UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
ENGENHARIA MECÂNICA
CAMPUS UTFPR GUARAPUAVA

THIAGO MENEGHETI FERREIRA

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO DA MEMBRANA DE UM SHAKER ELETRODINÂMICO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

GUARAPUAVA
2017

THIAGO MENEGHETI FERREIRA

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO DA MEMBRANA DE UM SHAKER ELETRODINÂMICO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Msc Luan Franchini
Coorientador: Prof. Msc Marcelo Granza

GUARAPUAVA

2017

Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Guarapuava

COEME
ENGENHARIA MECÂNICA

TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO VIBRATÓRIO DA MEMBRANA DE UM SHAKER ELETRODINÂMICO

por

THIAGO MENEGHETI FERREIRA

Este(a) Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) foi apresentado(a) em 07 de Dezembro de 2017 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O(a) candidato(a) foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Msc. Luan Franchini
Prof.(a) Orientador(a)

Prof. Msc. Marcelo Granza
Prof.(a) Co-Orientador(a)

Prof.a Dra. Denise Ramalho
Membro titular

Msc. Vlademir Freire Junior
Membro titular

Prof. David Lira Nuñez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso -

AGRADECIMENTOS

Primeiramente à Deus por me permitir chegar até aqui.

À minha família por sempre acreditar em mim, independentemente da situação.

Aos meus ótimos amigos da faculdade que se tornaram, por mérito, minha segunda família ao longo destes anos todos de dedicação no curso, suportando todas as cargas junto a mim.

“Quem faz escolhas faz renúncias,

e as escolhas que fazemos,

ditam a vida que levamos”

Thiago MeneghettI.

RESUMO

MENEGHETI, Thiago. **ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE UM SHAKER ELETRODINÂMICO PARA TESTES VIBRACIONAIS**. 2017. 88 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava. 2017

Um desafio constante no ramo da tecnologia é buscar a evolução de recursos computacionais ou de maquinários que contribuem para o desenvolvimento e dos trabalhos realizados pelo homem. Dentre os ramos nos quais os computadores são muito utilizados, a engenharia é um campo que certamente se apoia nessa tecnologia para aprimorar seus projetos. Tendo isso em mente, este trabalho visa descrever conceitos que ajudem a entender o funcionamento de um *shaker* eletrodinâmico, um aparelho excitador vibratório alimentado por uma força harmônica de forma senoidal. O trabalho conta com um grande embasamento teórico para a execução dos cálculos que serão modelados matematicamente e simulados computacionalmente. Assuntos como vibrações, eletromagnetismo e elétrica são o foco dos cálculos. Ao longo deste texto, exemplos de aplicação de um *shaker* serão apresentados trazendo o leitor para mais próximo do tópico abordado. Os resultados obtidos são discutidos e expressos em formas de tabelas e gráficos para o bom entendimento dos valores adquiridos. Um breve passo a passo do modelamento do protótipo computacional é também descrito neste trabalho assim como as diretrizes das simulações computacionais realizadas em software, disponíveis no corpo deste trabalho em forma de figuras. Comparações entre o comportamento esperado do sistema vibratório e o obtido neste trabalho, estão dispostos a fim de se expressar uma relação entre os parâmetros de entrada e saída do sistema, finalizando o trabalho realizado.

Palavras-Chave: Força Harmônica. Análise Harmônica. Vibrações do Sistema.

ABSTRACT

MENEGHETI, Thiago. **BEHAVIOR ANALYSYS OF AN ELETRODYNAMIC SHAKER USED FOR VIBRATION TESTS**. 2017. 88 p. End of Graduation Course Paper (Bachelor's Degree in Mechanical Engineering) – Federal University of Technology of Parana. Guarapuava. 2017.

A constant challenge in the field of technology is to look for the evolution of computing resources or of machinery that contribute to the development and the work done by man. Among the branches in which computers are widely used, engineering is a field that certainly relies on this technology to improve its projects. With this in mind, this work aims to describe concepts that help to understand the operation of an electrodynamic *shaker*, a vibrating excitation device fed by a sinusoidal harmonic force. The work has a great theoretical basis for the execution of calculations that will be modeled mathematically and simulated computationally. Subjects such as vibration, electromagnetism and electrical are the focus of the calculations. Throughout this text, application examples of a *shaker* will be showed bringing the reader closer to the topic addressed. The results obtained are discussed and expressed in tables and graphs for a good understanding of the acquired values. A brief step by step modeling of the computational prototype is also described in this work as well as the guidelines of the computational simulations carried out in software, available in the body of this work in the form of figures. Comparisons between the expected behavior of the vibratory system and the one obtained in this work are arranged in order to express a relation between the input and output parameters of the system, finishing the work done.

Key Words: Harmonic Force. Harmonic Analysis. System Vibrations.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

a – Aceleração da mesa flexível	[mm/s²]
A – Área do imã permanente	[m²]
B – Campo magnético	[T]
C – Coeficiente de amortecimento linear	[N.s/m]
[C] – Matriz de amortecimento	[N.s/m]
d – Deslocamento da mesa flexível	[mm]
f – Força harmônica	[N]
F – Amplitude da força harmônica	[N]
g – Aceleração da gravidade	[mm/s²]
H – Intensidade magnética	[A/m]
i – Corrente do sistema	[A]
i_1 – Primeira corrente simulada, 5	[A]
i_2 – Segunda corrente simulada, 11	[A]
K – Constante elástica mola	[N/m]
[K] – Matriz de rigidez	[N/m]
L – Comprimento da bobina	[m]
M – Massa do sistema	[Kg]
[M] – Matriz da massa	[Kg]
n – Número de espiras na bobina	
N – Número de bobinas no shaker	
μ_0 – Permeabilidade magnética do vácuo	[T.m/A]
μ - Permeabilidade magnética do meio	[T.m/A]
v – Velocidade da mesa flexível	[mm/s]
ω – Frequência de excitação	[Hz]
ω_n – Frequência natural do sistema	[Hz]
ω_1 – Primeira frequência simulada, 2000	[Hz]

ω_2 – Segunda frequência simulada, 5000 [Hz]

ω_3 – Terceira frequência simulada, 8000 [Hz]

Ø – Fluxo magnético [T.m²]

σ – Tensão [MPa]

ζ – Fator de amortecimento

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO

Frequentemente busca-se a evolução de recursos computacionais ou de maquinários para o desenvolvimento e aprimoramento dos trabalhos realizados pelo homem. Dentre os diversos ramos nos quais os computadores e outras máquinas são muito utilizados atualmente, a engenharia é um campo que se apoia na tecnologia informatizada para dar continuidade a seus projetos. Ferramentas informáticas estão cada vez mais à disposição de engenheiros a fim de que melhorias e inovações sejam aplicadas em novas pesquisas e apresentem, continuamente, resultados mais precisos e confiáveis.

O progresso na tecnologia se baseia, praticamente, em se aprender com os erros e melhorar os fatores contribuintes. Obviamente tais erros não devem estar presentes nos projetos já concluídos, o que colocaria em risco diversas comunidades tendo em mente o alcance que a engenharia tem nos mais variados ramos, como o da construção civil ou da mecânica. Logo, as possíveis falhas devem ser descobertas e previstas antes da conclusão de qualquer projeto, na maioria das vezes tais falhas são reveladas através de testes.

Muito útil no ramo da engenharia, são os testes realizados em laboratórios, das mais diversas áreas. Tais experimentos, destrutivos ou não, são fundamentais para que se tenha cada vez mais informações sobre determinado material ou método, aprimorando-os então sempre que possível. Prolongar a vida útil de um equipamento, diminuir custos de fabricação ou desenvolver novos conceitos para técnicas já utilizadas são algumas das finalidades dos testes laboratoriais. No campo da engenharia mecânica não é diferente, a busca pelo entendimento do comportamento dos materiais submetidos à distintas condições e também pelo aumento da qualidade e confiabilidade de equipamentos assim como melhorias em seus designs são tópicos explorados pela área.

Tratando-se de equipamentos e maquinários mecânicos, sabemos que os mesmos estão sob constante esforços quando utilizados. Estes esforços desencadeiam uma série de fatores que influenciam no desgaste das peças mecânicas. Dentre tais fatores podemos destacar o atrito entre as partes e a vibração gerada pelo simples funcionamento das máquinas. Sistemas mecânicos, estão sempre sujeitos a vibrações e, assim, expostos aos efeitos temporais de fadiga e desgaste, que podem, num curto intervalo de tempo, causar perdas bruscas nas propriedades físicas e geométricas destes sistemas (PILLOTO, 2015). Sabendo que a vibração é praticamente inevitável nos sistemas mecânicos, o que se busca é uma maneira de diminuir seus efeitos sobre os sistemas. Para tal tarefa, faz-se ou uso de métodos numéricos que podem contribuir e muito na obtenção de resultados satisfatórios nos estudos dos efeitos vibracionais em estruturas simples, ou testes convencionais. Contudo, e para estruturas mais complexas, em que existem grandes incertezas nos parâmetros necessários à caracterização dos modelos, existe a necessidade de haver uma complementaridade experimental para aquisição de informação, de modo a calibrar, modificar ou validar os modelos numéricos, caracterizar a interação solo-estrutura, ou a interação tráfego-estrutura (GUIMARÃES, 2012).

Uma maneira de validar os métodos numéricos ou computacionais é o teste não destrutivo em estruturas. Para a realização de tais testes vibracionais pode-se utilizar os chamados excitadores, que são atuadores modernos que muito contribuem neste tipo de teste. O uso desses simuladores é vantajoso pois permite ao operador inserir os parâmetros iniciais desejados e consequentemente aquisitar os resultados. Ao contrário dos convencionais aparelhos de medição que registram os efeitos (aceleração, deformação, deslocamento, etc.) ao longo do tempo, mas não são capazes de estabelecer quais foram as condições iniciais ou esforços externos (intensidade, direção, etc.) que atuaram na estrutura (MEIRELLES, 1989).

Logo, percebe-se a vantagem do uso de dispositivos excitadores ao se ter um controle sobre a frequência, intensidade e outros parâmetros necessários para os testes dinâmicos. Os dispositivos excitadores, também chamados de *shakers* são o propósito deste trabalho, alguns modelos serão apresentados e o modelo eletrodinâmico, o escolhido para este trabalho, será melhor explorado.

1.1 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é analisar o funcionamento de um *shaker* eletrodinâmico na tentativa de explorar as variáveis responsáveis pelos valores de entrada no sistema, a fim de tentar reproduzir seu comportamento computacionalmente.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Discretizar as equações que regem o funcionamento elétrico e mecânico de um excitador eletrodinâmico a fim de alcançar os parâmetros de entrada necessários para a simulação computacional.
- Realizar uma análise dos resultados para se obter os valores de dimensão aproximada de um aparelho excitador. Pretende-se também com este trabalho aprender conhecimentos na área da dinâmica experimental.
- Relacionar de forma tabular a dependência das frequências obtidas com os parâmetros de entrada utilizados.
- Relacionar ainda o deslocamento da membrana vibratória com a amplitude do sistema, assim com outras variáveis da força excitatória.

1.3 JUSTIFICATIVA

Em uma universidade é fundamental que atividades práticas ocorram paralelamente às teóricas, uma dessas atividades é o uso dos laboratórios didáticos para a complementação das disciplinas ministradas. Sabendo da existência de laboratórios de vibrações no campus de Guarapuava e da ausência de um aparelho específico para testes vibracionais, teve-se a ideia da iniciação deste trabalho, sendo este como um estudo inicial para uma futura construção de um protótipo de baixo custo. Logo, a falta de estudos sobre tal equipamento e sua ausência no campus são a justificativa deste trabalho.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo é apresentado uma revisão bibliográfica sobre tópicos influentes para a análise de um agitador (*shaker*).

2.1 SHAKERS

Segundo a definição da *Data Physics Corporation*, testes vibracionais são feitos para introduzir uma força em uma estrutura, geralmente são utilizados para isso, *shakers* ou máquinas de ensaios em bancadas adequadas. Tais testes de vibração induzida são amplamente utilizados em laboratórios ou até mesmo no chão de fábrica para se obter resultados sobre os mais variados critérios como triagem, avaliação de fadiga, qualidade e performance.

O equipamento mais utilizado para tais testes é o *shaker* eletrodinâmicos e/ou servo hidráulico diferidos pela faixa de frequência e deformação desejadas no experimento. Os *shakers* eletrodinâmicos são bem adequados à maioria dos tipos de teste de vibração o que é dá certa vantagem a esse tipo de equipamento. Quando comparado ao *shaker* hidráulico, o tipo eletromecânico é capaz de atingir maiores frequências e essas altas frequências são de fundamental importância quando se faz testes em componentes ou aparelhos eletrônicos. Uma outra característica desse tipo de *shaker* é seu comportamento linear, assim o controle sobre o teste de vibração pode ser feito mais facilmente, mesmo quando outros métodos não são aptos a realizar o teste.

No campo dos testes vibracionais a interação entre a estrutura que é testada e a instrumentação utilizada para realizar o teste, é um problema crítico. Isso ocorre principalmente em estruturas grandes e de design mais complexo, limites físicos dificultam a instalação dos aparelhos de teste (RICCI at all, 2009). Logo, se tendo uma estrutura já acoplada ao sistema de medição, como um acelerômetro no topo da mesa flexível de um *shaker*, facilitaria aplicações desses testes.

2.1.1 Sistema Eletrodinâmico

A concepção geral de um *shaker* eletrodinâmico não é muito diferente da concepção de um alto-falante. Sua característica principal é a montagem de uma armadura movida por um fio de bobinas sujeita a um campo magnético radial.

Tal armadura é suportada e posicionada mecanicamente dentro da estrutura do *shaker* por uma membrana bem flexível com baixa espessura axial (*Support Flexure* na Fig. 1). Enquanto tradicionais *shakers* eletrodinâmicos são relativamente robustos e podem gerar um alto nível de força de saída, eles frequentemente apresentam movimentos transversais e de balanço indesejados como resultado de ressonâncias internas (HARRIS & BUSH, 2014). O esquema de montagem do agitador com as bobinas enfileiradas, o suporte flexível (membrana), polos interno e externo é representando na Figura 1.

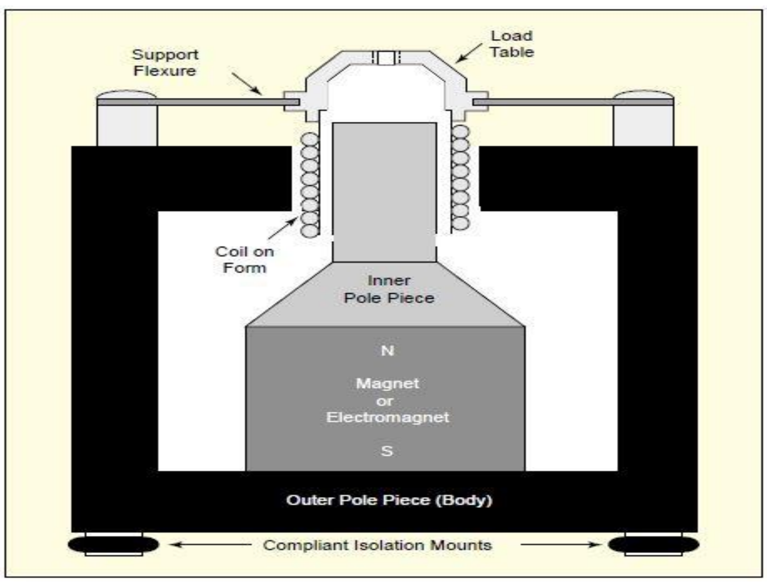


Figura 1 - Estrutura esquemática simplificada de um shaker eletrodinâmico. Fonte: LANG and SNYDER, 2001.

O escopo principal do equipamento é uma fileira de bobinas (*Coil on Form* na Fig. 1) suspensa num campo magnético radial, agindo no plano normal em relação ao eixo da bobina. Esse campo magnético é produzido através da construção de um circuito permeável magnético para transmitir o fluxo para ambos os polos do imã permanente magnetizado (*shakers* pequenos) que na figura é representado por *Inner Pole Piece* ou eletromagnéticos (*shakers* grandes). Isso é possível graças à um polo interno e um circuito que conduz o fluxo para um polo externo com um furo central em torno da bobina. Quando uma corrente é transmitida através do fio de bobinas, uma força axial proporcional à corrente é produzida e transmitida para a estrutura a qual a bobina é fixada. A bobina, precisamente centralizada na estreita folga entre os polos, tem capacidade de se mover axialmente sendo restringida de exercer qualquer outro movimento (LANG & SNYDER, 2001).

A conexão compatível entre a montagem da armadura e o corpo do agitador forma um sistema massa-mola-amortecedor conhecido em vibração com um grau de liberdade. Aqui, o objeto de teste e o conjunto da armadura se movem em conjunto com o agitador. Adicionando mais dois graus de liberdade se completa o modelo mecânico do agitador, que é representando na Figura 2.

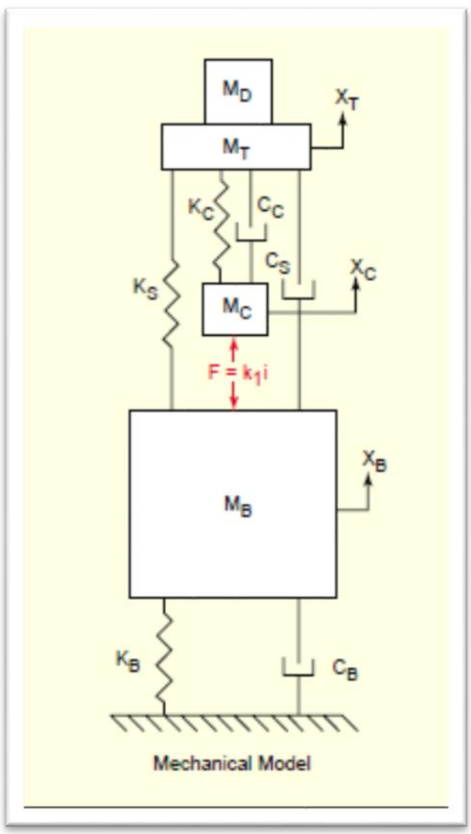


Figura 2 - Sistemas mecânico equivalentes do funcionamento do shaker. Fonte: LANG and SNYDER, 2001.

Em primeiro lugar, a estrutura da armadura é tratada como elástica ao invés de rígida, isso é modelado tratando a bobina (M_C) e a mesa flexível (M_T) como massas distintas conectadas por uma mola (K_C) e um amortecedor (C_C). Em segundo lugar se considera o isolamento entre o *shaker* e o piso do ambiente, usando montagens compatíveis que permitam que a máquina inteira se movimente verticalmente, isso é representado no modelo mecânico como uma mola (K_B) e um amortecedor (C_B) que une o corpo do agitador (M_B) ao solo. A interação entre o corpo do modelo e a mesa flexível é representado pela mola K_S e o amortecedor C_S. A força que excita o sistema, proporcional à corrente que a alimenta, é representada por F entre M_B e M_C.

Já o modelo elétrico análogo representa a resistência e indutância da armadura das bobinas. A resistência R da bobina define a impedância mínima de entrada do sistema. Tal resistência aumenta significativamente com a temperatura e com a frequência. A indutância L da bobina é grande porque a bobina se acopla fortemente com o ferro das peças polares, fazendo com que a complexidade da impedância elétrica aumente com a frequência (LANG & SNYDER, 2001).

Diz-se que dois sistemas são análogos quando possuem o mesmo modelo matemático, diferindo apenas, eventualmente, quanto à notação utilizada em cada caso. Assim, quando dizemos que o modelo matemático é o mesmo, não estamos afirmando que as equações diferenciais dos dois sistemas sejam idênticas, mas sim que sejam de mesma ordem e que correspondam termo a termo, embora com notações diferentes (MAYA & LEONARDI, 2010). Neste caso, sabemos que ambas as equações que regem os sistemas análogos, são de segunda ordem.

A interação entre os domínios elétrico e mecânico não é uma via de mão única, quando a bobina se move dentro do campo magnético, uma tensão é gerada através da bobina em proporção direta à velocidade.

2.2 MATERIAIS MAGNÉTICOS

O magnetismo é uma propriedade muito estudada em materiais, tal propriedade tem diversas aplicações na produção de sistemas eletroeletrônicos, por exemplo, dentre outras funcionalidades como a atração de metais e funcionamento de motores elétricos. Estes materiais, denominados imãs ou magnetos, e fisicamente são classificados basicamente quanto a sua capacidade de gerar ou reproduzir um campo magnético.

Todas as substâncias sejam elas sólidas, líquidas ou gasosas mostram alguma característica magnética, em todas as temperaturas. Dessa forma, o magnetismo é uma propriedade básica de qualquer material, pois as propriedades magnéticas dos materiais têm sua origem na estrutura eletrônica dos átomos. Do ponto de vista clássico, são de dois tipos os movimentos, associados ao elétron que podem explicar a origem dos momentos magnéticos: o momento angular orbital do elétron, e o momento angular do *spin* do elétron (GRAÇA, 2014).

