



Análise Dinâmica de Sistemas Rotativos com Absorvedores de Vibração

Palavras-Chave: Dinâmica de rotores, Absorvedores de vibração, Máquinas rotativas

Autores/as:

João Henrique dos Santos de Pontes, Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM) - UNICAMP
Prof. Dr. Tiago Henrique Machado, Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM) - UNICAMP
Prof. Dr. Gregory Bregion Daniel, Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM) - UNICAMP

Introdução

Existem diversos tipos de absorvedores de vibração utilizados em máquinas rotativas buscando reduzir a amplitude de vibração. Campos e Nicoletti [1] aplicaram um absorvedor com material viscoelástico em uma máquina de lavar roupas vertical. Bavastrri et al. [2] propôs a utilização de uma camada de material também viscoelástico entre o alojamento dos mancais e a fundação do sistema. Embora materiais desse tipo apresentem bons resultados quando aplicados em absorvedores de vibração, devido sua alta capacidade de dissipação de energia, há dificuldades em realizar uma adequada modelagem e simulação, devido ao seu comportamento não-linear e forte dependência de fatores como temperatura e frequência.

Outro tipo de absorvedor de vibração é o de esmagamento do filme de óleo (*squeeze film damper*) como estudado por Shen et al. [3] e Hamzehlouia e Behdinin [4]. Esses absorvedores, porém, apresentam alto custo, viabilizando o seu uso apenas em máquinas que operam à altas velocidades.

Nesse contexto, alguns autores têm focado atenção em absorvedores de geometria mais simples e que podem ser acoplados diretamente ao rotor. A ideia por trás desse tipo de absorvedor é a mesma proposta inicialmente por Watts [5], e consiste em conectar uma massa inercial ao sistema primário utilizando um conjunto mola-amortecedor. Muitos autores têm estudado a aplicação desse tipo de absorvedor em vibração lateral de máquinas rotativas, como proposto por Ishida e Inoue [6] e Prado e Ritto [7].

Assim, o objetivo deste trabalho é analisar o efeito de absorvedores dinâmicos de vibração quando conectados diretamente ao sistema rotativo. Três geometrias de absorvedores foram concebidas e modeladas pelo método dos elementos finitos, utilizando o *software* comercial Ansys®. Para o funcionamento correto dos absorvedores de vibração, suas frequências naturais devem coincidir com as velocidades críticas do rotor. Uma vez que a coincidência das frequências é obtida através do ajuste dos parâmetros do absorvedor, os mesmos são então montados à extremidade livre do rotor para investigar os efeitos sobre a amplitude de vibração do sistema rotativo.

Metodologia

Sistemas rotativos são compostos por diversos elementos como eixos, discos e mancais, os quais interagem entre si. Esses componentes podem ser modelados utilizando o método dos elementos finitos, no qual a geometria é discretizada em um número finito de elementos. Cada elemento possui sua matriz própria de massa, rigidez, e para o caso específico de dinâmica de rotores, também a matriz giroscópica. A matriz de amortecimento é do tipo proporcional estrutural, sendo uma combinação linear das matrizes de massa e rigidez. Uma vez que a matriz de cada elemento é calculada, elas são sobrepostas para formar as matrizes globais do sistema.

A equação do movimento do sistema é:

$$[M_g]\{\ddot{q}\} + ([C_g] + \Omega[G_g])\{\dot{q}\} + [K_g]\{q\} = \{f\}, \quad (1)$$

onde $[M_g]$, $[C_g]$, $[G_g]$, $[K_g]$ são respectivamente a matriz global de massa, amortecimento, giroscópica e de rigidez, e, $\{\ddot{q}\}$, $\{\dot{q}\}$ e $\{q\}$ são a aceleração, velocidade e deslocamento de cada grau de liberdade do sistema. Por fim, $\{f\}$ é o vetor de forças externas, que nesse caso representa uma força de desbalanceamento e pode ser escrita como $F e^{i\Omega t}$, onde Ω é a velocidade de rotação do eixo.

