

UTILIZAÇÃO DE AMORTECEDORES SINTONIZADOS POR MASSA PARA REDUÇÃO DE VIBRAÇÃO EM FUSELAGEM DE UM HELICÓPTERO ESQUILO

USE OF MASS-TUNED DAMPER FOR VIBRATION REDUCTION IN THE FUSELAGE OF A SQUIRREL HELICOPTER

USO DE AMORTIGUADOR SINTONIZADO POR MASA PARA LA REDUCCIÓN DE VIBRACIONES EN EL FUSELAJE DE UN HELICÓPTERO ARDILLA

Carolina Santos Oliveira¹
Marcelo Greco²

Resumo: A modelagem em elementos finitos da fuselagem de um helicóptero AS350-B2 Esquilo é aplicada para simular a aplicação do amortecedor sintonizado por massa na cabine da aeronave. O objetivo é avaliar como os parâmetros que definem o sistema passivo de controle influenciam na redução da amplitude de vibração vertical. A análise modal é empregada para a extração dos modos de vibração e das frequências naturais nas condições livre e de pouso do helicóptero. Posteriormente, a análise dinâmica é realizada para comparar as curvas de resposta em frequência da estrutura com e sem a presença do atenuador de vibração.

Palavras-chave: Amortecedores sintonizados por massa. Fuselagem. Elementos Finitos. Análise dinâmica.

Abstract: The finite element modeling of the fuselage of AS350-B2 Squirrel helicopter is applied to simulate the application of the mass-tuned damper in aircraft cabin. The aim is to evaluate how the parameters that define the passive control system influence the reduction of vertical vibration amplitude. Modal analysis is used to extract the vibration modes and natural frequencies in the free and landing conditions of the helicopter. Subsequently, dynamic analysis is performed to compare the frequency response curves of the structure with and without the presence of the vibration attenuator.

Keywords: Mass-tuned dampers. Fuselage. Finite Elements. Dynamic analysis.

Resumen: Se aplica el modelado de elementos finitos del fuselaje de un helicóptero AS350-B2 Esquilo para simular la aplicación del amortiguador de masa sintonizada en la cabina. El objetivo es evaluar cómo los parámetros que definen el sistema de control pasivo influyen en la reducción de la amplitud de vibración vertical. El análisis modal se utiliza para extraer los modos de vibración y las frecuencias naturales en las condiciones libres y de aterrizaje del helicóptero. Posteriormente, se realiza un análisis dinámico para comparar las curvas de respuesta en frecuencia de la estructura con y sin la presencia del atenuador de vibraciones.

Palabras-clave: Amortiguadores ajustados en masa. Fuselaje. Elementos Finitos. Análisis dinámico.

Submetido 06/01/2023

Aceito 14/07/2023

Publicado 24/07/2023

¹ Graduação em Engenharia Aeroespacial. Universidade Federal de Minas Gerais. ORCID 0000-0002-0708-5911. E-mail: karolinaso@outlook.com.

² Doutor em Engenharia de Estruturas. Universidade Federal de Minas Gerais. ORCID 0000-0001-5500-0225. E-mail: mgreco@dees.ufmg.br.

Introdução

As vibrações mecânicas são características em aeronaves de asas rotativas, e a redução dos níveis de vibração é essencial não apenas para o conforto dos passageiros e da tripulação, mas também para ampliar a vida útil e reduzir a fadiga dos componentes. Nesse sentido, a estrutura dessas aeronaves apresenta modificações de projeto com modos de vibração específicos que não sejam excitados pelos esforços periódicos aos quais está submetida. Além disso, têm sido desenvolvidos sistemas de amortecimento e isolamento das vibrações tanto para a fuselagem quanto para os rotores (MACHADO; REISDORFER; ALVES, 2011).

Os Amortecedores Sintonizados por Massa (ASM) são sistemas passivos constituídos por uma massa, uma mola e um amortecedor conectado à estrutura. Esse dispositivo, também conhecido como *Tuned Mass Damper* (TMD), foi inventado por Frahm (1911) para amortecer as vibrações de ressonância em corpos sujeitos a impactos periódicos, como navios suscetíveis às vibrações das máquinas propulsoras ou hélices. Entretanto, tais vibrações não se restringem apenas a navios, como também estão presentes em veículos ferroviários, dirigíveis e aeronaves.

Em uma aeronave, as vibrações de diversas origens atingem o interior da cabine por meio de distintos caminhos de transmissão. As principais fontes de ruído vibroacústico incluem a excitação da camada limite turbulenta, os sistemas hidráulico e de ar-condicionado e os motores. Os caminhos de transmissão, que podem ser aéreos ou estruturais, promovem a propagação das vibrações da fonte até a cabine (HIDALGO, 2012). Em helicópteros, as vibrações dos rotores são geralmente amortecidas combinadas em sistemas passivos e ativos para a redução de vibrações estacionárias. Os isoladores passivos comumente são variações do absorvedor de vibração clássico, e os ativos buscam isolar a cabine das cargas vibratórias do cubo do rotor ou amenizar as vibrações da cabine utilizando um conjunto de atuadores (KROTT, 2018).

Haja vista a importância da atenuação da energia vibratória no interior de aeronaves, a avaliação de amortecedores de vibração adequados é primordial para a obtenção do baixo nível de ruído interno. Desse modo, a análise, a modelagem e o dimensionamento do ASM para aplicação na fuselagem e nos rotores apresenta-se de grande relevância para o conforto de tripulantes e passageiros em helicópteros Esquilo.

As vibrações são um ponto de atenção para o projeto e manutenção de helicópteros, visto que, quando excessivas, podem levar à perda de comando da aeronave e à queda

descontrolada. As vibrações produzidas por helicópteros podem variar de 3 Hz a 60 Hz, dependendo do modo de rotação e número de pás dos rotores. Esse intervalo compreende as principais faixas de frequências naturais do corpo humano. Baudou et al. (2020) tratam dos efeitos ergométricos das vibrações nas regiões do pescoço e das costas em pilotos de helicópteros. Os autores apontam como principais causas de problemas ergométricos os assentos, os controles e demais equipamentos da aeronave, além da postura na operação. Segundo os autores, os principais problemas de saúde de longo prazo apontados estariam relacionados com as vibrações nos assentos da aeronave. Em Chen et al. (2009) é apresentado um estudo sobre controle adaptativo de vibrações nos assentos de pilotos de helicópteros. Os autores indicam que baixas frequências ressonantes afetam as regiões abdominal e espinhal dos pilotos e que exposições prolongadas podem gerar problemas de saúde ocupacionais na coluna humana.

Dependendo da duração e da intensidade, essas perturbações proporcionam um cenário potencial de acidentes aeronáuticos (MACHADO; REISDORFER; ALVES, 2011). Nesse contexto, a fim de amenizar os efeitos negativos provocados pelas vibrações no interior da aeronave e ampliar sua vida útil, o presente trabalho avaliará a utilização de ASM na estrutura de um helicóptero Esquilo utilizando o método dos elementos finitos. O objetivo é analisar a redução de vibrações na fuselagem do helicóptero Esquilo utilizando amortecedores sintonizados por massa. Adicionalmente, procura-se estabelecer uma metodologia que ajude a definir a massa ótima do ASM a ser utilizada para a estrutura considerada.

Amortecedores Sintonizados por Massa

De acordo com Steffen Jr. e Rade (2001), um dos modos mais eficientes de se atenuar vibrações excessivas em estruturas é com o uso de Absorvedores Dinâmicos de Vibração (ADV). Um ADV é essencialmente um subsistema massa-mola-amortecedor acoplado a uma estrutura, de modo a absorver parcial ou totalmente a energia vibratória no ponto de acoplamento (KORONEV; REZNIKOV, 1993). Os ADV possuem vasta aplicação na Engenharia, sendo utilizado principalmente nas áreas de mecânica, civil e aeroespacial. Geralmente são empregados para proteger um componente sensível das vibrações de uma estrutura em que está apoiado, ou para reduzir as vibrações induzidas na estrutura por uma máquina que a suporta. O isolamento de vibrações pode ser usado, ainda, na redução de

transmissão vibratória de componentes estruturais nos quais se deseja controlar a radiação sonora adjacente. A fim de amenizar os níveis excessivos de vibração, diversos sistemas podem ser utilizados, como controle passivo, ativo ou híbrido, aumentando-se a capacidade de dissipação de energia, reduzindo as amplitudes de vibração a níveis admissíveis e, desse modo, intensificando a segurança estrutural e o conforto humano (SOUZA, 2015).

Os sistemas passivos de controle de vibrações em estruturas buscam atenuar os excessivos níveis de vibração sem o uso de fonte externa de energia. Diversos dispositivos são utilizados nesse efeito, como amortecedores adicionais, isolamentos de base, amortecedores sintonizados por massa ou amortecedores de colunas líquidas sintonizadas (MOUTINHO, 1998). Geralmente, esses sistemas utilizam materiais com boas propriedades de dissipação de energia.

No presente trabalho, será dada ênfase ao sistema passivo ASM que, de acordo com Santos (2009), é um dos mais antigos dispositivos de controle estrutural existente.

A aplicação desse sistema teve início na Engenharia Mecânica, mas passou a ser fortemente empregado na Engenharia Civil em pontes, edifícios altos, torres e chaminés industriais para o controle de vibrações provocadas pelo vento. Atualmente, o ASM também tem sido aplicado na atenuação de vibrações induzidas por atividades humanas, como passarelas de pedestres. O sistema atua como um grau de liberdade adicional de frequência natural pouco abaixo da frequência natural da estrutura, sendo o controle das vibrações realizado por meio da reação simultânea da mola e do amortecedor sobre a estrutura, em função do tempo e em sentido contrário ao movimento da estrutura (MOUTINHO, 1998). Para Santos (2009), o princípio de funcionamento consiste basicamente em fazer com que o dispositivo transfira energia de vibração com a estrutura principal, vibrando fora de fase.

