

# ANÁLISE EXPERIMENTAL DE ATENUAÇÃO DE VIBRAÇÃO POR MEIO DE FORÇA ELETROMAGNÉTICA

Lucas Angelo Soares Bezerra (UEMA) E-mail: [lucas.eng20@gmail.com](mailto:lucas.eng20@gmail.com)  
Antonio Vinicius Garcia Campos (UEMA) E-mail: [antviniuscamos@gmail.com](mailto:antviniuscamos@gmail.com)

**Resumo:** Este trabalho tem como objetivo principal o estudo e a análise da atenuação de vibrações mecânicas em estruturas, por meio experimental. Permite-se com este estudo a comprovação do efeito de forças eletromagnéticas para atenuação de vibrações indesejadas em sistemas com liberdade de movimento em uma direção. O sistema desenvolvido gera vibrações por meio de uma massa descentralizada acoplada ao eixo de um motor elétrico, e este fixado em um perfil de alumínio. O gerenciamento é realizado por uma plataforma de prototipagem eletrônica chamada Arduino. A atenuação da vibração é feita por meio da interação de bobinas e ímãs. Outra característica do experimento é que com o uso das bobinas os efeitos da ressonância também são reduzidos, pois a força eletromagnética imposta no perfil não permite a ampliação do deslocamento e conseqüente colapso de sistemas que trabalham próximos à frequência natural de sua estrutura. Os resultados de atenuação da vibração e dos efeitos da ressonância foram alcançados, validando a eficiência do experimento realizado.

**Palavras-chave:** Vibrações, ressonância, atenuação, eletromagnética.

## EXPERIMENTAL ANALYSIS OF VIBRATION ATTENUATION THROUGH ELECTROMAGNETIC FORCE

**Abstract:** This work has as main objective the study and an analysis of the attenuation of mechanical vibrations in structures, by experimental means. This study allows the proof of the effect of electromagnetic forces to attenuate unwanted vibrations in systems with freedom of movement in one direction. The developed system generates vibrations by means of a decentralized mass coupled to the axis of an electric motor, which is fixed in an aluminum profile. Management is performed by an electronic prototyping platform called Arduino. Vibration attenuation is achieved through the interaction of coils and magnets. Vibration attenuation is achieved through the interaction of coils and magnets. Another feature of the experiment is that with the use of coils resonance effects are also reduced, because the electromagnetic force imposed on the profile does not allow the displacement expansion and consequent collapse of systems that work close to the natural frequency of its structure. The results of vibration attenuation and resonance effects were achieved, validating the efficiency of the experiment performed.

**Keywords:** Vibrations, resonance, attenuation, electromagnetic.

### 1. Introdução

A maioria das atividades humanas envolve vibrações de uma forma ou de outra. Os primeiros estudiosos da área de vibrações concentraram seus esforços no entendimento de fenômenos naturais e no desenvolvimento de teorias matemáticas para descrever a vibração de sistemas físicos. Mais recentemente, muitas investigações foram motivadas pelas aplicações da vibração na área da engenharia, como projeto de máquinas, fundações, estruturas, motores, turbinas e sistemas de controle (RAO, 2009).

Alguns dos grandes problemas na indústria estão diretamente ligados com as vibrações indesejadas nos mais variados tipos de sistemas. Essas vibrações podem diminuir a vida útil do equipamento ou mesmo gerar um colapso, aumentando-se riscos operacionais ou, no pior dos casos, riscos às pessoas envolvidas no processo.

Qualquer máquina ou dispositivo que possua um componente girando, usualmente é comandado por um motor elétrico. Pequenas irregularidades na distribuição da massa

do componente girando pode causar uma vibração substancial. Isto é chamado de rotação desbalanceada (INMAN, 2008).

A vibração ou oscilação pode ser definida como qualquer movimento periódico que se repete após um intervalo de tempo (RAO, 2009). Neste trabalho a vibração é forçada, produzida por meio de um desbalanceamento rotativo.

O sistema desenvolvido possui um perfil estrutural de alumínio, disposto como uma viga em balanço, que simula um equipamento operando em condições normais. Um motor elétrico com uma carga descentralizada é responsável por gerar a vibração. Um acelerômetro faz a aquisição da força  $g$  no perfil estrutural e um encoder possibilita a leitura da frequência do motor, possibilitando dessa forma o controle e a detecção da frequência natural do perfil. As bobinas são responsáveis por atenuar a vibração, por meio de forças eletromagnéticas que causam um efeito de amortecimento no sistema.

Utilizou-se uma placa Arduino para gerenciar todos os componentes, controlando a frequência do motor, a leitura dos dados do acelerômetro, a frequência de excitação por meio de um *encoder* e a energização das bobinas. A base que suporta todas as peças foi confeccionada em granito, aumentando assim o peso total da bancada e diminuindo as frequências indesejadas do ambiente externo ao dispositivo durante os testes e aquisições dos dados (LIAO, 2011).