Expressando o vetor de deslocamento dos nós como coordenada complexa $q = Q e^{i\Omega t}$, a velocidade e aceleração são então escritas como $\dot{q} = i\Omega Q e^{i\Omega t}$ e $\ddot{q} = -\Omega^2 Q e^{i\Omega t}$ respectivamente. Substituindo na equação (1) tem-se:

$$Q = \frac{F}{-\Omega^2[M_g] + ([C_g] + \Omega[G_g])i\Omega + [K_g]} \quad (2)$$

A equação (2) é conhecida como Função Resposta ao Desbalanceamento (FRD) do sistema, a partir de onde é possível obter tanto a amplitude quanto a fase da resposta do sistema no domínio da frequência. Esses resultados são geralmente apresentados na forma de um diagrama de Bode.

A ideia por trás de absorvedores dinâmico de vibrações é conectar uma massa secundária ao sistema principal, de forma que na frequência desejada, a maior parte da energia de vibração se concentre na massa secundária e não no sistema principal. Esse tipo de absorvedor de vibração, chamado de *Tuned Mass Damper* deve ter seus parâmetros ajustados de forma a funcionar na frequência desejada. O ajuste desse tipo de geometria pode não ser possível em alguns casos, devido às restrições espaciais ou alterações significativas nas características do sistema.

Quando aplicados em máquinas rotativas, deve existir uma segunda preocupação a respeito da simetria do absorvedor, uma vez que o sistema primário rotaciona formando uma órbita. Se o absorvedor for assimétrico, ele pode causar ainda mais vibração, devido ao desbalanceamento de massa agregado ao sistema. Assim, os absorvedores desenvolvidos nesse trabalho são baseados em duas ideias, de forma a garantir a simetria do absorvedor. A primeira ideia é dispor vários pêndulos ao redor do eixo, como massas secundárias, enquanto a segunda ideia é colocar um anel externo ao eixo como massa secundária.

As frequências naturais são obtidas através da análise modal, que consiste em um problema de auto-valor e auto-vetor (auto-problema) do sistema rotativo. Reescrevendo a equação (1) na forma do espaço de estados, a matriz dinâmica do sistema é:

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & [I] \\ -[M_g]^{-1}[K_g] & -[M_g]^{-1}([C_g] + \Omega[G_g]) \end{bmatrix} \quad (3)$$

Os parâmetros modais – frequências naturais, fator de amortecimento e modos de vibrar – são calculados a partir dos autovalores e autovetores associados com a matriz dinâmica $[A]$ do sistema. Para cada autovalor λ , as frequências naturais e fatores de amortecimento são calculados respectivamente como:

$$\omega_n = |\lambda| \quad (4)$$

$$\xi = \frac{-Re(\lambda)}{\omega_n} \quad (5)$$

Resultados e discussão

O rotor usado neste trabalho é baseado em Fontes e Nicoletti [8] e consiste em um eixo fino e flexível, com dois discos igualmente espaçados entre os mancais, como mostrado na figura 1. Nessa figura, o disco do lado direito é referenciado como disco 1 enquanto o disco do lado esquerdo referenciado como disco 2. O rotor (eixo e discos) é feito de aço, cujas propriedades estão mostradas na tabela 1 e modelado utilizando elementos do tipo SOLID187. Esse elemento é um sólido tetraédrico com 10 nós, com três graus de liberdade em cada nó, sendo deslocamentos nas direções x , y , e z .

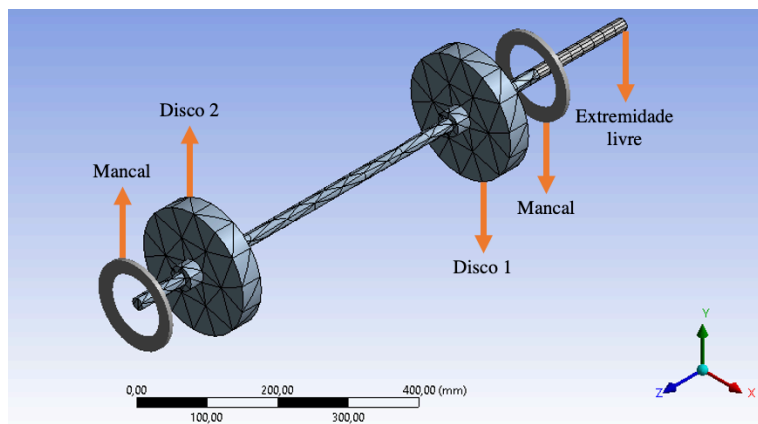


Figura 1: Sistema rotativo estudado.