Os imãs podem ser naturais, como minerais encontrados na natureza com propriedades magnéticas ou artificiais, elementos ferromagnéticos que adquirem propriedades magnéticas quando submetidos a um intenso campo magnético por fricção com um imã natural ou por ação de correntes elétricas (eletromagnetismo) (ANDRADE, 2010).

Outras características são essenciais para se especificar os tipos de imãs, como por exemplo a permeabilidade do material. Essa característica é basicamente o grau de magnetização do material em resposta a um campo magnético, ela é expressa em função da permeabilidade magnética do vácuo $\mu_0 = 4\,\pi * 10^{-7}$ T.m/A. Logo, uma outra classificação que se dá aos materiais magnéticos é:

- Diamagnéticos – Que possuem permeabilidade magnética menor que a do vácuo.
- Paramagnéticos – Que possuem permeabilidade magnética pouco maior que a do vácuo.
- Ferromagnéticos – Que possuem permeabilidade magnética muito maior que a do vácuo.

Ainda sobre os materiais de imãs artificiais, estes podem ser permanentes ou não permanentes, esta característica se refere ao tempo de permanência das propriedades magnéticas após a retirada da fonte de indução. Enquanto os magnetos não permanentes perdem suas propriedades magnéticas logo após a interrupção da fonte de alimentação elétrica, os permanentes mantém tal propriedades por algum período (longo ou não) sofrendo certo enfraquecimento magnético em função do tempo.

2.2.1 Força Magnética

Os imãs permanentes, de forma geral, se caracterizam pelos seguintes parâmetros:

- Força magnética para magnetos naturais

$$Fmag = \frac{B^2 A}{2\,\mu_0} \tag{1}$$

- Densidade do fluxo magnético ou indução magnética B, que pode ser expressa em Tesla (T) ou Weber por metro quadrado (Wb/m²);
- Fluxo magnético Ø, dependente da intensidade do fluxo e da área do polo do imã, expressa em T.m² ou Wb;
- Intensidade magnética H, expressa em Ampère por metro (A/m);
- Permeabilidade magnética μ, que pode ser expressa em (T.m/A) ou (H/m);

$$\mu = \frac{B}{H} \tag{2}$$

Já para imãs não permanentes, o raciocínio é o mesmo, porém como há uma indução de força o desenvolvimento para a resolução de circuitos se dá através da utilização de outras relações de parâmetros diferentes do modelo anterior. A excitação do campo magnético, por exemplo, pode ser descrita em função do número de espiras da bobina (N), de seu comprimento (L) e da magnitude da corrente elétrica (i) atuante:

$$H = \frac{Ni}{L} \tag{3}$$

2.3 VIBRAÇÃO

A vibração mecânica pode ser definida como o estudo repetitivo do movimento de objetos em relação a uma estrutura estacionária (INMAN, 2008). Pode-se citar inúmeras formas e casos onde a vibração atua no cotidiano da humanidade, como por exemplo, o coração batendo, ou até mesmo o sistema de amortecimento de um carro numa estrada irregular. Na mecânica, grande parte das estruturas envolvidas nos projetos são parcial ou totalmente submetidas a vibrações intencionais para que cumpram suas funções de atuação ou são ainda submetidas a algum tipo de movimento vibracional quando excitadas por perturbações dinâmicas, como impactos mecânicos. Para que a vibração ocorra deve haver uma troca de energia entre a energia cinética e a potencial. Consequentemente, diz-se que um sistema vibratório consiste em armazenar a energia potencial em um componente do tipo mola e convertê-la em cinética, na forma de movimento.

A dinâmica de sistemas mecânicos obedece a leis de equilíbrio, representadas por equações diferenciais, provenientes de análises de resistência dos materiais e da cinética de partículas e corpos rígidos. Modelos matemáticos que representem a dinâmica de sistemas contínuos podem ser deduzidos sempre que for possível resolver, de forma analítica, a integração destas relações de equilíbrio, levando a um modelo compacto. O comportamento dinâmico de grande parte dos sistemas mecânicos contínuos de uso corrente em engenharia, no entanto, por apresentarem geometria, condições de contorno ou constituições físicas complexas, não são passíveis de serem descritos por um modelo matemático compacto (KURKA, 2015). Logo, sistemas mais complexos (sistemas contínuos ou com vários graus de liberdade) são descritos por uma aproximação de um conjunto de vários ‘sistemas simples’ (apenas um grau de liberdade), que têm seus modelos equacionais de movimento bem conhecidos.

2.3.1 Graus De Liberdade

Graus de liberdade (GDL) é basicamente o termo que indica se um objeto pode se mover em determinada direção, se sim, então ele possui GDL igual a um naquela direção pois é necessária apenas uma variável para descrever seu movimento. Como por exemplo na Figura 3(a) onde o objeto só se move apenas verticalmente. Se o objeto é capaz de se deslocar na direção de mais de uma coordenada, como por exemplo um corpo que apresenta deslocamento linear e inclinação na sua trajetória de movimento como na Figura 3(b), ele apresenta mais de um GDL, sendo necessário utilizar duas variáveis independentes para descrever seu movimento. Normalmente, quanto maior a complexidade do movimento dos sistemas, maior o seu GDL.

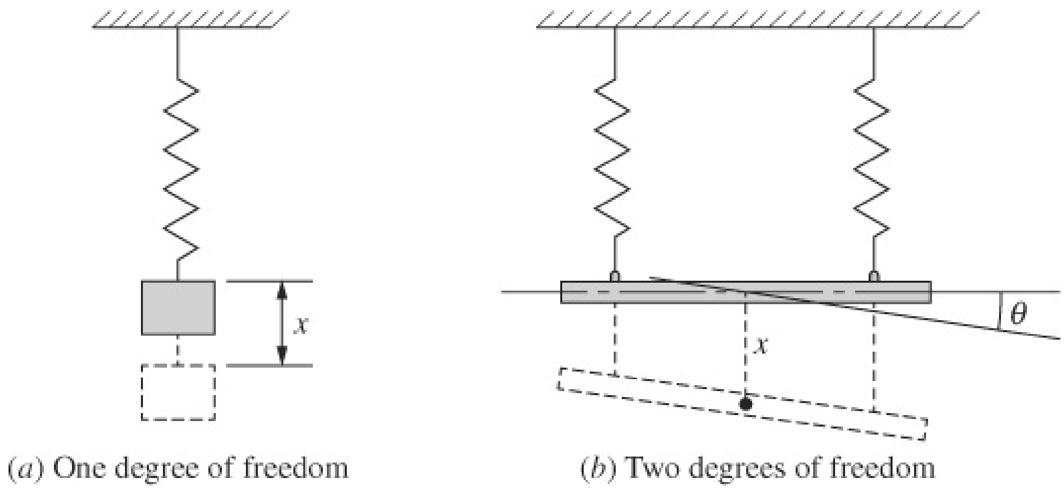


Figura 3 - Sistema com (a) um grau de liberdade e (b) dois graus de liberdade. Fonte TONGUE, Benson H.

A maior parte das estruturas não pode ser reduzida a 1 grau de liberdade. Contudo, a equação que rege os sistemas de 1 grau de liberdade pode ser utilizada para múltiplos graus de liberdade transformando-se num sistema de n equações diferencias acopladas, associadas a n graus de liberdade.

2.3.2 Classificação Do Sistema

Quando a vibração é causada pelo distúrbio do desequilíbrio das condições iniciais do sistema, sem força externa agindo constantemente sobre o corpo, é dito que a vibração é livre. Se a força atua continuamente sobre o sistema durante o movimento, a vibração é chamada de forçada. Pode-se ainda classificar as vibrações como amortecidas ou não-amortecidas dependendo se a energia do sistema é conservada ou se ela é dissipada durante a vibração (MEMS, 2011).

Para fins deste trabalho explora-se apenas os sistemas massa-mola-amortecedor submetidos a uma força contínua, ou seja, vibrações forçadas amortecidas. O funcionamento de um sistema amortecido é representado, de forma simplificada, na Figura 4, onde k é constante elástica da mola, C é o coeficiente de amortecimento linear do sistema, m é a massa, $f(t)$ a força que excita o sistema. Já a Figura 5 representa um sistema não amortecido.

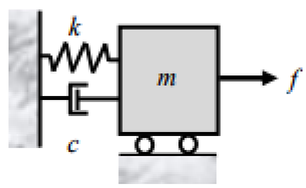


Figura 4 - Sistema massa-mola com amortecimento. Fonte: VAROTO.

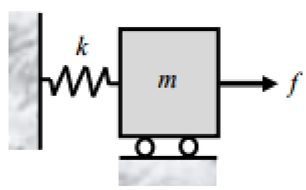


Figura 5 - Sistema massa-mola não amortecido. Fonte: VAROTO.

Diferentes tipos de força de excitação agindo sobre um sistema, acarretam em diferentes características de reposta. Alguns tipos comuns de excitação são:

- Força harmônica: forma mais simples de excitação em sistemas mecânicos, que é descrita pela equação:

$$f(t) = F\,sen(\omega t) \tag{4}$$

Sendo F a amplitude da excitação e ω a frequência de excitação em Rad/s.

Um movimento harmônico é definido completamente a partir do conhecimento das variáveis acima.

- Força periódica: Tipo de excitação que se repete após um período, mas não de forma exatamente igual. Motores de combustão interna são exemplos deste tipo de excitação.
- Força transitória e aleatória são outros tipos de excitação.

2.4 ANÁLISE MODAL

A análise de vibração livre em uma estrutura pode ser chamada modal ou análise de modos normais, tal análise é realizada para se obter as frequências naturais e as formas de modo de uma estrutura.

Análise modal é o estudo das propriedades dinâmicas de estruturas, com base em testes estruturais ou simulação baseada em análise de elementos finitos. Essas propriedades dinâmicas incluem frequências de ressonância também chamadas de "frequências naturais" ou "frequências próprias" e modos estruturais ou "modos próprios".

As propriedades dinâmicas dependem da distribuição de massa, rigidez e amortecimento na estrutura e determinam o comportamento de vibração estrutural quando expostos a cargas operacionais. Toda deformação de um sistema estrutural linear pode ser expressa como uma combinação linear dos modos estruturais, que formam uma base vetorial ortonormal (SIEMENS, 2017).

Os resultados de testes e análises modais são utilizados em várias aplicações de simulação e teste, incluindo cálculos de resposta de vibração e detecção de danos, mas também para adicionar flexibilidade à análise de múltiplos corpos e acelerar durabilidade e simulações vibro-acústicas. Os cálculos baseados em modalidade são muito eficazes e permitem uma avaliação eficiente das mudanças estruturais nas respostas de qualquer tipo.

A análise de vibração livre não considera a resposta da estrutura sob cargas dinâmicas, mas apenas resolve as frequências naturais. Uma análise de vibração livre geralmente é o primeiro passo antes de resolver problemas dinâmicos mais complicados (ANSYS, 2005).

A análise modal é um subconjunto da equação geral de movimento,

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \tag{5}$$

Onde M é a matriz de massa, K a matriz de rigidez, C a matriz de amortecimento e $f(t)$ o vetor da força que atua no sistema.

Para casos de vibração livre não amortecida, tem-se que $[C] = 0$ e $f(t) = 0$ também, logo, a equação se torna,

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \tag{6}$$

Onde as matrizes M e K são simétricas de ordem N. Essa é a matriz a ser resolvida para se encontrar os valores das frequências naturais e modos de vibrar do sistema ou do elemento desejado, que no caso deste trabalho é a mesa flexível.

2.5 ANÁLISE HARMÔNICA

Uma análise harmônica é usada para determinar a resposta de uma estrutura sob um carregamento harmônico (força senoidal) em estado estacionário a uma determinada frequência.

Uma análise harmônica ou de resposta de frequência considera o carregamento apenas em uma frequência. As cargas podem estar fora de fase umas com as outras, mas a excitação está em uma frequência conhecida. Este procedimento não é usado para uma carga transitória arbitrária (ANSYS, 2005).

É importante que se tente sempre executar uma análise de vibração livre (modal) antes de uma análise harmônica para se obter uma compreensão das características dinâmicas do modelo.

A equação geral que é estudada nessa análise é da forma,

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \tag{7}$$

E o carregamento assim com a resposta do sistema, que são de forma harmônica ou cíclica, se dão da seguinte maneira,

$$\{F\} = \left\{F_{max}\, e^{j\varphi}\right\} e^{j\omega t} \tag{8}$$

$$\{x\} = \left\{x_{max}\, e^{j\emptyset}\right\} e^{j\omega t} \tag{9}$$

A notação complexa é uma eficiente representação da resposta de um movimento senoidal com troca de fase, a troca de fase é possível através do termo imaginário presente na equação, $j = \sqrt{-1}$. A frequência de excitação onde o carregamento ocorre é representada por ω, já as variáveis φ e Ø podem existir na solução se alguns carregamentos ocorrerem em diferentes excitações, representando a força da troca de fase e seu deslocamento, respectivamente (RAO, 2012).

2.5.1 Função de Resposta em Frequência

A função de resposta em frequência (FRF) $H(\omega)$ do sistema tem como parâmetro variável a frequência de excitação e é um importante elemento na análise de resposta permanente de sistemas dinâmicos a forças harmônicas (KURKA, 2015). Tal função pode ser descrita,

$$H(\omega) = \frac{mX}{F} = \frac{1/m}{\omega_n^2 - \omega^2 + j2\sigma\omega} \tag{10}$$

Onde X é a amplitude de resposta, ω_n a frequência natural e ω a frequência de excitação, sendo m a massa do sistema. A razão $r = \omega/\omega_n$ adimensional entre as frequências de excitação e naturais, assim como a o ângulo de fase do sistema podem ser expressos em gráficos adimensionais.

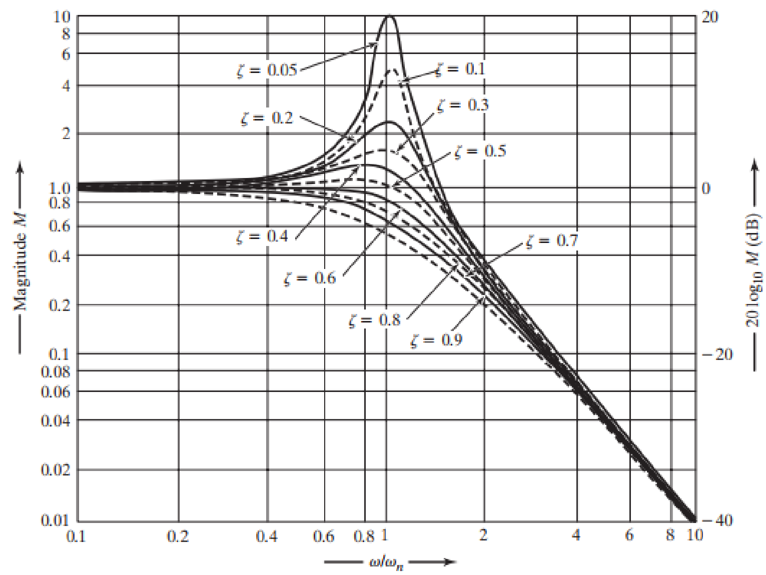


Figura 6 - Função de resposta em frequência típica da força harmônica. Fonte: RAO, 2012.

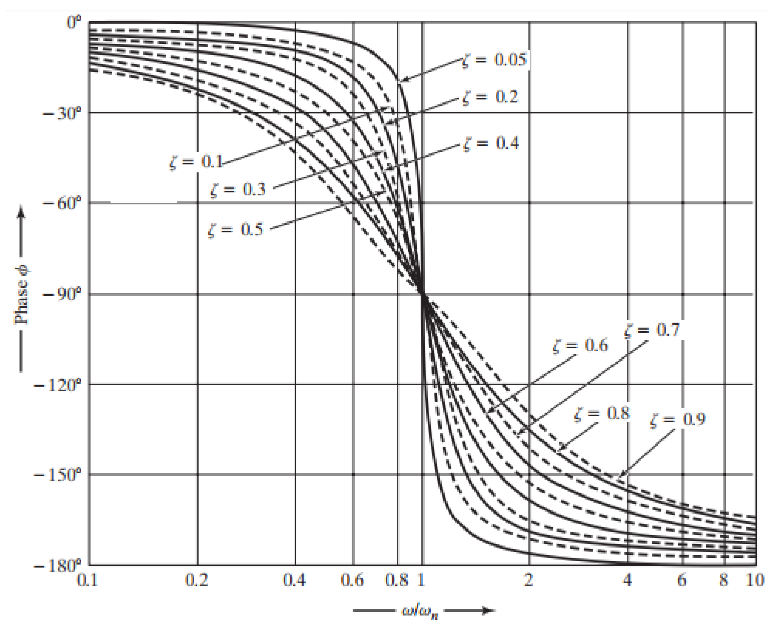


Figura 7 - Função de resposta em frequência típica da fase de resposta harmônica. Fonte: RAO, 2012.

Observa-se na Figura 6 que a amplitude da resposta atinge um valor máximo em torno da razão de frequências $r = 1$. A frequência correspondente ao valor máximo, ou de pico, é chamada de frequência de ressonância, já abordada em análise modal. Nota-se ainda que a amplitude de resposta apresenta magnitude inversa ao valor do fator de amortecimento ζ, sendo a amplitude maior quando o amortecimento é menor. Já pela Figura 7, percebe-se que o ângulo de fase da resposta é de -90° na ressonância ($r = 1$)

e aproxima-se de 0° ou -180° pouco antes e pouco depois da ressonância, respectivamente. Essas particularidades da função de resposta em frequência são de grande importância no estudo de vibrações.

Trazendo a FRF para o *shaker*, uma vez que a bobina e o elemento móvel devem ter um movimento linear, pois são suspensos por um suporte flexível (com uma rigidez muito pequena) como mostrado na Figura 1, o excitador eletromagnético possui duas frequências naturais, uma correspondente à frequência natural do suporte flexível e o outro correspondente à frequência natural do elemento móvel, essas duas frequências de ressonância são mostradas na Figura 8 indicadas respectivamente por *Natural frequency of the flexible support* e *Natural frequency of the moving element.*

A faixa de frequência de operação do excitador situa-se entre essas duas frequências de ressonância e é indicada na figura a seguir como *Operating Range* (RAO, 2012).

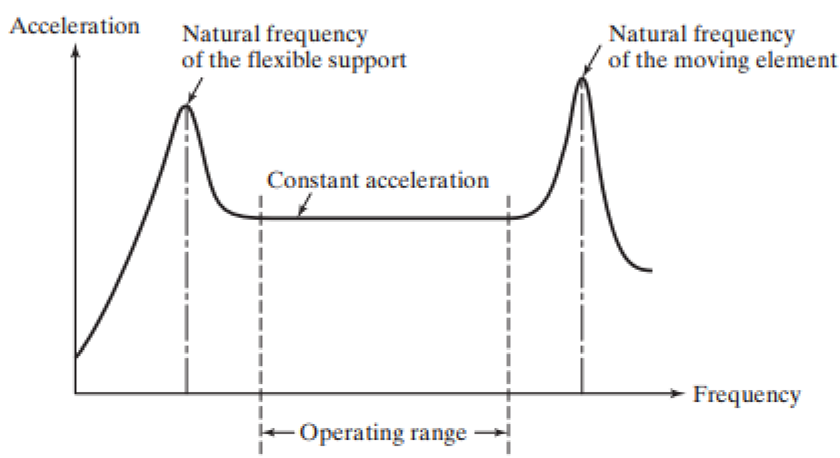


Figura 8 - Ressonância típica característica do shaker eletrodinâmico. Fonte: RAO, 2012.

Essa curva de comportamento é importante para se basear os resultados do trabalho podendo definir a faixa de operação do *shaker* modelado, ajustando-o para que atinja valores disponíveis em catálogos dos fabricantes.

3 METODOLOGIA

Este trabalho é dividido em duas fases, a primeira delas consiste em explorar e entender o funcionamento de um shaker utilizando-se de equações matemáticas em sua maioria relacionadas à área de vibrações e eletromagnetismo, complementando-se o trabalho com equações que regem circuitos elétricos simples. A segunda etapa deste trabalho será composta por simulações computacionais assim como a resolução dos problemas já equacionados, para isto é necessário que ainda na primeira etapa se defina os parâmetros que serão utilizados para o projeto.

3.1 MODELO MATEMÁTICO

3.1.1 Análise Magnética

Para este modelo magnético se esperava que o software de simulação realizasse uma análise magnetostática fornecendo assim valores para serem aplicados nas simulações modal e harmônica, infelizmente a versão estudantil utilizada do software não realizava tal tipo de análise. Foi necessário então se modelar o problema matematicamente através da utilização de equações fundamentais do princípio do eletromagnetismo, dispostas na seção 2.2.1.

Tais valores obtidos através da reorganização destas equações estão dispostos nas seções futuras, em formas de tabelas.

3.1.2 Análise Vibracional

Para o modelo matemático vibracional, se faz uso de algumas equações ou ainda equacionamentos obtidos por testes realizados com *shakers* já existentes, como na publicação de Lander e Snyder (2001), que serão citadas na sequência.