A ANAC (2023) define falha catastrófica como a “falha mecânica que acessa com a capacidade do componente de resistir aos esforços solicitantes” e ressonância de solo como o “fenômeno que pode ocorrer com um giroavião quando pousado em terra com o rotor funcionando, e que se traduz como a ressonância entre a fuselagem e o rotor, produzindo uma instabilidade dinâmica”. De acordo com Pradella (2013), a força de amortecimento associada à dissipação de energia numa estrutura em vibração é complexa e depende de diversos fatores. Esses fatores podem estar relacionados às características construtivas do sistema, às tensões

envolvidas, à amplitude das oscilações, à existência de elementos não estruturais, ao estado de fissuração da estrutura e aos materiais da estrutura.

O dimensionamento ótimo de um ASM não é um tema novo. De acordo com Yang, Sedaghati e Esmailzadeh (2021), desde 1960 diversos pesquisadores estudam metodologias e parâmetros ótimos de um ASM aplicado a estruturas principais com um grau de liberdade sujeitas a diferentes carregamentos, impulsionados pelas diversas aplicações práticas do sistema. Nesse âmbito, buscam-se estabelecer métodos para dimensionar o ASM de modo a fornecer o melhor desempenho de atenuação de vibração.

Ao longo dos anos, pôde-se observar que a não-sintonização da rigidez do ASM, com base no valor ótimo de dimensionamento, possui enorme influência no desempenho do sistema. Por outro lado, a não sintonização do amortecimento do ASM, com base no valor ótimo de dimensionamento, não possui grande influência no desempenho do sistema. Além disso, o amortecimento da estrutura principal possui efeito significativo na rigidez ótima do ASM, embora não possua influência no amortecimento ótimo.

Mais recentemente, a tecnologia do ASM tem sido desenvolvida em outros aspectos, como sistemas ASM semiativos ou ativos. Cao et al. (2022) apresentaram uma metodologia de otimização via Algoritmos Genéticos para aplicações de amortecedores sintonizados por massa visando a redução de vibrações em rotores e lâminas de hélices trabalhando à torção. Lu et al. (2018) apresentam extensa revisão bibliográfica sobre amortecedores sintonizados por massa (passivo, ativo e semiativo) e amortecedores sintonizados por massa com molas não lineares (dissipadores de energia não linear), apresentando as vantagens e desvantagens de cada sistema. Mohanty e Dwivedy (2019) utilizaram amortecedor sintonizado por massa ativo que considera defasagem temporal no retorno da aceleração, caracterizando o sistema de amortecimento como do tipo não linear em termos de rigidez da mola. Baudou et al. (2020) indicam que o controle passivo de vibrações é econômico e que os controles semiativo e ativo são mais eficientes em geral, porém mais caros. O estudo ainda diferencia problemas ergométricos que ocorrem durante os voos diurno e noturno em helicópteros.

Atenuação de Vibrações em Helicópteros

Segundo Anicezio (2015), controladores ativos podem se adaptar a diferentes condições de voo e atenuar condições indesejadas em quase todo o envelope de voo do helicóptero. Esses

controladores podem ser localizados no rotor para controle da transmissão da vibração para a fuselagem ou podem ser localizados diretamente na fuselagem para a atenuação de vibrações na cabine de modo a aumentar o conforto no voo. Com o uso de controladores de fuselagem, as fontes de vibrações continuam atuando no helicóptero e, nesse âmbito, o controle localizado no rotor pode ser mais eficiente por tratar o problema em sua origem. Com a mesma consideração, Sutton et al. (1997) acreditam que o controle efetivo do ruído depende, muitas vezes, do isolamento da fonte vibratória do restante da estrutura, uma vez que a energia vibracional tende a se propagar através da estrutura, causando radiação sonora indesejada em algum local remoto.

Em helicópteros, o acionamento do rotor principal e o conjunto da caixa de transmissão são ligados à estrutura da fuselagem, de modo a manter uma conexão rígida entre a unidade de transmissão e a fuselagem. Por consequência, o suporte se torna o principal caminho de transmissão de vibração estrutural para a cabine do helicóptero, tanto para a vibração de baixa frequência, de aproximadamente 20 Hz, gerada pelas pás do rotor principal, quanto para a vibração gerada pela caixa de transmissão, que abrange uma faixa de frequências entre 500 Hz e 2 kHz. Tendo-se em vista que os suportes estão sujeitos a condições de ações severas, não é possível introduzir elementos dissipativos nas junções entre o suporte e os pontos da fuselagem ou da caixa de transmissão para fornecer isolamento das vibrações (GARDONIO, 2002). Nesse sentido, Sutton et al. (1997) investigaram o uso de controle ativo para redução da transmissão de vibrações longitudinais e laterais do suporte da caixa de transmissão de um helicóptero. Uma configuração inercial foi adotada para os atuadores, dando um requisito de força secundária reduzida sobre parte da faixa de frequência onde o atuador inercial se comporta como um absorvedor dinâmico sintonizado. O estudo demonstrou que o controle ativo da transmissão de vibrações por meio do suporte do helicóptero é aplicável em frequências de até 1250 Hz.

Para Brennan, Elliott e Heron (1998), é possível reduzir significativamente a energia cinética total do suporte da caixa de transmissão de um helicóptero na maior parte das frequências por meio apenas do controle do movimento longitudinal. Entretanto, para se obter reduções significativas em toda a faixa de frequências, o movimento em todas as direções deve ser controlado. Foi demonstrado pelos autores que as ressonâncias de flexão mudam de frequência quando a carga estática do suporte muda. Dessa forma, existe a possibilidade de que as ressonâncias coincidam com as frequências de excitação problemáticas durante algumas

condições de voo. Nessas condições, se houver redução apenas da transmissão de vibrações na direção longitudinal, a atenuação do ruído total transmitido pela estrutura será limitada. É evidente, portanto, que o isolamento de todos os modos de transmissão de vibrações deve ser realizado para se obter uma solução eficaz.

Consoante ao trabalho de Yong et al. (2003), o controle de lâmina individual é um dos sistemas de controle ativo que têm sido desenvolvidos para a supressão de vibrações discretas e de banda larga em helicópteros. A técnica consiste em utilizar atuadores sobre as lâminas de modo a controlá-las de forma independente e simultaneamente. A mola inteligente, estudada por Yong et al. (2003), é um amortecedor de vibração ativo sintonizado que utiliza a abordagem do controle de lâmina individual para alterar a impedância estrutural na raiz da lâmina. Em sua pesquisa, o conceito da mola inteligente para atenuação de vibrações em rotores de helicópteros foi apresentado e os resultados experimentais mostraram que o controle de impedância ativa da estrutura usando a mola inteligente leva a uma redução na resposta da lâmina. Além disso, observou-se um potencial significativo no controle de vários componentes harmônicos de vibração das lâminas do helicóptero, de modo que os resultados dos testes fornecem um apoio positivo à viabilidade dessa abordagem. Ainda, de modo a investigar as características dinâmicas e a supressão de vibrações transversais das pás do rotor de helicópteros, Amburay, Po e Rajamohan (2014) utilizaram absorvedores de vibração de pêndulo centrífugos. Diversos estudos paramétricos foram realizados para analisar o efeito da variação de frequências naturais com a velocidade de rotação, com a localização, o comprimento e a massa dos absorvedores centrífugos, além do efeito dos absorventes de vibração centrífugos na redução da resposta de vibração transversal da viga de rotação usada na modelagem. Os resultados mostraram que o absorvedor de pêndulo desloca a frequência natural do sistema e, conseqüentemente, evita a ressonância. Além disso, concluiu-se que a localização do pêndulo a partir da extremidade fixa da viga e massa do pêndulo devem ser maiores para a supressão de vibração mais efetiva. Observou-se, também, que o comprimento do pêndulo não possui grande impacto na supressão da vibração transversal. Já Anicezio (2015) estudou a atenuação de vibrações em pás de helicópteros utilizando circuitos semipassivos. No uso de controladores semipassivos, o material piezelétrico atua de forma passiva, transformando a energia de vibração mecânica em energia elétrica, e uma fonte de energia externa é necessária para fazer o chaveamento entre a condição de circuito aberto e a condição de curto-circuito. Os resultados mostraram que a

técnica pode ser um método útil para o controle de vibrações em pás de helicóptero. Além disso, demonstrou-se que existe uma resistência ótima que confere maior atenuação nas vibrações e esse valor ótimo varia de acordo com a rotação das pás.

Para Pancotti (2010), existe na indústria a necessidade de reduzir a geração e a transmissão de vibrações de alta frequência das pás para o eixo de transmissão do rotor com o uso de amortecedores acoplados no rotor e sintonizados em uma ou mais frequências de vibração. Mais especificamente, de amortecedores compactos que não envolvam alteração de outros componentes do rotor, que em caso de descolamento do rotor não causem danos irreparáveis ao cubo e às pás, e que não interfiram no escoamento de ar induzido pelo rotor principal no rotor da cauda e nos perfis da cauda. Assim, Pancotti (2010) inventou um rotor de helicóptero com amortecedor de vibração, projetado de modo a fornecer uma solução simples e de baixo custo para pelo menos um dos requisitos da indústria. O amortecedor incluído consiste em uma massa e um elemento elasticamente deformável ligado à massa e apoiado pelo eixo do rotor, de modo que, em uso, a massa vibra em tal frequência que se opõe à transmissão para o eixo da vibração produzida pela rotação do cubo e das pás. Além disso, a invenção apresentou um método para posteriores atualizações do rotor.

De acordo com Krott (2018), uma das abordagens mais simples na redução de vibrações em helicópteros é a desintonização, que consiste no dimensionamento passivo da estrutura da fuselagem de modo que suas frequências naturais estejam suficientemente espaçadas das frequências de rotor. A desintonização é realizada modificando as propriedades de massa e rigidez da estrutura da fuselagem e, embora seja conceitualmente simples, é importante que as modificações propostas não aumentem significativamente o peso total do helicóptero. Além disso, os tratamentos mais comumente aplicados envolvem isoladores de vibração e amortecedores de vibração.

