

Revista Eletrônica



Volume 5 – Número 1 - 2025

Revista Eletrônica Taperá AeroDesign

A Revista Eletrônica Taperá AeroDesign é um veículo de divulgação do site www.taperaaerodesign.com.br e do Núcleo de Estudos Aeronáuticos Taperá AeroDesign, com publicação anual. Além dos trabalhos de produção científica de autoria do Prof. Luiz Eduardo Miranda José Rodrigues, de estudantes sob sua orientação e de professores e estudantes de diversas instituições de ensino, faz divulgação de artigos técnicos, cursos, documentos, eventos e entrevistas de interesse acadêmico sobre aspectos relacionados diretamente com o desenvolvimento da engenharia aeronáutica.

SUMÁRIO

ISSN - 2965-2537

Vol. 5, nº 1 (2025)

Sumário

Editorial

Artigos Técnicos

Estudo do Comportamento de Materiais Compósitos na Fuselagem de Aeronaves: Análise de Resistência à Tração, Compressão e Impacto

Davi Marques Dorateu - IFSP Campus Salto

Felipe Rodrigues Cardoso - IFSP Campus Salto

Vibrações Induzidas por Vento em Cabos de Pontes Estaiadas e Suspensas

Lucas Canizza - IFSP Campus Salto

Raniely da Silva Leite Costa - IFSP Campus Salto

Falha por Cisalhamento em Parafusos e Juntas Estruturais Automotivas: Avaliação de Segurança em Fixações Submetidas a Vibrações

Caique Pimentel da Silva - IFSP Campus Salto

Kayky Raphael Gigante da Silva - IFSP Campus Salto

Fadiga em Braços de Suspensão Automotiva: Investigação de Ciclos de Carregamento e Previsão de Vida Útil

Ary Cardoso Pinto - IFSP Campus Salto

Rafael Eduardo Simão - IFSP Campus Salto

Análise de Tensões em Asas de Aeronaves Submetidas a Cargas Aerodinâmicas: Estudo da Distribuição de Tensões e Deformações em Voo

Arthur Duarte dos Santos - IFSP Campus Salto

Gustavo Manzano Lopes - IFSP Campus Salto

Investigação da Ruptura de Eixos de Transmissão Automotiva

Amanda Bernardes Zotte - IFSP Campus Salto

João Pedro Blagitz Ravache - IFSP Campus Salto

Efeitos de Vibrações em Conforto e Segurança de Passageiros: Comparação entre Aeronaves, Automóveis e Trens de Alta Velocidade

Pedro Faria - IFSP Campus Salto

Rodrigo Antunes Pinheiro - IFSP Campus Salto

Deformações Plásticas em Chapas Metálicas na Indústria Automotiva: Estudo de Processos de Estampagem e Conformação Mecânica

Alana Camile Marins - IFSP Campus Salto

Mariana Trevisan Fragoso - IFSP Campus Salto

Tensões Térmicas em Discos de Freio Automotivos: Estudo do Efeito da Variação de Temperatura em Componentes de Alta Rotação

Matheus José Ferreira Borelli - IFSP Campus Salto

Vibrações em Motores de Combustão Interna: Modelagem dos Modos de Vibração e Impactos na Vida Útil de Mancais e Virabrequins

Jafar Mourad Mourad - IFSP Campus Salto

João Pedro Gomes Tozzo - IFSP Campus Salto

Análise de Vibrações em Asas de Aeronaves Durante Manobras de Voo: Estudo da Influência do Flutter e de Modos de Vibração

Julia Cristina de Oliveira - IFSP Campus Salto

Layssa de Jesus Silva São Silverio - IFSP Campus Salto

Comparativo de Comportamento Mecânico entre Aço e Alumínio em Estruturas Aeronáuticas e Automobilísticas

Breno Augusto Gabaldi Wolf - IFSP Campus Salto

Pedro Virgílio Bueno - IFSP Campus Salto

Uso de Tecnologias de Monitoramento de Vibrações em Estruturas de Obras de Grande Porte

Celso Rene dos Santos - IFSP Campus Salto

Vibrações Mecânicas em Eixos Automotivos

Daniel Oliveira Miranda - IFSP Campus Salto

Análise Modal em Estruturas Aeronáuticas: Uso de Acelerômetros e Martelos Instrumentados para Determinar Frequências Naturais

Eduardo Zambotti - IFSP Campus Salto

Giovani José da Silva - IFSP Campus Salto

Efeitos de Vibrações em Turbinas Eólicas Instaladas em Edifícios ou Plataformas Offshore: Análise Estrutural e de Fadiga

Gustavo Lacerda Cardoso - IFSP Campus Salto

José Bonsaver Neto - IFSP Campus Salto

Uso de Amortecedores Dinâmicos em Arranha-Céus e Pontes: Mitigação de Vibrações Induzidas por Vento e Tráfego

Henrique de Sá Braga Ferreira - IFSP Campus Salto

Leonardo Davi Barbosa - IFSP Campus Salto

Análise de Tensões em Pás de Turbinas Aeronáuticas: Verificação de Esforços Devido à Rotação e Variações Térmicas

Heitor de La Cruz Lui - IFSP Campus Salto

Estudo de Vibrações em Sistemas de Exaustão Automotiva: Análise do Comportamento Acústico e Estrutural para Redução de Ruído

Aurélio José de Genaro Roma - IFSP Campus Salto

Luís Gustavo de Deus Sperandio - IFSP Campus Salto

Cálculo de Tensões em Vigas de Pontes Rodoviárias e Ferroviárias: Análise de Cargas Moveis e seu Efeito na Segurança Estrutural

Cauã Vieira de Carvalho - IFSP Campus Salto

João Nadalucci Almeida - IFSP Campus Salto

Tensões Residuais em Soldas de Estruturas Aeronáuticas: Análise de como Afetam a Durabilidade e a Segurança

Enzo Buldrini Contarini - IFSP Campus Salto

Giovana Carvalho Viana - IFSP Campus Salto

Análise de Falhas em Eixos de Transmissão Automotiva: Um Estudo Abrangente sobre o Impacto de Torções Repetitivas e Cargas Súbitas

João Vitor Landmann Pricoli - IFSP Campus Salto

Estudo de Ruptura em Pontes de Treliça

Rafael César Oliveira Pazianoto - IFSP Campus Salto

Raylson Rodrigues dos Santos - IFSP Campus Salto

Avaliação da Integridade Estrutural de Parafusos e Juntas Automotivas Submetidos a Cargas Vibratórias

Matheus Guilherme Silva Passarelli - IFSP Campus Salto

EDITORIAL

O Volume 5, Número 1, 2025, da *Revista Eletrônica Taperá AeroDesign* reafirma o compromisso do Núcleo de Estudos Aeronáuticos Taperá AeroDesign com a formação científica e tecnológica de excelência, promovendo o pensamento crítico e a produção acadêmica aplicada às engenharias. Nesta edição de 2025, são apresentados 24 artigos desenvolvidos pelos discentes do curso de Engenharia de Automação e Controle do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo – Campus Salto, que expressam não apenas o domínio técnico adquirido em disciplinas como Mecânica dos Sólidos, Vibrações Mecânicas, Dinâmica e Estática, mas também a capacidade de conectar teoria e prática na busca de soluções inovadoras para problemas reais da engenharia contemporânea.

A diversidade dos temas apresentados reflete o caráter interdisciplinar e aplicado da revista, com estudos que abrangem as áreas da engenharia aeronáutica, mecânica, automobilística e estrutural. Cada artigo representa um recorte de pesquisa, fruto de rigor analítico, experimentação e reflexão crítica sobre os fundamentos que sustentam a engenharia moderna. A edição se destaca pela maturidade técnica dos trabalhos e pela clareza com que os autores articulam o raciocínio científico às demandas do mundo industrial e tecnológico.

Entre os artigos voltados à engenharia aeronáutica, destacam-se trabalhos que abordam diretamente o comportamento estrutural e aerodinâmico de aeronaves. “*Estudo do Comportamento de Materiais Compósitos na Fuselagem de Aeronaves: Análise de Resistência à Tração, Compressão e Impacto*”, de Davi Marques Dorateu e Felipe Rodrigues Cardoso, oferece uma contribuição relevante à compreensão do uso de materiais avançados no setor aeronáutico.

Complementando essa vertente, o artigo “*Análise de Tensões em Asas de Aeronaves Submetidas a Cargas Aerodinâmicas*”, de Arthur Duarte dos Santos e Gustavo Manzano Lopes, apresenta uma investigação aprofundada sobre a distribuição de tensões e deformações em voo, integrando aspectos de aerodinâmica e resistência dos materiais.

Outros estudos de destaque incluem “*Análise Modal em Estruturas Aeronáuticas: Uso de Acelerômetros e Martelos Instrumentados para Determinar Frequências Naturais*”, de Eduardo Zambotti e Giovani José da Silva, e “*Análise de Tensões em Pás de Turbinas Aeronáuticas: Verificação de Esforços Devido à Rotação e Variações Térmicas*”, de Heitor de La Cruz Lui, ambos voltados à compreensão dinâmica das estruturas aeronáuticas. A contribuição “*Tensões Residuais em Soldas de Estruturas Aeronáuticas: Análise de como Afetam a Durabilidade e a*

Segurança”, de Enzo Buldrini Contarini e Giovana Carvalho Viana, fecha este grupo com uma reflexão sobre integridade estrutural e confiabilidade de componentes críticos.

A engenharia automobilística também se faz fortemente presente, com análises que unem segurança, desempenho e confiabilidade. “*Falha por Cisalhamento em Parafusos e Juntas Estruturais Automotivas: Avaliação de Segurança em Fixações Submetidas a Vibrações*”, de Caique Pimentel da Silva e Kayky Raphael Gigante da Silva, e “*Avaliação da Integridade Estrutural de Parafusos e Juntas Automotivas Submetidos a Cargas Vibratórias*”, de Matheus Guilherme Silva Passarelli, tratam de temas de grande relevância na indústria automotiva, em especial no controle de falhas em sistemas de fixação. No mesmo eixo, o artigo “*Fadiga em Braços de Suspensão Automotiva: Investigação de Ciclos de Carregamento e Previsão de Vida Útil*”, de Ary Cardoso Pinto e Rafael Eduardo Simão, e “*Análise de Falhas em Eixos de Transmissão Automotiva*”, de João Vitor Landmann Pricoli, analisam criticamente o impacto de ciclos repetitivos de carregamento sobre a durabilidade de componentes.

Temas de vibrações mecânicas e análise dinâmica permeiam diversos artigos desta edição. “*Vibrações em Motores de Combustão Interna*”, de Jafar Mourad Mourad e João Pedro Gomes Tozzo, e “*Estudo de Vibrações em Sistemas de Exaustão Automotiva*”, de Aurélio José de Genaro Roma e Luís Gustavo de Deus Sperandio, demonstram o impacto das oscilações e dos modos de vibração sobre o desempenho mecânico e acústico. Já “*Análise de Vibrações em Asas de Aeronaves Durante Manobras de Voo: Estudo da Influência do Flutter e de Modos de Vibração*”, de Julia Cristina de Oliveira e Layssa de Jesus Silva São Silverio, traz uma aplicação direta das teorias de aeroelasticidade, essencial à segurança em voo.

Os estudos “*Vibrações Mecânicas em Eixos Automotivos*”, de Daniel Oliveira Miranda, e “*Efeitos de Vibrações em Turbinas Eólicas Instaladas em Edifícios ou Plataformas Offshore*”, de Gustavo Lacerda Cardoso e José Bonsaver Neto, ampliam o olhar para sistemas rotativos e estruturas submetidas a esforços dinâmicos ambientais. Complementando, “*Uso de Amortecedores Dinâmicos em Arranha-Céus e Pontes: Mitigação de Vibrações Induzidas por Vento e Tráfego*”, de Henrique de Sá Braga Ferreira e Leonardo Davi Barbosa, e “*Uso de Tecnologias de Monitoramento de Vibrações em Estruturas de Obras de Grande Porte*”, de Celso René dos Santos, demonstram a importância do controle vibracional em sistemas civis e industriais.

A revista também acolhe investigações sobre estruturas e resistência dos materiais aplicadas à engenharia civil e mecânica. “*Vibrações Induzidas por Vento em Cabos de Pontes Estaiadas e Suspensas*”, de Lucas Canizza e Raniely da Silva Leite Costa, e “*Cálculo de Tensões*

em Vigas de Pontes Rodoviárias e Ferroviárias”, de Cauã Vieira de Carvalho e João Nadalucci Almeida, abordam com precisão o comportamento estrutural de sistemas de grande porte. O artigo “*Estudo de Ruptura em Pontes de Treliça*”, de Rafael César Oliveira Pazianoto e Raylson Rodrigues dos Santos, retoma a análise clássica da estabilidade estrutural, enquanto “*Deformações Plásticas em Chapas Metálicas na Indústria Automotiva*”, de Alana Camile Marins e Mariana Trevisan Fragoso, foca na conformação de metais em processos industriais. Já “*Comparativo de Comportamento Mecânico entre Aço e Alumínio em Estruturas Aeronáuticas e Automobilísticas*”, de Breno Augusto Gabaldi Wolf e Pedro Virgílio Bueno, contribui para a discussão sobre materiais e sustentabilidade em projetos estruturais.

Encerrando este volume, o artigo “*Efeitos de Vibrações em Conforto e Segurança de Passageiros: Comparação entre Aeronaves, Automóveis e Trens de Alta Velocidade*”, de Pedro Faria e Rodrigo Antunes Pinheiro, une o caráter técnico ao humano, ao avaliar como o controle dinâmico influencia diretamente a experiência e o bem-estar dos usuários — lembrando que, ao fim, toda engenharia é feita para servir às pessoas.

O conjunto dos 24 artigos que compõem este volume representa, portanto, uma amostra vigorosa do potencial científico e criativo dos estudantes do curso de Engenharia de Controle e Automação. Cada pesquisa apresentada aqui é um passo na formação de engenheiros capazes de pensar criticamente, inovar com responsabilidade e contribuir para o avanço tecnológico do país.

A *Revista Eletrônica Taperá AeroDesign* orgulha-se de ser um espaço de disseminação desse conhecimento em construção — e de continuar incentivando o diálogo entre teoria, prática e inovação nas engenharias.

Que este Volume 5, Número 1, inspire novos estudos, novas conexões e novos voos rumo ao conhecimento.

Prof. Luiz Eduardo Miranda José Rodrigues

Editor Científico da Revista Eletrônica Taperá AeroDesign

Artigos

Estudo do Comportamento de Materiais Compósitos na Fuselagem de Aeronaves: Análise de Resistência à Tração, Compressão e Impacto

Davi Marques Dorateu

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
davi.dorateu@aluno.ifsp.edu.br

Felipe Rodrigues Cardoso

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
cardoso.felipe@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

O presente artigo abordou o comportamento de materiais compósitos aplicados na fuselagem de aeronaves, com foco em suas propriedades de resistência à tração, compressão e impacto. A pesquisa teve como objetivo principal analisar de que forma esses materiais contribuem para o desempenho estrutural e a segurança aeronáutica, considerando sua evolução histórica, suas características mecânicas e as inovações no processo de fabricação. A metodologia utilizada consistiu em uma revisão bibliográfica sistemática, desenvolvida a partir da coleta de dados em bases como Google Acadêmico, SciELO, PubMed e bibliotecas virtuais, reunindo livros, artigos científicos, dissertações, teses e relatórios técnicos. Os resultados evidenciaram a superioridade dos compósitos em relação aos metais convencionais, sobretudo na resistência mecânica, no desempenho estrutural e na redução de massa das aeronaves, embora tenham sido identificadas limitações quanto à previsibilidade de falhas e aos custos de produção. As considerações finais apontaram que o objetivo geral foi alcançado, confirmando a importância dos compósitos para a engenharia aeronáutica contemporânea e ressaltando a necessidade de pesquisas futuras voltadas à padronização produtiva e ao aprimoramento de técnicas de fabricação.

Palavras-chave

Materiais compósitos; Fuselagem; Aeronaves; Tração; Compressão; Impacto.

Abstract

This study addressed the behavior of composite materials applied to aircraft fuselages, focusing on their tensile, compressive, and impact resistance properties. The main objective was to analyze how these materials contribute to structural performance and aeronautical safety, considering their historical evolution, mechanical characteristics, and innovations in the manufacturing process. The methodology

consisted of a systematic literature review, based on data collected from Google Scholar, SciELO, PubMed, and virtual libraries, including books, scientific articles, dissertations, theses, and technical reports. The results highlighted the superiority of composites compared to conventional metals, especially in mechanical resistance, structural performance, and weight reduction of aircraft, although limitations regarding failure predictability and production costs were identified. The final considerations indicated that the general objective was achieved, confirming the importance of composites for contemporary aeronautical engineering and emphasizing the need for future research focused on production standardization and the improvement of manufacturing techniques.

Keywords: Composite materials; Fuselage; Aircraft; Tension; Compression; Impact.

1 – Introdução

O desenvolvimento tecnológico na indústria aeronáutica tem impulsionado a busca por materiais que ofereçam maior desempenho estrutural, menor peso e elevada resistência mecânica. Nesse cenário, os materiais compósitos surgem como alternativa estratégica, especialmente no que diz respeito à aplicação em fuselagens de aeronaves. Sua combinação de fibras de alta resistência e matrizes poliméricas confere propriedades superiores quando comparados a materiais convencionais como o alumínio, possibilitando um equilíbrio entre leveza e robustez estrutural, requisitos fundamentais para a aviação moderna (LEITE, 2024).

A relevância desse tema se intensifica diante das demandas da indústria aeroespacial por aeronaves mais eficientes e sustentáveis. A redução de peso proporcionada pelos compósitos influencia diretamente no consumo de combustível, ampliando a autonomia dos voos e diminuindo impactos ambientais. Além disso, a alta resistência à tração, compressão e impacto torna esses materiais ideais para suportar as severas condições operacionais da aviação, que envolvem variações de pressão, temperatura e carregamentos dinâmicos durante o voo (LEITE, 2014).

Entretanto, apesar das vantagens, o comportamento mecânico dos compósitos ainda representa um desafio científico e tecnológico. A heterogeneidade desses materiais, associada à complexidade de suas falhas, demanda estudos aprofundados para compreender seu desempenho em situações críticas, como impactos e cargas repetitivas. Essa problemática se reflete na necessidade de análises específicas sobre como esses materiais respondem a diferentes tipos de esforços, a fim de garantir segurança e confiabilidade em estruturas tão sensíveis quanto a fuselagem de aeronaves (MARTINS, 2020).

A justificativa para este estudo reside, portanto, na importância de aprofundar o conhecimento sobre a resposta mecânica dos compósitos em contextos reais de aplicação aeronáutica. Pesquisas

anteriores demonstram avanços significativos na utilização desses materiais, mas ainda há lacunas quanto à previsão do comportamento em situações extremas. Tais investigações são cruciais para que engenheiros e pesquisadores possam desenvolver projetos mais seguros e eficientes, integrando análises experimentais e computacionais para otimizar o desempenho estrutural da fuselagem (HIPÓLITO, 2023).

Assim, este artigo tem como objetivo principal analisar o comportamento de materiais compósitos aplicados na fuselagem de aeronaves, com foco na resistência à tração, compressão e impacto. Pretende-se discutir os resultados de estudos recentes, relacionando-os com aplicações práticas na indústria aeronáutica, de modo a contribuir para o avanço do conhecimento científico e para o aprimoramento do uso desses materiais em estruturas críticas da aviação (SANTOS, 2017).

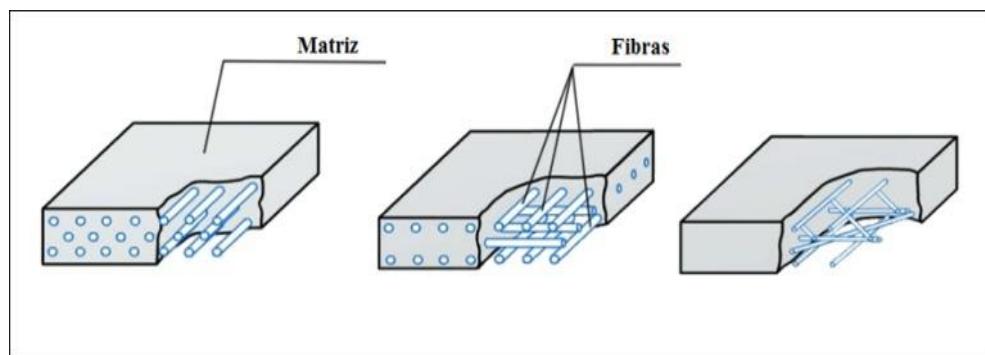


Figura 1 - Estrutura de materiais compósitos com exemplos de arranjos das fibras.

Fonte: edctecnologia.com.br/novos-materiais-compositos-desenvolvidos-por-meio-da-simulacao-molecular-com-biovia-materials-studio/ (2020).

2 – Desenvolvimento

2.1 - Referencial Teórico

Nos últimos anos, diversas áreas do conhecimento tiveram avanços significativos, de tal forma que, possibilitaram a aplicação de seus objetos de estudo em outros campos, no artigo vigente, a engenharia dos materiais com o uso de materiais compósitos. Rêgo, Santos e Marinho (2020) observam que o uso desse material se deu simultaneamente com tecnológicos. Por conta das características próprias desses materiais, se mostrou uma aplicação muito benéfica nas demandas da área aeronáutica, tornando seu uso muitas vezes necessário e fundamental (LEITE, 2014) e (LEITE, 2024). A partir de um mesmo material compósito, é possível obter distintas propriedades mecânicas e de construção, variando a matriz polimérica e orientação das fibras utilizadas, ou seja, os processos de fabricação. Através dos estudos de Santos (2017), Santos; Shimano (2021) e Alves; Guimarães; Oliveira Filho (2024) é possível observar as diversas conclusões de fabricação e mecânicas. Na análise de propriedades mecânicas, o estudo de SWLING (2018) e LEITE (2014), mostra que os compósitos apresentam características, como leveza,

resistência e tração que são favoráveis às exigências mecânicas da indústria aeronáutica. MARTINS (2020) ressalta que em situações críticas de impacto e deformações, os compósitos necessitam de maior previsibilidade experimental, em complemento o desenvolvimento dos “Compósitos inteligentes” mencionado por HIPÓLITO (2023), podem satisfazer tais incertezas de impacto. As análises de COLMANETTI (2019) e DUTRA (2017) mostram que, embora o uso de compósitos já apresentou resultados benéficos e significativos, ainda se faz necessário o aprofundamento e desenvolvimento de análises computacionais mais detalhadas, a fim de obter maior previsibilidade do uso em estruturas do material.

2.2 - Evolução e Aplicação dos Materiais Compósitos na Indústria Aeronáutica

Os materiais compósitos podem ser definidos como a união de dois ou mais constituintes distintos que, quando combinados, resultam em propriedades mecânicas superiores às dos materiais convencionais. Na indústria aeronáutica, essa combinação geralmente envolve fibras de alto desempenho, como carbono, vidro ou aramida, embebidas em matrizes poliméricas que proporcionam rigidez e resistência. Essa configuração possibilita a obtenção de estruturas mais leves e resistentes, essenciais para suportar as condições extremas a que as aeronaves são submetidas em operação (SWLING, 2018).

No contexto da aviação, a busca por alternativas ao alumínio e ao aço se intensificou nas últimas décadas devido à necessidade de aumentar a eficiência energética e reduzir custos operacionais. O emprego de compósitos na fuselagem trouxe benefícios diretos, como menor consumo de combustível, maior autonomia e redução do impacto ambiental. Essa mudança de paradigma é reconhecida por Leite (2014), que aponta os compósitos como elementos centrais na modernização da indústria, permitindo inovações que extrapolam o desempenho estrutural, abrangendo também aspectos de aerodinâmica e conforto.



Figura 2 - Parte interna da fuselagem feita em Compósito.

Fonte: <https://hangarmma.com.br/blog/materiais-compositos-na-construcao-de-aeronaves/>.

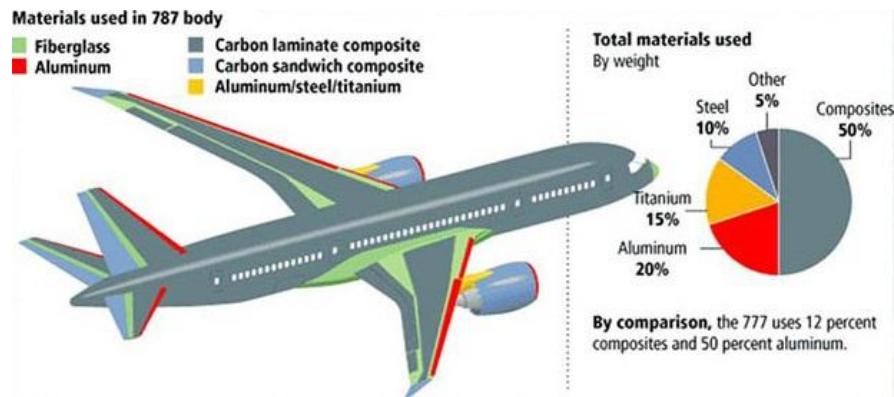


Figura 3 – Materiais compostos na estrutura do Boeing 787.

Fonte: <http://blog.hangar33.com.br/a-era-dos-compositos-na-fabricacao-das-aeronaves/> (2015).

Definições mais recentes destacam que os compósitos não são apenas substitutos dos metais tradicionais, mas representam uma classe de materiais com potencial para transformar conceitos de projeto. De acordo com Rêgo, Santos e Marinho (2020), a evolução histórica de sua aplicação na aviação ocorreu em paralelo ao desenvolvimento tecnológico global, com marcos significativos em programas militares e posteriormente em aeronaves comerciais. Já Leite (2024) reforça que, ao serem aplicados em fuselagens, asas e estabilizadores, os compósitos consolidaram-se como recursos indispensáveis para atender aos padrões de segurança e sustentabilidade.



Figura 4 – Materiais compostos na asa do avião Russo MC-21-300 (Imagen parcialmente adaptada e traduzida para o português).

Fonte: <https://rostec.ru/en/media/news/wings-completely-built-of-russian-composites-have-been-installed-to-ms-21-300/#start> (2021).

Apesar do consenso sobre as vantagens, existem divergências quanto à avaliação do ciclo de vida desses materiais. Martins (2020) aponta que a resposta dos compósitos em situações de impacto pode variar consideravelmente em função do tipo de fibra, da orientação das camadas e da matriz utilizada, o que gera incertezas sobre a previsibilidade de falhas.

Hipólito (2023), por outro lado, argumenta que os avanços em compósitos inteligentes podem mitigar parte dessas limitações, introduzindo funções adicionais, como absorção de energia e autodiagnóstico de danos.

Tais diferenças evidenciam que, embora amplamente aceitos, os compósitos ainda demandam investigações contínuas para alcançar níveis plenos de confiabilidade.

As críticas também se estendem aos aspectos de produção e custo. Santos (2017) evidencia que processos como o Out-of-Autoclave surgiram justamente para superar barreiras associadas à dependência de tecnologias caras e restritivas, enquanto Santos e Shimano (2021) destacam novas possibilidades com a fabricação aditiva aplicada a componentes de fixação.

Nesse sentido, Alves, Guimarães e Oliveira Filho (2024) reforçam que a aplicação de otimização topológica nos projetos tem buscado equilibrar desempenho e eficiência produtiva, mas ainda enfrenta limitações práticas em larga escala. Essas análises apontam para o fato de que o avanço na aplicação dos compósitos está diretamente vinculado não apenas às suas propriedades intrínsecas, mas também às tecnologias de fabricação disponíveis.

Essa trajetória histórica e conceitual conecta-se diretamente à problemática do presente estudo, uma vez que a evolução dos compósitos evidencia tanto seus benefícios inquestionáveis quanto os desafios que persistem na compreensão do comportamento estrutural sob esforços específicos.