## 2. Aparato experimental

A base que suporta os componentes foi montada com granito. Na Figura 1, observa-se todo o conjunto, onde na região destacada em branco tem-se a fixação do tipo engaste do perfil de alumínio, na região destacada em amarelo o circuito de comando com bateria de 7,4 V e a região destacada em vermelho o conjunto de bobinas eletromagnéticas que atenua a vibração do perfil. O perfil possui 870 mm de comprimento livre e 100 mm e está fixo na base através de grampos de fixação.



Figura 1 – conjunto completo montado na base de granito.

Os componentes básicos para atenuação da vibração são vistos em dois ângulos diferentes na Figura 2.



Figura 2 – elementos para atenuação da vibração do perfil.

Para encontrar as frequências naturais do perfil usado neste experimento, todo o conjunto foi reproduzido num software, cujo foco foi a análise modal e resposta em frequência. Todas as massas foram previamente pesadas e incluídas na simulação, bem como a definição de todos os tipos de materiais empregados e fixações para que os resultados fossem os mais fidedignos possíveis.

Um trecho do conjunto reproduzido em software foi destacado em cores diferentes para facilitar a compreensão da montagem, conforme Figura 3.

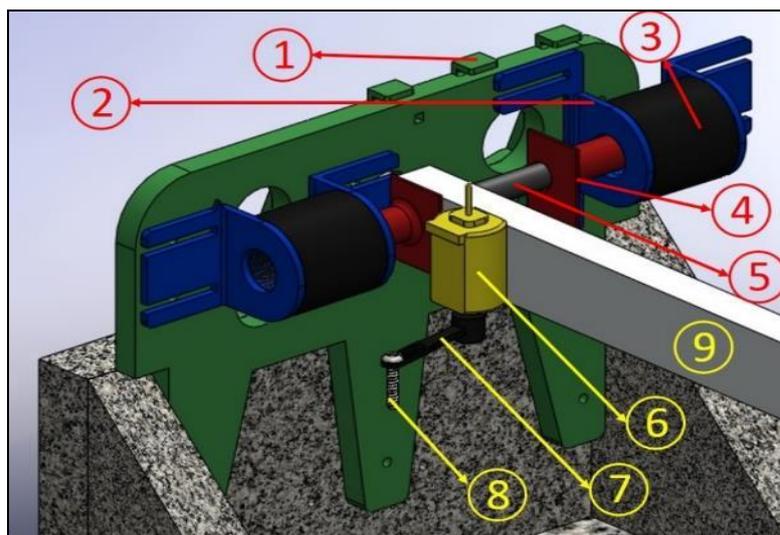


Figura 3 – detalhamento de parte dos elementos do experimento.

Alguns dos componentes usados para atenuação da vibração são detalhados na Figura 3 na seguinte ordem:

1 – Suporte para os dois conjuntos de bobinas: destacado na cor verde, foi construído com PLA (ácido polilático) através de impressão 3D, fixado na base de granito por meio de fitas dupla faces e com possibilidade de fixação por parafusos.

2 – Suporte para uma bobina: destacado na cor azul, também foi impresso em PLA, fixado no suporte para os dois conjuntos de bobinas por meio de quatro parafusos. Possui ajuste de 25 milímetros no mesmo eixo da vibração (eixo X), aumentando as possibilidades de testes. Quanto mais próximo do perfil, maior a atenuação da vibração.

3 – Bobina: destacada na cor preta, foi usado o fio de cobre AWG25 para sua montagem (LIU, 2006), onde foram dadas 900 voltas, ao longo de 30 milímetros, com comprimento total do fio de cobre (para cada bobina) de aproximadamente 65 metros. A resistência elétrica de cada bobina é de 6,8 ohms (GONZALEZ-BUELGA, 2015).

4 – Suporte de fixação de um dos ímãs: destacada na cor vermelha, também foi impresso em PLA e fixado no perfil por meio de 2 parafusos. O ímã fica preso dentro deste suporte, entre ele e o perfil.

5 – Ímã de neodímio: destacado na cor grafite, possui formato cilíndrico, com 30 milímetros de comprimento por 8 milímetros de diâmetro (JAE-SUNG, 2018).

6 – Motor elétrico: destacado na cor amarela, é fixado no perfil por meio de dois parafusos. Possui eixo duplo, de um lado é acoplado o suporte para massa descentralizada que gera a vibração forçada e do outro lado o atuador do *encoder* (será detalhado na Figura 4). Esse motor opera, neste experimento, com tensão de até 7,4 V e para esta tensão, ele gira a uma frequência de 47 Hz.

7 – Suporte para a massa: também na cor preta, feito com plástico ABS, é acoplado ao eixo do motor elétrico.

