo de análise é usado para determinar a resposta dinâmica de uma estrutura que esteja sendo excitada por qualquer

tipo de força, desde que seja dependente do tempo. A influência dos efeitos de inércia e de amortecimento é, portanto, importante para essa simulação, sendo que a equação de movimento será resolvida pelo software na seguinte forma: [2]

$$[m] \ddot{\vec{x}} + [C] \dot{\vec{x}} + [K] \vec{x} = [F(t)]$$

Em qualquer tempo  $t$  dado, essas equações se transformam em um conjunto de equações de equilíbrio estático que consideram inclusive as forças de inércia,  $[m]\ddot{\vec{x}}$ , e forças de amortecimento  $[C]\dot{\vec{x}}$ . O software usa o método de integração de Newmark para resolver essas equações em pontos discretos no tempo, de acordo com um incremento sucessivo chamado “time step”. [2]

Como resultado, essa simulação retorna deslocamentos, velocidades, acelerações e tensões nodais do modelo, todos em função do tempo.



### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 Avaliação de Teste Modal

##### 3.1.1 Motivação

Os ruídos audíveis para um ser humano têm frequências entre 20Hz e 20.000Hz. As frequências de ruído gerado pelo gabinete são baseadas principalmente na frequência de rotação de seus componentes internos e seus harmônicos, preenchendo uma faixa, em média, a partir de 10Hz até 600Hz. Portanto, existem ruídos gerados pelo gabinete em frequências audíveis. Além disso, as frequências das forças de excitação dos componentes internos da lavadora podem coincidir com frequências naturais do gabinete, ocasionando amplificação da intensidade sonora, como visto no item 2.1. Assim, a avaliação das características dinâmicas do gabinete é indispensável para a redução de ruídos emitidos.

Tentativas de testes modais anteriores a este trabalho, usando martelo de impacto, foram feitas no gabinete e não apresentaram resultados coerentes (falta de repetibilidade, reproduutibilidade e falta de características usuais de FRFs). Por isso, a ideia foi usar uma geometria simplificada, similar ao gabinete em relação às suas características geométricas, e outra peça que já foi estudada por trabalhos anteriores e teve resultados positivos, para efeitos comparativos na realização de um experimento.

Esse experimento teve a finalidade de entender como as configurações do teste influenciam no resultado, e descobrir a causa dos resultados incoerentes, além de determinar a melhor configuração para realização da análise modal do gabinete, especificamente.

##### 3.1.2 Equipamentos, Softwares e Parâmetros

Os testes foram baseados na utilização de martelo de impacto como excitador e acelerômetros como sensores de resposta. O martelo usado foi do modelo Type 8206-002 fabricado pela Brüel & Kjaer, e os acelerômetros foram fabricados pela PCB Piezotronics modelo #352C33 com funcionamento piezelétrico.

O software utilizado para processamento dos dados foi o LabView Signal Express da empresa National Instruments.

Alguns testes preliminares foram realizados na chapa (descrita no item 3.1.3) para avaliar os resultados e determinar parâmetros de tratamento e aquisição de sinal, como a escolha de filtros, frequência de aquisição e janelas. Na chapa, o acelerômetro foi mantido no centro geométrico, e no suporte do motor (também citado no item 3.1.3), foi mantido no ponto 7 indicado na Figura 7. Além disso, o suporte das peças foi feito usando tubos de látex de 8mm de diâmetro, indicados por setas vermelhas na Figura 6, mantendo a peça paralela ao chão, para que os impactos fossem feitos na direção vertical e perpendiculares à superfície da peça.

Nesses testes preliminares, notou-se que o sentido de impacto na direção vertical era decisivo na ocorrência de duplo impacto. A maioria das tentativas de impacto realizadas de cima para baixo resultou em duplo impacto, enquanto que impactos de baixo para cima apresentaram menor incidência de duplo impacto. Portanto, todos os impactos experimentais foram realizados com movimentos de baixo para cima da peça.

A banda de frequência analisada foi definida em 800Hz. Por isso a frequência de aquisição foi fixada em 1600Hz de acordo com a equação do item 2.2. Os sinais de resposta de aceleração dos impactos na chapa demoraram entre 0,7s e 1,0s para tender a zero.

Para evitar problemas em relação ao efeito “Leakage” no sinal, uma janela do tipo exponencial foi usada nos sinais de força e aceleração, atuando somente após 20% do início do tempo de aquisição. Com a finalidade de minimizar o efeito de “Aliasing” um filtro de passa-baixa do tipo Butterworth de segunda ordem foi aplicada no sinal de aceleração com frequência de corte em 700Hz. [4]

### 3.1.3 Caracterização das Peças

O gabinete avaliado nesse estudo foi fabricado pela Whirlpool S.A., e foi utilizado em lavadoras de eixo vertical disponibilizadas no mercado em lavadoras de alta capacidade. Suas características geométricas foram omitidas por questões de sigilo.

Foi usada uma chapa retangular de 340x330mm de mesma espessura e material da chapa usada na fabricação do gabinete como peça simplificada. As suas bordas foram dobradas de forma a simular a presença das dobras de cada canto do gabinete. O resultado foi a peça mostrada na Figura 6, que é, portanto, uma simplificação de uma das laterais do gabinete.

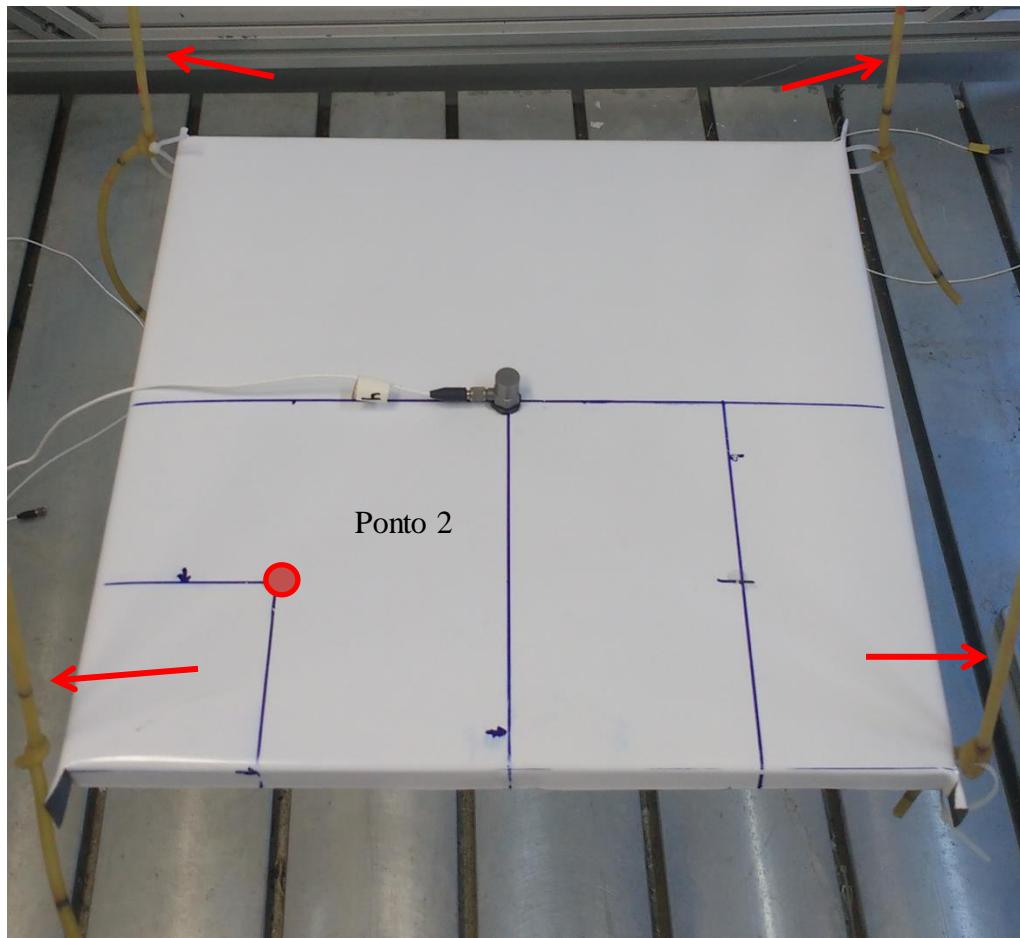


Figura 6 – Chapa usada no experimento.

A outra peça usada no experimento foi o suporte do motor elétrico da lavadora, mostrado na Figura 7. Ao contrário do gabinete, o suporte possui grande histórico de testes modais realizados anteriormente a este trabalho, e com resultados positivos. Por isso ele foi usado para efeitos comparativos.

