

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

Projeto e estudo da resistência de uma mesa vibratória portátil imbuída de molas helicoidais  
de compressão

por

Cacyo Mattos Nunes

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, outubro de 2022

## DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Nunes, Cacyo Mattos

Projeto e estudo da resistência de uma mesa vibratória portátil imbuída de molas helicoidais de compressão / Cacyo Mattos Nunes. -- 2022.

14 f.

Orientador: Leticia Fleck Fadel Miguel.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) -- Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre, BR-RS, 2022.

1. mesa vibratória. 2. análise de elementos finitos. 3. simulação numérica. 4. desenho assistido por computador. 5. shaker. I. Miguel, Leticia Fleck Fadel, orient. II. Título.

Cacyo Mattos Nunes

Projeto e estudo da resistência de uma mesa vibratória portátil imbuída de molas helicoidais de compressão

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. Cirilo Seppi Bresolin  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof<sup>ª</sup>. Leticia Fleck Fadel Miguel

Comissão de Avaliação:

Prof<sup>ª</sup>. Leticia Fleck Fadel Miguel

Prof. Walter Jesus Paucar Casas

Prof. Edson Hikaro Aseka

Porto Alegre, outubro de 2022

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Bruno Soares, Fabricio Witt, Fausto Zambony, Fernando Vendramin e Henry Dias pela importante assistência com a modelagem mecânica computacional.

Nunes, Cacyo. **Projeto e estudo da resistência de uma mesa vibratória portátil imbuída de molas helicoidais de compressão**. 2022. 22 páginas. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

## RESUMO

O mercado atual de equipamentos para ensaios de vibração contempla poucos modelos de mesas vibratórias portáteis, dedicando maior atenção a *shakers* portáteis (para vibrações verticais) ou mesas vibratórias de maior escala (para vibrações horizontais). No projeto de um produto que se insira no nicho dos equipamentos portáteis para ensaios de vibração horizontal, se faz necessário o estudo da resistência de seus componentes. O presente trabalho busca estudar a resposta em termos de tensão equivalente oferecida por componentes de uma mesa vibratória portátil durante a operação da mesma. O projeto do produto estudado se diferencia do *status quo* do mercado por utilizar molas helicoidais de compressão como fornecedoras de rigidez para o sistema, por serem mais confiáveis que outros métodos. Os componentes da máquina estudada foram modelados computacionalmente em softwares de CAD e então tiveram sua resposta vibratória simulada numericamente pelo método dos elementos finitos. Foi observado que as frequências naturais do equipamento se situam acima da faixa de operação, e que as tensões de operação se situam abaixo dos limites do material, de tal maneira que o desenho dos componentes se mostrou suficientemente robusto para resistir à carga demandada durante a vida útil projetada do equipamento, viabilizando o projeto pretendido.

**PALAVRAS-CHAVE:** mesa vibratória, análise de elementos finitos, simulação numérica, desenho assistido por computador, *shaker*

Nunes, Cacyo. **Project and study on the resistance of a portable slip table with embedded compression springs**. 2022. 22 pages. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2022.

## ABSTRACT

The current vibration tests equipment market includes a few portable slip table models, focusing more attention on portable shakers (for vertical vibrations) or larger-size slip tables (for horizontal vibrations). In the project of a product that fits in the niche for portable equipment for horizontal vibration tests, the study of the reliability of its components is made necessary. The present work seeks to study the response in terms of equivalent developed tension offered by components of a portable slip table when its operation. The project of the studied product differs from the *status quo* of the market for using helical compression springs as stiffness providers to the system, because they are more reliable than other methods. The components of the studied machine were computationally modeled in CAD softwares and then had their vibratory response numerically simulated through the finite element method. It was observed that the natural frequencies of the equipment are located above its operation range, and that the operation tensions are located below the material limits, in such a way that the design of the components showed itself to be robust enough to resist the required load during the lifecycle of the equipment, enabling the intended project.

**KEYWORDS:** slip table, finite element analysis, numerical simulation, computer-aided design, shaker

## NOMENCLATURA

### Símbolos

$A$	Primeiro parâmetro de resistência à ruptura sob tração	[MPa]
$b$	Segundo parâmetro de resistência à ruptura sob tração	
$C_{01}$	Primeira Constante de Mooney-Rivlin	[MPa]
$C_{10}$	Segunda Constante de Mooney-Rivlin	[MPa]
$D$	Diâmetro do fio da mola	[mm]
$D_1$	Parâmetro de Incompressibilidade de Mooney-Rivlin	[GPa <sup>-1</sup> ]
$E$	Módulo de Young	[GPa]
$M8$	Parafuso com 8 mm de diâmetro	
$Nd$	Coefficiente de segurança dinâmico	
$S_e$	Limite de fadiga	[MPa]
$S_{ew}$	Limite de resistência de fadiga torcional	[MPa]
Símbolos gregos		
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_{alt}$	Amplitude de variação da tensão	[MPa]
$\sigma_e$	Limite de escoamento	[MPa]
$\sigma_{max}$	Tensão máxima	[MPa]
$\sigma_{med}$	Tensão média	[MPa]
$\sigma_{min}$	Tensão mínima	[MPa]
$\nu$	Coefficiente de Poisson	
Abreviaturas		
CAD	Computer-Aided Drawing	
ISO	International Standardization Organization	
USB	Universal Serial Bus	

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	2
2.1 OBJETIVO GERAL	2
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
3.1 EQUIPAMENTOS ELETRODINÂMICOS DE ENSAIO DE VIBRAÇÃO	2
3.2 RECURSOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE SISTEMAS MECÂNICOS	4
4. METODOLOGIA	5
4.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO DO PROJETO	5
4.2 DETALHAMENTO DO CONCEITO	5
4.3 DEFINIÇÃO DA FAIXA DE OPERAÇÃO	6
4.4 DESENHO DO SISTEMA	7
4.5 SIMULAÇÃO DO SISTEMA	8
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	10
6. CONCLUSÃO	12
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14

## 1. INTRODUÇÃO

O mercado atual de equipamentos para ensaio de vibração contempla poucos modelos de mesa vibratória portátil, de forma a ser este um nicho que ainda tem muito a ser explorado. O projeto de um produto capaz de ajudar a preencher esta lacuna passa por diversas etapas, sendo a garantia de sua resistência, verificável, entre outros métodos, por meio de simulações numéricas, uma das mais importantes.