- Equação do movimento de um Sistema massa-mola não amortecido,

$$m\ddot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \tag{11}$$

onde $f(t)$ é a função da força externa (harmônica sendo senoidal para o propósito do trabalho), totalmente independente do movimento $x(t)$ na equação. Ainda na equação, K é a rigidez da mola do sistema e m a sua massa.

- Equação da frequência natural, ou harmônica,

$$\omega_n = \sqrt{k/m} \tag{12}$$

Tais equações são fundamentais para o desenvolvimento dos cálculos computacionais. É necessário que se tenha definido os valores de rigidez da mola do sistema, para que então se obtenha os resultados próximos aos valores reais que constam nos catálogos de fabricantes, ou seja, para que se alcance resultados condizentes definiremos os parâmetros iniciais. Uma equação que será bem trabalhada é a função de excitação harmônica (4) que oscila de forma senoidal, ela será a responsável por excitar o sistema.

3.1.3 Equações Elétricas

Sabe-se que analogamente às equações mecânicas, tem-se as equações que regem o sistema elétrico equivalente à mecânica do excitador. Logo, assim como a equação do movimento (11) é a representação do movimento do sistema em função de um parâmetro de entrada $f(t)$, pode-se escrever,

$$V(t) = \mathrm{L}\ddot{q} + R\dot{q} + \frac{1}{C}q \tag{13}$$

como sendo a equação que relaciona a variável de entrada $V(t)$ com a equação do sistema elétrico.

Sabendo-se que a força que age na bobina é proporcional ao fluxo da corrente, de acordo com a lei de Ampere (BARROS, 2010), tem-se então que sua magnitude é definida por

$$F = Blni = K_f i \tag{14}$$

com $B[T]$ sendo a força do campo magnético, l $[m]$ sendo o comprimento da bobina, n sendo o número de espiras da bobina e i $[A]$ a corrente que percorre a bobina. Se a amplitude do movimento for muito pequena comparada ao movimento do *shaker*, então (14) representa uma relação de expressão linear onde K_f é a força da corrente proporcionalmente constante, assumindo a tensão de alimentação em regime permanente.

Basicamente, estas equações provenientes do campo de estudos do magnetismo, vibrações e elétrica regem o modelamento matemático a ser aplicado num método de solução computacional para análise do excitador.

3.2 DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS

Os parâmetros envolvidos no funcionamento do excitador que têm fundamental importância para o sucesso deste trabalho, são basicamente:

- Frequência de indução, ω (Hz), que para fins de diversidade nos valores de entrada do sistema, será variada dentro de uma faixa estabelecida baseada dos catálogos de operação (10-10000 Hz);
- Corrente Elétrica, i (A), que também será outra variável com valores variados para análise dos valores de entrada e suas respostas, com valores entre as faixas de operação constadas nos catálogos de fabricantes (2-20 A);
- Comprimento das bobinas, L (m);
- Número de espiras por bobina, n (-);
- Permeabilidade magnética do meio, μ (T.m/A), vácuo;
- Campo magnético dos imãs (permanente e bobina), B (T);

O intuito deste primeiro passo do modelamento é selecionar e definir valores para os parâmetros de entrada necessários para que se realize a simulação computacional.

Calcula-se a intensidade do campo magnético gerado pelo imã permanente central organizando a equação (1) e utilizando como meio de propagação o ar. Temos então que a força magnética do imã permanente é inversamente proporcional à distância do corpo em análise, ou seja, quanto mais distante se encontra o objeto em análise do magneto permanente, menor será a influência ou força magnética provocada pelo corpo magnetizado. A intensidade magnética exercida pelo imã é então calculada assim como o campo magnético gerado pelas bobinas (se utilizando da equação (14)). Em suma, os campos magnéticos do magneto permanente e o gerado pelas bobinas são combinados segundo a regra da mão esquerda proposta por Fleming (BARROS, 2010), e ora se subtraem, ora se somam (em magnitude e sentido), gerando então a força resultante que irá reger a função harmônica.

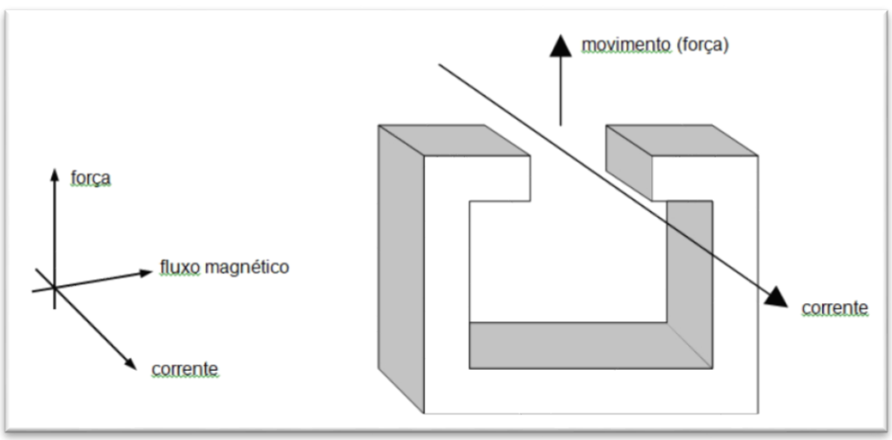


Figura 9 - Representação da regra da mão esquerda (Força de Lorentz). Fonte: Barros, 2010.

A força magnética das bobinas calculada através da expressão (14), é multiplicada pelo número de bobinas presentes na armadura, que para este trabalho foi definido como 08 (oito) baseando-se nos catálogos de fabricantes.

Estes valores devem ser otimizados para um objetivo concreto, neste caso, o objetivo será o de proporcionar uma excitação em objetos de teste, com um valor da amplitude relativamente baixo (até 13 kHz), logo busca-se valores de entrada que satisfaçam tal expectativa. Para este trabalho, se toma como base informações de *shaker*s de pequeno porte que operam com magnetos permanentes (valores para *low force range shakers*) (BRUEL & KJAER). Se estipulará faixas de trabalho para cada parâmetro que sejam semelhantes à faixas convencionais.

Os parâmetros definidos, são então aplicados num modelamento matemático para em seguida serem testados em software para a realização das soluções, análises e simulações computacionais. Obtendo-se resultados que possam, por exemplo, ser utilizados na construção de gráficos que descrevam o comportamento de resposta dos valores de entrada do sistema.

3.2.1 Materiais

Para se iniciar a simulação computacional é necessário se definir os materiais para que sejam selecionados na utilização do *software*, tomando como referência os catálogos das fabricantes *Bruel & Kjaer* e LDS, os materiais a serem simulados são:

- Para a membrana ou mesa flexível, se utiliza o polietileno de baixa densidade por ser um dos polímeros mais simples no quesito fabricação e por apresentar maior proporção força x deformação, para que se avalie bem os resultados.
- A estrutura responsável pelo suporte do sistema é de aço estrutural (embora os fabricantes se utilizem de uma pintura resinada pare reduzir a interferência magnética do sistema na estrutura, na simulação a estrutura não sofre interferência alguma e apenas então se aplicou o material citado).
- O Neodímio é o imã permanente escolhido para tal aplicação por ser adequado para espaços pequenos (miniaturização) como televisões, alto falantes, microfones, guitarras elétricas, etc; possuindo grande aplicabilidade no mercado. A densidade magnética máxima desse material, geralmente para magnetos pequenos, é de 0,5 T, logo o valor fixo utilizado para a simulação será um valor pouco maior que a metade da máxima indução, por convenção como se realizam estudos de motores elétricos (TRANSTECNO, 2015).

- Dos materiais ferromagnéticos escolheu-se utilizar o ferro puro, com permeabilidade magnética μ = 8.000 T.m/A (ANDRADE, 2010), para constituir os centros das bobinas envoltos em fios de cobre.

Os valores da Tabela 1 a seguir são os valores obtidos e estipulados da seção 3.2 com os materiais desta seção 3.2.1. Sendo N o número de bobinas, n o número de espiras por bobina, L o comprimento de cada bobina, μ_{ferro} a permeabilidade magnética do ferro do centro das bobinas, B o campo magnético do imã permanente, A a área do imã permanente, Φ o fluxo magnético da imã e H sua intensidade magnética.

Tabela 1 - Parâmetros calculados

N	8	-
n	15	-
L	0.03	m
μ_{ferro}	8000	H/m
B	0.35	T
A	4.91E-04	m²
Φ	1.72E-04	T.m
H	1.33E+04	A/m

Os valores da Tabela 2 são os parâmetros escolhidos, dentro da faixa de operação de *shakers* de baixa força, entre 8 e 400 N, conforme catálogos da LDS e *Bruel & Kjaer*. Para atingir tais valores e ainda se ter uma margem para comparação, se escolheu duas correntes distintas (i_1 e i_2) assim como três frequências excitatórias (ω_1, ω_2 e ω_3).

Tabela 2 - Parâmetros selecionados com base em catálogos de operação

i_1	5	A
i_2	11	A
ω_1	2000	Hz
ω_2	5000	Hz
ω_3	8000	Hz

3.2.2 Força Excitatória

A força excitatória de forma harmônica pode ser obtida concatenando as equações (14) e (1), que definem a amplitude F da força harmônica. As equações são somadas para que se obtenha o magnitude máxima da força resultante do imã permanente e a gerada pelas bobinas, resultando assim na amplitude de excitação da força harmônica da equação (4), os valores máximos calculados nesta equação estão na Tabela 3.

Tabela 3 - Valores da amplitude máxima da força harmônica em cada corrente elétrica

$F_{máx}$	i_1	i_2
$\omega_1, \omega_2, \omega_3$	30,23 N	37,79 N

Como pode se observar na equação (4) $f(t) = F\ sen(\omega t)$, a amplitude da força harmônica é dependente apenas de F, que por sua vez depende diretamente da corrente elétrica que alimenta o sistema (como pode-se confirmar pela equação 14, já que das variáveis da equação, B e n são valores constantes), logo, a certa corrente i_n , a amplitude de resposta é a mesma independente da frequência de excitação ω_i.

A equação (4) é então variada ao longo do tempo para se observar seu comportamento, com os valores sendo analisados em um intervalo de 0 a 1 segundo para t em frações de 0,01 seg. (cem intervalos), obtém-se então as seguintes curvas de resposta da função harmônica que excita o sistema para cada uma das frequências ω_i de excitação e correntes i_n ,dispostas na Tabela 2. Tais curvas de respostas estão nas figuras a seguir.

A Figura 10 é a resposta da força harmônica das três frequências de excitação ω_i quando alimentadas por i_1. Nota-se que embora apresentem mesma amplitude, as frequências ω_1 f(x), ω_2 g(x) e ω_3 h(x) apresentam períodos diferentes, resultando em velocidades de respostas diferenciadas durante o período de 1 segundo. Válido relembrar que os valores de ω_i devem ser expressos em radianos por segundo (Rad/s) para que se faça uso da equação (4).

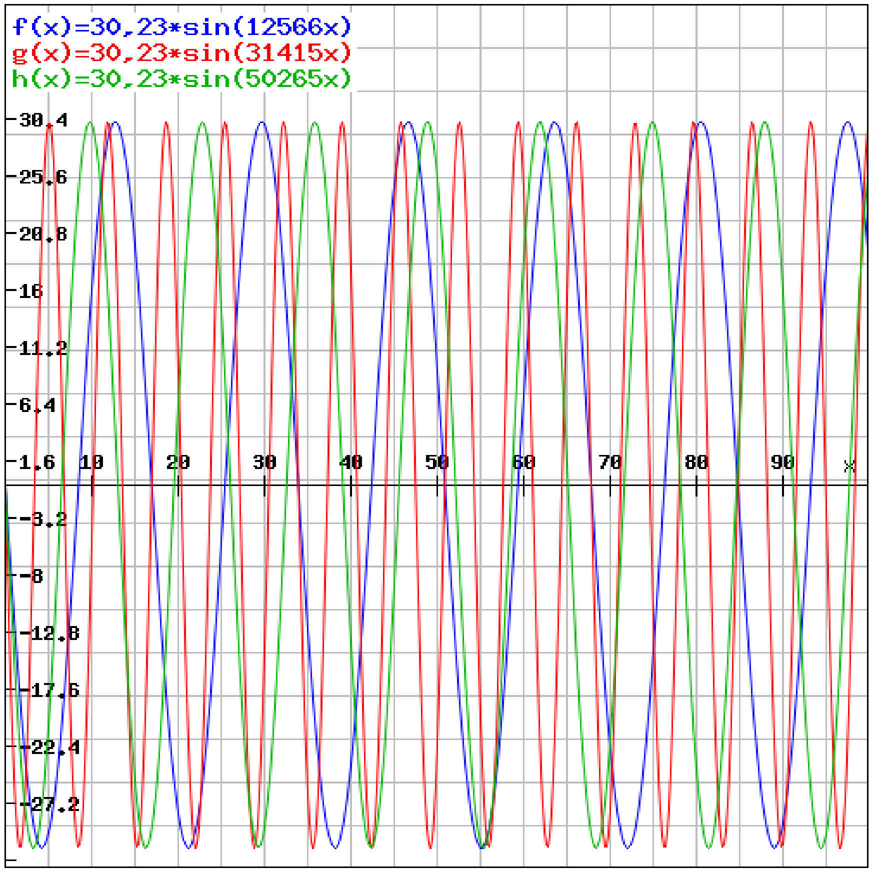


Figura 10 - Gráfico da resposta da força harmônica quando submetidas a uma corrente de 5 A.

Tanto na Figura 10 quanto na Figura 11 a amplitude (eixo vertical) é expressa em Newtons (N), já o intervalo de tempo é expresso em centésimos de segundo.

Na Figura 11 demonstra-se a resposta da força harmônica das três frequências de excitação ω_i quando alimentadas por i_2. Nota-se a mesma resposta da Figura 10, porém com magnitudes pouco maiores, devido ao aumento da corrente de alimentação e assim o aumento da amplitude de excitação.

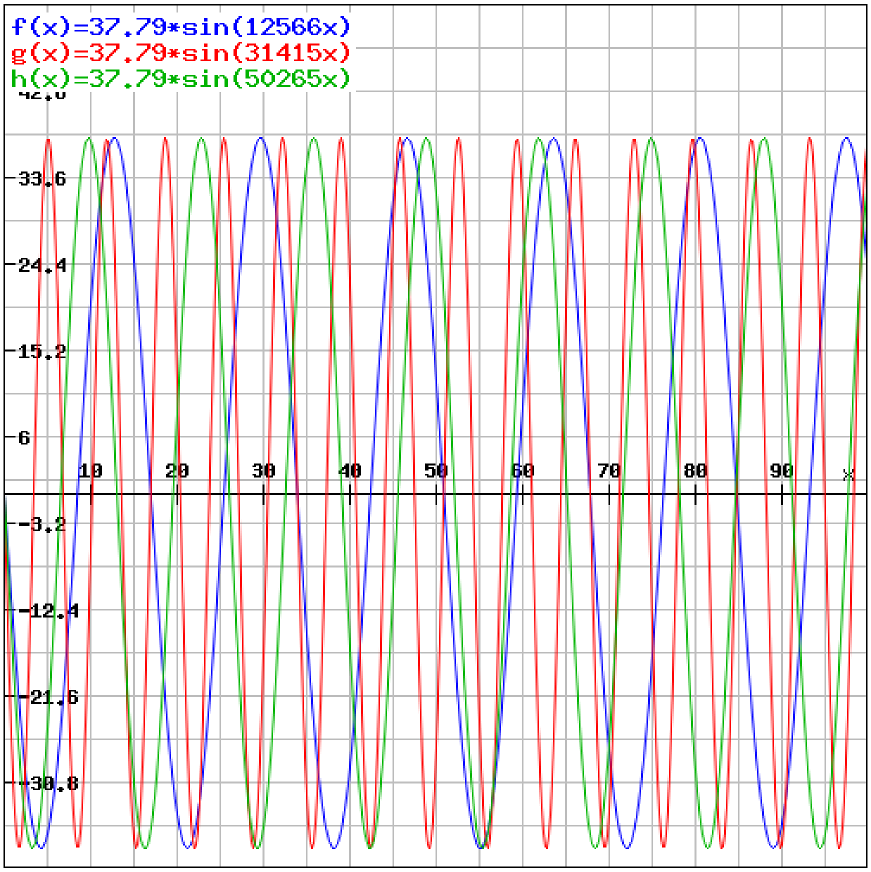


Figura 11 - Gráfico da resposta da força harmônica quando submetida a uma corrente de 11 A.

Obtidos e definidos então os valores para os parâmetros de entrada, fez-se a transposição dos dados para o software de simulação.

3.3 CAD - SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

O modelo matemático supracitado é de fundamental importância para o bom desenvolvimento desse trabalho, todavia, a investigação dos parâmetros só se concretiza com a simulação computacional, que proporciona de uma forma bem aproximada condições de cenários reais. Para esta seção do projeto se fez uso de dois softwares, para a tarefa de projetar e desenhar a estrutura do *shaker* se utilizou o SOLIDWORKS®2016 e para realizar as simulações computacionais se fez uso do ANSYS®18.2_Academic. Os modelos trabalhados são dispostos nas figuras a seguir.

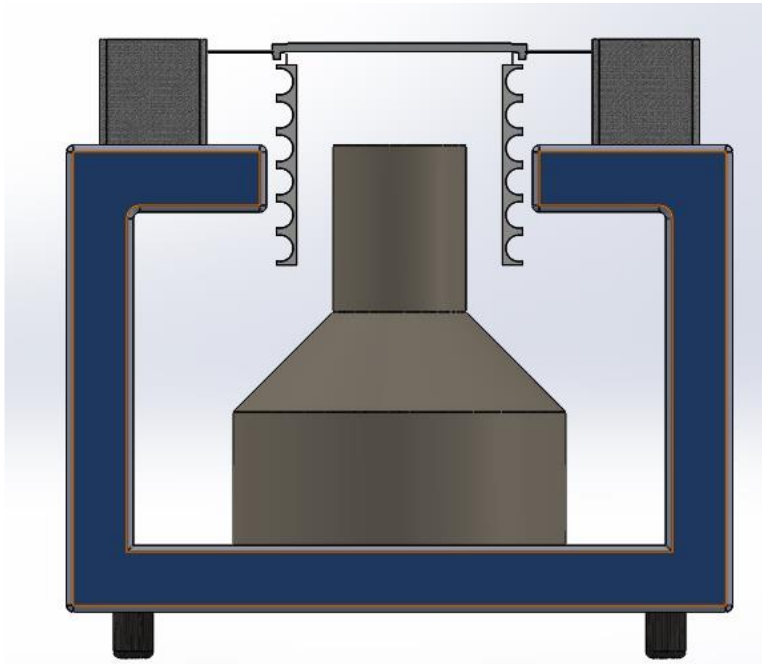


Figura 12 - 1° modelo da estrutura do shaker para simulação.

O primeiro modelo desenhado para o projeto é apresentado na Figura 12, foi projetado e dimensionado para se assimilar com modelos já existentes de *shaker* eletrodinâmicos, como o modelo esquemático mostrado neste trabalho na Figura 1. Uma rápida comparação nos permite perceber a fidelidade do desenho com o esquema real.

Por restrições computacionais na simulação devido a limitação da versão estudantil do software ANSYS®18.2, como a restrição quanto ao número máximo de superfícies ou número máximo de nós para a criação da malha no modelo, o protótipo teve que ser simplificado.

Este segundo modelo, apresentado na Figura 13, é a simplificação do *shaker* e sua estrutura para que o software de simulação fosse capaz de solucionar o problema proposto, no entanto, o projeto utilizado ainda não satisfazia por completo as restrições do programa computacional, logo, um terceiro protótipo foi criado.

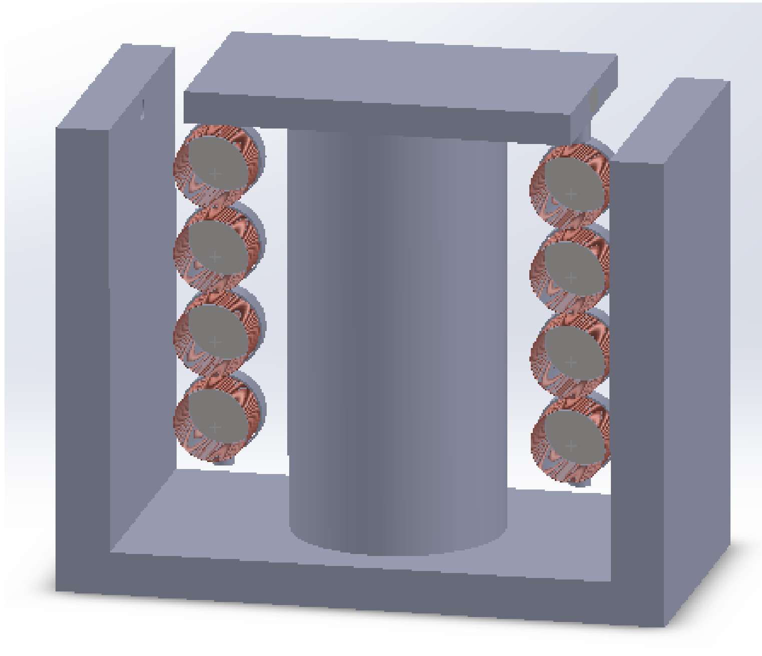


Figura 13 - 2° modelo da estrutura do shaker para simulação.

