



XXX Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica
19 a 23 de agosto de 2024, Uberaba, Minas Gerais, Brasil

DESENVOLVIMENTO DE UM MÓDULO DIDÁTICO PARA BALANCEAMENTO ESTÁTICO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS ROTATIVOS

Rafaela Gomes Pavoni, d202010024@uftm.edu.br¹

Israel Jorge Cárdenas Nuñez, israel.nunez@uftm.edu.br²

Ricardo Humberto de Oliveira Filho, ricardo.humberto@ufu.br³

¹Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Av. Frei Paulino, nº 30 – Bairro Abadia – Uberaba - MG

²Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Av. Frei Paulino, nº 30 – Bairro Abadia – Uberaba – MG

³Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila, nº 2121 - Bairro Santa Mônica - Uberlândia - MG

Resumo. O método dos Coeficientes de Influência é uma técnica valiosa para analisar o desbalanceamento de rotores, destacando-se pela capacidade de avaliar diretamente as respostas vibracionais do sistema. Especialmente eficaz em rotores flexíveis, o método estabelece relações lineares entre a força aplicada e o deslocamento resultante. Neste trabalho, foi desenvolvido um módulo didático para análise de vibrações em máquinas rotativas, utilizando acelerômetros e um tacômetro para medir a amplitude e a fase das vibrações. O sistema de aquisição de dados inclui equipamentos da PCB Piezotronics® e da National Instruments®, e as medições foram realizadas antes e depois da aplicação de massas de teste conhecidas. Os testes realizados mostraram uma redução significativa do desbalanceamento com a utilização da técnica. Em conclusão, o método dos Coeficientes de Influência é uma ferramenta eficiente para o balanceamento de rotores, demonstrando melhorias significativas no desempenho de sistemas rotativos. Sua aplicação contribui para a redução de falhas mecânicas e prolongamento da vida útil dos equipamentos, como comprovado em estudos empíricos.

Palavras-chave: Balanceamento de Rotores. Máquinas Rotativas. Análise de vibração. Método dos coeficientes de influência.

Abstract. The Influence Coefficients method is a valuable technique for analyzing rotor unbalance, distinguished by its ability to directly evaluate the vibrational responses of the system. Particularly effective in flexible rotors, the method establishes linear relationships between the applied force and the resulting displacement. In this study, a didactic module was developed for the analysis of vibrations in rotating machinery, using accelerometers and a tachometer to measure the amplitude and phase of the vibrations. The data acquisition system includes equipment from PCB Piezotronics® and National Instruments®, and measurements were taken before and after the application of known test masses. The tests showed a significant reduction in unbalance using this technique. In conclusion, the Influence Coefficients method is an efficient tool for rotor balancing, demonstrating significant improvements in the performance of rotating systems. Its application contributes to the reduction of mechanical failures and prolongs the lifespan of equipment, as evidenced by empirical studies.

Keywords: Rotor Balancing. Rotating Machines. Vibration Analysis. Method of Influence Coefficients.

1. INTRODUÇÃO

De acordo com Vance (2010), o desenvolvimento de rotores, à medida que se aumentou os requerimentos de potência no meio industrial, esteve associado ao aumento das rotações impostas, o que por sua vez, culminou no aparecimento de problemas relacionados com vibrações excessivas. De acordo com Sousa (2005), o estudo de defeitos em máquinas rotativas ocupa uma posição de destaque nesse contexto, uma vez que a existência de um componente rotativo transmissor de potência apoiado em mancais cria uma série de problemas que são encontrados desde simples bombas centrífugas até uma turbina de usina hidrelétrica. Dentre os problemas enfrentados no cotidiano das máquinas rotativas, será dado foco no desbalanceamento em função dos erros de distribuição de massa ao longo do eixo.

De acordo com Rodrigues (2013), o balanceamento pode ser definido como um processo de melhora na distribuição da massa de um corpo, permitindo que este rotacione sobre seus mancais com forças de desbalanceamento reduzidas a níveis aceitáveis. Quando estes níveis são atingidos, pode-se dizer que o eixo está balanceado dentro de uma tolerância desejada, isto porque sempre haverá um desbalanceamento residual permissível.

Ponge-Ferreira (2006) afirma que o desbalanceamento pode ser classificado em três categorias: estático, de momento e dinâmico. O desbalanceamento estático é caracterizado pelo centro de massa do corpo rígido girante estar localizado fora da linha de centro entre mancais. Estático porque pode ser identificado com um simples ensaio estático – coloca-se o rotor entre duas guias horizontais e de baixo atrito e o ponto mais pesado do corpo sempre tenderá para baixo.