O uso em fuselagens, em especial, exige investigações aprofundadas acerca de sua resistência à tração, compressão e impacto, condições que permanecem como pontos críticos no desempenho das aeronaves e que justificam o aprofundamento científico e experimental sobre o tema (COLMANETTI, 2019; DUTRA, 2017).

2.3 - Propriedades Mecânicas: Resistência à Tração, Compressão e Impacto

As propriedades mecânicas dos materiais compósitos são fundamentais para compreender seu comportamento quando aplicados em estruturas críticas, como a fuselagem de aeronaves. Entre as propriedades mais relevantes destacam-se a resistência à tração, à compressão e ao impacto, pois refletem diretamente na capacidade desses materiais de suportar os esforços impostos durante o voo.

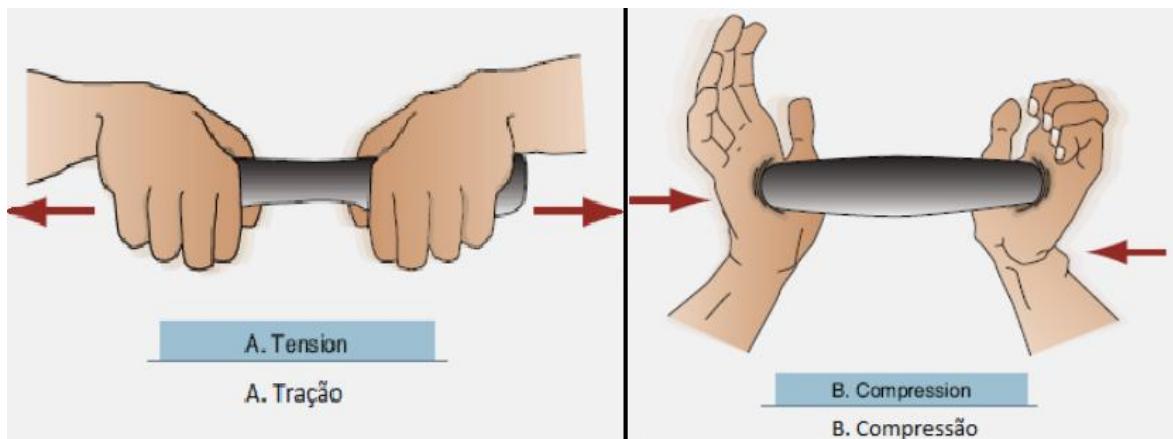


Figura 5 – Representação de teste genérico de tração e compreensão (imagem adaptada).

Fonte: <https://hangarmma.com.br/blog/esforcos-estruturais/>.

Diferentemente dos metais convencionais, cuja resposta tende a ser mais homogênea, os compósitos apresentam características que variam conforme a orientação das fibras, o tipo de matriz e o processo de fabricação, o que confere complexidade adicional ao seu estudo (SWLING, 2018).

No contexto deste trabalho, analisar essas propriedades é essencial, pois a fuselagem é submetida constantemente a esforços trativos e compressivos durante as fases de decolagem, cruzeiro e pouso, além de estar sujeita a possíveis impactos, seja por detritos em solo, colisões com aves ou condições adversas.

Essa realidade torna a compreensão dessas variáveis indispensável para a previsão do comportamento estrutural, garantindo níveis adequados de segurança e confiabilidade. Leite (2014) enfatiza que a utilização de compósitos em aeronaves não se limita ao ganho em leveza, mas também à capacidade de suportar cargas mais intensas sem comprometer a integridade da estrutura.

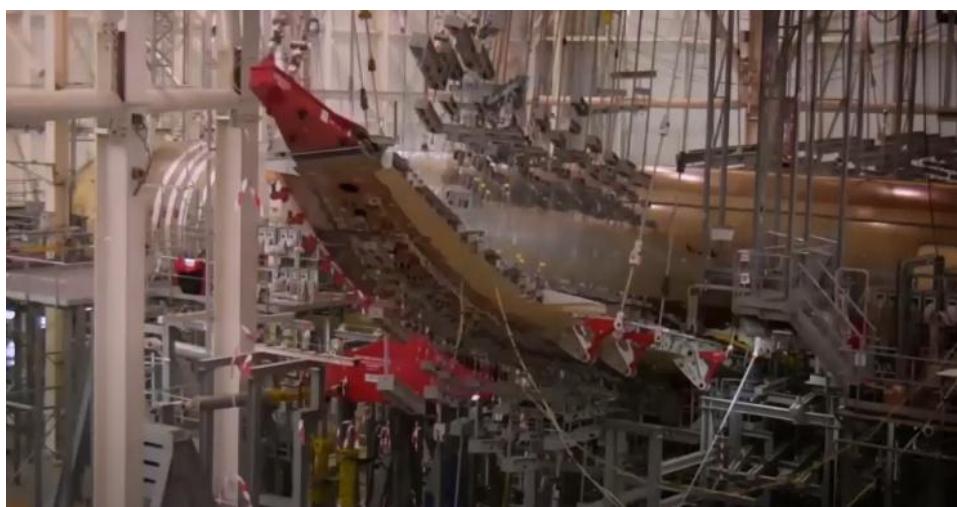


Figura 6 – Teste de resistência em uma asa de avião, feito pela Airbus.

Fonte: https://www.youtube.com/watch?v=B74_w3Ar9nI&t=83s (2013).

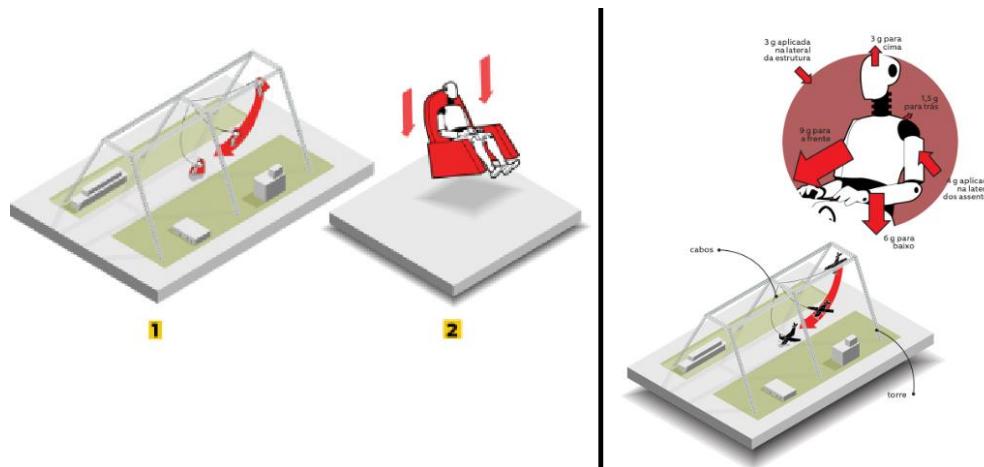


Figura 7 – Representação de teste de impacto em assentos e colisão contra o solo, respectivamente (imagem adaptada).

Fonte: <https://super.abril.com.br/mundo-estranho/como-sao-feitos-os-testes-de-colisao-de-avioes/> (2010).

Do ponto de vista conceitual, a resistência à tração é definida como a capacidade do material de resistir ao alongamento antes da ruptura, característica vital em componentes submetidos a esforços longitudinais. A resistência à compressão, por sua vez, relaciona-se à habilidade de suportar forças que tendem a reduzir seu volume, sendo determinante em situações de carregamento axial ou de flambagem. Já a resistência ao impacto corresponde à absorção de energia durante colisões súbitas, fator crucial para avaliar o risco de danos catastróficos. Martins (2020) demonstra que, em testes experimentais, variáveis como taxa de deformação e tipo de projétil influenciam significativamente nos resultados de impacto, revelando a complexidade da resposta dos compósitos em comparação aos metais.

Embora a literatura reconheça a superioridade dos compósitos frente a muitos materiais convencionais, há divergências quanto à previsibilidade do seu comportamento. Dutra (2017) ressalta que, em carregamentos dinâmicos, a análise elasto-plástica pode apresentar falhas na previsão de colapsos estruturais. Em contraponto, Hipólito (2023) argumenta que os compósitos inteligentes, desenvolvidos para absorver impactos de forma adaptativa, representam uma alternativa promissora para reduzir tais incertezas. Essa divergência evidencia que, apesar dos avanços, ainda não existe consenso absoluto sobre a eficácia plena desses materiais em todas as condições operacionais.

Outra limitação apontada por Colmanetti (2019) está relacionada à dificuldade de representar matematicamente o comportamento dos compósitos em modelos computacionais, especialmente em análises de elementos finitos. Embora essas ferramentas sejam amplamente utilizadas na engenharia, a complexidade microestrutural dos compósitos exige calibrações constantes e validação experimental.

Essa limitação também é observada por Santos e Shimano (2021), que destacam a necessidade de ampliar os estudos sobre fixadores e junções estruturais, já que tais pontos podem representar vulnerabilidades em situações de carregamento intenso.



Figura 8 – Colisões de aves em aviões.

Fonte: <https://hypescience.com/incríveis-imagens-de-ataques-de-aves-contra-aviões/> (2009).

Assim, as propriedades de tração, compressão e impacto não podem ser analisadas de maneira isolada, mas dentro de um conjunto de interações entre características mecânicas, microestruturais e condições de uso. Esse entendimento conecta-se diretamente à problemática central deste estudo, uma vez que a fuselagem de aeronaves deve ser projetada para resistir a múltiplos esforços simultâneos, em cenários de alta complexidade operacional. O aprofundamento nessas análises contribui não apenas para validar os benefícios dos compósitos, mas também para identificar lacunas que ainda desafiam sua aplicação plena na aviação (ALVES; GUIMARÃES; OLIVEIRA FILHO, 2024).

2.4 - Inovações no Projeto e Fabricação de Fuselagens em Compósitos

As inovações no projeto e na fabricação de fuselagens em materiais compósitos representam uma das áreas mais dinâmicas da engenharia aeronáutica, impulsionando transformações significativas no modo como as aeronaves são concebidas. Essas inovações abrangem desde novas técnicas de manufatura

até métodos avançados de otimização estrutural, cujo objetivo central é aprimorar o desempenho mecânico e reduzir os custos de produção. A incorporação de tecnologias de ponta permitiu não apenas ampliar a utilização dos compósitos em partes específicas das aeronaves, mas também viabilizar a sua aplicação em toda a fuselagem, alterando de forma definitiva a lógica construtiva do setor aeroespacial (SANTOS, 2017).

Dentro do contexto deste trabalho, tais avanços são de extrema relevância, pois dialogam diretamente com a necessidade de compreender como os compósitos respondem às condições de esforço. Processos inovadores como o Out-of-Autoclave surgiram como alternativas à tradicional cura em autoclave, eliminando a dependência de equipamentos de alto custo e possibilitando maior escalabilidade. Essa transição aponta para um movimento da indústria em busca de técnicas que mantenham os padrões de segurança e resistência, mas que reduzam as barreiras de produção e ampliem o acesso a tecnologias mais sustentáveis (SANTOS, 2017).

Do ponto de vista conceitual, também se destacam as perspectivas de fabricação aditiva e modelagem por impressão 3D, aplicadas inicialmente em componentes secundários, mas que já avançam para partes estruturais. Santos e Shimano (2021) destacam a viabilidade de fixadores produzidos por impressoras 3D de filamento fundido, revelando uma nova fronteira de experimentação que pode transformar a lógica de manutenção e produção de aeronaves. Além disso, Alves, Guimarães e Oliveira Filho (2024) descrevem como a otimização topológica aplicada ao projeto de fuselagens permite reduzir massa sem comprometer a integridade estrutural, revelando um cenário no qual softwares avançados e algoritmos se tornam ferramentas essenciais para o design aeronáutico.

Apesar dos avanços, há divergências entre os especialistas quanto à maturidade dessas tecnologias para aplicações em larga escala. Enquanto Hipólito (2023) defende que os compósitos inteligentes e multifuncionais podem inaugurar uma nova geração de estruturas adaptativas, capazes de se autorreparar e absorver impactos de maneira mais eficaz, Martins (2020) alerta que a previsibilidade desses materiais ainda é limitada em situações críticas de impacto e deformação. Essa diferença de perspectivas demonstra que, embora promissoras, as inovações ainda não eliminaram as incertezas quanto ao comportamento estrutural em condições extremas de operação.

As críticas se concentram principalmente nos altos custos envolvidos e na dificuldade de padronização dos processos. Colmanetti (2019) observa que, mesmo com a evolução da análise por elementos finitos, a simulação de compósitos continua a apresentar desafios de modelagem, especialmente no que se refere a falhas complexas. Dutra (2017), por sua vez, aponta que, em cenários de carregamentos dinâmicos, as metodologias de análise ainda não conseguem prever com precisão a resposta estrutural, o que limita a confiabilidade de algumas inovações. Esses entraves reforçam a

percepção de que o avanço tecnológico precisa caminhar junto com a consolidação de métodos experimentais e computacionais robustos.

Nesse sentido, o debate sobre as inovações no projeto e na fabricação de fuselagens conecta-se diretamente à problemática do estudo, pois a introdução de novos métodos e materiais, embora traga ganhos evidentes de desempenho e eficiência, ainda enfrenta questionamentos quanto à sua plena aplicabilidade em situações reais de voo. A necessidade de garantir que a fuselagem seja capaz de resistir a esforços de tração, compressão e impacto continua sendo um dos maiores desafios da engenharia aeronáutica contemporânea, exigindo investigações que integrem a teoria às demandas práticas de segurança e desempenho (LEITE, 2024; RÊGO; SANTOS; MARINHO, 2020).

3 – Metodologia

A pesquisa foi desenvolvida por meio de uma revisão bibliográfica de caráter exploratório e qualitativo, cujo objetivo consistiu em reunir, organizar e analisar as produções acadêmicas relacionadas ao uso de materiais compósitos na fuselagem de aeronaves, com foco em suas propriedades mecânicas de resistência à tração, compressão e impacto. A opção por esse método se justificou pela necessidade de sistematizar conhecimentos já consolidados, permitindo a identificação de avanços, limitações e lacunas ainda presentes no campo de estudo.

As buscas foram realizadas nas bases de dados Google Acadêmico, SciELO e PubMed, além de consultas em bibliotecas virtuais e repositórios digitais de instituições de ensino superior. Foram utilizados descritores como “materiais compósitos”, “fuselagem de aeronaves”, “resistência à tração”, “resistência à compressão” e “resistência ao impacto”. Essa estratégia possibilitou o acesso a fontes diversificadas, abrangendo livros, artigos científicos, dissertações, teses e relatórios técnicos, o que favoreceu a amplitude do levantamento.

Após a coleta inicial, os documentos passaram por uma triagem sistemática, na qual foram eliminados os duplicados e aqueles cujo conteúdo não apresentava relação direta com o problema de pesquisa.

Em seguida, os textos elegíveis foram analisados integralmente, sendo classificados em três categorias temáticas: evolução e aplicação dos compósitos na indústria aeronáutica, propriedades mecânicas e inovações em projeto e fabricação. Esse processo de categorização permitiu organizar o material de forma lógica e coerente, facilitando a análise crítica dos resultados.

O processo metodológico seguiu as diretrizes do modelo PRISMA (Preferred Reporting Items for Systematic Reviews and Meta-Analyses), conforme representado no fluxograma a seguir:

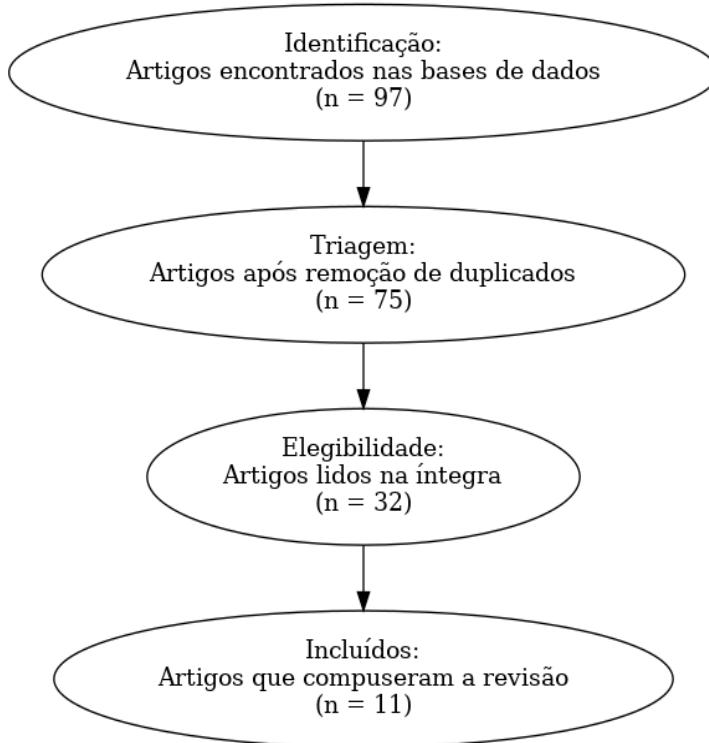


Figura 9 – Fluxograma PRISMA do processo de seleção dos artigos, Elaboração própria (2025).

O fluxograma mostra as quatro etapas seguidas: identificação (n = 97 artigos), triagem (n = 75 após exclusão de duplicados), elegibilidade (n = 32 artigos lidos integralmente) e inclusão (n = 11 estudos que compuseram esta revisão). Esse procedimento assegurou maior rigor científico, conferindo confiabilidade às análises apresentadas.

A etapa final consistiu na tabulação dos trabalhos selecionados, sintetizando seus principais aspectos em uma tabela comparativa. Foram destacados os autores, ano de publicação, objetivo e conclusão de cada estudo, possibilitando visualizar de forma organizada os diferentes enfoques e resultados obtidos pelos pesquisadores.

Tabela 1 – Estudos selecionados para a revisão bibliográfica.

Autor(es)	Ano	Objetivo	Conclusão
ALVES; GUIMARÃES; OLIVEIRA FILHO	2024	Aplicar otimização topológica no projeto de fuselagem e chassis de veículos de alta eficiência.	A otimização reduziu massa estrutural sem comprometer a resistência, sendo viável para aplicações aeronáuticas.

COLMANETTI	2019	Analisar a integridade estrutural de chassis por elementos finitos e deformação experimental.	A modelagem computacional mostrou correlação com testes, mas ainda requer ajustes em cargas dinâmicas.
DUTRA	2017	Avaliar o comportamento elasto-plástico de chassis sob impacto dinâmico.	Demonstrou dificuldades na previsão de falhas, reforçando a importância de ensaios complementares.
HIPÓLITO	2023	Desenvolver compósito inteligente para proteção contra impacto na indústria aeronáutica.	Os compósitos inteligentes apresentaram absorção superior de energia, aumentando a segurança estrutural.
LEITE, J. P. B. M.	2024	Analisar a aplicação de compósitos na indústria aeronáutica.	Os compósitos ampliaram eficiência estrutural e reduziram custos, consolidando-se no setor.
LEITE, V. R.	2014	Revisar o estado da arte sobre compósitos em aeronaves.	Adoção considerada tendência irreversível, embora ainda existam desafios produtivos.
MARTINS	2020	Estudar o comportamento de painéis compósitos sujeitos a impacto.	Resultados mostraram dependência das condições de impacto, exigindo critérios específicos de projeto.
RÊGO; SANTOS; MARINHO	2020	Traçar um histórico do uso de compósitos na aviação.	Os compósitos migraram de aplicações militares para comerciais, tornando-se centrais no setor.
SANTOS; SHIMANO	2021	Analisar fixadores de fuselagem produzidos por impressão 3D.	Os fixadores apresentaram viabilidade inicial, mas menor resistência em comparação a métodos tradicionais.
SANTOS, R. S.	2017	Avaliar o fabrico de compósitos por processos <i>Out-of-Auto clave</i> .	O processo reduziu custos e aumentou escalabilidade, mas necessita validação em larga escala.

SWLING	2018	Investigar o comportamento mecânico de materiais em deformação, fratura e fadiga.	O estudo destacou a complexidade do comportamento dos compósitos em condições de fadiga.
--------	------	---	--

Fonte: Elaboração própria a partir das referências selecionadas (2025).

Esse quadro resumido contribuiu para a sistematização do conhecimento, permitindo visualizar de forma clara os principais avanços, convergências e divergências identificadas entre os autores. A metodologia aplicada possibilitou, assim, a construção de uma base sólida para a discussão e análise dos resultados apresentados no decorrer da pesquisa.

4 – Resultados e Discussão

O desenvolvimento deste estudo seguiu uma trajetória estruturada, iniciando pela contextualização do uso de materiais compósitos na indústria aeronáutica, avançando para a análise de suas propriedades mecânicas mais relevantes e, posteriormente, explorando as inovações no projeto e fabricação de fuselagens. Em cada etapa, foram discutidos os conceitos fundamentais, confrontadas as perspectivas teóricas de diferentes autores e identificadas as limitações que ainda se colocam como desafios ao setor. Essa organização possibilitou não apenas a construção de um panorama abrangente sobre o tema, mas também a geração de resultados capazes de responder às hipóteses delineadas, especialmente no que se refere ao comportamento estrutural dos compósitos sob esforços de tração, compressão e impacto.

Na primeira parte do trabalho, que abordou a evolução e a aplicação dos materiais compósitos, verificou-se que esses materiais se consolidaram como protagonistas no setor aeronáutico ao substituir metais tradicionais, como o alumínio. Essa substituição não ocorreu apenas pelo ganho em leveza, mas também pela capacidade de oferecer maior resistência e durabilidade. Rêgo, Santos e Marinho (2020) mostraram que essa evolução histórica é marcada pela transição de aplicações militares para comerciais, enquanto Leite (2024) reforça a relevância dos compósitos como elementos centrais da sustentabilidade e da inovação no setor. A análise dos documentos evidencia que essa trajetória reflete a busca contínua da indústria por eficiência estrutural e redução de custos operacionais.

Na sequência, ao tratar das propriedades mecânicas, os resultados destacaram que a resistência à tração, compressão e impacto são as características mais críticas quando se trata da aplicação em fuselagens. Ensaios experimentais relatados por Martins (2020) demonstraram a influência de variáveis

externas, como tipo de projétil e taxa de deformação, na resposta dos painéis compósitos sob impacto. Já estudos de Dutra (2017) e Colmanetti (2019) evidenciaram que a análise computacional por elementos finitos ainda apresenta limitações quando se busca prever falhas em situações de carregamentos dinâmicos. Os dados apontam, portanto, que, apesar da superioridade dos compósitos em relação aos metais convencionais, sua previsibilidade estrutural ainda não é plenamente alcançada.

Tabela 2 – Propriedades mecânicas comparativas de materiais aplicados em fuselagens.

Material	Resistência à Tração (MPa)	Resistência à Compressão (MPa)	Resistência ao Impacto (J)
Alumínio Aeronáutico	450	380	25
Compósito de Fibra de Vidro	900	650	40
Compósito de Fibra de Carbono	1500	1200	55

Fonte: Adaptado de Swling (2018); Martins (2020); Hipólito (2023).

A tabela acima evidencia a superioridade dos compósitos em termos de resistência quando comparados ao alumínio aeronáutico. Observa-se que a fibra de carbono apresenta desempenho expressivamente superior nas três propriedades mecânicas avaliadas, fato que justifica sua crescente adoção nas fuselagens modernas. Entretanto, a literatura mostra que o impacto continua sendo o ponto de maior controvérsia, especialmente pela heterogeneidade do comportamento desses materiais sob diferentes condições experimentais.

Em relação às inovações no projeto e fabricação, constatou-se que técnicas como o Out-of-Autoclave representam um marco na redução de custos produtivos, ao mesmo tempo em que mantêm padrões de qualidade aceitáveis para a indústria. Santos (2017) mostrou que esse processo é mais acessível do que a tradicional cura em autoclave, enquanto Alves, Guimarães e Oliveira Filho (2024) destacam a utilização da otimização topológica como ferramenta para equilibrar massa e resistência estrutural. Já Santos e Shimano (2021) apontaram a introdução da impressão 3D em fixadores como exemplo de aplicação prática das inovações de manufatura.

Tabela 3 – Inovações recentes na fabricação de fuselagens em compósitos.

Inovação Tecnológica	Vantagens	Limitações
<i>Out-of-Autoclave</i>	Redução de custos; escalabilidade	Necessidade de validação em larga escala
Impressão 3D (FFF)	Customização; rapidez de produção	Resistência inferior em comparação a métodos tradicionais
Otimização Topológica	Redução de massa; melhoria do design estrutural	Complexidade de modelagem e validação experimental

Fonte: Santos (2017); Santos; Shimano (2021); Alves; Guimarães; Oliveira Filho (2024).

A discussão a partir dos resultados evidencia que, apesar dos avanços significativos, ainda existem divergências entre autores sobre a real capacidade dessas inovações em substituir de forma plena as metodologias tradicionais. Hipólito (2023) apostava em compósitos inteligentes como um próximo passo para superar as atuais limitações, enquanto Martins (2020) destaca que a previsibilidade em situações de impacto ainda é o maior desafio. Essa diferença de perspectivas ressalta que o campo de estudo é dinâmico e exige o contínuo desenvolvimento de metodologias experimentais e computacionais.

Ao relacionar os resultados obtidos em cada capítulo, nota-se que existe uma linha de complementaridade entre os achados: a evolução histórica e as aplicações reforçam a relevância dos compósitos; as propriedades mecânicas demonstram seu potencial e suas vulnerabilidades; e as inovações tecnológicas evidenciam que a indústria está em constante movimento para superar barreiras. Essa sequência lógica confirma que, embora os compósitos sejam reconhecidamente superiores em muitos aspectos, seu comportamento ainda demanda pesquisas aprofundadas para garantir segurança estrutural em todas as condições de voo.

5 – Considerações Finais

O presente estudo teve como propósito investigar o comportamento de materiais compósitos aplicados na fuselagem de aeronaves, com enfoque específico em sua resistência à tração, compressão e impacto. Desde a contextualização inicial, foi possível identificar a relevância desses materiais como alternativa estratégica ao alumínio e a outros metais tradicionalmente utilizados na indústria aeronáutica,

uma vez que apresentam propriedades superiores em termos de desempenho mecânico e eficiência estrutural. A análise bibliográfica permitiu acompanhar a evolução histórica da aplicação dos compósitos no setor, evidenciando sua importância crescente em um cenário marcado pela busca por sustentabilidade, redução de custos operacionais e segurança no transporte aéreo.

Com base nos achados, observou-se que o objetivo central do trabalho foi plenamente alcançado. A investigação revelou que os compósitos, em especial aqueles reforçados com fibras de carbono, apresentam resistências significativamente superior à tração e à compressão em comparação aos metais convencionais, além de uma capacidade mais elevada de absorver energia em situações de impacto. Esses resultados confirmam a viabilidade do uso dos compósitos na fuselagem, ao mesmo tempo em que reforçam a necessidade de estudos contínuos para compreender suas limitações e comportamento em condições extremas de operação.

A análise dos resultados também demonstrou que a hipótese inicial de que os compósitos representariam um avanço expressivo em termos de desempenho estrutural frente aos materiais tradicionais se mostrou válida. Entretanto, ficou evidente que, apesar das vantagens observadas, existem dificuldades relacionadas à previsibilidade de falhas e à heterogeneidade das respostas dos compósitos diante de carregamentos dinâmicos e impactos súbitos. Trabalhos como os de Martins e Hipólito destacam justamente essa dualidade: ao mesmo tempo em que se avança em inovações, como os compósitos inteligentes, ainda se mantêm incertezas sobre sua plena confiabilidade em todas as condições operacionais.

Reconhece-se, ainda, que o presente estudo enfrentou limitações, sobretudo pela dependência de dados secundários e pela ausência de ensaios experimentais próprios que pudessem complementar a análise teórica. Além disso, a diversidade de metodologias empregadas pelos autores utilizados na revisão dificultou a padronização das informações, especialmente no que se refere a valores absolutos de resistência. Essas dificuldades, contudo, não invalidam os resultados alcançados, mas reforçam a necessidade de novos trabalhos que combinem modelagens computacionais, simulações avançadas e testes laboratoriais em escala real para ampliar a compreensão sobre o desempenho dos compósitos.