8 – Massa (parafuso): na cor cinza, é acoplado ao suporte detalhado anteriormente. Quando submetido a uma rotação, faz com que o perfil vibre, em função de excentricidade deste conjunto. Há possibilidade de aumento da massa adicionando-se porcas ao parafuso, o resultado é uma vibração mais severa no conjunto.

9 – Perfil: também na cor cinza, vibra no eixo X (detalhado na Figura 5). Possui formato retangular de 25,4 mm por 12,7 mm e 1,3 mm de espessura.

Na Figura 4, foram suprimidos alguns componentes para facilitar a visualização e detalhamento.

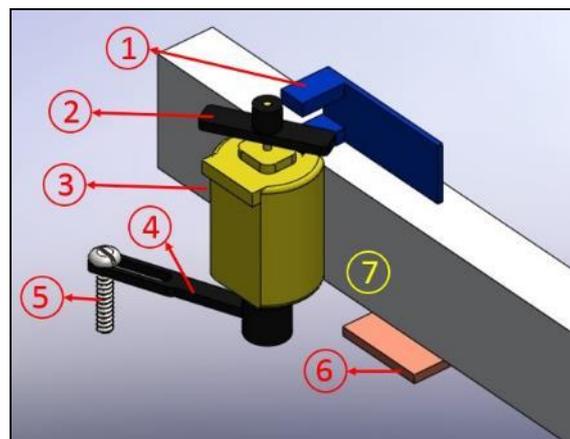


Figura 4 – detalhamento de componentes controlados pelo *Arduino*.

1 – *Encoder*: destacada na cor azul, é fixado no perfil. Possui um sensor que funciona por ruptura do feixe de luz, cada vez que o atuador interrompe este feixe, ele manda um pulso para o *Arduino* e a partir deste pulso a rotação do motor é obtida.

2 – Atuador do *encoder*: destacado na cor preta, é fixado ao eixo do motor. A cada volta que o eixo do motor executa, o atuador permite que o *encoder* conte uma volta. De forma direta, se o *encoder* ler 20 pulsos num intervalo de 1 segundo, a frequência do motor é de 20 Hz.

3, 4 e 5 – Já detalhados na Figura 3.

6 – Acelerômetro: na cor marrom. A placa *GY-521* possui um circuito integrado (CI), o *MPU6050*. Este CI possui 3 eixos para o acelerômetro, 3 eixos para o giroscópio e um sensor de temperatura. Neste experimento foi usado apenas o eixo X do acelerômetro (KIM, 2001). Os dados do acelerômetro são convertidos em força g, que é uma unidade

de aceleração, equivalente a  $9,8 \text{ m/s}^2$ .

7 – Perfil: Já detalhado na Figura 3.

Na Figura 5 observa-se o esquema do circuito de força do experimento, ou seja, das bobinas e do motor. Foram utilizados o transistor *TIP120*, o diodo *1N4001* e resistores de  $10\text{K}\Omega$  e  $47\text{K}\Omega$ . Nesse esquema foram suprimidos o acelerômetro e o *encoder* para facilitar a visualização, ambos podem ser vistos na Figura 6. Vale ressaltar que foi usado apenas um módulo Arduino para o projeto. Usaram-se transistores para acionamento do motor e bobinas, pois as correntes elétricas requeridas por estes componentes não poderiam ser supridas pelo Arduino, que trabalha com correntes muito baixas.

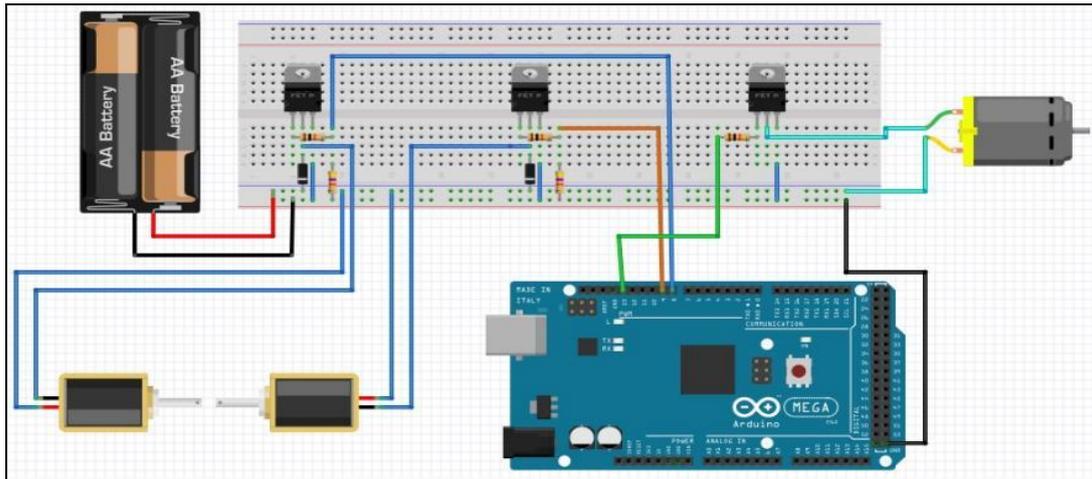


Figura 5 – esquema dos acionamentos do motor e bobinas.