Os isoladores de vibração tradicionais utilizam molas macias para que a frequência natural do objeto isolado seja muito menor do que a frequência de excitação. Entretanto, em helicópteros, a utilização de molas macias para um isolador resultará em deflexões estáticas elevadas. Nesse sentido, o Isolador Dinâmico Antiressonante de Vibração (IDAV) foi desenvolvido para fornecer isolamento melhorado com baixa deflexão estática. A transmissibilidade é substancialmente reduzida na frequência antiressonante que é

independente da estrutura isolada. Esse fato torna o IDAV uma solução inicial interessante para reduzir as vibrações transmitidas aos assentos do piloto e dos passageiros (KROTT, 2018).

Um sistema fluídico análogo ao sistema mecânico IDAV conhecido como Líquido Inercial Eliminador de Vibração (LIEV) foi desenvolvido pela Bell Helicopter. Em relação ao IDAV, o LIEV apresenta vantagens como design flexível e compacto, custo e peso reduzidos e os baixos requisitos de manutenção. Recentemente, outras versões do sistema fluídico têm sido desenvolvidas, aumentando a rigidez estática e utilizando fluidos não tóxicos e não corrosivos em substituição ao mercúrio no dispositivo original (KROTT, 2018). Em aeronaves mais modernas, diversos tipos de amortecedores de vibração são comuns, como os ASM que são frequentemente usados para o tratamento de vibração em regiões específicas da estrutura aeronáutica, como a cabine. Em um contexto de helicópteros, a eficiência de um ASM varia com pequenas mudanças na velocidade do rotor. Esses dispositivos têm sido usados para reduzir a vibração n/rev (número de pás/revoluções das pás do rotor) em muitos rotores de produzidos, uma vez que consistem em uma abordagem simples para reduzir as vibrações quando a ação está em uma frequência dominante (KROTT, 2018). Em sua pesquisa, Krott (2018) estudou a modelagem, o dimensionamento e os dados experimentais do uso de compostos de matriz flexível fluídica para duas aplicações principais de rotor: o controle de vibração da estrutura e o amortecimento da lâmina do rotor. Os resultados da pesquisa foram satisfatórios e apresentaram uma elevada redução de vibrações. Os dados experimentais mostraram redução de vibrações laterais e de torção em um modo de vibração de cauda acoplada de 26,7 Hz em até 80%. O absorvedor de vibração sintonizado multimodo reduziu a vibração em 63% no modo vertical e 65% no modo lateral, enquanto um absorvedor comparável projetado para tratar apenas o modo vertical reduziu a vibração em 68% no modo vertical, mas apenas 42% no modo lateral, tendo um acréscimo de apenas 2% do peso original do absorvedor.

Para Cinquemani et al. (2017), tradicionalmente, as vibrações causadas pelo rotor principal são resolvidas por meio da disposição de diversos ASM dentro do helicóptero, sendo cada um sintonizado com a frequência da perturbação associada ao rotor principal. Especificamente, essa frequência é igual à velocidade angular do rotor principal multiplicada pelo número de pás. E, embora a velocidade angular do rotor principal seja constante durante o voo em situações normais de operação, em situações particulares podem ser necessárias mudanças de modo que os amortecedores de massa não estejam mais sintonizados e, portanto,

sejam ineficazes. Esse caso leva a um aumento significativo da amplitude de vibração. Assim, Cinquemani et al. (2017) sugeriram substituir os sistemas puramente passivos por sistemas semiativos capazes de mudar sua própria frequência natural, a fim de atuar eficientemente em cada velocidade angular do rotor principal. O dispositivo deve ser instalado dentro do eixo do rotor principal, de modo a ser capaz de atenuar a vibração ao longo da direção vertical. A proposta abrange duas soluções alternativas, baseadas no princípio de funcionamento de um ASM tradicional, com a possibilidade de alteração da massa do dispositivo de modo a ser devidamente sintonizado e eficaz em diferentes condições de funcionamento.

Mais recentemente, a técnica de amortecimento sintonizado por massa em helicópteros tem sido objeto de estudo frequente. Qin et al. (2023) apresentam um novo algoritmo de controle ativo de vibrações de helicópteros em situação de manobra de voo. O controle é realizado por atuadores instalados na fuselagem da aeronave. Stanislawski (2019) realizou um estudo baseado na análise de multicorpos para determinar condições críticas para situação de ressonância de solo do helicóptero. Bergeot et al. (2016) apresentam um estudo sobre atenuação de vibrações usando amortecedores sintonizados por massa e dissipadores de energia não linear para helicópteros em situação de ressonância de solo. Segundo os autores, trata-se de um fenômeno de ressonância no qual ocorre um acoplamento entre os modos de vibração das lâminas do rotor e a estrutura da fuselagem da aeronave em contato com solo. Xu et al. (2023) apresentam metodologia para amortecimento passivo por massa sintonizada com utilização de mola de inércia variável. Cinquemani et al. (2017) apresentam proposta de amortecedor sintonizado por massa semiativo, no qual é possível alterar as frequências naturais do amortecedor de acordo com a velocidade do rotor principal. Wang et al. (2023) Apresentam um estudo sobre o uso de amortecedor sintonizado por massa magnético para fins de atenuação de transmissão de vibrações entre rotor principal de helicóptero e fuselagem. Lu e Feng (2018) apresentam um novo algoritmo de controle ativo de vibrações em helicópteros. De acordo com os autores, a vibração excessiva na fuselagem de um helicóptero pode causar desconforto físico e psicológico aos passageiros e tripulantes, fadiga e danos à estrutura da aeronave e equipamentos de bordo e diminuição das capacidades operacionais da aeronave.

Modelagem do Sistema em Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) será utilizado para a obtenção dos resultados numéricos do problema de vibrações da estrutura da fuselagem do helicóptero Esquilo. É um método de análise numérica que permite obter soluções aproximadas para problemas de valor de contorno. Essa modelagem possui vasta aplicação em problemas de geometria e condições de contorno complexas como fuselagens aeronáuticas.

De acordo com Hidalgo (2012), um modelo de sistema estrutural dinâmico é composto por três componentes elementares: a inércia, a rigidez e o amortecimento da estrutura. A dinâmica do sistema em cada ponto é obtida pela equação de movimento, definida pelo equilíbrio de forças internas e externas. As forças internas são geradas pela inércia, pela energia de dissipação e pela resistência elástica do sistema. Já as forças externas são dadas pelo conjunto das ações aplicadas.

Aplicando-se as equações de Lagrange, obtém-se a Equação (1), em que $[M]$, $[C]$ e $[K]$ são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente, $\{F_e\}$ é o vetor de forças externas, $\{x\}$ é o vetor de deslocamentos nodais, $\{\dot{x}\}$ é o vetor das velocidades e $\{\ddot{x}\}$ é o vetor das acelerações nodais.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F_e\} \quad (1)$$

As equações de movimento precisam ser satisfeitas em cada ponto do sistema para todos os n graus de liberdade e estão sujeitas a condições de contorno e iniciais. Para obter uma solução aproximada, o MEF utiliza o problema variacional, aplicando-se a integral da equação diferencial ao longo do domínio em análise. O domínio é dividido em diversos elementos, de modo que a equação diferencial é discretizada. Desse modo, a integral variacional é avaliada considerando a contribuição local de cada elemento finito, resultando em um sistema algébrico que fornece a solução para todo o domínio global. Segundo Hidalgo (2012), em cada elemento finito, a solução é aproximada por n funções da forma $\phi_n(u)$ que obedecem às condições de continuidade ao longo do domínio e às condições de contorno do problema. A resposta do sistema é escrita em termos de coordenadas generalizadas a_n conforme mostra a Equação (2).

$$x(u, t) = \sum_{n=1}^{\infty} a_n(t)\phi_n(u) \quad (2)$$

Ainda de acordo com Hidalgo (2012), as matrizes de massa, de rigidez e o vetor de forças externas são dados pelas Equações (3) a (5), respectivamente, em que ρ é a densidade, D é o tensor constitutivo de 2ª ordem, L é a matriz de operadores diferenciais que relaciona o

deslocamento com a deformação e p é o carregamento. A Equação (6) apresenta a transformação de um tensor de 2ª ordem obtido em coordenadas locais para contribuições no sistema de coordenadas global, sendo $[b]$ a matriz de transformação de coordenadas.

$$M_{in} = \int_V \rho(u) \phi_i^T(u) \phi_n(u) dV \quad (3)$$

$$K_{in} = \int_V (L \phi_i(u))^T DL \phi_n(u) dV \quad (4)$$

$$F_{in}(u, t) = \int_V p(u, t)^T \phi_n(u) dV \quad (5)$$

$$[D_{global}] = [b]^T [D_{local}] [b] \quad (6)$$

O MEF permite resolver diferentes tipos de análise dinâmica: a extração de modos de vibração e frequências naturais, a análise de resposta em frequência e a análise transiente.

A análise modal fornece as frequências e os modos de vibração do sistema assim como o amortecimento associado a estes modos. Para um sistema sem amortecimento, o comportamento dinâmico é dado pelas matrizes geradas a partir do modelo físico, como mostra a Equação (7), conforme apresentado em Rao (2009).

$$([K] - \omega^2 [M]) \{X\} e^{i\omega t} = 0 \quad (7)$$

Segundo Rao (2009), este sistema tem como solução um conjunto de autopares ω_i e X_i que satisfazem a equação matricial. Pode-se dizer que a solução do sistema é o modelo modal dado pelas matrizes $[\omega_i^2]$, que são matrizes diagonais contendo os n autovalores (o quadrado das frequências naturais) e a matriz modal $[\{X1\} \{X2\} \dots \{Xn\}] = [X]$, cujas colunas são os autovetores. Para sistemas simétricos e positivos definidos, a matriz modal $[X]$ exibe propriedades ortogonais, conforme Equação (8). As equações (9) a (13) são baseadas no livro de Rao (2009).

$$[X]^T [M] [X] = [m_r] \quad (8)$$

sendo $[m_r]$ uma matriz diagonal de massa generalizada assim como $[k_r]$, uma matriz diagonal de rigidez generalizada, obtida a partir de:

$$[X]^T [K] [X] = [k_r] \quad (9)$$

É válida a relação:

$$[\omega_i]^2 = [m_r]^{-1} [k_r] \quad (10)$$

em que $[\omega_i]$ é uma matriz diagonal contendo as frequências naturais.