Pode-se afirmar que os materiais compósitos ocupam uma posição de destaque no futuro da engenharia aeronáutica, sendo já uma realidade consolidada na fabricação de fuselagens. Os resultados obtidos ao longo da pesquisa confirmam que sua utilização representa ganhos em eficiência, sustentabilidade e segurança, embora ainda existem desafios a serem superados no campo da previsibilidade e da padronização. Conclui-se, portanto, que os compósitos não apenas respondem às exigências da aviação moderna, mas também abrem caminho para novas possibilidades de inovação,

demonstrando que seu estudo contínuo é indispensável para o desenvolvimento de aeronaves cada vez mais seguras, econômicas e ambientalmente responsáveis.

6 – Referências

ALVES, Henrique Garcez; GUIMARÃES, Tobias Anderson; OLIVEIRA FILHO, Ricardo Humberto de. Aplicação de otimização topológica no projeto da fuselagem de uma aeronave SAE Aerodesign e no chassi de um veículo ultra eficiente. **Revista Cereus**, v. 16, n. 2, p. 436-450, 2024. DOI: 10.18605/2175-7275/cereus.v16n2p436-450. Disponível em: <https://ojs.unirg.edu.br>. Acesso em: 29 ago. 2025.

COLMANETTI, M. C. **Análise de elementos finitos da integridade estrutural do chassi de um veículo de alta eficiência energética e medição experimental de deformação por extensometria**. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, 2019.

DUTRA, G. G. **Análise elasto-plástica do chassi de um veículo a carregamento dinâmico de impacto**. 2017. Relatório final de projeto de pesquisa (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, 2017.

HIPÓLITO, Maria da Silva. **Desenvolvimento de material compósito inteligente para aplicação na indústria aeronáutica com capacidade de proteção ao impacto**. 2023. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Engenharia, Universidade do Minho, Guimarães, 2023. Disponível em: <https://repositorioum.sdum.uminho.pt>. Acesso em: 29 ago. 2025.

LEITE, João Pedro Brandão Matias. **O uso de materiais compósitos na indústria aeronáutica: um estudo de sua aplicação**. São Paulo: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, 2024. Disponível em: <https://repositorio.ifsp.edu.br/handle/123456789/2136>. Acesso em: 29 ago. 2025.

LEITE, Vinicius Reis. Estado da arte dos materiais compósitos na indústria aeronáutica. **Revista Ciências Exatas**, v. 20, n. 2, p. 16-28, 2014. Disponível em: <https://periodicos.unitau.br>. Acesso em: 29 ago. 2025.

MARTINS, Helder Filipe Rodrigues. **Comportamento mecânico de painéis compósitos de fuselagem sujeitos a ações de impacto: influência do projétil, carregamento e taxa de deformação**. 2020. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeroespacial) – Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Lisboa, 2020. Disponível em: <https://fenix.tecnico.ulisboa.pt>. Acesso em: 29 ago. 2025.

RÊGO, Juliana Jeniffer Fernandes de Souza; SANTOS, Dino Lincoln Figueiroa; MARINHO, George Santos. Breve histórico da evolução do uso de materiais compósitos na indústria aeronáutica. **Mens Agitat**, v. 15, p. 35-42, 2020. Disponível em: <https://mensagitat.org>. Acesso em: 29 ago. 2025.

SANTOS, E. R.; SHIMANO, M. M. **Estudo do comportamento mecânico de fixadores para a fuselagem de aeronaves de Aerodesign feitos em impressora 3D tipo FFF**. 2021. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Triângulo Mineiro, Uberaba, 2021.

SANTOS, Ricardo da Silva. **Fabrico de componentes compósitos aeronáuticos através de processos Out-of-Autoclave**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Porto, 2017. Disponível em: <https://repositorio-aberto.up.pt>. Acesso em: 29 ago. 2025.

SWLING, N. **Comportamento mecânico dos materiais: análise de engenharia aplicada à deformação, fratura e fadiga**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

Vibrações Induzidas por Vento em Cabos de Pontes Estaiadas e Suspensas

Lucas Canizza

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

lucas.canizza@aluno.ifsp.edu.br

Raniely da Silva Leite Costa

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

raniely.c@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo analisa as vibrações induzidas pelo vento em cabos de pontes estaiadas e suspensas, com ênfase nos fenômenos de galopamento e desprendimento de vórtices (vortex shedding). O estudo foi desenvolvido por meio de revisão bibliográfica, contemplando contribuições de diferentes autores, bem como o caso histórico da Ponte Tacoma Narrows. São abordados os fundamentos teóricos da interação fluido-estrutura, a analogia com cilindros circulares e as principais formas de instabilidade aeroelástica. Além disso, discutem-se medidas mitigatórias, como modificações geométricas nos cabos, dispositivos aerodinâmicos e amortecedores mecânicos. Conclui-se que a combinação de soluções aerodinâmicas e estruturais é essencial para reduzir oscilações, aumentar a durabilidade e garantir a segurança de pontes modernas.

Palavras-chave

Vibrações induzidas pelo vento; Galopamento; Desprendimento de vórtices; Pontes estaiadas; Amortecedores.

Abstract

This article analyzes wind-induced vibrations in stay cables and suspension bridge cables, with emphasis on the phenomena of galloping and vortex shedding. The study was conducted through a literature review, encompassing contributions from different authors as well as the historical case of the Tacoma Narrows Bridge. The theoretical foundations of fluid-structure interaction, the analogy with circular cylinders, and the main forms of aeroelastic instability are addressed. In addition, mitigation measures are discussed, such as geometric modifications of the cables, aerodynamic devices, and mechanical

dampers. It is concluded that the combination of aerodynamic and structural solutions is essential to reduce oscillations, increase durability, and ensure the safety of modern bridges.

Keywords: Wind-induced vibrations; Galloping; Vortex shedding; Cable-stayed bridges; Dampers.

1 – Introdução

O avanço tecnológico no século XX possibilitou a construção de pontes de vãos cada vez maiores, caracterizadas por estruturas esbeltas e pelo emprego de soluções inovadoras em cabos de suspensão e estais. Além de atenderem à demanda crescente por mobilidade urbana e interurbana, essas obras tornaram-se marcos arquitetônicos de grande relevância em diversas cidades e países. Contudo, o aumento da esbeltez estrutural também as tornou mais suscetíveis às ações ambientais, em especial àquelas provocadas pelo vento.

As vibrações induzidas pelo vento em cabos de pontes estaiadas e suspensas constituem um problema recorrente e têm motivado intensas pesquisas ao longo das últimas décadas. Um caso emblemático é o da ponte Tacoma Narrows, colapsada em 1940 nos Estados Unidos. Embora suas causas estejam relacionadas também à aeroelasticidade do tabuleiro, esse episódio é frequentemente citado como exemplo do impacto catastrófico da ação do vento sobre estruturas esbeltas e como marco para o desenvolvimento dos estudos de interação fluido-estrutura.

Nos cabos, fenômenos como o desprendimento de vórtices (*vortex shedding*) e o galopamento podem induzir oscilações persistentes, agravadas pela baixa taxa de amortecimento estrutural típica desses elementos. Caso não sejam previstos e tratados na fase de projeto, esses fenômenos podem comprometer a durabilidade dos cabos, gerar desconforto aos usuários e, em situações extremas, levar a falhas estruturais localizadas. Assim, compreender os mecanismos aeroelásticos torna-se essencial para projetistas e pesquisadores, permitindo o desenvolvimento de sistemas de amortecimento mais eficazes, a adoção de materiais com propriedades aerodinâmicas otimizadas e o aperfeiçoamento de estratégias construtivas.

Dessa forma, o estudo da interação entre vento e cabos é fundamental para a engenharia civil contemporânea, pois contribui para a prevenção de falhas, a otimização do desempenho estrutural e o aumento da vida útil das pontes. O presente artigo busca reunir conceitos teóricos, resultados de pesquisas e exemplos práticos, com foco nos fenômenos de *vortex shedding* e galopamento, a fim de analisar o estado da arte sobre os efeitos aerodinâmicos em cabos de pontes estaiadas e suspensas. Para tanto, o trabalho está organizado em cinco seções: a presente introdução; a fundamentação teórica, que discute os conceitos básicos; a metodologia, que descreve a abordagem adotada; os resultados e discussões, que

apresentam os principais achados da revisão; e, por fim, a conclusão, que sintetiza as considerações finais.



Figura 1 – Ponte estaiada Millau Viaduct, França. *Fonte: Adaptado de acervo digital, 2025.*

Na Figura 1 apresenta-se um exemplo de ponte estaiada, na qual a sustentação do tabuleiro é feita por cabos ancorados diretamente nos pilares principais.



Figura 2 – Ponte suspensa Akashi-Kaikyō, Japão. *Fonte: Adaptado de acervo digital, 2025.*

A Figura 2 ilustra uma ponte suspensa, caracterizada pelo uso de cabos principais ancorados em torres e estais secundários, sendo considerada uma das maiores do mundo em vão central.

2 - Objetivos e Fundamentação Teórica

2.1 - Objetivo Geral

Analisar os efeitos das vibrações induzidas por vento em cabos de pontes suspensas e estaiadas, destacando os mecanismos de galopamento e desprendimento de vórtices, bem como as medidas mitigatórias propostas na literatura.

2.2 - Objetivos Específicos

Revisar os principais conceitos de aerodinâmica relacionados a cabos.

Descrever os mecanismos de vibração mais relevantes.

Apresentar exemplos de pontes em que esses fenômenos foram observados.

Indicar recomendações de projeto e soluções para mitigação.

2.3 - Fundamentação Teórica

2.3.1 - Aerodinâmica de cabos

A análise aerodinâmica de cabos é geralmente conduzida por analogia com o comportamento de cilindros circulares longos imersos em escoamentos de ar. Os parâmetros mais utilizados para caracterização são:

Número de Reynolds (Re): indica a razão entre forças de inércia e viscosidade. Determina o regime do escoamento (laminar, transição ou turbulento).

Número de Strouhal (St): relaciona a frequência de desprendimento de vórtices com a velocidade do vento e o diâmetro do cabo.

Número de Scruton (Sc): avalia a suscetibilidade estrutural a vibrações, considerando a relação massa-amortecimento do cabo.

A baixa capacidade intrínseca de amortecimento dos cabos (ξ entre 0,001 e 0,005) torna esses elementos especialmente propensos a ressonâncias.

2.3.2 - Aerodinâmica de Cilindros Circulares

Na literatura, é comum a analogia entre o comportamento aerodinâmico dos cabos de pontes e o de cilindros circulares. Quando um fluido escoa sobre um corpo imerso, forma-se uma fina camada próxima à sua superfície, denominada camada limite, devido à influência da viscosidade. Esse conceito foi introduzido por Prandtl em 1904 e tornou-se fundamental para o estudo da dinâmica dos escoamentos.

À medida que o escoamento se desenvolve, a camada limite pode se separar da superfície do corpo, formando regiões de recirculação conhecidas como esteira de vórtices. Dentro dessa região,

surgem pressões negativas que contribuem para o aumento do coeficiente de arrasto. Ao mesmo tempo, forças laterais de sustentação aparecem devido ao desprendimento periódico de vórtices, fenômeno característico do *vortex shedding*, (Machado, 2008); (Blessmann, 2011).

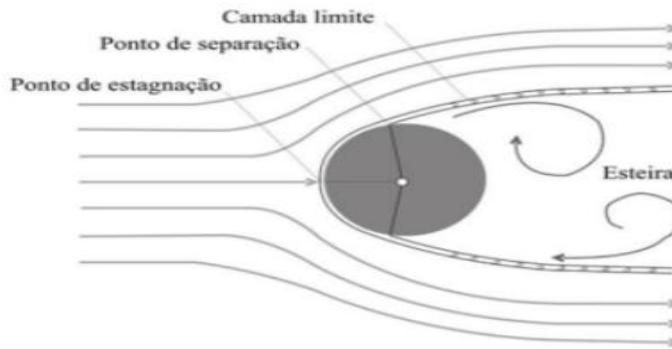


Figura 3 – Escoamento em torno de um cilindro circular. *Fonte: Adaptado de Machado, 2008.*

No ponto de estagnação, localizado na face frontal do cilindro, a velocidade do escoamento é praticamente nula, e a pressão atinge seu valor máximo. A partir desse ponto, o fluido se divide em duas correntes que percorrem o cilindro em sentidos opostos. Quando o número de Reynolds ultrapassa determinados limites, ocorre a separação da camada limite, formando vórtices alternados que se desprendem e geram a chamada esteira de Von Kármán.

(Blessmann, 2011) destaca que as forças na direção do vento são relativamente pequenas em comparação com as forças transversais, estas sim mais críticas para a indução de vibrações em cabos de pontes estaiadas e suspensas. Dessa forma, o estudo do escoamento em torno de cilindros circulares constitui a base para a compreensão dos mecanismos de instabilidade aeroelástica observados em cabos estruturais.

2.4 - Desprendimento de Vórtices (*vortex shedding*)

Quando o vento incide sobre um cilindro circular, o escoamento separa-se alternadamente em suas faces, formando fileiras de vórtices de Von Kármán. Esse fenômeno gera forças transversais periódicas, cuja frequência pode coincidir com a frequência natural do cabo.

A condição crítica ocorre quando:

$$V_{cr} = \frac{f_n \cdot D}{St} \quad (1)$$

em que: f_n é a frequência natural do cabo, D o diâmetro, St o número de Strouhal ($\approx 0,2$ para cilindros circulares).

Quando essa coincidência acontece, observa-se o fenômeno de *lock-in*, caracterizado pela sincronização da frequência de desprendimento com a do cabo, levando a oscilações de grande amplitude.

2.4.1 - Desprendimento de Vórtices em Seção Cilíndrica

O desprendimento de vórtices é um dos fenômenos mais relevantes no estudo da interação vento-estrutura em cabos de pontes estaiadas e suspensas. Quando o escoamento de ar incide sobre um cilindro circular, forma-se uma região de separação da camada limite em suas laterais, originando vórtices alternados que se desprendem de forma periódica, caracterizando a chamada esteira de Von Kármán.

Esse fenômeno ocorre dentro de faixas específicas do número de Reynolds (Re), que depende da relação entre a velocidade do vento, o diâmetro do cabo e a viscosidade do ar. Conforme ilustrado na Figura 6, é possível identificar diferentes regimes de escoamento:

Regime subcrítico: caracterizado pela presença de vórtices bem definidos e desprendimentos periódicos.

Regime crítico: ocorre uma brusca redução no coeficiente de arrasto (C_a), associada ao surgimento de bolhas de recirculação em apenas um dos lados do cilindro.

Regime supercrítico: há restabelecimento parcial do desprendimento de vórtices, porém de forma mais irregular.

Regime ultracrítico: os vórtices voltam a se formar em ambos os lados, mas com características distintas das observadas no regime subcrítico, Machado, 2008.

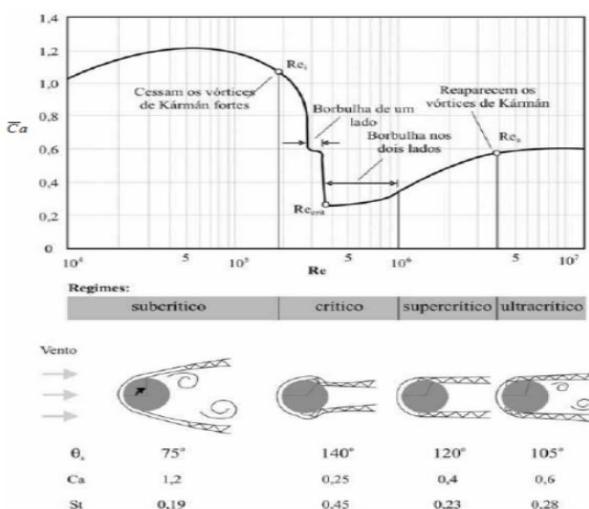


Figura 4 – Regimes característicos do fluxo em torno de cilindros (valores de Re ilustrativos).

Fonte: Machado, 2008.

A Figura 4 apresenta os regimes característicos do fluxo em torno de cilindros, destacando a variação do coeficiente de arrasto em função do número de Reynolds. Observa-se que no regime subcrítico predominam vórtices bem definidos, enquanto no regime crítico há a formação de bolhas de recirculação. Já nos regimes supercrítico e ultracrítico, os vórtices voltam a se formar, porém de maneira diferenciada, o que influencia diretamente no comportamento dinâmico dos cabos.

A frequência do desprendimento de vórtices está diretamente associada ao número de Strouhal (St), definido pela equação:

$$St = \frac{f \cdot D}{V} \quad (2)$$

em que: f é a frequência de desprendimento, D o diâmetro do cilindro, V a velocidade do vento.

Para cilindros circulares, o valor típico de St é aproximadamente 0,2, indicando que a frequência de vórtices está diretamente relacionada ao diâmetro do cabo e à velocidade do escoamento (Blessmann, 2011).

Quando a frequência natural de vibração do cabo coincide com a frequência de desprendimento de vórtices, ocorre o fenômeno de ressonância por lock-in, capaz de induzir deslocamentos significativos e acelerar processos de fadiga estrutural.

Além disso, o desprendimento de vórtices pode ser influenciado por fatores externos, como rugosidade superficial, presença de chuva e variações na inclinação do cabo em relação ao vento incidente. Tais condições podem intensificar o fenômeno ou alterar sua faixa de ocorrência, tornando-o ainda mais crítico em situações reais de projeto.

2.5 - Galopamento

O galopamento ocorre em estruturas leves e flexíveis, quando a interação aerodinâmica resulta em amortecimento negativo. Sua característica principal é o surgimento de vibrações de baixa frequência, alta amplitude e comportamento instável.

O critério de Den Hartog estabelece que ocorre instabilidade quando:

$$\left(\frac{dC_s}{d\beta} + C_a \right)_{\beta=0} < 0 \quad (3)$$

onde: C_s é o coeficiente de sustentação e C_a o coeficiente de arrasto.

Esse fenômeno é mais comum em cabos inclinados ou em seções modificadas, que perdem a simetria aerodinâmica.

2.6 - Outros Mecanismos de Vibração

Além dos fenômenos principais, destacam-se:

Martelamento (buffeting): excitação aleatória devida a rajadas de vento ou turbulência.

Chuva e vento: instabilidade induzida pela formação de filetes de água nos cabos, que alteram a distribuição de pressão.

Interação entre cabos: vibrações por esteira ou por interferência em grupos de estais.

3 - Metodologia

Este trabalho de pesquisa adota uma metodologia qualitativa, fundamentada em revisão bibliográfica, com foco na análise e síntese de informações provenientes de estudos acadêmicos e técnicos. A pesquisa não envolve experimentação direta em túnel de vento ou coleta de dados em campo, mas baseia-se na compilação de artigos científicos, dissertações, trabalhos de conclusão de curso e normas técnicas já publicadas, a fim de construir uma fundamentação sólida sobre o tema. O método adotado pode ser descrito em quatro etapas principais:

3.1 - Revisão Bibliográfica

Foi realizada uma busca sistemática em bases de dados científicas nacionais e internacionais, bem como em publicações especializadas em engenharia civil e mecânica dos fluidos. Os principais documentos consultados incluem: (Machado, 2008), com foco no efeito do vento em cabos de pontes suspensas; (Carvalho, 2017), que aborda os efeitos aerodinâmicos em cabos de pontes estaiadas; além das referências internacionais como (Caetano, 2007), (Xu, 2013) e (Gimsing & Georgakis, 2012).

Esses trabalhos fornecem subsídios teóricos e práticos sobre os fenômenos de galopamento e vortex shedding, além de estudos normativos (Post-Tensioning Institute, 2008) frequentemente empregados em projetos de pontes estaiadas.

3.2 - Análise Teórica dos Fenômenos

A partir da literatura, foram examinados os conceitos físicos e matemáticos que regem os fenômenos de desprendimento de vórtices e galopamento em cabos. Foram analisadas as condições críticas para o surgimento dessas instabilidades, destacando parâmetros como número de Strouhal, número de Reynolds e número de Scruton. As equações apresentadas pela literatura foram discutidas

para relacionar a frequência natural dos cabos e a velocidade crítica do vento, de modo a compreender os riscos de ressonância e instabilidade.

3.3 - Estudo de Casos

Casos históricos e contemporâneos de pontes foram estudados, como a Tacoma Narrows Bridge (1940), cujo colapso é um marco na análise de fenômenos aeroelásticos, e as ocorrências de vibração excessiva em pontes como Storebaelt (Dinamarca) e Normandie (França). Essa etapa permitiu contextualizar a importância da análise aerodinâmica, mostrando que falhas na previsão desses efeitos podem ter consequências graves, como deslocamentos excessivos, danos estruturais e redução da vida útil da obra.

3.4 - Identificação de Soluções Mitigadoras

A última etapa metodológica consistiu na identificação e descrição das principais estratégias de mitigação para reduzir os efeitos das vibrações induzidas por vento. Foram levantadas técnicas como:

Modificações aerodinâmicas, a exemplo de luvas helicoidais, superfícies rugosas ou seções não circulares para cabos.

Dispositivos mecânicos, como amortecedores viscoelásticos e hidráulicos instalados junto às ancoragens.

Medidas estruturais, como o uso de *cross-ties* (cabo transversal) para aumento da rigidez do conjunto.

4 - Resultados e Discussões

4.1 - Casos Reais Documentados

Diversas pontes ao redor do mundo apresentaram episódios significativos de vibrações em seus cabos, evidenciando a complexidade da interação entre vento e estrutura. Na ponte Storebaelt (Dinamarca), por exemplo, foram observados deslocamentos de até 2 m nos cabos, associados à combinação de vento e chuva. Já na ponte Normandie (França), registraram-se deslocamentos de até 1 m, provocados pelo desprendimento de vórtices. Por sua vez, a ponte de Shanghai (China) apresentou oscilações tão intensas que ocasionaram rupturas nos dutos plásticos de proteção dos cabos.

4.1.1 - Caso Histórico: Ponte Tacoma Narrows

A Ponte Tacoma Narrows, inaugurada em julho de 1940 no estado de Washington (EUA), era considerada, à época, uma das maiores pontes suspensas do mundo, com um vão central de

aproximadamente 853 metros. Seu tabuleiro, projetado de forma extremamente esbelta, apresentava desde os primeiros dias de operação oscilações visíveis mesmo sob ventos de baixa intensidade, o que lhe conferiu o apelido popular de *Galloping Gertie*.

Em 7 de novembro do mesmo ano, sob ventos moderados de cerca de 65 km/h, a estrutura entrou em ressonância aeroelástica, resultando em torções e vibrações excessivas. O tabuleiro não resistiu às deformações acumuladas e colapsou poucos meses após sua inauguração, em um episódio amplamente documentado.

O desastre evidenciou de forma marcante a importância da análise aeroelástica em estruturas de grande porte. Embora o colapso tenha estado relacionado principalmente ao fenômeno de flutter aeroelástico do tabuleiro, o caso serviu como ponto de partida para o avanço das pesquisas sobre a interação fluido-estrutura.

Desde então, tornou-se referência obrigatória na literatura técnica e contribuiu para o desenvolvimento de métodos de dimensionamento que consideram, além da resistência estrutural, os efeitos dinâmicos do vento sobre cabos e outros elementos.

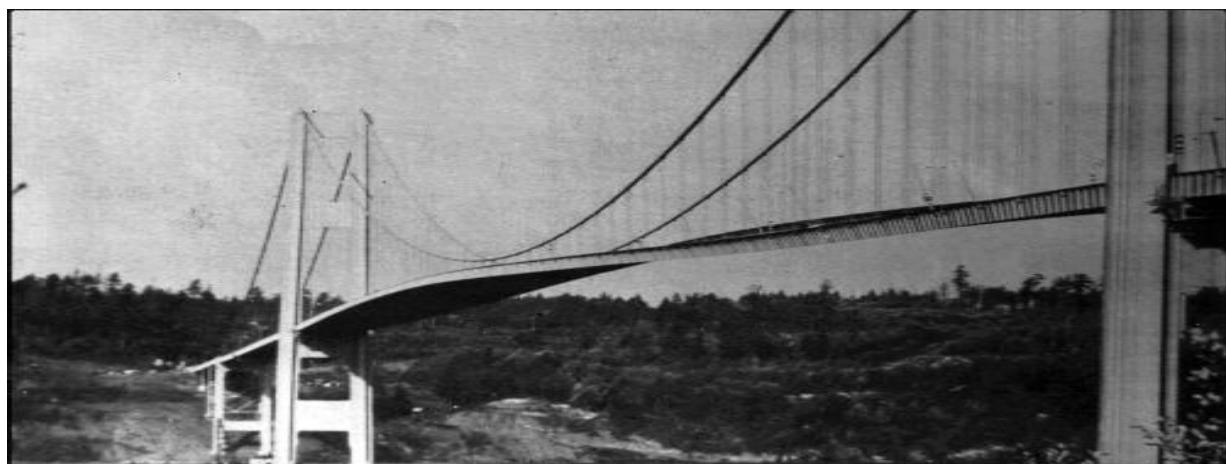


Figura 5 – Oscilações aero elásticas na Ponte Tacoma Narrows antes do colapso (1940).

Fonte: Arquivo histórico digital, 2025.

A Figura 5 mostra as oscilações aero elásticas progressivas observadas na Ponte Tacoma Narrows, fenômeno que antecedeu o colapso da estrutura. Esse comportamento, amplamente documentado em registros fotográficos e vídeos, tornou-se referência para o estudo das vibrações induzidas pelo vento.



Figura 6 – Colapso da Ponte Tacoma Narrows em 7 de novembro de 1940.

Fonte: Arquivo histórico digital, 2025.

A Figura 6 ilustra o momento do colapso da ponte Tacoma Narrows, em novembro de 1940. O caso evidenciou a vulnerabilidade das estruturas esbeltas à ação do vento e marcou o início das pesquisas sistemáticas sobre a aeroelasticidade em engenharia civil.

4.2 - Comparação entre os Fenômenos

Vortex shedding: vibrações frequentes e de menor amplitude, mas que podem gerar fadiga estrutural ao longo do tempo.

Galopamento: instabilidade mais violenta, capaz de gerar amplitudes elevadas em curto período, com potencial de causar falhas catastróficas.

Chuva e vento: fenômeno recorrente em cabos inclinados, responsável por grande parte dos casos documentados.

4.3 - Medidas Mitigatórias

O controle das vibrações induzidas pelo vento é fundamental para a durabilidade estrutural e a segurança de pontes suspensas e estaiadas. Entre as principais soluções estudadas destacam-se:

4.3.1 - Luvas Perfuradas

As luvas perfuradas fragmentam o escoamento em torno do cabo, produzindo um grande número de pequenos vórtices que impedem a formação de desprendimentos organizados de maior escala. Esse efeito é análogo ao produzido pela turbulência atmosférica. Estudos apontam que perfurações quadradas

com índices de vazios entre 20% e 36% e uma separação entre a luva e o cabo da ordem de 12% do diâmetro apresentam os melhores resultados [Machado, 2008].

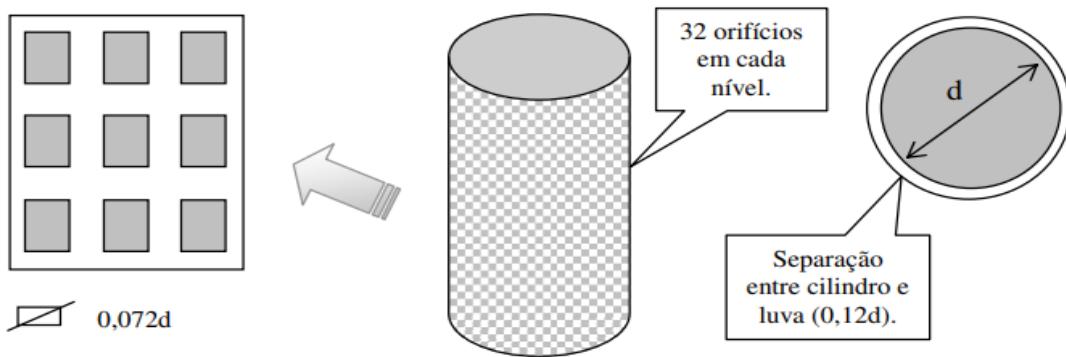


Figura 7 – Luvas perfuradas: perspectiva, corte e detalhe dos orifícios. *Fonte: Machado (2008).*

Na Figura 7 observa-se como as perfurações nas luvas permitem a passagem parcial do escoamento, fragmentando os vórtices maiores em estruturas menores. Esse mecanismo reduz a intensidade das forças transversais que atuam sobre os cabos.