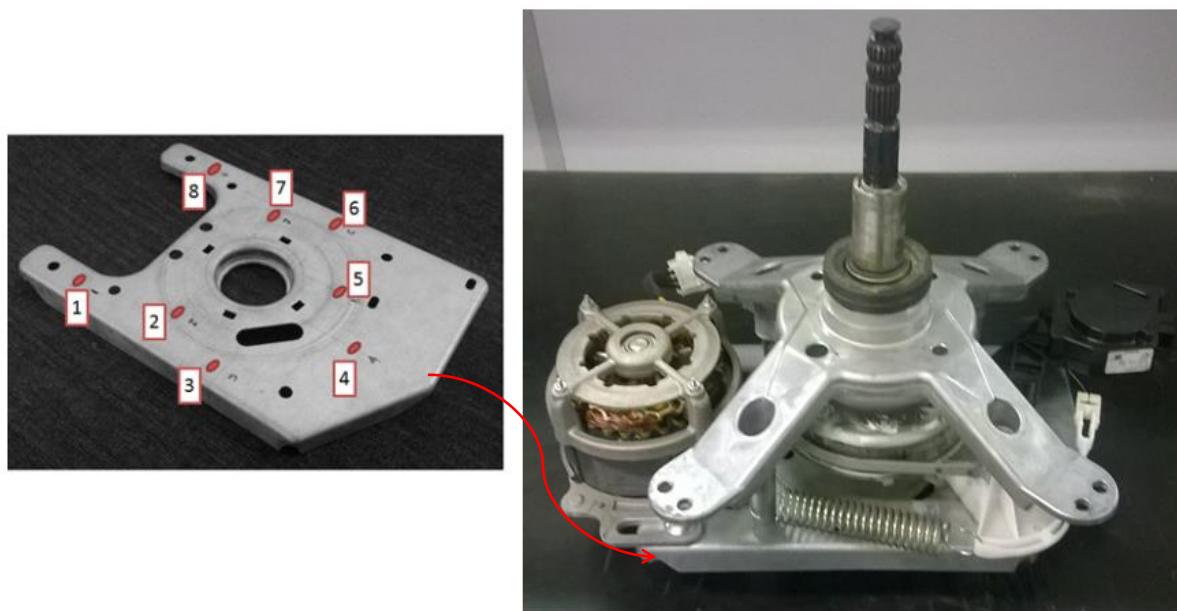


Figura 7 – Suporte do motor da lavadora e numeração dos pontos de impacto. [11]

### 3.1.4 Experimento

O experimento gerado propôs diversos testes modais na chapa e no suporte para avaliar características que poderiam influenciar nos resultados, e que possivelmente causaram as tentativas frustradas de análise modal experimental no gabinete.

Utilizou-se, portanto, uma estrutura de experimento fatorial com confundimento considerando oito fatores, que são destacados a baixo:

- X1 – Peças: Foram utilizadas duas peças para a realização dos testes. Uma delas foi a chapa e a outra foi o suporte do motor, citados anteriormente. A intenção foi avaliar se as características da peça influenciam na funcionalidade dos outros fatores.
- X2 – Marca de Impacto: A marca de impacto é um pequeno marcador de aço que geralmente é afixado na posição do impacto. Havia possibilidade da presença da marca influenciar no resultado do teste.
- X3 – Ponta do Martelo: O material da ponta do martelo poderia influenciar na banda de frequência que é excitada pelo impacto, como citado no item 2.2.

- X4 – Massa do Martelo: Uma massa adicional pode ser fixada no martelo para influenciar na banda de frequência excitada pelo impacto. Por isso, esse fator considerou a presença ou ausência da massa adicional.
- X5 – Massa do Acelerômetro: A presença do acelerômetro fixado sobre a superfície das peças poderia influenciar no resultado, pois o experimento considerou peças leves e de baixa rigidez. A massa adicional que o acelerômetro inseriu localmente na peça pode ter influência nos resultados. [1]
- X6 – Número de Amostras: Os níveis desse fator foram escolhidos de acordo com as propostas do item 3.1.1. Portanto, os números de amostras de cada nível corresponderam ao tempo de aquisição de 0.7s e de 1.0s.
- X7 – Trigger do Martelo: Corresponde ao nível mínimo de força que o transdutor do martelo tem que captar para que a aquisição de dados se inicie. Quanto maior o nível, maior parte do início do sinal de força não será medido pelo sistema. Portanto, foram considerados dois níveis diferentes de trigger como fator.
- X8 – Posição de Impacto: Cada localização de impacto produziu uma FRF correspondente, sendo que o acelerômetro ficou na mesma posição em todos os impactos (teste MISO).

Finalmente, a árvore do experimento, ilustrada na Figura 8, foi gerada usando o software JMP. A árvore do experimento mostra o nível (indicado por + ou -) em que cada fator deve estar em cada rodada do experimento, ou seja, em qual configuração o sistema deve estar para realização de cada impacto. Os níveis correspondentes a cada fator, e a teoria que baseou a escolha dos fatores estão expostos na Tabela 1. O estudo da organização e escolha dos fatores do experimento foi auxiliado por um mapa de raciocínio e por um mapa de processo.

É importante notar que a árvore do experimento incluiu fatores que foram propositalmente mantidos constantes, de modo a evitar ruídos na resposta da análise. Esses fatores estão indicados em vermelho acima da linha horizontal verde que corta a árvore do experimento (Figura 8), e foram todos explicados no item 3.1.2.

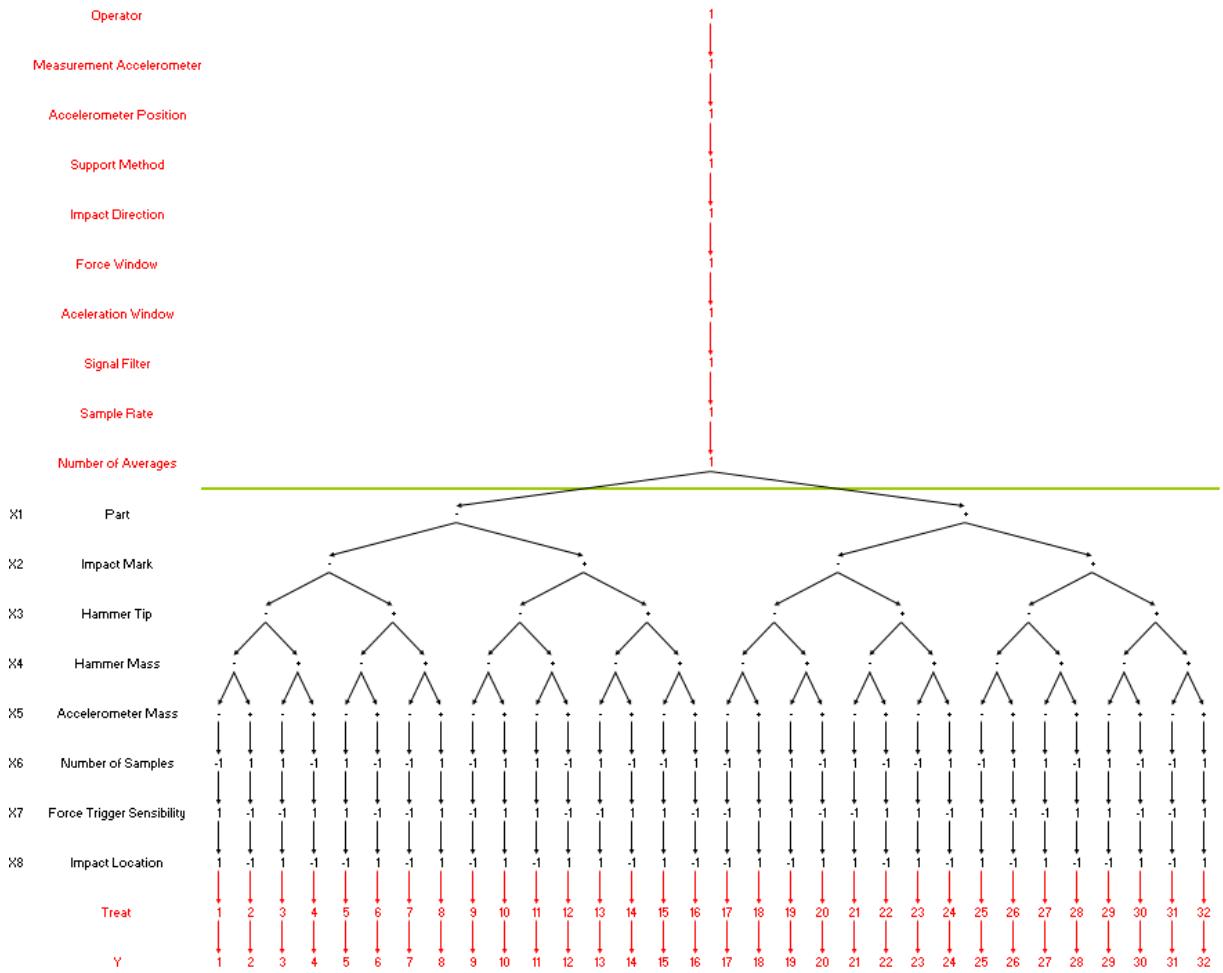


Figura 8 – Árvore do experimento contendo sequência e configuração dos testes.