Desbalanceamento de momento ocorre quando o eixo central de inércia do rotor e o eixo geométrico dos mancais não estão paralelos, porém, o centro de massa está sobre o eixo geométrico dos mancais. Ao contrário do estático, este não pode ser identificado por um ensaio estático visto que o rotor apresentará equilíbrio em qualquer posição angular. Denomina-se desbalanceamento de momento pois, em rotação, as reações nos mancais ocorrem devido ao momento desbalanceado, mesmo as forças estáticas estando em equilíbrio (PONGE-FERREIRA, 2006).

Por fim, o caso mais geral de desbalanceamento de rotores denomina-se dinâmico. Trata-se de uma combinação dos dois casos anteriormente citados – o centro de massa está fora do eixo geométrico dos mancais e o eixo central de inércia encontra-se inclinado em relação a este (PONGE-FERREIRA, 2006)

Conforme Saldarriaga (2002) para o balanceamento de rotores a velocidades baixas, pode-se empregar os métodos clássicos simples com grande eficiência. Porém, para velocidades de rotação mais altas, principalmente próximas à velocidade crítica de ressonância, o problema de balanceamento requer um estudo mais aprofundado em métodos alternativos, que levem em consideração as características vibratórias desses sistemas rotativos. Nesse âmbito, surgiu os estudos sobre o Método de Coeficientes de Influência, que é descrito por um modelo matemático que leva em conta análises de reposta de vibrações como entrada, conforme é definido nos trabalhos de Mendes (2013) e Sousa (2005) e na teoria apresentada por Muszynka (2005).

O atual trabalho tem como objetivo criar um módulo didático para balanceamento estático de elementos de máquinas rotativos. Foi desenvolvido o projeto e fabricado um tacômetro para aquisição do sinal de rotação do eixo. Posteriormente, foi montada e calibrada a instrumentação necessária e, então, implementado o método dos coeficientes de influência para a técnica de balanceamento estático em um volante de inércia.

2. METODOLOGIA

O desenvolvimento de um módulo didático para análise de vibrações em máquinas rotativas é um processo que requer várias etapas, desde a montagem da bancada de testes até a fabricação de componentes específicos e a análise detalhada dos dados coletados. Este módulo é projetado para demonstrar a medição de parâmetros vibratórios críticos, como amplitude e fase de rodopio do rotor, utilizando técnicas de balanceamento dinâmico. A metodologia segue um modelo bem estabelecido, baseado em pesquisas anteriores, e utiliza equipamentos avançados para garantir a precisão e confiabilidade dos resultados.

2.1. Desenvolvimento e montagem da bancada didática para aquisição de sinais

A primeira etapa do desenvolvimento do módulo didático consistiu em montar a bancada para a aquisição dos sinais da máquina rotativa, posicionando os acelerômetros e o tacômetro, que capta a rotação do eixo. Foi montado um sistema de aquisição que pudesse coletar os parâmetros necessários à análise, que são a amplitude de rodopio do rotor e a fase correspondente em relação a um referencial. Para tal, foi utilizado o modelo desenvolvido por Souto et al., 2018, ilustrado na Fig. 1.

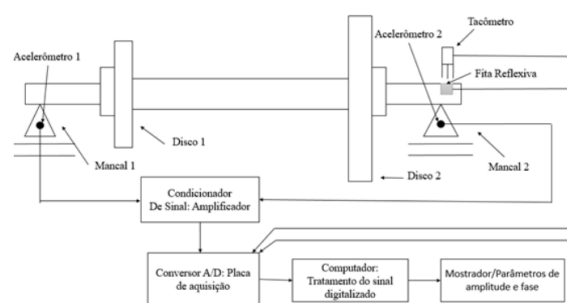


Figura 1. Modelo de sistema de aquisição de dados para balanceamento (Souto et al, 2018)

Para realizar a medição da resposta de vibração no processo de balanceamento, foram utilizados acelerômetros da PCB Piezotronics® modelo 352C22 posicionados nos dois mancais, um tacômetro desenvolvido para o projeto, uma placa de aquisição de sinais da National Instruments® modelo NI 9234, permitindo a medição da amplitude de vibração e do ângulo de fase com o rotor em funcionamento na velocidade de trabalho. A calibração dos acelerômetros foi realizada com um calibrador da PCB Piezotronics® modelo 394C06.