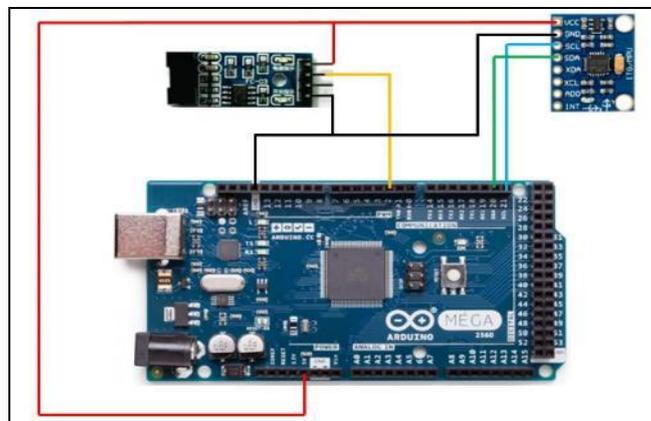


Figura 6 – esquema dos sensores usados no experimento.

O circuito de força do motor e das bobinas (TORRES-PEREZ, 2016) pode ser observado na Figura 7. Nele também são mostrados os três pinos do Arduino que possibilitam o funcionamento destes componentes.

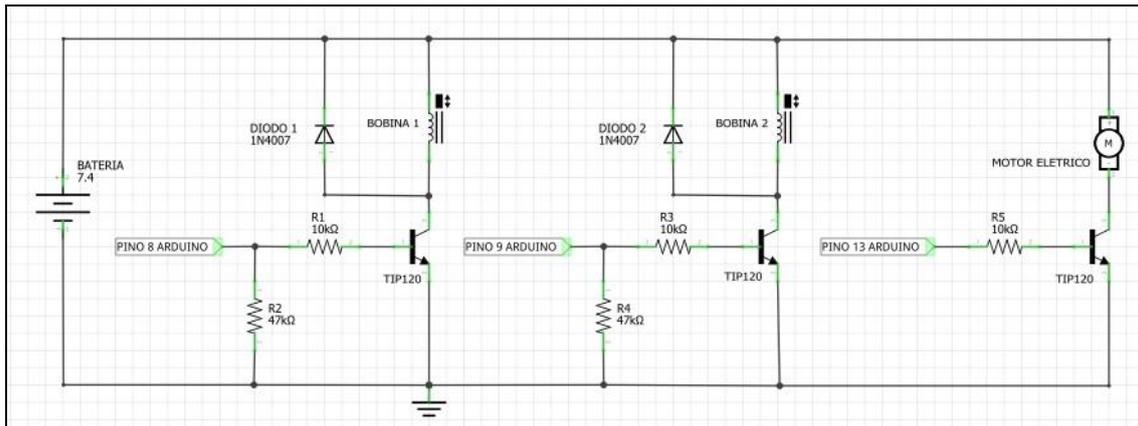


Figura 7 – circuito de força do experimento.

### 3. Desenvolvimento e montagem dos testes experimentais

Quando o motor gira a massa, o desbalanceamento dela gera uma vibração forçada no perfil. A frequência que atua na estrutura é a mesma da fonte que a gera, ou seja, a frequência do motor. Com isso, quando se mede a frequência do motor (através do *encoder*) encontra-se também a frequência que o perfil está vibrando.

Na Figura 8, mostra-se o diagrama de corpo livre desbalanceado da massa. A massa do parafuso é representada por “ $m_0$ ” (0,004 kg), “ $e$ ” representa o raio (0,033 metros), “ $\omega_r$ ” é a velocidade angular do eixo do motor, “ $x_r(t)$ ” é o deslocamento da massa  $m_0$  no eixo X, “ $x(t)$ ” é o deslocamento do perfil no eixo X e “ $F_r$ ” é a força resultante. (Inman, 2008).

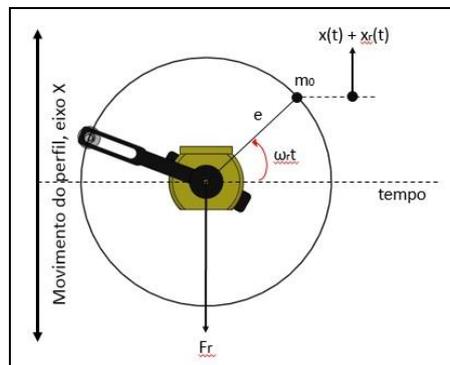


Figura 8 – diagrama de corpo livre desbalanceado.