Tabela 1 – Níveis de cada fator e teoria sobre a influência do fator.

Fatores em Estudo		Nível (-)	Nível (+)	Teoria
X1	Peça	Chapa	Suporte do Motor	A influência dos fatores em estudo muda de peça para peça.
X2	Marca de Impacto	Sem	Com	A marca de impacto altera a massa e a rigidez local, influenciando nas frequências de ressonância.
X3	Ponta do Martelo	Borracha	Alumínio	A rigidez da ponta do martelo tem influência na banda de frequência excitada.
X4	Massa do Martelo	Sem	Com	A massa adicional do martelo tem influência na banda de frequência excitada.

X5	Massa do Acelerômetro	Sem	Com	O acelerômetro altera a massa local, influenciando nas frequências de ressonância.
X6	Número de Amostras	1000	1600	Tem influência na resolução e na banda de frequência analisada.
X7	Sensibilidade do Trigger de Força	0,7 N	1 N	Tem influência na qualidade de aquisição dos dados.
X8	Localização do Impacto	Ponto 2	Drive Point (posição do acelerômetro)	Cada região tem sua característica modal. A FRF será diferente para cada posição de impacto.

No caso deste experimento, o número de rodadas foi de 32 sendo que em cada rodada foram realizados três impactos (repetições) com o objetivo de avaliar a variação entre cada repetição. Portanto, o experimento resultou em 96 FRFs.

As respostas avaliadas pelo experimento foram as seguintes:

- Y1 – Espectro de Força: Médias entre os espectros das três repetições avaliadas em relação à sua frequência quando em “roll off” de 10dB.
- Y2 – Variância Entre Repetições: O erro entre as repetições de impacto foi considerado uma resposta importante na avaliação do teste.
- Y3 – Número de Frequências Naturais Medidas: Número de frequências obtidas antes da frequência de “roll off” do espectro de força. As frequências foram medidas pelo método de “peak-picking”.

## 3.2 Correlação de Resposta Dinâmica do Gabinete

### 3.2.1 Motivação

A falta de resultados promissores nas tentativas de análise modal experimental no gabinete, mesmo após ter aprendido com os resultados do experimento descrito no item 3.1, motivou a tentativa de avaliar as características dinâmicas do gabinete de outra maneira, com o auxílio de simulações computacionais usando FEM, e de dados experimentais obtidos pelo

trabalho científico “Análise de Caminhos de Transferência de Energia no Projeto e Desenvolvimento de Lavadoras de Eixo Vertical”, por (GALAVOTTI,2016).

Ao correlacionar os dados da simulação com os do teste real, seria possível avaliar principalmente duas características; o quanto o modelo modal da simulação está de acordo com a peça real; e diferenciar as fontes de excitação do gabinete que geraram a resposta de aceleração do teste. Com essas avaliações, é possível mensurar a influência das cargas transmitidas pela suspensão na geração de ruído.

### 3.2.2 Experimento

O experimento feito por (GALAVOTTI,2016) consistiu resumidamente na medição das forças impostas ao gabinete através da suspensão, e das respostas de aceleração nas laterais do gabinete, com a lavadora em funcionamento.

Quando em funcionamento, os componentes internos da máquina (unidade de lavagem) e as roupas depositadas dentro do cesto são suportados por quatro conjuntos mola-amortecedor, que são fixados na base do tanque da unidade de lavagem, e nas quatro cantoneiras superiores do gabinete, como mostrado na Figura 9. Consequentemente, todas as forças geradas pelo sistema, que possui desbalanceamento, são transmitidas ao gabinete. Portanto, para simular o desbalanceamento gerado pelas roupas, o experimento propôs a fixação de cargas no cesto. O conjunto foi levado a uma rotação constante.

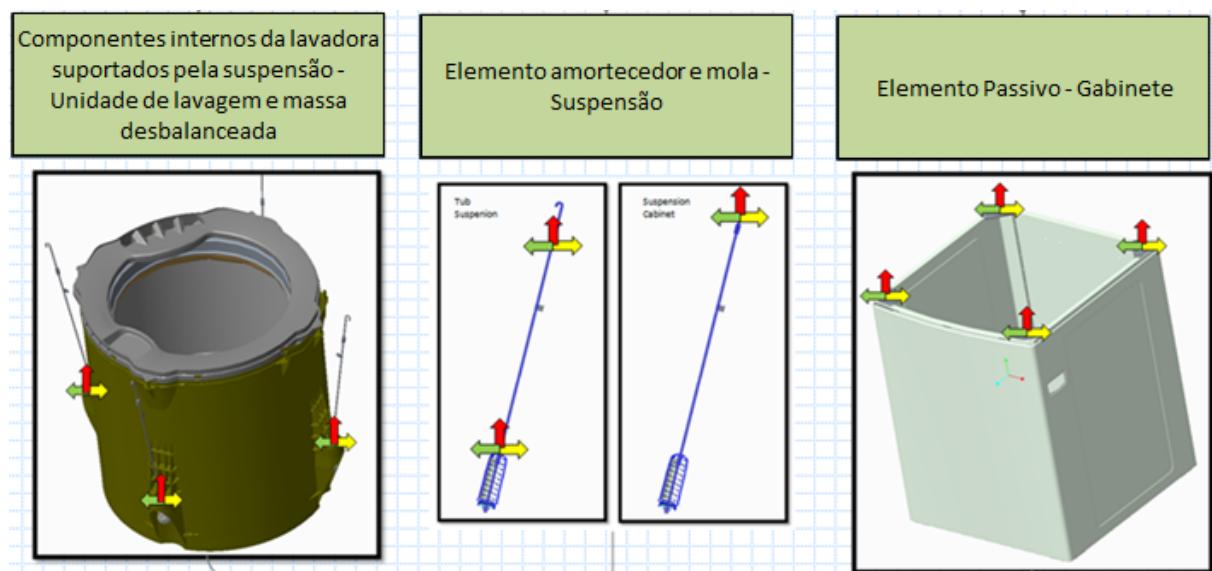


Figura 9 - Componentes da lavadora e método de suspensão [5].

A adição de uma célula de carga posicionada entre os apoios de um dos conjuntos mola-amortecedor (Figura 11) possibilitou a medição das forças transmitidas ao gabinete durante o tempo de funcionamento. Além disso, foram afixados três acelerômetros em cada lateral do gabinete (frontal, lateral e traseiro), totalizando 9 acelerômetros, ilustrados na Figura 10.



Figura 10 – Acelerômetros fixados no painel frontal (esquerda) e no painel lateral (direita). [5]

Como o movimento do cesto é principalmente de rotação, as forças transmitidas são senoidais, de frequência igual à frequência de rotação do cesto, e a força em cada conjunto mola-amortecedor tem aproximadamente a mesma amplitude, porém defasadas em 90°.

Os sinais de força na direção Z aquisitados pela célula de carga, ilustrados na Figura 11, após serem tratados via transformada de Fourier, foram utilizados como dados de entrada para realização de uma simulação transiente, descrita no item 2.3. Os valores de força e aceleração foram normalizados por questões de sigilo.

Foi interessante notar que as componentes resultantes das FFTs do sinal de força não se limitaram à frequência de rotação do cesto. Os sinais apresentaram componentes com amplitudes relevantes de força em frequências até o 12º harmônico, em média.