Apesar de abordar aspectos sobre dinâmica de rotores, o método de coeficientes de influência pode ser simplificado para um algoritmo que, em resumo, passa por obter experimentalmente respostas vibratórias, variando, a entrada, com adição de massas de teste, similar a uma relação causa-efeito. Durante esta etapa foram utilizados programas desenvolvidos em Matlab®.

Dando sequência, a segunda etapa do projeto envolveu a fabricação dos volantes de inércia, que desempenham um papel fundamental na regularização e equilíbrio das transferências de energia e trabalho produzido. Inicialmente foi utilizado um volante de inércia impresso em uma prototipadora 3D (Fig. 2) sendo necessário inserir porcas sextavadas, com diâmetros de 8 milímetros, ao longo de seu contorno para aumentar o peso e garantir uma inércia satisfatória para os testes.

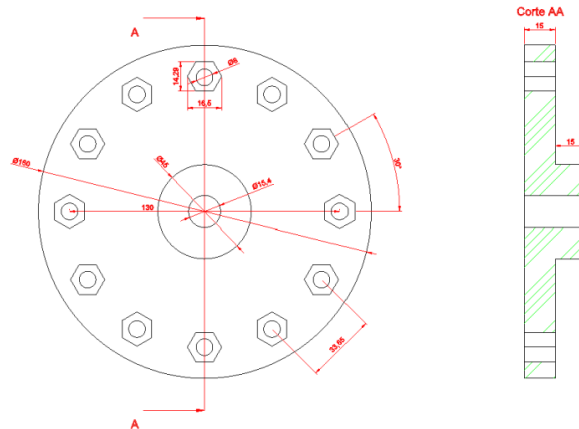


Figura 2. Modelo para volante de inércia a ser impresso em 3D com dimensões em mm (Dos autores, 2024)

A partir de então, foram realizadas as aquisições dos sinais e a análise dos mesmos para identificar o desbalanceamento do sistema e, então, definir a massa e sua posição angular de instalação para corrigir o desbalanceamento. Inicialmente, foram realizadas medições do sistema em sua situação real, sem utilizar massa de teste.

2.2. Técnica de balanceamento pelo método dos coeficientes de influência

O Método dos coeficientes de influência emerge como uma abordagem eficaz para calcular o desbalanceamento de rotores, permitindo a obtenção direta das respostas vibratórias do sistema através da Transformada Rápida de Fourier (FFT). Ao contrário dos métodos convencionais, essa técnica revela uma notável eficiência na análise de rotores flexíveis. A definição dos coeficientes de influência estabelece uma relação linear entre a força aplicada e o deslocamento do rotor, assumindo uma forma análoga a uma função de transferência. Esta função vincula a entrada, representada pela força de desbalanceamento, e a saída, representada pela resposta vibratória do rotor em deslocamento, conforme ilustrado na Fig. 3. Uma análise mais abrangente é alcançada quando se obtém uma resposta modal do rotor, permitindo a identificação de suas velocidades críticas, conforme discutido por Pereira (2010).

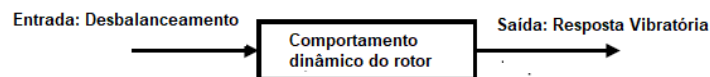


Figura 3. Relação entre Desbalanceamento e Resposta Vibratória (Adaptado de Muszynska, 2005)

Analicamente, pode-se representar uma relação de linearidade entre entrada e saída da seguinte forma pela Eq. (1), de acordo com Muszynska (2005):

$$V e^{j(\omega t + \beta)} \mathbf{K}(\omega) = U e^{j(\omega t + \delta)}, \text{ em que, } \mathbf{K}(\omega) = K - M\omega^2 + jD_s\omega \quad (1)$$

em que, V representa a amplitude de resposta em regime permanente e U representa a amplitude da força de desbalanceamento. Os ângulos β e δ são dados com relação a uma origem estabelecida na seção ou plano de balanceamento. O termo $\mathbf{K}(\omega)$ está associado a um fasor que carrega as propriedades de rigidez, inércia e amortecimento do rotor. Um outro ponto a ser levantado, é a hipótese de excitação síncrona adotada, que em resumo, significa que a frequência de excitação da força de desbalanceamento é igual à frequência da resposta vibratória em deslocamento.

A Equação (2) que representa a função transferência do sistema foi calculada através da relação de linearidade citada acima.

$$H(\omega)' = 1/K(\omega) \quad (2)$$

A representação da razão entre saída e entrada no diagrama de blocos se encontra na Fig. 4.

