

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DE UM BRAÇO DE GUITARRA

por

LORENZO BRUM SCUSSEL

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, setembro de 2023

BRUM SCUSSEL, LORENZO
ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DE UM BRAÇO
DE GUITARRA / LORENZO BRUM SCUSSEL. -- 2023.
23 f.
Orientador: Daniel Milbrath De Leon.

Coorientador: Alexandre Marks Löw.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2023.

1. Análise modal experimental. 2. Análise modal
numérica. I. Milbrath De Leon, Daniel, orient. II.
Marks Löw, Alexandre, coorient. III. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

LORENZO BRUM SCUSSEL
ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DE UM BRAÇO DE GUITARRA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Ignacio Iturrioz
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Daniel Milbrath De Leon

Coorientador: Dr. Alexandre Marks Löw

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Daniel Milbrath De Leon (Presidente)

Prof. Dr. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Porto Alegre, setembro de 2023

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho a todos os matemáticos, físicos e engenheiros que a partir de estudos como esse, transformam a humanidade.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família, aos meus amigos e a todos os professores da engenharia mecânica da UFRGS por todo o suporte durante os passados anos de graduação.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
 ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
 TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2023

ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DE UM BRAÇO DE
 GUITARRA.

Nome de família do autor, nome(s) próprio e/ou intermediários

Scussel, Lorenzo Brum

e-mail: lorenzo.scussel@gmail.com

Resumo: *O presente trabalho de conclusão de curso analisa, de forma experimental e numérica, as propriedades vibracionais de um braço de uma guitarra, a partir da análise modal. Um ensaio de martelo de impacto e uma simulação numérica em elementos finitos foram realizadas, a fim de comparar os resultados das frequências naturais e dos modos de vibração obtidos. A comparação mostra que os modos de vibração obtidos nas duas análises foram satisfatórios, porém as frequências naturais apresentaram discrepâncias.*

Palavras-chave: *Análise modal experimental, análise modal numérica, modos de vibração, frequência natural.*

Título em inglês: *EXPERIMENTAL AND NUMERICAL MODAL ANALYSIS OF A GUITAR NECK*

Abstract. *This paper examine, experimentally and numerically, the vibrational properties of a guitar neck, based on modal analysis. A hammer impact test and a numerical simulation in finite elements were carried out in order to compare the results of the natural frequencies and the vibration modes obtained. The comparison shows that the vibration modes obtained in both tests were satisfactory, however the natural frequencies showed discrepancies.*

Keywords: *Experimental modal analysis, numerical modal analysis, mode shapes, natural frequencies.*

NOMENCLATURA

λ_r	Polo do modo r
ω	Frequência natural
A_{pqr}	Resíduo do modo r
H_{pq}	Matriz de FRFs
r	Modo
N	Número de modos

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVOS	1
2. ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL E COMPUTACIONAL	1
2.1 IDENTIFICAÇÃO DOS MODOS DE VIBRAÇÃO.....	2
2.2 SINTETIZAÇÃO DAS CURVAS.....	3
3. METODOLOGIA.....	3
3.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL	4
3.2 ANÁLISE MODAL NUMÉRICA.....	5
4. RESULTADOS	5
4.1 MODOS DE VIBRAÇÃO.....	5
4.2 FREQUÊNCIAS NATURAIS	8
4.3 FUNÇÃO DE RESPOSTA DE FREQUÊNCIA.....	9
4.4 DIAGRAMA DE ESTABILIZAÇÃO	9
5. CONCLUSÃO.....	10
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	11
APÊNDICE A	11

1. INTRODUÇÃO

O método de análise modal experimental, a partir das transformadas rápidas de Fourier (FFTs) no sinal da excitação e das respostas, vem sendo amplamente utilizado nas últimas décadas, a partir de estudos recentes, para o constante aprimoramento de métodos numéricos, mais especificamente de elementos finitos. O método é bastante utilizado, também, pois os avanços na área de processamento e aquisição de sinais nos últimos anos foi muito grande, o que possibilita uma análise mais confiável. A partir do ensaio de martelo de impacto, técnica muito comum pois, apesar de ser menos confiável que o método do oscilador eletromecânico, *shaker*, (Ewins, 1984), produz resultados muito confiáveis e é mais prático de ser realizado. Com os sinais de entrada e saída, ou seja, força do impacto do martelo e acelerações nos 15 diferentes pontos do braço do instrumento, foram aplicadas as FFTs, no domínio da frequência, para obtenção das FRFs, ou seja, as funções de resposta em frequência, que representam as características dinâmicas da estrutura, como as frequências naturais, as razões de amortecimento e modos de vibração.

O modelo numérico foi realizado utilizando o software *Solidworks* e o método de elementos finitos, pela sua capacidade de mostrar os resultados de maneira simples e eficaz, além de ser um software de fácil interface. A comparação entre os dois modelos é feita para analisar se são necessários ajustes a serem feitos, a fim de convergir o resultado a partir da calibração de modelos.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo principal da análise dos modos de vibração do braço da guitarra é encontrar as frequências naturais, razões de amortecimento e forma dos modos de vibração e isso é importante pois a partir dessas grandezas se tem um panorama de como a estrutura irá funcionar quando for submetida a excitações vibracionais. Dois tipos de análises foram realizadas, experimental e numérica, a fim de estabelecer uma comparação entre os valores de frequência natural e modos de vibração obtidos, para, posteriormente ao presente trabalho, realizar ajustes de parâmetros para que os modelos convirjam a um resultado válido.

2. ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL E COMPUTACIONAL

A análise modal clássica, ou seja, o estudo das propriedades dinâmicas de uma estrutura sob excitação de vibrações, é muito importante dentro da engenharia e da física. A partir desse estudo que são obtidos os modos de vibração de uma devida estrutura, ou seja, como a mesma se comporta dinamicamente ao ressonar. Existem diversos modelos analíticos modais, sendo eles: Modelo espacial – leva em conta a massa, a rigidez e a razão de amortecimento de uma estrutura; Modelo modal – é obtido a partir das frequências e dos modos modais do objeto de estudo; Modelo de resposta: utiliza-se das funções de resposta em frequência (FRFs), ou seja, uma transformada rápida de Fourier no sinal da resposta da aceleração, que permite a sintetização de curvas para comparação entre modelos. Esse tipo de análise apresenta todos os modos de vibração de um corpo dentro de uma faixa de frequência, sendo assim, uma ferramenta muito importante dentro da mecânica vibracional. Estudar como determinado corpo vibra é muito importante para submetê-lo a esforços vibracionais com a segurança de que a estrutura irá cumprir seu papel, podendo o mesmo ser de alto ou baixo esforço.