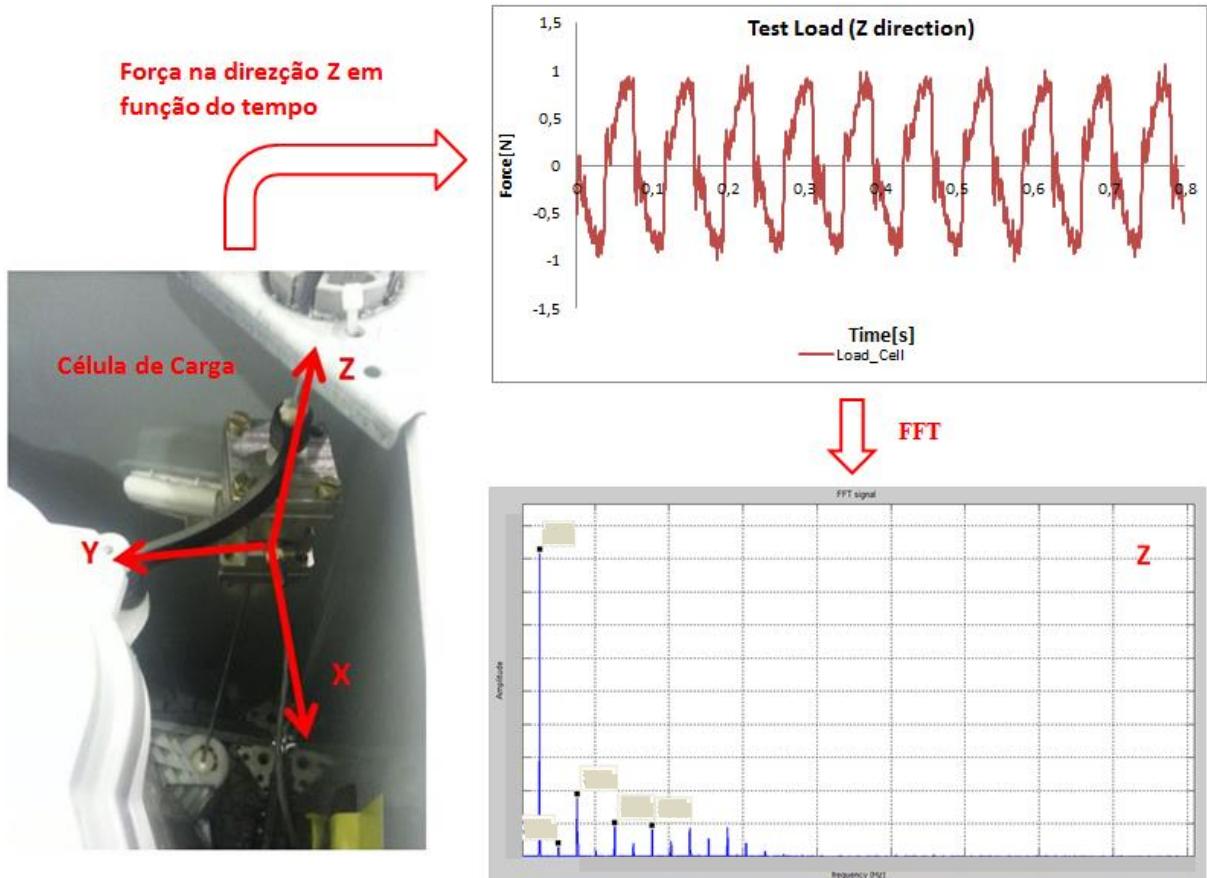


Figura 11 – Aquisição de forças pela célula de carga; sinal de força versus tempo; sinal de força no domínio da frequência após FFT. [5]

### 3.2.3 Simulação

A geração de malha de elementos foi realizada usando o software Hypermesh disponibilizado pela empresa ALTAIR. Um modelo geométrico do gabinete em formato CAD foi usado para geração da malha, que foi composta por elementos do tipo casca (SHELL181) em formatos retangulares e triangulares. As cantoneiras também foram incluídas no modelo, e foram conectadas ao gabinete através do uso de elementos rígidos do tipo barra (BEAM189). A Figura 12 ilustra o modelo. As simulações foram feitas pelo software ANSYS.

As condições de contorno impostas foram deslocamento nulo nas direções X, Y e Z nas quatro cantoneiras inferiores do gabinete. As forças na direção Z resultantes do experimento, ilustradas na Figura 11, foram geradas no software como uma soma de funções senoidais de amplitude, frequência e fase adquiridas pela FRF do sinal. Posteriormente elas foram aplicadas nas quatro cantoneiras superiores do gabinete, vista em detalhe na Figura 12, defasadas 90° entre si.

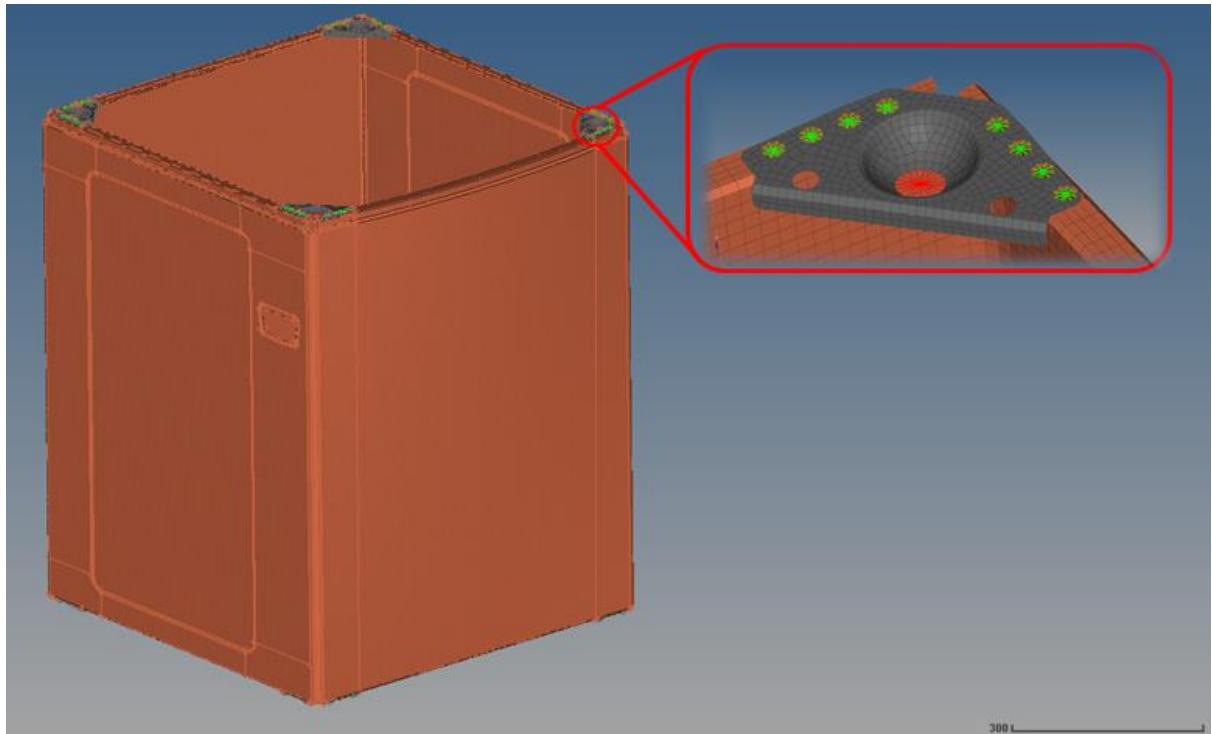


Figura 12 – Modelo de EF do gabinete, com cantoneira em detalhe.

O tempo total de simulação foi limitado em 2s, com “time step” de 0.002s, o que equivale à taxa de aquisição de 1000Hz. Amortecimento do tipo Rayleigh foi inserido no modelo, com coeficiente ALPHA igual a 2, e coeficiente BETHA igual a  $5 \times 10^{-5}$ , que equivalem aproximadamente a 2% de amortecimento.

As respostas de aceleração do modelo foram adquiridas de nós em posições equivalentes aos acelerômetros do experimento. As funções de amplitude de aceleração em função do tempo de cada nó, totalizando 9 conjunto de dados (cada um equivalente a um acelerômetro), passaram por transformadas de Fourier para finalmente serem comparadas com os resultados do experimento.



## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Avaliação de Teste Modal

A análise do experimento procedeu com o estudo dos “Overlay Plots”, gráficos de Pareto, e diagramas de interação dispostos no APÊNDICE A, APÊNDICE e APÊNDICE C. Todos foram gerados tendo os dados do experimento como fonte, que estão dispostos no APÊNDICE D. O estudo resultou na seguinte avaliação dos fatores:

- X1: Os impactos no suporte do motor apresentaram, em média, frequência limite de “roll off” 207% maior em relação à chapa, porém menos frequências naturais foram medidas até a frequência limite de “roll off”.
- X2: Ao usar a marca de impacto, a frequência limite de “roll off” no espectro da força foi, em média, 6,4% menor.
- X3: Quando a ponta de alumínio foi usada no martelo, a frequência limite de “roll off” foi maior (houve menos decaimento), e mais frequências naturais foram medidas. Além disso, ela reduz o erro de determinação de frequências naturais entre as repetições de impacto.
- X4: Em média, quando a massa adicional foi usada no martelo, a frequência limite de “roll off” foi 5,9% menor (houve mais decaimento) e consequentemente o número de frequências naturais medido foi 19,1% menor.
- X8: Os impactos no “drive point” resultaram em uma frequência limite de “roll off” 8,9% menor (houve mais decaimento) e consequentemente o número de frequências naturais medido foi 26,1% menor.
- X1\*X3: A utilização da ponta de alumínio no martelo aumentou em 55,1% o limite de “roll off” dos impactos no suporte do motor, e 7,9% na chapa. A variância entre repetições reduziu 98,1% no suporte e 8,3% na chapa, e o número de frequências naturais medido aumentou 84,1% no suporte e 11,1% na chapa.
- X1\*X8: O limite de “roll off” foi 29,6% menor na chapa, e 1,1% menor no suporte quando o impacto ocorreu no drive point.
- X2\*X3: Ao usar a ponta de borracha no martelo de impacto, a presença da marca de impacto reduziu em 14,7% a frequência limite de “roll off”.

- X3\*X4: Ao usar a ponta de borracha no martelo de impacto, a variância entre repetições foi 11,5% maior quando a massa adicional ao martelo não é usada. Ao usar a ponta de alumínio, a presença da massa adicional foi irrelevante (<1,0%) para a variância.