Nesse âmbito, é usual normalizar a matriz modal pela matriz de massa, de modo que:

$$[Q]^T[M][Q] = [I] \quad (11)$$

sendo $[I]$ é a matriz identidade.

Desta forma, como $[m_r]$ é uma matriz diagonal, tem-se que a matriz modal normalizada pela massa $[Q]$ é dada por:

$$[Q] = [X] \left[[m_r]^{-\frac{1}{2}} \right]^{-1} \quad (12)$$

Portanto, a matriz de autovalores é dada por:

$$[\omega_i]^2 = [Q]^T[K][Q] \quad (13)$$

Na interface de resolução OptiStructTM do software HyperMesh[®], esse problema do autovalor foi resolvido usando um método de matriz chamado Método Lanczos. Os dados de extração dos autovalores nesse método são especificados em dados tipo EIGRL. O Método de Lanczos tem a vantagem de que os autovalores e os modos associados são calculados exatamente. Esse método é eficiente para cálculos em que o número de modos é reduzido e a forma completa de cada modo é necessária. O método é aplicável, também, quando nem todos os autovalores são necessários, o caso de problemas estruturais em que apenas um reduzido número dos valores próprios mais baixos é geralmente importante (ALTAIR, 2018).

As frequências naturais, então, são obtidas a partir da solução dos autovalores ω_i , como mostra a Equação (14). As Equações (15) a (21) são baseadas no manual do software (ALTAIR, 2018).

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (14)$$

A análise de resposta em frequência permite, por sua vez, obter a amplitude de resposta forçada do sistema em função da frequência de uma excitação harmônica aplicada. Para um sistema forçado com amortecimento, tem-se a equação do movimento:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (15)$$

em que o vetor $\{F(\omega)\}$ representa a força harmônica com frequência de excitação ω . A solução da Equação (15) pode ser obtida por meio da superposição modal, na qual os modos de vibração são usados para desacoplar a equação de movimento quando não há amortecimento ou quando se considera apenas o amortecimento modal. Para um sistema sem amortecimento, tem-se:

$$([K] - \omega^2[M])\{X\}e^{i\omega t} = \{F(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (16)$$

Nesse sentido, sendo a receptância $[H(\omega)]$ a resposta em frequência expressa em deslocamento $\{X\}$, tem-se:

$$\{X\} = ([K] - \omega^2[M])^{-1}\{F(\omega)\} = [H(\omega)]\{F(\omega)\} \quad (17)$$

Portanto:

$$[Q]^T([K] - \omega^2[M])[Q] = [Q]^T[H(\omega)]^{-1}[Q] \quad (18)$$

Desse modo, a receptância é dada por:

$$[H(\omega)] = [Q][(\omega_i^2 - \omega^2)]^{-1}[Q]^T \quad (19)$$

O termo $H_{i,j} = \frac{x_i}{f_j}$ representa a resposta no ponto i devido a força aplicada no ponto j .

Os termos podem ser obtidos a partir de:

$$H_{i,j} = \sum_{k=1}^n \frac{Q_{i,k}Q_{j,k}}{(\omega_k^2 - \omega^2)} = \sum_{k=1}^n \frac{X_{i,k}X_{j,k}}{m_k(\omega_k^2 - \omega^2)} \quad (20)$$

Da Equação (20), é possível observar que a resposta em um ponto depende do comportamento do sistema como um todo, e não apenas do local da força de excitação e da posição do ponto de resposta.

A análise da resposta transiente permite observar a dinâmica do sistema sob a ação das cargas no domínio do tempo. Na interface OpstiStruct, a análise transiente obtém a resposta variável no tempo de deslocamentos, velocidades, acelerações, tensões e forças em uma estrutura causada pela ação de uma carga. Essa análise é usada quando os efeitos dinâmicos como ressonância, amortecimento e inércia desempenham um papel importante no sistema (ALTAIR, 2018). Essa análise calcula as respostas estruturais resolvendo a equação de movimento com a força variável no tempo:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (21)$$

A Equação (21) pode ser resolvida usando o método modal. Com as matrizes de massa e de rigidez diagonais normalizadas com a matriz de massa, a equação do sistema é reduzida a um conjunto de equações desacopladas que podem ser resolvidas facilmente. Ao incluir termos de amortecimento, o sistema volta a ser acoplado. Tendo em vista que a avaliação da equação de movimento é mais rápida com as equações desacopladas, podem ser aplicados amortecimentos a cada modo separadamente. No software HyperMesh, isso é feito através de uma tabela tipo TABDMP1 que lista os valores de amortecimento para cada frequência natural.

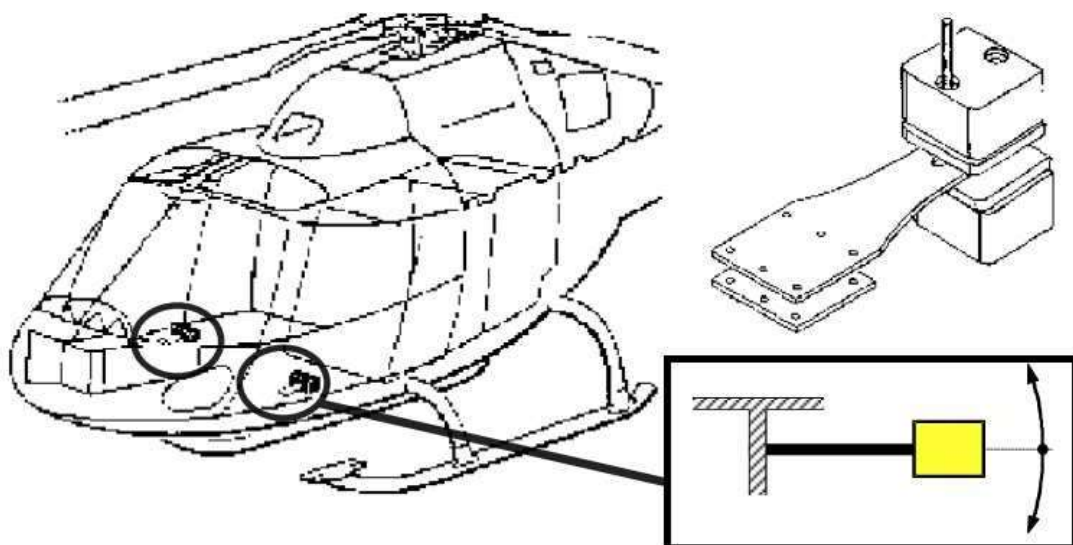
Análise Dinâmica da Fuselagem

No presente trabalho, considera-se o helicóptero Esquilo modelo Eurocopter AS350-B2 Écureuil (atual Airbus Helicopters H125), um helicóptero leve monoturbina originalmente projetado e fabricado na França pela Airbus Helicopters (anterior Aérospatiale e Eurocopter) e montado no Brasil pela Helibras, em Itajubá (MG). A aeronave, equipada com um motor Turbomeca Arriel 1D1 de 732 shp (546 kW), é especialmente conhecida por sua atividade de transporte de passageiros. O helicóptero é também um excelente utilitário, sendo amplamente utilizado em operações policiais, de transporte médico e de serviços públicos (EUROCOPTER, 2001).

Segundo Nabarrete (2021), as principais vibrações que ocorrem em helicópteros são geradas pelos rotores que excitam os sistemas e os elementos em função de suas frequências naturais. Ações cíclicas periódicas atuam nas pás dos rotores em flexão transversal e no plano da pá. Desse modo, as tensões no eixo do rotor e, conseqüentemente, as reações dos mancais, oscilam repetidamente como função da rotação e passagem de cada pá. Em helicópteros Esquilo, a frequência de passagem de pás é de 3Ω (3 pás com rotação Ω cada).

Ainda de acordo com Nabarrete (2021), para minimizar a componente de vibração vertical na cabine, os ASM devem ser posicionados sob o assento do piloto e do copiloto, conforme mostra a Figura 1.

Figura 1 – Posicionamento do ASM na cabine do helicóptero Esquilo

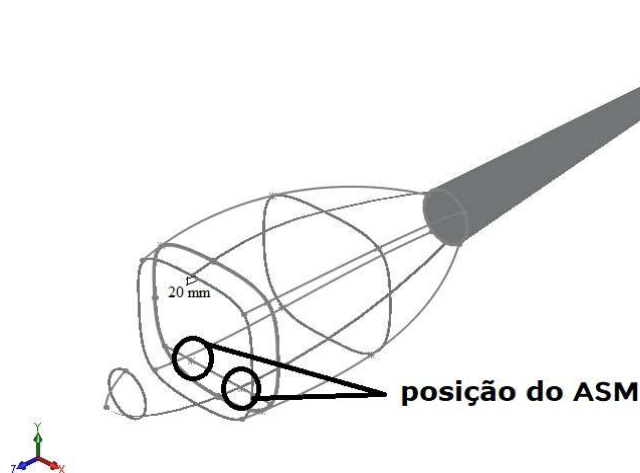


Fonte: Adaptado de Nabarrete (2021).

Dessa forma, para Nabarrete (2021), se os absorvedores são sintonizados na mesma frequência de vibração da excitação, esses sistemas passivos atuam cancelando a vibração no ponto onde estão fixados.