A comparação entre um modelo experimental e um modelo computacional é muito presente dentro das análises de engenharia. Softwares como o *Solidworks* e *Ansys* permitem simplificar o problema real e obter parâmetros conclusivos a partir de simulações simples e rápidas. Um dos tipos de análise modal experimental é feito a partir do teste de impacto de martelo, ensaio onde um martelo impacta a peça a ser estudada e a vibração gerada é capturada por acelerômetros, e, então, é possível obter a função de resposta em frequência (FRF) e os modos de vibração.

O estágio de análise do teste consiste em submeter os dados coletados (função da resposta da frequência), a uma série de modelos numéricos de *curve-fitting*, a fim de calcular a matriz modal do objeto em questão. Existem diversas maneiras de abordar o problema, porém, nenhum é ideal para todos os tipos de problema modal. Para um sistema de somente um grau de liberdade, a análise vibracional livre resolve a frequência natural e a razão de amortecimento do objeto, enquanto um tipo particular de análise de resposta forçada, assumindo uma excitação harmônica, leva a definir a função de resposta da frequência, que interessa para esse trabalho.

Além dos três modelos apresentados acima, ainda existem os modelos incompletos, muito importantes para a análise de vários problemas dentro da análise modal. Geralmente os modelos incompletos são utilizados quando é necessária a aplicação em um caso prático, pois são mais realistas que os modelos analíticos. Esse tipo de modelo é baseado em uma descrição incompleta da estrutura.

O modelo de resposta, baseado nas FRFs, necessita da informação de um certo número de pontos para que o teste ocorra com certa confiabilidade, porém, nem todos os graus de liberdade precisam ser considerados. O ponto mais importante dessa escolha está na faixa de frequência a ser analisada, pois para que o modelo seja considerado válido essa faixa deve conter todos os modos de vibração a serem analisados, e esses mesmos modos devem estar sendo considerados no cálculo da FRF sintetizada, a fim de eliminar a sujeira residual de outros modos que não estão dentro dessa faixa de frequência. É importante ressaltar, que em uma análise de corpo em situação livre-livre, as seis primeiras frequências naturais serão iguais a 0 Hz.

2.1 IDENTIFICAÇÃO DOS MODOS DE VIBRAÇÃO

A partir de somente uma coluna da matriz de FRFs, é possível, obter os modos de vibração para uma determinada faixa de frequência, a partir de regressões lineares. O procedimento utilizado para a identificação dos polos foi uma versão modificada do algoritmo de Ibrahim no domínio do tempo, implementada no *toolbox AbraVibe*, para o software *Matlab*. Então, uma matriz de FRFs genérica, H_{pq} , pode ser escrita de acordo com os polos de cada modo, λ_r , e os resíduos, A_{pqr} , além da frequência angular, ω , como mostrado na equação 1, abaixo.

$$H_{pq}(\omega) \cong -\frac{R_1}{\omega^2} + \sum_{r=1}^N \left(\frac{A_{pqr}}{j*\omega - \lambda_r} + \frac{A_{pqr}^*}{j*\omega - \lambda_r^*} \right) + R_f \quad (1)$$

Os termos R_1 , R_f , j , e N , correspondem, respectivamente, a inércia dos modos abaixo do limite da faixa de frequência, a flexibilidade dos modos acima do limite da faixa de frequência, $\sqrt{-1}$ e o número de modos. Além disso, a notação A^* representa o conjugado do número complexo A . Uma vez obtida a matriz de FRFs, as frequências naturais, as razões de amortecimento e os modos de vibração podem ser encontrados.

Um algoritmo muito interessante, também, para a análise dos modos é o diagrama de estabilidade, que mostra se um modo está estável ou não dependendo da ordem do modo. No eixo das abscissas está a frequência do modo e no eixo das ordenadas está a ordem. Um modo,

p , em certa faixa de frequência, é comparado com outro de frequência parecida, $p+1$, e, se os parâmetros de modos de vibração, razão de amortecimento e frequências naturais não excederem um limite pré-estabelecido, esse modo é considerado estável. Se os parâmetros forem excedidos, o modo é considerado instável. É interessante ressaltar que modos de vibração estáveis são considerados modos físicos, e instáveis são modos numéricos.

2.2 SINTETIZAÇÃO DE CURVAS

Um modelo modal de uma estrutura consiste em duas grandezas matriciais: a primeira contém as frequências naturais e as razões de amortecimento, ou seja, os autovalores da matriz, e a segunda apresenta a forma dos modos correspondentes, que são caracterizados como os autovetores. A partir dessas variáveis se constrói uma matriz incompleta com somente um modo, que pode ser somado com outros para a construção da FRF sintetizada. Existem dois objetivos principais quando se analisa um modelo de resposta. O primeiro é a capacidade de gerar curvas teóricas a partir das FRFs obtidas anteriormente, ou seja, sintetizar curvas utilizando o método de superposição modal, e, o segundo, a sintetização de FRFs que não foram medidas. Para isso, faz-se a análise modal em FRFs conhecidas e a partir dos parâmetros modais dessas, constrói-se uma outra matriz modal, já com os parâmetros sintetizados com a superposição modal.

Para obter um modelo partindo-se de n coordenadas, é necessário dispor de n FRFs e todas devem compartilhar o mesmo ponto de excitação. Ou seja, os acelerômetros dispostos na estrutura irão capturar a excitação causada pelo martelo de impacto, e tem-se as FRFs de transferência. É muito importante que um dos acelerômetros esteja praticamente no ponto de impacto, a fim de capturar uma FRF real, que é necessária para o problema. Então, pode-se dizer que dispostos n pontos de captura da função resposta, teremos $(n-1)$ FRFs de transferência e uma FRF real. Além disso, a coluna da matriz de FRFs é obtida a partir de um setup SIMO (*single input multiple output*). A FRF medida e excitada no mesmo grau de liberdade é chamada de FRF direta, ou seja, tem parte real e imaginária, enquanto as outras são chamadas de FRFs cruzadas.

Um cuidado ao realizar o ensaio de impacto de martelo é a posição do ponto de impacto. Se esse ponto for escolhido exatamente onde se tem um ponto nodal de um dos modos de vibração, esse modo não será percebido pela análise, e essa informação seria perdida. Então, é interessante que o experimento seja realizado com a posição de impacto em pelo menos duas posições diferentes, para ter a certeza de que nenhuma informação será perdida e todos os modos de vibração na faixa de frequência desejada sejam obtidos.