Reduziu-se ligeiramente as dimensões do modelo, assim como o número de bobinas presentes na armadura, para que se tivesse êxito na solução computacional e se obtivesse pelo menos resultados que pudessem ser utilizados como base num possível protótipo maior.

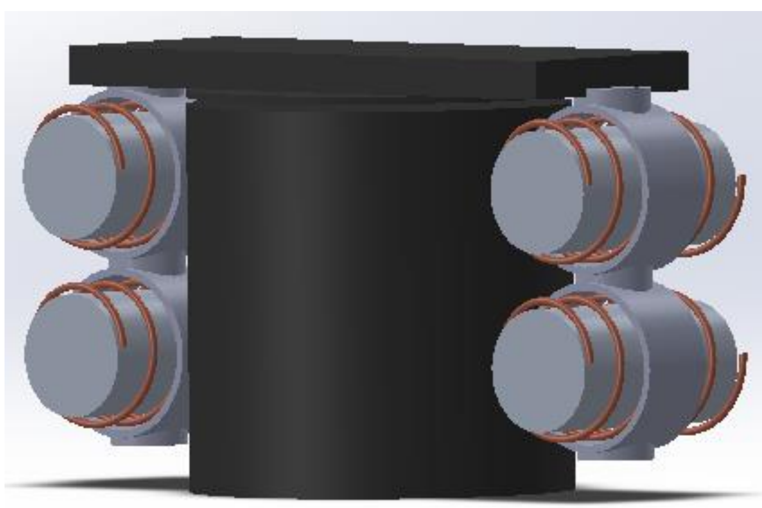


Figura 14 - 3° modelo da estrutura do shaker para simulação.

Na Figura 14 pode-se observar um modelamento bem mais simples do que o inicialmente proposto na Figura 12, entretanto, mais uma vez foi necessário uma simplificação no projeto para que se obtivesse resultados mais coerentes e próximos às expectativas citadas no início deste trabalho. Um modelo sem bobinas foi então desenhado, visto que a análise magnetostática falhou e não havia necessidade de bobinas no protótipo computacional desde que bem determinadas as condições de contorno.

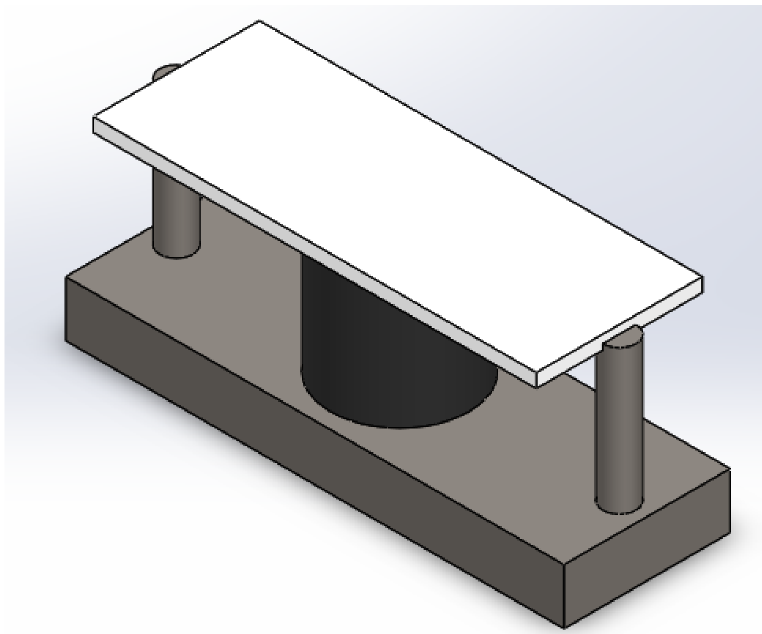


Figura 15 - 4° modelo da estrutura do shaker para simulação.

Ainda com a criação do 4° modelo do shaker, da Figura 15, os resultados na simulação não condiziam com o desejado, apresentando deformações em lugares indesejados como o suporte da mesa flexível.

Fez-se então o último modelamento de maneira mais simplificada, e este modelo apresentado na Figura 16 é o modelo que se utilizou para se realizar as simulações computacionais, suas dimensões são mostradas na Figura 17.

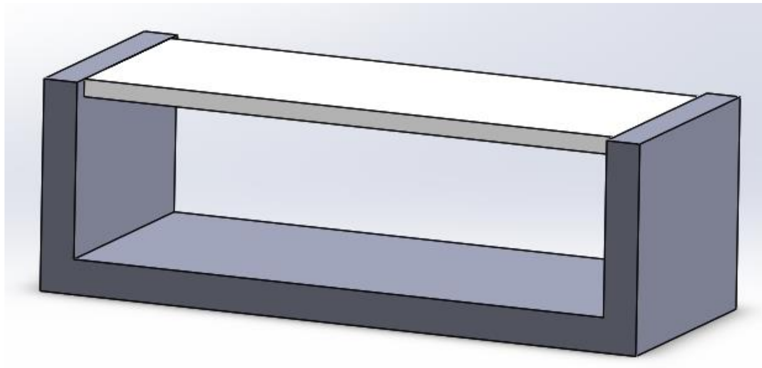


Figura 16 - Modelo final da estrutura do shaker para simulação.

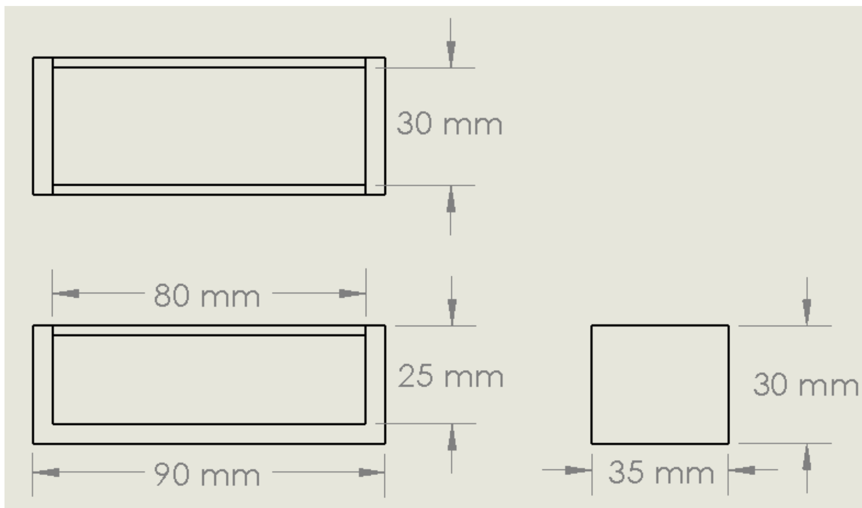


Figura 17 - Dimensões do modelo final utilizado para a simulação.

A limitação do software de simulação acarretou na simplificação do modelo utilizado para as análises harmônicas e modais. A análise magnetostática não funcionou conforme o esperado, logo, a solução encontrada foi aproveitar o modelo matemático descrito neste trabalho na seção 3.1 e aplicar os valores obtidos como valores para os parâmetros de entrada na simulação, substituindo assim as bobinas do modelo em CAD (que eram as responsáveis pela maior complexidade no processo de criação de malha e resolução, do software, para o problema proposto).

O modelo CAD foi exportado para o ANSYS®18.2_Academic para se dar início às simulações requeridas, como testes modal e harmônico. A malha criada pelo software para a resolução do problema por elementos finitos, consta na Figura 18 a seguir.

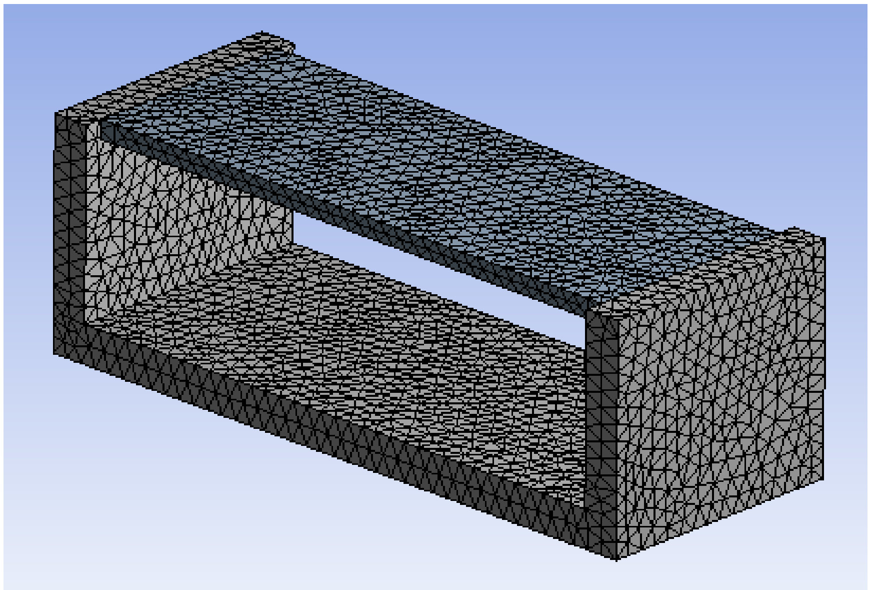


Figura 18 - Malha criada no modelo final do shaker para a simulação.

Como podemos notar na Figura 18 a malha ficou bem refinada, com tamanhos máximo de elemento de 2,25 mm. Mesmo com uma malha refinada o limite quanto ao número de nós na malha, que para a versão estudantil do software é de 32.000, não foi excedido no modelo final, que apresenta apenas 14.916 elementos gerando 27.569 nós na malha. A ordem dos elementos foi criada com a opção ‘controlada pelo programa’, que cria os elementos de forma automática de formato piramidal e resolve o sistema por pelo método da superposição.

3.3.1 Parâmetros de Entrada

Para a obtenção dos resultados realizou-se dois tipos de análise:

- Modal, para se obter a o modo da resposta dinâmica natural da estrutura quando submetida a vários espectros de frequência.
- Harmônica, para se obter a resposta da estrutura quando excitada por uma força induzida que varia senoidalmente.

Para a análise modal, apenas se aplicou condições de contorno, como por exemplo fixando as faces do modelo que não se deslocam durante o estudo. As duas faces laterais e a face inferior do suporte do modelo foram as faces fixadas. Para esta análise ainda é necessário se escolher a quantidade de modos de vibração que se deseja analisar, para este trabalho se definiu como 5, a fim de se analisar apenas os primeiros 5 modos de vibração da estrutura.

Para a análise harmônica, definiu-se uma faixa de análise entre 100 – 10000 Hz (faixa normalmente utilizada para os *shakers* de baixa força) com precisão de 100 intervalos. Se utilizou dos resultados dispostos na Tabela 3, como valores de entrada para a força excitatória. Variou-se os parâmetros de entrada da seguinte maneira, fixando-se o valor da frequência indutora ω_i e variando a corrente i, e o espaçamento de frequência dos cem intervalos do tipo de solução (linear ou logarítmica), gerando assim seis cenários de comparação para cada tipo de solução.

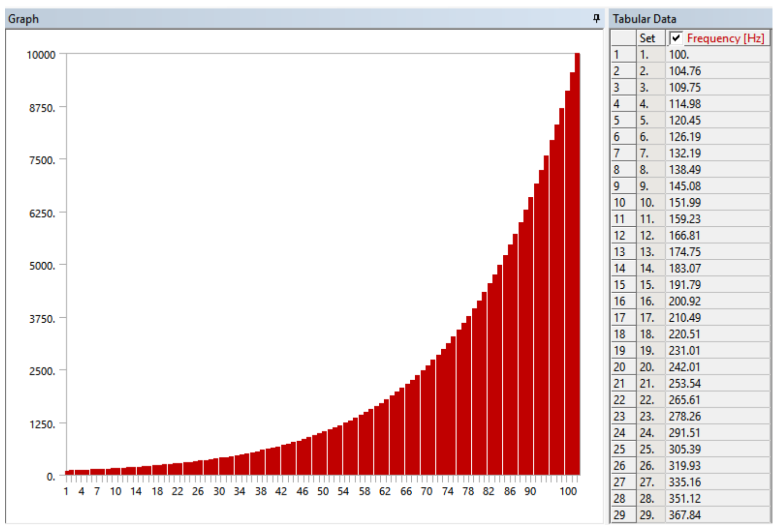


Figura 19 - Modelo do incremento da solução logarítmica.

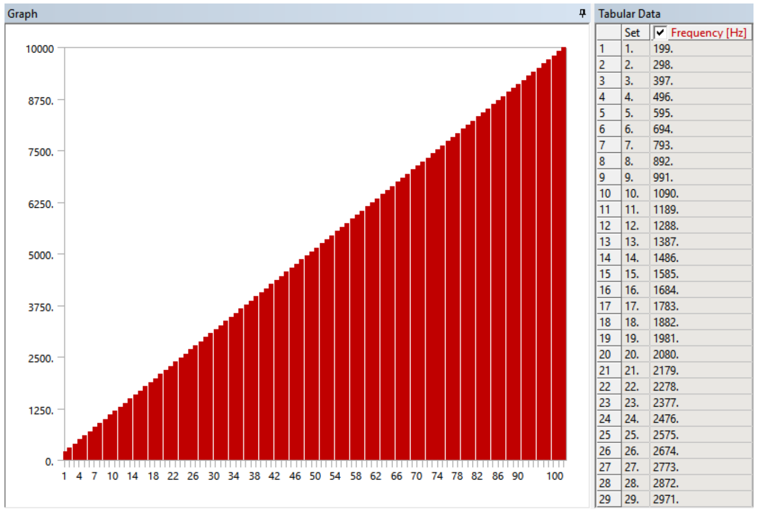


Figura 20 - Modelo do incremento da solução linear.

As Figuras 19 e 20 demonstram a diferença entre os tipos de solução logarítmica e linear respectivamente, variando de 0 a 10000 Hertz no eixo vertical, a solução logarítmica tem incrementos pequenos no início da análise e incrementos mais grosseiros próximo ao limite final, enquanto a solução linear apresenta incrementos igualmente espaçados durante toda a análise.

Espera-se que estas combinações de variação de parâmetros sejam suficiente para se gerar uma análise comparativa quanto à tendência da resposta do sistema quando induzida por determinada corrente. Assim como unir dados a fim de se tabular a relação corrente x amplitude de descolamento e corrente x tensão.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos após as simulações são exibidos nesta seção e brevemente discutidos.

4.1 ANÁLISE MODAL

A análise modal computacional foi realizada para se conhecer os 5 primeiros modos de vibração natural da mesa flexível e para a estrutura toda. O que se obteve para a mesa flexível é demonstrado na Figura 21.

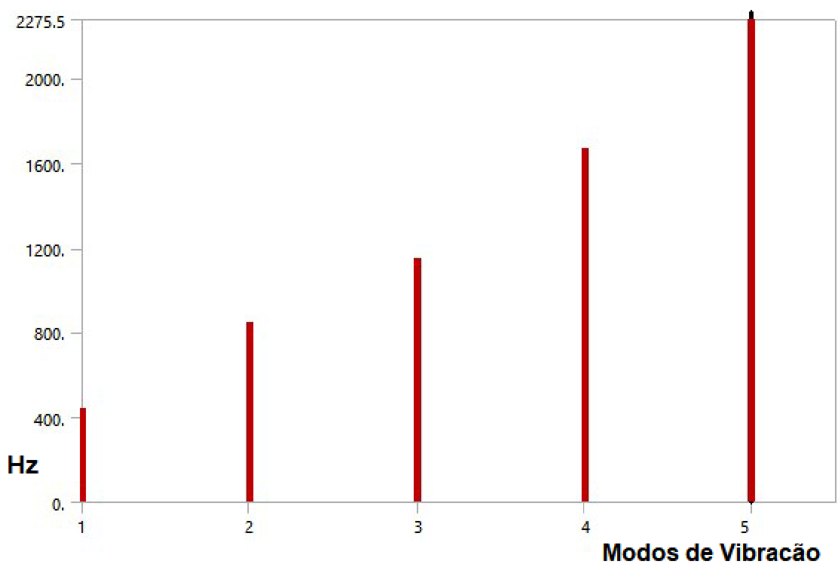


Figura 21 - Resposta da análise modal para a mesa flexível.

As frequências naturais da mesa flexível, dispostas em forma de gráfico na Figura 21 são quantizadas na Tabela 4, esses valores requerem atenção pois podem representar picos de amplitude na solução harmônica.

Tabela 4 - Valores das frequências naturais da mesa flexível por análise modal

Modo	Frequência (Hz)
1	442,48
2	845,45
3	1154,3
4	1665,8
5	2275,5

Já quando se realiza o teste modal para a estrutura toda acoplada, os valores de ressonância são mais altos, estes valores também pode apresentar influência no comportamento da mesa em análise. A Figura 22 retrata a análise modal da estrutura do *shaker* e a Tabela 5 traz seus respectivos valores relacionando amplitude com o modo de vibrar da estrutura.

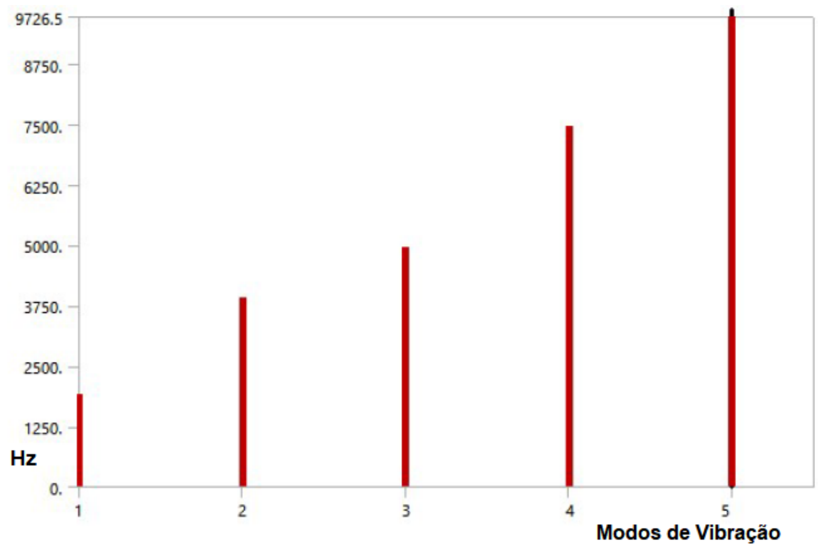


Figura 22 - Resposta da análise modal para a estrutura do shaker.

As Figuras 21 e 22 demonstram a proporcionalidade dos resultados na análise modal, que se difere apenas pela magnitude dos valores de ressonância, que são por sua vez as frequências naturais da mesa e da estrutura quando não submetidas a carga alguma.

Tabela 5 - Valores das frequências naturais da estrutura por análise modal

Modo	Frequência (Hz)
1	1895,1
2	3901,3
3	4959,8
4	7471,1
5	9726,5

Os valores apresentados nas Tabelas 4 e 5, essenciais para comparação quanto a deformação sofrida pela mesa flexível quando vibrando em sua frequência natural e quando vibrando em frequência induzida por força externa.

A Figura 23 retrata os modos de vibração da mesa flexível em forma de deformação, essa análise nos permite observar o real modo de vibração da estrutura. Nota-se um comportamento senoidal da mesa, apresentando caráter ondulatório nos modos de vibrar 1, 3 e 5 e um caráter de torção nos modos 2 e 4.

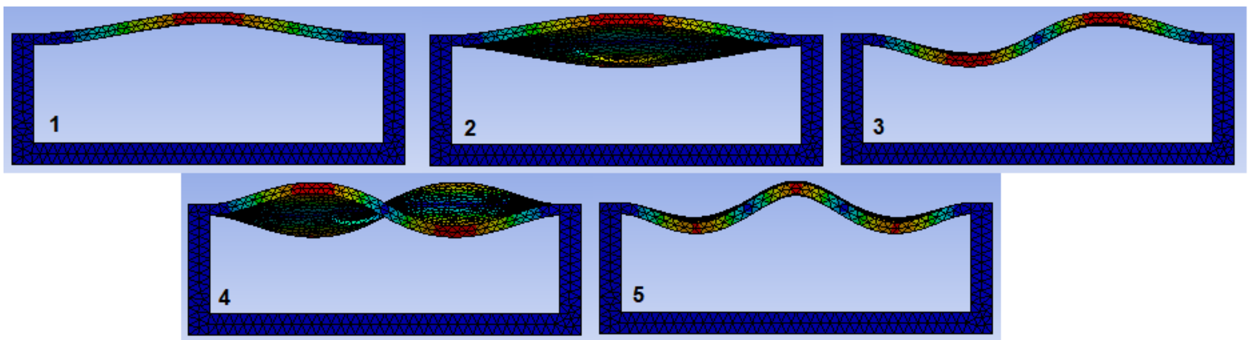


Figura 23 - Modos de vibração da mesa flexível.