A importância de ensaios de vibração na indústria da construção civil se faz clara há décadas, com crescente desenvolvimento de tecnologias que busquem emular o efeito de sismos e outras cargas dinâmicas sobre modelos estruturais. De acordo com McLennan et al (2021), algumas das regiões mais tectonicamente ativas do planeta figuram também entre as mais populosas, de forma que cada esforço na busca de edificações mais seguras contra terremotos é fundamental para preservar vidas. Tendo isso em mente, buscou-se projetar uma mesa vibratória focada de pequeno porte voltada especificamente para o ensaio de modelos de estruturas oriundas da construção civil. No presente trabalho, busca-se avaliar a resistência dos componentes deste produto levantando-se o valor de suas tensões de operação pelo método dos elementos finitos.

O primeiro passo na construção do conhecimento necessário para a realização do presente trabalho foi buscar compreender como funcionam as caixas de som, equipamentos semelhantes aos *shakers* e mesas vibratórias, mas mais simples e providos de literatura mais vasta, de forma a serem considerados uma boa introdução aos equipamentos vibratórios eletromecânicos. Dickason (2006) descreve a caixa de som como um mecanismo análogo ao motor elétrico, substituindo-se a armadura rotativa por uma bobina móvel; a circulação de corrente elétrica alternada na bobina, ao interagir com o campo magnético produzido por um ímã permanente fixo, produz uma força magnética oscilante que leva a bobina e a membrana de papelão nela fixada ao movimento vibratório, produzindo som ao vibrar o ar ao seu redor.

Já Smallwood (2002) descreve a construção e funcionamento de um *shaker* de fato, já supondo conhecimento prévio de eletrodinâmica por parte do leitor, explanando a forma como o *shaker* eletrodinâmico é formado por um conjunto fixo – composto por uma bobina ligada eletricamente ao sistema de alimentação e controle do equipamento, e eventualmente por um circuito magnético em ferro macio que permita conduzir o campo magnético em desenhos mais complexos – e um conjunto móvel – composto por uma armadura de bobina em *shakers* de maior porte ou por um ímã permanente em *shakers* menores, mais a mesa do *shaker* que permite a fixação de componentes para estudo de suas vibrações – unidos externamente pela membrana e internamente por um conjunto de molas que permitam estabilizar a posição do conjunto móvel. A circulação de corrente elétrica alternada pela bobina do conjunto fixo leva ao surgimento de uma força magnética axial oscilante, levando ao movimento vibratório da mesa do *shaker*.

Realizado o projeto conceitual e desenho do equipamento, é necessário proceder com sua simulação. Ferreira (2017) realizou a simulação da membrana de um *shaker* utilizando o software Ansys Workbench Mechanical Academic versão 18.2, um estudo menos abrangente do que este trabalho se propõe a ser, mas que fornece uma visão crucial acerca do funcionamento de um dos componentes mecanicamente mais complexos do equipamento. As limitações da versão estudantil do software escolhido levaram o autor a optar por uma malha tetraédrica, com tamanho máximo de elemento de 2,25 mm em uma membrana retangular de 30 x 80 mm. O autor considerou a membrana engastada por seus dois lados mais curtos e então utilizou a ferramenta de análise modal para determinar as suas cinco primeiras

frequências naturais, e então a ferramenta de análise harmônica para verificar a tensão máxima desenvolvida na membrana em cada frequência. Foram verificados picos de tensão particularmente elevados em vibrações na primeira e quinta frequências naturais, bem como um ponto de tensão mínima após o último pico, que o autor explica como sendo um ponto de antirressonância, que o sistema encontra para se estabilizar próximo ou após atingir pontos de ressonância.

Por outro lado, a abordagem de Hoffait et al. (2016) foi a de simular o funcionamento completo de um *shaker* eletrodinâmico utilizando um software desenvolvido pelos próprios autores, mas visando não a simulação do funcionamento e resistência dos componentes do *shaker* em si, mas sim a simulação de seus testes. Os autores mediram os parâmetros de funcionamento de um *shaker* real e então desenvolveram um programa alimentado com o mesmo comportamento, de forma a prever o resultado de ensaios naquele *shaker* específico para diferentes componentes em análise, submetidos a diferentes modos de vibração. Os autores cumpriram seu objetivo ao desenvolver uma ferramenta computacional que permitisse prever os danos que o espécime poderia sofrer em ensaios inadequados, antecipando e evitando riscos materiais e financeiros, mas não discutiram os danos que o próprio *shaker* poderia ser acometido em sua operação.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1 OBJETIVO GERAL**

Projetar uma mesa vibratória portátil e avaliar, por meio de simulação numérica computacional, os valores de tensão equivalente desenvolvidos nos seus diferentes componentes, de forma a determinar sua resistência, sua vida útil e seu coeficiente de segurança.

### **2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Projetar e desenhar os componentes da mesa vibratória portátil.

Simular a mesa vibratória portátil com a ferramenta de análise modal, de forma a determinar suas frequências fundamentais.

Simular a mesa vibratória portátil com a ferramenta de análise da resposta harmônica, medindo a tensão equivalente de von Mises em seus componentes.