3. METODOLOGIA

Para determinar todos os modos de vibração de uma determinada estrutura se deve realizar uma análise modal, como já abordado no capítulo anterior. Para isso, o braço da guitarra foi submetido a um teste de impacto de martelo, que consiste em um impacto muito pequeno de um martelo instrumentado na peça, a fim de gerar a excitação a ser captada pelos acelerômetros dispostos tanto na frente quanto atrás da peça, e, após coletados os dados de força do impacto e aceleração em cada acelerômetro disposto no braço. Também foi realizado uma simulação dos modos de vibração da peça no software *Solidworks* a fim de comparar os resultados com ensaio experimental.

3.1 ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL

Quando comparando modelos experimentais e simulações, sempre haverá uma divergência entre o modelo obtido a partir de elementos finitos e o modelo obtido na prática. O objetivo da comparação entre esses dois modelos medir a discrepância entre os modelos para, após uma análise, realizar ou não uma calibração devida para os modelos numéricos, entre os mesmos para resultados mais precisos e práticos. Um modelo numérico interessante para essa comparação é a diferença entre as propriedades modais experimentais obtidas e os sistemas de autovalores e vetores computacionais. A partir dessa função de comparação, é possível realizar melhorias na análise numérica, a fim de convergir para o resultado experimental.

A análise modal experimental do braço da guitarra foi realizada a partir de um dispositivo de testes desenvolvido no Grupo de Mecânica Aplicada da UFRGS (GMAp), e consiste em um suporte metálico, com barras roscadas para a regulagem da distância entre o martelo de impacto e o objeto a ser ensaiado. A figura 1, abaixo, mostra como o teste foi realizado. Os equipamentos de medição utilizados nesse experimento foram: 15 acelerômetros triaxiais de resposta ADXL335 (montados sobre um circuito integrado, GY-61) sobre um suporte impresso em polímero de forma que o eixo X fique perpendicular à superfície. Cada conjunto de acelerômetro e suporte pesa aproximadamente 1g, e as sensibilidades dos acelerômetros variam entre 300 e 340 mV/g; um martelo *Endevco Modal Hammer 2302-5*, com sensibilidade nominal de 1.14mV/N e um condicionador de sinal com amplificação de 10 vezes e uma placa *Measurement Computing USB-1608FS*, de 16 canais independentes e resolução de 16 bits, para a aquisição de dados.

O martelo de impacto é controlado por um motor de passo elétrico de baixa potência, que retorna o mesmo para a posição inicial, a fim de deixar o braço retornar a sua posição de origem. Após 20 segundos descansando, o martelo bate novamente no braço da guitarra, e essas medições continuam, até contar um total de 20 aquisições feitas, para, então, calcular as médias e as FRFs correspondentes de cada ponto excitado. Vale ressaltar que a matriz de FRFs é de ordem 15x1 (apenas uma coluna da matriz), já que foram adquiridos dados em 15 pontos e a mesma foi excitada por somente um impacto.

O braço é de uma guitarra modelo *Stratocaster* em madeira maple, com módulo de elasticidade no sentido longitudinal de 940 MPa e coeficiente de Poisson de 0,044 μ TL, segundo o site da fabricante. A densidade dessa madeira é de 750 kg/m³.

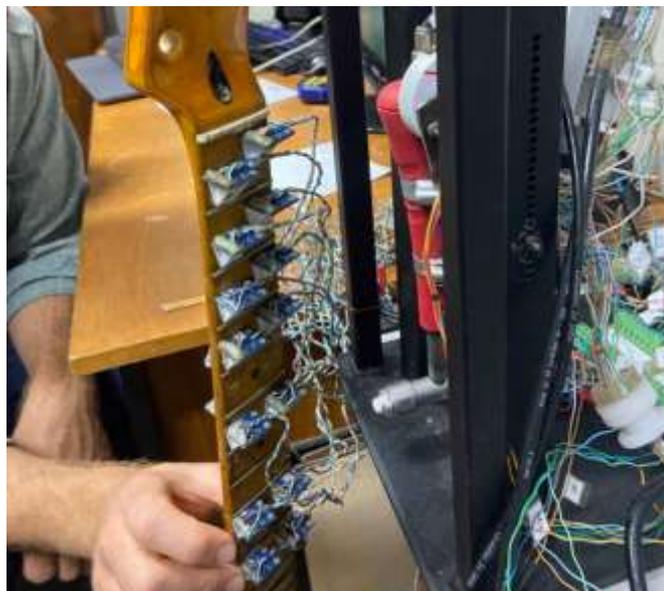


Figura 1: Bancada de testes com o braço instrumentado

Disposto de maneira livre na bancada de testes, o braço da guitarra fica somente sujeito às forças gravitacionais e tensão na corda, ou seja, estava em condição livre-livre, a fim de ter o mínimo de interferência no seu movimento livre após o ensaio começar. O braço é de um Para medir a aceleração, foram utilizados 15 acelerômetros, sendo 14 entre os trastes das casas, dois por casa, dispostos lado a lado, e um atrás do braço, paralelo ao ponto de impacto do martelo, para captar preferencialmente o que se espera que seja o primeiro modo de flexão. Um dos problemas encontrados no ensaio foi o ponto de saturação do acelerômetro, já que o mesmo somente capturava acelerações até 30 m/s². O impacto do martelo foi uma questão crítica do teste, já que deveria bater de forma exata para vibrar o braço de maneira suficiente sem que os acelerômetros sofressem saturação. Ajustes foram realizados inúmeras vezes para que o resultado fosse o mais dentro dos parâmetros aceitáveis o possível, e, após encontrada a posição perfeita do braço em relação ao martelo, o ensaio foi realizado, consistindo em 20 batidas, uma a cada 20 segundos, a fim do braço retornar ao seu quase equilíbrio.

3.2 ANÁLISE MODAL NUMÉRICA

A fim de comparar os resultados com o modelo experimental, um modelo numérico é necessário. O método escolhido foi o de elementos finitos, a partir do software *Solidworks*, com uma malha sólida do tipo baseada em curvatura, com elemento Jacobiano de 4 pontos, número mínimo de elementos no círculo igual a 8, tamanho máximo do elemento de 9,13 mm, tamanho mínimo do elemento de 1,82 mm, alta qualidade de malha, número total de nós igual a 109393, número total de elementos de 66378 e razão de aspecto máxima de 120,46.

4. RESULTADOS

4.1 MODOS DE VIBRAÇÃO

Nas figuras abaixo, 2, 3 e 4 temos os modos de vibração numéricos e experimentais. Os últimos foram construídos a partir de uma estrutura de *Wireframe*, muito utilizada para visualização de vetores deslocados, a fim de comparar diferentes estados de uma estrutura. Nesse caso, é interessante a visualização das estruturas, tanto *Wireframe* quando no modelo numérico, para entender as formas que o braço da guitarra atingirá ao entrar em ressonância.