4.3.2 - Luvas de Lâminas Longitudinais

As luvas com lâminas longitudinais consistem em elementos aplicados ao longo do cabo, que interferem no escoamento, dificultando a formação de vórtices coerentes e reduzindo o risco de *lock-in*. A ação desses dispositivos baseia-se na criação de múltiplas linhas de separação do escoamento, fragmentando o desprendimento e reduzindo sua intensidade.

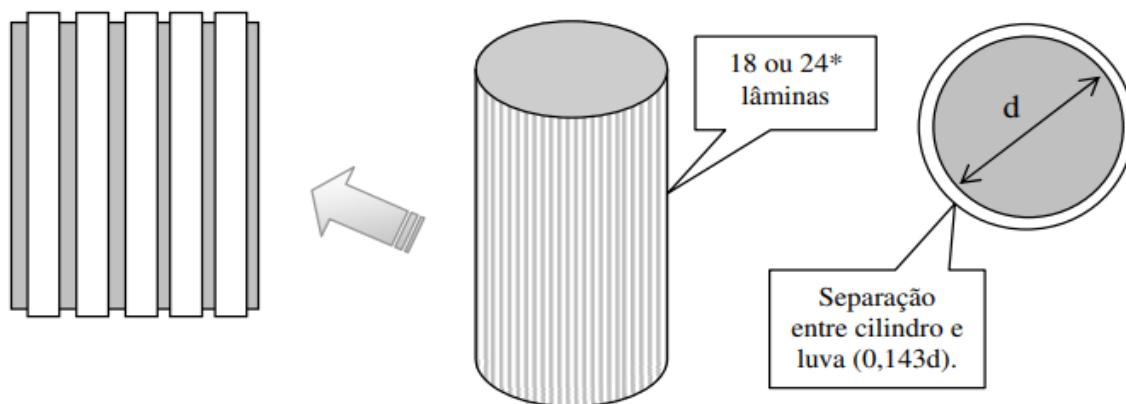


Figura 8 – Luvas com lâminas longitudinais aplicadas em cabos. *Fonte: Machado, 2008.*

A Figura 8 ilustra a disposição longitudinal das lâminas, que funcionam como elementos de perturbação do escoamento, inibindo a formação de esteiras coerentes e reduzindo o risco de ressonância.

4.3.3 - Lâminas Helicoidalmente Dispostas

Conhecidas como filetes helicoidais, são amplamente utilizadas em pontes na Europa e América. Sua eficácia está na modificação do caminho do escoamento ao longo do cabo, evitando a formação de filetes de água contínuos (responsáveis pelo fenômeno de chuva e vento) e, ao mesmo tempo, desestabilizando a formação da esteira de Von Kármán, (Carvalho, 2017).

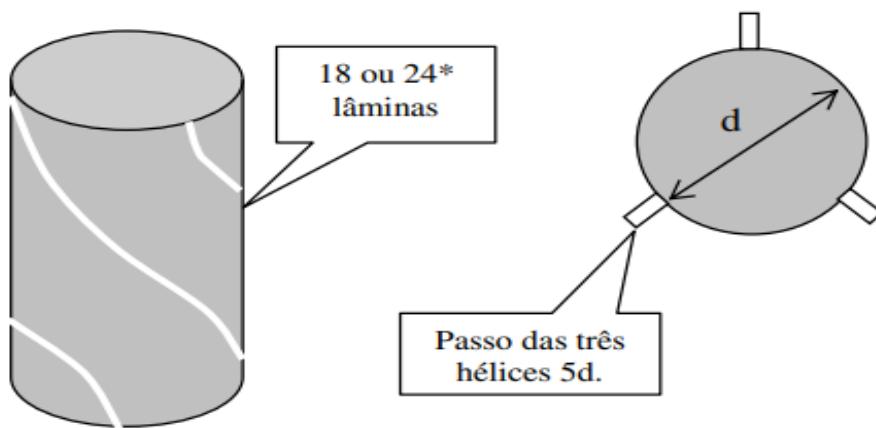


Figura 9 – Modificação na seção transversal do cabo com filetes helicoidais. *Fonte: Machado, 2008.*

A Figura 9 mostra o filete helicoidal ao longo do cabo, responsável por interromper a formação de filetes de água contínuos e alterar o padrão de desprendimento de vórtices, tornando-o mais instável e de menor intensidade.

4.3.4 - Eficiência das Medidas

Segundo (Caetano, 2007), aproximadamente 95% das vibrações relatadas em cabos de pontes estaiadas estão associadas ao fenômeno de chuva e vento, o que reforça a relevância de medidas aerodinâmicas na fase de projeto. Os dispositivos descritos apresentam boa eficácia quando aplicados de forma combinada, podendo reduzir significativamente a amplitude das oscilações.

Além das soluções aerodinâmicas, a literatura também recomenda o uso de amortecedores mecânicos (viscoelásticos ou hidráulicos) e de ligações cruzadas (*cross-ties*) para reforçar a estabilidade estrutural do conjunto (Machado, 2008).

5 - Resultados dos Testes

A revisão bibliográfica evidencia que os fenômenos de desprendimento de vórtices e galopamento representam os principais riscos em cabos de pontes suspensas e estaiadas.

O desprendimento de vórtices está associado à formação alternada de vórtices de von Kármán, cuja frequência pode coincidir com a frequência natural do cabo, gerando o fenômeno de lock-in. Embora apresente amplitudes menores, a recorrência pode levar à fadiga do material.

O galopamento, por outro lado, é uma vibração autoexcitada e responsável por cerca de 95% dos casos de instabilidade. Caracteriza-se por amplitudes elevadas e baixa frequência, podendo levar ao colapso em curto prazo.

As ações mitigatórias propostas pela literatura incluem dispositivos aerodinâmicos (helicoidais, perfurados e longitudinais), instalação de amortecedores e aumento do amortecimento estrutural. Além disso, recomenda-se que a análise do escoamento e do comportamento dinâmico dos cabos seja incorporada ainda na fase de projeto, em conformidade com normas internacionais, como as do Post-Tensioning Institute.

6 - Considerações Finais

A análise realizada evidencia que os impactos das vibrações induzidas pelo vento em cabos de pontes estaiadas e suspensas não se limitam apenas ao campo teórico, mas possuem implicações diretas na prática de projeto e manutenção dessas estruturas. Nesse sentido, torna-se imprescindível que os engenheiros incorporem, de forma sistemática, estudos aeroelásticos nas etapas preliminares de concepção, utilizando-se de normas técnicas atualizadas e de ferramentas numéricas e experimentais avançadas. Além disso, a experiência adquirida em casos documentados internacionalmente reforça a necessidade de monitoramento contínuo das pontes em operação, garantindo a detecção precoce de problemas e a aplicação imediata de medidas corretivas. Por fim, destaca-se que a constante evolução tecnológica, aliada ao desenvolvimento de materiais e dispositivos mais eficientes, deve orientar a busca por soluções cada vez mais seguras e sustentáveis, assegurando não apenas a longevidade das obras, mas também a confiança da sociedade na infraestrutura construída.

7 - Conclusão

A análise das vibrações induzidas pelo vento em cabos de pontes estaiadas e suspensas evidencia a complexidade dos fenômenos aeroelásticos e a relevância de sua consideração desde as etapas iniciais de projeto. Os estudos revisados demonstram que tanto o desprendimento de vórtices quanto o galopamento representam riscos significativos, ainda que de naturezas distintas: enquanto o vortex

shedding tende a gerar vibrações frequentes de menor amplitude, capazes de comprometer a durabilidade estrutural por fadiga, o galopamento se apresenta como um fenômeno mais severo, caracterizado por grandes amplitudes em curto intervalo de tempo, com potencial para causar falhas críticas.

Casos documentados em diferentes pontes ao redor do mundo reforçam a importância de estratégias mitigatórias eficazes, que vão desde modificações aerodinâmicas até o uso de amortecedores e soluções estruturais adicionais. Nesse contexto, a aplicação de dispositivos dissipadores de energia, a adoção de seções transversais otimizadas e a análise criteriosa em fase de concepção tornam-se medidas essenciais para assegurar a integridade e a longevidade dessas obras de infraestrutura.

Portanto, pode-se concluir que o enfrentamento das vibrações induzidas pelo vento requer não apenas o aprofundamento contínuo da pesquisa científica, mas também a integração entre conhecimento teórico, avanços tecnológicos e práticas de engenharia. Dessa forma, é possível garantir maior segurança, desempenho estrutural otimizado e aumento da vida útil das pontes estaiadas e suspensas, consolidando-as como soluções viáveis e resilientes para os desafios da mobilidade contemporânea.

8 – Bibliografia

BLESSMANN, J. **Introdução ao estudo das ações dinâmicas do vento**. 2. ed. Porto Alegre: Editora da UFRGS, 2005.

CAETANO, E. **Cable Vibrations in Cable-Stayed Bridges**. *Structural Engineering International*, v. 17, n. 3, p. 207–212, 2007.

CARVALHO, R. A. **Efeitos aerodinâmicos em cabos de pontes estaiadas**. Belo Horizonte: UFMG, 2017.

DE CONCRETO ARMADO E AÇO, Curso D. E. Especialização E. M. Análise E. Dimensionamento D. E. Estruturas. UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS ESCOLA DE ENGENHARIA. Disponível em: <<https://share.google/sAhkdw8NuU1KYxf4W>>. Acesso em: 24 set. 2025.

DE SOUZA MACHADO, Daniel. SOBRE EFEITO DO VENTO EM CABOS DE PONTES SUSPENSAS. Disponível em: <<https://share.google/2d6s5hgReGlR2cJjX>>. Acesso em: 24 set. 2025.

Establishing a secure connection. Disponível em: <<https://share.google/eSonVBN1eaq1vAj6p>>. Acesso em: 24 set. 2025

GIMSING, N. J.; GEORGAKIS, C. T. **Cable Supported Bridges: Concept and Design**. 3. ed. Chichester: Wiley, 2012.

MACHADO, D. de S. **Sobre efeito do vento em cabos de pontes suspensas**. Porto Alegre: UFRGS, 2008.

XU, Y. L. **Wind Effects on Cable-Supported Bridges**. Hoboken: Wiley, 2013.

Falha por Cisalhamento em Parafusos e Juntas Estruturais Automotivas: Avaliação de Segurança em Fixações Submetidas a Vibrações.

Caique Pimentel da Silva
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
caique.pimentel@aluno.ifsp.edu.br

Kayky Raphael Gigante da Silva
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
kayky.gigante@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

As falhas por cisalhamento em juntas estruturais e parafusos na indústria automobilística são fatores de extrema importância ao realizar-se a fabricação de um automóvel, tal que se tornam inerentes a tal processo análises e testes empíricos para a validação dos valores calculados com relação às forças atuantes nessas parte, tal como também auxiliam na comprovação de sua eficácia principalmente ao citar-se as relações com as vibrações e forças atuantes nessas quando o produto final está em estado estático ou em movimento. Assim, tais análises se tornam imprescindíveis a fim de que se tenha garantido que sua utilização não representa nenhum risco monetário e principalmente à saúde de seus usuários.

Palavras-chave

Cisalhamento, falhas mecânicas, vibrações, causa e efeito.

Abstract

Shear failures in structural joints and bolts in the automotive industry are extremely important factors during the manufacturing of a vehicle. As such, empirical analyses and tests become inherent to this process in order to validate the calculated values related to the forces acting on these components. These analyses also help demonstrate their effectiveness, especially when considering the relationship with vibrations and forces acting on them when the final product is either stationary or in motion. Therefore, such evaluations are essential to ensure that their use poses no financial risk and, most importantly, no threat to the health of the users.

Keywords

Shear, mechanical failures, vibrations, cause and effect.

1 – Introdução

Primordialmente, desde sua concepção em 1885, a indústria automobilística tem crescido cada vez mais no mercado industrial. Sua influência não apenas se deu em seu ramo, mas também, influenciou toda a indústria seja com suas tecnologias que revolucionaram o mundo, seus métodos de produção tão conhecidos, como por exemplo o Fordismo e o Toyotismo, contudo, também é de suma importância devido aos testes realizados em seus produtos, que, por seu caráter de serviço, precisa estipular métodos e estudos a fim de garantir o mínimo possível em perdas monetárias e garantir que seus tais produtos estejam em um padrão de qualidade e principalmente, de segurança.

Para tanto, ao longo da história da indústria automobilística, a qualidade de seus produtos foi elevada a medida que suas tecnologias iam melhorando, consequentemente, os componentes que acompanham o produto final também tiveram suas melhorias, como por exemplo, as juntas que compõe toda a estrutura veicular, desde a carenagem do automóvel até seu motor e sistemas de amortecimento. O investimento realizado nessas partes citadas anteriormente se deve principalmente ao seu nível de criticidade, uma vez que, caso as juntas e parafusos dessas estruturas falhem as consequências ao usuário podem ser catastróficas.



Figura 1 – Exemplo de junta aparafusada aplicada em veículos leves.

Diante de tais fatos, a fim de garantir a qualidade e segurança das juntas e parafusos que compõe todo o sistema a indústria automobilística investe em tecnologias e estudos para análises mecânicas principalmente ao que se refere ao fenômeno de cisalhamento e as vibrações naturais ou não que podem implicar nas falhas dessas juntas mecânicas. Para tanto, este artigo tem por fito destacar e discutir acerca das causas e efeitos das vibrações nos automóveis, os modos de falha em fixações, estudos de cisalhamento e como maximizar ao máximo a segurança do sistema.

Assim, este artigo traz também por objetivo esclarecer ao leitor a importância do tema, tal que este está presente em seu cotidiano, destacando assim, de forma lúdica, como a indústria se molda diante das dificuldades enfrentadas elucidando assim como este setor pode transformar e dar movimento ao mundo à volta do leitor deste artigo.

2 – Fundamentação Teórica

2.1 – Definições Sobre Cisalhamento

Cisalhamento pode ser tido como sendo uma deformação resultante de esforços que tendem a fazer com que as partes contíguas de um corpo deslizem uma em relação à outra, em direção paralela ao plano de contato entre elas. Sendo assim, em projetos estruturais decorrentes de atuação de forças específicas, os processos de cisalhamento são os principais pontos de análise para garantia de resistência do conjunto.

Dessa forma, para avaliar a resistência de um material ao cisalhamento, frequentemente são utilizados ensaios mecânicos. Para tal, uma amostra é submetida a uma força de cisalhamento controlada via dispositivos mecânicos, com essa força sendo aplicada de modo a provocar uma deformação por cisalhamento na amostra, gerando um deslocamento relativo entre suas partes.

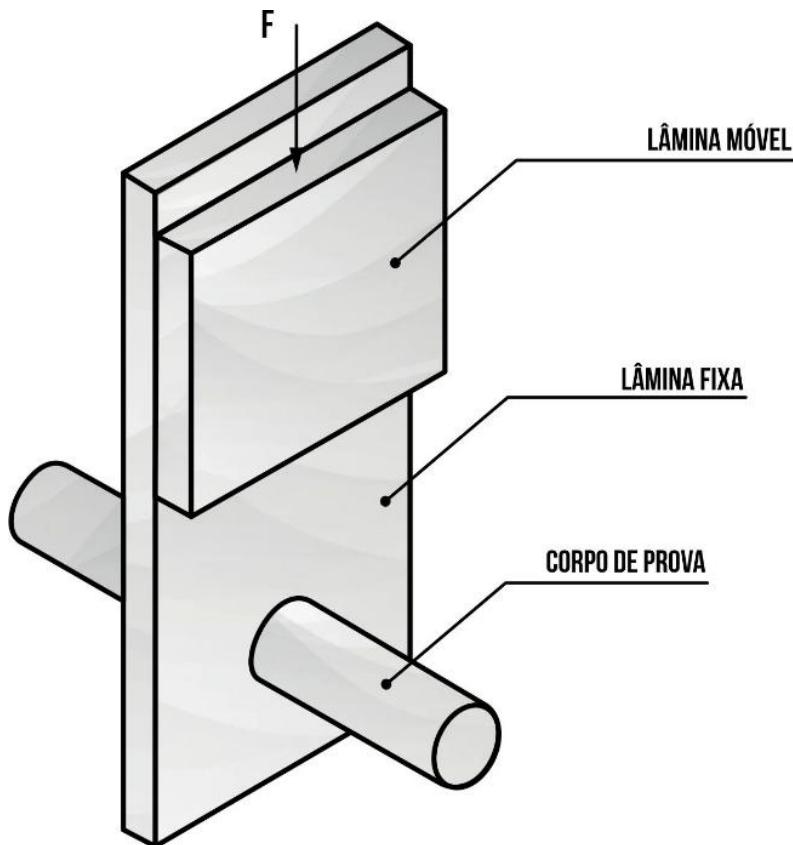


Figura 2 – Dispositivos de cisalhamento usando lâmina móvel.

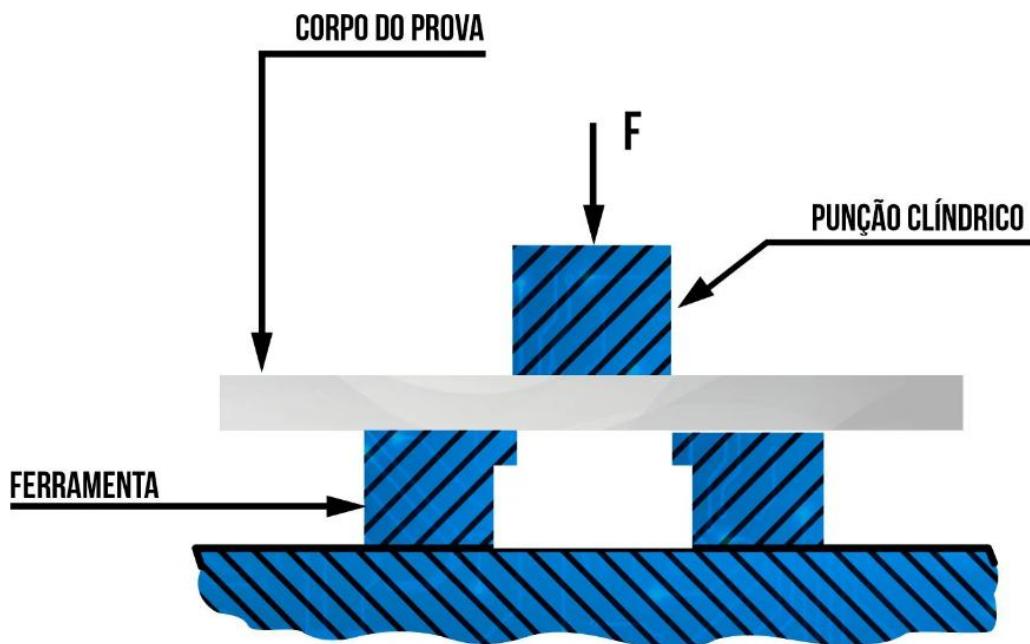


Figura 3 – Dispositivos de cisalhamento e sistema de estampo.

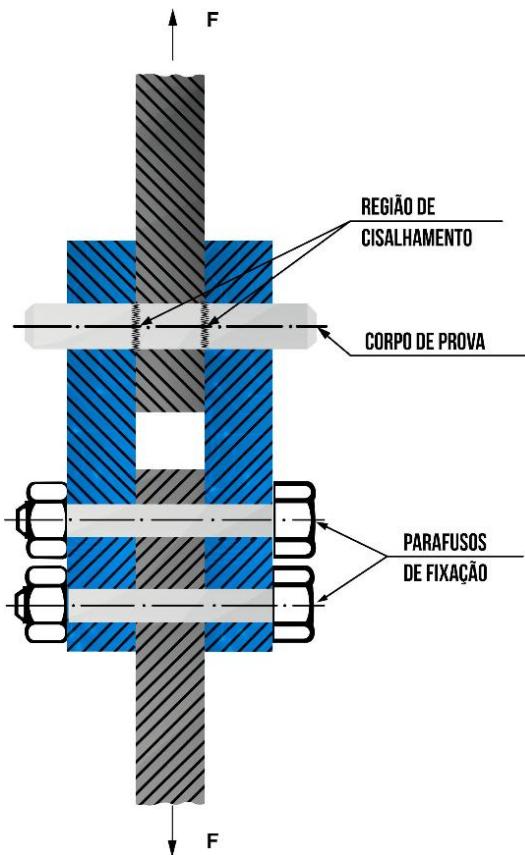


Figura 4 – Dispositivo de ensaio de cisalhamento de um eixo.

Nesse contexto, segundo normas ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas), ISO (International Organization for Standardization) e ASTM (American Society for Testing and Materials), são medidos a força aplicada e o deslocamento resultante, permitindo, portanto, calcular a resistência ao cisalhamento do material, que é expressa em pascal (Pa) ou megapascal (MPa), isto é, força sobre unidade de área.

Por sua vez, os dados obtidos passam a ser fundamentais para análise de falhas e desenvolvimento de projetos estruturais. Observe a seguir as principais normas que regulamentam ensaios de cisalhamento: ABNT NBR 9908 (08/2019); ABNT NBR 5916 (03/1990); ABNT NBR 8309 (05/2006); ISO 2039-1; ISO 4587; ASTM D3163; ASTM D5379.

2.2 – Juntas Aparafusadas em Sistemas Automotivos

As juntas aparafusadas são indispensáveis na engenharia automotiva, presentes em praticamente todos os sistemas do veículo, desde a fixação da carroceria até os conjuntos de suspensão, motor e transmissão. Tais elementos são responsáveis por garantir a integridade estrutural e a segurança operacional do automóvel.

Um dos principais desafios associados às fixações automotivas está relacionado à sua exposição contínua a condições dinâmicas severas, como vibrações provenientes do motor, irregularidades da pista e os esforços variados decorrentes de acelerações, frenagens e manobras. Tal ambiente favorece a perda gradual da pré-carga dos parafusos, que compromete a capacidade de transmissão de esforços pela junta e pode culminar em falhas por escorregamento ou cisalhamento.

A falha por cisalhamento em parafusos representa um risco crítico aos sistemas automotivos, pois pode levar à ruptura total da junta estrutural e, consequentemente, à perda de funcionalidade de componentes de segurança.

Casos de cisalhamento em fixações no meio automobilístico podem culminar em um elevado custo a partir de um recall, mas também infere em um risco iminente aos usuários do veículo afetado. Nesse sentido, compreender os mecanismos de falha e os fatores que a influenciam é fundamental para o projeto seguro de juntas.

Nesse contexto, métodos de análise teórica, aliados a ensaios de cisalhamento padronizados, constituem ferramentas indispensáveis para a avaliação da confiabilidade de fixações automotivas submetidas a vibrações. Assim, a integração entre modelagem analítica e resultados experimentais fornece uma abordagem abrangente para compreender e mitigar os riscos de falha em juntas estruturais automotivas.

Dessa maneira, segundo todo o desenvolvimento de um projeto estrutural automotivo, pode-se ter a utilização de diversos elementos de fixação, com cada um tendo uma singularidade de utilização específica, unindo praticidade, custo e resistência a determinado esforço.

Sendo assim, seguindo o panorama de estudo de parafusos em geral, em automóveis podemos ter a utilização de parafusos métricos sextavados, allen, torx, flangeados, prisioneiros roscados, dentre outros, todos eles enquadrados em normas bem regulamentadas, apresentando propriedades mecânicas, níveis de torque e resistência bem definidos.

ABNT NBR 6158: características gerais de fixadores metálicos, como tratamento superficial e dimensões;

ABNT NBR ISSO 3506: padrões para fixadores feitos de aço inoxidável;

ABNT NBR 9595 e 9971: respectivamente, regulam elementos de fixação autoatarraxantes e a fixação de componentes em estruturas metálicas;

ABNT NBR 11201: utilizada para fixadores roscados.



Figura 5 – Exemplo de junta aparafusada em suspenção de veículos pesados.



Figura 6 – Exemplos de parafusos.

2.3 – Modos de Falha em Fixações

De modo geral, os parafusos costumam falhar principalmente na região de contato entre a cabeça e a região cilíndrica, nos primeiros fios de rosca.

As principais razões para a falha são: a utilização de parafusos com resistência inferior à necessária, pré-carga inadequada e projeto da junta insatisfatório.

Além disso, é válido ressaltar que a qualidade e resistência do parafuso são identificados por marcas impressas na cabeça, seguindo as normas da ASTM e SAE (Society of Automotive Engineers). Falha por cisalhamento direto:

Segundo o professor *Ivan Zolin* em “Ensaios Mecânicos e Análises de Falhas” (2011), o processo de cisalhamento direto pode ser tido como uma fratura dúctil do material – no estudo desenvolvido, um parafuso – isso significa que a fratura em si é acompanhada de uma deformação plástica significativa e de uma estrição da secção transversal.

Em virtude das tensões de cisalhamento, a redução da secção durante a aplicação de força é causada pelo escorregamento dos planos cristalinos decorrentes de tração. Segundo o raciocínio, a fratura dúctil, em geral, apresenta três zonas distintas:

- Zona fibrosa: corresponde ao início da fratura;
- Zona radial: corresponde à região de propagação instável da fratura, com aparência rugosa;
- Zona de cisalhamento: inclinada 45° em relação ao eixo de tração.

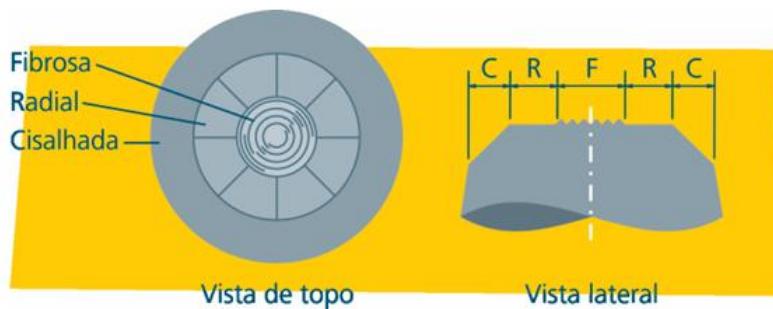


Figura 7 – Representação da zona fibrosa, radial e cisalhada.

A ruptura de um material metálico por fratura dúctil ocorre segundo o mecanismo mostrado na Figura 6. O esforço de tração produz uma estrição, redução da secção transversal do corpo de prova.

A orientação direcional do esforço principal forma pequenos vazios na estrutura cristalina; a união dessas cavidades por coalescimento origina as trincas ou fissuras que se propagam em ângulos de 45° em relação ao esforço, até a ruptura final. Isso tudo ocorre em uma pequena fração de tempo.

O esforço responsável pela ruptura na estrutura cristalina é o cisalhamento em ângulo de 45° entre os planos dos microconstituintes

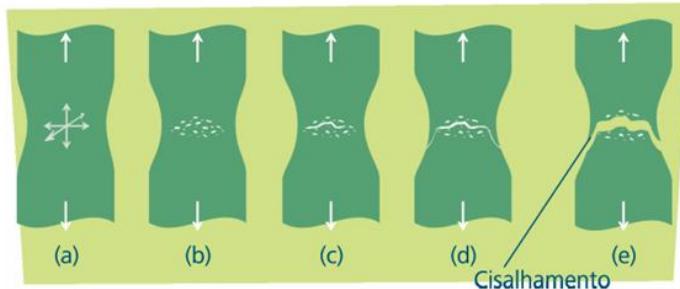


Figura 8 – Mecanismo de formação da fratura através do coalescimento dos grãos.