## **3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

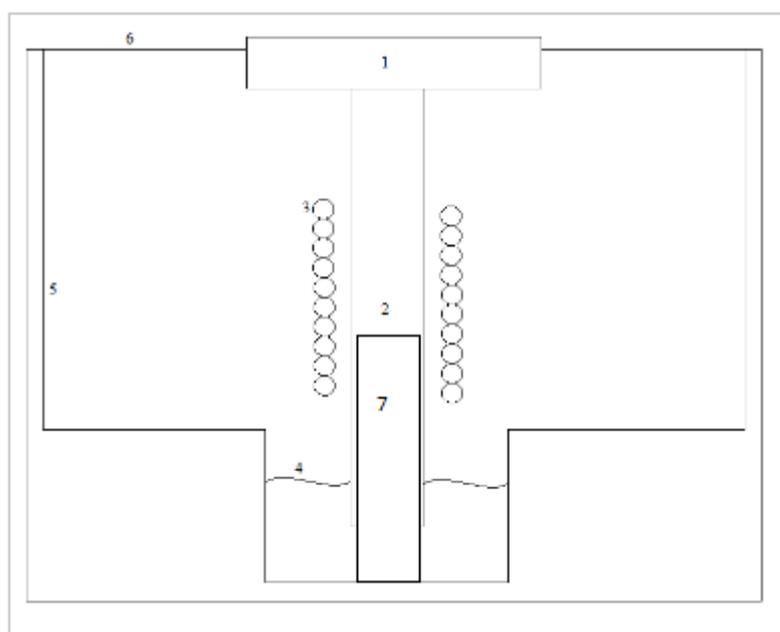
### **3.1 EQUIPAMENTOS ELETRODINÂMICOS DE ENSAIO DE VIBRAÇÃO**

A força magnética é o principal fenômeno estudado pela engenharia eletromecânica, pois permite a movimentação de componentes mecânicos com energia advinda da corrente elétrica, ou o contrário. De acordo com Halliday et al. (2013), todo corpo eletricamente carregado produz um campo elétrico ao redor de si, que será alterado com a movimentação desta carga. E toda alteração num campo elétrico produz um campo magnético, e vice-versa. Além disso, quando um corpo eletricamente carregado se movimenta em um campo magnético, ele sofre uma força magnética. Ainda, quando uma bobina de material condutor é percorrida por uma corrente elétrica (que é, fundamentalmente, o movimento de inúmeros pequenos corpos carregados), é produzido um campo magnético paralelo ao eixo da bobina, e

variações neste campo, bem como sua interação com campos externos, permitem movimentar a própria bobina ou outros componentes magnéticos em suas proximidades.

A Figura 1 ilustra, de forma resumida, os principais componentes do vibrador eletrodinâmico elementar.

Figura 1 – Desenho esquemático de um *shaker*



O objetivo do equipamento é fazer vibrar a mesa, o componente nº 1 na figura, à qual será fixado o espécime sendo testado – para o caso específico de uma mesa vibratória, ali será fixada a mesa horizontal, onde então será fixado o espécime. Este componente é projetado para facilitar a fixação de espécimes diversos e não necessariamente para possuir propriedades ferromagnéticas, de tal maneira que se faz necessário o componente nº 2, que será o componente magnético do conjunto móvel. Este, em equipamentos de médio a grande porte, é geralmente uma armadura de bobinas sem alimentação direta; quando a bobina fixa – componente nº 3 – for percorrida por corrente elétrica alternada conforme uma determinada curva pretendida, a variação em seu campo elétrico fará variar o campo magnético no seu entorno, produzindo por sua vez uma variação no campo elétrico dos arredores, gerando a corrente elétrica alternada que percorrerá a armadura de bobinas e permitirá o surgimento de uma força magnética axial alternada que fará o conjunto móvel vibrar. Em equipamentos menores, o componente nº 2 pode ser substituído por uma barra ferromagnética, cuja resposta dinâmica à corrente elétrica que percorre a bobina fixa será semelhante.

Para que as vibrações estudadas se comportem da maneira uniaxial pretendida, é necessário garantir a correta suspensão do conjunto móvel. Para tanto, este é ligado à carcaça fixa do equipamento – componente nº 5 – por dois mecanismos. O principal é o componente nº 6, a membrana, neste caso um componente circular de baixa espessura fixado circunferencialmente tanto à mesa quanto à borda da carcaça do *shaker*; a rigidez da membrana é baixa, mas uniforme, permitindo que a mesa não penda horizontalmente para nenhum lado específico, mas vibre de acordo com a curva a ela alimentada. Sendo o conjunto

móvel por vezes muito longo, é necessário garantir a correta suspensão de sua outra extremidade, o que usualmente é feito com o uso de um conjunto de molas helicoidais – componente nº 4 – que representa cerca de 80% da rigidez do conjunto, de acordo com Dickason (2006). Ainda, uma barra guia por dentro do corpo central do conjunto móvel – componente nº 7 – garante a unidirecionalidade do movimento.

Em se tratando do projeto de um equipamento industrial, e não de um bem de consumo, as exigências de resistência do sistema são muito mais elevadas. De acordo com Efrom, 2019, no projeto de equipamentos para testes de vibração, é requisito que a primeira frequência natural do sistema deve estar acima de toda a sua faixa de operação, de forma a não permitir que o equipamento seja submetido a modos de vibração que ocasionem sua falha prematura. Além disso, como a vibração em altas frequências pode consumir muitos ciclos da vida do produto em curtos espaços de tempo, é demandado o uso da metodologia de projeto para vida infinita.

### **3.2 RECURSOS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE SISTEMAS MECÂNICOS**

O surgimento e desenvolvimento do método dos elementos finitos possibilitou a criação de diversas ferramentas computacionais que permitem a simulação e a melhor compreensão de sistemas mecânicos. A correta escolha da ferramenta necessária é fundamental para atingir os objetivos estabelecidos.

O método dos elementos finitos consiste na discretização do sistema físico em uma malha composta por um grande número de pequenos elementos que serão então calculados independentemente pelo sistema computacional, geralmente traduzindo esforços de entrada em tensões, deformações, deslocamentos, velocidades, acelerações ou frequências de saída. De acordo com Azevêdo (2017), esta malha possui propriedades configuráveis pelo usuário, consideradas cruciais para a sua correta seleção e para a precisão das respostas. A primeira é o método de geração de malha, que define de que forma o software buscará discretizar o sistema; este pode ser dividido em tetraedros, hexaedros, prismas, ou uma diversidade de outras geometrias. A segunda é o tamanho dos elementos; uma malha com um número particularmente grande de elementos particularmente pequenos é considerada mais refinada, caso contrário é considerada mais grosseira. A terceira é a ordem dos elementos; a distribuição de tensão, deformação e deslocamento no interior deles pode ser modelada como linear, quadrática, cúbica, ou por outros equacionamentos. A quarta é o ângulo de abrangência do elemento, que define com quantos elementos uma curva na geometria deve ser discretizada - é um equivalente angular do tamanho do elemento.

A simulação estrutural estática é talvez o uso mais conhecido e mais simples do método, consistindo na modelagem de uma estrutura mecânica com movimento completamente restrito, na sua discretização em tantos elementos finitos quantos forem necessários na geometria que melhor equilibrar poder computacional disponível e precisão de resultados, e na avaliação de sua resposta, em termos de tensões e deformações, à aplicação de forças, pressões e momentos. É recomendada para o estudo de cargas que serão aplicadas em uma quantidade reduzida de ciclos, de tal forma que a falha imediata seja um risco mais considerável que a fadiga do material. Não é o caso para o projeto de interesse.