Na Figura 9 observa-se o movimento de oscilação do perfil (MATSUZAKI, 2000) quando o motor é ligado. O acelerômetro foi montado de tal forma que os dados do eixo X são usados para análise, sendo este eixo indicado pelas setas vermelhas da Figura 9. As setas amarelas da Figura 9 indicam o sentido de rotação do motor.

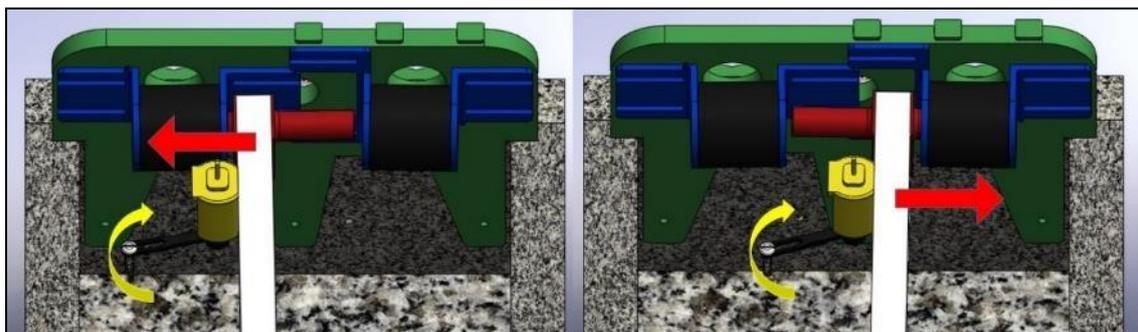


Figura 9 – movimento realizado pelo perfil no eixo X indicado pelas setas vermelhas.

Durante a vibração cada ímã entra em uma bobina (ver Figura 10), porém as interações entre os campos magnéticos só acontecem quando as bobinas estão energizadas.

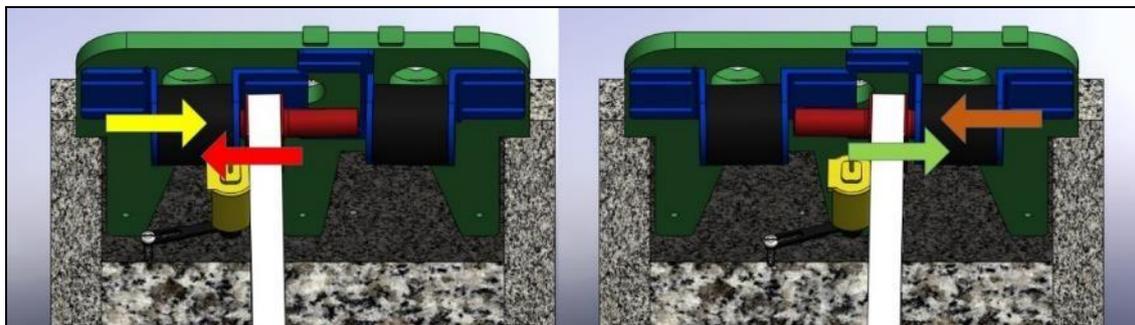


Figura 10 – interações entre os campos eletromagnéticos e magnéticos.

Quando as bobinas são energizadas, os campos eletromagnéticos são direcionados no sentido de repelir os ímãs, fazendo com que o perfil que está solidário aos ímãs, tenda a ficar em equilíbrio na posição de repouso, quando ambas as bobinas são energizadas.

Na Figura 10, a seta amarela representa o sentido do campo eletromagnético gerado pela bobina e a seta vermelha o campo magnético gerado pelo ímã. Quando o perfil se desloca no sentido da bobina da esquerda o ímã se move cada vez mais para dentro da bobina, porém o campo eletromagnético dessa bobina, oposto ao campo magnético do ímã, atenua o movimento do perfil. O mesmo ocorre quando o deslocamento acontece para o lado direito, ver na Figura 10, a seta marrom representa o campo eletromagnético gerado pela bobina e a seta verde o campo magnético do outro ímã, atenuando assim o deslocamento no eixo X.

### 3.1 Atenuação da amplitude do deslocamento e aceleração

A primeira etapa do teste consiste em comprovar a atenuação da vibração por meio das forças eletromagnéticas criadas pelas bobinas. Num primeiro momento a frequência do motor foi definida em 11 Hz, para esta frequência a força g média obtida por meio do sensor foi de 17,328 m/s<sup>2</sup> (ou 1,728 g) e o descolamento do perfil foi medido em 4,5 mm. Quando as bobinas foram energizadas, elas criaram uma “resistência” ao movimento do perfil, e o resultado esperado é a foi uma diminuição da aceleração do movimento do perfil.

Num segundo momento a frequência do motor foi definida em 21,9 Hz. Para esta frequência a força g média obtida por meio do sensor foi de 8,34 m/s<sup>2</sup> (ou 0,857 g).