Ademais, nas palavras de *Affonso Luiz Q. M. "Equipamentos Mecânicos"* (2002), as falhas em componentes não ocorrem de modo isolado, mas por sobrecarga: 'Falhas de componentes de máquinas em serviço raramente ocorrem por fratura dúctil, sendo ela, em geral consequência de uma falha múltipla onde a sobrecarga que causou a dita fratura dúctil foi originada na falha de outro componente (p. 32).' Falha por escorregamento da junta de fixação:

De acordo com a empresa especialista em parafusos *SmartBolts* – Certificada em ISO 9001 – diversas juntas aparafuladas incluem uma junta fina e flexível entre a cabeça dos parafusos e a superfície da junta para vedar a junta completamente contra vazamentos de gás ou líquido. A própria junta atua como uma mola, empurrando para trás contra a pressão do parafuso e da face da junta. Com o tempo, e especialmente perto de altas temperaturas ou produtos químicos corrosivos, a junta pode "fluir", o que significa que perde sua elasticidade, levando à perda da força de fixação. Isso também pode acontecer se a área da junta diretamente ao lado dos parafusos for esmagada ou se os parafusos não forem apertados uniformemente em toda a face da junta.

Sendo assim, temos ainda vários outros elementos que podem contribuir para o escorregamento em juntas de fixação:

Aperto insuficiente: a junta não consegue manter as peças unidas, permitindo movimento lateral;

Vibração e forças dinâmicas: a vibração pode levar um movimento relativo nas rosas, levando o parafuso a se soltar e a junção a deslizar;

Cargas de flexão: o movimento relativo entre as superfícies da junta pode submeter o parafuso a cargas de flexão, o que, por sua vez, pode gerar fadiga e falha no parafuso;

Efeitos térmicos: diferenças de temperatura ou a escolha inadequada dos materiais da junta podem causar contração ou expansão térmica, gerando forças que promovem o deslizamento;

Dobramento de peças: o empenamento ou dobramento de uma peça pode induzir forças que levam à superfície de atrito da junta ao deslizamento.

Falha por vibração e afrouxamento por perda de pré-carga (*self-loosening*):

Vibrações em dispositivos mecânicos podem culminar em diversos tipos de falhas. Em um primeiro momento, vibrações em juntas parafusadas podem vir a representar a aplicação de tensões cíclicas, que, por sua vez, poderão caracterizar fadiga dos componentes, resultando em possível fratura a partir do desenvolvimento de uma trinca. Também segundo *Ivan*, a fratura pode ser dividida em três etapas: Nucleação da trinca, sem nenhum dano visível nessa fase; Crescimento da trinca de fadiga em um plano perpendicular ao da principal tensão de tração; Rompimento brusco e final da peça.



Figura 9 – Etapas do desenvolvimento de uma trinca até o rompimento.

As três etapas dessa fratura podem ser observadas na Figura 9. A zona delimitada pela linha amarela representa a origem da trinca; a zona delimitada pela linha vermelha o crescimento da trinca; ao ultrapassar a linha vermelha, ocorre o rompimento brusco da peça. Além da ocorrência de fadiga dos componentes, temos o fenômeno do *self-loosening*, que consiste no afrouxamento automático de parafusos e porcas decorrentes de vibrações no sistema. Isso, por conseguinte, pode colocar em risco toda a segurança da estrutura, representando ainda grande risco para o projeto.

Em resumo, pequenos movimentos “transversais” fazem com que as duas seções da junta se movam paralelamente uma com a outra e com a cabeça ou porca do parafuso. Esses movimentos repetidos trabalham contra o atrito entre o parafuso e as rosas da junta. Eventualmente, a vibração fará com que o parafuso se afrouxe e junção perca força de fixação.

De acordo *Sakai*, citado no artigo “*Study on self-loosening mechanism of bolted joint under rotational vibration*”, existem vários fatores que afetam o afrouxamento do parafuso, como pré-carga, amplitude de vibração e frequência de vibração. Nesse contexto, pode-se concluir que sob vibração rotacional, a pré-carga e amplitude de vibração tem grande influência no afrouxamento do parafuso, enquanto a frequência exerce menos propriedade. Ademais, o aumento da pré-carga do parafuso até a vibração reduz a velocidade de afrouxamento da conexão.

2.4 – Causas/Efeitos de Vibrações Automotivas

Generalizadamente, por si só, quando uma máquina está em funcionamento, ela naturalmente terá uma frequência de vibração. Sendo assim, é possível realizar um diagnóstico do problema de um maquinário através da análise do espectro de vibrações.

No caso de um automóvel, é notória a presença de vibrações mecânicas em todo o conjunto, desde geradas funcionamento do próprio motor até consequências do movimento dinâmico nas rodas, freios, suspensão e sistemas de transmissão.

Dessa forma, é fundamental o dimensionamento correto das principais juntas de fixação do sistema, em sua maioria parafusadas, como coxins, pivôs de suspensão, barras e dentre outros, sempre levando em consideração efeitos adversos, como fadiga dos materiais e afrouxamento decorrentes das tais vibrações.

3 – Teoria do Cisalhamento em Parafusos

Como visto anteriormente, cisalhamento puro ocorre quando forças são aplicadas de forma paralela a uma área, causando um deslizamento ou corte através da seção. Observar Equação (1), onde F é a força de cisalhamento aplicada e A é a área da seção transversal onde a força atua.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Enquanto isso, geralmente para vigas, tem-se o cisalhamento combinado, que acontece devido a cargas que causam força constante na viga, com a tensão de cisalhamento não sendo uniforme em toda a seção transversal, variando com a posição. Ver Equação (2), em que V é a força cortante na seção, Q é o primeiro momento da área da seção acima do ponto onde a tensão é calculada, I é o momento de inércia da seção transversal inteira e t é a largura da seção no ponto onde a tensão é calculada.

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \quad (2)$$

3.1 – Tensões Reais versus Tensões Admissíveis

As tensões reais, também conhecidas como tensões de projeto, é tensão em que a estrutura ou sua fração sofre efetivamente ao ser submetida às cargas de serviço – no caso da automobilística, peso próprio, inércia e arrasto aerodinâmico –, com essa tensão também sendo calculada com base na força

aplicada e na área da seção transversal do material analisado e representando a real tensão existente em condições de utilização.

Em contrapartida, a tensão admissível consiste no limite máximo de tensão que o material ou a estrutura irá suportar com segurança sem sofrer com deformações plásticas permanentes ou de ruptura. Em meio a isso, a tensão admissível não é uma propriedade particular do material, mas sim um valor definido de projeto, calculado a partir de ensaios controlados e estipulando um fator de segurança (FS). Vide Equação (3), onde σ_{adm} é tensão admissível e σ_e é tensão de escoamento.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{FS} \quad (3)$$

Em detalhe, FS é um número maior que 1 ($FS > 1$) e é aplicado para garantir que a tensão real seja sempre inferior à tensão admissível (tensão real < tensão admissível), garantindo que mesmo sob as cargas máximas previstas a estrutura opere sempre dentro de sua faixa de segurança, nunca atingindo o limite de escoamento do material. Nessa mesma linha, esse fator surge levando em consideração incertezas variáveis, como: Variações nas propriedades do material; Possíveis erros de fabricação ou montagem; Cargas imprevistas ou acima do previsto; A vida útil do conjunto estrutural; Consequências de uma eventual falha.

4 – Cálculo dos Esforços nas Fixações (Considerando Cargas Estáticas)

Para o dimensionamento correto de estruturas, tem-se o cálculo dos esforços nas fixações, com o método de cálculo dependendo do tipo de junta (rígida ou flexível) e das cargas, aplicadas de forma concêntrica ou excêntrica. Sendo assim, a maneira como as fixações são modeladas influência diretamente a distribuição dos esforços entre os elementos de conexão (parafusos, rebites, soldas, etc.)

Primeiramente, a respeito de junta rígida, assume-se que a fixação se comporta como um único corpo rígido. Dessa forma, sob carga excêntrica – isto é, uma carga aplicada fora do centro de gravidade do elemento e criando tensões variadas no material – os esforços são distribuídos de forma proporcional à distância de cada fixação ao centro de rotação. Em acréscimo, esse tipo de modelo de análise é frequentemente usado para juntas de parafusos com pré-carga.

Seguindo, tratando-se de junta flexível, neste modelo é considerado a deformação da junta, com as fixações mais próximas da carga recebendo uma parcela maior do esforço. Apesar de se mostrar mais realista, de modo geral é um método não muito adotado para dimensionamento.

4.1 – Equilíbrio de Forças em Cisalhamento

Em um grupo de fixações sob carga excêntrica (cisalhamento excêntrico), para calcular os esforços é necessário aplicar os princípios de equilíbrio de forças e momentos. Dessa maneira, a carga aplicada (P) em um ponto distante do centroide de fixação gera dois efeitos principais.

a) Carga de cisalhamento direta (P_{dir}):

A carga de cisalhamento se distribui uniformemente entre todas as fixações, onde N é o número de fixações. Equação (4).

$$P_{dir} = \frac{P}{N} \quad (4)$$

b) Carga de cisalhamento devido ao momento (P_{mom}):

O momento ($M = P \cdot e$), gerado pela excentricidade (e) da carga, causa um cisalhamento rotacional, com o esforço em cada fixação sendo proporcional à sua distância (r_i) do centroide do grupo. Equação (5).

$$P_{mom} = \frac{M \cdot r_i}{\sum(r_i)^2} \quad (5)$$

onde, $\sum(r_i)^2$ corresponde a soma dos quadrados das distâncias de cada fixação ao centroide.

A força resultante em cada fixação (P_{res}) é a soma vetorial da carga direta e da carga de cisalhamento, onde x e y indicam componentes vetoriais das forças. Equação (6).

$$P_{res} = \sqrt{(P_{dir_x} + P_{mom_x})^2 + (P_{dir_y} + P_{mom_y})^2} \quad (6)$$

4.2 – Equações para Dimensionamento

Determinada a força resultante em cada fixação calculada, a fixação mais solicitada, ou seja, aquela com a maior força resultante, deve ser dimensionada para resistir a essa carga. Nesta seção, veja o processo utilizado para dimensionamento de juntas de fixação por meio de parafusos.

A tensão de cisalhamento no corpo de um parafuso (τ) deve ser menor que a tensão de cisalhamento admissível (τ_{adm}). Equação (7).

$$\tau = \frac{P_{res}}{A_s} \leq \tau_{adm} \quad (7)$$

onde, A_s indica área de cisalhamento do parafuso.

Além disso, também deve ser considerada a tensão de esmagamento (*bearing stress*) no material da placa (σ_b). Equação (8).

$$\sigma_b = \frac{P_{res}}{d \cdot t} \leq \sigma_{b,adm} \quad (8)$$

onde, d é o diâmetro do parafuso e t é a espessura da placa.

5 – Discussão e Análise Crítica

Com base na linha de raciocínio e conhecimento desenvolvido ao longo do artigo, é possível notar grande embasamento teórico e de cálculo para projetos mecânicos, representando, por sua vez, cenários estáticos gerais e que permitem boa compreensão e análise para um dimensionamento correto e de componentes e juntas de fixação, inclusive tendo ciência dos riscos e adversidades por possíveis falhas enfrentadas.

Entretanto, quando se trata de questões de aplicabilidade prática, é necessária compreensão profunda de suas limitações. Nesse contexto, temos que os modelos matemáticos e físicos definidos são tidos frequentemente simplificados quanto a geometria do projeto, propriedades do material e condições de carregamento, com muitos cálculos assumindo materiais isotrópicos e homogêneos, algo raro na realidade. Além disso, podemos ter também a existência de variáveis não controladas no sistema, como temperatura, umidade, corrosão ou pequenas imperfeições de fabricação. Ademais, a teoria não é capaz de capturar por completo fenômenos complexos e fora do comportamento linear, para junções aparafusadas, por exemplo, a distribuição real de tensões e a influência da pré-carga são complexas e dependem de muitos fatores que os cálculos simplificados não abrangem.

Sendo assim, a discrepância entre os modelos ideias e o comportamento real é um ponto crítico na engenharia. Em modelos ideias, as condições de contorno são simplificadas, enquanto em campo essas condições são bastante complexas e podem variar com o tempo, afetando a distribuição de tensões e deformações. Em acréscimo, temos que as condições reais enfrentadas pelos componentes envolvem carregamentos dinâmicos, aleatórios e imprevisíveis, diferentes das cargas estáticas ou ciclos de carga simplificados abordados.

Por tanto, nesse contexto, destaca-se a necessidade de uma apuração cautelosa na implementação de margens e fatores de segurança, como citado anteriormente. Para tal, existem diversos ensaios relacionados que fornecem dados empíricos e valiosos a respeito do comportamento de todo o jogo estrutural, como por exemplo ensaios de fadiga e vibração. Ademais, existe também todo um conjunto

de normas (VDI 2230: análise de juntas aparafusadas e ISO 898-1: propriedades mecânicas de parafusos), que procura enquadrar os projetos mecânicos em margens seguras de utilização, com todos esses elementos auxiliando e norteando o desenvolvimento de um projeto seguro e bem-sucedido.

6 – Conclusões

Ao longo deste artigo, pode-se compreender a importância do estudo das vibrações atuantes em um sistema automotivo, tal como entender como tal pode influenciar nos efeitos de cisalhamento nas juntas e parafusos do corpo de prova, evidenciando as suas características e principais métodos de validação teórico-prático utilizado pelas montadoras de veículos automotores e as influências que estas trazem consigo.

Este artigo também evidenciou a funcionalidade das análises, explicitando o viés de segurança que os testes aqui apresentados possuem e destacando sua influência na régua de qualidade e segurança imposta pelas fábricas de automóveis, assim, espera-se que o leitor possa entender o valor que os teste realizados pelos fabricantes possuem a fim de evitar que os efeitos aqui apresentados para juntas mal dimensionadas e parafusos cisalhados impactem diretamente na vida do usuário dos veículos.

7 – Referências

- [1] IVAN ZOLIN, *Ensaio Mecânicos e Análise de Falhas*, Santa Maria – RS 2011.
- [2] ZHIBIN LI, YAN CHEN, WEICHENG SUN, PENG JIANG, JIACHENG PAN, ZHENQUN GUAN, *Study on self-loosening mechanism of bolted joint under rotational vibration*, 2021.
- [3] E. RUSSELL JOHNSTON JR, FERDINAND PIERRE BEER, *mecânica dos Materiais 8. Ed.*
- [4] RICHARD G. BUDYMAS, *Elementos de Máquinas de Shigley*.
- [5] SMARTBOLTS®, [5 Causes of Loose Bolts – and 5 Ways to Prevent Them](#).

Fadiga em Braços de Suspensão Automotiva: Investigação de Ciclos de Carregamento e Previsão de Vida Útil

Ary Cardoso Pinto

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

ary.cardoso@aluno.ifsp.edu.br

Rafael Eduardo Simão

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

rafael.simao@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

O artigo aborda a fadiga em braços de suspensão automotiva, destacando sua relevância para a segurança, durabilidade e confiabilidade dos veículos. A fadiga é apresentada como um processo progressivo de falha de materiais submetidos a carregamentos cíclicos, mesmo abaixo do limite de escoamento. São discutidos os mecanismos de nucleação, propagação e ruptura de trincas, além da importância das curvas S–N (Wöhler) e da regra de Miner para previsão da vida útil. O estudo enfatiza a influência dos ciclos de carregamento reais, que variam em intensidade e frequência, sobre a resistência em fadiga, ressaltando os pontos críticos de concentração de tensões no braço de suspensão. Resultados obtidos a partir de simulações e ensaios experimentais mostram como diferentes materiais (aço, alumínio, compósitos) apresentam desempenhos distintos em termos de peso, durabilidade e resistência à fadiga. Conclui-se que a análise em fadiga é essencial para projetos mais seguros e eficientes, permitindo otimização da geometria, seleção adequada de materiais e processos de fabricação, além de apontar caminhos para pesquisas futuras em monitoramento em tempo real, novos materiais e modelagem multiescala.

Palavras-chave

Fadiga, Braço de suspensão, Curva S–N, Regra de Miner, Durabilidade

Abstract

The article addresses fatigue in automotive suspension arms, highlighting its relevance to vehicle safety, durability, and reliability. Fatigue is presented as a progressive process of material failure under cyclic loading, even below the yield strength. The mechanisms of crack nucleation, propagation, and fracture are discussed, as well as the importance of S–N (Wöhler) curves and Miner's rule for service life prediction. The study emphasizes the influence of real loading cycles, which vary in intensity and

frequency, on fatigue strength, stressing the critical points of stress concentration in the suspension arm. Results obtained from simulations and experimental tests show how different materials (steel, aluminum, composites) exhibit distinct performances in terms of weight, durability, and fatigue resistance. It is concluded that fatigue analysis is essential for safer and more efficient designs, enabling geometry optimization, appropriate material and manufacturing process selection, and also pointing to future research paths in real-time monitoring, new materials, and multiscale modeling.

Keywords

Fatigue, Suspension Arm, S–N Curve, Miner's Rule, Durability

1 - Introdução

A fadiga em materiais é um fenômeno de grande relevância na engenharia mecânica e estrutural, caracterizado pela falha progressiva de componentes submetidos a carregamentos repetitivos ou cílicos. Diferentemente de outros modos de falha, a fadiga pode ocorrer mesmo quando as tensões aplicadas permanecem abaixo do limite de escoamento do material, o que a torna particularmente insidiosa e de difícil detecção. O processo de falha por fadiga desenvolve-se em etapas bem definidas: inicialmente, ocorre a nucleação de trincas microscópicas em regiões críticas, geralmente associadas a concentrações de tensões; em seguida, essas trincas se propagam gradualmente ao longo do tempo; e, por fim, dá-se a ruptura abrupta do componente.

No contexto da indústria automotiva, esse mecanismo assume papel central. Diversos elementos estruturais dos veículos estão expostos a ciclos de carregamento intensos e repetitivos, sendo os braços de suspensão um exemplo emblemático. Esses componentes são constantemente solicitados durante a condução, absorvendo impactos, transmitindo esforços e garantindo a estabilidade do veículo. Falhas decorrentes de fadiga em braços de suspensão não apenas comprometem a integridade estrutural do automóvel, como também representam riscos diretos à segurança dos ocupantes e de terceiros, além de acarretar custos elevados de manutenção e perda de confiabilidade da marca.

O estudo da fadiga conecta, de forma interdisciplinar, aspectos teóricos da mecânica dos sólidos, propriedades intrínsecas dos materiais e exigências práticas de projeto. Para engenheiros e projetistas, compreender os mecanismos de falha e prever a vida útil dos componentes é essencial, já que o desempenho em fadiga influencia diretamente a durabilidade e a segurança do veículo. Empresas que fabricam ou projetam braços de suspensão precisam considerar milhões de ciclos de carga durante a vida útil da peça, o que exige análises criteriosas e métodos de previsão robustos. Como destaca Norton (2013, p. 332), “as falhas por fadiga sempre têm início com uma pequena trinca, que pode estar presente no

material desde sua manufatura ou desenvolver-se ao longo do tempo devido às deformações cíclicas ao redor das concentrações de tensões”.

Nesse cenário, a previsão de vida útil em fadiga emerge como uma ferramenta estratégica. Por meio dela, torna-se possível otimizar o dimensionamento dos componentes, estabelecer intervalos adequados de manutenção preventiva e reduzir a probabilidade de falhas catastróficas. Essa abordagem não apenas garante maior segurança ao usuário, mas também contribui para a competitividade da indústria, ao permitir projetos mais eficientes e econômicos.

O presente artigo tem como objetivo principal investigar os ciclos de carregamento característicos dos braços de suspensão automotiva e aplicar métodos de previsão de vida útil em fadiga, com ênfase no regime de alto ciclo. A análise será direcionada para os esforços cíclicos atuantes nesse componente, desconsiderando fatores como corrosão, desgaste superficial ou falhas por impacto, a fim de manter o escopo bem delimitado e focado nos mecanismos de fadiga. Busca-se, assim, oferecer uma visão clara e aplicada sobre a influência dos ciclos de carga na durabilidade dos braços de suspensão, contribuindo para uma compreensão aprofundada desse fenômeno.

Ao final, pretende-se evidenciar que a análise em fadiga não apenas fundamenta projetos mais seguros e confiáveis, mas também abre espaço para novas pesquisas envolvendo materiais de maior resistência, técnicas de manufatura avançadas e metodologias inovadoras de monitoramento e previsão de falhas.

2 - Definições sobre Fadiga em Componentes Mecânicos

A fadiga é um fenômeno caracterizado pela falha progressiva de materiais submetidos a carregamentos cíclicos ou variáveis. Diferente da ruptura estática, que ocorre de forma imediata quando a tensão aplicada ultrapassa a resistência do material, a falha por fadiga pode acontecer mesmo em tensões relativamente baixas, desde que aplicadas repetidamente ao longo do tempo. Esse comportamento torna a fadiga um dos mecanismos de falha mais perigosos, pois a ruptura geralmente ocorre de forma súbita, sem sinais prévios evidentes.

O processo de fadiga pode ser dividido em três etapas principais: nucleação da trinca microscópica, geralmente em regiões de concentração de tensões; propagação da trinca, em que ela se alonga a cada ciclo de carregamento; e ruptura final, quando a seção resistente remanescente não consegue mais suportar o esforço aplicado.

O estudo do fenômeno é frequentemente representado pelas chamadas curvas S–N (ou curvas de Wöhler), que relacionam a tensão alternada aplicada ao número de ciclos até a falha. Essas curvas permitem estimar a vida em fadiga de um componente, sendo muito utilizadas em projetos de elementos

de máquinas. Além disso, diversos critérios de projeto, como Goodman, Gerber e Soderberg, são empregados para considerar os efeitos de tensões médias associadas às tensões alternadas, garantindo maior confiabilidade no dimensionamento.

De acordo com Dieter (1981), “a fadiga é responsável por grande parte das falhas mecânicas em serviço, sendo, portanto, um dos aspectos mais importantes a ser considerado no projeto de componentes submetidos a carregamentos dinâmicos”¹.

Portanto, compreender os mecanismos de fadiga e suas formas de análise é essencial para engenheiros, especialmente em setores como a indústria automotiva, onde peças críticas, como os braços de suspensão, estão sujeitas a milhões de ciclos de carregamento ao longo de sua vida útil.

2.1 – Histórico e Critérios de Projeto em Fadiga

O estudo da fadiga remonta ao século XIX, quando August Wöhler realizou experimentos pioneiros com eixos ferroviários. Seus testes demonstraram, pela primeira vez, que componentes submetidos a tensões alternadas podiam falhar mesmo sem atingir a tensão máxima estática. Esse marco histórico estabeleceu as bases para o desenvolvimento das chamadas curvas S–N, que ainda hoje constituem uma das principais ferramentas de análise de fadiga. A partir desse ponto, a engenharia passou a incorporar metodologias mais sofisticadas de dimensionamento, capazes de considerar o efeito de milhões de ciclos de carregamento.

Com o avanço da metalurgia e da mecânica dos sólidos, surgiram diversos critérios de projeto em fadiga. Entre os mais utilizados estão:

Goodman: apresenta uma relação linear entre tensão alternada e tensão média, sendo bastante conservador e indicado quando a segurança é prioridade.

Gerber: utiliza uma relação parabólica, permitindo maior aproveitamento do material, mas assumindo maior risco em situações críticas.

Soderberg: ainda mais conservador que Goodman, pois considera a tensão de escoamento como limite de segurança.

Esses critérios são aplicados principalmente em projetos automotivos, onde a confiabilidade é crucial. A escolha do método depende do tipo de material, da criticidade do componente e do nível de risco aceitável no projeto.

Além da teoria, a prática mostra inúmeros exemplos de falhas em fadiga que marcaram a indústria automotiva. Casos de recalls de suspensão em diferentes montadoras, muitas vezes associados a braços de suspensão e juntas, evidenciam a relevância desse fenômeno. Em alguns episódios, trincas surgiram

precocemente em veículos submetidos a condições severas de uso, levando à substituição em massa de componentes e gerando elevados custos de reparo. Esses acontecimentos reforçam a necessidade de estudos aprofundados sobre fadiga, já que pequenas falhas de projeto podem comprometer diretamente a segurança dos ocupantes e a imagem da marca no mercado.

3 – Braço de Suspensão Automotiva

O braço de suspensão constitui um dos elementos mais relevantes do sistema de suspensão automotiva. Sua função vai além de simplesmente conectar a roda ao chassi: ele garante a liberdade de movimento vertical necessária para absorver irregularidades do pavimento, preservando o contato constante entre pneus e solo. Esse equilíbrio é determinante para a dirigibilidade, o conforto dos passageiros e, sobretudo, para a segurança do veículo em diferentes condições de operação.



Figura 1: Braço de suspensão

3.1 Tipologias construtivas

Existem múltiplas configurações de braços de suspensão, desenvolvidas de acordo com o tipo de veículo e os requisitos de desempenho. O formato triangular, também conhecido como duplo A, é amplamente empregado em virtude de sua rigidez e da capacidade de manter a geometria da suspensão com alta precisão. Já versões longitudinais e transversais são frequentes em suspensões independentes e veículos mais leves, sendo preferidas quando simplicidade construtiva e menor custo são prioridades. Essa diversidade evidencia que não há uma geometria universalmente superior, mas sim soluções ajustadas às necessidades de cada projeto automotivo.



ILUSTRAÇÕES MARCOS AURÉLIO

Figura 2: Braços de suspensão Mcpherson, duplo A e multilink.

3.2 Seleção de materiais

O material utilizado no braço de suspensão influencia diretamente sua eficiência estrutural e sua durabilidade em fadiga. Tradicionalmente, o aço estampado tem sido a escolha predominante, graças ao seu bom desempenho mecânico e à relação custo-benefício favorável.

Contudo, a busca por redução de peso tem impulsionado o uso de ligas de alumínio forjado, que permitem menor massa sem comprometer significativamente a resistência. Em aplicações de maior exigência, como veículos elétricos ou de alto desempenho, materiais compósitos de matriz polimérica vêm sendo estudados por sua excelente relação resistência-peso, ainda que apresentem custos elevados e maior complexidade de fabricação. Cada material, portanto, impõe desafios específicos: a suscetibilidade à corrosão no aço, o risco de trincas no alumínio e os custos produtivos dos compósitos.

3.3 Pontos Críticos e Comportamento em Fadiga

A análise estrutural do braço de suspensão exige atenção especial às regiões suscetíveis à fadiga. Normalmente, as áreas mais críticas coincidem com descontinuidades geométricas, tais como furos de fixação, soldas, cantos vivos e mudanças abruptas de seção. Nessas zonas, as tensões se concentram, acelerando o processo de nucleação e propagação de trincas. Dessa forma, a avaliação da resistência global do componente não é suficiente: torna-se indispensável investigar detalhadamente esses pontos vulneráveis, já que são eles que determinam a vida útil efetiva da peça.

3.4 Importância da Análise Dinâmica

De acordo com Beer e Johnston (2015), os elementos estruturais de veículos “precisam ser dimensionados não apenas para suportar as cargas médias aplicadas, mas principalmente para resistir às variações dinâmicas que se repetem a cada ciclo de utilização”. Essa observação reforça que a

durabilidade do braço de suspensão depende mais do comportamento em fadiga frente a esforços cíclicos do que da simples resistência estática. Em outras palavras, a vida útil do componente é ditada pela sua capacidade de resistir a milhões de ciclos de carregamento variável ao longo do tempo, o que o torna um dos elementos mais críticos na concepção de suspensões seguras e confiáveis.

4 – Ciclos de Carregamento no Braço de Suspensão

Imagine um veículo percorrendo uma estrada com trechos irregulares, passando por buracos, curvas e frenagens sucessivas. Cada um desses eventos impõe ao braço de suspensão esforços diferentes, que se repetem milhares ou até milhões de vezes ao longo da vida útil do automóvel. Esse cenário exemplifica o conceito de ciclos de carregamento, fundamentais para entender como ocorre a fadiga nesse componente.