A utilização da marca de impacto aumentou o decaimento do espectro de força quando a ponta usada no martelo foi de borracha. Provavelmente a marca induziu maior deformação elástica na borracha, resultando em menos energia transferida para a peça, incrementando o decaimento do espectro. Além disso, o tempo de impacto pode ter aumentado com o uso da marca.

A presença do acelerômetro no “drive point” da chapa provavelmente influenciou nas características do impacto.

A massa adicional no martelo gerou efeitos condizentes com o esperado e suportados por teoria. [4]

A interação X1\*X3 foi importante para entender a dificuldade no teste modal do gabinete. Os resultados apontaram que o suporte do motor possui mais rigidez que a chapa, por apresentar frequências naturais maiores, acima de 350Hz, e impactos de menor decaimento de espectro. Consequentemente, a alteração da ponta do martelo teve resultados expressivos apenas no suporte, como indica a interação X1\*X3, pois o decaimento do espectro de força depende da rigidez da superfície da peça e da ponta do martelo.

Ou seja, a dificuldade do teste, no caso do gabinete, é que a sua rigidez não permite a introdução de energia em modos acima de 200Hz através de impacto, mesmo usando características do teste teoricamente ideais. Além disso, as regiões do gabinete de maior rigidez são nós da maioria dos seus modos de vibrar, como visto por (MUNHOZ, 2006). Ou seja, impactos nessas regiões introduziriam energia em altas frequências, porém as respostas seriam praticamente nulas, inviabilizando o teste.

## 4.2 Correlação de Resposta Dinâmica do Gabinete

Os resultados de correlação entre o experimento e as simulações estão dispostos nos gráficos a partir da Figura 13 até a Figura 21. Linhas verticais tracejadas indicam as frequências harmônicas. Além disso, a Tabela 2 mostra os erros em relação à amplitude de aceleração cometidos pelas simulações. Os erros foram entre 0 e 30% para 18,2% dos dados,

entre 30 e 80% para 41,4% dos dados e acima de 80% para 30,4% dos dados. Todos os valores foram normalizados por questões de sigilo industrial.

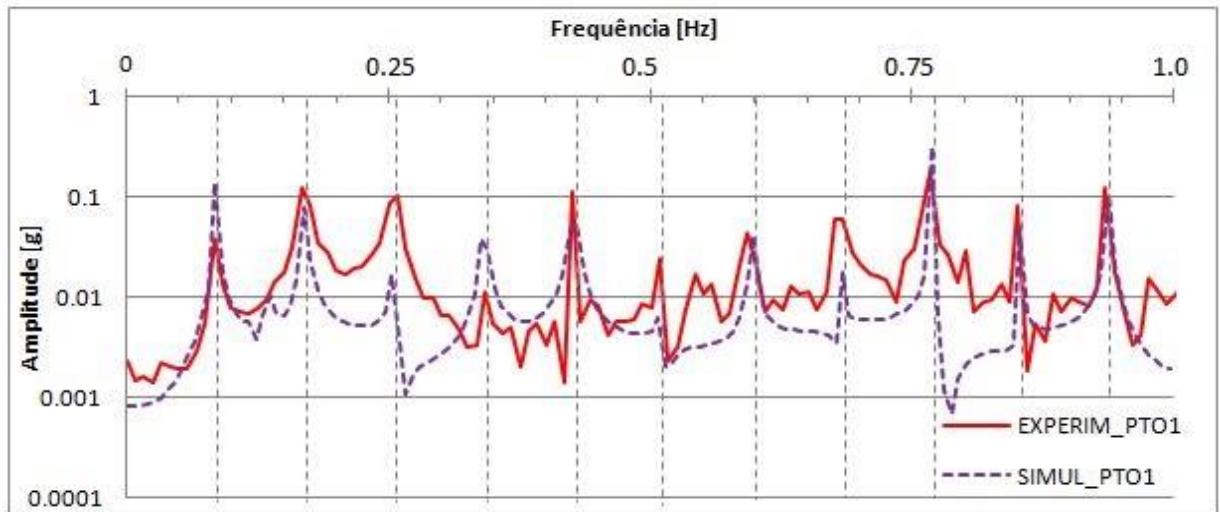


Figura 13 – Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 1 do painel dianteiro do gabinete.

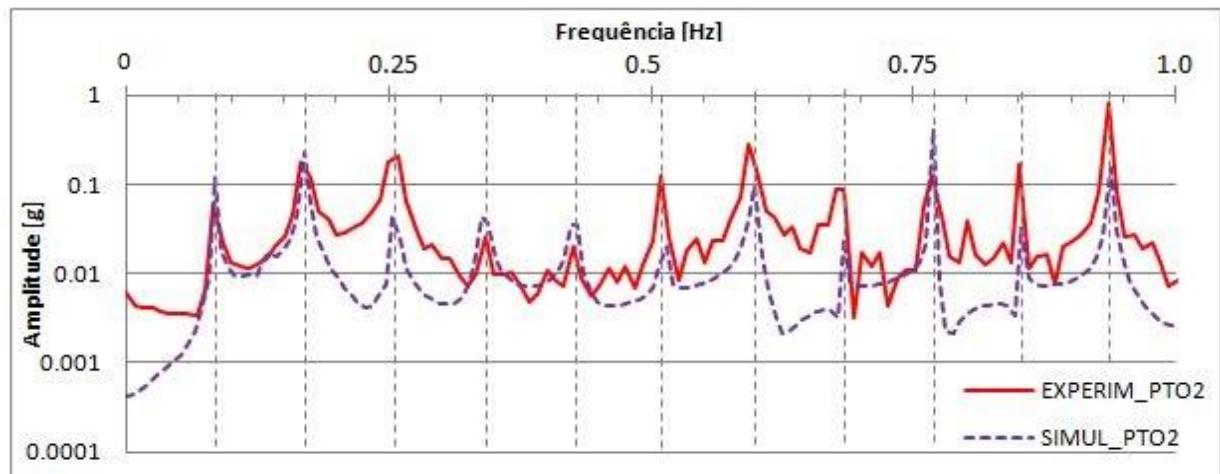


Figura 14 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 2 do painel dianteiro do gabinete.

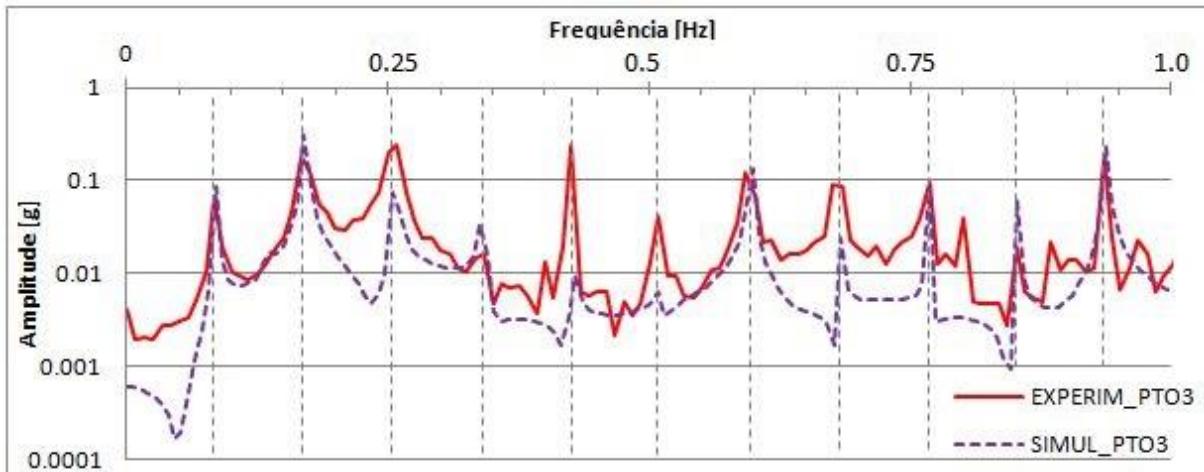


Figura 15 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 3 do painel dianteiro do gabinete.