De acordo com Cook et al (1989), a análise modal é, possivelmente, a ferramenta mais simples dentro do campo da simulação das vibrações mecânicas. Esta modalidade de simulação não permite a aplicação de forças externas oscilantes ao sistema sendo estudado, apenas o estabelecimento de condições iniciais (em termos de deslocamento, velocidade e aceleração) e condições de contorno (em termos de fixações e forças constantes), de forma

que o sistema, também com todos os seus graus de liberdade restritos, é submetido a oscilações livres, atingindo suas frequências naturais conforme a intensidade das condições iniciais. Esta ferramenta é recomendada para a determinação das frequências naturais de vibração de sistemas mecânicos, servindo como um primeiro passo para o estudo do sistema de interesse do presente trabalho.

Ainda de acordo com Cook et al (1989), a análise de resposta harmônica é uma ferramenta que aprofunda a análise anterior, ainda que grandemente dependente dos resultados dela para poder entregar as respostas pretendidas. Nesta modalidade de simulação, é possível simular a condição real de funcionamento da mesa vibratória, onde uma montagem de componentes mecânicos é submetida a uma força vibratória externa ao sistema – no caso, a força magnética induzida na barra ferromagnética –, cujos parâmetros, em termos de magnitude e frequência, são determinados pelo usuário. Sendo as frequências naturais do sistema as mais passíveis de causar falhas, é de especial interesse do projetista manter estas altas o suficiente para que a faixa de operação do equacionamento não as contenha.

## 4. METODOLOGIA

### 4.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO DO PROJETO

O desenvolvimento de equipamentos para ensaios de vibração de modelos de estruturas da construção civil inclui inúmeras exigências, tendo em vista que as grandes empresas consumidoras de produtos desta natureza tendem a alinhar seus processos com as mais rigorosas normas nacionais e internacionais.

O projeto possui por objetivo fornecer uma mesa vibratória portátil, que permita o ensaio de vibrações horizontais em diferentes locais conforme for demandado. A necessidade de portabilidade do produto impõe, em um primeiro momento, que sua geometria permita o seu transporte ergonômico, e, além disso, que sua massa não ultrapasse um limite de segurança de dez quilos, seguramente inferior ao limite atual previsto na legislação brasileira, de sessenta quilos, para a carga máxima que um trabalhador pode transportar manualmente.

Além disso, os requisitos de resistência do produto não podem deixar de ser severos. O projeto se dará dentro do determinado pela norma ISO 6070: *Mesas auxiliares para geradores de vibração*, que traz o conjunto mínimo obrigatório de componentes para mesas vibratórias. Toda a faixa de operação do equipamento deve estar abaixo da primeira frequência natural do conjunto. Naturalmente, os componentes com maior risco de falha do sistema são aqueles do sistema de suspensão, composto, no presente projeto, por uma membrana de papelão e quatro molas helicoidais de aço. Em um primeiro momento, estes componentes serão desenvolvidos de acordo com a metodologia de projeto para vida infinita. Porém, mesmo no caso de solicitações não previstas, este desenho permite redundância no projeto, de tal maneira que a falha – ou qualquer dano visível – em qualquer uma das quatro molas ainda permite que as outras três garantam a suspensão do conjunto móvel sem que este seja danificado, ao passo em que tal falha é o indicador do momento para a realização da troca de todo o conjunto móvel. Trata-se, portanto, de projeto para falha segura como “plano B”.

### 4.2 DETALHAMENTO DO CONCEITO

O equipamento pode ser entendido em três partes: o *shaker*, a mesa e a base.

O *shaker* é constituído por uma carcaça externa de alumínio estampado, com dois eixos curtos soldados em seu lado externo para sustentar seu peso. Parte significativa de seu volume

é preenchida por um ímã ferrítico permanente, que fornece o campo magnético dentro do qual a operação da mesa possa ocorrer.

Quatro molas helicoidais de compressão, principais fornecedoras de rigidez para o sistema, possuem suas extremidades externas fixas ao corpo do ímã e internas soldadas em um anel por sua vez soldado no corpo central do conjunto móvel, uma peça em aço comum. Optou-se pelo uso de molas helicoidais de compressão para esta finalidade em virtude da indesejada não-linearidade das molas tipo prato, da insuficiente resistência de componentes de madeira para este fim, e da insuficiente rigidez da própria membrana. A adoção de molas de compressão permite introduzir no mercado um produto que inova por sua confiabilidade e segurança superiores, conforme o presente trabalho buscará verificar.

Uma haste interna central soldada na carcaça do *shaker* serve como guia do movimento do conjunto móvel, estando revestida por uma capa de bronze para minimizar o atrito entre esta e o corpo central. Este corpo central, fabricado a partir de um tubo de aço ao qual foram afixados outros componentes, abriga, antes das molas, a bobina de cobre pela qual circula a corrente elétrica que permite o movimento da mesa, e, depois das molas, uma reentrância radial que permite a fixação da membrana, e finalmente um disco de aço soldado em sua extremidade externa que permite a fixação da mesa ao *shaker*.

A mesa é a peça de geometria mais complexa do equipamento, precisando ser fabricada em um centro de usinagem de três eixos a partir de um tarugo de alumínio. Na região central, é uma placa retangular com inúmeros furos cegos roscados para permitir a fixação dos mais diversos tipos de peças e componentes. Nas regiões laterais, possui duas abas com furos longitudinais, que contém seus mancais de deslizamento (cilindros vazados de bronze lubrificado com grafite). Na região traseira, um curto pescoço a conecta a um disco de alumínio vertical com quatro furos, de mesmo diâmetro e mesma localização dos furos que o disco mencionado no parágrafo anterior. A membrana do *shaker* é composta por papelão, presa nas bordas da carcaça por uma fixação de borracha, e com quatro furos que permitem que seja fixada entre os discos interno e externo da mesa vibratória.

A base da mesa vibratória é também fabricada em alumínio em um centro de usinagem de três eixos. Ela contém os mancais de rolamento que sustentam o peso do *shaker*, as barras de deslizamento que sustentam o peso da mesa, e também as alças que permitem o transporte do equipamento, além de quatro pequenos pés para evitar maior contato com o chão. Mais importante, a base da mesa contém toda a sua elétrica, com painel interativo, microcontrolador, fonte de alimentação, bateria, entrada USB, e conexões elétricas com a bobina do *shaker* e com o cabo de alimentação para recarga da bateria. Uma chapa parafusada de alumínio inferior serve como assoalho, separando os componentes eletrônicos do exterior, mas ainda permitindo sua montagem/manutenção. A adoção de uma base em material metálico de alta condutividade, muito mais volumoso e massivo que os componentes elétricos em seu interior, atende ao importante requisito de que a base possa servir como aterramento elétrico sem trazer riscos ao operador do equipamento.