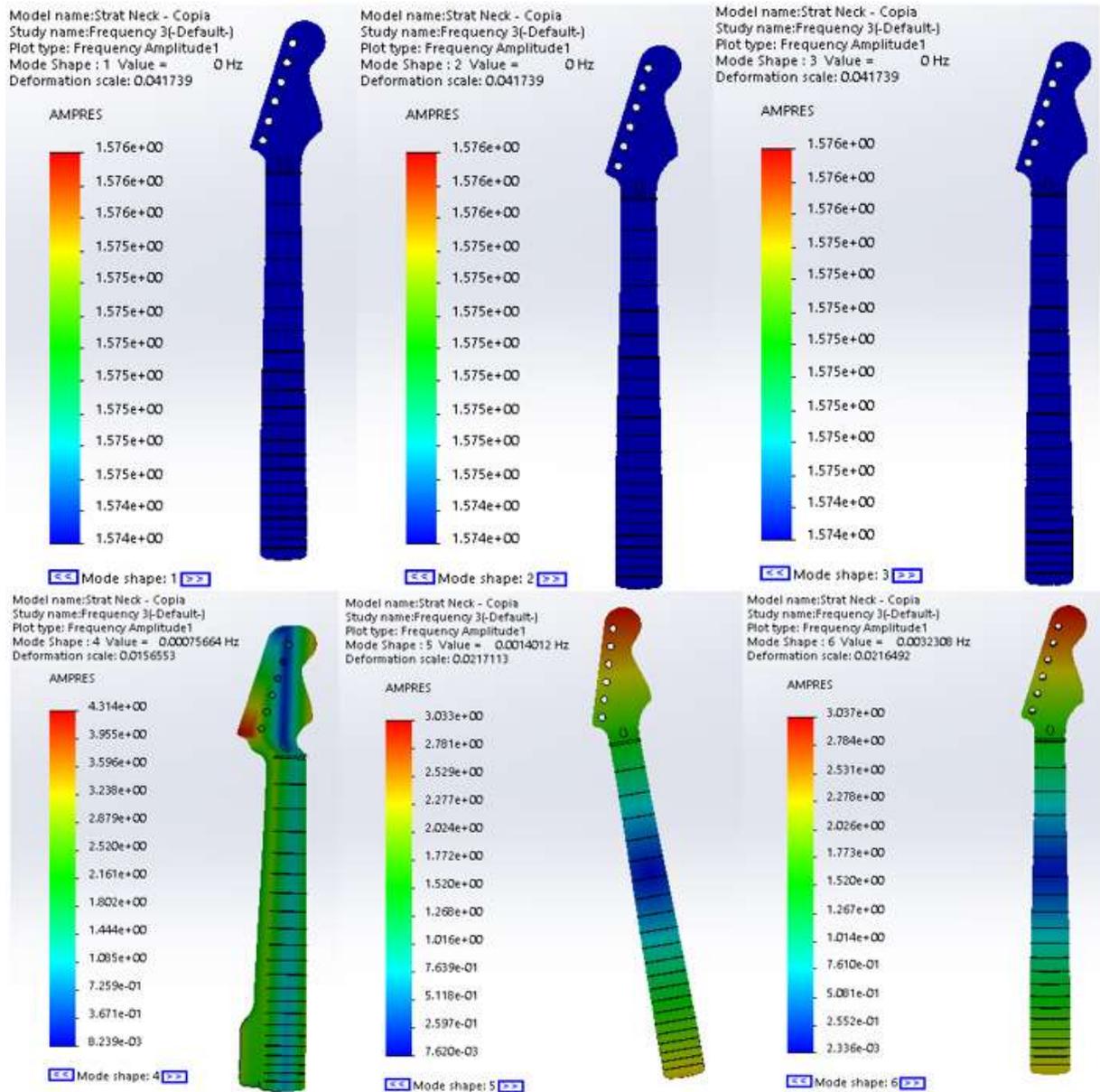


Figura 2: Os 6 primeiros modos de vibração

Na figura 2, acima, temos os seis primeiros modos de vibração do braço de guitarra, e como, visto anteriormente na seção 2, os mesmos têm frequência natural igual ou muito perto de 0 Hz. Isso acontece pois como a estrutura está em uma condição livre, ou seja, sem nenhuma força externa agindo, ela tem seis graus de liberdade para se mover. A escala de cores apresentada no programa *Solidworks* apresenta a escala *AMPRES*, ou amplitude de vibração. É uma medida que indica, em áreas com espectro vermelho, que há mais vibração que nas áreas adjacentes, e nas áreas azuis, há menor vibração que nas regiões próximas.

Na figura 3, abaixo, temos os modos de vibração com frequência natural maior que zero, obtidos a partir da simulação de elementos finitos.