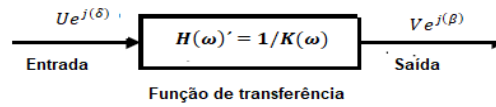


Figura 4. Função de Transferência com relação ao rotor (Adaptado de Muszynska, 2005)

Para o caso de balanceamento de rotores, existe uma situação similar a esta encontrada, em que será considerada a relação linear entre resposta em vibração e magnitude de desbalanceamento. Contudo, apesar dessa função de transferência englobar termos com relação às propriedades do rotor, para o caso do método dos coeficientes de influência não se faz necessário a obtenção delas. Mesmo abordando aspectos sobre dinâmica de rotores, o método usado em questão pode ser simplificado para um algoritmo que tem como objetivo obter experimentalmente as respostas vibratórias, variando entrada com adição de massa de teste. Logo, as aquisições têm como objetivo estimar diretamente o termo $H(\omega)$.

Conforme exposto em Sousa (2005), supondo que o comportamento de uma máquina seja linear, isso implica que as amplitudes das vibrações são proporcionais as forças que as causam. A relação entre desbalanceamento (\vec{U}) e a amplitude de vibração complexa (\vec{V}) pode então ser escrita pela Eq. (3).

$$\vec{V} = \vec{\alpha} \cdot \vec{U} \quad (3)$$

sendo $\vec{\alpha}$ um número complexo que independe da massa desbalanceada e que é denominado coeficiente de influência. Relacionando com o que foi apresentado antes, esse coeficiente de influência é justamente o termo similar a $H(\omega)$, que engloba as características dinâmicas do sistema rotativo.

Segundo Adams Junior (2004), as aquisições de vibração não precisam ocorrer exatamente no mesmo plano de balanceamento, pois muitas vezes é difícil de se posicionar sensores nos planos de balanceamento. As aquisições de amplitude e fase são então convenientemente adotadas próximas aos mancais, em montagens não rotativas rígidas.

Para a determinação deste coeficiente, mede-se primeiro a amplitude e a fase da vibração original em um dos mancais. Em seguida, coloca-se uma massa de teste conhecida em uma posição angular conhecida no plano de balanceamento. Nesta condição mede-se novamente a amplitude de vibração resultante e seu ângulo de fase no mesmo mancal (Sousa, 2005). Algumas estimativas para massas de teste, podem ser feitas, segundo Sousa (2005), através das Eqs. (4) e (5):

$$m_t = \frac{90P}{\left(\frac{rpm}{1000}\right)^2 R} \quad (4)$$

$$m_t = \frac{V_0 P}{R} \quad (5)$$

em que, os termos P , R e rpm significam respectivamente, a massa do rotor em [kg], o raio de posição em [mm] e a rotação de trabalho da máquina em [rpm].

De acordo com McMillan (2004), uma escolha errônea na massa de teste pode acarretar erros durante a aplicação do método. Caso a massa seja muito pequena, não haverá variações significativas na amplitude e na fase de vibração, por outro lado, caso ela seja demasiadamente alta, pode provocar rápido desgaste e deterioração do sistema rotativo, principalmente se o balanceamento for efetuado em rotações próximas da velocidade crítica.

O coeficiente é determinado pela subtração da amplitude de vibração original da amplitude com massa e cujo resultado é dividido pelo valor da massa de teste utilizada. Seguindo o exposto em Sousa (2005), \vec{U} pode ser computado conforme a Eq. (6).

$$\vec{U} = (\vec{\alpha})^{-1} \cdot \vec{V}_0 \quad (6)$$

O balanceamento estático pode ser realizado analiticamente através dos coeficientes de influência, conforme exposto por Sousa (2005). A partir das amplitudes de vibração e ângulos de fase observados num dos mancais, é possível determinar com certa precisão a quantidade de massa a ser adicionada no plano de balanceamento.

O primeiro passo consiste em medir a amplitude de vibração e o seu ângulo de fase com o rotor em funcionamento na velocidade de trabalho. No segundo passo, o funcionamento da máquina é interrompido e é adicionada uma massa de

teste (m) numa posição conhecida do plano de balanceamento, a uma distância R qualquer do centro. Em seguida, com a máquina em funcionamento sua amplitude de vibração e ângulo de fase são novamente medidos no mesmo mancal.