Como a análise modal se trata da resposta natural vibratória do sistema, os valores se mantém idênticos independente dos parâmetros de entrada (ω_i e i) utilizados.

Além disso, os resultados da análise modal podem ser usados em uma simulação dinâmica empregando métodos de superposição de modo, como uma análise de resposta harmônica, uma análise de vibração aleatória ou uma análise de espectro. As frequências naturais e as formas de modo são parâmetros importantes no projeto de uma estrutura para condições de carregamento dinâmico.

4.2 ANÁLISE HARMÔNICA

Para a análise senoidal, é aplicada uma força harmônica na superfície inferior da mesa flexível agindo como se fosse a força magnética, já calculada na seção 3.2, resultante do sistema.

Após a etapa de simulações percebeu-se uma repetibilidade do comportamento de resposta do modelo computacional para qualquer frequência de excitação aplicada, diferidas apenas pelos valores de pico apresentado. Os resultados serão dispostos em forma de tabelas após a apresentação dos gráficos de amplitude do comportamento de cada parâmetro avaliado.

Para a análise harmônica avaliou-se os parâmetros, deslocamento linear (d) em mm, velocidade (v) em mm/s, aceleração (a) em mm/s^2 e tensão (σ) em Mpa das respostas.

4.2.1 Frequência de Excitação ω_1

Para a frequência de excitação ω_1, 2000 Hz, quando alimentada pela corrente i_1, de 5 A, os resultados são:

- Para o deslocamento linear, d

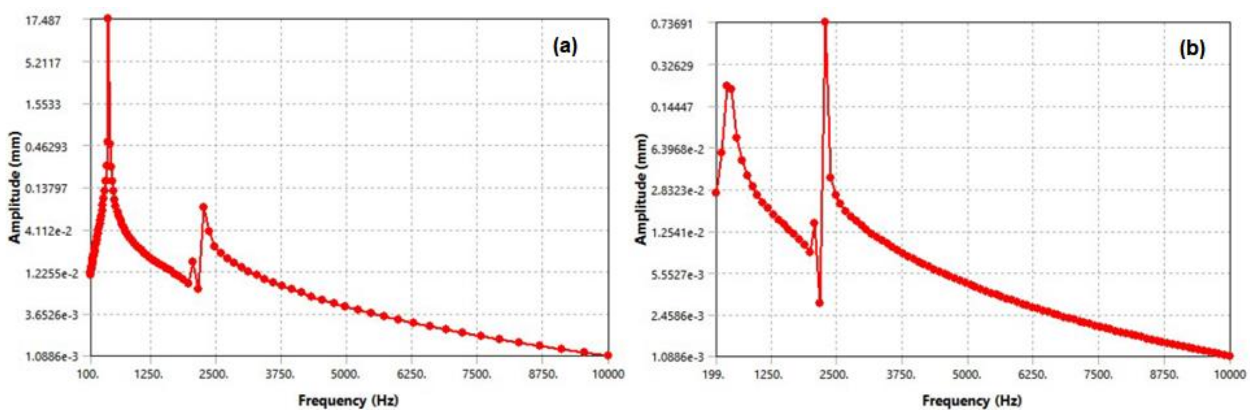


Figura 24 - Amplitude do deslocamento da mesa na frequência ω_1 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A Figura 24 retrata a amplitude da resposta do sistema quanto ao deslocamento vertical da mesa flexível para os parâmetros ω_1 e i_1, pelos resultados tanto para a solução logarítmica quanto para a linear nota-se que há dois picos de amplitude, próximo a primeira e a quinta frequência natural da mesa flexível, 442 e 2275 Hz respectivamente. Na solução logarítmica o pico máximo se dá na primeira frequência de ressonância enquanto na solução linear o pico máximo de deslocamento se dá na última frequência natural. Apresentando uma deformação cada vez menor ao longo da análise, ou seja, para frequências mais altas.

- Para a velocidade v

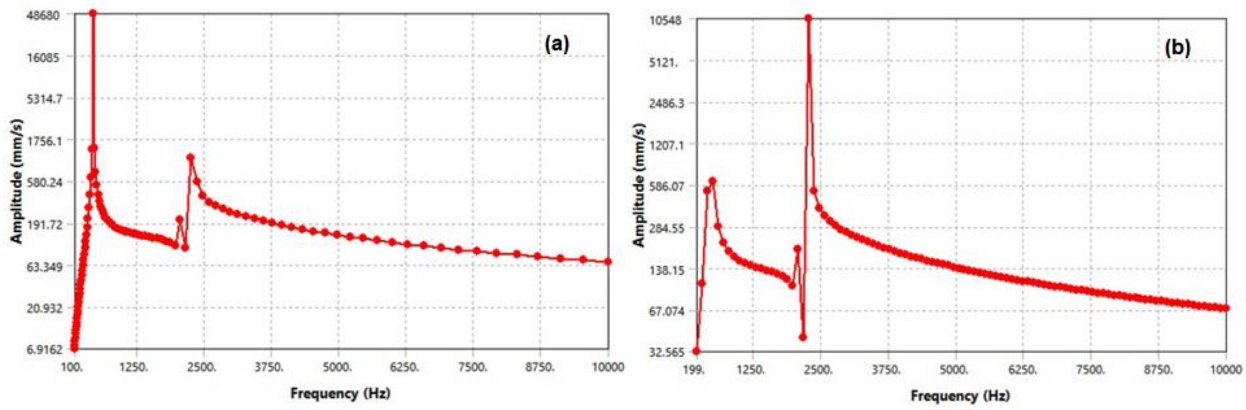


Figura 25 - Amplitude da velocidade da mesa na frequência ω_1 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A velocidade, apresentada na Figura 25, mostra um comportamento quase linear após superar a frequência natural do quinto modo de vibrar da mesa, próximo aos 2300 Hz, tanto para a solução logarítmica quanto para a linear. Mais uma vez a amplitude máxima na solução logarítmica se dá no primeiro modo de vibração enquanto que para a solução linear, apenas no quinto modo de vibrar.

- Para a aceleração, a

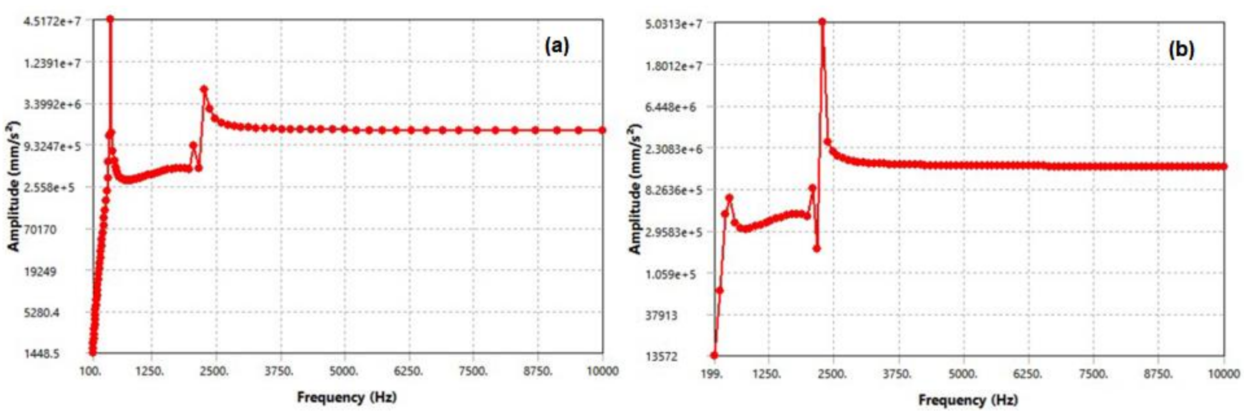


Figura 26 - Amplitude da aceleração da mesa na frequência ω_1 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A aceleração expressa na Figura 26 tem caráter constante após ultrapassar a última frequência natural analisada, por volta de 2300 Hz. Os gráficos da aceleração e da velocidade são praticamente iguais em comportamento, por serem parâmetros diretamente dependentes um do outro. A aceleração ainda apresenta uma característica de resposta muito similar ao esperado, como mostrado na Figura 8 do trabalho de RAO, 2012; uma faixa de operação entre os picos de ressonância. Se baseando nisso, pode-se dizer que o *shaker* aqui modelado, nestas condições, apresenta uma faixa de operação entre 440 Hz e 2200 Hz.

- Para a tensão, σ

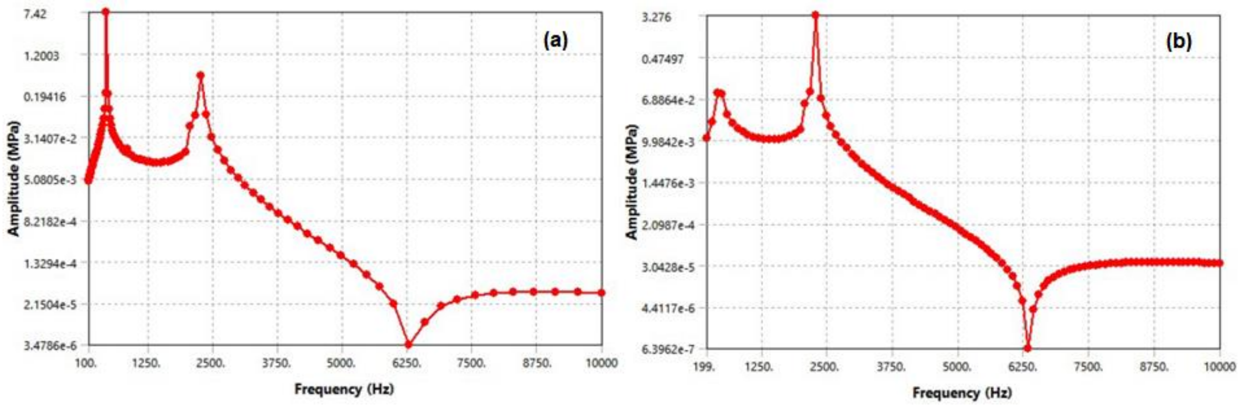


Figura 27 - Amplitude da tensão na mesa na frequência ω_1 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

Na Figura 27 analisa-se a amplitude da resposta do sistema quanto a tensão (em MPa) sofrida pela mesa flexível. Mais uma vez nota-se a similaridade entre os dois métodos de solução, com picos de valores na primeira e última frequência natural da estrutura.

É válido citar que os gráficos dispostos da Figura 24 até a Figura 27, são frutos dos testes realizados com ω_1 e i_1. Os valores que aparecem nas escalas são pertinentes a este único caso, porém se observa um comportamento de resposta idêntico quando submete-se ω_1 a uma outra corrente i_2, apresentando picos de valores nas mesmas frequências, porém é claro com magnitudes diferentes. Estas magnitudes máximas observadas são colocadas nas Tabela 6 e 7 a seguir; a fim de comparação, no apêndice deste trabalho se encontra um relatório que é gerado pelo ANSYS após cada análise, este relatório se refere aos dados de e ω_1 e i_2, para serem conferidos com as tabelas a seguir.

Tabela 6 - Valores máximos obtidos na simulação de ω_1, solução logarítmica

ω_1 (log)	d (mm)	v (mm/s)	a (mm/s²)	σ (MPa)
i_1	17,47	48.680	4,51e07	7,52
i_2	21,86	60.878	5,64e07	9,27

Tabela 7 - Valores máximos obtidos na simulação de ω_1, solução linear

ω_1 (linear)	d (mm)	v (mm/s)	a (mm/s²)	σ (MPa)
i_1	0,74	10.548	5.03e07	3,27
i_2	0,92	13.185	6,28e07	4,09

4.2.2 Frequência de Excitação ω_2

Para a frequência de excitação ω_2, 5000 Hz, quando alimentada pela corrente i_1, de 5 A, os resultados são:

- Para o deslocamento linear, d

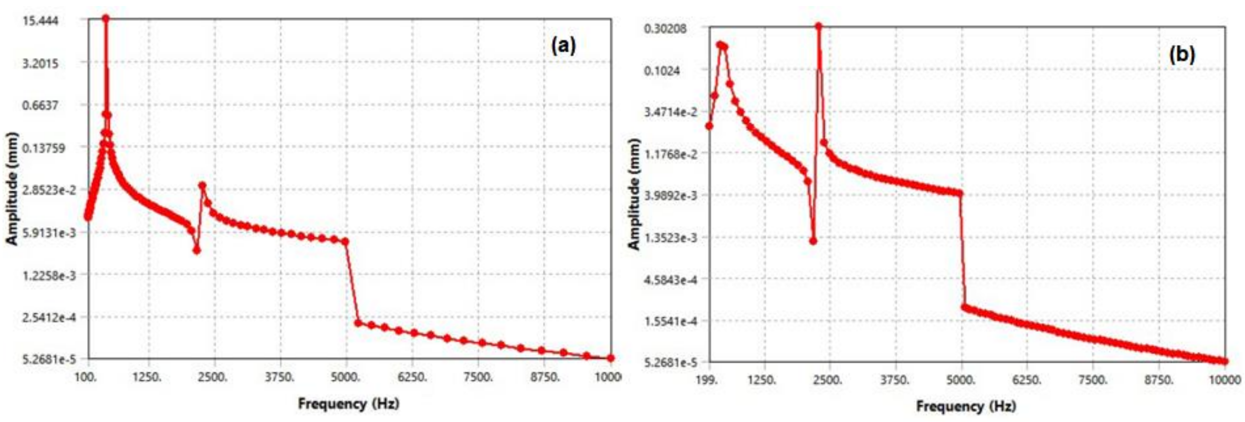


Figura 28 - Amplitude do deslocamento da mesa na frequência ω_2 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A Figura 28 retrata a amplitude da resposta do sistema quanto ao deslocamento vertical da mesa flexível para os parâmetros ω_2 e i_1, pelos resultados tanto para a solução logarítmica quanto para a linear nota-se que há dois picos de amplitude, próximo a primeira e a quinta frequência natural da mesa flexível, 442 e 2275 Hz respectivamente. Na solução logarítmica o pico máximo se dá na primeira frequência de ressonância enquanto na solução linear o pico máximo de deslocamento se dá na última frequência natural. Após a última frequência natural, o deslocamento se mantem praticamente igual, apresentando uma deformação linear de caráter constante até atingir a frequência de excitação ω_2, 5000 Hz, e então cai drasticamente, atingindo seus valores mínimos.

- Para a velocidade v

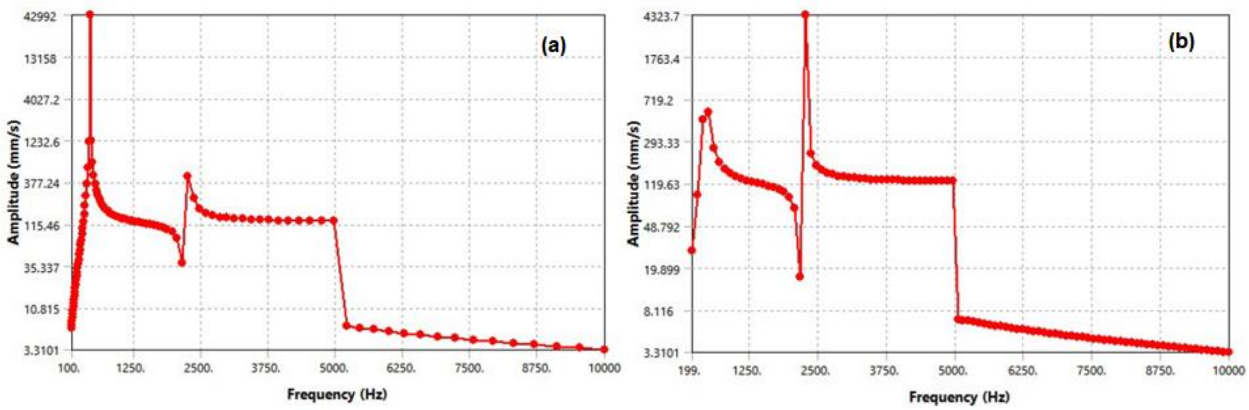


Figura 29 - Amplitude da velocidade da mesa na frequência ω_2 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A velocidade, apresentada na Figura 29, mostra um comportamento quase repetitivo após superar a frequência natural do quinto modo de vibrar da mesa, próximo aos 2300 Hz até atingir a frequência de excitação (5000 Hz), tanto para a solução logarítmica quanto para a linear. Mais uma vez a amplitude máxima na solução logarítmica se dá no primeiro modo de vibração enquanto que para a solução linear, apenas no quinto modo de vibrar. Ao atingir a frequência de excitação o sistema se sincroniza, apresentando nenhuma ou pouca magnitude em todos os parâmetros avaliados.

- Para a aceleração, a

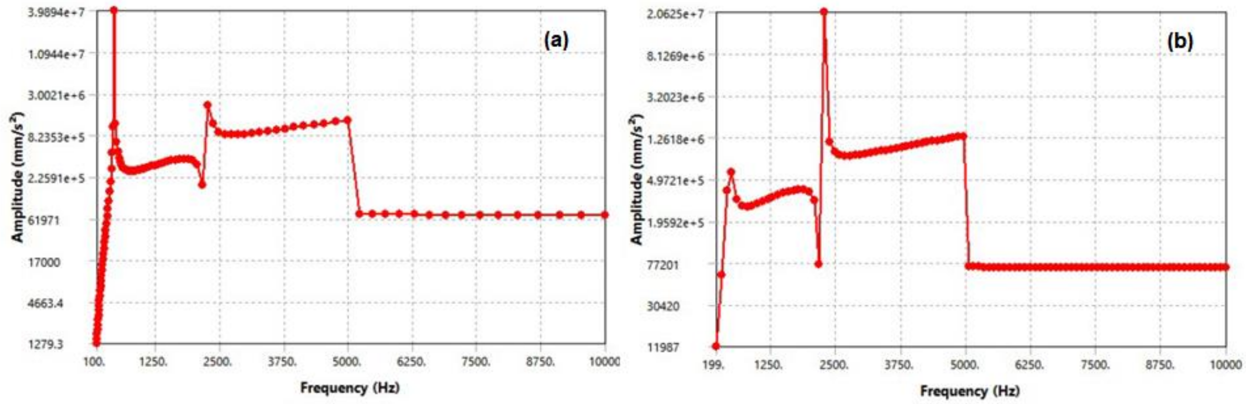


Figura 30 - Amplitude da aceleração da mesa na frequência ω_2 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A aceleração expressa na Figura 30 tem caráter praticamente constante após ultrapassar a última frequência natural analisada e após atingir a frequência de excitação, por volta de 2300 Hz e 5000 Hz. Os gráficos da aceleração e da velocidade são praticamente iguais em comportamento, por serem parâmetros diretamente dependentes. A aceleração ainda apresenta uma característica de resposta muito similar ao esperado, como mostrado na Figura 8 do trabalho de RAO, 2012; uma faixa de operação entre os picos de ressonância, assim como entre a última frequência natural e a frequência de excitação. Se baseando nisso, pode-se dizer que o *shaker* aqui modelado, nestas condições, apresenta uma faixa de operação entre 440 - 2200 Hz e 2500 – 5000 Hz.

- Para a tensão, σ

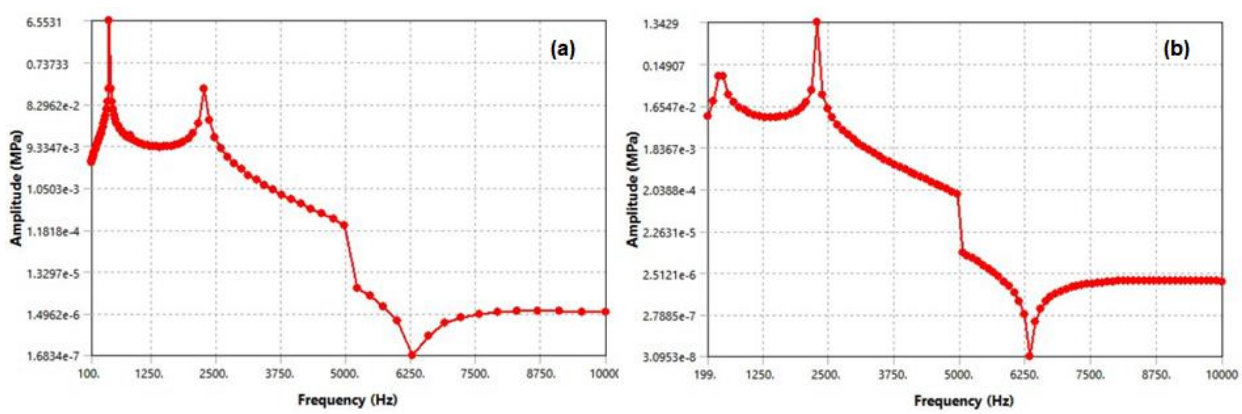


Figura 31 - Amplitude da tensão na mesa na frequência ω_2 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

Na Figura 31 analisa-se a amplitude da resposta do sistema quanto a tensão (em MPa) sofrida pela mesa flexível. Mais uma vez nota-se a similaridade entre os dois métodos de solução, com picos de valores na primeira e última frequência natural da estrutura. Nota-se um ponto mínimo, ou vale, próximo a 6250 Hz que pode representar um ponto de antirressonância, localizado entre a terceira e quarta frequência natural da estrutura toda acoplada, conforme valores da Tabela 5. Estes pontos são a solução que o sistema encontra para se estabilizar próximo ou após atingir pontos de ressonância.