O comportamento dos sistemas rotativos depende não só do eixo e dos discos, mas também dos mancais. Nesse trabalho os mancais são inseridos no sistema utilizando o elemento COMBIN214, o qual considera coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento. Os mancais utilizados apresentam apenas termos diretos, tanto para a rigidez quanto para o amortecimento, conforme mostrados na tabela 2.

Material	E (N/m)	ρ (kg/m ³)	ν (-)
Aço Estrutural	200e9	7850	0.30
AISI 1070 Aço Mola	205e9	7850	0.29
Duralumínio	70.3e9	2830	0.33

Tabela 1: Propriedades dos materiais utilizados.

Rigidez (N/m)		Amortecimento (N.s/m)	
K_{11}	1595.0	C_{11}	0.1
K_{22}	2145.0	C_{22}	0.1
K_{12}	0.0	C_{12}	0.0
K_{21}	0.0	C_{21}	0.0

Tabela 2: Coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento utilizado nos mancais.

A força externa é aplicada no disco 1 e equivale a um desbalanceamento de uma massa de 0.001 kg a uma distância de 100 mm do centro do disco. A análise é feita para a Função Resposta ao Desbalanceamento, na qual a frequência de excitação da força é igual à velocidade de rotação do sistema.

A partir dos gráficos da figura 2 é possível observar que a maior amplitude de vibração ocorre em aproximadamente 28 Hz, que coincide com a segunda velocidade crítica do sistema, que representa o primeiro modo de vibrar com precessão direta.

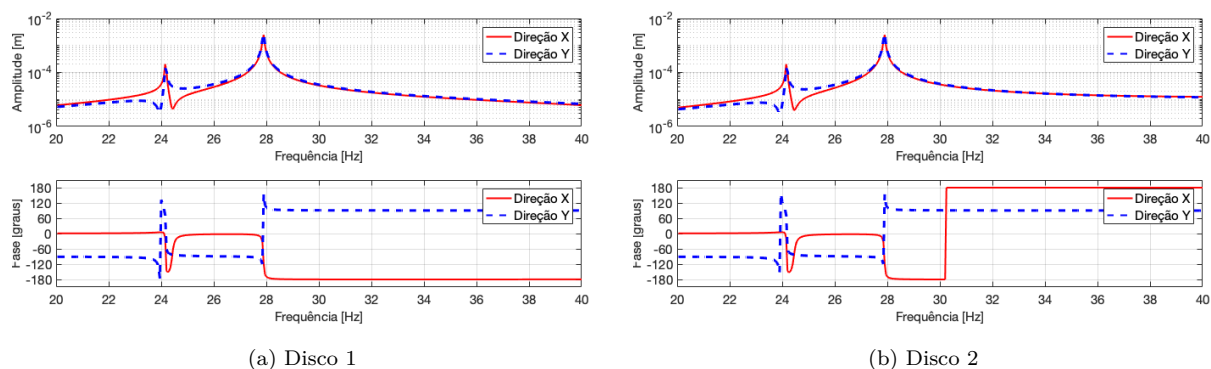


Figura 2: Diagrama de bode do sistema original para resposta ao desbalanceamento em (a) Disco 1 (b) Disco 2

Diversas geometrias de absorvedores foram testados utilizando análise modal do Ansys®. As análises numéricas foram realizadas com condições de contorno de deslocamento nulo no diâmetro interno do absorvedor, a fim de avaliar a vibração das massas secundárias (pêndulos ou anel externo) quando o absorvedor estiver conectado ao rotor. Os três conceitos cuja frequência natural mais se aproximaram da frequência de 28 Hz foram escolhidos para ter os parâmetros ajustados para coincidir a frequência natural do absorvedor com a frequência do sistema. Esses três conceitos estão mostrados nas figuras 3 e 4.

Nos três conceitos, o anel interno é feito de duralumínio, as lâminas que atuam como molas são modelados com aço mola AISI 1070, e as massas secundárias (pêndulos ou anel externo) são feitos de aço estrutural. Propriedades de todos os materiais se encontram na tabela 1.