Destaca-se que após colocar a massa de teste, a resposta de vibração tende a mudar, logo, admitindo-se que os parâmetros do sistema não mudam, ou seja, $\vec{\alpha}$ constante, a nova amplitude \vec{V}_1 de vibração pode ser obtida pela Eq. (7).

$$(\vec{U} + \vec{W}) = (\vec{\alpha})^{-1} \cdot \vec{V}_1 \quad (7)$$

sendo que \vec{W} é definido como o produto entre a massa de teste (m) e o vetor raio de posicionamento da mesma \vec{r}_T , conforme a Eq. (8).

$$\vec{W} = m\vec{r}_T \quad (8)$$

Relacionado as Equações (6) e (7), isola-se o termo de $\vec{\alpha}$ e assim encontra-se o coeficiente de influência, ou seja, a função de transferência do rotor, Eq. (9).

$$\vec{\alpha} = \frac{\vec{V}_1 - \vec{V}_0}{\vec{W}} \quad (9)$$

Sendo assim, pode-se obter a Eq. (10):

$$\vec{\alpha}^{-1} = \frac{\vec{W}}{\vec{V}_1 - \vec{V}_0} \quad (10)$$

Desta maneira, voltando à Eq. (6), referente ao estado inicial, tem-se:

$$\vec{U} = \frac{\vec{W}}{\vec{V}_1 - \vec{V}_0} \cdot (\vec{V}_0) \quad (11)$$

Como os vetores de balanceamento e desbalanceamento são defasados em 180° , logo o balanceamento pode ser representado da seguinte forma, em que, m_b representa a massa de balanceamento e \vec{r}_b representa o vetor de posição da massa de balanceamento:

$$\vec{M}c = -\vec{U} = m_b\vec{r}_b \quad (12)$$

Determina-se o ângulo de posicionamento da massa de balanceamento por intermédio do arco tangente do fasor calculado anteriormente, em que, M_{cx} e M_{cy} são respectivamente as componentes x e y do vetor $\vec{M}c$:

$$\theta = tg^{-1}\left(\frac{M_{cy}}{M_{cx}}\right) \quad (13)$$

Ressalta-se que durante o processo, deve-se retirar a massa de teste e colocar a massa de balanceamento, além disso, deve-se manter a rotação constante durante todo o procedimento.

Segundo Adams Junior (2004), o método de coeficientes de Influência tende a oferecer melhores resultados de balanceamento quando são analisados um número maior de planos de observação em relação aos planos de medição, porém ele destaca que se torna impossível matematicamente reduzir todas as vibrações medidas em todos os planos a índices aceitáveis, sendo assim, pode ocorrer vibrações residuais indesejáveis ao aplicar esse método.

3. RESULTADOS

Após a montagem da bancada, ilustrada na Fig. 5, e das aquisições dos dados, mediu-se primeiro a amplitude e a fase da vibração original em um dos mancais. Em seguida, colocou-se uma massa de teste conhecida em uma posição angular conhecida no plano de balanceamento. Nesta condição mediu-se novamente a amplitude de vibração resultante e seu ângulo de fase no mesmo mancal, seguindo a metodologia de Sousa (2005).

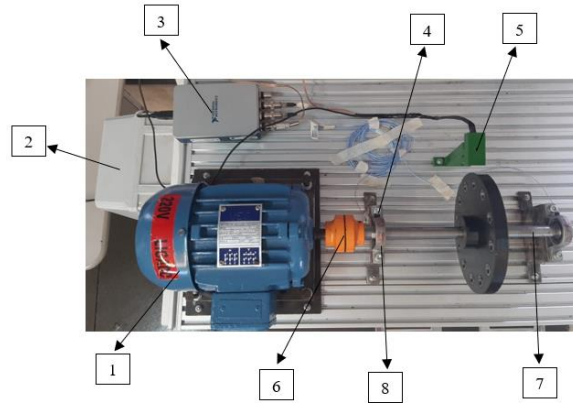


Figura 5. Bancada didática montada, sendo 1 (motor elétrico), 2 (painel de acionamento), 3 (placa de aquisição), 4 (acelerômetros), 5 (tacômetro), 6 (acoplamento), 7 (eixo), 8 (mancais de rolamento). (Dos autores, 2024)

Para as análises, foram escolhidos os sinais adquiridos pelo acelerômetro instalado no mancal 2 (localizado na extremidade após o volante de inércia). A Figura 6 mostra os sinais no domínio do tempo, adquiridos pelo tacômetro desenvolvido para o projeto e pelo acelerômetro instalado no mancal 2, enquanto a Fig. 7 mostra os sinais no domínio da frequência antes e após a filtragem e a fase do espectro cruzado entre os sinais do tacômetro e acelerômetro. A partir de então foi adicionada uma massa de teste no volante de inércia no ângulo 0° e realizada nova aquisição dos sinais.