### **4.3 DEFINIÇÃO DA FAIXA DE OPERAÇÃO**

O objetivo do projeto é uma mesa vibratória que atenda ao mercado de simulação de modelos de estruturas típicas da construção civil. De acordo com Fukuda e Ohba (2000), tais estruturas costumam ter baixas primeiras frequências naturais, abaixo de 20 Hz, mas a tecnologia das construções à prova de terremotos tem apresentado avanços cada vez mais rápidos, buscando afastar suas frequências naturais daquelas que possam ser causadas por

sismos. Portanto, buscando oferecer uma faixa de operação ampla e que não venha a ficar obsoleta, foi decidido projetar para a frequência de operação máxima de 150 Hz.

A massa máxima tolerada para o espécime deve ser suficiente para permitir o ensaio de diversos modelos produzidos com uma ampla gama de materiais. Para garantir um projeto capaz de lidar com modelos particularmente massivos, como miniaturas de prédios de depósito cheios de material, foi adotado o limite operacional máximo de 10 kg.

Por fim, para a definição da força máxima de operação, foram consultados os dados técnicos de produtos concorrentes, conforme mostrado na Tabela 1, construída a partir do estudo de Efrom (2019). Sendo a intenção do projeto fornecer um produto competitivo ao mercado, a prioridade da seleção foi a de buscar a maior faixa de forças razoável.

Tabela 1 – Força máxima exercida por *shakers* portáteis comerciais

<b>Fabricante</b>	<b>Modelo</b>	<b>Força máxima (N)</b>
Brüel-Kjaer	4824	100
Sentek	VT-100	100
Tenlee	MS-50	50

O limite operacional de 100 N foi então definido, por permitir que o projeto iguale os produtos de maior capacidade do mercado.

#### 4.4 DESENHO DO SISTEMA

O software de CAD escolhido para permitir o projeto da mesa vibratória foi o Autodesk Inventor Student 2022, por uma série de razões. Trata-se de um programa intuitivo, orientado ao usuário, e com ferramentas prontas para desenhar componentes mecânicos de geometria mais complexa, como molas ou fixadores. Finalmente, é necessário comentar que a Autodesk possui uma metodologia de acesso a licenças estudantis bastante simplificada.

Um desenho simplificado, que englobasse apenas os componentes mais diretamente afetados pela operação da mesa, poderia acarretar em diversas iterações de retrabalho em virtude de concentradores de tensão ou componentes relevantes que passassem despercebidos em um primeiro momento. Portanto, foram desenhados todos os componentes mecânicos da mesa vibratória, e estes foram então reunidos em um arquivo de desenho de montagem (Figura 2), que permitiu uma melhor compreensão da aparência e funcionamento do equipamento. Porém, o conjunto móvel da mesa foi reunido em um desenho de montagem à parte (Figura 3), que foi então integrado ao desenho de montagem final.

Figura 2 – Mesa vibratória

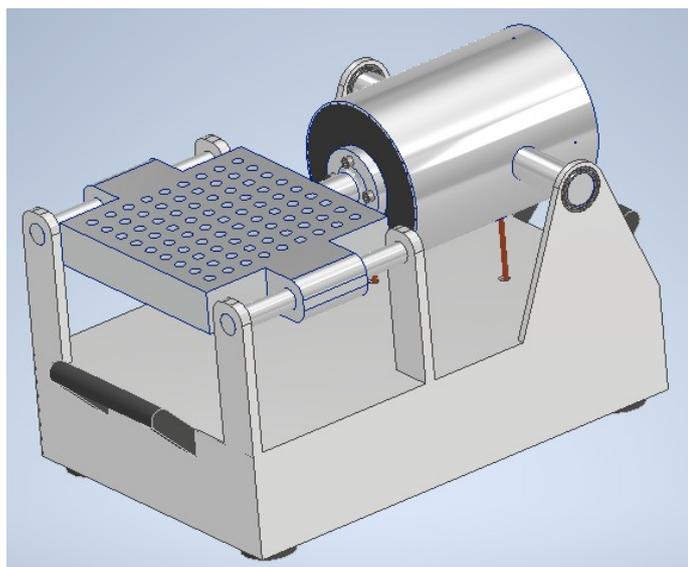
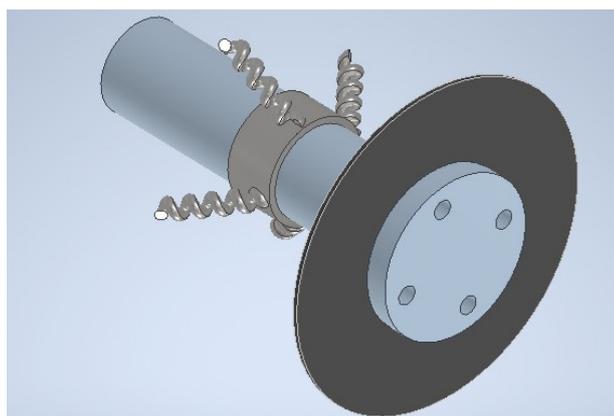


Figura 3 – Conjunto móvel da mesa vibratória



#### 4.5 SIMULAÇÃO DO SISTEMA

Foram utilizadas duas ferramentas computacionais para avaliar a resistência do sistema. A ferramenta de análise modal permitiu a determinação da frequência natural mais baixa do equipamento. Já a ferramenta de análise de resposta harmônica permitiu determinar as tensões causadas nos componentes ao longo da faixa de operação.

Os componentes sujeitos às maiores deformações durante a operação da mesa foram considerados os mais suscetíveis a tensões elevadas e falha por fadiga, de forma que foram priorizados para a etapa de análise; são estes, justamente, os elementos de ponte entre o conjunto fixo e o conjunto móvel: a membrana e as molas, os componentes de menor rigidez quanto ao movimento que lhes é imposto.

A partir deste ponto buscou-se decidir o quê, exatamente, simular. Analisar computacionalmente o sistema inteiro traria um consumo excessivo de poder computacional. Simular apenas a membrana e uma mola, separadamente, uma de cada vez, traria a vantagem da simplicidade geométrica (permitindo um grande refino de malha para um mesmo poder computacional), mas exigiria um profundo conhecimento prévio do efeito do restante da estrutura sobre estes componentes; é exatamente este tipo de hipótese que se busca evitar

fazer ao utilizar-se de análises numéricas. Simular as molas e a membrana juntamente ao conjunto fixo traria condições de contorno difíceis de definir computacionalmente - as extremidades delas não devem apresentar movimento relativo a uma peça que o software de simulação não está enxergando (o conjunto móvel).