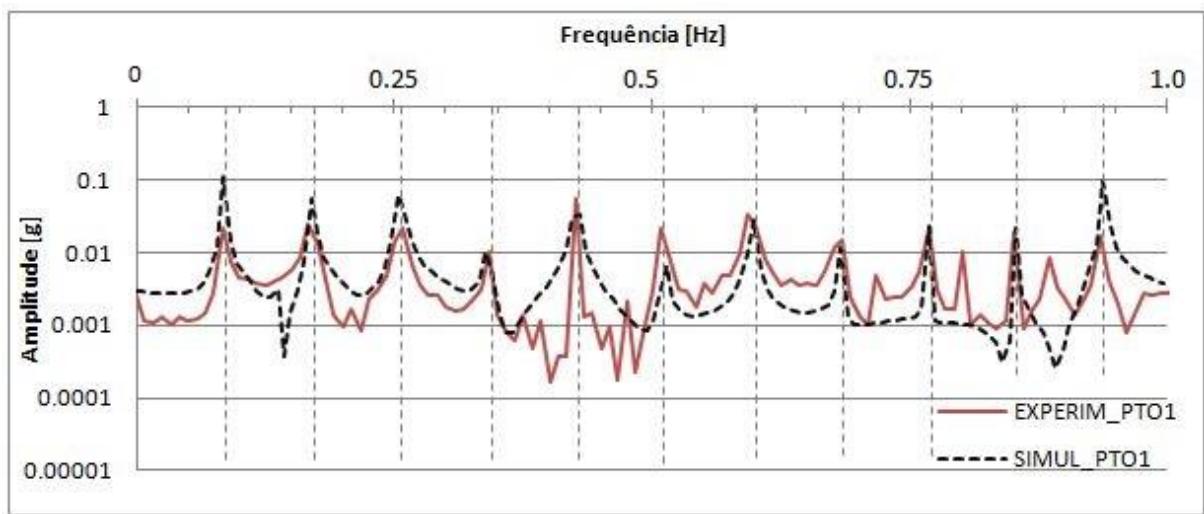


Figura 16 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 1 do painel lateral do gabinete.

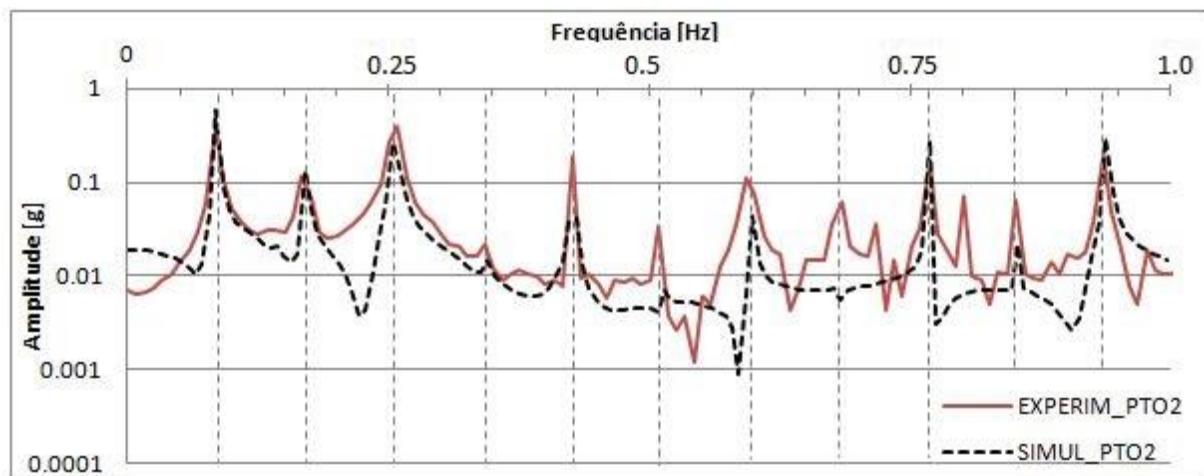


Figura 17 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 2 do painel lateral do gabinete.

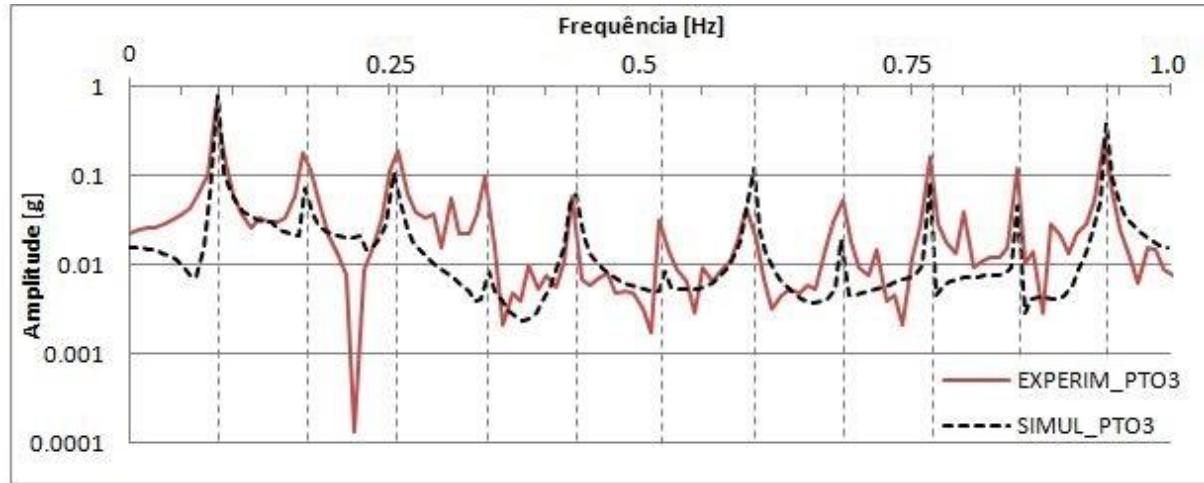


Figura 18 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 3 do painel lateral do gabinete.

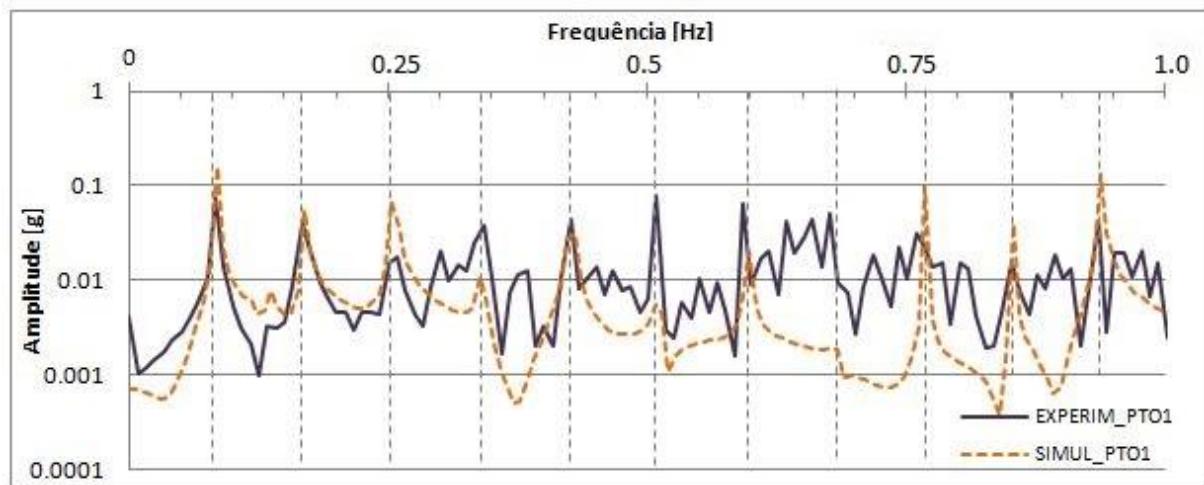


Figura 19 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 1 do painel traseiro do gabinete.

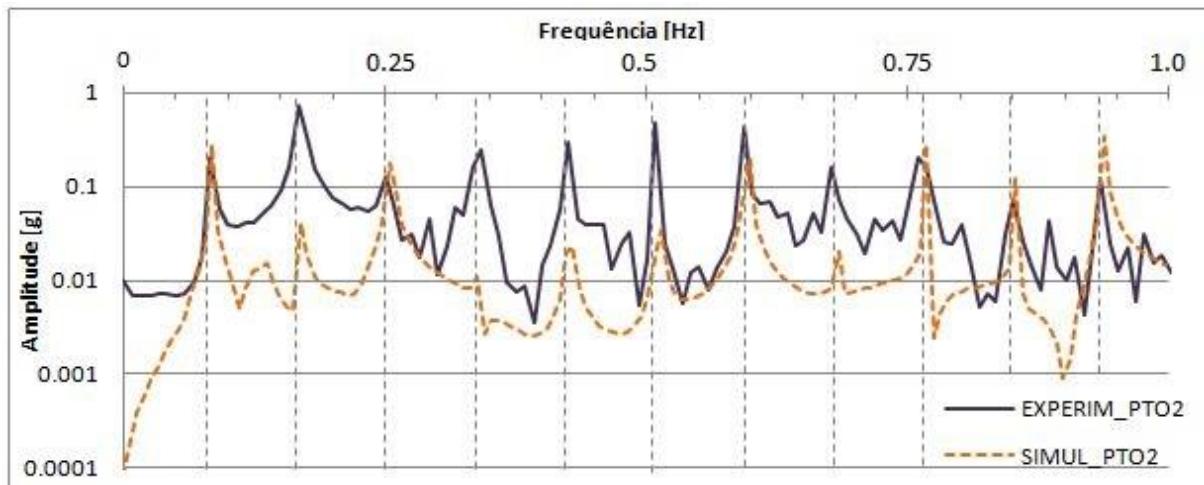


Figura 20 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 2 do painel traseiro do gabinete.