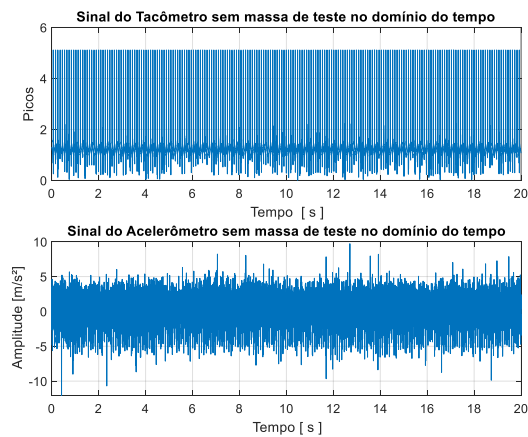


Figura 6. Sinais do tacômetro e do acelerômetro, para o volante de inércia sem a massa de teste (Dos autores, 2024)

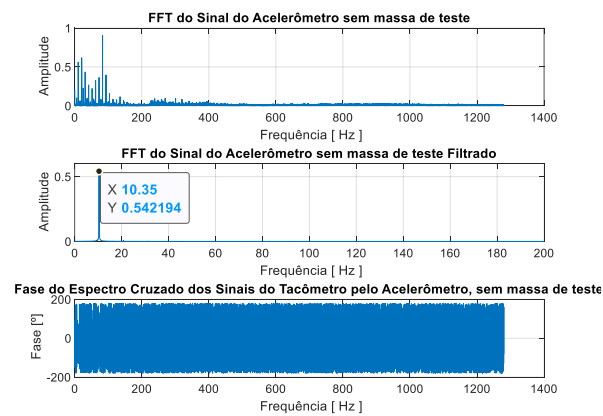


Figura 7. Sinais do domínio da frequência antes e após a filtragem e fase do espectro cruzado entre os sinais do tacômetro e acelerômetro, para o volante de inércia sem a massa de teste (Dos autores, 2024)

A Figura 8 mostra os sinais no domínio do tempo, adquiridos pelo tacômetro e pelo acelerômetro instalado no mancal 2 e a Fig. 9 mostra os sinais no domínio da frequência antes e após a filtragem e a fase do espectro cruzado entre os sinais do tacômetro e acelerômetro, com a massa de teste instalada no volante de inércia. Com tais dados foi possível aplicar o método dos coeficientes de influência, identificar o desbalanceamento do sistema e então calcular a massa necessária a ser instalada no volante de inércia para balancear o sistema, bem como sua posição angular.

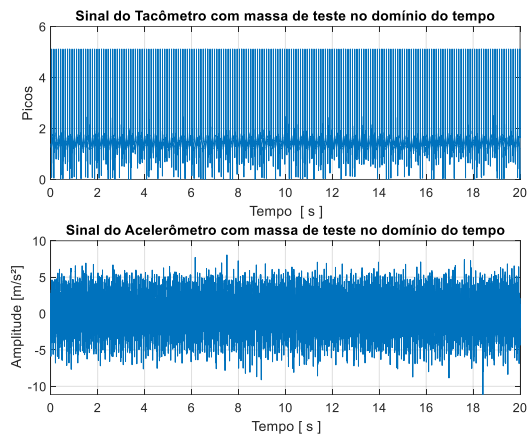


Figura 8. Sinais do tacômetro e do acelerômetro, para o volante de inércia com a massa de teste (Dos autores, 2024)

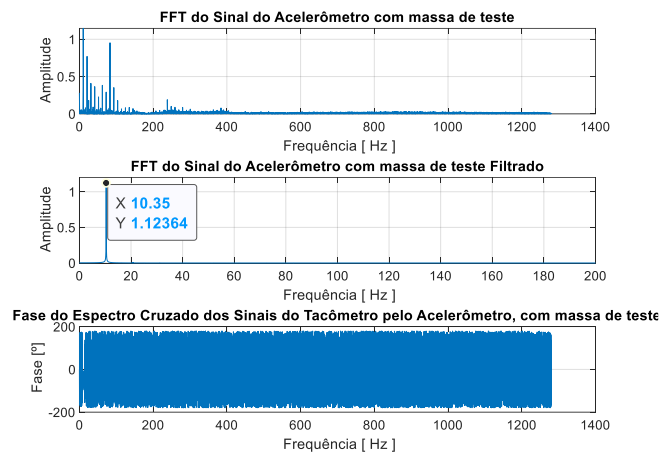


Figura 9. Sinais do domínio da frequência antes e após a filtragem e fase do espectro cruzado entre os sinais do tacômetro e acelerômetro, para o volante de inércia com a massa de teste (Dos autores, 2024)