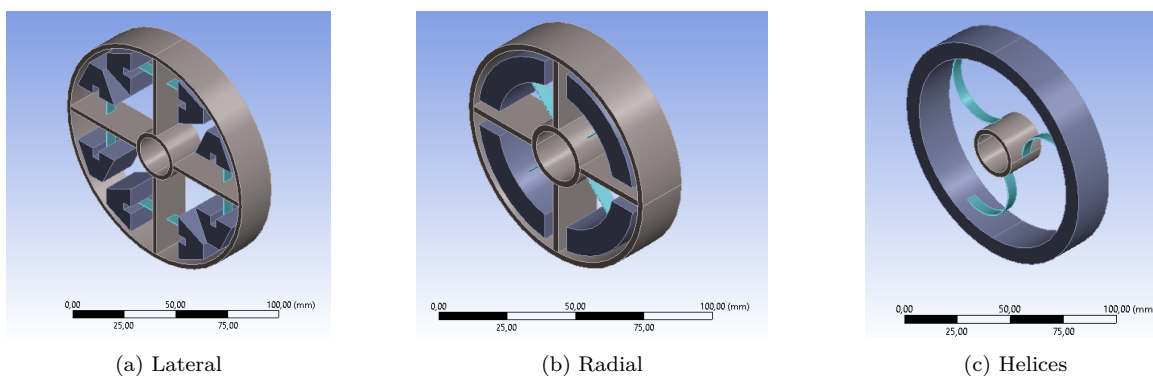


Figura 3: Vistas Isométricas

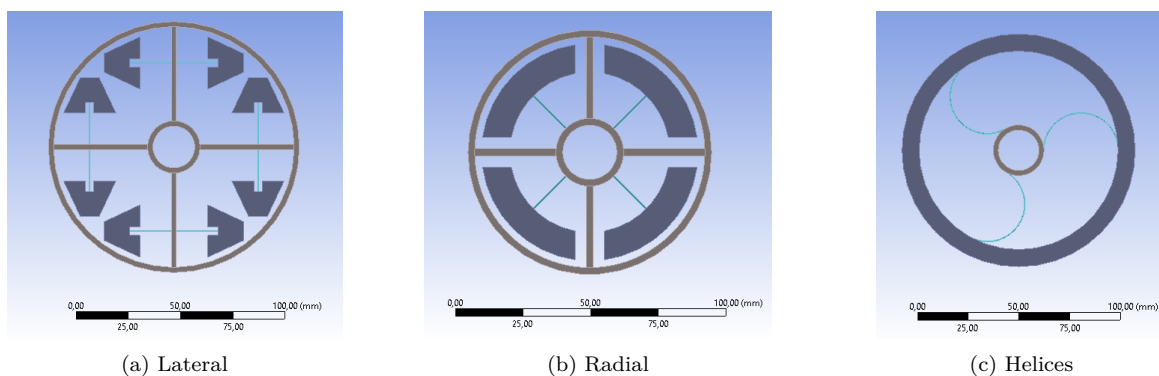


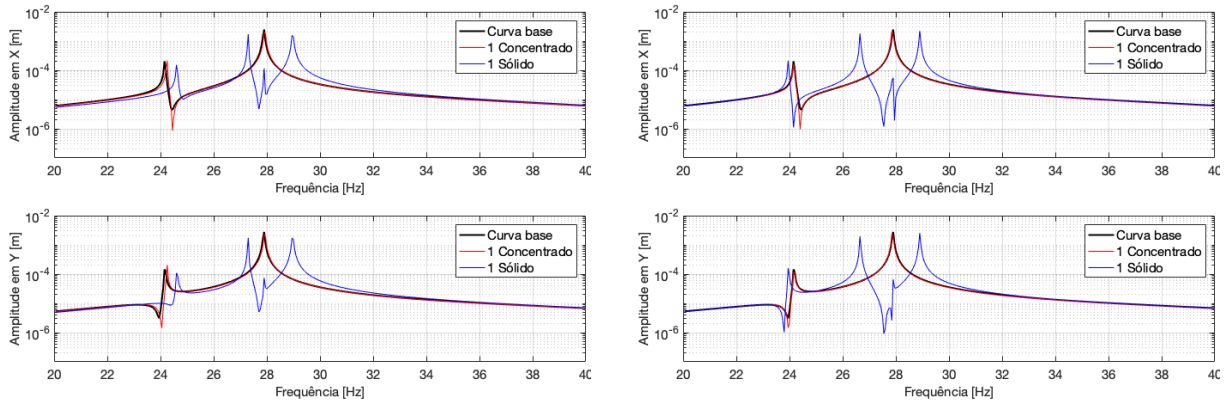
Figura 4: Vistas Frontais

Uma vez que esses três absorvedores são ajustados para possuir uma frequência natural de aproximadamente