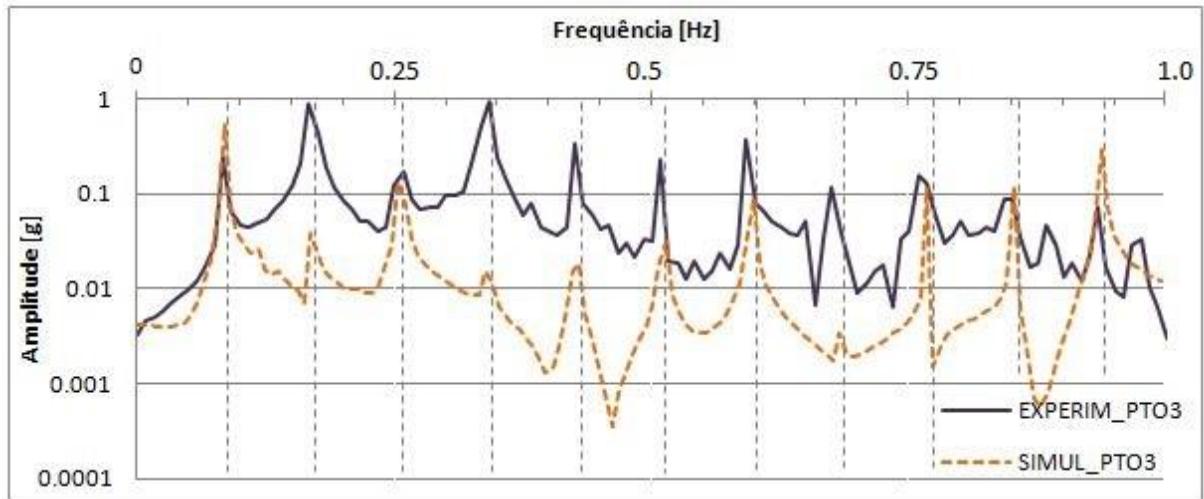


Figura 21 - Gráfico comparativo das FFTs dos sinais de aceleração do experimento e da simulação em função da frequência na Posição 3 do painel traseiro do gabinete.

Tabela 2 – Erro em porcentagem cometido pela simulação para cada posição de acelerômetro e frequência harmônica.

Painel	Posições	F. Rot.	Harmônicos										
			1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	10°	11°	
Frontal	1	264%	-37%	-84%	244%	-52%	-74%	-1%	-70%	73%	-40%	-13%	
	2	97%	30%	-80%	65%	75%	-84%	-65%	-72%	224%	-80%	-81%	
	3	28%	66%	-69%	115%	-96%	-84%	9%	-74%	-5%	214%	23%	
Lateral	1	397%	128%	196%	-1%	-36%	-69%	-17%	-19%	8%	13%	466%	
	2	57%	17%	-30%	-50%	-78%	-79%	-62%	-91%	73%	-67%	59%	
	3	35%	-61%	-45%	-96%	3%	-74%	180%	-64%	-49%	-61%	46%	
Traseiro	1	109%	42%	281%	-71%	-26%	-95%	-67%	-96%	216%	161%	209%	
	2	44%	-94%	184%	-96%	-92%	-93%	-55%	-95%	42%	66%	185%	
	3	125%	-96%	-20%	-98%	-95%	-87%	-76%	-97%	-27%	42%	310%	

A má correlação entre o modelo modal analítico e o real, ou a existência de outra fonte de excitação podem ser as causas dos erros calculados entre simulação e teste. A avaliação dos gráficos e dos erros indicou que, em média, o erro foi 28,9% maior para os resultados do painel traseiro. Para as frequências correspondentes ao 1°, 3°, 4°, 5°, e 7° harmônicos, as amplitudes da simulação foram 93,8% menores para as posições 2 e 3. Esses dados indicam a existência de uma fonte secundária de excitação no painel traseiro, e que possui alguma ligação com o sistema de lavagem, pois as frequências de excitação são iguais.

Uma mangueira usada para captar água a ser usada pela lavadora é fixada ao painel traseiro e ao sistema de lavagem. Portanto, ela pode ser a fonte de excitação que resulta nos erros calculados nessas frequências.

## 5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 Avaliação de Teste Modal

Como conclusão, o experimento mostrou que, para as peças avaliadas, o teste deve ser feito com o uso da ponta de alumínio, sem a massa auxiliar e sem a marca de impacto, além de evitar impactos no “drive point”. Os outros fatores apresentaram influências interessantes nos resultados, mas não foram avaliados como causa principal da ineficiência do teste.

As informações sobre o comportamento da chapa no experimento foram consideradas equivalentes para o gabinete. Consequentemente, a informação mais importante foi que a causa de resultados negativos nos testes do gabinete foi a falta de rigidez do componente, que impossibilitou a introdução de energia através dos impactos. O aumento de rigidez da ponta do martelo não trouxe redução no tempo de impacto, pois este depende da rigidez tanto da ponta do martelo quanto da superfície da peça. Portanto, para obtenção de resultados positivos, a introdução de energia deve ser feita usando outras formas de excitação.

Então, como trabalho futuro, o primeiro passo seria organizar um experimento utilizando um excitador eletromagnético (shaker), ou formas que não influenciem na rigidez local da peça, como excitação magnética sem contato. Talvez usar o método de “step relaxation” também seja uma alternativa.

### 5.2 Correlação de Resposta Dinâmica do Gabinete

Os comparativos entre simulação e experimento mostraram que o modelo conseguiu reproduzir o comportamento do gabinete de maneira promissora, porém apresentaram percentuais de erro elevados. Portanto, esse procedimento apresentado pode ser utilizado como uma forma de melhoria contínua do modelo (model updating), utilizando o experimento em questão como base de dados. Isso é interessante em casos em que o teste modal é de difícil realização pelas características da peça, e a correlação via análise modal é inviável. No entanto, o procedimento considera o componente em condições de funcionamento, restringindo a análise somente para as frequências de interesse.

Além disso, o comparativo conseguiu indicar uma possível fonte de excitação além da suspensão, que deve ser estudada mais profundamente a fim de entender a função transferência de emissão dos ruídos.