Os gráficos dispostos da Figura 28 até a Figura 31, são resultados dos testes realizados com ω_2 e i_1. Os valores que aparecem nas escalas são pertinentes a este único caso, porém se observa um comportamento de resposta idêntico quando submete-se ω_2 a uma outra corrente i_2, apresentando picos de valores nas mesmas frequências, porém é claro com magnitudes diferentes. Estas magnitudes máximas obtidas são colocadas nas Tabelas 8 e 9 a seguir, a fim de comparação.

Tabela 8 - Valores máximos obtidos na simulação de ω_2, solução logarítmica

ω_2 (log)	d (mm)	v (mm/s)	a (mm/s²)	σ (MPa)
i_1	15,44	42.992	3,98e07	6,55
i_2	19,30	53.736	4,98e07	8,19

Tabela 9 - Valores máximos obtidos na simulação de ω_2, solução linear

ω_2 (linear)	d (mm)	v (mm/s)	a (mm/s²)	σ (MPa)
i_1	0,30	4323,7	2,06e07	1,34
i_2	0,37	5404,2	2,57e07	1,67

4.2.3 Frequência de Excitação ω_3

Para a frequência de excitação ω_3, 8000 Hz, quando alimentada pela corrente i_1, de 5 A, os resultados são:

- Para o deslocamento linear, d

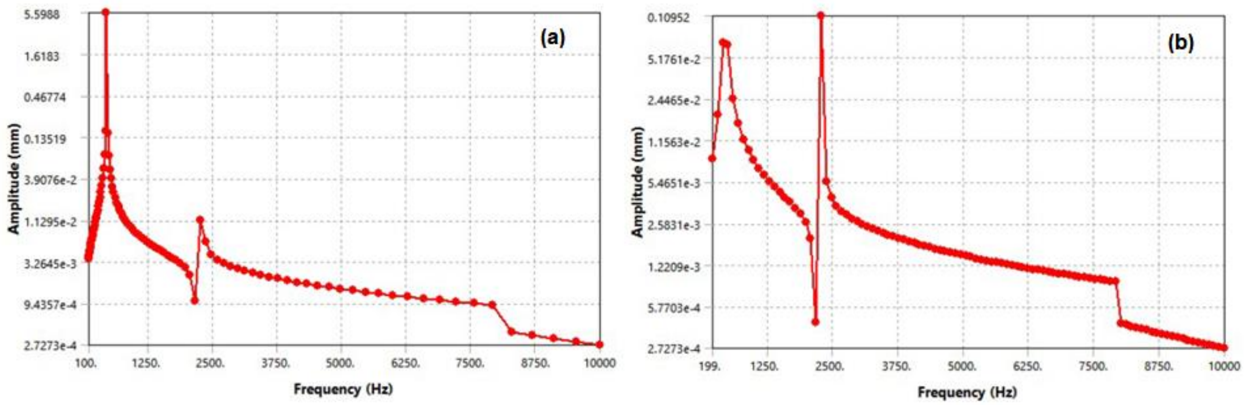


Figura 32 - Amplitude do deslocamento da mesa na frequência ω_3 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A Figura 32 se assemelha muito em comportamento da amplitude da resposta do sistema com a Figura 28, nota-se que há dois picos de amplitude próximos a primeira e a quinta frequência natural da mesa flexível, 442 e 2275 Hz respectivamente. Após a última frequência natural, o deslocamento se mantem praticamente igual, apresentando uma deformação linear de caráter constante até atingir a frequência de excitação ω_3, 8000 Hz, e então cai logo em seguida atingindo seus valores mínimos.

- Para a velocidade v

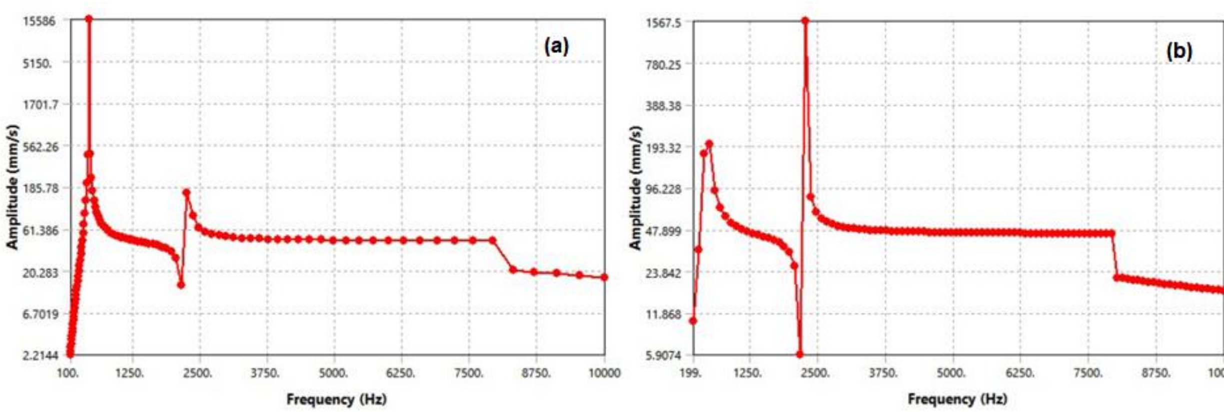


Figura 33 - Amplitude da velocidade da mesa na frequência ω_3 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A velocidade, apresentada na Figura 33, representa uma faixa de operação dos 400 aos 2300 Hz, e se mantém constante até atingir a frequência de excitação (8000 Hz), tanto para a solução logarítmica quanto para a linear. Mais uma vez a amplitude máxima na solução logarítmica se dá no primeiro modo de vibração enquanto que para a solução linear, apenas no quinto modo de vibrar. Ao atingir a frequência de excitação o sistema se sincroniza, apresentando nenhuma ou pouca magnitude em todos os parâmetros avaliados.

- Para a aceleração, a

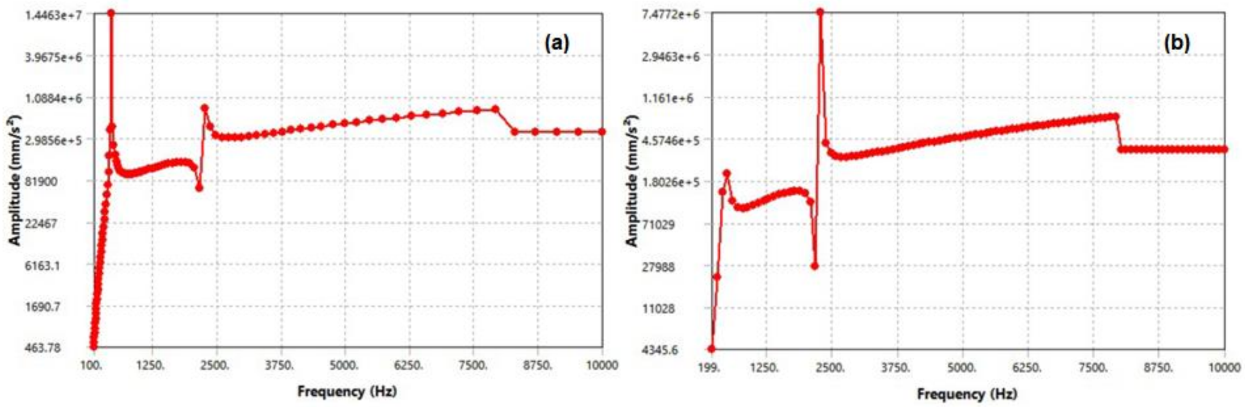


Figura 34 - Amplitude da aceleração da mesa na frequência ω_3 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A aceleração expressa na Figura 34 tem caráter crescente após ultrapassar a última frequência natural analisada até atingir a frequência de excitação 8000 Hz. Os gráficos da aceleração e da velocidade neste caso, não são tão parecidos pois enquanto a aceleração ainda apresenta um aumento linear (entre 2500 e 8000 Hz) a velocidade da Figura 33 se mantém constante.

- Para a tensão, σ

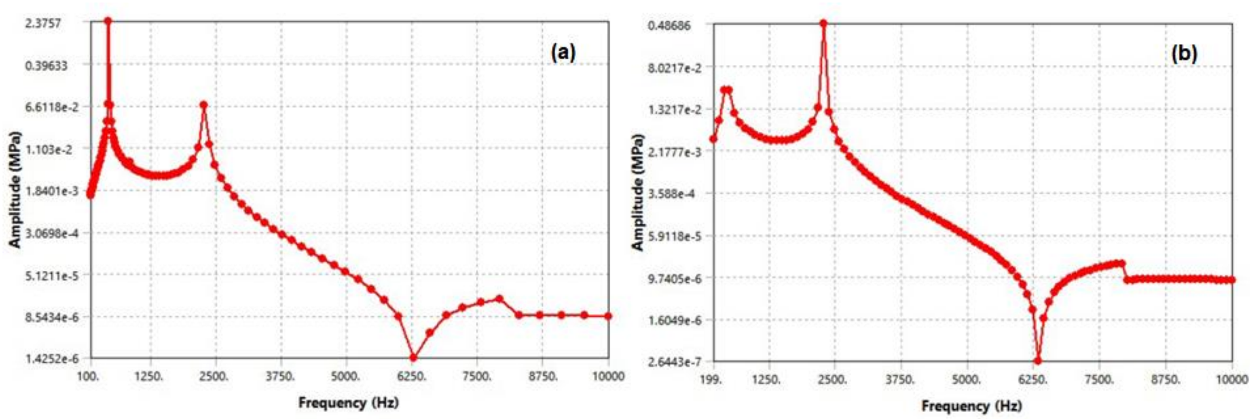


Figura 35 - Amplitude da tensão na mesa na frequência ω_3 na solução (a) logarítmica e (b) linear.

A Figura 35 analisa a amplitude da resposta do sistema quanto a tensão (em MPa) sofrida pela mesa flexível. Mais uma vez, assim como nas Figuras 27 e 31 nota-se a similaridade entre os dois métodos de solução, com picos de valores na primeira e última frequência natural da estrutura. Os gráficos dispostos da Figura 32 até a Figura 35, são resultados dos testes realizados com ω_3 e i_1. Os valores que aparecem nas escalas dos gráficos são pertinentes a este único caso, porém se observa um comportamento de resposta idêntico quando submete-se ω_3 a uma outra corrente i_2, apresentando picos de valores nas mesmas frequências, porém é claro com magnitudes diferentes. Estas magnitudes máximas obtidas são colocadas nas Tabelas 10 e 11 a seguir, a fim de comparação.

Tabela 10 - Valores máximos obtidos na simulação de ω_3, solução logarítmica

ω_3 (log)	d (mm)	v (mm/s)	a (mm/s²)	σ (MPa)
i_1	5,59	15.586	1,44e07	2,37
i_2	7,01	19.488	1,8e07	2,97

Tabela 11 - Valores máximos obtidos na simulação de ω_3, solução linear

ω_3 (linear)	d (mm)	v (mm/s)	a (mm/s²)	σ (MPa)
i_1	0,11	1567,5	7,47e06	0,48
i_2	0,13	1959,9	9,34e06	0,61

A análise da Tabela 6 até a Tabela 11 já nos dá uma boa ideia sobre o comportamento de um *shaker* de dimensões aproximadas e com as condições definidas para este projeto quanto a quantidade de bobinas, material e valores de entrada. Percebe-se que os resultados obtidos variam quase linearmente, de forma inversa ao aumento dos valores nos parâmetros de entrada como corrente elétrica e frequência de indução. Quanto maior a frequência de indução menor os valores de deformação linear d e tensão σ, essa relação pode ser melhor observada nas Figuras 36 e 37 que expressam gráficos da deformação pela corrente aplicada e gráficos da tensão pela corrente elétrica aplicada no *shaker*.

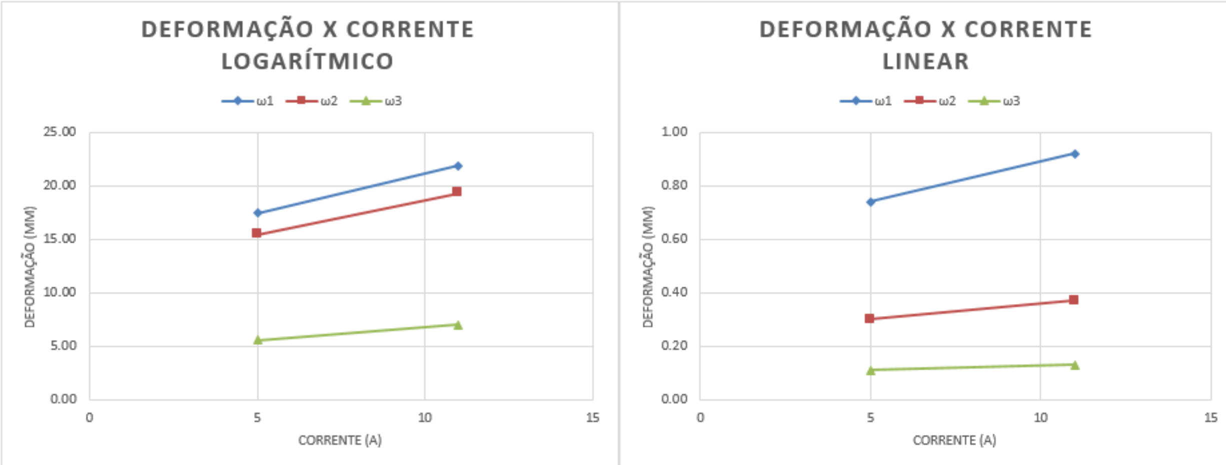


Figura 36 - Gráficos da relação da deformação sofrida pela mesa, em função da frequência e corrente induzida.

Nota-se, na Figura 36 uma tendência de proporcionalidade no comportamento de resposta do *shaker* quanto aos valores de resposta. Embora na solução logarítmica a deformação causada na mesa pelas frequências ω_1 e ω_2 sejam bem próximas, na solução linear essa proximidade de valores só ocorre entre ω_2 e ω_3, talvez pela eficácia do método de solução ou pela metodologia de incremento dos intervalos utilizada pelo software, conforme Figura 19 e 20.

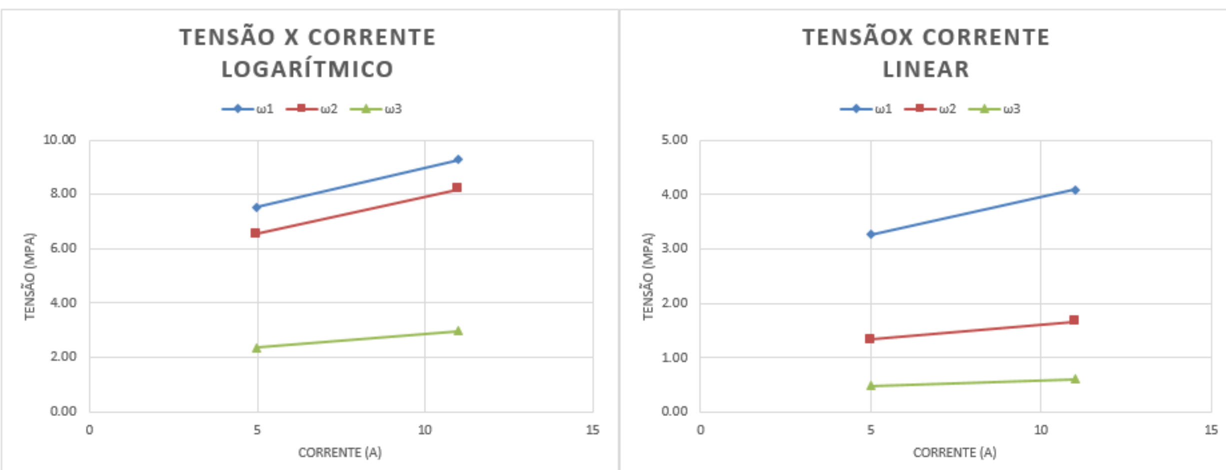


Figura 37 - Gráficos da relação da tensão sofrida pela mesa, em função da frequência e corrente induzida.

Analisando os dois gráficos da Figura 37 que relacionam a tensão que a mesa flexível sofre dependente da corrente induzida nas bobinas, afirma-se o comportamento linear que era esperado. A relação entre os parâmetros de entrada acontece de forma proporcional e linear independentemente do tipo de solução utilizada na simulação.

Embora, mais uma vez, haja uma proximidade nos valores ω_1 e ω_2 na solução logarítmica, na solução linear essa proximidade de valores só ocorre entre ω_2 e ω_3 novamente. Essa característica realça a percepção de que o método de solução logarítmica se torna mais preciso em baixas frequências (até 5000 Hz), enquanto o método de solução linear apresenta maior precisão após essa faixa de frequência.

Comparando os resultados das Tabelas 6 a 11, com a Figura 38 que demonstra especificações contidas no catálogo de um fabricante de *shakers* para baixa faixa de força, no qual se baseia este trabalho.

Shaker Model	V101/2 -PA 25E	V201/3 -PA 25E	V406/8 -PA 100E
System Sine Force Peak (lbf)	2.0	4.0	22.0
System Max Random Force rms (lbf)	-	-	8.5
Max Acceleration Sine Peak (gn)	140	91.0	50.0
System Velocity Sine Peak (in/s)	51.6	58.7	60.0
System Displacement Continuous pk-pk (in)	0.1	0.2	0.55
Moving Element Mass (lb)	0.0143	0.044	0.44
Usable Frequency Range (Hz)	5-12,000	5-13,000	5-9,000

Figura 38 - Especificações do fabricante LDS para shakers de low-force range. Fonte: LDS, 2009

A comparação nos permite observar que os melhores valores obtidos através das simulações foi o da Tabela 11 que se refere a ω_3, resolvido por método linear. Os valores coletados estão muito próximos das faixas estipuladas pelo fabricante LDS, para um modelo V406/8-PA 100E.

Tais especificações do modelo citado, são apresentadas na Figura 38 com picos máximos de força senoidal de 22 lbf (97 N), aceleração máxima de 50 g (4,9e05 mm/s²), picos de velocidade de no máximo 60 in/s (1524 mm/s), deslocamento máximo de 0,55 in (13,97 mm) e tem faixa de operação entre 5 e 9000 Hz. Se assimilando com os valores coletados da simulação, de frequência 8000 Hz e corrente de alimentação 11 A, que estão dispostos na Tabela 11.

No apêndice A deste trabalho, é possível se analisar um dos relatórios gerados pelo ANSYS, após uma análise, neste relatório também estão propriedades dos materiais simulados e demais parâmetros relevantes para a execução deste estudo.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho atinge o que havia sido previamente proposto, obtendo resultados que permitam se analisar o comportamento vibracional da membrana de um *shaker* eletrodinâmico.

Por meio das análises realizadas, conseguiu-se caracterizar os modos de vibração do sistema encontrando suas frequências naturais e as formas de vibração de cada modo. Conseguiu-se ainda coletar as amplitudes do deslocamento, velocidade, aceleração e tensão da membrana flexível do *shaker*, quando submetidos a condições iniciais distintas como frequência da força de excitação e corrente de alimentação, em seis variados cenários. Os resultados obtidos das análises satisfazem o intuito do trabalho por se encontrarem dentro da faixa de operação de *shakers* pequenos de dimensões aproximadas ao modelado neste trabalho.

Importante destacar, dos resultados, que se notou um esforço máximo da estrutura sempre na primeira e quinta frequência natural do sistema, os picos se dão muito próximo a região de ressonância, o que faz com que no projeto tenha que se estipular uma faixa de trabalho com o limite mínimo sendo a amplitude do primeiro modo de vibração, para que não se tenha interferência na realização de testes. Essa análise demonstra que a estrutura deve suportar, no mínimo, deformações ou impactos gerados pelo valor da magnitude máxima, que se dá no primeiro e quinto modo de vibração da estrutura.

Sabe-se que a limitação do software em versão estudantil utilizado interfere nos resultados que ainda sim foram satisfatórios, mas um aprimoramento no modelo matemático e computacional, como a execução da simulação magnetostática, pode gerar valores mais precisos. Fatores de amortecimento da estrutura, como constante das molas de suporte entre a estrutura e o solo também podem ser acrescentados ao modelo para se analisar os efeitos da vibração em toda a estrutura do *shaker*, porém, como o foco neste trabalho é apenas um descritivo do movimento da mesa flexível, foi desprezado o efeito da força harmônica sobre outras partes do aparelho eletrodinâmico.

6 REFERÊNCIAS

ANDRADE, Fabiano F. **Materiais Elétricos – Materiais Magnéticos**. UDESC, Joinville, 2010. Disponível eletronicamente em <http://www.joinville.udesc.br/portal/professores/fabiano/materiais/MEL__Aula_de_Materiais_Magneticos.pdf.>

ANSYS. **User's Guide**, Release 5.7, Swanson Analysis Systems, Inc., apêndice V, Training Manual, 29 de Março de 2005.