O braço de suspensão está sujeito a cargas dinâmicas que variam em intensidade e direção, dependendo do tipo de manobra e das condições da pista. Em um desnível, por exemplo, predomina o carregamento vertical; em uma curva, surgem esforços laterais; já em frenagens ou acelerações bruscas, atuam forças longitudinais. Essas solicitações não são constantes, mas sim repetitivas e alternadas, criando ciclos de tensão que influenciam diretamente a durabilidade do componente.

Em engenharia, tais ciclos são representados por meio de espectros de carga, que traduzem a combinação de diferentes solicitações em condições reais de uso. Ensaios de pista e testes de laboratório permitem levantar esses espectros e aplicá-los em análises de fadiga, de modo a prever com maior confiabilidade a vida útil da peça.

Além disso, é importante destacar que não apenas a amplitude da carga, mas também sua frequência e sequência de aplicação, influenciam no comportamento do material. Em alguns casos, um ciclo de alta intensidade pode ser mais danoso do que vários ciclos de baixa intensidade; em outros, o acúmulo de cargas menores pode levar ao mesmo resultado de falha. Essa complexidade é o que torna os estudos de fadiga tão relevantes para o dimensionamento de braços de suspensão.

De acordo com Suresh (1998), especialista em fadiga de materiais, “a natureza variável e aleatória dos carregamentos em serviço torna essencial a consideração de espectros reais de carga no projeto de componentes estruturais”.

Assim, compreender e caracterizar os ciclos de carregamento do braço de suspensão não é apenas um exercício teórico, mas uma necessidade prática para garantir segurança, confiabilidade e redução de custos em todo o ciclo de vida de um veículo.

Vale destacar que os ciclos de carregamento em braços de suspensão não são uniformes nem previsíveis de maneira simples. O veículo, ao longo de sua vida útil, é submetido a condições

extremamente variadas de condução, como frenagens bruscas, curvas em alta velocidade, tráfego urbano intenso e estradas em más condições. Cada uma dessas situações contribui de forma distinta para a fadiga do material, fazendo com que o dimensionamento precise considerar não apenas o número total de ciclos, mas também a intensidade e a frequência com que ocorrem.

Outro ponto importante é que a fadiga é fortemente influenciada por fatores externos, como temperatura, corrosão e manutenção inadequada do veículo. Mesmo um componente projetado dentro de critérios de segurança pode falhar prematuramente se submetido a ambientes agressivos ou se não receber inspeções periódicas. Por isso, os estudos de fadiga em engenharia automotiva não se restringem apenas à parte teórica ou computacional, mas também envolvem testes de campo que reproduzem o uso real em diferentes condições de pista.

Esse conjunto de análises garante que o braço de suspensão tenha um desempenho confiável ao longo de sua vida útil, reduzindo o risco de falhas inesperadas e aumentando a segurança dos ocupantes do veículo.

5 – Resultados Obtidos

Para entender a vida útil de um braço de suspensão, é fundamental analisar os resultados de simulações e cálculos que combinam a teoria da fadiga com os dados de carregamento. Esta seção apresenta o conceito central da análise de fadiga, a curva S-N, e demonstra como interpretá-la para prever a durabilidade de um componente, utilizando exemplos visuais claros para ilustrar os princípios teóricos.

O ponto de partida para a previsão da vida útil é o diagrama da Curva S-N (Wöhler), que relaciona a amplitude de tensão cíclica à qual o material é submetido com o número de ciclos que ele pode suportar até a falha. Essa relação é a base de toda a análise de fadiga e mostra o comportamento do material sob carregamentos repetitivos.

Conceitos Fundamentais da Curva S-N: O processo de falha por fadiga não é instantâneo e se desenvolve em três etapas distintas: nucleação da trinca, propagação e ruptura final. A Figura 3 apresenta o diagrama da curva S-N de forma conceitual, juntamente com uma representação visual dessas três etapas. A curva demonstra que, quanto maior a amplitude da tensão, menor será o número de ciclos de vida do componente. Para alguns materiais, como aços, a curva tende a se estabilizar em um valor conhecido como Limite de Fadiga. Abaixo desta tensão, o material pode suportar um número teoricamente infinito de ciclos sem falhar.

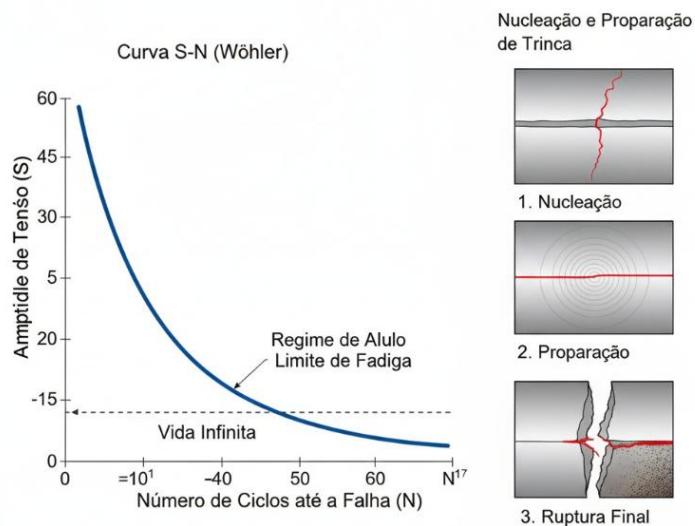


Figura 3: Diagrama esquemático da Curva S-N (Wöhler) e do processo de falha por fadiga.

A curva S-N (Wöhler) relaciona a amplitude de tensão cíclica (S) ao número de ciclos de carregamento até a falha (N). O gráfico à direita ilustra as três etapas da falha por fadiga: a nucleação de uma trinca em um ponto de concentração de tensão; a propagação gradual dessa trinca a cada novo ciclo de carga; e, por fim, a ruptura final do material. Para aços e outros metais ferrosos, a curva tende a se estabilizar em um valor conhecido como Limite de Fadiga ou Limite de Resistência, abaixo do qual o material pode suportar um número ilimitado de ciclos sem falhar.

Análise e Previsão de Vida Útil com Dados Reais: A análise teórica se traduz em resultados práticos por meio de ensaios em laboratório, que geram curvas S-N com valores específicos para um determinado material e componente. A Figura 4 apresenta um exemplo de curva S-N baseada em dados reais, o que permite uma previsão quantitativa da vida útil do braço de suspensão.

Nesse gráfico, a amplitude de tensão está no eixo vertical (em MPa) e o número de ciclos de vida está no eixo horizontal em escala logarítmica. A curva pontilhada representa o comportamento do material. Podemos observar pontos específicos que demonstram a relação entre tensão e vida útil: uma tensão de 440 MPa leva à falha em 105 ciclos, enquanto uma tensão de 325 MPa permite que o componente resista por até 6×105 ciclos. O gráfico mostra que o limite de fadiga do material se aproxima de 290 MPa, indicando que tensões abaixo desse valor provavelmente não causarão falha por fadiga.

A partir dos dados de carregamento (histograma de tensões) e de uma curva S-N como a da Figura 4, é possível estimar a vida útil do braço de suspensão usando a regra de dano acumulado de Miner. Essa

regra considera o dano acumulado de cada ciclo de carregamento, permitindo prever o número total de ciclos (ou quilômetros) até a falha, como detalhado no capítulo anterior.

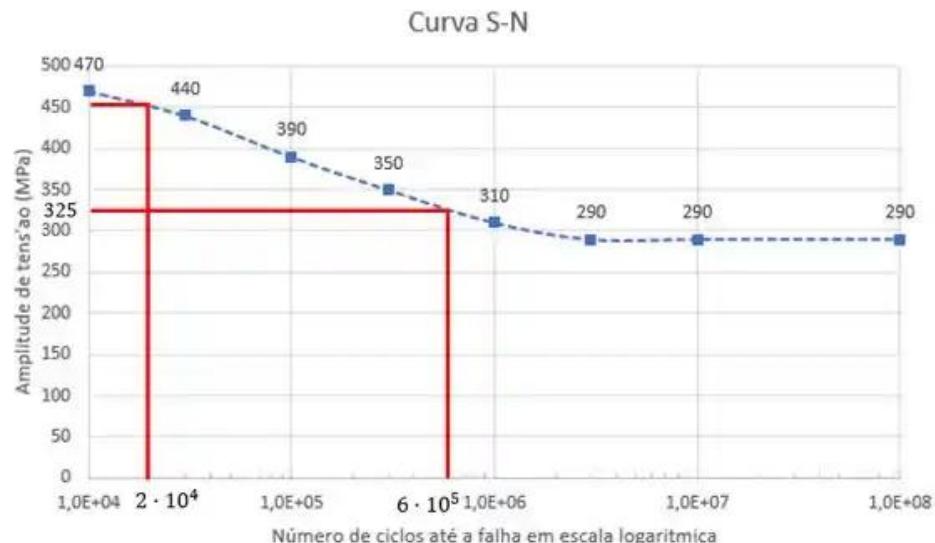


Figura 4: Curva S-N com valores específicos de amplitude de tensão (S) em MPa e número de ciclos até a falha (N) em escala logarítmica.

A curva demonstra que, quanto menor a tensão, maior o número de ciclos que o material pode suportar. O gráfico ilustra como tensões específicas se relacionam com a vida útil do componente e destaca o Limite de Fadiga.

5.3 - Estimativa de Vida Útil sob Diferentes Condições

A partir dos dados de carregamento (histograma de tensões) e da curva S-N do material, podemos estimar a vida útil do braço de suspensão usando a regra de dano acumulado de Miner. Essa regra, embora simplificada, é amplamente utilizada em engenharia. Ela parte do princípio de que cada ciclo de tensão consome uma fração da vida total do componente, independentemente da ordem em que os ciclos ocorrem. O dano total (D) é a soma das razões entre o número de ciclos aplicados de cada amplitude (n_i) e o número de ciclos até a falha para essa mesma amplitude (N_i):

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (1)$$

A falha ocorre quando $D = 1$. Portanto, para estimar a vida total, podemos inverter o cálculo e prever quantos ciclos (ou quilômetros) são necessários para que o dano acumulado atinja a unidade.

Vamos considerar um exemplo numérico simples para ilustrar a aplicação da regra de Miner. Imagine que nosso braço de suspensão passa por duas condições de carregamento principais:

a) Condição Normal (Tráfego Urbano):

Tensão média: 100 Mpa;

Número de ciclos por dia: 500 ciclos;

Vida de fadiga (N1) para 100 MPa: 10^6 ciclos (obtido da curva S-N).

b) Condição Severa (Estrada de Terra):

Tensão média: 250 Mpa;

Número de ciclos por dia: 10 ciclos;

Vida de fadiga (N2) para 250 MPa: 10^4 ciclos (obtido da curva S-N).

O dano diário (D_{dia}) seria:

$$D_{dia} = \frac{500}{10^6} + \frac{10}{10^4} = 0,0005 + 0,001 = 0,0015$$

A vida útil em dias seria:

$$\text{Vida Útil} = \frac{1}{D_{dia}} = \frac{1}{0,0015} \approx 667 \text{ Dias}$$

Esse cálculo, embora simples, demonstra como os poucos ciclos de alta amplitude podem contribuir significativamente para o dano total, mesmo que os ciclos de baixa amplitude sejam muito mais frequentes.

5.4 - Comparação entre Materiais e Processos

A análise por fadiga também permite comparar o desempenho de diferentes materiais e processos de fabricação. Por exemplo, podemos comparar um braço de suspensão feito de aço de alta resistência com um de alumínio forjado ou de material compósito. As curvas S-N para cada material seriam diferentes, refletindo suas propriedades intrínsecas.

Uma comparação de resultados pode mostrar que, sob as mesmas condições de carregamento:

Aço de alta resistência: Terá uma vida útil previsível e longa, especialmente se a maioria dos ciclos estiver abaixo de seu limite de fadiga. Sua principal desvantagem pode ser o peso.

Alumínio forjado: Pode oferecer uma vantagem significativa em termos de peso, o que melhora o desempenho do veículo. No entanto, sua curva S-N pode não ter um limite de fadiga tão acentuado quanto o aço, o que significa que mesmo ciclos de baixa tensão podem causar dano cumulativo.

Composto de fibra de carbono: Pode ser extremamente leve e resistente, mas sua resposta à fadiga é complexa e exige análises mais sofisticadas. A falha não é gradual como no metal; pode ser catastrófica e difícil de prever.

Em resumo, a análise de resultados para a fadiga em braços de suspensão vai além de um único número. Ela envolve a interpretação de dados de carregamento, a aplicação de modelos de dano e a comparação de diferentes cenários para otimizar o projeto em termos de segurança, desempenho e custo.

6 – Conclusões

O estudo da fadiga em braços de suspensão automotiva, guiado por uma abordagem analítica e metodológica, revela-se um processo indispensável para o desenvolvimento de veículos seguros e confiáveis. A investigação dos ciclos de carregamento e a previsão da vida útil, conforme detalhado nas seções anteriores, fornecem uma base sólida para a tomada de decisões de engenharia. A seguir, sintetizamos os principais achados, discutimos as limitações da análise e reforçamos a aplicabilidade desses conceitos para o projeto automotivo.

6.1 Principais Achados sobre a Vida em Fadiga dos Braços de Suspensão

A principal conclusão é que a vida útil de um braço de suspensão não depende apenas das cargas máximas que ele suporta, mas sim do histórico completo de ciclos de tensão a que é submetido. A análise detalhada demonstrou que:

Impacto das Condições de Operação: Os ciclos de alta amplitude, embora menos frequentes, são os que mais contribuem para o dano por fadiga. Eventos como frenagens bruscas, impactos em buracos e manobras extremas são os principais "vilões" da durabilidade do componente.

Relevância da Regra de Miner: A regra de dano acumulado de Miner, apesar de suas simplificações, provou ser uma ferramenta eficaz para combinar o impacto de diferentes tipos de ciclos de carregamento e prever o dano total ao longo do tempo. Sua aplicação permite traduzir um espectro complexo de tensões em uma estimativa de vida útil que pode ser expressa em horas de operação ou quilômetros percorridos.

Importância da Curva S-N: A curva S-N (Wöhler) é o elo crucial entre o material e a previsão de vida útil. A sua forma, incluindo a presença ou não de um limite de fadiga, dita o comportamento do material sob ciclos de baixa tensão. Materiais com um limite de fadiga bem definido (como aços) tendem

a ter um desempenho superior em condições de carregamento constantes e de baixa amplitude, pois a maioria dos ciclos não causa dano permanente.

Otimização de Materiais: A comparação de materiais, como aço e alumínio, revelou a necessidade de um trade-off entre peso e durabilidade. Enquanto o alumínio pode reduzir significativamente a massa não suspensa do veículo, sua curva de fadiga pode ser mais desafiadora de gerenciar, exigindo um projeto mais conservador para garantir a mesma vida útil de um componente de aço.

É fundamental ressaltar que a análise de fadiga deve ser encarada como um processo contínuo, que se estende por todo o ciclo de vida do componente. Isso permite que as organizações respondam de forma ágil e eficaz às mudanças de uso e ambiente, minimizando impactos negativos e aprimorando o produto constantemente.

6.2 - Limitações da Análise

É fundamental reconhecer que a análise de fadiga, como apresentada, possui limitações inerentes. A modelagem utilizada, por mais detalhada que seja, é uma simplificação da realidade complexa do ambiente automotivo. As principais limitações incluem:

Variações de Carga Real: A coleta de dados de carregamento em ambientes controlados pode não capturar toda a variabilidade do uso real do veículo. Diferenças no estilo de direção do motorista, condições ambientais (corrosão) e a imprevisibilidade de eventos de alto impacto são difíceis de modelar com precisão.

Simplificações da Regra de Miner: A regra de Miner não considera a sequência de aplicação das cargas. Na realidade, um ciclo de alta amplitude seguido por vários ciclos de baixa amplitude pode causar um dano maior do que se a ordem fosse invertida, algo que a regra não captura.

Qualidade da Simulação: A precisão dos resultados obtidos por meio de ferramentas como o Método de Elementos Finitos (FEA) depende diretamente da qualidade da malha, das condições de contorno e das propriedades do material inseridas no modelo. Um modelo simplificado pode não identificar todas as regiões de concentração de tensão, subestimando o risco de falha.

Fatores Ambientais e de Fabricação: A presença de defeitos de fabricação (microtrincas, inclusões), o acabamento da superfície e a ocorrência de corrosão afetam drasticamente a vida em fadiga. Esses fatores, muitas vezes difíceis de serem incorporados em uma análise puramente numérica, exigem que as simulações sejam complementadas por testes físicos rigorosos.

6.3 - Aplicabilidade para o Projeto Automotivo

A aplicabilidade da análise de fadiga para o projeto automotivo é inquestionável. Mais do que apenas prever a vida útil, a metodologia de investigação serve como uma ferramenta de otimização de projeto. Ao identificar os pontos críticos do braço de suspensão, os engenheiros podem:

Otimizar a Geometria: Modificar o design para reduzir a concentração de tensão em regiões vulneráveis, como furos ou raios de concordância.

Aprimorar o Processo de Fabricação: Escolher processos que melhoram a resistência à fadiga, como tratamentos superficiais (shot peening) ou otimizar a geometria das soldas.

Selecionar o Material Adequado: Tomar decisões informadas sobre o material a ser usado, equilibrando desempenho, peso e durabilidade.

Em última análise, a análise de fadiga transforma a tomada de decisão de uma arte em uma ciência, permitindo que os projetistas movam-se da abordagem de "superdimensionamento" para uma de "dimensionamento inteligente", resultando em componentes mais leves, eficientes e, acima de tudo, seguros para o uso diário.

7 – Considerações Finais

A investigação da fadiga em braços de suspensão automotiva reafirma sua posição como um dos pilares da engenharia de segurança veicular. Através de uma abordagem que combina a análise de carregamento, a teoria da fadiga e a aplicação de ferramentas computacionais, foi possível demonstrar como a durabilidade de um componente crítico pode ser prevista e otimizada. Os resultados obtidos não apenas fornecem uma estimativa numérica de vida útil, mas também servem como um guia para o aprimoramento contínuo do projeto e da fabricação.

7.1 - Importância da Previsão de Vida em Fadiga para a Segurança

A segurança é o principal motivo por trás da análise de fadiga. A falha de um braço de suspensão pode resultar na perda de controle do veículo, levando a acidentes graves. A previsibilidade da vida útil, mesmo com as limitações inerentes às simulações, permite que os fabricantes estabeleçam intervalos de manutenção adequados e validem a robustez de seus projetos em um ciclo de vida esperado. Essa previsibilidade é especialmente vital em um mercado global com regulamentações de segurança cada vez mais rigorosas. A análise de fadiga atua como uma camada de proteção adicional, indo além dos testes estáticos para garantir que o componente resista ao longo do tempo. A aplicação consciente e aprofundada desta análise, juntamente com a definição de margens de segurança adequadas (como é

prática comum na engenharia), contribui para o fortalecimento geral da indústria automotiva, promovendo uma visão sistêmica e crítica que estimula a melhoria contínua.

7.2 - Possíveis Melhorias no Projeto

As conclusões da análise de fadiga oferecem insights valiosos para aprimoramentos futuros. As melhorias não se limitam apenas à escolha de um material mais forte. Elas abrangem a otimização holística do componente:

Reforço Estratégico: A análise de Elementos Finitos (FEA) é uma ferramenta poderosa para identificar os pontos de maior concentração de tensão. Com esse conhecimento, os engenheiros podem adicionar reforços, como nervuras, em locais específicos para redistribuir as tensões e aumentar a vida útil sem um aumento significativo de peso.

Redesenho de Geometria: A geometria do componente é o fator mais influente na sua resistência à fadiga. Cantos vivos, mudanças bruscas de seção e furos próximos a áreas de alta tensão devem ser substituídos por raios de concordância suaves e transições graduais. A análise de fadiga orienta exatamente onde essas mudanças são mais eficazes.

Otimização de Processos de Fabricação: O processo de fabricação também pode ser aprimorado para prolongar a vida útil. Tratamentos superficiais, como jateamento (shot peening), podem induzir tensões residuais de compressão na superfície do material, inibindo a nucleação e propagação de trincas. A análise sugere as áreas onde esses processos teriam maior impacto.

7.3 - Sugestão de Trabalhos Futuros

A engenharia automotiva e a ciência dos materiais estão em constante evolução, o que abre caminho para trabalhos futuros que podem expandir o conhecimento sobre a fadiga em braços de suspensão. Algumas sugestões incluem:

Uso de Sensores e Monitoramento em Tempo Real: A instalação de sensores de deformação (strain gauges) em veículos de teste de campo permitiria a coleta de dados de carregamento reais, com muito mais fidelidade do que as simulações em laboratório. Isso possibilitaria a criação de modelos de dano mais precisos e personalizados para diferentes perfis de uso do veículo.

Estudo de Novos Materiais e Estruturas: A busca por veículos mais leves e eficientes impulsiona o uso de materiais avançados, como compósitos de matriz polimérica e ligas metálicas com propriedades de fadiga superiores. Estudos futuros poderiam se aprofundar na caracterização da fadiga nesses materiais, que possuem mecanismos de falha diferentes dos metais tradicionais. Além disso, a

investigação de estruturas biónicas e otimização topológica poderia levar a designs radicalmente novos, com melhor desempenho e menor peso.

Modelagem Multiescala: A análise atual de fadiga geralmente trata o material como um contínuo. Um passo adiante seria o uso de modelagem multiescala, que considera o comportamento em nível de microestrutura (grãos, inclusões), para prever a nucleação de trincas com maior precisão. Isso permitiria uma compreensão mais profunda da origem da falha e um desenvolvimento de materiais com resistência à fadiga superior.

Ensaios de Fadiga Acelerados: O desenvolvimento de metodologias de teste acelerado em laboratório que simulam de forma mais realista os ciclos de carga de alta frequência e alta amplitude, em vez de testes de frequência constante, permitiria uma validação física mais rápida e precisa dos modelos de previsão de vida útil.

Em conclusão, a análise de fadiga não é apenas uma formalidade de projeto, mas um campo de estudo dinâmico e essencial para a evolução da engenharia automotiva. O braço de suspensão serve como um excelente exemplo de como a teoria da resistência dos materiais se traduz em componentes que garantem a segurança e o desempenho de milhões de veículos em todo o mundo. A capacidade de prever a falha antes que ela aconteça é um dos maiores desafios e uma das maiores recompensas da engenharia moderna.

8 - Referências Bibliográficas

- BEER, F. P., & JOHNSTON, E. R. Mecânica dos Materiais. McGraw-Hill, São Paulo, 2015.
- DIETER, G. E. Mechanical Metallurgy. McGraw-Hill Book Company, New York, 1988.
- NORTON, R. L. Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada. Bookman, Porto Alegre, 2013.
- SURESH, S. Fatigue of Materials. Cambridge University Press, 1998.

Análise de Tensões em Asas de Aeronaves Submetidas a Cargas Aerodinâmicas: Estudo da Distribuição de Tensões e Deformações em Voo.

Arthur Duarte dos Santos

arthur.duarte@aluno.ifsp.edu.br

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

Gustavo Manzano Lopes

g.manzano@aluno.ifsp.edu.br

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

Resumo

Este artigo apresenta uma análise integrada da distribuição de tensões e deformações em asas de aeronaves de pequeno porte submetidas a cargas aerodinâmicas extremas. A metodologia segue o modelo de organização de Raymer, estruturado em quatro etapas de desenvolvimento: anteprojeto, conceitual, preliminar e detalhado. Os dados foram com base na equipe Taperá Baby, participantes da Competição SAE Brasil AeroDesign, envolvendo estudos aerodinâmicos, cargas, aeroelasticidade, estabilidade e estruturas. O emprego de métodos analíticos, simulações numéricas (ANSYS®, XFLR5 e MDSolids®) e ensaios físicos permitiu avaliar o comportamento estrutural da asa em voo crítico. Os resultados demonstraram que a estrutura atendeu aos requisitos de desempenho e segurança, operando com margens adequadas de fator de segurança.

Palavras-chave

Tensões em asas, Cargas aerodinâmicas, Deformações em voo, Aeroelasticidade, Anteprojeto, AeroDesign.

Abstract

This article presents an integrated analysis of stress and strain distribution in small aircraft wings subjected to extreme aerodynamic loads. The methodology follows Raymer's organizational model, structured in four development stages: preliminary design, conceptual, preliminary, and detailed. The data were based on the Taperá Baby team, participants in the SAE Brazil AeroDesign Competition, involving aerodynamic studies, loads, aeroelasticity, stability, and structures. The use of analytical methods, numerical simulations (ANSYS®, XFLR5, and MDSolids®), and physical tests allowed for

the evaluation of the wing's structural behavior in critical flight. The results demonstrated that the structure met the performance and safety requirements, operating with adequate safety factor margins.

Keywords

Wing stresses, Aerodynamic loads, Flight deformations, Aeroelasticity, Preliminary design, Aerodesign.

1 – Introdução

A análise estrutural de asas de aeronaves constitui um dos pilares fundamentais do projeto aeronáutico, pois garante simultaneamente o desempenho e a segurança em voo.

Sob condições de operação extremas, como manobras críticas, rajadas de vento ou sobrecargas durante decolagem e pouso, as asas são submetidas a esforços complexos de flexão, torção e cisalhamento.

A correta previsão e o controle desses efeitos são essenciais para evitar falhas estruturais, flambagens ou degradação aerodinâmica.

De acordo com Anderson (2010), a interação entre forças aerodinâmicas e estruturais é determinante na definição do comportamento global da aeronave, exigindo que o projeto da asa envolva não apenas considerações de desempenho, mas também análises detalhadas de tensões, deformações e estabilidade aeroelástica. Miranda (2019) reforça que o equilíbrio entre rigidez e leveza é a principal diretriz para estruturas eficientes, uma vez que o aumento da resistência deve ocorrer sem comprometer a relação peso/potência.

Assim, compreender o comportamento estrutural das asas não se limita ao dimensionamento de componentes, mas à análise integrada das respostas aeroelásticas e da capacidade de dissipar cargas dinâmicas.

Para este estudo, adotou-se o modelo de desenvolvimento proposto por Raymer (2012), dividido em quatro etapas progressivas — anteprojeto, conceitual, preliminar e detalhada —, o que permite uma evolução sistemática desde a definição de requisitos até a validação experimental do projeto. Essa abordagem, amplamente aplicada em projetos de engenharia aeronáutica, possibilitou o desenvolvimento e a análise da asa do projeto Taperá Baby de forma consistente e multidisciplinar.

A análise estrutural de asas de aeronaves constitui um dos pilares para garantir tanto o desempenho quanto a segurança em voo.

Isso ocorre porque, sob condições de operação extremas, como manobras críticas, rajadas de vento e situações de sobrecarga, as asas ficam submetidas a esforços complexos de flexão, torção e

cisalhamento, além de deformações que, se não forem corretamente previstas, podem comprometer a integridade global da aeronave.

Assim, compreender o comportamento estrutural das asas não se limita apenas ao dimensionamento de componentes, mas envolve também a avaliação da resposta aeroelástica, da distribuição de tensões e da capacidade de dissipar cargas dinâmicas ao longo de sua envergadura.

Para guiar este estudo, foi adotado o modelo de desenvolvimento de projeto proposto por Raymer, amplamente utilizado em projetos aeronáuticos acadêmicos e industriais.

Esse modelo organiza o processo em quatro etapas progressivas que são: anteprojeto, conceitual, preliminar e detalhado, permitindo uma evolução gradual desde a definição de requisitos básicos até a validação experimental da estrutura.

2 – Modelo de Desenvolvimento Segundo Raymer

Conforme citado, foi adotado o modelo de desenvolvimento de projeto proposto por Raymer, amplamente utilizado em projetos aeronáuticos acadêmicos e industriais.

2.1 - Etapa de Anteprojeto

O anteprojeto corresponde à etapa inicial de definição de requisitos e objetivos, servindo como base para todas as fases subsequentes do desenvolvimento.