A comunicação entre o Arduino e o computador é realizada por meio de porta USB, e os dados também são obtidos dessa forma. Após a coleta dos dados do acelerômetro, eles precisam ser tratados para obtenção da força g, conforme Equação 1.

$$\text{força } g = \frac{\text{leitura do acelerômetro}}{16384} \quad (\text{Eq. 1})$$

Cada valor lido é convertido em força g. Os cálculos e os gráficos são armazenados em planilhas *Excel*, visto que não há complexidade em sua resolução.

Outra etapa importante foi medir o deslocamento gerado pelas bobinas, ou seja, quando a tensão de 7,4 V é aplicada em apenas uma bobina, mediu-se um deslocamento de 2 mm do perfil no eixo X. Dessa forma, a bobina consegue atenuar o deslocamento em 2 mm. Para medir a força equivalente que gera o deslocamento de 2 mm, um recipiente foi acoplado de forma conveniente no perfil, de tal forma que a massa inserida no

recipiente produz um deslocamento de 2mm do perfil, e o valor da massa foi de 132g, ou 1,293 N.

### 3.2 Eliminação da ressonância

Outro teste para este experimento consiste em verificar os efeitos das bobinas quando o sistema tende a entrar em ressonância. A primeira frequência natural do perfil estrutural, encontrada por meio de análise computacional, foi de 12,1 Hz, já a frequência natural observada por meio de dados dos sensores foi de 11,9 Hz.

O Arduino foi programado para elevar a frequência do motor de forma gradativa, a uma taxa de 1 Hz por segundo (sendo o limite para este motor nas condições do experimento é de 47 Hz). Como o deslocamento do perfil produz um aumentar em função da ressonância, as bobinas foram reposicionadas para evitar impacto entre as elas e o perfil.

Em seguida, para avaliar o comportamento do perfil nas condições anteriores, as bobinas foram posicionadas de tal forma que elas e os ímãs pudessem interagir, gerando uma resistência ao deslocamento e diminuindo os efeitos de vibrações no sistema.

### 4. Resultados e discussão

Na análise da atenuação da vibração, a aquisição dos dados retornou o gráfico que pode ser visto na Figura 11. Neste gráfico, observam-se três curvas. A Primeira curva, na cor verde, representa a força g quando o perfil não é submetido a nenhuma vibração. As oscilações são ruídos do meio, pois a base onde o sistema foi montado não é totalmente livre de vibrações externas e o sensor é extremamente sensível. A segunda curva, na cor azul, representa a força g quando o motor é ligado em 11 Hz. Nessa curva, o pico da forma de onda é, na média, de 1,768 g. A terceira curva, na cor vermelha, representa a força g do sistema com as bobinas ligadas, onde o valor médio dos picos caiu para 0,655 g, uma redução média de 63,86% na força g que o perfil está submetido. Já o deslocamento reduziu de 4,5mm para 2,5mm, uma redução de 44,44%.

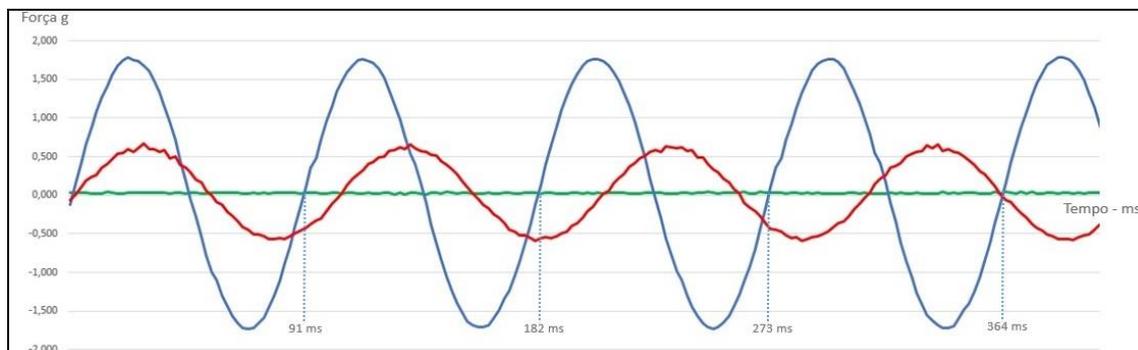


Figura 11 – comparação das forças g no perfil de alumínio em função do tempo em 11 Hz.

Observando o período da curva vermelha na Figura 11, nota-se também que o período da forma de onda aumentou em relação ao período da curva azul, e isso foi comprovado quando a frequência do motor foi medida nessa condição (com as bobinas energizadas). A frequência do motor com as bobinas desligadas era de 11 Hz, já com as bobinas ligadas, a frequência caiu para cerca de 9,8 Hz.