Para a análise dinâmica deste trabalho, é considerado um modelo simplificado da fuselagem do helicóptero AS350-B2 Esquilo. A simplificação foi uma decisão dos autores, tendo-se em vista que o fabricante detentor do projeto não disponibiliza dados originais devido a questões de sigilo de projeto. A Figura 2 apresenta a estrutura básica do modelo desenvolvido no software SOLIDWORKS®, com cavernas e reforçadores de 20 mm de espessura, e indica-se a posição de posicionamento do ASM.

Figura 2 – Estrutura básica do modelo simplificado da fuselagem do AS350-B2 Esquilo

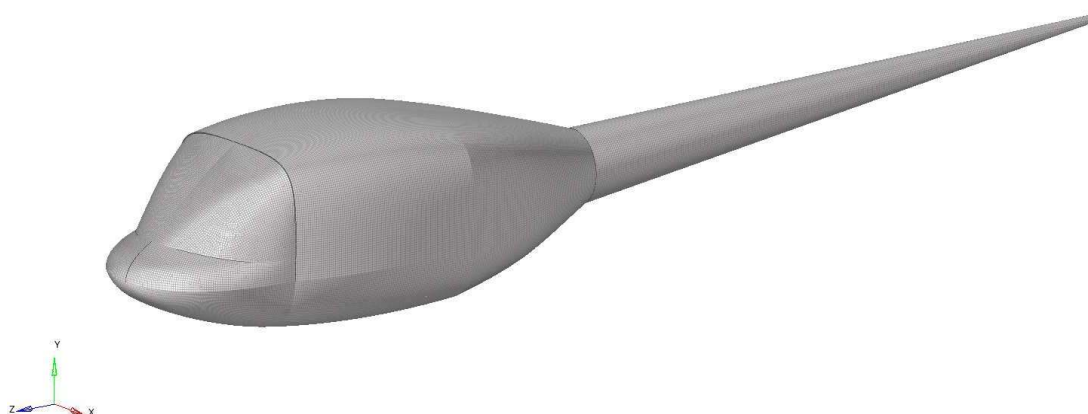


Fonte: Imagem dos autores.

No software HyperMesh, foi criada a malha da superfície do modelo importado utilizando a interface Automesh 2D, na qual o próprio software analisa o modelo e cria, por si mesmo, as malhas da peça para dados tipo e tamanho de elemento. Tendo em vista o limite de 100.000 nós para análise estrutural na licença estudantil do software, considerou-se o tamanho de 20 mm para cada elemento de malha. A Figura 3 apresenta o modelo com 99770 nós e 99919 elementos a ser usado na análise dinâmica.

Figura 3 – Modelo simplificado da fuselagem em elementos finitos

Model Info: C:/Users/karol/Downloads/UFMG/10 periodo/TCC II/Modelos/AS350-B2_bp3.hm



Fonte: Imagem dos autores.

A interface de resolução OptiStruct verifica algumas propriedades geométricas dos elementos de modo a verificar a qualidade de malha para garantir um resultado mais coerente na análise. Consideram-se os seguintes valores para as propriedades geométricas de cada elemento:

- Tamanho mínimo: 2 mm
- Tamanho máximo: 25 mm
- Razão de aspecto máxima: 5
- Empenamento máximo: 15°
- Inclinação máxima: 45°
- Jacobiano máximo: 0,6
- Ângulo máximo de elemento quadrangular: 140°
- Ângulo mínimo de elemento quadrangular: 40°
- Ângulo máximo de elemento triangular: 120°
- Ângulo mínimo de elemento triangular: 30°
- Razão cônica máxima: 0,6

Esses critérios de qualidade de malha foram adotados de modo a evitar imprecisão no resultado da análise. A interface permite, então, que o usuário altere o grau de refinamento em dada região ou em todo o modelo estudado de modo a atingir a todos os critérios e obter uma malha sem elementos violadores.

Para o revestimento da fuselagem, são utilizados elementos de casca do tipo PSHELL de 1 mm de espessura e o material considerado é o Alumínio 7075. A massa total do modelo é 107,074 kg. As propriedades do material estão descritas na Tabela 1.

Tabela 1 – Propriedades do material do revestimento do modelo

Material	Densidade	Coefficiente de Poisson	Módulo de Elasticidade
Alumínio 7075	2810 kg/m^3	0,33	72 GPa

Fonte: MatWeb (2023).

A partir desse modelo MEF, realizam-se as análises dinâmicas do trabalho. Inicialmente, obtêm-se 15 modos de vibração e as frequências naturais desses modos para a condição livre, sem restrições de apoio. Em seguida, considera-se também, para a análise modal normal, a condição crítica de pouso com apoios fixos simulando os esquis do trem de pouso. Ademais, verifica-se a resposta em frequência da fuselagem para ambas as condições de voo consideradas sob a excitação harmônica do rotor principal. De modo a verificar o efeito do ASM na redução de vibração, as análises são novamente realizadas com a introdução do amortecedor na posição sob o assento do piloto e do copiloto. Observam-se, então, os deslocamentos verticais na base de fixação do ASM e na extremidade da cauda, com e sem a utilização desse sistema passivo de controle de vibração. Levando-se em conta a massa da fuselagem, limitou-se o intervalo de pesquisa para massa do ASM em [0,5; 5,0] kg .

Resultados e discussões

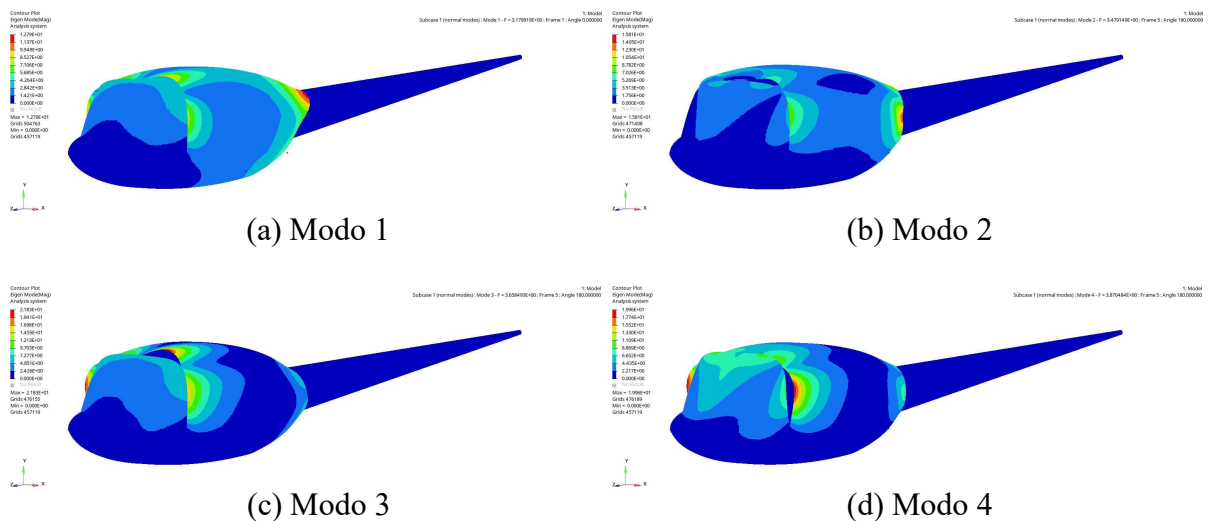
Na análise modal normal, realiza-se a extração dos modos de vibração superiores à frequência de 1 Hz. Isso é feito de forma a evitar os primeiros modos de vibração de corpo rígido. Inicialmente, obtêm-se os 15 modos de vibração normal da fuselagem na condição livre, sem restrições de apoio, em que se simula a condição real em voo. A Tabela 2 apresenta os valores das quinze frequências naturais para os modos levantados e na Figura 4 são apresentados os quatro primeiros modos normais de vibração da fuselagem calculados através do modelo MEF.

Tabela 2 – Frequências naturais na condição livre

Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)
1	3,1799	6	7,5956	11	14,4431
2	3,4791	7	9,0661	12	16,2258
3	3,6585	8	10,0724	13	16,6948
4	3,8705	9	10,2520	14	19,6351
5	7,1511	10	10,6875	15	20,7062

Fonte: Dados dos autores.

Figura 4 – Quatro primeiros modos de vibração na condição livre

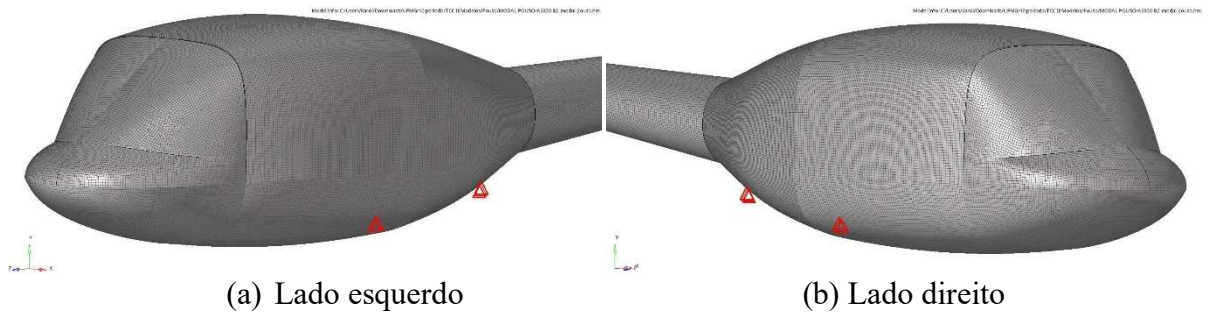


Fonte: Imagem dos autores.