BARROS, Everaldo de. **ANÁLISE DA FREQUÊNCIA DE RESSONÂNCIA DE UM VIBRADOR ELETRODINÂMICO.** Faculdade Anhanguera de Taubaté – unidade 1. v5 n5. 2010. P 27-45.

BENEDITO, Antônio Luciano, Doutor. **Sobre os Imãs Permanentes e Suas Aplicações na Eletroeletrônica.** Departamento de Engenharia Elétrica, Centro de Ciências e Tecnologia da Universidade Federal da Paraíba. Campina Grande, Paraíba.

BIDINOTTO, Jorge Henrique. **Proposta Conceitual de Excitador de "Flutter" Alternativo Para Ensaios de Vôo.** Tese de Mestrado, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007.

BRÜEL.KJÆR**. Sound & Vibration Measurement A/S. VIBRATION TEST SYSTEMS.** DK 2850 Nærum · Denmark, 2009.

GRAÇA, Claudio. **Materiais Magnéticos – Física Geral e Experimental III**, Capítulo 9. Centro de Tecnologia da Universidade Federal de Santa Maria, 2014. Disponível eletronicamente em <http://coral.ufsm.br/cograca/graca9_1.pdf.>

GUIMARÃES, Paulo Valdemar Sequeira. **Ensaios de Vibração para Determinação dos Parâmetros Dinâmicos de Estruturas**. Dissertação (Mestrado), Universidade do Minho, Escola de Engenharia, 2012.

HARRIS, Daniel M.; BUSH, John W.M., **Journal of Sound and Vibration** - **Generating uniaxial vibration with an electrodynamic shaker and external air bearing**, Department of Mathematics, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA 02139, United States, 2014.

INMAN, D. J.; **Engineering vibration**. Third Edition, Prentice Hall, New Jersey. 2008.

IZUKA, Jaime Hideo. **Modelo e Teste Experimental para o Controle de Vibração de Vigas Longas Deformadas**. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2013.

KURKA, Paulo R. G. **Vibrações de Sistemas Dinâmicos: Análise e Síntese** – 1 ed. – Rio de Janeiro: Elsevier, 2015.

LANG, George Fox; SNYDER, Dave. **Sound & Vibration - Dynamic Testing reference issue.** Data Physics Corporation, San Jose, California, outubro de 2001.

LDS. **Short Forme Catalogue**, Brüel & Kjær and LDS – The Perfect Match, 2009.

MAYA, Paulo Alvaro; LEONARDI, Fabrizio. **Controle Essencial.** – São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

MEIRELLES, Pablo Siqueira. **Simulação experimental de vibrações para teste dinâmico de estruturas com não linearidades.** Tese de Mestrado, Departamento de Mecânica Computacional, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP)**,** Campinas, 1989.

MEMS; **Linear and Nonlinear Statics and Dynamics.** Younis, M.I, XVI, 456p, 2011.

PILOTTO, Rafael. **Modelagem e Otimização de Atuadores Magnéticos no Controle de Vibrações.** Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Campinas, 2015.

PILOTTO, R. **"Modelagem e Análise de Atuadores Magnéticos para controle de Vibrações"**. 2013, 92p Trabalho de Conclusão de Curso – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas – SP, Brasil.

RAO, Singiresu S. **Mechanical Vibrations,** Quinta Edição. University of Miami. Prentic Hall, 2011.

RICCI, S; PEETERS, B; FETTER, R; BOLAND, D; DEBILLE, J. **Virtual Shaker Testing for Predicting and Improving Vibration Test Performance,** Universidade de Bologna, Campus Forli, Itália. LMS Internacional, Leuven, Campus Bélgica. Society for Experimental Mechanics Inc. Orlando, Flórida, 2009.

SIEMENS, PLM. **Modal Analysis**, Benefits of Modal Analysis through FE analysis or structural testing. 2017. Disponível eletronicamente em < https://www.plm.automation.siemens.com/global/pt/our-story/glossary/modal-analysis/13172>.

SKOWRONSKI, L.; BISESE, A. **Introduction to Magnetic Bearings**. NASA – CR – 197187, Uncla, ECE 485, 16.p, April 05, 1993.

TONGUE, Benson H. **Principle of Vibration**, Segunda Edição. Department of Mechanical Engineering University of California at Berkeley. NewYork Oxford, Oxford University Press, 2002.

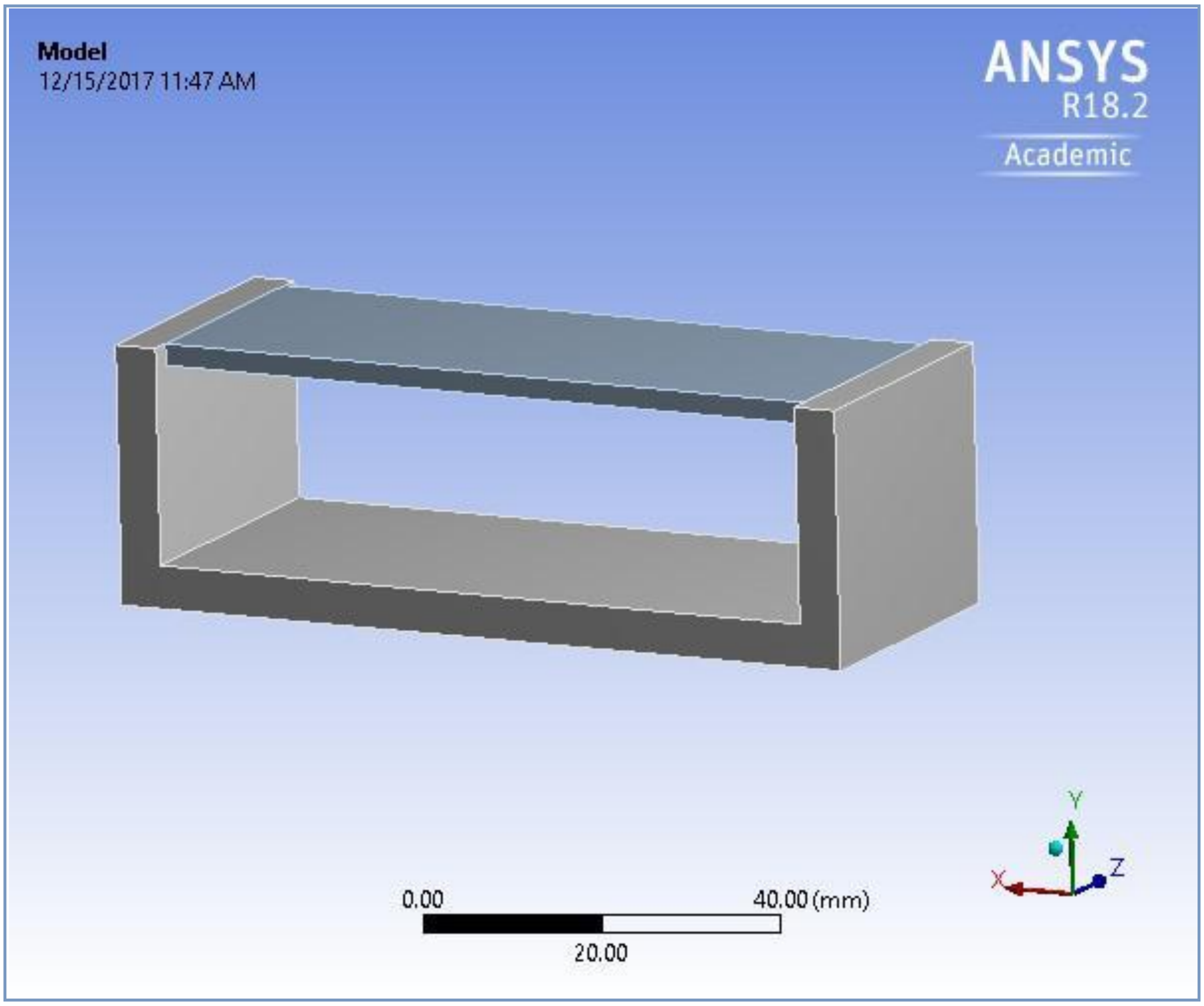
TRANSTECNO. **The Modular Gearmotor**, DC Electric motors – Neodymium, 2015.

VIROTO. Paulo S. **Vibrações Mecânicas, Teoria e Prática** – **Conceitos de Vibração**. 2009. Disponível eletronicamente em <http://www2.eesc.usp.br/labdin/varoto/doc5_bp.pdf>.

APÊNDICE A - Modelo de Relatório Gerado Pelo ANSYS

Project

First Saved	Friday, November 24, 2017
Last Saved	Friday, December 15, 2017
Product Version	18.2 Release
Save Project Before Solution	No
Save Project After Solution	No



Contents

Units

TABLE 1

Unit System	Metric (mm, kg, N, s, mV, mA) Degrees rad/s Celsius
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s
Temperature	Celsius

Model (A4, B4)

Geometry

TABLE 2
Model (A4, B4) > Geometry

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
Definition	
Source	C:\Users\Thiago\Desktop\TESTE_TCC_files\dp0\SYS\DM\SYS.scdoc
Type	SpaceClaim
Length Unit	Meters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Body Color
Bounding Box	
Length X	90. mm
Length Y	30. mm
Length Z	35. mm
Properties	
Volume	29982 mm^3
Mass	0.19753 kg
Scale Factor Value	1.
Statistics	
Bodies	2
Active Bodies	2
Nodes	27569
Elements	14916
Mesh Metric	None
Basic Geometry Options	
Solid Bodies	Yes
Surface Bodies	Yes
Line Bodies	Yes
Parameters	Independent
Parameter Key	
Attributes	Yes
Attribute Key	
Named Selections	Yes
Named Selection Key	
Material Properties	Yes
Advanced Geometry Options	
Use Associativity	Yes
Coordinate Systems	Yes
Coordinate System Key	
Reader Mode Saves Updated File	No
Use Instances	Yes
Smart CAD Update	Yes
Compare Parts On Update	No

Analysis Type	**3-D**
Mixed Import Resolution	**None**
Decompose Disjoint Geometry	**Yes**
Enclosure and Symmetry Processing	**Yes**

TABLE 3
Model (A4, B4) > Geometry > Parts

Object Name	ARMADURA_FINAL\Solid1	MESA_TCC\Solid1
State	Meshed	
Graphics Properties		
Visible	Yes	
Transparency	1	
Definition		
Suppressed	No	
Stiffness Behavior	Flexible	
Coordinate System	Default Coordinate System	
Reference Temperature	By Environment	
Behavior	None	
Material		
Assignment	Structural Steel	Polyethylene
Nonlinear Effects	Yes	
Thermal Strain Effects	Yes	
Bounding Box		
Length X	90. mm	80. mm
Length Y	30. mm	2.5 mm
Length Z	35. mm	30. mm
Properties		
Volume	24500 mm³	5481.7 mm³
Mass	0.19233 kg	5.2076e-003 kg
Centroid X	26.915 mm	26.92 mm
Centroid Y	39.407 mm	60.37 mm
Centroid Z	72.891 mm	72.862 mm
Moment of Inertia Ip1	33.403 kg·mm²	0.41188 kg·mm²
Moment of Inertia Ip2	221.44 kg·mm²	3.3921 kg·mm²
Moment of Inertia Ip3	227.3 kg·mm²	2.9855 kg·mm²
Statistics		
Nodes	19371	8198
Elements	10704	4212
Mesh Metric	None	
CAD Attributes		
PartTolerance:	0.00000001	
Color:143.149.175		
Color:225.225.225		

Coordinate Systems

TABLE 4
Model (A4, B4) > Coordinate Systems > Coordinate System

Object Name	Global Coordinate System
State	Fully Defined
Definition	
Type	Cartesian
Coordinate System ID	0.

Origin	
Origin X	0. mm
Origin Y	0. mm
Origin Z	0. mm
Directional Vectors	
X Axis Data	[1. 0. 0.]
Y Axis Data	[0. 1. 0.]
Z Axis Data	[0. 0. 1.]

Connections

TABLE 5

Model (A4, B4) > Connections

Object Name	Connections
State	Fully Defined
Auto Detection	
Generate Automatic Connection On Refresh	Yes
Transparency	
Enabled	Yes

TABLE 6
Model (A4, B4) > Connections > Contacts

Object Name	Contacts
State	Fully Defined
Definition	
Connection Type	Contact
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Auto Detection	
Tolerance Type	Slider
Tolerance Slider	0.
Tolerance Value	0.2528 mm
Use Range	No
Face/Face	Yes
Face Overlap Tolerance	Off
Cylindrical Faces	Include
Face/Edge	No
Edge/Edge	No
Priority	Include All
Group By	Bodies
Search Across	Bodies
Statistics	
Connections	1
Active Connections	1

TABLE 7
Model (A4, B4) > Connections > Contacts > Contact Regions

Object Name	Contact Region
State	Fully Defined
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	2 Faces
Target	2 Faces
Contact Bodies	ARMADURA_FINAL\Solid1
Target Bodies	MESA_TCC\Solid1
Definition	
Type	Bonded
Scope Mode	Automatic
Behavior	Program Controlled
Trim Contact	Program Controlled
Trim Tolerance	0.2528 mm
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Program Controlled
Small Sliding	Program Controlled
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Program Controlled
Pinball Region	Program Controlled
Geometric Modification	
Contact Geometry Correction	None
Target Geometry Correction	None

Mesh

TABLE 8
Model (A4, B4) > Mesh

Object Name	Mesh
State	Solved
Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Element Order	Program Controlled
Sizing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Coarse
Element Size	Default
Mesh Defeaturing	Yes
Defeature Size	Default
Transition	Fast
Initial Size Seed	Assembly

Span Angle Center	Coarse
Bounding Box Diagonal	101.120 mm
Minimum Edge Length	1.0 mm
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical
Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	None
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0.272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1.2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Topology Checking	No
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Statistics	
Nodes	27569
Elements	14916

TABLE 9
Model (A4, B4) > Mesh > Mesh Controls

Object Name	Face Sizing
State	Fully Defined
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	20 Faces
Definition	
Suppressed	No
Type	Element Size
Element Size	2.25 mm
Advanced	
Defeature Size	Default
Behavior	Soft

Modal (A5)

TABLE 10
Model (A4, B4) > Analysis

Object Name	Modal (A5)
State	Solved
Definition	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Modal
Solver Target	Mechanical APDL
Options	
Environment Temperature	22. °C
Generate Input Only	No

TABLE 11
Model (A4, B4) > Modal (A5) > Initial Condition

Object Name	Pre-Stress (None)
State	Fully Defined
Definition	
Pre-Stress Environment	None

TABLE 12
Model (A4, B4) > Modal (A5) > Analysis Settings

Object Name	Analysis Settings
State	Fully Defined
Options	
Max Modes to Find	5
Limit Search to Range	No
Solver Controls	
Damped	No
Solver Type	Program Controlled
Rotordynamics Controls	
Coriolis Effect	Off
Campbell Diagram	Off
Output Controls	
Stress	Yes
Strain	Yes
Nodal Forces	Constrained Nodes
Calculate Reactions	Yes
Store Modal Results	Program Controlled
General Miscellaneous	No
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	C:\Users\Thiago\Desktop\TESTE_TCC_files\dp0\SYS\MECH\
Future Analysis	MSUP Analyses
Scratch Solver Files Directory	
Save MAPDL db	Yes
Delete Unneeded Files	Yes
Solver Units	Active System
Solver Unit System	nmm

TABLE 13
Model (A4, B4) > Modal (A5) > Loads

Object Name	Fixed Support
State	Fully Defined
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	3 Faces
Definition	
Type	Fixed Support
Suppressed	No

Solution (A6)

TABLE 14
Model (A4, B4) > Modal (A5) > Solution

Object Name	Solution (A6)
State	Solved
Adaptive Mesh Refinement	
Max Refinement Loops	1.
Refinement Depth	2.
Information	
Status	Done
MAPDL Elapsed Time	11. s
MAPDL Memory Used	578. MB
MAPDL Result File Size	72. MB
Post Processing	
Beam Section Results	No

The following bar chart indicates the frequency at each calculated mode.

FIGURE 1
Model (A4, B4) > Modal (A5) > Solution (A6)

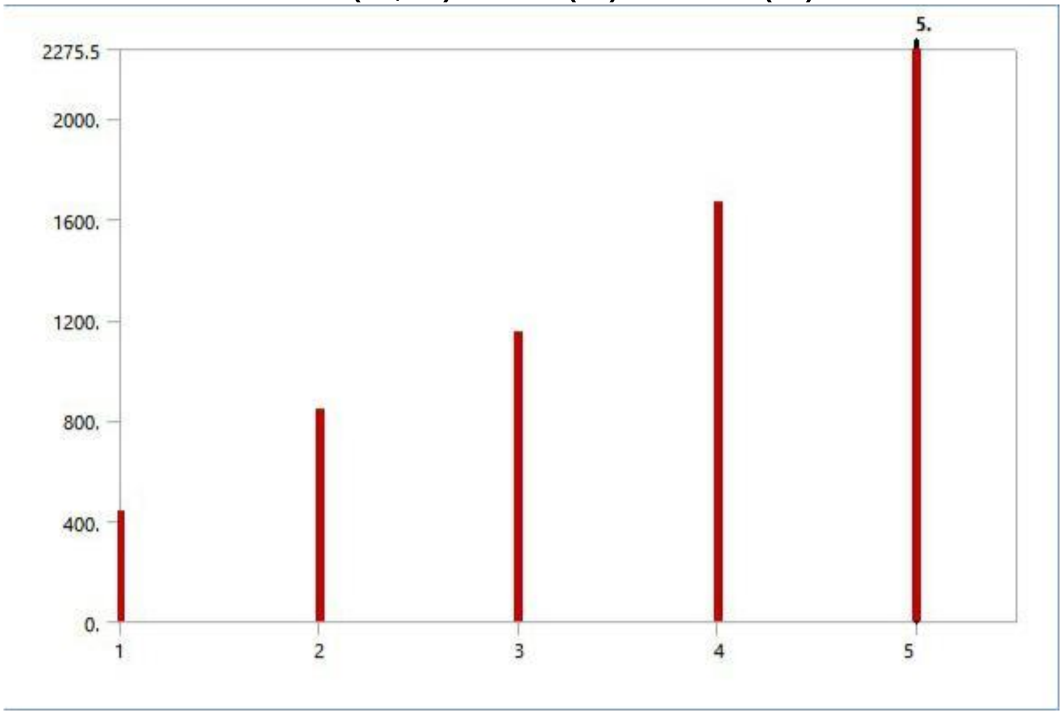


TABLE 15
Model (A4, B4) > Modal (A5) > Solution (A6)

Mode	Frequency [Hz]
1.	442.48
2.	845.45
3.	1154.3
4.	1665.8
5.	2275.5

TABLE 16
Model (A4, B4) > Modal (A5) > Solution (A6) > Solution Information

Object Name	Solution Information
State	Solved
Solution Information	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Identify Element Violations	0
Update Interval	2.5 s
Display Points	All
FE Connection Visibility	
Activate Visibility	Yes
Display	All FE Connectors
Draw Connections Attached To	All Nodes
Line Color	Connection Type
Visible on Results	No
Line Thickness	Single
Display Type	Lines

TABLE 17
Model (A4, B4) > Modal (A5) > Solution (A6) > Results

Object Name	Total Deformation	Total Deformation 2	Total Deformation 3	Total Deformation 4	Total Deformation 5
State	Solved				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Geometry	All Bodies				
Definition					
Type	Total Deformation				
Mode	1.	2.	3.	4.	5.
Identifier					
Suppressed	No				
Results					
Minimum	0. mm				
Maximum	796.05 mm	1210.5 mm	706.66 mm	1098. mm	837.32 mm
Minimum Occurs On	ARMADURA_FINAL\Solid1				
Maximum Occurs On	MESA_TCC\Solid1				
Information					
Frequency	442.48 Hz	845.45 Hz	1154.3 Hz	1665.8 Hz	2275.5 Hz

TABLE 18
Model (A4, B4) > Modal (A5) > Solution (A6) > Total Deformation

Mode	Frequency [Hz]
1.	442.48
2.	845.45
3.	1154.3
4.	1665.8
5.	2275.5

Harmonic Response (B5)

TABLE 23
Model (A4, B4) > Analysis

Object Name	Harmonic Response (B5)
State	Solved
Definition	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Harmonic Response
Solver Target	Mechanical APDL
Options	
Environment Temperature	22. °C
Generate Input Only	No

TABLE 24
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Initial Condition

Object Name	Modal (Modal)
State	Fully Defined
Definition	
Modal Environment	Modal
Pre-Stress Environment	None

TABLE 25
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Analysis Settings

Object Name	Analysis Settings
State	Fully Defined
Options	
Frequency Spacing	Logarithmic
Range Minimum	100. Hz
Range Maximum	10000 Hz
Solution Intervals	100
User Defined Frequencies	Off
Solution Method	Mode Superposition
Include Residual Vector	No
Cluster Results	No
Store Results At All Frequencies	Yes
Rotordynamics Controls	
Coriolis Effect	Off
Output Controls	
Stress	Yes
Strain	Yes
Nodal Forces	No
Calculate Reactions	Yes
Expand Results From	Program Controlled
-- Expansion	Modal Solution
General Miscellaneous	No
Damping Controls	
Constant Damping Ratio	0.