28 Hz, sua ressonância deve acontecer quando o sistema rotativo se aproximar de sua segunda velocidade crítica, assim concentrando a energia de vibração nas massas secundárias. Os três conceitos foram testados na extremidade livre do sistema original. Por fim, também foram testadas configurações com o absorvedor sendo substituído por um ponto de massa concentrado, com massa e inércia equivalente ao absorvedor, a fim de verificar a influência dessas características sobre a massa e rigidez total do sistema, e a alteração na resposta original do sistema. Assim, as seguintes configurações foram testadas:

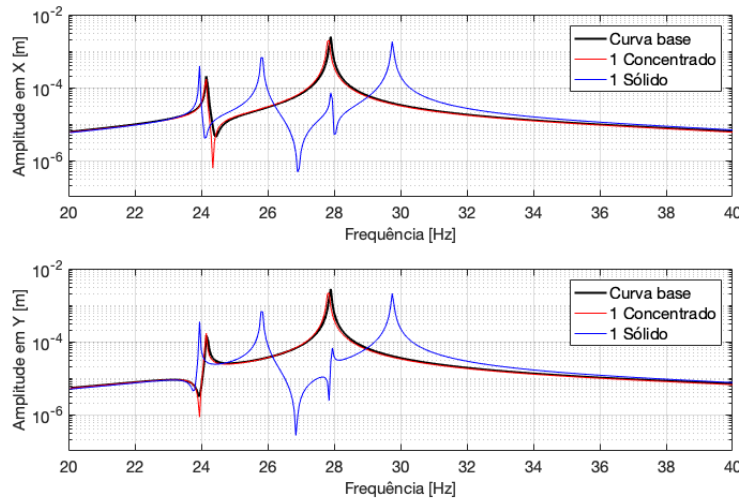
- 1 concentrado: um absorvedor representado apenas por massa e inércia concentrada, na extremidade livre do rotor;
- 1 sólido: um absorvedor na extremidade livre.

As respostas ao desbalanceamento foram obtidas para as configurações acima e os resultados da amplitude em x e y para o mesmo disco no qual a força de desbalanceamento é aplicada estão mostradas nas figuras 5a, 5b e 5c.



(a) Absorvedor Pêndulo Radial

(b) Absorvedor Pêndulo Lateral



(c) Absorvedor Hélices

Figura 5: FRD do disco 1 para diferentes geometrias

O objetivo de plotar os resultados tanto para o absorvedor real, modelado com elemento sólido, quanto com seu equivalente concentrado de massa e inércia é avaliar se a alteração da resposta do sistema rotativo é devido à variação da massa e inércia total do sistema ou resultado do efeito do absorvedor de fato. Para os três absorvedores é possível observar que os casos com absorvedor concentrado afetam muito pouco a resposta do sistema rotativo, mostrando que a mudança no comportamento dinâmico do sistema é causada pelo efeito do absorvedor.

Para comparar os diferentes conceitos de absorvedores entre si, os resultados obtidos para absorvedores sólidos foram sobrepostos, mostrado na figura 6.

A figura 6 evidencia que todos os três absorvedores são capazes de criar um band-gap ao redor da frequência desejada. Em geral o melhor dos absorvedores é aquele com configuração de hélices. Apesar de o band-gap criado pelos absorvedores pendulares não serem tão grandes, ainda sim eles apresentam uma redução significativa na amplitude de vibração do sistema. O problema de o band-gap ser muito estreito está relacionado à precisão da velocidade de operação da máquina: se o band-gap não for largo o bastante, pequenas variações na velocidade de operação da máquina podem levar a grandes amplitudes de vibração.