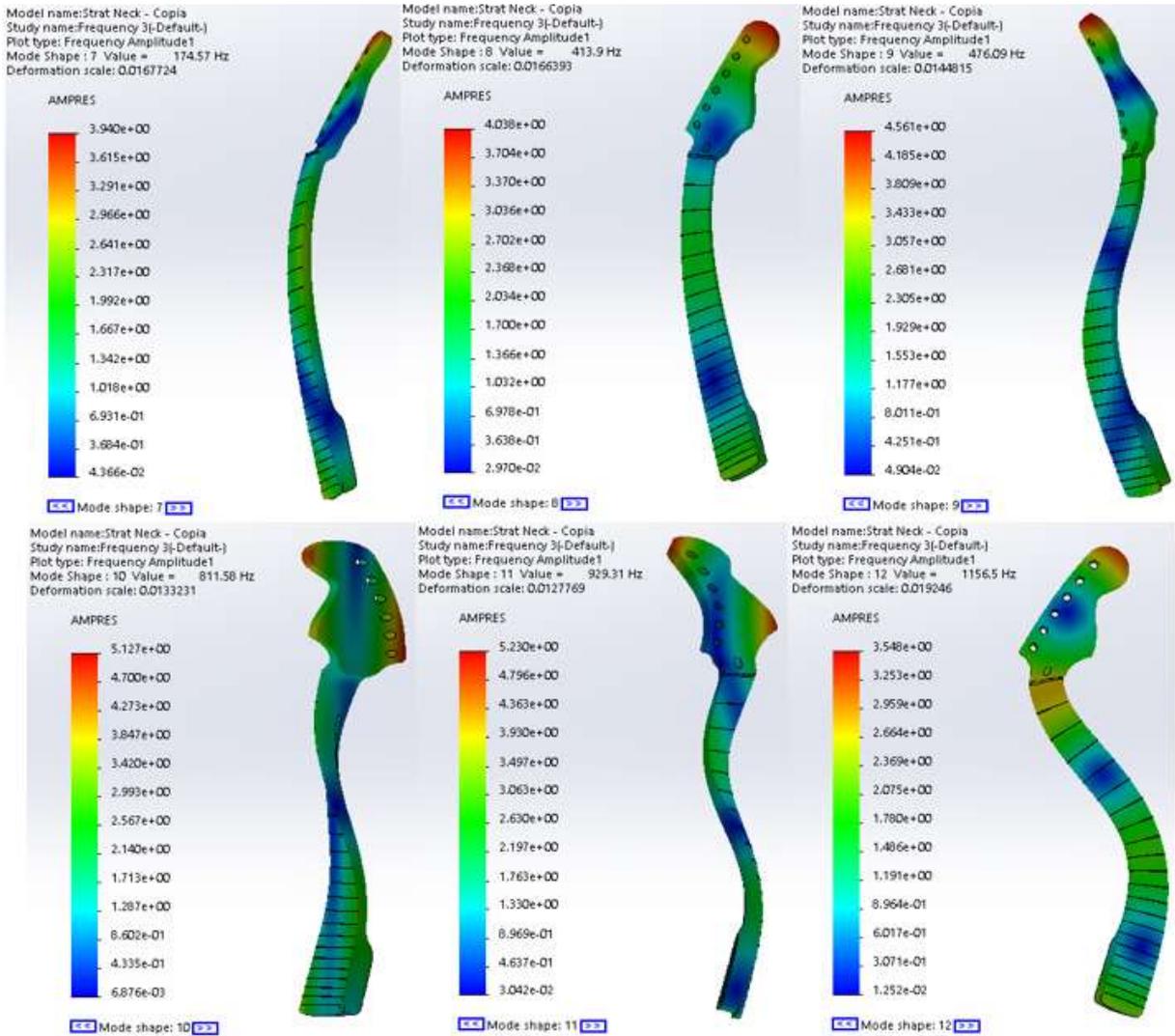


Figura 3: Modos de vibração reais, com frequências maiores que 0 Hz.

Os modos de vibração acima apresentados, do 7 ao 12, são modos com grandes faixas de frequência. Ao entrar em ressonância, os mesmos vão adquirir os formatos das imagens das figuras 2 e 3. O jeito com que esses modos entram em ressonância é, também, muito interessante, já que podem ser considerados modos de torção, de flexão ou de flexo-torção, o que impacta diretamente na característica dinâmica da estrutura. É importante, também, lembrar que como o braço de guitarra não é simétrico, os resultados diferem bastante de uma viga, por exemplo. Os modos serão não simétricos em relação ao eixo longo da estrutura. Abaixo, estão listados os modos de vibração com a sua equivalência dinâmica:

- Modo 7: Primeiro modo de flexão;
- Modo 8: Primeiro modo de torção
- Modo 9: Segundo modo de torção;
- Modo 10: Primeiro modo de flexo-torção (combinado flexão e torção);
- Modo 11: Segundo modo de flexo-torção (combinado flexão e torção);
- Modo 12: Segundo modo de flexão.

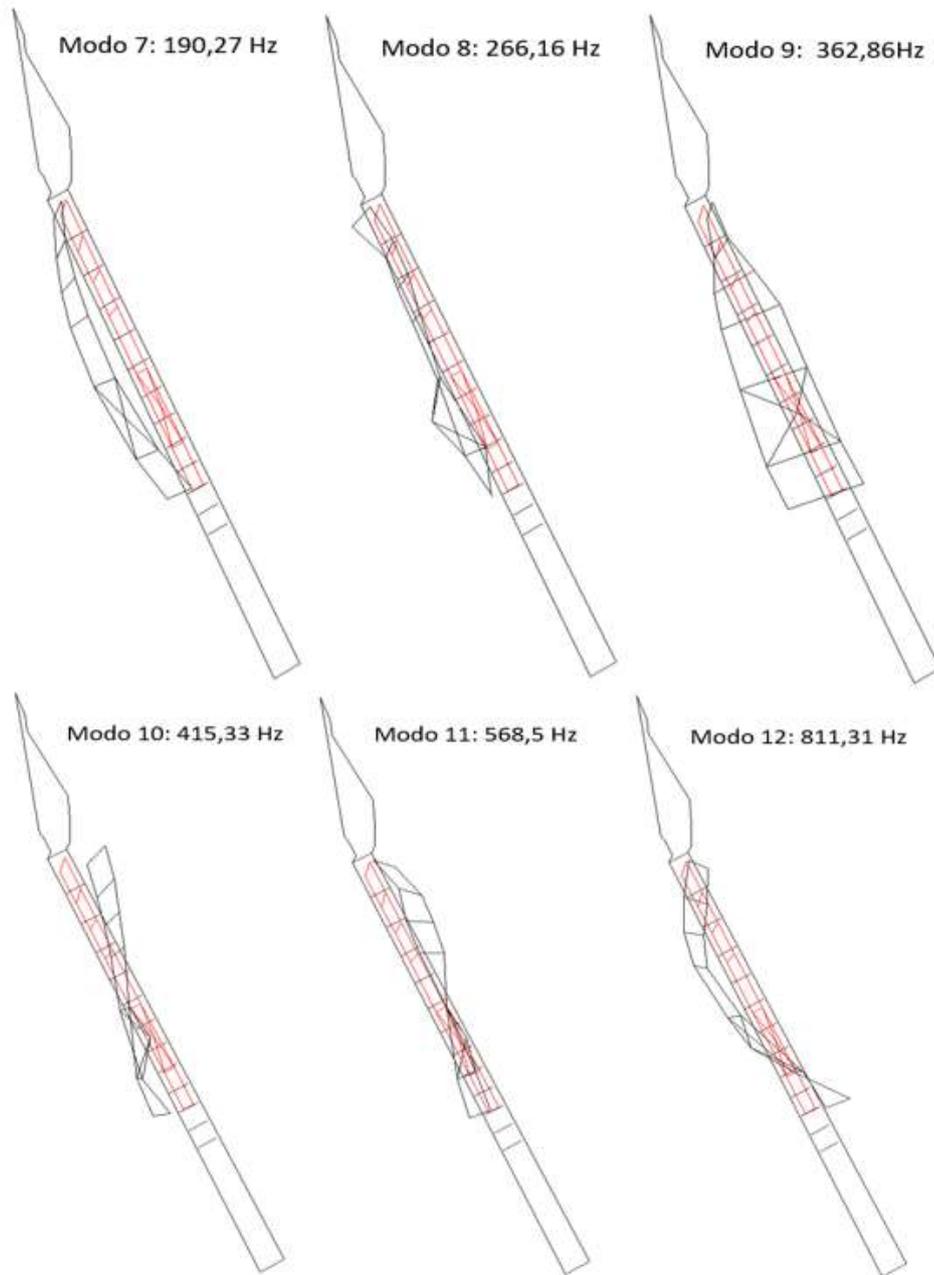


Figura 4: Modos 7, 8, 9, 10, 11 e 12 de vibração experimentais, em estrutura *Wireframe*