Para a condição livre, observa-se que uma faixa de frequência de 1 até 22 Hz é suficiente para excitar os quinze primeiros modos de vibração do modelo. Em seguida, realiza-se a análise modal normal da condição de pouso, com restrições de apoio fixo na posição dos esquis do helicóptero, conforme indicado pelos marcadores triangulares apresentados na Figura 5. Nessa situação, simula-se a condição crítica do pouso do helicóptero. A Tabela 3 apresenta os valores das frequências naturais para os quinze modos levantados e na Figura 6 são apresentados os quatro primeiros modos de vibração da fuselagem para a condição. Nas Figuras 4 e 6 são

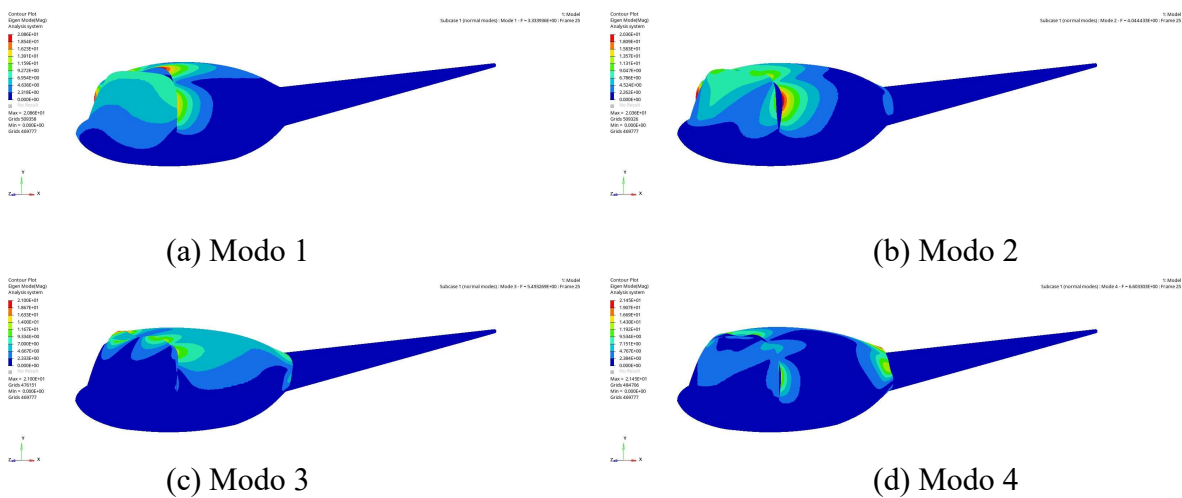
apresentados os deslocamentos modais máximos normalizados e as regiões nas quais os mesmos ocorrem.

Figura 5 – Condições de contorno consideradas na situação de pouso



Fonte: Imagem dos autores.

Figura 6 – Quatro primeiros modos de vibração na condição de pouso



Fonte: Imagem dos autores.

Tabela 3 – Frequências naturais na condição de pouso

Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)
1	3,3339	6	8,6848	11	15,8327
2	4,0443	7	9,1815	12	16,4646

3	5,4933	8	9,8962	13	17,0947
4	6,6033	9	14,2056	14	20,1551
5	7,4244	10	15,6958	15	20,9142

Fonte: Dados dos autores.

Observa-se que, para a condição de pouso, uma faixa de frequência de 1 até 22 Hz também é suficiente para excitar os quinze primeiros modos de vibração do modelo em sua frequência de ressonância.

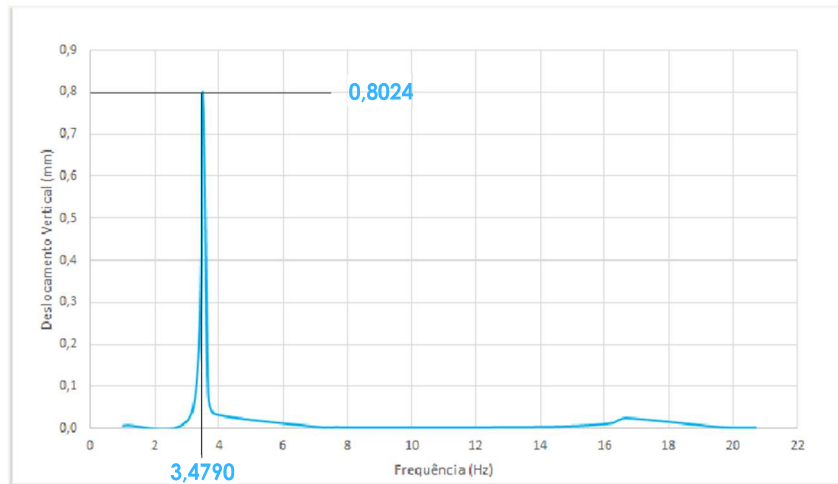
Para a análise de resposta em frequência da fuselagem, considera-se uma força de excitação de amplitude unitária, da forma $F = \cos(\omega t)$, aplicada na posição do rotor principal ao longo do espectro de frequência capaz de excitar os quinze primeiros modos de vibração em sua frequência de ressonância. Avalia-se o deslocamento na base do ASM e na extremidade da cauda. As curvas de resposta em frequência são calculadas através do método modal, a partir dos modos de vibração e frequências naturais obtidas pelo modelo MEF, adotando um amortecimento estrutural da fuselagem de 1% sugerido por Klug (2013).

A Figura 7 apresenta as curvas de deslocamento vertical obtidas para a base do ASM e para a extremidade da cauda, na condição livre.

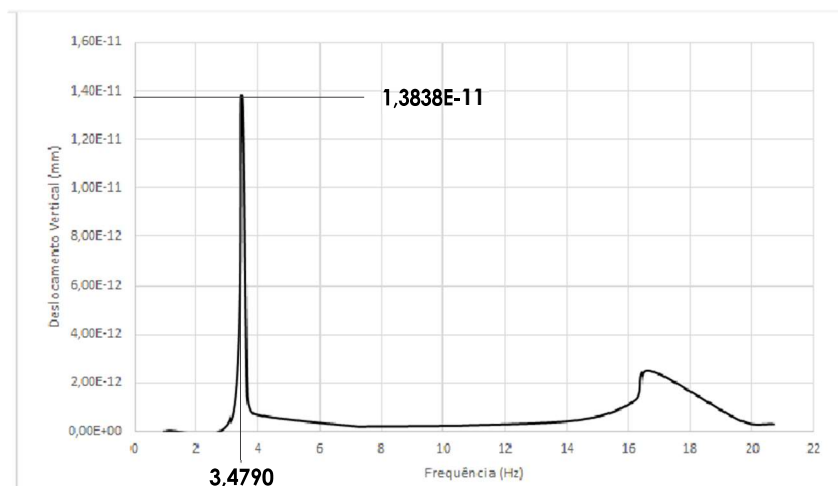
Verifica-se que, na condição livre, o deslocamento vertical máximo na base do ASM e na extremidade da cauda sob a excitação ocorre na frequência de 3,4790 Hz, valor próximo ao segundo modo normal de vibração da estrutura nessa condição.

Na Figura 8 são apresentadas as curvas de deslocamento vertical obtidas para a base do ASM e para a extremidade da cauda, na condição de pouso.

Figura 7 – Curvas de resposta em frequência na condição livre



(a) Base do ASM



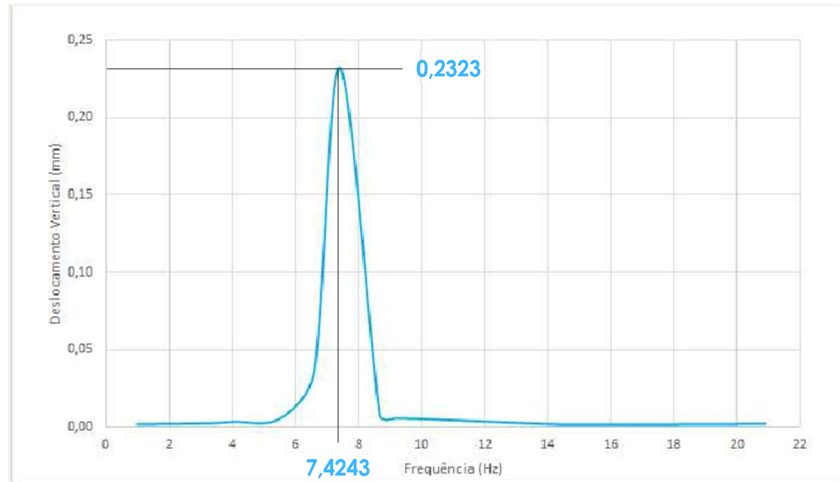
(b) Extremidade da cauda

Fonte: Imagem dos autores.

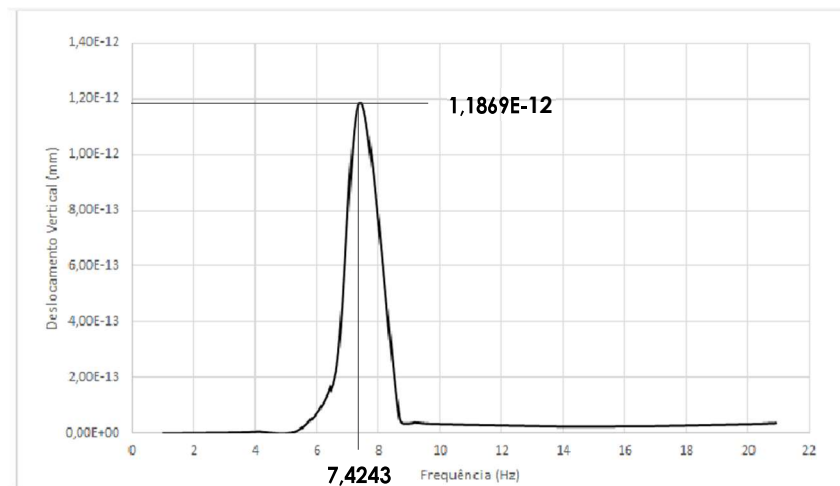
Para a condição de pouso, tanto para a posição da base do ASM quanto para a posição da extremidade da cauda, o deslocamento vertical máximo sob a excitação ocorre na frequência de 7,4243 Hz, valor próximo ao quinto modo de vibração normal da estrutura nessa condição.