No caso da equipe Taperá Baby, a principal meta foi projetar uma asa capaz de suportar cargas aerodinâmicas extremas durante as missões competitivas, garantindo baixo peso estrutural, alta eficiência aerodinâmica e resistência mecânica suficiente para atender às normas da SAE Brasil AeroDesign. Os requisitos principais estabelecidos pela equipe diante a análises quantitativas foram:

Velocidade de estol $\leq 12 \text{ m/s}$: assegura que a aeronave possa operar de forma estável em baixas velocidades, condição essencial para decolagem e pouso em pistas curtas e para voo seguro durante manobras críticas.

Velocidade de mergulho $\geq 29 \text{ m/s}$: representa o limite superior de operação da aeronave, garantindo resistência estrutural frente a manobras agressivas e rajadas de vento sem ocorrência de falhas.

Deformação máxima admissível $\leq 100 \text{ mm na ponta da asa}$: limite estabelecido para garantir rigidez estrutural, eficiência aerodinâmica e prevenção de efeitos aero elásticos indesejados, como divergência ou perda de efetividade dos comandos de voo.

Esses requisitos funcionaram como critérios de referência para as análises aerodinâmicas, estruturais e de estabilidade, orientando o processo de seleção de perfis, dimensionamento da longarina e verificação experimental dos protótipos.

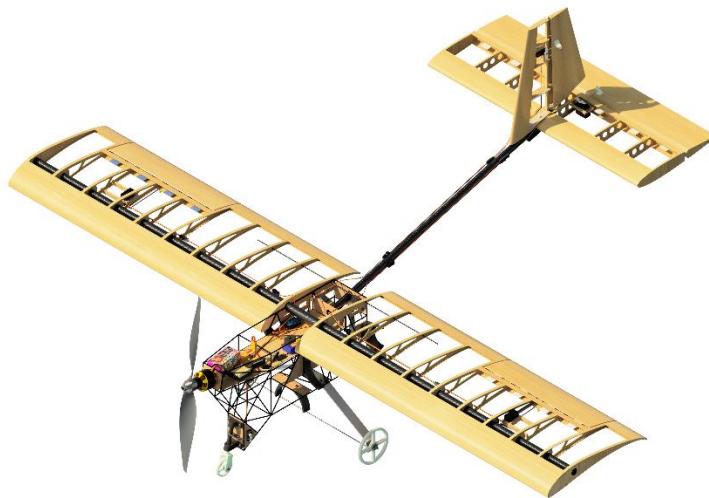


Figura 1 – Aeronave Beluga – Projeto 2025.

2.2 Etapa Conceitual

Nesta fase, conforme o modelo de desenvolvimento proposto por Raymer (2012), buscou-se a convergência entre eficiência aerodinâmica e resistência estrutural. O perfil S1223 foi selecionado por apresentar elevado coeficiente de sustentação máximo ($CL_{máx} = 2,27$), comportamento previsível em baixos números de Reynolds ($Re \approx 3 \times 10^5$) e boa estabilidade longitudinal, conforme recomendações de Anderson (2010) para asas de pequeno porte. Essa escolha garante operação segura em velocidades de estol reduzidas e melhora o desempenho em regimes de baixa potência, típicos das missões competitivas da equipe.

A partir dos princípios apresentados por Luiz Eduardo Miranda (2019), definiu-se o uso de uma longarina híbrida, com mesas em fibra de carbono e alma em balsa e compensado, permitindo combinar alto módulo de Young ($E = 50$ GPa) com baixo peso específico ($\rho \approx 160$ kg/m³). Essa configuração assegura boa rigidez à flexão e resistência ao cisalhamento, reduzindo deflexões sob carga e garantindo compatibilidade entre materiais distintos por meio do fator de transformação de rigidez (E_1/E_2). Assim, a etapa conceitual estabeleceu a base para o dimensionamento mecânico e as simulações estruturais de etapas posteriores.

A sustentação foi estimada a partir da equação clássica:

$$L = \frac{1}{2} \rho V^2 S C_L \quad (1)$$

onde: L é a sustentação (N), ρ é a densidade do ar (kg/m^3), V é a velocidade de voo (m/s), S é a área de asa projetada (m^2) e C_L é o coeficiente de sustentação adimensional.

Com a aplicação da equação, foi possível determinar a carga básica que a asa deveria resistir, levando em conta os limites de velocidade previstos no anteprojeto. A análise em nível conceitual também definiu a configuração da longarina principal, projetada em material híbrido (fibra de carbono combinada com madeira balsa/compensado), buscando o equilíbrio entre rigidez estrutural e baixo peso.

Essa etapa teve papel essencial para nortear os cálculos preliminares de carga, além de orientar o compromisso entre massa, desempenho aerodinâmico e resistência mecânica, que fundamentariam as fases seguintes de detalhamento do projeto.

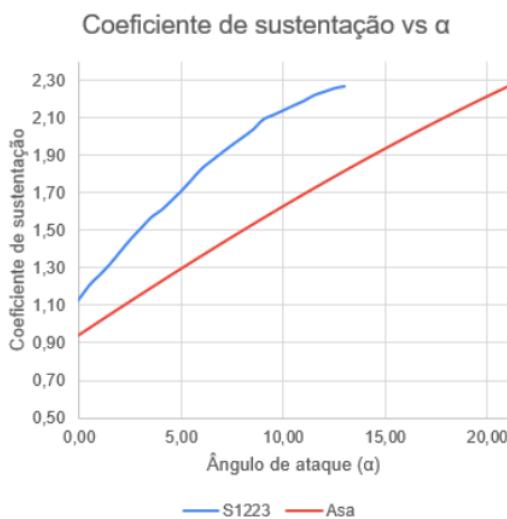


Figura 2 – Curva de sustentação $C_L \times \alpha$ do perfil aerodinâmico S1223.

2.3 - Etapa Preliminar

Seguindo a metodologia descrita por Anderson (2010) e Miranda (2019), a etapa preliminar teve como foco a modelagem dos esforços internos que surgem na asa sob diferentes condições de voo. O diagrama v–n foi elaborado para determinar os fatores de carga limites sob manobras positivas, negativas e rajadas, definindo o envelope estrutural de voo. Essa ferramenta permite associar o desempenho aerodinâmico aos limites mecânicos da estrutura.

A distribuição de sustentação foi obtida pelo método de Schrenk, combinando a distribuição elíptica teórica e a real geométrica da asa, conforme práticas descritas por Raymer (2012). A partir dessa carga distribuída, foram determinados o esforço cortante $Q(x)$ e o momento fletor $M(x)$ ao longo da semi-

envergadura, considerando as condições de contorno de apoio engastado na raiz e ponta livre, típicas de uma asa em balanço. Com base na teoria clássica de vigas, aplicou-se:

$$\sigma = (M \cdot y) / I \quad (2)$$

onde σ é a tensão normal, M o momento fletor máximo, y a distância da linha neutra até a superfície externa da seção transversal da longarina e I o momento de inércia da seção transversal da longarina. Essa formulação foi validada pela Lei de Hooke ($\sigma = E \cdot \epsilon$) para garantir que as deformações permanecessem dentro do regime elástico do material.

Os resultados apontaram que os maiores momentos fletores ocorrem na raiz da asa ($M_{max} = 85,32 \text{ N}\cdot\text{m}$), enquanto os esforços decrescem em direção à ponta, comportamento típico de estruturas em balanço, se comportando como barra engastada. O dimensionamento preliminar da longarina garantiu margens adequadas de fator de segurança (>3), corroborando a escolha de materiais e geometria.

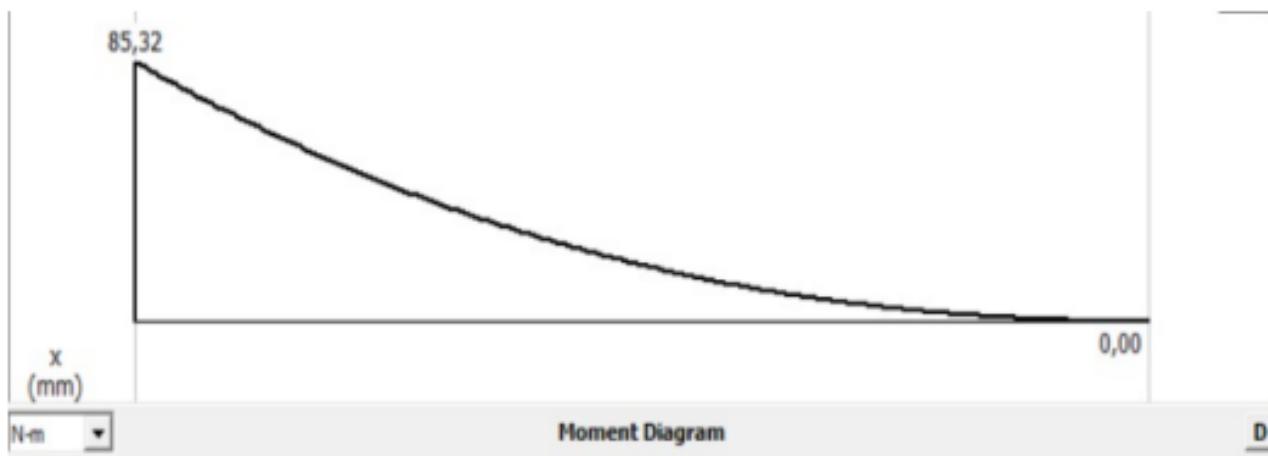


Figura 3 – Digrama de momento fletor.

Conforme ilustrado nas Figura 3, os esforços mais elevados ocorrem na raiz da asa, área em que a estrutura já é dimensionada com maior robustez. O valor máximo de momento fletor encontrado foi de 85,32 N·m.

Quando convertido em tensão normal, levando em conta a geometria da seção da longarina e o momento de inércia correspondente, esse valor apresentou-se muito abaixo da resistência à tração do material, de 377 Mpa. Tal resultado evidencia que a estrutura permanece dentro dos limites de segurança estabelecidos.

Nesta fase, os modelos teóricos foram aplicados com o objetivo de estimar as cargas atuantes e os esforços internos na estrutura da asa. Logo, o próximo passo consistiu na construção do diagrama $v-n$, ferramenta essencial para avaliar a resposta da aeronave a manobras e rajadas de vento. Esse diagrama relaciona a velocidade de voo com o fator de carga, permitindo identificar as condições críticas de operação e delimitar o envelope de voo seguro da aeronave.

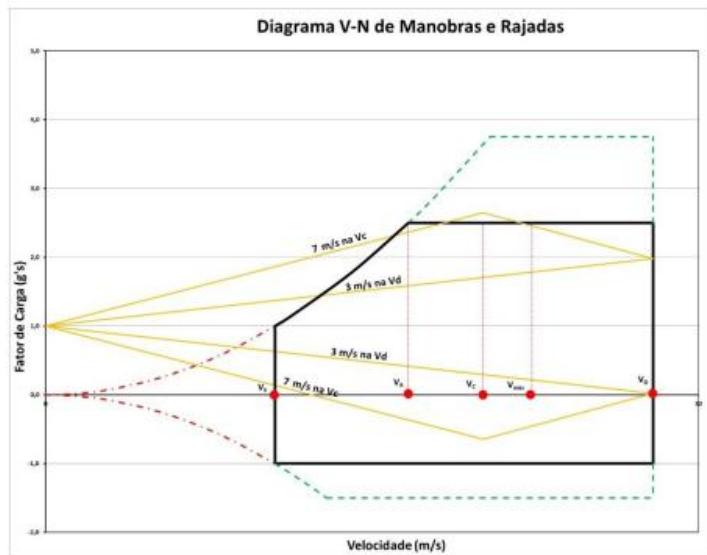


Figura 4 – Diagrama $v-n$.

2.4 – Etapa Detalhada

A etapa detalhada consistiu na validação numérica e experimental do modelo estrutural. As simulações no ANSYS® foram conduzidas utilizando elementos finitos 3D (Solid186), com condições de contorno representando engastamento na raiz e pressão distribuída no extradorso e intradorso. As propriedades de material seguiram os parâmetros experimentais da equipe, com $E_{fibra} = 50$ GPa, $E_{balsa} = 0,25$ GPa, $\nu = 0,3$ e $\rho = 160\text{--}1600$ kg/m³, conforme Miranda (2019).

Os resultados indicaram deformação máxima de 26,35 mm, valor compatível com o limite de projeto (≤ 100 mm), e tensão de Von Mises máxima de 94,7 MPa, inferior à tensão de escoamento (377 MPa), assegurando fator de segurança $FS \approx 3,9$. A distribuição das tensões principais demonstrou comportamento linear ao longo da longarina, confirmando a hipótese de flexão pura.

Complementarmente, o ensaio de flexão realizado com base no método de Schrenk apresentou deslocamentos experimentais próximos aos valores simulados, com variação atribuída às imperfeições geométricas e à rigidez local dos apoios. O gráfico força × deslocamento apresentou comportamento linear até o limite de carga, caracterizando regime elástico conforme a Lei de Hooke.

Essa etapa consolidou a correlação entre os métodos analítico, numérico e experimental, assegurando que a estrutura da asa mantém integridade e rigidez suficientes para suportar as condições críticas de voo.

A validação do projeto foi realizada por meio de simulações numéricas no software ANSYS®, com o objetivo de avaliar o comportamento estrutural da asa sob carregamento. As figuras a seguir apresentam os principais resultados obtidos, como deformações e tensões internas, permitindo verificar se os esforços permanecem dentro dos limites admissíveis do material utilizado.

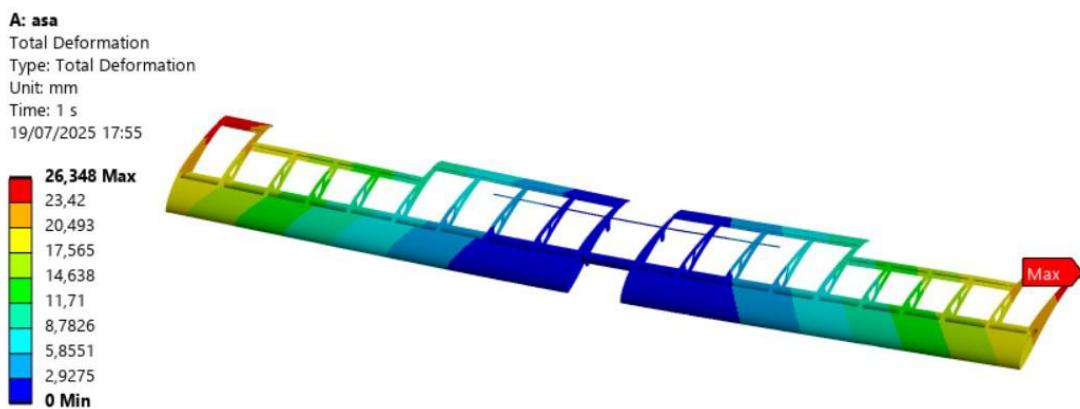


Figura 5 - Deformação.

A Figura 5 ilustra a deformação total da asa sob carregamento estático, evidenciando um deslocamento máximo de cerca de 26,35 mm nas extremidades. Esse comportamento demonstra que a estrutura responde conforme o esperado, apresentando maior flexibilidade nas pontas e menor deslocamento próximo à raiz. Essa análise é fundamental para avaliar a rigidez da asa e assegurar que a deformação permaneça dentro de limites aceitáveis, prevenindo falhas estruturais e comprometimento do desempenho aerodinâmico.

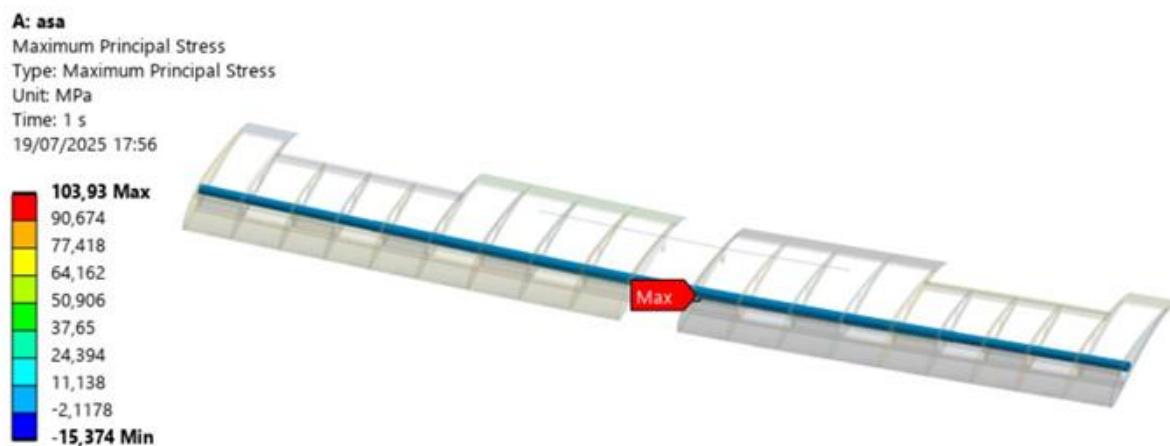


Figura 6 – Tensões principais.

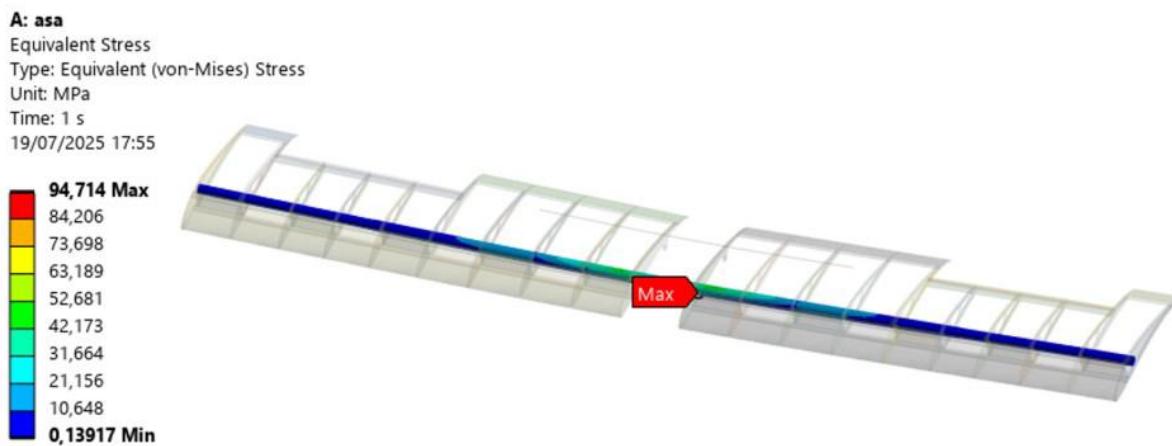


Figura 7 - Tensões de Von Misses.

Os resultados da simulação estrutural da longarina da asa estão ilustrados nas Figuras 6 e 7, que apontam as regiões de maior solicitação sob a carga aplicada. A Figura 6 apresenta a distribuição das tensões principais máximas, com pico de 103,93 MPa, enquanto a Figura 7 exibe as tensões equivalentes de Von Mises, cujo valor máximo foi de 94,71 MPa. Como ambos os resultados se encontram muito abaixo da resistência à tração do material (377 MPa), conclui-se que, mesmo nas áreas críticas, a estrutura mantém margens adequadas de segurança. Assim, os dados obtidos comprovam que a longarina está dimensionada para suportar os esforços impostos, garantindo a validação do projeto do ponto de vista estrutural.

Na fase final, os cálculos foram confirmados por meio de simulações numéricas, utilizando a equação do fator de segurança. O valor obtido foi de 3,63, conforme demonstrado nos cálculos a seguir: O fator de segurança foi obtido pela relação:

$$FS = \frac{\sigma_{\text{limite}}}{\sigma_{\text{aplicada}}} \quad (3)$$

$$FS = \frac{377}{103,93} \approx 3,63$$

σ_{limite} : tensão limite do material (escoamento/ruptura).

σ_{aplicada} : tensão atuante na estrutura.

O ensaio mecânico de flexão foi conduzido com base no método de Schrenk, ilustrado na Figura 8, considerando a condição mais crítica de carregamento da aeronave, correspondente ao peso máximo de decolagem (MTOW - Maximum Takeoff Weight).

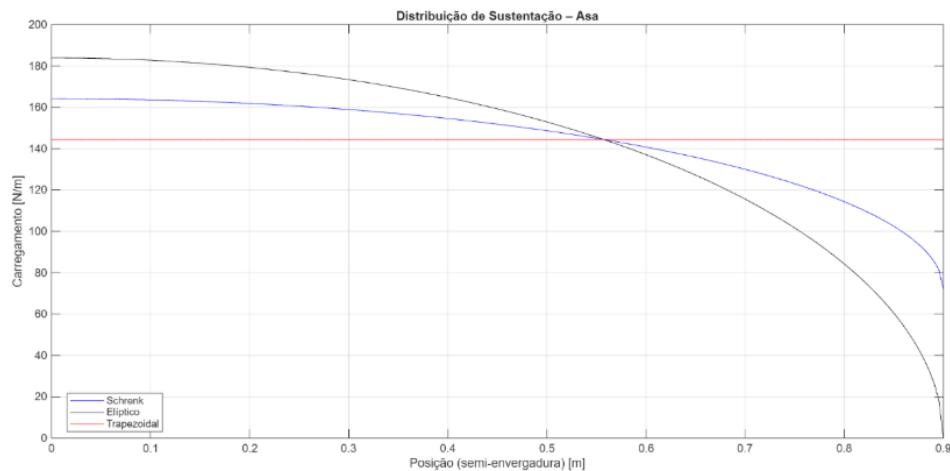


Figura 8 - Diagrama de Schrenk da Asa

O Diagrama apresentado tem como objetivo demonstrar a distribuição de cargas ao longo de uma área móvel, sendo neste caso uma meia Asa; ademais, este gráfico apresenta as áreas de maiores esforços de cargas, tendo a nervura da raiz como maior e menor da ponta. Portanto, para cálculo das mesmas é feito pelo subsistema Cargas e Aeroelasticidade um algoritmo que plota este gráfico com auxílio do software MatLab.

Diante dos esforços de cargas feitos e plotados, foi feito pela equipe pelo subsistema Estruturas e Ensaios uma validação com ensaios obtendo dados de forma qualitativa e prática, para garantir uma rigidez nas junções e no conjunto estudado.

Para a execução do ensaio, a fuselagem foi posicionada invertida, permitindo a aplicação das cargas no intradorso da asa. Uma linha de referência foi fixada ao longo do bordo de ataque da fuselagem, sendo utilizada para medir os deslocamentos correspondentes a cada carga aplicada. As cargas foram aplicadas em intervalos de 100 mm, seguindo a distribuição definida pelo gráfico obtido previamente.

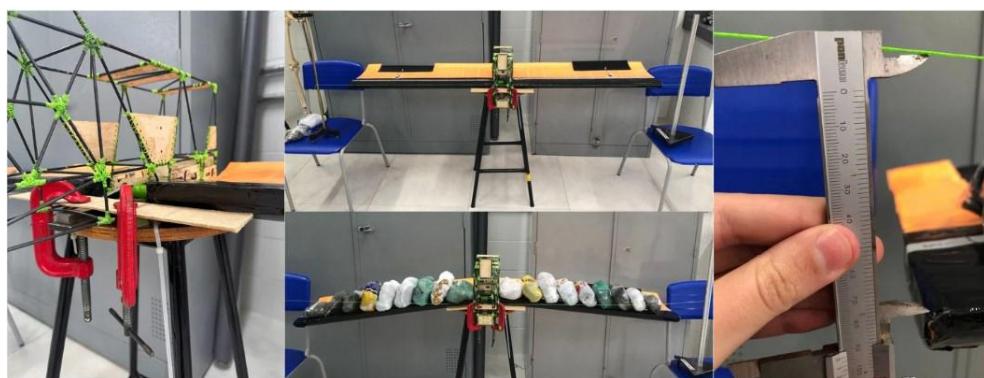


Figura 9 - Etapas do Ensaio de flexão

Com os deslocamentos registrados em função das cargas aplicadas, elaborou-se o gráfico que representa a rigidez estrutural da asa.

Tabela 1 – Rigidez da Asa.

Rigidez Asa Carga	
Carga (kg)	Deslocamento (mm)
0	0
1,62	8
3,22	12
4,8	18,3
6,35	27,9
7,85	34
9,27	49
10,62	64
11,72	75
12,49	93

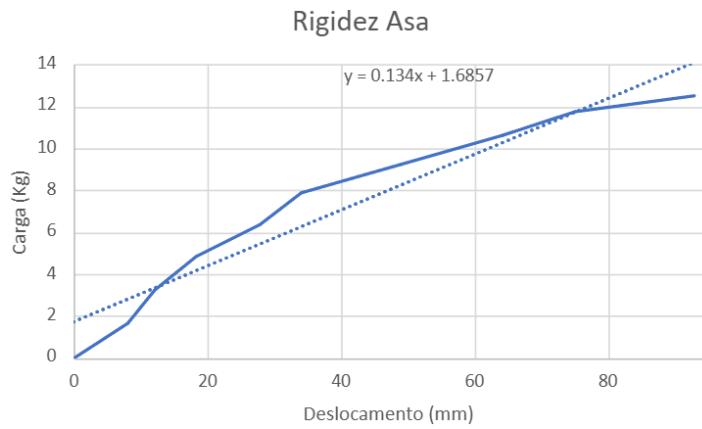


Figura 10 - Gráfico de rigidez da asa.

Utilizando os dados da Tabela 1. determinou-se a relação entre força aplicada e deslocamento vertical na ponta da semi-asa. Essa análise possibilitou avaliar o comportamento elástico da asa e estimar sua rigidez média, calculada a partir do coeficiente angular da reta de tendência ajustada ao gráfico. A

rigidez da estrutura foi estimada em aproximadamente 1,31 N/mm, assumindo comportamento elástico linear.

Ao comparar os resultados do dimensionamento analítico, da simulação numérica e do ensaio físico, observou-se que o deslocamento máximo foi de 26 mm na simulação, 93 mm no ensaio e 91,268 mm no cálculo analítico sob cargas equivalentes.

Apesar do maior deslocamento registrado no ensaio físico, não houve falhas estruturais, rupturas, flambagem ou escoamento do material, mantendo a integridade da asa. As diferenças entre os resultados podem ser explicadas por fatores de montagem, condições reais de ensaio e simplificações do modelo computacional.

Considerando a tensão de escoamento do material (377 MPa) e a tensão equivalente de Von Mises máxima da simulação (94,714 MPa), foi calculado um fator de segurança de cerca de 3,98. Esse valor evidencia que a estrutura está dentro de limites seguros, garantindo que, mesmo com variações de carregamento ou pequenas diferenças na fabricação, a aeronave mantém integridade estrutural e está apta para operar conforme previsto pelo projeto.

3 – Discussão

A metodologia de desenvolvimento adotada segundo Raymer (2012) mostrou-se eficaz para organizar as etapas de concepção, dimensionamento e validação estrutural da asa. A integração entre análise analítica, simulação numérica e ensaio experimental permitiu obter uma visão abrangente do comportamento da estrutura em voo crítico.

Os resultados mostraram coerência entre os métodos empregados. Conforme Miranda (2019), pequenas discrepâncias entre os resultados teóricos e experimentais são esperadas, pois as simplificações adotadas nos modelos computacionais não reproduzem integralmente as condições de contorno reais e as imperfeições de montagem. Ainda assim, os deslocamentos e tensões observados permaneceram dentro das margens de segurança determinadas.

A deformação máxima observada (≈ 26 mm) mostrou-se coerente com a prevista teoricamente, e as tensões obtidas (94,7 MPa) ficaram bem abaixo da tensão de escoamento do material (377 MPa), garantindo um fator de segurança superior a 3,5. Isso confirma o comportamento elástico linear descrito pela Lei de Hooke, validando a suposição de que o conjunto estrutural trabalha sem ultrapassar o limite proporcional do material.