4.2 FREQUÊNCIAS NATURAIS

A fim de comparar onde, no domínio da frequência, estão os modos de vibração da estrutura, é necessário olhar para as frequências naturais, grandeza que indica em qual vibração a peça irá entrar em ressonância. Os resultados obtidos ficaram dentro do esperado, com uma variação grande entre o modelo experimental e numérico, já que nenhum ajuste fino no modelo numérico foi realizado. Uma análise futura para convergência deste com o experimental é esperada. A tabela 1, abaixo, mostra os valores das frequências naturais obtidas experimentalmente e numericamente.

Modo	Modelo numérico	Modelo experimental
	Frequência natural (Hz)	
1	0	0
2	0	0
3	0	0
4	0,00045	0
5	0,00121	0
6	0,00210	0
7	174,57	190,27
8	413,90	266,16
9	476,09	362,86
10	811,58	415,33
11	929,31	568,5
12	1156,50	811,31

Tabela 1: Comparação entre frequências naturais numéricas e experimentais

4.3 FUNÇÃO DE RESPOSTA DE FREQUÊNCIA

Na figura 5, abaixo, temos as FRFs obtidas experimentalmente. É percebido, a partir da análise de cada uma das 15 FRFs experimentais e 15 FRFs identificadas (sintetizadas), que as mesmas se sobrepõem, com os picos em locais próximos uma da outra e com pouca interferência de sinal nas FRFs experimentais, o que mostra que o ensaio foi satisfatório.

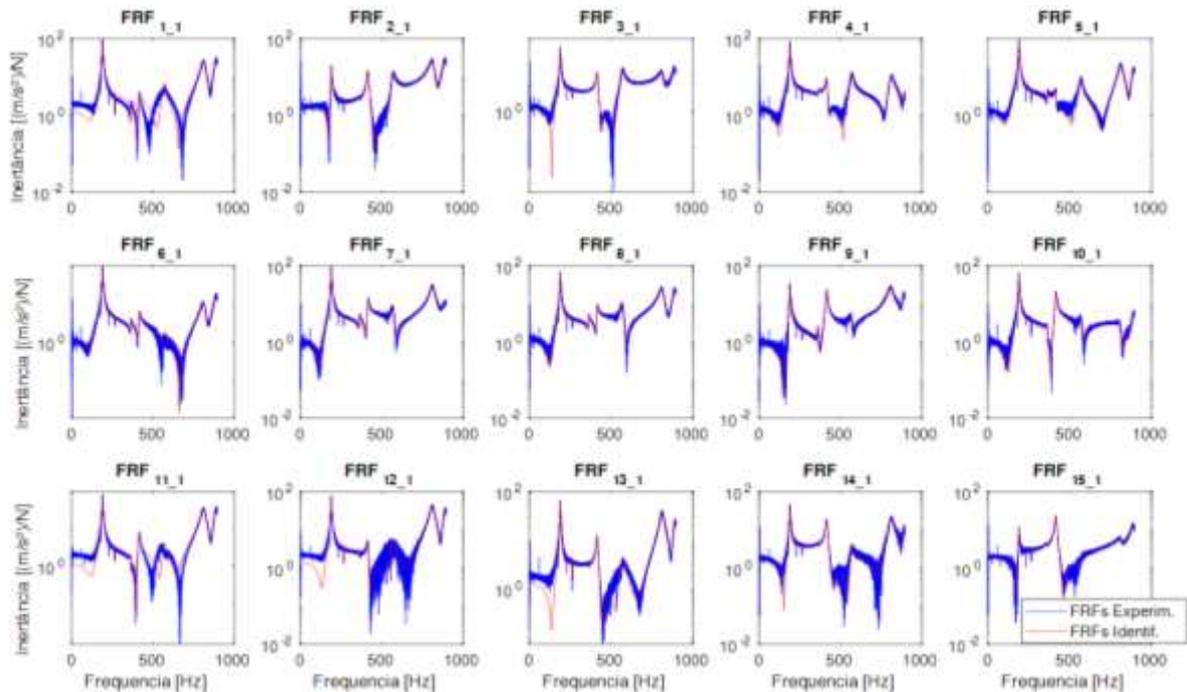


Figura 5: FRFs experimentais

4.4 DIAGRAMA DE ESTABILIZAÇÃO

O diagrama de estabilização é uma ferramenta muito importante para a correta extração dos polos dos modos de vibração. O diagrama obtido na análise experimental está apresentado

na figura 6, abaixo. É possível identificar quais são os tipos dos modos de vibração a partir da visualização dos pontos vermelhos e verdes, que indicam, respectivamente regiões instáveis e estáveis.