Observa-se pelas Figuras 7 e 8 que os deslocamentos de cauda são desprezíveis quando comparados com os deslocamentos da base do ASM. Portanto, a partir desse ponto a definição da massa ótima do ASM será feita considerando-se apenas os deslocamentos da base.

Figura 8 – Curvas de resposta em frequência na condição de pouso



(a) Base do ASM



(b) Extremidade da cauda

Fonte: Imagem dos autores.

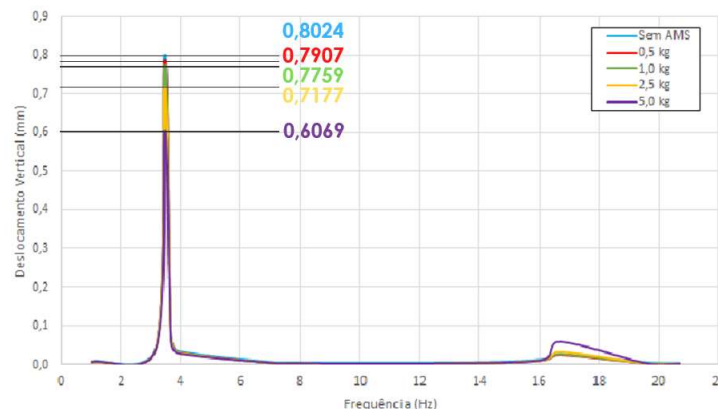
Uma aplicação clássica do ASM consiste em sintonizar a frequência natural desse sistema passivo através da escolha adequada dos seus valores de massa, rigidez e amortecimento, de forma que o amortecedor seja capaz de absorver energia da estrutura a qual está conectado, em uma determinada frequência. Para obter o desempenho adequado do ASM, além de escolher adequadamente os parâmetros de massa, rigidez e amortecimento que o define, é essencial o posicionamento correto do sistema na estrutura. No software HyperMesh, a inserção desse sistema de amortecimento no modelo é feita por meio do elemento estrutural do tipo CBUSH, capaz de representar as propriedades de rigidez e de amortecimento. Um dos nós

desse elemento é conectado à estrutura na posição definida sob o assento do piloto e copiloto e, no outro nó, é inserida uma massa concentrada de elemento CONM2, que representa a massa do ASM.

Segundo Nabarrete (2021), a sintonização da frequência natural do ASM, posicionado sob os assentos do piloto e copiloto, com a frequência de vibração da excitação do helicóptero proporciona uma redução da amplitude máxima de vibração vertical da cabine. Nesse sentido, tendo em vista que a fonte predominante de vibração no helicóptero é o rotor principal, considera-se a frequência natural do ASM de 6,56 Hz como a frequência de rotação principal. Além disso, adota-se o valor de amortecimento do ASM igual a 2% referente ao amortecimento estrutural do aço do elemento de mola do sistema, sugerido por Silva Junior (2020).

Assim, avalia-se a redução de vibração na fuselagem mantendo fixos a frequência natural de 6,56 Hz e o amortecimento de 2% do ASM e variando-se os valores discretos de massa de $m_d = 0,5\text{ kg}$, $m_d = 1,0\text{ kg}$, $m_d = 2,5\text{ kg}$ e $m_d = 5,0\text{ kg}$ e, dessa forma, varia-se também a rigidez do sistema. Realiza-se a análise de resposta em frequência do modelo da fuselagem com o ASM posicionado, considerando novamente uma força de excitação unitária aplicada na posição do rotor principal para o espectro de frequência de 1 a 22 Hz, capaz de excitar os 15 primeiros modos de vibração da estrutura, e o amortecimento estrutural da fuselagem de 1%. A Figura 9 apresenta as curvas de resposta em frequência obtidas para o modelo MEF na condição livre, sem restrições de apoio, para os diferentes parâmetros de massa considerados do ASM.

Figura 9 – Curvas de resposta em frequência com ASM na base - condição livre



Fonte: Imagem dos autores.

Os resultados de amplitude máxima são descritos na Tabela 4. A terceira coluna apresenta a porcentagem de redução do máximo na base do ASM com relação aos valores de resposta sem o ASM, de 0,8024 mm.

Tabela 4 – Amplitude máxima com o ASM na condição livre

m_d [kg]	Deslocamento vertical na base do ASM [mm]	Redução	Redução % / m_d [0%*kg ⁻¹]
0,5	0,7907	1,46%	2,920
1,0	0,7759	3,30%	3,300
2,5	0,7177	10,56%	4,224
5,0	0,6069	24,36%	4,872

Fonte: Dados dos autores.

Observa-se que com o aumento da massa do ASM, ocorre uma maior redução da amplitude máxima de deslocamento vertical para a posição da base do ASM, mas é preciso avaliar a eficiência do aumento de massa no sistema.

A relação entre a redução % de massa e a massa do ASM (m_d) é denominada aqui com variável Rd . Com o intuito de encontrar a massa otimizada para o ASM dentro do intervalo de busca, utiliza-se o Método dos Mínimos Quadrados (MMQ) para interpolar uma regressão não linear de terceiro grau utilizando-se a variável m_d como variável independente. O polinômio interpolador encontrado foi o seguinte:

$$Rd = 2,509 + 0,8518m_d - 0,05675m_d^2 - 0,003817m_d^3 \quad (22)$$

A maximização da Eq. (22) fornece um valor de massa ótima $m_d = 2,2765 \text{ kg}$.

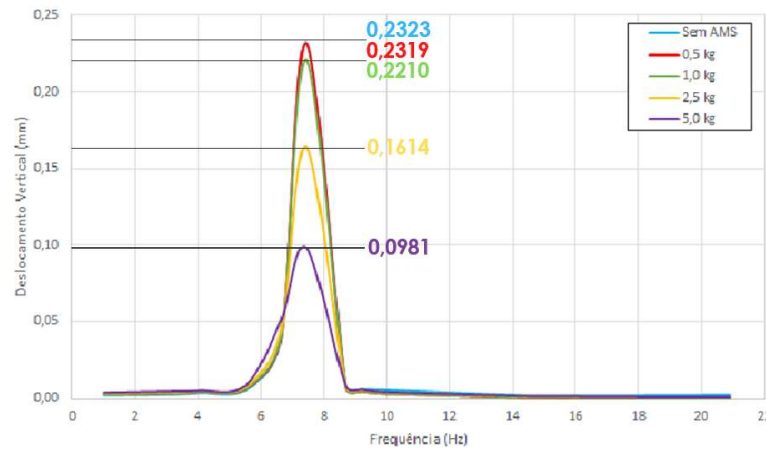
A partir das curvas de resposta em frequência da Figura 9, é possível perceber que com o aumento da massa do ASM, ocorre uma diminuição da amplitude máxima de deslocamento vertical para o primeiro pico de frequência. Para segundo pico de frequência ocorre um aumento da amplitude de deslocamento conforme a massa aumenta. Esse comportamento sugere que na utilização do ASM é importante atentar às amplificações nas frequências dos outros picos do espectro além da amplitude máxima.

Nesse âmbito, em situações em que a frequência de excitação que se deseja atenuar possa variar em torno de um valor nominal, pode ser adequado reduzir o desempenho do ASM

na frequência de interesse de modo a obter uma melhor eficiência do sistema e evitar ampliações intensas em outros picos.

A Figura 10 apresenta as curvas de resposta em frequência obtidas para o modelo MEF de pouso, para os diferentes parâmetros de massa considerados do ASM. Os resultados de amplitude máxima são descritos na Tabela 5. A terceira coluna apresenta a porcentagem de redução do máximo na base do ASM com relação aos valores de resposta sem o ASM, de 0,2323 mm.

Figura 10 – Curvas de resposta em frequência com ASM na base – condição de pouso



Fonte: Imagem dos autores.

Tabela 5 – Amplitude máxima com o ASM na condição de pouso

m_d [kg]	Deslocamento vertical na base do ASM [mm]	Redução	Redução % / m_d [0%*kg ⁻¹]
0,5	0,2319	0,17%	0,34
1,0	0,2210	4,86%	4,86
2,5	0,1614	30,52%	12,208
5,0	0,0981	57,77%	11,554

Fonte: Dados dos autores.

Com o intuito de encontrar a massa otimizada para o ASM dentro do intervalo de busca, utiliza-se o MMQ para interpolar uma regressão não linear de terceiro grau utilizando-se a variável m_d como variável independente. O polinômio interpolador encontrado foi o seguinte:

$$Rd = -5,4348 + 12,889m_d - 2,7673m_d^2 + 0,1738m_d^3 \quad (23)$$

A maximização da Eq. (22) fornece um valor de massa ótima $m_d = 3,450 \text{ kg}$. No caso da condição de pouso obteve-se ainda outra raiz positiva na maximização de massa fora do intervalo $m_d = 13,23 \text{ kg}$.

Conclusões

O trabalho apresentou um estudo sobre a aplicação de Amortecedores Sintonizados por Massa (ASM) para a redução de vibrações na fuselagem de um helicóptero Esquilo. Seguindo o objetivo inicial, foi apresentada a metodologia para a simulação simplificada da fuselagem do helicóptero AS350-B2 Esquilo com o ASM, por meio do método dos elementos finitos no software HyperMesh. Definiram-se duas condições para análise dinâmica das vibrações na fuselagem, uma livre, sem restrições de apoio, e outra em pouso, simulando-se com apoios fixos os esquis do helicóptero. Nessas condições, foram considerados os quinze primeiros modos normais de vibração do modelo simplificado da fuselagem. Foi considerada, ainda, a aplicação do ASM na posição sob os assentos do piloto e do copiloto de modo a promover a redução da amplitude de vibração vertical na cabine do helicóptero. Verificou-se, então, os deslocamentos verticais da base do ASM e da extremidade da cauda da fuselagem com e sem o uso do ASM na estrutura. Constatou-se que para o processo de definição de massa as vibrações na base da cabine são as mais relevantes para a aplicação em questão.