A melhor opção se mostrou, portanto, a simulação da montagem do conjunto móvel, que já incluía a membrana e as molas. É sobre este subsistema que age a força propulsora do *shaker*, exercida pela bobina enrolada no corpo central do conjunto móvel. E a inércia destes componentes deve ser considerada quanto à geração de esforços sobre a membrana e a mola. Porém, uma última decisão teve de ser tomada: o conjunto móvel inteiro era ainda demasiado complexo para o poder computacional disponível, e, assumindo-se as hipóteses de que seus componentes não estavam criticamente ameaçados pela operação da mesa e de que os esforços aerodinâmicos eram desprezíveis, optou-se, portanto, por simplificar o sistema a ser simulado para uma montagem composta apenas pela membrana, pelo corpo central e pelas molas (excluindo-se do modelo a ser analisado, portanto, a mesa e seus fixadores, bem como o espécime), mas concentrando nestes componentes toda a massa do conjunto móvel, inclusive a massa máxima de 10 kg para o espécime a ser testado. Isto permitiu a simulação de um sistema com rigidez, inércia e força externa mais próximas da realidade, e que contivesse os elementos de maior importância. A Tabela 2 traz os dados dos materiais dos componentes simulados.

Tabela 2 – Parâmetros dos materiais dos componentes simulados

Compo- nente	Material	$\rho$ ( $\text{kg/m}^3$ )	Modelo estrutural adotado	E (GPa)	$\nu$	$C_{01}$ (MPa)	$C_{10}$ (MPa)	$D_1$ ( $\text{GPa}^{-1}$ )
Membran a	Borrach a	200	Mooney- Rivlin de Dois Parâmetr os	Não consta	Não const a	0,65	2,59	1,14
Corpo central do conjunto móvel	Aço modifi- cado	$1,4 \times 10^5$	Linear Isotrópico	200	0,3	Não consta	Não consta	Não consta
Molas	Aço	7850	Linear Isotrópico	200	0,3	Não consta	Não consta	Não consta

Onde  $\rho$  é a densidade dos materiais, E é o seu Módulo de Young,  $\nu$  é o seu Coeficiente de Poisson,  $C_{01}$  e  $C_{10}$  são as Constantes de Mooney-Rivlin para os materiais, e  $D_1$  é o Parâmetro de Incompressibilidade de Mooney-Rivlin para o material. O aço do corpo central teve sua densidade modificada para pode representar toda a massa do conjunto móvel (exceto, obviamente, a da membrana e a das molas). O modelo de Mooney-Rivlin foi adotado para a borracha por aliar relativa simplicidade (o que otimiza o uso de poder computacional) com uma adequada precisão dos resultados.

O software de análise numérica escolhido foi o Ansys Workbench 2019, por sua compatibilidade com arquivos exportados do Inventor, por permitir vários graus de controle da malha e por possuir precisão de cálculo reconhecida pelo mercado, além de aliar estas

vantagens com uma interface intuitiva e que permite a integração de diferentes tipos de simulação para projetos complexos.

O sistema foi simulado na ferramenta de análise modal, para determinar suas frequências naturais - limitando-se às cinco primeiras frequências naturais abaixo do limite operacional de 150 Hz - e na ferramenta de resposta harmônica, para determinar as tensões nos componentes quando operando na carga máxima do sistema - a 150 Hz, com a bobina exercendo 100 N alternadamente sobre o conjunto móvel.

As condições de contorno aplicadas buscaram simular a relação entre o conjunto fixo e o conjunto móvel. As extremidades das molas e a borda da membrana tiveram todos os seus movimentos restritos, enquanto que a cavidade interior do corpo central do conjunto móvel teve o movimento radial de seus pontos restrito - pois é ali que se encontra a haste-guia, que impede que os pontos deste componente colapsem para dentro. Por esta mesma razão, esta mesma restrição foi aplicada nos quatro furos dos parafusos que fixam o corpo central do conjunto móvel à mesa.

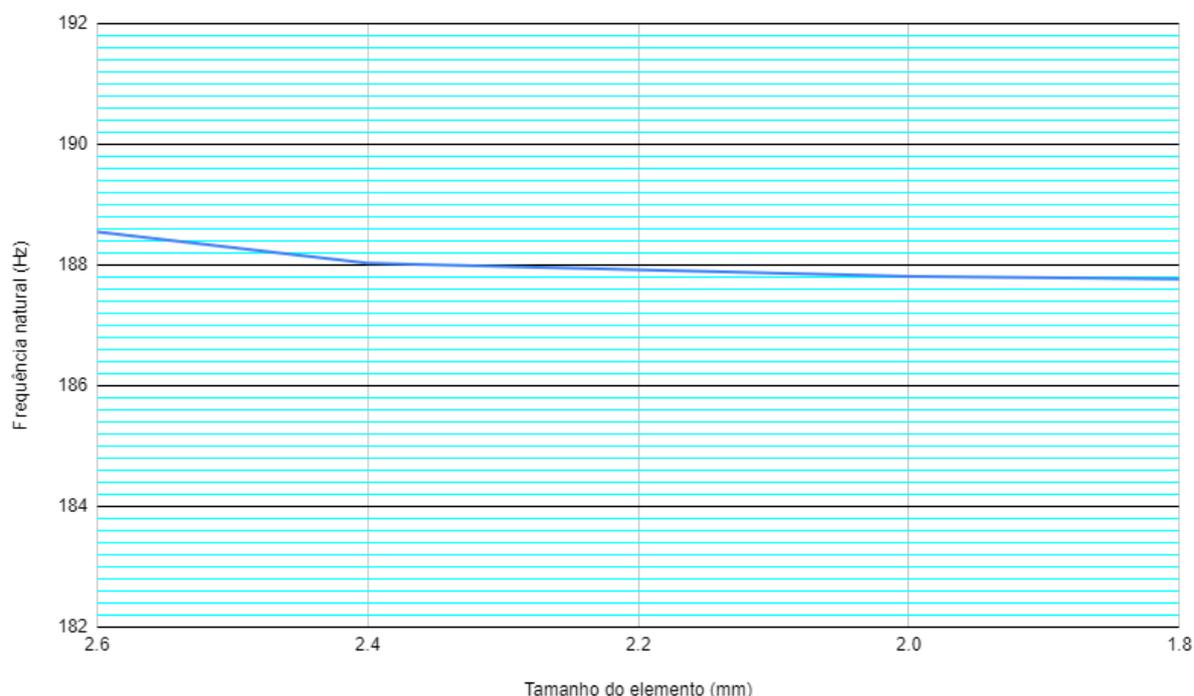
Na análise modal, foram realizados estudos para buscar a convergência da malha para as soluções. A malha mais grosseira foi definida como hexaédrica, quadrática, com elementos de 2,6 mm, com ângulo de relevância de 24° a 70°. As demais malhas possuíam elementos de 2,4, 2 e 1,8 mm. Apenas a malha mais grosseira foi utilizada para a análise de resposta harmônica, em função do maior custo computacional desta ferramenta.