Ao aumentar a frequência do motor para 21,9 Hz (aproximadamente o dobro da frequência anterior), a força g diminuiu, conforme pode ser visto no gráfico representado pela Figura 12. A curva verde, representa a força g quando o perfil não é submetido a nenhuma vibração. A segunda curva, na cor azul, representa a força g quando o motor é ligado em 21,9 Hz. Nessa curva, o pico da forma de onda é, na média, de 0,857 g. A terceira curva, na cor vermelha, representa a força g do sistema com as

bobinas ligadas, onde o valor médio dos picos caiu para 0,761 g, uma redução média de 9,56% na força g que o perfil está submetido.

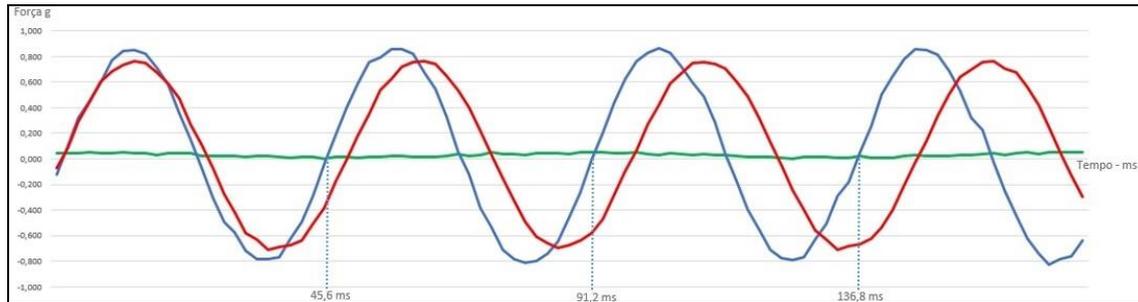


Figura 12 – comparação das forças g no perfil de alumínio em 21,9 Hz.

Na análise para redução dos efeitos da ressonância no sistema, observou-se que, quando as bobinas não estavam atuando, a frequência do motor não conseguia ultrapassar a frequência natural e o sistema vibrava cada vez mais rumo ao colapso.

Foram realizados dois testes para esse caso, no primeiro, a frequência do motor crescia de 0 até 47 Hz a uma taxa de 10 Hz a cada 1 segundo, nesse teste o efeito da ressonância era imperceptível, pois o intervalo de tempo que o motor levava para superar a frequência natural de 11,9 Hz era mínimo. Dessa forma, os dados foram desprezados, visto que os sensores não captavam mudanças durante a frequência de ressonância.

No segundo teste, ainda com as bobinas desligadas, a frequência ia aumentando a uma taxa de 1 Hz por segundo (dez vezes mais lento que no primeiro caso). Houve um aumento significativo na vibração e no deslocamento do perfil no eixo X, a frequência do motor não superou a frequência natural (11,9 Hz), ficando “presa” nessa frequência, independente da tensão aplicada. Ficou claro que após atingida a ressonância, apenas a aplicação de uma força elevada poderia tirar o sistema dessa condição (para o experimento, o contato direto com o perfil fazia ele sair dessa condição de ressonância). Ainda na ressonância, as bobinas foram ligadas, mas não surtiu efeito.

Quando as bobinas foram ligadas e a frequência ia subindo na mesma taxa de 1 Hz por segundo, não houve um aumento drástico na vibração como aconteceu com as bobinas desligadas e a frequência do motor passou pela frequência natural (11,9 Hz), chegando ao seu limite de 47 Hz, sem ficar “presa” nessa frequência natural, evitando assim o efeito de ressonância.

Na Figura 13, observa-se o valor da frequência natural obtida por ferramenta computacional. O valor foi de 12,1 Hz ficou próximo do valor obtido na prática (11,9 Hz). Essa diferença se deve ao fato de não terem sido incluídos nessa simulação os sensores (acelerômetro e *encoder*).

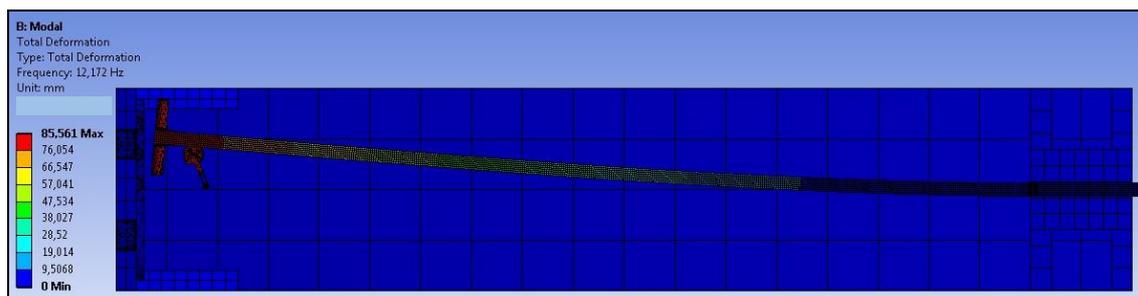


Figura 13 – deslocamento na primeira frequência natural do conjunto de 12,1 Hz.