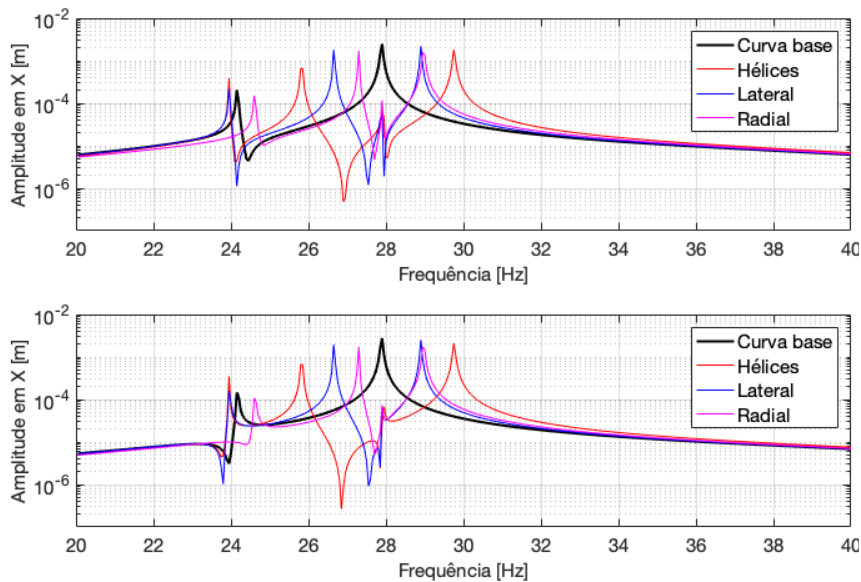


Figura 6: Comparação entre os absorvedores montados na extremidade livre

Conclusões

Neste trabalho, três conceitos de absorvedores de vibração foram propostos para reduzir a amplitude de vibração de um sistema rotativo na segunda velocidade crítica (primeiro modo de precessão direta). Para isso, os absorvedores foram ajustados para apresentar a frequência de ressonância em 28 Hz, e então acoplados ao sistema rotativo.

As simulações mostram que os três absorvedores são capazes de reduzir a amplitude de vibração na frequência desejada, criando um band-gap ao redor da segunda velocidade crítica do sistema. Para o absorvedor de pêndulos radiais, o band-gap é bastante estreito, sendo menor que 2 Hz (5.9% da segunda velocidade crítica) para o caso com um único absorvedor na extremidade livre. Por outro lado, o absorvedor de hélices apresenta o melhor resultado no geral, com um band-gap de aproximadamente 4 Hz (14.1% da segunda velocidade crítica) para o caso com um único absorvedor na extremidade livre.

Por fim, é possível afirmar que os resultados mostram-se promissores dada a baixa complexidade dos absorvedores propostos e os band-gaps resultantes. Assim, esses conceitos se mostram uma alternativa viável para a redução de vibração em rotores, para casos em que o acoplamento de absorvedores diretamente ao rotor é possível.

Referências

- [1] Rafael Onohara Campos e Rodrigo Nicoletti. “Vibration reduction in vertical washing machine using a rotating dynamic absorber”. Em: *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 37.1 (abr. de 2014), pp. 339–348.
- [2] Carlos Alberto Bavastrri et al. “Modeling of dynamic rotors with flexible bearings due to the use of viscoelastic materials”. Em: *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* (2008), pp. 22–29.
- [3] Guangyan Shen et al. “Nonlinear Behavior Analysis of a Rotor Supported on Fluid-Film Bearings”. Em: *Journal of Vibration and Acoustics* 128.1 (2005), pp. 35–40.
- [4] Sina Hamzehlouia e Kamran Behdinin. “Squeeze film dampers supporting high-speed rotors: Rotordynamics”. Em: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 235.3 (2020), pp. 495–508.
- [5] P Watts. “On a method of reducing the rolling of ships at sea”. Em: *24th Session of the Royal Institution of Naval Architects, RINA Transactions* (1883).
- [6] Yukio Ishida e Tsuyoshi Inoue. “Vibration Suppression of Nonlinear Rotor Systems Using a Dynamic Damper”. Em: *Journal of Vibration and Control* 13.8 (2007), pp. 1127–1143.
- [7] L.S. Prado e T.G. Ritto. “Vibration reduction of a rotating machine using resonator rings”. Em: *Mechanics Research Communications* 107 (jul. de 2020), p. 103533.
- [8] Yuri Correa Fontes e Rodrigo Nicoletti. “Rotating dynamic absorber with viscoelastic element”. Em: *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 38.2 (2015), pp. 377–383.