Stiffness Coefficient Define By	Direct Input
Stiffness Coefficient	0.
Mass Coefficient	0.
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	C:\Users\Thiago\Desktop\TESTE_TCC_files\dp0\SYS-1\MECH\
Future Analysis	None
Scratch Solver Files Directory	
Save MAPDL db	No
Delete Unneeded Files	Yes
Solver Units	Active System
Solver Unit System	nmm

TABLE 26
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Loads

Object Name	Force
State	Fully Defined
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Faces
Definition	
Type	Force
Define By	Vector
Magnitude	Tabular Data
Phase Angle	Tabular Data
Direction	Defined
Suppressed	No

FIGURE 2
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Forc

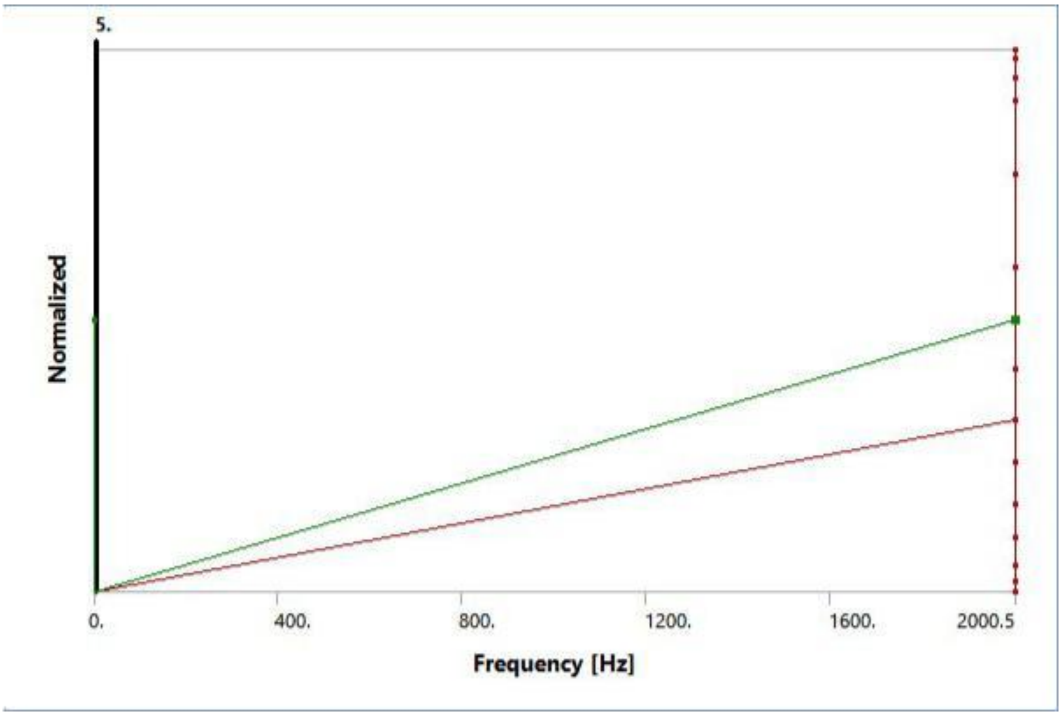


TABLE 27
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Force

Frequency [Hz]	Magnitude [N]	Phase Angle [°]
0.	0.	0.
2000.	-13.69	
	-25.51	
	-33.88	
	-37.64	
	-36.29	
	-30.01	
	-19.66	
	-6.64	
	7.28	
	20.22	
	30.41	
	36.47	
	37.58	
	33.58	= 0.

Solution (B6)

TABLE 28
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Solution

Object Name	Solution (B6)
State	Solved
Information	
Status	Done
MAPDL Elapsed Time	51. s
MAPDL Memory Used	235. MB
MAPDL Result File Size	1.1272 GB
Post Processing	
Beam Section Results	No

FIGURE 3
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Solution (B6)

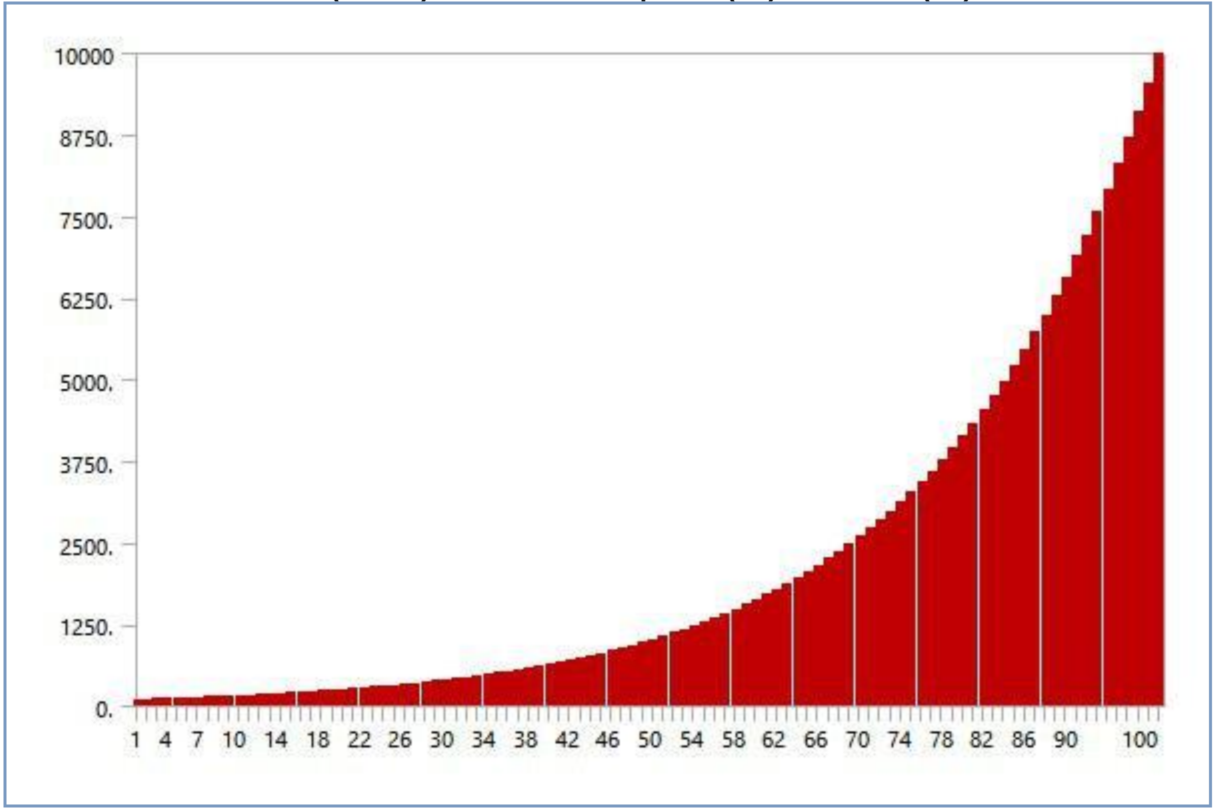


TABLE 29
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Solution (B6) > Solution Information

Object Name	Solution Information
State	Solved
Solution Information	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Identify Element Violations	0
Update Interval	2.5 s
Display Points	All
FE Connection Visibility	
Activate Visibility	Yes
Display	All FE Connectors
Draw Connections Attached To	All Nodes
Line Color	Connection Type
Visible on Results	No
Line Thickness	Single
Display Type	Lines

TABLE 35
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Solution (B6) > Result Charts

Object Name	Frequency Response - D	Frequency Response - V	Frequency Response - a	Frequency Response - T
State	Solved			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	10 Faces		19 Faces	10 Faces
Spatial Resolution	Use Average			
Definition				
Type	Directional Deformation	Directional Velocity	Directional Acceleration	Normal Stress
Orientation	Y Axis			X Axis
Coordinate System	Global Coordinate System			
Suppressed	No			
Options				
Frequency Range	Use Parent			
Minimum Frequency	100. Hz			
Maximum Frequency	10000 Hz			
Display	Bode			
Chart Viewing Style	Log Y			
Results				
Maximum Amplitude	21.868 mm	60878 mm/s	5.649e+007 mm/s²	9.2792 MPa
Frequency	443.06 Hz			
Phase Angle	180. °	-90. °	0. °	180. °
Real	-21.868 mm	0. mm/s	5.649e+007 mm/s²	-9.2792 MPa
Imaginary	0. mm	-60878 mm/s	0. mm/s²	0. MPa

FIGURE 8
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Solution (B6) > Frequency Response - D

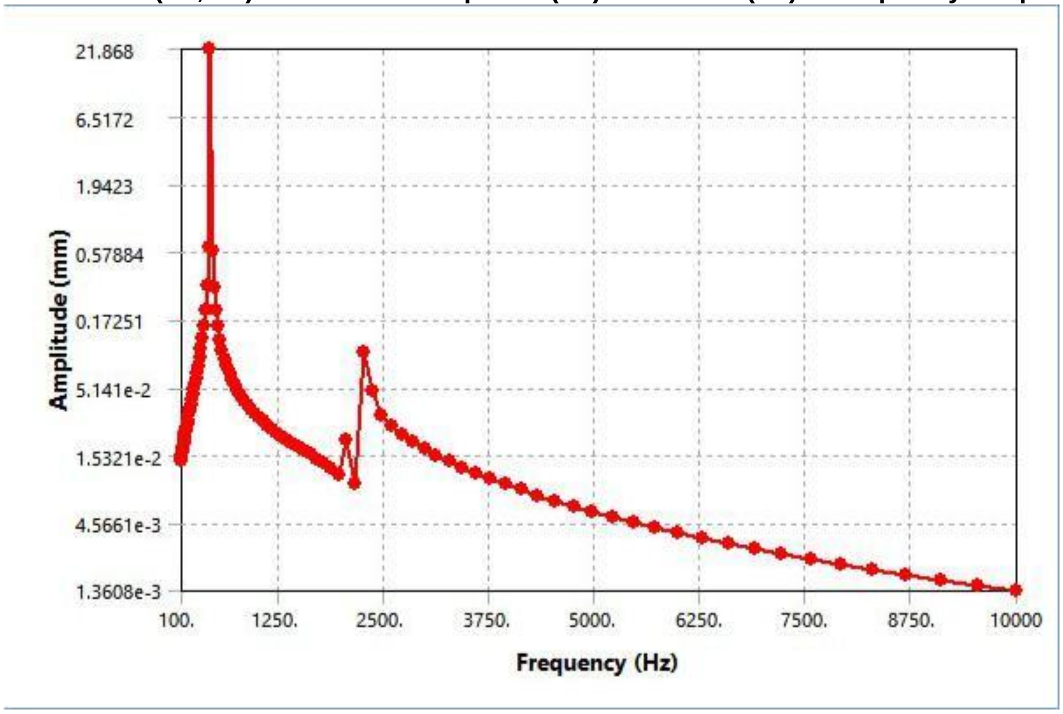


FIGURE 9
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Solution (B6) > Frequency Response - V

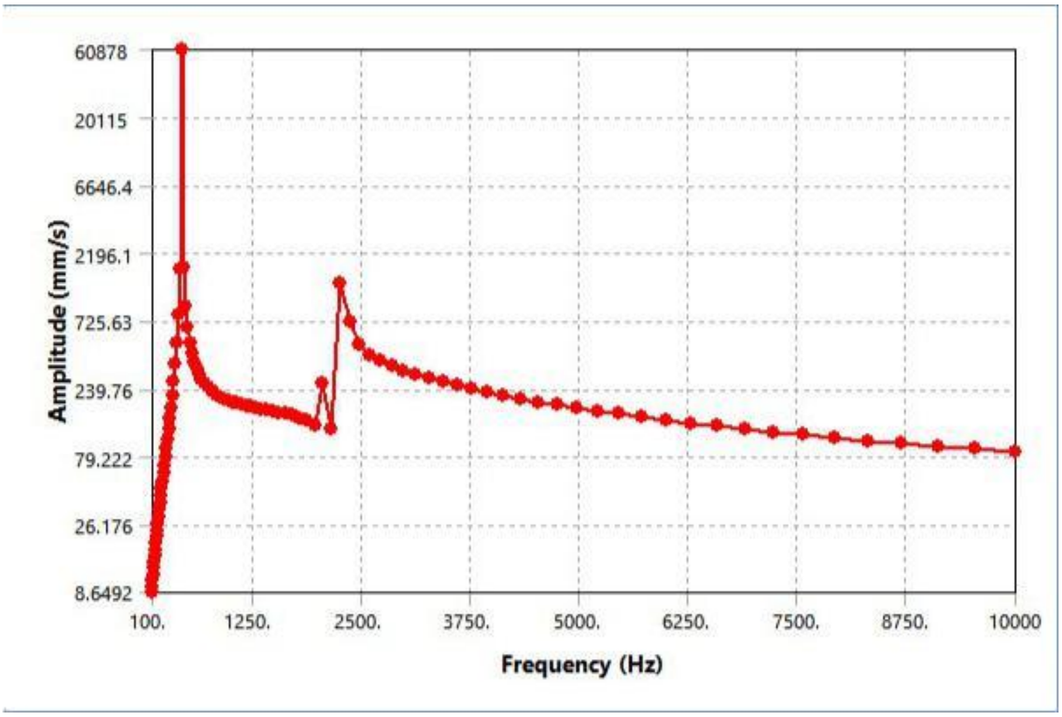


FIGURE 10
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Solution (B6) > Frequency Response - a

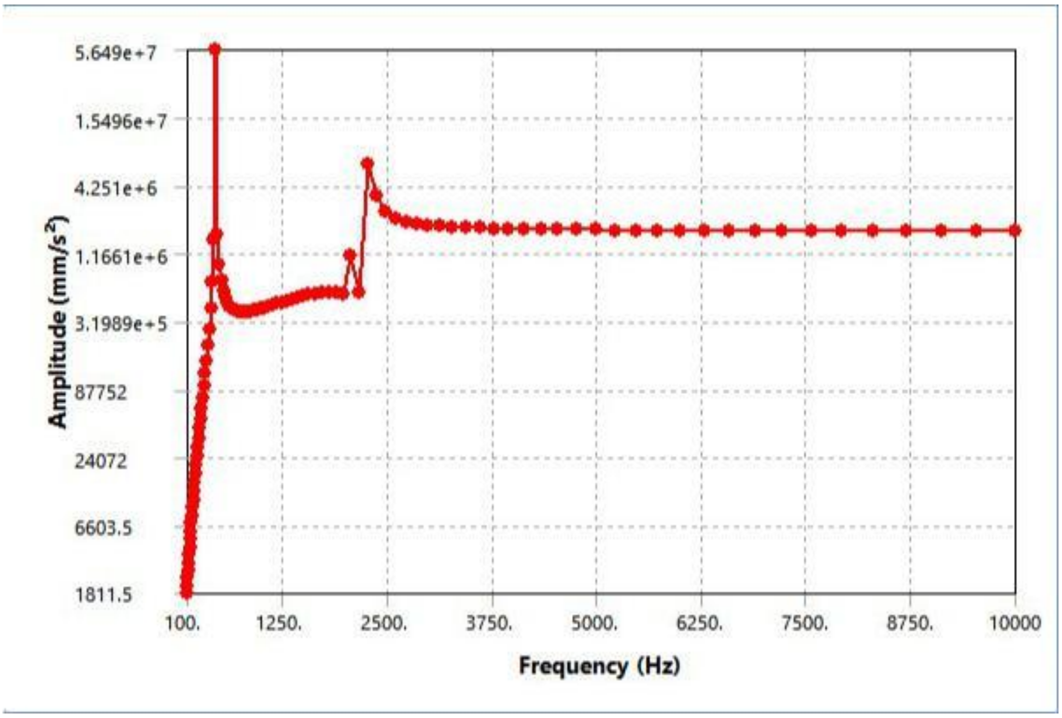
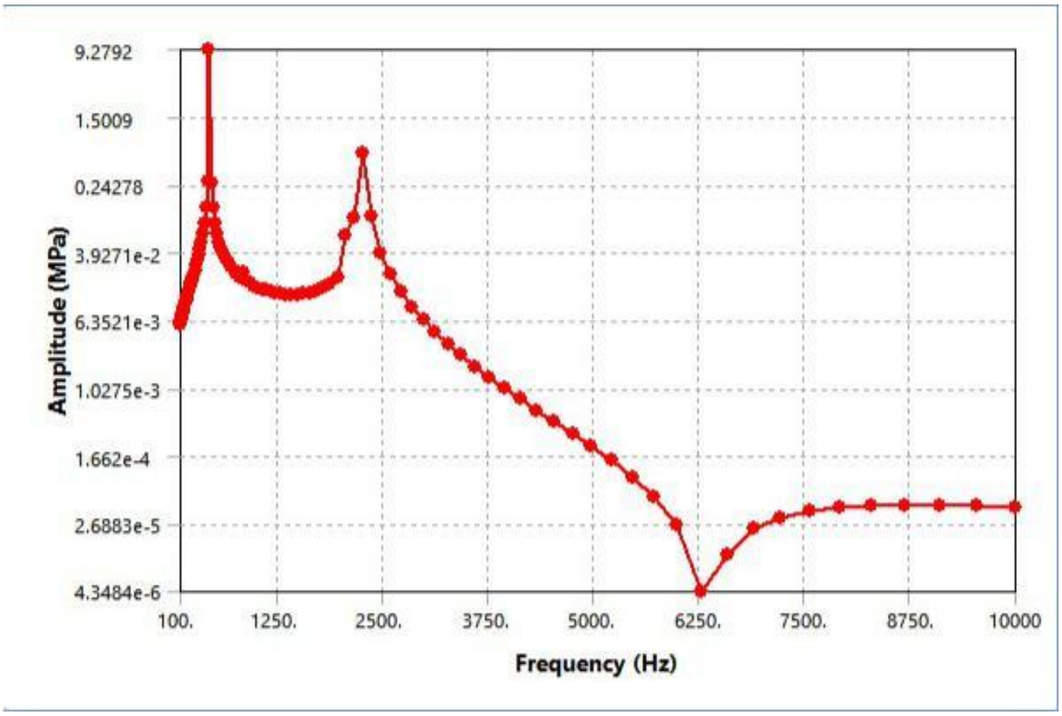


FIGURE 11
Model (A4, B4) > Harmonic Response (B5) > Solution (B6) > Frequency Response - T



Material Data

Structural Steel

TABLE 36
Structural Steel > Constants

Density	7.85e-006 kg mm^-3
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C^-1
Specific Heat Constant Pressure	4.34e+005 mJ kg^-1 C^-1
Isotropic Thermal Conductivity	6.05e-002 W mm^-1 C^-1
Isotropic Resistivity	1.7e-004 ohm mm

TABLE 37
Structural Steel > Appearance

Red	Green	Blue
132	139	179

TABLE 38
Structural Steel > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength MPa
0

TABLE 39
Structural Steel > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength MPa
250

TABLE 40

Structural Steel > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength MPa
250

TABLE 41
Structural Steel > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength MPa
460

TABLE 42
Structural Steel > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Zero-Thermal-Strain Reference Temperature C
22

TABLE 43
Structural Steel > Alternating Stress Mean Stress

Alternating Stress MPa	Cycles	Mean Stress MPa
3999	10	0
2827	20	0
1896	50	0
1413	100	0
1069	200	0

441	2000	0
262	10000	0
214	20000	0
138	1.e+005	0
114	2.e+005	0
86.2	1.e+006	0

TABLE 44
Structural Steel > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient MPa	Strength Exponent	Ductility Coefficient	Ductility Exponent	Cyclic Strength Coefficient MPa	Cyclic Strain Hardening Exponent
920	-0.106	0.213	-0.47	1000	0.2

TABLE 45
Structural Steel > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus MPa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus MPa	Shear Modulus MPa
	2.e+005	0.3	1.6667e+005	76923

TABLE 46
Structural Steel > Isotropic Relative Permeability

Relative Permeability
10000

Polyethylene

TABLE 47
Polyethylene > Constants

Density	9.5e-007 kg mm^-3
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	2.3e-004 C^-1
Specific Heat Constant Pressure	2.3e+006 mJ kg^-1 C^-1
Isotropic Thermal Conductivity	2.8e-004 W mm^-1 C^-1

TABLE 48
Polyethylene > Appearance

Red	Green	Blue
130	154	176

TABLE 49
Polyethylene > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength MPa
0

TABLE 50
Polyethylene > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength MPa
0

TABLE 51
Polyethylene > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength MPa
25

TABLE 52
Polyethylene > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength MPa
33

TABLE 53
Polyethylene > Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion

Zero-Thermal-Strain Reference Temperature C
22

TABLE 54
Polyethylene > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus MPa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus MPa	Shear Modulus MPa
	1100	0.42	2291.7	387.32