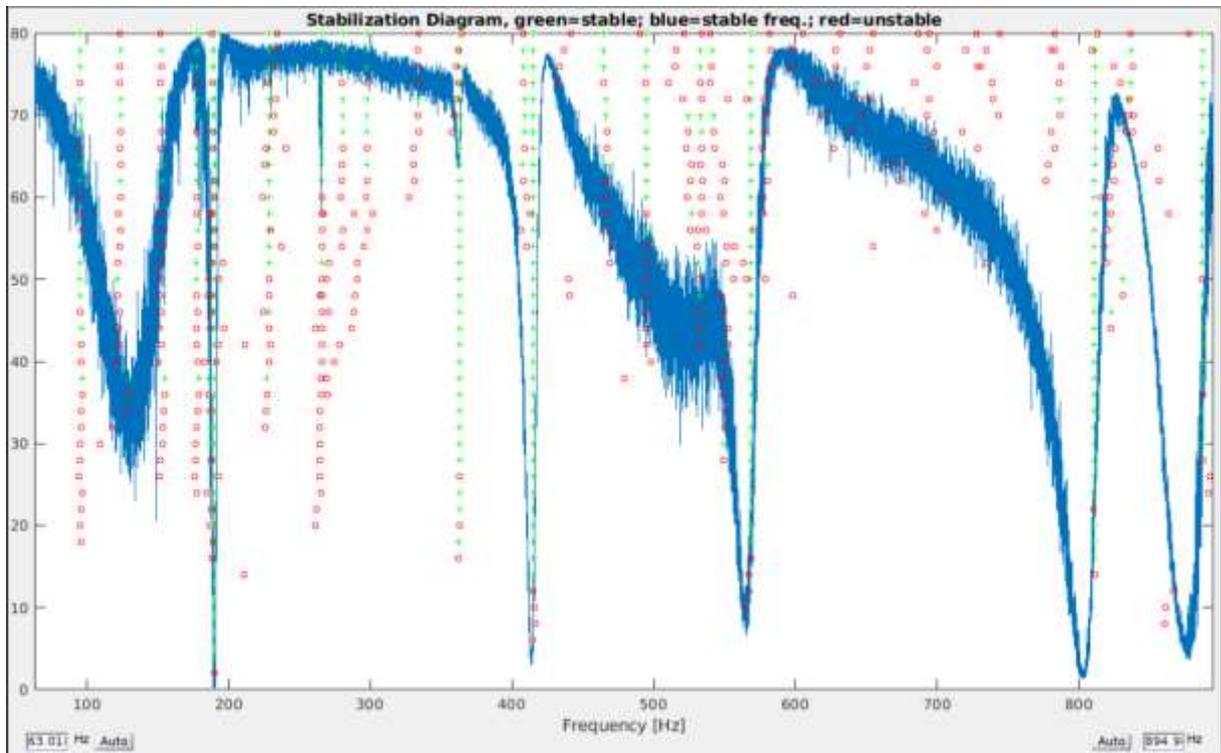


Figura 6: Diagrama de estabilização

5. CONCLUSÃO

No presente trabalho, busca-se a comparação entre os resultados obtidos das frequências naturais e dos modos de vibração de duas análises diferentes, a experimental e numérica. Considerando uma hierarquia entre a análise experimental e numérica, sendo, sempre, a parte prática referência para a análise. A avaliação da qualidade do modelo numérico é feita através da comparação com os resultados experimentais, porém, o contrário não pode de ser feito, pois a convergência para esse resultaria em discrepâncias no modelo experimental. A avaliação dos dados experimentais deve ser realizada através de procedimentos, também, experimentais.

As frequências naturais obtidas a partir do modelo experimental e numérico e os modos de vibração são de suma importância para a entender a dinâmica vibracional do corpo que está sendo estudado. O resultado ficou dentro dos parâmetros esperados nos modos vibracionais e na frequência, sendo essa última um objeto de futuras análises numéricas, para a convergência com o modelo experimental, que também deve sofrer alterações para maior assertividade das aquisições e parâmetros. A discrepância encontrada reflete que parâmetros utilizados não estão de total modo alinhados com a realidade, e ajustes ainda podem ser feitos. Vale a pena ressaltar, também, que o ensaio foi realizado com os acelerômetros somente medindo a aceleração somente em um eixo perpendicular à superfície plana do braço, este é, certamente, um dos motivos pelos quais foram encontradas divergências na comparação

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRANDT, A. Notes On Using the ABRVIBE Toolbox for Experimental Modal

BRANDT, Anders et al; Quantitative study on the modal parameters estimated using the PLSCF and the MITD methods and an automated modal analysis algorithm

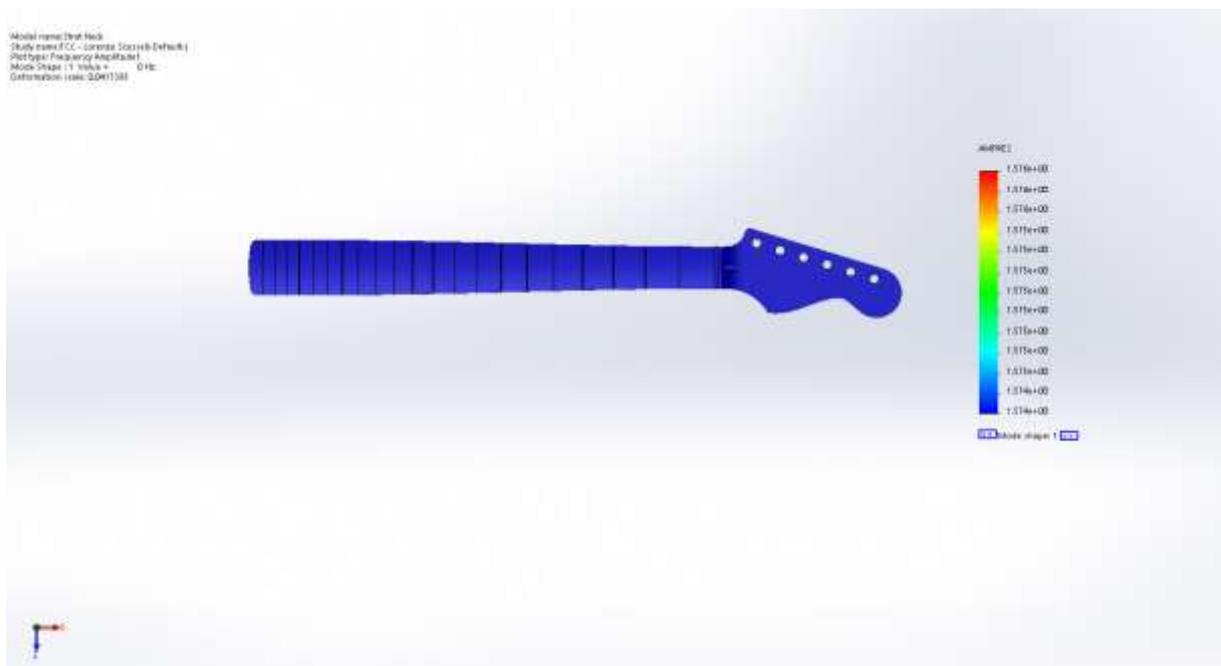
EWINS, D. J. Modal Testing: Theory, Practice and Application
<<https://abravibe.com/>>

LÖW, Alexandre Marks On the vibroacoustics and dissipation effects in acoustic guitars

LÖW, Alexandre Marks Avaliação experimental de um tampo harmônico de violão clássico reforçado com materiais compostos

APÊNDICE

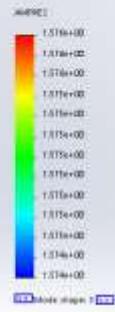
Apêndice A – Imagens das formas modais do braço