Para o teste em questão, foi identificada a necessidade de se instalar uma massa de 35,33 gramas em 244.96° . A Figura 10 mostra os sinais no domínio do tempo, adquiridos pelo tacômetro e pelo acelerômetro e a Fig. 11 mostra os sinais no domínio da frequência antes e após a filtragem e a fase do espectro cruzado entre os sinais do tacômetro e acelerômetro, com a massa de correção instalada no volante de inércia.

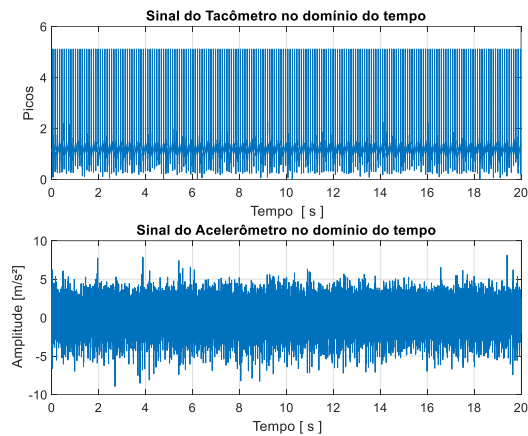


Figura 10. Sinais do tacômetro e do acelerômetro, após a segunda rodada de balanceamento (Dos autores, 2024)

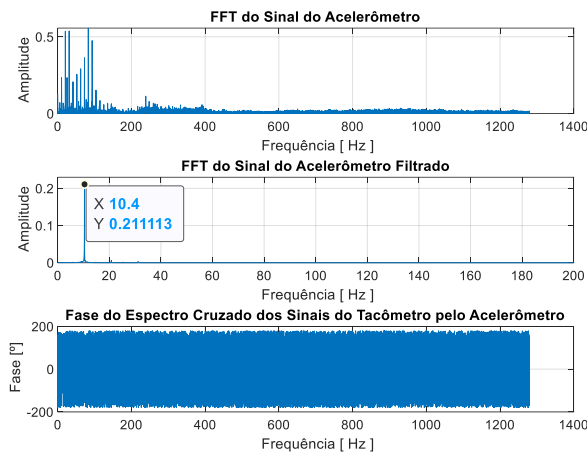


Figura 11. Sinais do domínio da frequência antes e após a filtragem e fase do espectro cruzado entre os sinais do tacômetro e acelerômetro, após a segunda rodada de balanceamento (Dos autores, 2024)

Analisando as Figs. 6 e 11, pode-se constatar que a amplitude do sinal do acelerômetro após a filtragem reduziu de 0,5422 para 0,2111, mostrando que o balanceamento foi eficaz. Visando reduzir ainda mais o desbalanceamento do sistema e comprovar a eficiência da bancada didática desenvolvida, foi realizada uma nova rodada de aquisições, sendo identificada a necessidade de instalar uma massa de 9,76 gramas na posição angular 308, 62°. Após a instalação de tal massa, foram realizadas novas aquisições, cujos gráficos são mostrados nas Figs. 12 e 13.

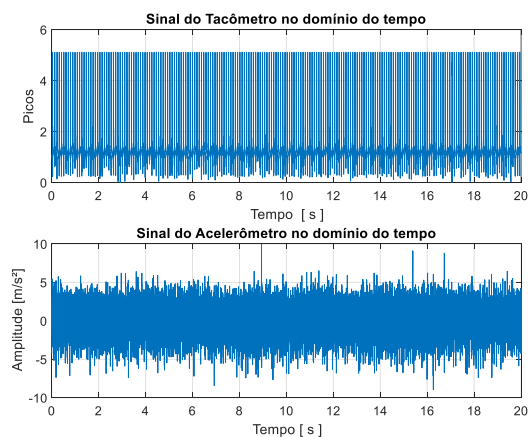


Figura 12. Sinais do tacômetro e do acelerômetro, após a segunda rodada de balanceamento (Dos autores, 2024)