A escolha destes parâmetros veio da busca por conciliar a precisão de resultados com o uso racional dos recursos computacionais. De acordo com Cook et al (1989), malhas hexaédricas trazem maior precisão do que tetraédricas para simulações tridimensionais para um mesmo número de elementos, em virtude da rigidez demasiada destas últimas. Malhas quadráticas naturalmente permitem campos de tensão mais próximos da realidade do que malhas lineares, pois são capazes de interpolar a variação não-linear da tensão dentro do elemento - e, portanto, são capazes de indicar picos de tensão que não estejam em vértices. O uso de ângulos de relevância entre 24° a 70° é recomendado pelo software por trazer ângulos considerados médios, que entregam resultados precisos sem elevar em demasia o custo computacional da simulação.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

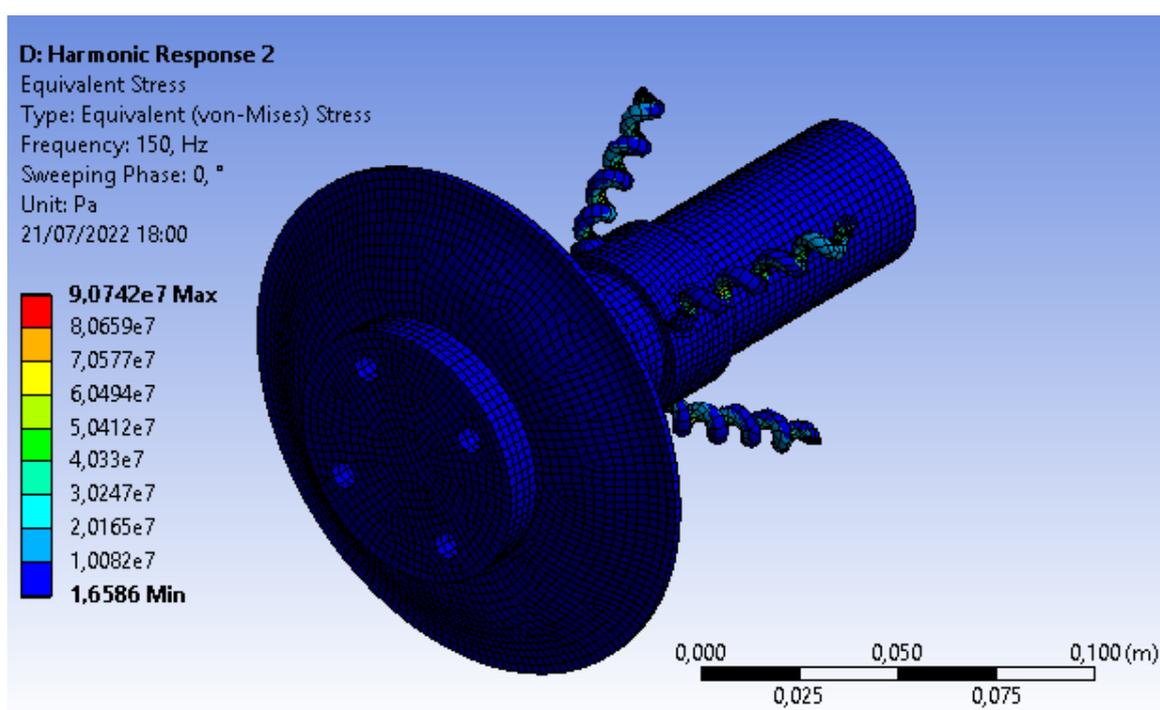
Na análise modal, a convergência de malha permitiu determinar a frequência natural mais baixa observada em cada iteração, conforme mostrado na Figura 4.

Figura 4 – Gráfico da menor frequência natural em função das diferentes malhas utilizadas



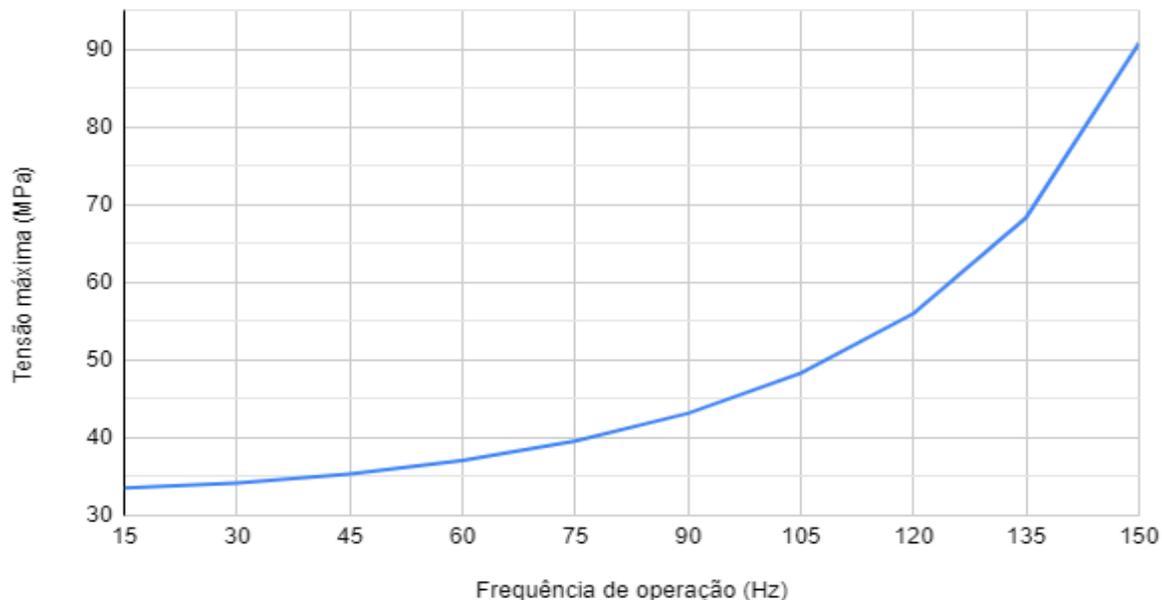
Já a análise de resposta harmônica permitiu determinar a maior tensão observada no sistema, que ocorreu no interior das molas – condizente com Budynas e Nisbett (2015), que afirmam que é no interior da espira que uma mola de compressão apresenta suas maiores tensões. A Figura 5 mostra o resultado da simulação para a frequência mais alta medida (150 Hz), apontando uma tensão máxima observada de 90,74 MPa.