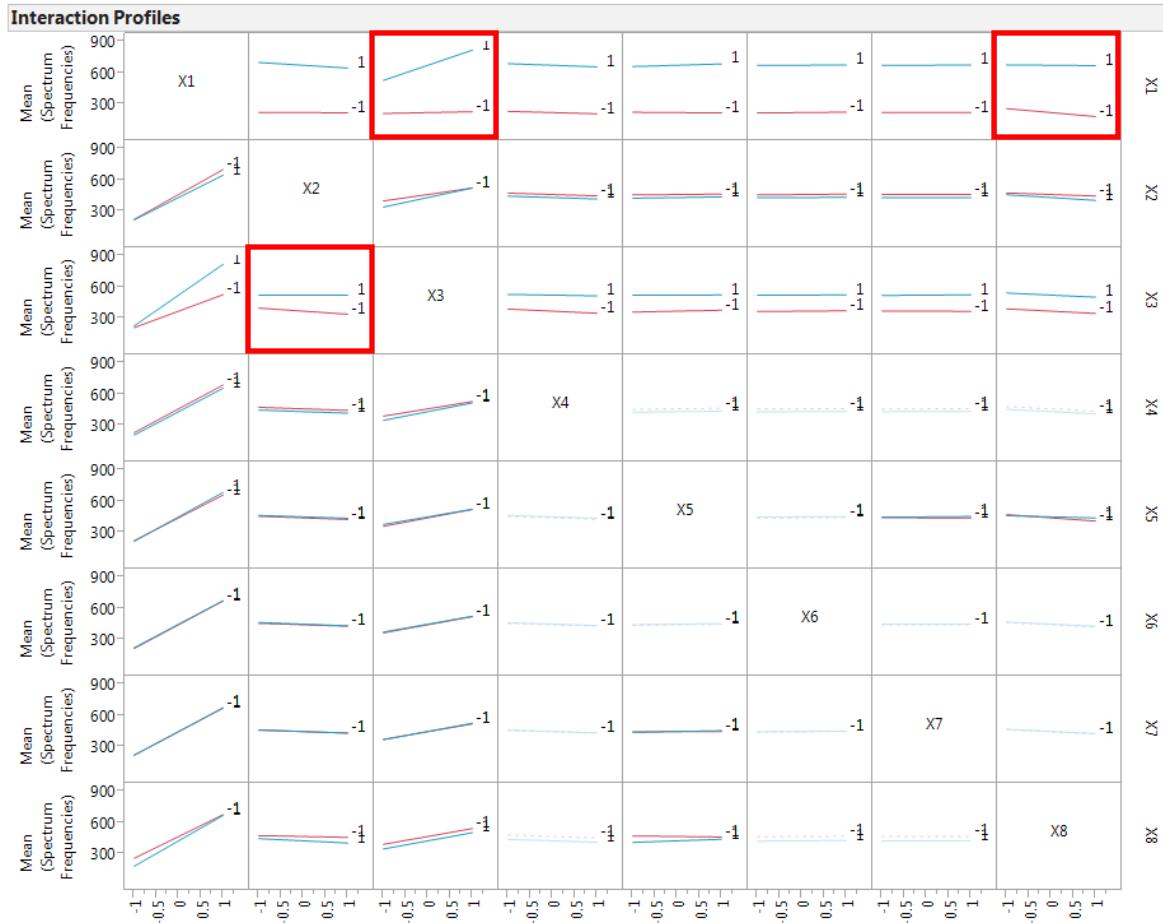
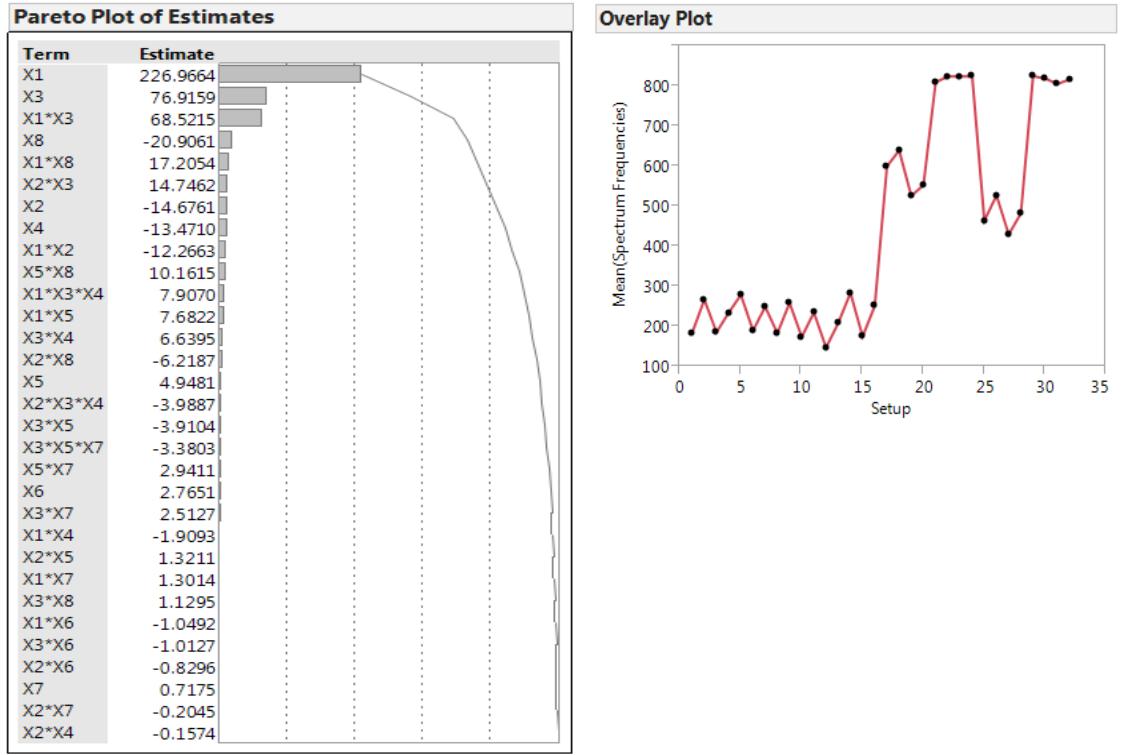
Algumas melhorias e análises a ser realizadas para melhoria da correlação estão listadas a baixo:

1. Adicionar cargas nas direções X e Y no modelo, além de considerar o centro de gravidade da unidade de lavagem na definição das forças;
2. Aumentar resolução de frequência, tanto nos parâmetros de simulação (timesteps e substeps) quanto nos do teste (frequência e tempo de aquisição);
3. Utilizar nas simulações modelos não lineares de material, introduzir efeitos de pretensões causadas pelo processo de fabricação e efeito do aumento de rigidez causado pela pintura do gabinete; [9]
4. Alteração de características da malha de EF, como tamanho de elemento, número de elementos, tipo de elemento;
5. Realizar simulações estocásticas para avaliação do amortecimento utilizado na simulação.

## 6 REFERÊNCIAS

- [1] ALLEMANG, R. et al. (Ed.). **Topics in modal analysis**: proceedings of the 31<sup>st</sup> IMAC, a conference on structural dynamics. New York: Springer-Verlag, 2014. Cap.54, p.553-554. (Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanic Series, 7).
- [2] ANSYS Software user help. Canonsburg: ANSYS, 2013.
- [3] AVITABILE, P. Experimental modal analysis: a simple non-mathematical presentation. **Sound and Vibration**, 2001. Disponível em:<[www.sandv.com/downloads/0101avit.pdf](http://www.sandv.com/downloads/0101avit.pdf)>. Acesso em: 02/04/2016.
- [4] EWINS, D.J. **Modal testing**: theory, practice and application. 2<sup>nd</sup>ed. Baldock: Research Studies, 2000.
- [5] GALAVOTTI, T.V. **Análise de caminhos de transferência de energia no projeto e desenvolvimento de lavadoras de eixo vertical**. Qualificação (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.
- [6] RAO, S.S. **Vibrações mecânicas**. 4.ed. Tradução de Arlete Simille Marques . São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2009.
- [7] MAMEDE, W.F. **Estudo e aperfeiçoamento de técnicas experimentais para análise modal vibroacústica em baixas frequências**. 2003. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2003.
- [8] MONTGOMERY, D.C. **Design and analysis of experiments**. 8<sup>th</sup>ed. New York: John Wiley, 2013.
- [9] MUNHOZ, E.O. **Estudo em análise modal de lavadora de roupas sob reais condições de contorno**. 2006. Tese (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.
- [10] NAKASONE, P.H. **Tutorial ANSYS**: análises modal, harmônica e transiente. São Paulo: EP/USP, 2004.
- [11] RODRIGUES, D.F. et al. **Quantification of uncertainties in experimental modal parameters estimation**: an industrial case study. 2016. Tese (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.
- [12] SCHWARZ, B.J.; RICHARDSON, M.H. **Experimental modal analysis**. Jamestown: Vibrant Technology, 1999.
- [13] YOON, J.; RAJENDRA, S. **Examination of super harmonics in a multi degree of freedom nonlinear vibration isolation system**: refined models and comparison with measurements. Columbus: Acoustics and Dynamics Laboratory, NSF Smart Vehicle Concepts Center, The Ohio State University, 2014.

## APÊNDICE A – Gráfico de Pareto, “Overlay Plot” e diagrama de interações para Y1.



APÊNDICE B – Gráfico de Pareto, “Overlay Plot” e diagrama de interações para Y2.



## APÊNDICE C – Gráfico de Pareto, “Overlay Plot” e diagrama de interações para Y3.



APÊNDICE D – Tabela com os resultados gerais do experimento, incluindo Y1, Y2 e Y3 para cada setup.

Resultados em Função das Médias Entre Repetições					
	Y1	Y2			Y3
Setup	Média (Limite de "roll off") [Hz]	Variância (Limite de "roll off")	Média (1ª Freq. Natural) [Hz] *	Média (2ª Freq. Natural) [Hz] *	Média (Número de Freq.)
1	184,58	2,56	91,22	158,44	3,00
2	267,43	0,33	93,36	154,72	5,67
3	186,07	0,33	92,36	160,06	2,33
4	234,73	0,85	93,35	155,24	3,67
5	279,44	0,33	94,36	160,06	6,00
6	190,45	2,56	91,22	153,11	3,00
7	249,66	0,85	93,35	157,91	4,33
8	183,73	1,33	91,70	151,72	2,00
9	259,26	5,97	94,95	153,11	4,33
10	174,73	0,33	91,36	152,72	2,33
11	235,09	0,33	94,70	158,73	3,67
12	147,77	0,85	90,69	152,04	2,00
13	209,08	0,00	92,03	158,39	3,33
14	284,34	0,00	92,82	153,11	5,00
15	175,51	0,85	91,75	156,84	2,00
16	251,76	0,33	93,36	154,05	4,33
17	600,15	0,85	#	#	3,00
18	639,90	0,33	#	#	3,67
19	526,53	0,34	#	#	2,00
20	553,21	0,00	#	#	2,33
21	810,30	0,00	#	#	4,00
22	824,21	0,85	#	#	3,00
23	824,21	0,00	#	#	4,00
24	825,31	0,00	#	#	3,67
25	464,51	0,85	#	#	1,33
26	527,53	0,33	#	#	2,00
27	430,16	0,34	#	#	1,00
28	482,79	0,00	#	#	1,33
29	825,31	0,00	#	#	4,00
30	819,41	0,85	#	#	4,00
31	806,07	0,12	#	#	4,00
32	816,97	0,00	#	#	4,00

\* Valores omitidos por questões de sigilo industrial.