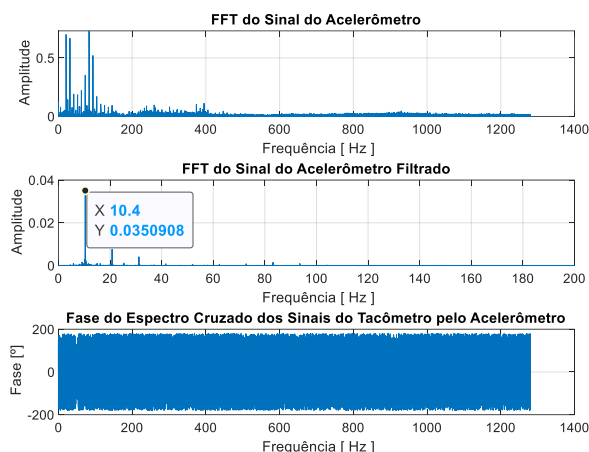


Figura 13. Sinais do domínio da frequência antes e após a filtragem e fase do espectro cruzado entre os sinais do tacômetro e acelerômetro, após o balanceamento (Dos autores, 2024)

Comparando as Figs. 11 e 13, constata-se que o valor pico do sinal do acelerômetro após a filtragem reduziu de 0,2111 para menos de 0,0351 comprovando a eficiência do método e da bancada didática desenvolvida.

4. CONCLUSÃO

Este artigo destaca a importância de explorar a dinâmica das máquinas rotativas e os desafios associados ao seu funcionamento eficiente. A montagem da bancada didática e a calibração dos instrumentos representaram etapas cruciais para o desenvolvimento deste estudo. Os testes experimentais e a aquisição dos dados de forma correta foram fundamentais para aplicação da técnica dos coeficientes de influência no balanceamento estático do volante de inércia. A aplicação da técnica se mostrou eficaz, proporcionando, a cada passo do processo de balanceamento, uma redução significativa na amplitude de vibração do sistema. Por fim, a bancada didática auxiliará no processo de aprendizado dos alunos.

5. AGRADECIMENTOS

Agradecemos profundamente à CNPq pelo financiamento da Iniciação Científica.

6. REFERÊNCIAS

- ADAMS JUNIOR, Maurice L. Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting. New York and Basel: Copyright, 2000. 354 p.
- MC. MILLAN, Robert. Rotating Machinery: Practical Solutions to Unbalance and Misalignment. New York And Basel: Marcel Dekker, Inc., 2004. 227 p.
- MENDES, André de Souza. Desenvolvimento de software em LABVIEW para balanceamento dinâmico de rotores. 2013. 84 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013
- MUSYZNSKA, Agnieszka. Rotordynamics. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2005. 1054p.
- PEREIRA, José Carlos. Introdução à Dinâmica de Rotores. 1th ed. Florianópolis: GRANTE, 2010.
- PONGE-FERREIRA, Walter Jorge. Balanceadora de mancais flexíveis. Apostila do curso. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP. São Paulo, SP, 2006.
- RODRIGUES, Alex de Souza. Análise dinâmica e balanceamento de virabrequins leves de motores. 2013. 110 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campinas, Campinas, 2013.
- SALDARRIAGA, Manuel Ramón Villafañe. Balanceamento de rotores flexíveis sem usar massas de teste. 2002. 111 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2002. Disponível em: <https://repositorio.ufu.br/bitstream/123456789/15034/1/MRamonMS_PR.pdf>. Acesso em: 26 ago. 2017.
- SOUTO, B. A.; MARQUES, V. A. S.; NUÑEZ, I. J. C.; OLIVEIRA FILHO, R. H. Implementação e avaliação das técnicas de balanceamento estático e dinâmico de rotores. 4ª Jornada Integrada de Ensino, Pesquisa e Extensão da Universidade Federal do Triângulo Mineiro, 2018.

Rafaela Gomes Pavoni, Israel Jorge Cárdenas Nuñez, Ricardo Humberto de Oliveira Filho
Desenvolvimento de um módulo didático para balanceamento estático de elementos de máquinas rotativos

SOUSA, Walter dos Santos. Desenvolvimento de um sistema aplicativo em LabVIEW para o monitoramento de máquinas rotativas com um módulo de balanceamento de rotores. 2005. 127 f. (Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal do Pará, Belém, 2005.

VANCE, John; ZEIDAN, Fouad; MURPHY, Brian. Machinery Vibration and Rotordynamics. New Jersey: John Wiley & Sons, 2010. 402 p.

5. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.