Figura 5 – Simulação do sistema pela ferramenta de resposta harmônica do Ansys Workbench Mechanical



Dentro da faixa de operação, que se estende de 0 a 150 Hz, a vibração do equipamento foi simulada para dez frequências, de 15 em 15 Hz, e o valor da tensão mais elevada, sempre observado na parte interior da espira das molas, foi graficado na Figura 6.

Figura 6 – Máxima tensão observada em função da frequência de operação



O conhecimento da tensão mais alta observada permite a determinação do coeficiente de segurança da mola. Como o componente não possui pré-carga, é possível determinar que  $\sigma_{\max} = 90,74$  MPa,  $\sigma_{\min} = 0$  MPa,  $\sigma_{\text{med}} = 45,37$  MPa e  $\sigma_{\text{alt}} = 45,37$  MPa. De acordo com Budynas e Nisbett (2015), o coeficiente de segurança de uma mola helicoidal de compressão em operação dinâmica pode ser determinado pela Equação 1.

$$Nd = \frac{\frac{0,33 * S_{ew} * A * d^b}{0,67 * A * d^b - 0,5 * S_{ew}} * (0,67 * A * d^b - \sigma_{\min})}{\frac{0,33 * S_{ew} * A * d^b}{0,67 * A * d^b - 0,5 * S_{ew}} * (\sigma_{\text{med}} - \sigma_{\min}) + 0,67 * A * d^b * \sigma_{\text{alt}}} \quad (1)$$

Onde:

$S_{ew}$  é a tensão máxima admissível;

$\sigma_{\max}$  é a tensão máxima observada;

$\sigma_{\min}$  é a tensão mínima observada;

$\sigma_{\text{med}}$  é o valor médio da tensão observada;

$\sigma_{\text{alt}}$  é a amplitude de variação da tensão;

A e b são coeficientes adimensionais relativos ao tratamento térmico do material;

d é o diâmetro do fio da espira, neste caso 5 mm.

Para uma mola de aço temperado a óleo, Budynas e Nisbett (2015), recomendam os valores  $A = 1753,3$  MPa e  $b = -0,1822$ . Para uma mola não jateada, Budynas e Nisbett (2015) recomendam o valor  $S_{cw} = 310$  MPa.

Estes valores permitem determinar que

$$Nd = 5,12 \quad (2)$$

## 6. CONCLUSÃO

Na análise modal, o refino da malha convergiu para o valor de 187,8 Hz para a frequência natural mais baixa, se encontrando acima do limite operacional de 150 Hz. Portanto, o sistema não corre risco de se danificar por entrar em ressonância.

A análise de resposta harmônica permitiu inferir a tensão máxima de 90,74 MPa no lado interno da espira das molas. Como as molas não possuem pré-carga, obtém-se o coeficiente de segurança dinâmico de 5,12, considerado bastante seguro para a operação do equipamento. Ainda, o valor de 0,18 obtido pelo critério de falha de Soderberg situa-se confortavelmente dentro da zona sem risco de falha por fadiga.

Os resultados da simulação são corroborados por seu comportamento semelhante ao esperado para os componentes analisados. As maiores tensões de fato se localizam nos componentes de menor rigidez. Especificamente, elas se localizam no interior das espiras das molas, que se sabe que é o que ocorre em molas de compressão. A curva de tensão versus frequência de excitação mostra um crescimento não-linear de concavidade positiva da tensão, o que é o esperado para um componente mecânico que está sendo incrementalmente aproximado de sua frequência natural. Por fim, o critério de Soderberg corrobora o resultado da análise de coeficiente de segurança dinâmico, ao informar que o componente, de fato, não sofre risco de falha por fadiga.

Os resultados obtidos permitem afirmar que a mesa vibratória não possui risco de falha mecânica de seus componentes durante sua operação, se caracterizando como um produto confiável e seguro.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AZEVÊDO, D. **Apostila de treinamento ANSYS Workbench**. Universidade Gama Filho. Rio de Janeiro. 2017.
- BUDYNAS, R. NISBETT, J. **Mechanical Engineering Design**. New York, NY, EUA: McGraw-Hill, Inc., 2015.
- COOK, R. MALKUS, D. PLESHA, M. **Concepts and Applications of Finite Element Analysis**. New Jersey, NY, EUA: John Wiley & Sons, Inc., 1989.
- DICKASON, V. **Loudspeaker design cookbook**. Peterborough, NH, EUA: Audio Amateur Press, 2006.
- EFROM, T. Projeto de um vibrador eletrodinâmico (*shaker*) portátil para aplicações didáticas. 26f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2019.
- FERREIRA, T. Análise do comportamento vibratório da membrana de um shaker eletrodinâmico para testes vibracionais. 88f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal Tecnológica do Paraná. Guarapuava. 2017.
- FUKUDA, T. OHBA, S. Changes in natural frequency of apartment buildings before and after the Hyogoken-Nanbu earthquake. 8f. Department of Architecture, Faculty of Engineering, Osaka Institute of Technology. Osaka, Japão, 2000.
- HALLIDAY, D. RESNICK, R. WALKER, J. **Fundamentos de Física**. 10ª edição. Rio de Janeiro, RJ. Wiley, Inc., 2013.
- HOFFAIT, S. MARIN, F. SIMON, D. PEETERS, B. GOLINVAL, J. Measured-based shaker model to virtually simulate vibration sine test. **Case Studies in Mechanical Systems and Signal Processing**, [s.1] v. XXX, p. 1-6, 2016.
- ISO. **Mesas auxiliares para geradores de vibração. ISO 6070:2019**, 2019.
- MCLENNAN, M. et al. **The Global Risks Report 2021**. Genebra, Suíça: Fórum Econômico Mundial, 2021.
- SMALLWOOD, D. **Shock and vibration handbook**. New York, NY, EUA: McGraw-Hill, Inc., 2002.