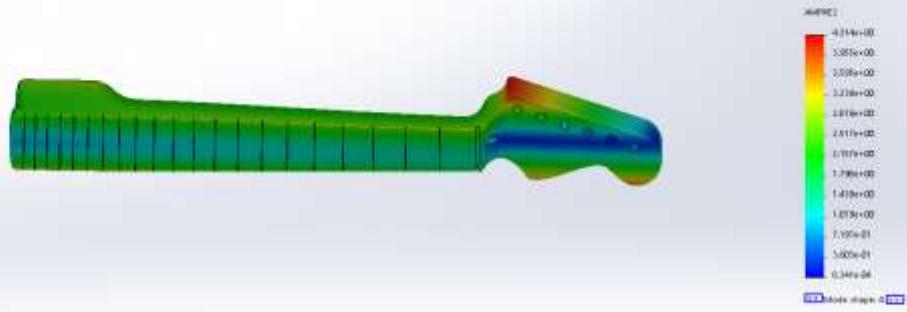
Model name: Strat Neck
Study name: CC - Corolla 32x1x6-Default1
Plot type: Frequency Amp(MHz)
Mode Shape: 1. Vibration 0 Hz
Calculation case: 2.0411381



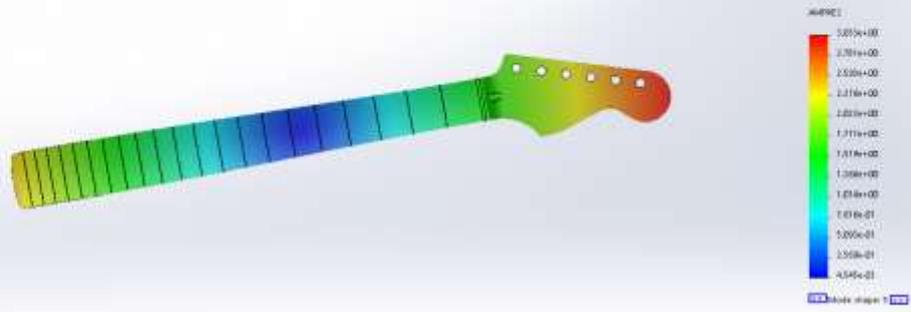
Model name: Strat Neck
Study name: CC - Corolla 32x1x6-Default1
Plot type: Frequency Amp(MHz)
Mode Shape: 1. Vibration 0 Hz
Calculation case: 2.0411381



Model name: Strat Neck
 Study name: CC - Lorenza 32x148-Default1
 Plot type: Frequency Amplitude
 Mode Shape: 4 (nu) nu = 3.004e06 Hz
 Deformation scale: 3.0e-05 (1)



Model name: Strat Neck
 Study name: CC - Lorenza 32x148-Default1
 Plot type: Frequency Amplitude
 Mode Shape: 15 (nu) nu = 6.0019e6 Hz
 Deformation scale: 3.0e-05 (1)



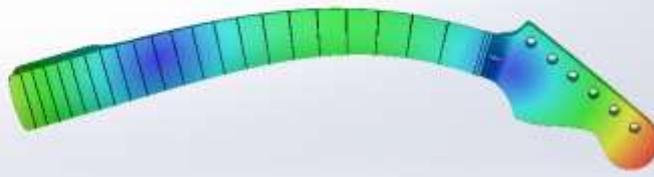
Model name: Strat Neck
Study name: CC - Corolla 32x148-Default
Plot type: Frequency Amplitude
Mode Shape: 0. vshs = 0.000001 Hz
 deformation (size: 3.001940)



Model name: Strat Neck
Study name: CC - Corolla 32x148-Default
Plot type: Frequency Amplitude
Mode Shape: 1. vshs = 174.30 Hz
 deformation (size: 3.046171)



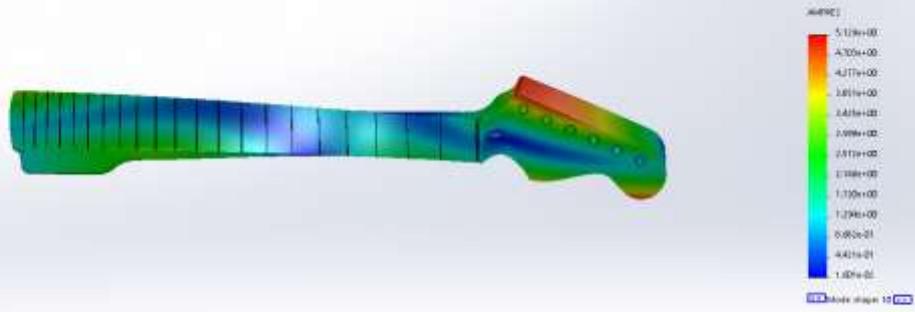
Model name: Strat Neck
Study name: CC - Corolla 32x14-Default1
Plot type: Frequency Amplitude
Mode Shape: 8. Value = 413.0 Hz
Calculation case: 3.046081



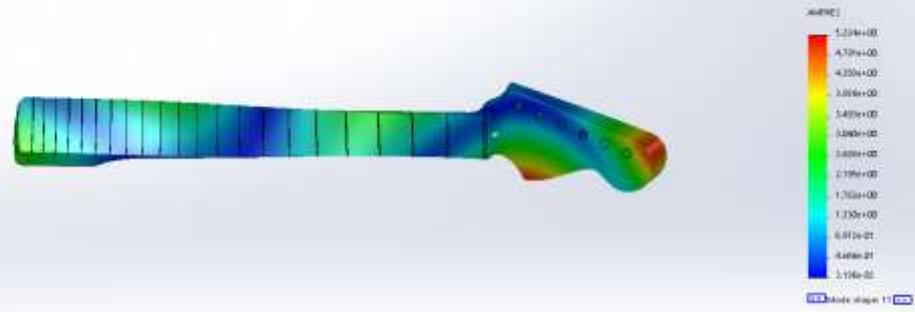
Model name: Strat Neck
Study name: CC - Corolla 32x14-Default1
Plot type: Frequency Amplitude
Mode Shape: 12. Value = 476.02 Hz
Calculation case: 3.046021



Model name: Strat Neck
Study name: CC - Corolla 32x148-Default1
Plot type: Frequency Amplitude
Mode Shape: 10 Value = 911.21 Hz
Calculation case: 3.00.1198



Model name: Strat Neck
Study name: CC - Corolla 32x148-Default1
Plot type: Frequency Amplitude
Mode Shape: 11 Value = 929.15 Hz
Calculation case: 3.00.1198



Model name: Shaft Neck
Study name: CC - Lorenza 30x40-Enthaus
Plot type: Frequency Amplitude 1
Mode Shape: 12 Value: 10564 Hz
Generation case: 3.0769 Hz