Através das análises realizadas, foi possível observar uma redução de até 57,77% na base do ASM para a condição de pouso. Verificou-se a importância da análise de resposta em frequência para diversas posições da estrutura na utilização do ASM de modo a obter um bom desempenho geral do sistema na aplicação de interesse.

Considerando-se as massas discretas adotadas para o ASM e as configurações ótimas encontradas, condição livre ($m_d = 2,2765 \text{ kg}$) e condição de pouso ($m_d = 3,450 \text{ kg}$), conclui-se que a massa $m_d = 2,5 \text{ kg}$ é a mais indicada para a aplicação considerada. Ademais, foram observadas variações de redução e ampliação dos deslocamentos verticais nas análises que indicaram a relevância de estudos com algoritmos de otimização para a escolha dos melhores parâmetros no dimensionamento do ASM.

Dessa forma, foi possível atingir os principais objetivos definidos no início deste trabalho e apresentar uma metodologia para definição de massas de Amortecedores Sintonizados por Massas sobre um tema extremamente relevante para a indústria aeronáutica.

Assim, o trabalho desenvolvido poderá guiar outras análises acerca do problema de vibrações na fuselagem de um helicóptero Esquilo, podendo a metodologia ser estendida para outros tipos de aeronaves.

Agradecimentos

Os autores agradecem os apoios financeiros concedidos pela FAPEMIG (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais) e pelo CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico).

Referências

ALTAIR. Altair Engineering, Inc. **Learn Dynamic Analysis with Altair OptiStruct™**, 2018. 111 p. Disponível em: <https://altairuniversity.com/free-ebook-learn-dynamic-analysis-with-altair-optistruct/>. Acesso em: 08 jul. 2022.

AMBURAY, K.; PO, S.; RAJAMOHAN, V. Design and analysis of a centrifugal absorber for suppression of helicopter blade vibration. **International Journal of Structural Engineering**, v. 5 n. 1, p. 24-42, 2014.

ANAC – Agência Nacional de Aviação Civil. **ANACpédia**, Brasília, 2023. Disponível em: <<https://www2.anac.gov.br/anacpedia/por-ing/por-ing.html>>. Acesso em: 11 jul. 2023.

ANICEZIO, M.D.M. **Atenuação de vibrações em pás de helicópteros utilizando circuito piezelétrico semi-passivo**. 2015. 103 p. Dissertação (Mestrado em Aeronaves) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2015.

BAUDOU, J.; DAVIES, M.; FARRELL, P.S.E.; FUSINA, G.; GOFF, C.P.; SHENDER, B.S.; BEATTY, H.E.W.; WICKRAMASINGHE, V. **Aircrew neck pain prevention and management**. North Atlantic Treaty Organization (NATO) Task Research Group Human Factors and Medicine, v. 252, 2020.

BERGEOT, B.; BELLIZZI, S.; COCHELIN, B. Analysis of steady-state response regimes of a helicopter ground resonance model including a non-linear energy sink attachment. **International Journal of Non-Linear Mechanics**, v. 78, p. 72-89, 2016.

BRENNAN, M.J.; ELLIOTT, S.J.; HERON, K.H. Noise Propagation Through Helicopter Gearbox Support Struts – An Experimental Study. **Journal of Vibration and Acoustics**, v. 120, n. 3, p. 695-704, 1998.

CAO, Y; LI, Z.; DOU, J.; JIA, R.; YAO, H. An inerter nonlinear energy sink for torsional vibration suppression of the rotor system. **Journal of Sound and Vibration**, v. 537, p. 117184, 2022.

CHEN, Y.; WICKRAMASINGHE, V.; ZIMCIK, D. Development of adaptive seat mounts for helicopter aircrew body vibration reduction. **Journal of Vibration and Control**, v. 15, p. 1809-1825, 2009.

CINQUEMANI, S.; BRAGHIN, F.; RESTA, F. Semi active tunable mass damper for helicopters. Proc. SPIE 10164, **Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems 2017**, p. 1016431, 2017.

EUROCOPTER. Eurocopter an EADS Company Ecureuil. **AS350 B2 Technical Data**. [S.l.], 2001.

FRAHM, H. **Device for Damping Vibrations of Bodies**. Google Patents, 1911. US Patent 989958A. Disponível em: <https://patents.google.com/patent/US989958A/en>. Acesso em: 08 jul. 2022.

GARDONIO, P. Review of active techniques for aerospace vibro-acoustic control. **Journal of Aircraft**, v. 39, p. 206-214, 2002.

HIDALGO, I.L. **Modelagem Numérica e análise do acoplamento dinâmico estrutural por isoladores de vibração em aeronaves**. 2012. 139 p. Dissertação (Mestrado em Mecânica dos Sólidos e Estruturas) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos/SP, 2012.

KLUG, F.K. **Modelagem de neutralizadores dinâmicos de vibração aplicados em uma fuselagem sujeita a incertezas dimensionais**. 2013. 99 p. Dissertação (Mestrado em Mecânica dos Sólidos e Estruturas) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos/SP, 2013.

KORONEV, B.G.; REZNIKOV, L.M. **Dynamic vibration absorbers: Theory and Technical Applications**. Chichester. John Wiley & Sons, 1993.

KROTT, M.J. **Fluidic flexible matrix composite vibration treatments for helicopter airframes and rotor blades**. 2018. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – The Pennsylvania State University, 2018.

LU, Y.; FENG, J. A time-domain active vibration control algorithm for helicopter based on a prior error channel identification strategy. **Shock and Vibration**, v. 2018, Article ID 2870896, 11 p., 2018.

LU, Z.; WANG, Z.; ZHOU, Y.; LU, X. Nonlinear dissipative devices in structural vibration control: a review. **Journal of Sound and Vibration**, v. 423, p. 18-49, 2018.

MACHADO, A.J.; REISDORFER, M.L.; ALVES, J.M.D.S. **Conhecimento geral dos helicópteros: livro didático**. [S.l.]: Palhoça: UnisulVirtual, 2011.

MATWEB. MatWeb LCC. **Material Property Data**. Blacksburg, 2023. Disponível em: <https://matweb.com/>. Acesso em: 08 jul. 2022.

MOHANTY, S.; DWIVEDY, S.K. Nonlinear dynamics of piezoelectric-based active nonlinear vibration absorber using time delay acceleration feedback. **Nonlinear Dynamics**, v. 98, p. 1465-1490, 2019.

MOUTINHO, C.M.R. **Controlo passivo e activo de vibrações em pontes de peões**. 1998. 201 p. Dissertação (Mestrado em Estruturas de Engenharia Civil) – Universidade do Porto, Porto, 1998.

NABARRETE, A. Formação de engenheiros para o desenvolvimento científico e tecnológico de aerogeradores a partir da tecnologia aeronáutica. In: WORKSHOP DA COORDENADORIA DE CÂMARAS ESPECIALIZADAS DE ENGENHARIA INDUSTRIAL – CCEI, 2021.

- PANCOTTI, G.S. **Helicopter rotor comprising a vibration damper, and method for updating the same.** Google Patents, 2010. US Patent 2010/0183442 A1. Disponível em: <https://patents.google.com/patent/WO2008155632A1/en>. Acesso em: 08 jul. 2022.
- PRADELLA, C.F. **Vibrações em estruturas: estudo de edificação comercial em Garibaldi/RS.** 2013. Monografia (Trabalho de Diplomação em Engenharia Civil) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.
- QIN, Y.; LU, Y.; YUE, H. An improved feedforward-robust algorithm for active vibration control of helicopter maneuver flight. **International Journal of Aerospace Engineering**, v. 2023, Article ID 3610865, 18 p., 2023.
- RAO, S.S. **Vibrações mecânicas.** 4 ed. São Paulo. Prentice Hall Brasil, 2009.
- SANTOS, M.D.S. **Análise numérica do controle de vibrações em lajes de edifícios utilizando amortecedores de massa sintonizados.** 2009. 171 p. Dissertação (Mestrado em Estruturas e Construção Civil) – Universidade de Brasília, Brasília, 2009.
- SILVA JUNIOR, C.A.N. **Controle de vibração em pisos de academia de ginástica em steel deck usando amortecedores de massa sintonizados.** 2020. 135 p. Dissertação (Mestrado em Infraestrutura Aeroportuária) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos/SP, 2020.
- SOUZA, J.C.S. **Caracterização experimental e modelagem de estruturas usando materiais viscoelásticos para o controle passivo de vibrações.** Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Itajubá, Instituto de Engenharia Mecânica, Itajubá/MG, 2015.
- STANISLAWSKI, J. A simulation investigation of helicopter ground resonance phenomenon. **Aircraft Engineering and Aerospace Technology**, v. 91, p. 484-497, 2019.
- STEFFEN Jr., V.; RADE, D.A. **Dynamic vibration absorber.** London. Academic Press, 2001.
- SUTTON, T.; ELLIOTT, S.J.; BRENNAN, M.J. Active isolation of multiple structural waves on a helicopter gearbox support strut. **Journal of Sound and Vibration**, v. 205, n. 1, p. 81-101, 1997.
- YANG, F.; SEDAGHATI, R.; ESMAILZADEH, E. Vibration suppression of structures using tuned mass damper technology: a state-of-the-art review. **Journal of Vibration and Control**, v. 28, p. 07754632098430, 2021.
- YONG, C. ZIMCIK, D.G; WICKRAMASINGHE, V.K.; NITZSCHE, F. Research of an active tunable vibration absorber for helicopter vibration control. **Chinese Journal of Aeronautics**, v. 16, p. 203-211, 2003.
- WANG, Y.; ZHOU, J.; CAO, X.; GUO, X. Design and control of helicopter main reducer semi-active vibration isolation system based on MR damper, **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, *in press*, p. 1–12, 2023.
- XU, K.-F.; ZHANG, Y.-W.; NIU, M.-Q.; CHEN, L.-Q. Dynamics analysis of a variable stiffness tuned mass damper enhanced by an inerter. **Applied Sciences**, v. 13, p. 1404, 2023.