A força exercida pelas bobinas reduziu a tendência de aumento do deslocamento na região próxima da ressonância, evitando que o conjunto ficasse restrito a essa região. Na Figura 14 tem-se a resposta em frequência do perfil. Nota-se que para a frequência de 12,2 Hz, o deslocamento atinge seu ápice, de 660,86 mm, ou seja, a frequência de ressonância do sistema.

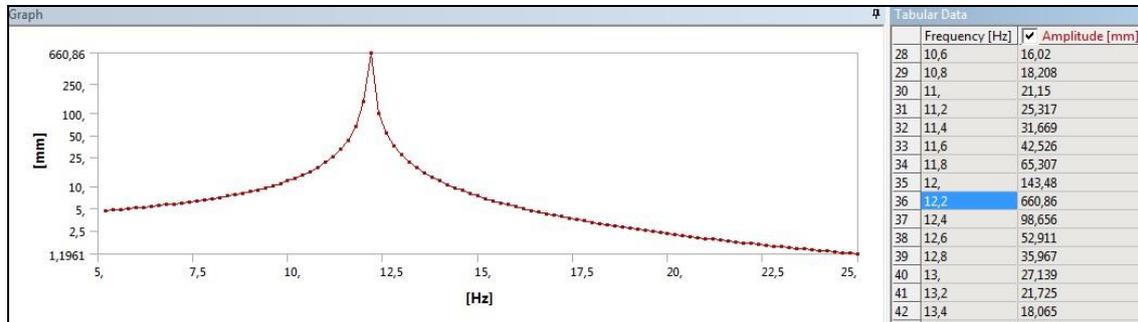


Figura 14 – resposta em frequência do perfil em mm.

## 5. Conclusões e sugestões futuras

Os dois testes realizados retornaram resultados positivos quanto ao que era esperado. Na primeira etapa, para a frequência de 11 Hz, a força  $g$  foi atenuada em 63,86% e o deslocamento reduzido em 44,44%. Para a frequência de 21,9 Hz a atenuação da força  $g$  foi menor (reduziu em 9,56%), evidenciando que o sistema proposto tem uma eficácia maior em baixas frequências. Em sistemas que tenham naturalmente uma vibração elevada, a aplicação desse método pode trazer benefícios e durabilidade para o conjunto. É importante observar que houve uma diminuição na frequência do motor quando as bobinas foram ligadas. Deve ser avaliado se isso pode gerar um problema ou se pode ser desprezado, pois o método aplicado para reduzir as vibrações pode acabar afetando algum elemento motriz do equipamento, diminuindo sua frequência e consequentemente, alterando as características do sistema.

Para a redução dos efeitos da ressonância, os testes comprovaram que há uma diminuição do deslocamento quando as bobinas são energizadas. Isso evitou que o perfil entrasse em uma zona de colapso, onde a frequência do motor superou a zona de ressonância e atingiu seu valor nominal.

## Referências

- GONZALEZ-BUELGA, A., CLARE, L.R., NEILD, S.A., JIANG, J.Z. & INMAN, D.J. *An electromagnetic inerter-based vibration suppression device*. IOP Publishing Ltd Vol. 24, p.1-10, 2015.
- INMAN, D.J. *Engineering vibration*. 3. ed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2008.
- JAE-SUNG, B., JUNG-SUN, P., JAI-HYUK, H., JIN-HO, R., BONG-do, P. & JONG-HYUK, K. *Vibration Suppression of a Cantilever Plate Using Magnetically Multimode Tuned Mass Dampers*. Hindawi Vol. 2018, p.1-13, 2018.
- KIM, Y.B., HWANG, W.G., KEE, C.D. & YI, H.B. *Active vibration control of a suspension system using an electromagnetic damper*. Proc Instn Mech Engrs Vol. 215, Part D, p.865-873, 2001.
- LIAO, G.J., GONG, X.L., KANG, C.J. & XUAN, S.H. *The design of an active-adaptive tuned vibration absorber based on magnetorheological elastomer and its vibration attenuation performance*. IOP Publishing Ltd Vol. 20, p.1-10, 2011.
- LIU, J. & LIU, K. *A tunable electromagnetic vibration absorber: Characterization and application*. Elsevier Ltd n. 295, p.708-724, 2006.

**MATSUZAKI, Y., IKEDA, T., NAE, A. & SASAKI, T.** *Electromagnetic forces for a new vibration control system: experimental verification.* IOP Publishing Ltd Vol. 9, p.127-131, 2000.

**RAO, S.S.** *Vibrações Mecânicas.* 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

**TORRES-PEREZ, A., HASSAN, A., KACZMARCZYK, S. & PICTON, P.** *Active vibration control using mechanical and electrical analogies.* IOP Publishing Ltd Vol. 25, p.1-15, 2016.