A comparação entre simulação e ensaio físico demonstrou que a estrutura da asa apresenta comportamento previsível e estável sob cargas críticas, reforçando a eficiência do conceito híbrido (fibra de carbono + balsa/compensado). Essa compatibilização de materiais, conforme apontado por Anderson

(2010), é fundamental para garantir que as deformações relativas se mantenham compatíveis e que a distribuição de tensões ao longo da longarina ocorra de forma equilibrada. Assim, o conjunto estrutural mostrou-se adequado para operação segura e eficiente em missões de competição e voo real.

O método de desenvolvimento adotado segundo Raymer provou-se altamente eficaz no planejamento e execução do projeto da asa. A etapa de anteprojeto permitiu estabelecer requisitos objetivos e consistentes, fundamentais para orientar todas as fases da engenharia. Na fase conceitual, as decisões sobre perfis aerodinâmicos e materiais foram tomadas de forma criteriosa, conciliando desempenho com resistência estrutural. A fase preliminar permitiu detalhar as cargas críticas ao longo da asa e fornecer dados essenciais para o dimensionamento estrutural. Finalmente, a etapa de detalhamento confirmou, por meio de simulações e ensaios experimentais, que a estrutura opera com margem de segurança adequada.

As divergências entre resultados computacionais e ensaios físicos são naturais, devido às simplificações dos modelos numéricos e às condições reais de teste. No entanto, essas diferenças não comprometem a confiabilidade estrutural do projeto, que se mostrou capaz de atender às exigências operacionais da aeronave de forma segura.

4 – Conclusões

A aplicação do modelo de desenvolvimento proposto por Raymer (2012) resultou em uma abordagem sistemática e eficiente para o projeto estrutural da asa. Cada fase — do anteprojeto à validação final — contribuiu de forma integrada para alcançar um equilíbrio entre desempenho, rigidez e segurança estrutural.

Os resultados demonstraram que a asa desenvolvida pela equipe Taperá Baby atende plenamente aos requisitos aerodinâmicos e mecânicos estabelecidos. O uso de materiais compostos híbridos (fibra de carbono e balsa/compensado) proporcionou excelente relação resistência/peso, conforme os princípios de Miranda (2019), e permitiu a obtenção de margens de segurança adequadas frente às condições críticas de voo.

A combinação entre métodos analíticos, simulações via elementos finitos (ANSYS®) e ensaios experimentais possibilitou uma validação robusta do modelo, mostrando boa correlação entre teoria e prática. Segundo Anderson (2010), essa integração multidisciplinar é essencial para projetos aeronáuticos modernos, garantindo que a estrutura mantenha integridade e eficiência mesmo sob carregamentos complexos.

Conclui-se, portanto, que o projeto da asa analisada cumpre os requisitos de segurança e desempenho, apresentando comportamento estrutural compatível com o esperado para aeronaves de

pequeno porte. A metodologia empregada e os resultados obtidos reforçam a importância da análise integrada entre aerodinâmica e estruturas na engenharia aeronáutica contemporânea.

A utilização do modelo de desenvolvimento proposto por Raymer possibilitou uma abordagem organizada e gradual no projeto da asa, garantindo que cada fase — do anteprojeto à validação final — contribuísse de forma integrada para a robustez e eficiência da solução adotada. A aeronave desenvolvida pela equipe Taperá Baby atendeu plenamente aos requisitos aerodinâmicos e estruturais, operando com margens de segurança adequadas mesmo em condições críticas de voo.

A integração de métodos analíticos, simulações computacionais e ensaios experimentais reforçou a confiabilidade do projeto, evidenciando a importância da colaboração entre diferentes disciplinas da engenharia aeronáutica. Essa abordagem multidisciplinar não apenas aumentou a precisão dos resultados, como também permitiu uma avaliação abrangente do comportamento estrutural da asa em situações reais de operação. Os resultados confirmam a viabilidade técnica do projeto e sua prontidão para aplicação em contextos competitivos e operacionais.

5 – Referências

- ANDERSON, JOHN. D. *Fundamentals of Aerodynamics*. McGraw-Hill, 2010.
- RAYMER, D. P. *Aircraft Design: A Conceptual Approach*. AIAA, 2012.
- Relatórios Técnicos da Equipe Taperá Baby 207 - *Aerodinâmica, Cargas e Aeroelasticidade, Estabilidade e Controle, Estruturas e Ensaios Estruturais*.
- RODRIGUES, LUIZ EDUARDO MIRANDA JOSÉ., Fundamentos da Engenharia Aeronáutica, 1^a Ed, Cengage Learning, São Paulo.

Investigação da Ruptura de Eixos de Transmissão Automotiva.

Amanda Bernardes Zotte

amanda.zotte@aluno.ifsp.edu.br

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

João Pedro Blagitz Ravache

b.ravache@aluno.ifsp.edu.br

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

Resumo

O presente artigo tem como objetivo investigar as principais causas de fratura por fadiga em eixos de transmissão automotiva. A fadiga é o principal modo de falha para estes componentes críticos, ocorrendo sob carregamentos cílicos e resultando em rupturas que podem comprometer a segurança e a funcionalidade do veículo. Para a análise, foi empregado o Método de Elementos Finitos (MEF) por meio de softwares de engenharia assistida por computador (CAE), como *Autodesk Fusion 360*. A metodologia consistiu na modelagem tridimensional de um eixo de transmissão, seguida pela simulação de condições de carregamento realistas. Os resultados obtidos permitem diagnosticar as geometrias mais críticas e fornecem uma base para a otimização do projeto, visando aumentar a resistência à fadiga e prevenir falhas prematuras.

Palavras-chave

Fadiga, Elementos Finitos, Ruptura, Engenharia Assistida.

Abstract

This study investigates the main causes of fatigue fracture in automotive transmission shafts, a critical failure mode that occurs under cyclic loading and compromises both safety and functionality. The Finite Element Method (FEM) was applied using computer-aided engineering (CAE) software, specifically *Autodesk Fusion 360*. The methodology involved three-dimensional modeling of a transmission shaft followed by simulations under realistic loading conditions. The results highlight the most critical geometries and provide a foundation for design optimization aimed at improving fatigue resistance and preventing premature failures.

Keywords

Fatigue, Finite Elements, Rupture, Computer-Aided Engineering.

1 – Introdução

Este artigo apresenta uma investigação aprofundada sobre as causas de fratura por fadiga em eixos de transmissão automotiva, um tema de importância crítica para a segurança e confiabilidade de veículos e sistemas mecânicos. O estudo utiliza o Método dos Elementos Finitos (MEF) para simular e analisar o comportamento desses componentes sob carregamentos cíclicos, identificando pontos de falha.

1.1 - Eixo de Transmissão

Eixo de transmissão são componentes mecânicos vitais, utilizados vastamente em equipamentos que necessitam de transferência do movimento de rotação, torque e momento fletor. No contexto automotivo, sua função é conduzir a potência gerada pelo motor e gerenciada pela caixa de câmbio até as rodas motrizes (recebem a força do motor e convertem em movimento), impulsionando o veículo. (Heliar, 2025).

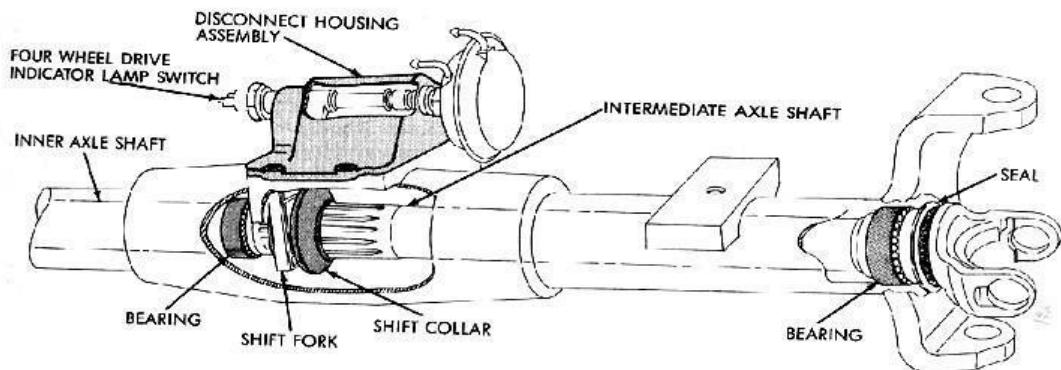


Figura 1 – Eixo de Transmissão – (Fonte: Mayank Sehdev 2025, The basics of transmission).

A sua aplicação varia dependendo do sistema de tração do veículo. Em carros com tração traseira (RWD) e integral, o eixo de transmissão, também conhecido como eixo cardan, conecta a caixa de câmbio ao diferencial traseiro. Por outro lado, em veículos de tração dianteira (FWD), a função de transmitir a força do diferencial para as rodas é realizada pelos semieixos.

Estão sujeitos a tensões cíclicas de torção, devido à transmissão de torque, e de flexão, resultante do peso dos componentes e das reações dinâmicas da suspensão. A natureza de seu meio torna-o particularmente suscetível às falhas por fadiga. A integridade estrutural de um eixo é de suma importância para a operação segura e confiável do veículo, e sua falha pode ter consequências graves.

1.2 - Objetivo

O objetivo central do presente artigo é investigar as principais causas de falha por fadiga em eixos de transmissão automotiva, utilizando simulações computacionais. A metodologia se concentra em analisar e comparar os resultados virtuais, obtidos com o Método dos Elementos Finitos (MEF), para identificar as geometrias mais críticas e os principais pontos de falha.

2 - Fundamentação Teórica

A análise de falha por fadiga requer uma compreensão dos princípios de resistências dos materiais e mecânica. Esta seção apresenta o embasamento teórico que auxilia a metodologia de simulação utilizada.

2.1 - Fadiga de Materiais

Fadiga de materiais é um processo que leva a falha mecânica local, causado por um carregamento alternado, variável, e geralmente de valor muito abaixo do que uma carga estática que leva a ruptura. (ARAUJO, Eduardo 2025). O processo de falha por fadiga se desenvolve em três fases distintas:

Iniciação da Trinca: Ocorre em pontos de concentração de tensão, frequentemente na superfície do material. O acúmulo de dano cíclico leva à formação de microfissuras.

Propagação Estável da Trinca: A microfissura cresce de forma gradual e estável a cada ciclo de carregamento. As superfícies de fratura desta fase frequentemente apresentam "marcas de praia", indicando o crescimento progressivo da fissura.



Figura 2 – Falha por Fadiga. *Fonte: Inspeção de Equipamentos (2014).*

Fratura Final Catastrófica: Quando a trinca atinge uma dimensão crítica, a seção restante do componente não é mais capaz de suportar o carregamento, resultando em uma ruptura súbita e completa.

Outro fator determinante na indicação da fadiga é a concentração de tensão. Notável pela descontinuidade da geometria e acúmulo de material. Efeito pode ser quantificado pelo Fator de Concentração de Tensão (K_t).

2.2 - Dano Cumulativo: Regra de Palmgren-Miner

Em cenários do mundo real, os componentes não são submetidos a uma amplitude de tensão constante, mas sim a um histórico de carregamento com amplitudes variáveis. De acordo com Ariduru (2004), a vida de fadiga de um elemento pode ser estimada utilizando a regra de Palmgren-Miner em conjunto com um método de contagem de ciclos. (MORAWSKI, Alexandre 2013).

Podendo ser quantificado pelo fator (B), o fator de utilização é calculado pela seguinte equação:

$$B = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (1)$$

Onde n_i é o número de ciclos aplicados a uma tensão alternada S_i , e N_i é o número de ciclos necessários para causar falha sob a mesma tensão S_i (obtido da curva S-N).

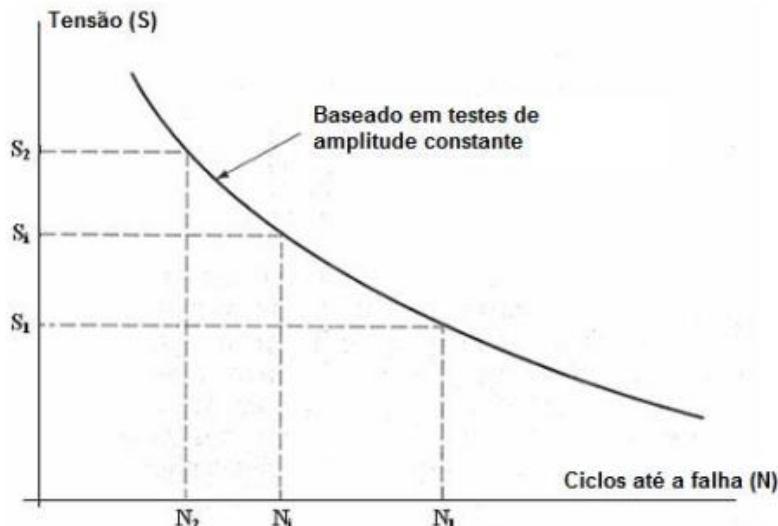


Figura 3 - Curva S-N de amplitude constante. Fonte: Modificado de Ariduru (2004)

2.3 - Propagação de Trincas: Lei Paris-Erdogan

A Lei Paris-Erdogan analisa propriamente a fase de propagação de trinca. Relacionando a taxa de crescimento da trinca (da/dN) com a variação de intensidade de tensão (ΔK) no ponto, por meio da equação:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^n \quad (2)$$

onde, a é o comprimento da trinca, N é o número de ciclos, e C e n são constantes do material.

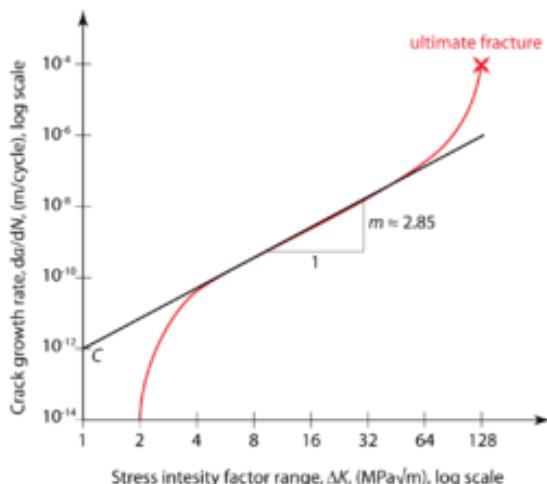


Figura 4 - Curva da taxa de crescimento da trinca. Fonte: Wikipédia (2025)

2.4 - Método dos Elementos Finitos

O método propõe que o número infinito de variáveis desconhecidas, sejam substituídas por um número limitado de elementos de comportamento bem definido. Essas divisões podem apresentar diferentes formas, tais como a triangular, quadrilateral, entre outras, em função do tipo e da dimensão do problema. (Mirlisenna, Giuseppe, 2016). As principais vantagens do MEF incluem:

- Prever o comportamento de estruturas antes de sua fabricação;
- Analizar com precisão as tensões, deformações e deslocamentos;
- Identificar pontos de concentração de tensão e prever falhas estruturais, incluindo a previsão da vida em fadiga.

3 - Materiais e Métodos

A análise apresentada neste estudo baseou-se na caracterização de materiais com a simulação numérica por (MEF). Para a análise, a definição correta do material foi crucial para evitar resultados falsos que invalidariam o estudo.

3.1 - Etapas da Pesquisa

O desenvolvimento do projeto foi realizado em etapas sequenciais para garantir a validação e a confiabilidade dos dados e informações apresentados. As etapas foram:

Levantamento Bibliográfico e Revisão Teórica: Inicialmente foi conduzido um estudo sobre fadiga e ponto de ruptura de eixo de transmissão e suas limitações, bem como seus principais causadores. Este levantamento orientou a escolha do eixo e a metodologia de testes.

Definição do Sistema: O software de modelagem 3D, Autodesk Fusion 360, foi selecionado para criar o modelo do eixo de transmissão do veículo Honda GL.

Montagem Preliminar e Testes com Auxílio de Softwares: Os primeiros experimentos foram realizados utilizando o software Fusion 360. Esse experimento passou por um processo de simulação de fadiga de (MEF).

Comparação entre Dados Extraídos por Auxílio de Softwares: Nesta fase, os dados extraídos pela simulação de (MEF) foram comparados entre si.

3.2 - Propriedades do Material

O material selecionado para a análise foi o aço SAE 4140, uma liga de cromo-molibdênio amplamente utilizada na indústria automotiva e de construção mecânica para componentes de alta responsabilidade, como eixos e engrenagens.

A escolha do material é justificada pela sua vasta aplicação no mundo automotivo, especialmente em componentes submetidos a altos esforços. Seu teor de cromo, fornece boa penetração da dureza. O carbono fornece a resistência mecânica, permitindo suportar altas tensões sem deformações plásticas. O molibdênio garante uma boa resistência à fadiga e fratura. O manganês, por sua vez, reforça a tenacidade, aumentando a resistência de choques mecânicos.

Essas características são fundamentais para o bom desempenho de eixos de transmissão e garantir a maior confiabilidade nas análises realizadas no Fusion 360. (Aço Nobre, 2025).

As características que o tornam particularmente adequado incluem:

Alta Resistência Mecânica: Capacidade de suportar elevados níveis de tensão sem escoamento ou fratura.

Boa Tenacidade: Habilidade de absorver energia e resistir à propagação de trincas, especialmente sob cargas de impacto.

Elevada Resistência à Fadiga: Durabilidade superior sob carregamentos cíclicos, que é o principal modo de falha para eixos de transmissão.

Boa Temperabilidade: Permite obter uma microestrutura martensítica de alta dureza e resistência em seções transversais de maior espessura através de tratamento térmico de têmpera e revenido.

O conjunto apresentado trabalhando em união, torna-o ideal para sua aplicação no meio automotivo para seu uso em eixos de transmissão.

Tabela 1: Propriedades Mecânicas do Aço SAE 4140 (Condição Temperada e Revenida).

Propriedades	Valores
Densidade (ρ)	7750 kg/m ³
Gravidade Específica	7.75
Coeficiente de Poisson (v)	0.29
Limite de Escoamento (S _y)	986 MPa
Limite de Resistência à Tração (UTS)	1075 MPa
Resistência à fadiga (S _e)	~500 - 650 MPa

Nota: o Limite de Resistência à Fadiga não passa de uma aproximação, que será explorada mais a fundo nas seções futuras.

3.3 - Cálculo de Grandezas

Para validar os resultados na simulação (CAE), será realizado os cálculos das principais grandezas que definem o comportamento do eixo. Esta etapa estabelece base teórica para analisar as tensões e prever o ponto de falha por meio de fadiga.

Massa Específica (ρ): A massa específica é a relação entre a massa de um material e o volume que ele ocupa. Ela indica quão compacto o material, dado por:

$$\rho = \frac{\text{massa}}{\text{volume}} \quad (3)$$

Peso Específico: O peso específico pelo produto entre a massa específica de um objeto e a aceleração da gravidade. É uma medida adimensional, dada por:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (4)$$

Coeficiente de Poisson (v): O coeficiente de Poisson é uma propriedade elástica que descreve como um material se deforma. É uma medida adimensional, dada por:

$$v = -\frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_L} \quad (5)$$

Limite de Escoamento (S_y): O limite de escoamento é a tensão na qual um material começa a se deformar plasticamente (permanentemente). Este valor é obtido experimentalmente em um ensaio de tração que consiste em aplicar uma força de tração crescente a um corpo numa máquina de ensaio, até que este comece a变形ar-se permanentemente ou plasticamente.

Limite de Resistência à Tração (UTS): O limite de resistência à tração é a tensão máxima que o material pode suportar antes de começar a "estripar" e eventualmente fraturar. Assim como o limite de escoamento, é um valor obtido em um ensaio de tração onde uma amostra do material é esticada até quebrar, enquanto uma máquina mede a força aplicada e a deformação resultante.

Resistência à Fadiga (S_e): A resistência à fadiga é a capacidade de um material de resistir a cargas cíclicas repetidas. É obtida através de ensaios de fadiga, onde uma amostra do material é submetida a ciclos de carga (aplicando e removendo força repetidamente) até que a falha ocorra. A máquina registra a quantidade de ciclos que a amostra suporta sob uma determinada tensão antes de quebrar.

3.4 - Modelagem 3D e Geração de Malha

O uso do software para modelagem e simulação do eixo de transmissão é uma etapa crucial da metodologia, pois permite a análise de tensões e a previsão de falhas estruturais, como a fadiga, ainda na fase de projeto. A capacidade de testar o componente virtualmente reduz a necessidade de protótipos físicos e os custos de desenvolvimento. O estudo utilizou como base a geometria de um eixo de transmissão do veículo *Honda GL* para a modelagem 3D, conforme ilustrado abaixo:

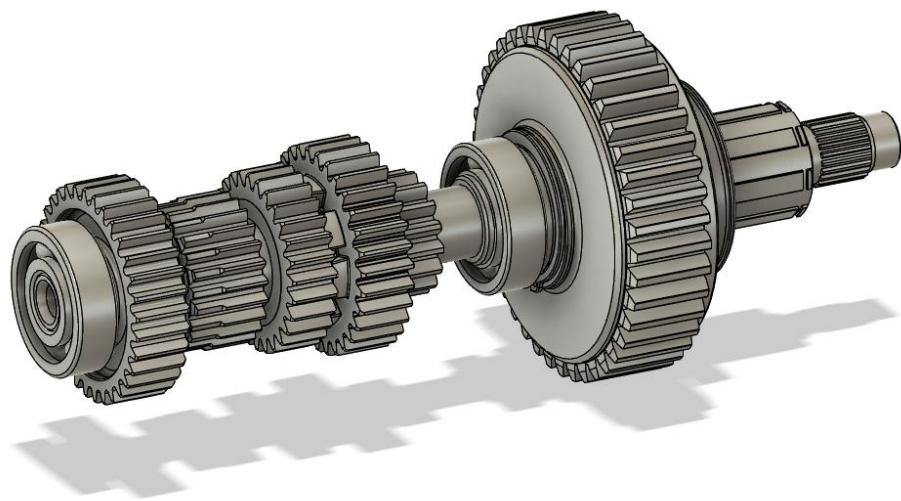


Figura 5 - Eixo de transmissão Honda GL. Fonte: Danny Key, Grab Cad

Para a análise, foi modelado um segundo componente, que serviu como ponto de comparação: um cilindro com diâmetros e comprimentos semelhantes, com a principal característica da ausência de cantos vivos ou entalhes. O objetivo deste segundo modelo foi avaliar a diferença nos resultados de

tensão e vida útil na ausência de concentradores de tensão, que são os principais pontos de falha por fadiga em componentes mecânicos.

3.4.1 - Geração da Malha de Elementos Finitos

Este processo é fundamental, pois a qualidade da malha influencia diretamente a precisão dos resultados da simulação. O método dos elementos finitos substitui a geometria complexa por um número finito de elementos de comportamento bem definido, como tetraedros ou hexaedros.

Para ambos os modelos (o eixo real e o cilindro simplificado), foi gerada uma malha com elementos tetraédricos, que são versáteis para se adaptar a geometrias complexas. Abaixo, as imagens ilustram os modelos já com a malha de elementos finitos gerada e os apoios (mancais) que simulam as condições de contorno da operação real:

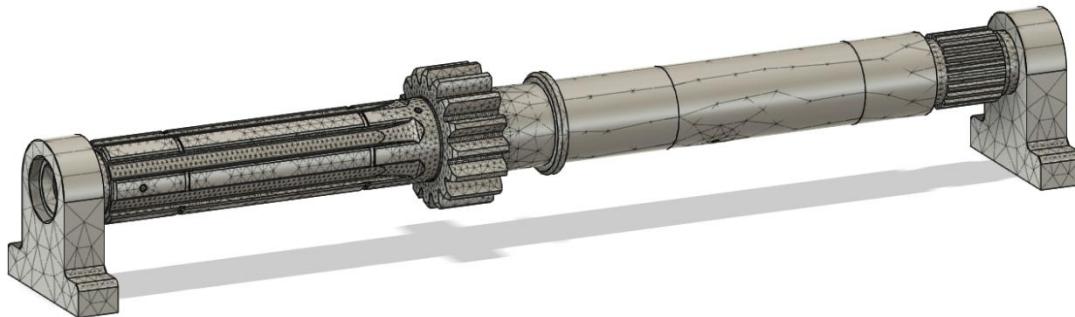


Figura 6 - Eixo de transmissão com malhas.

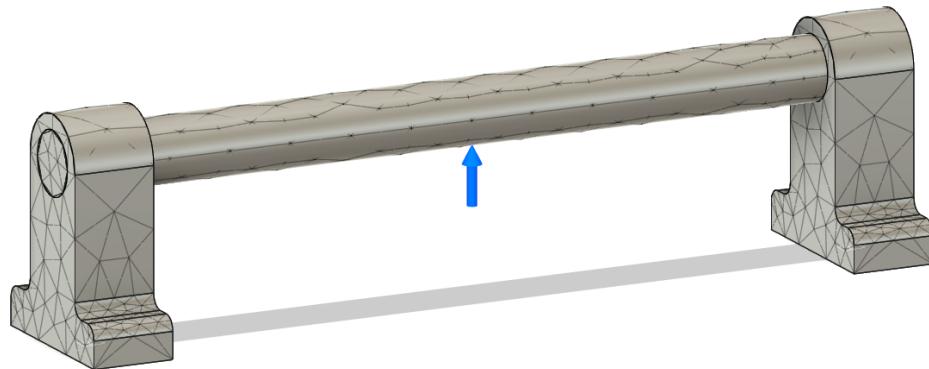


Figura 7 - Cilindro com malhas.

4 - Resultados

Nesta seção, são apresentados e analisados os resultados obtidos por meio da simulação de elementos finitos (MEF) no software Autodesk Fusion 360. Foram realizados ensaios de estresse estático

em ambos os modelos — o eixo de transmissão do Honda GL e o cilindro simplificado — sob duas condições de carregamento de torque: 1000 N.m e 1400 N.m. O objetivo é comparar o comportamento estrutural e identificar o impacto das geometrias complexas na distribuição de tensão e na iminência de falha.

4.1 - Análise da Tensão de Von Mises

A Tensão de Von Mises é um valor escalar que permite prever a falha de materiais dúcteis. Os resultados da simulação demonstram uma diferença drástica entre o cilindro liso e o eixo de transmissão real.

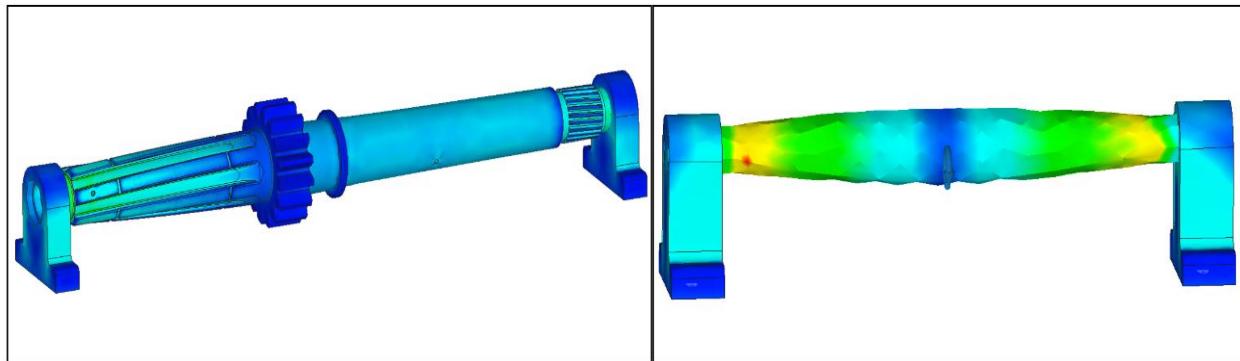


Figura 8 - Imagem da distribuição de tensão no Eixo e Cilindro sob carga de 1400 Nm.

O gráfico comparativo revela que:

No Eixo de Transmissão: Os níveis de tensão são extremamente elevados, atingindo 1474,66 MPa com torque de 1000 Nm e 1500,28 MPa com 1400 Nm. Esses valores, que superam largamente o limite de escoamento e até mesmo o limite de resistência à tração do material (1075 MPa), concentram-se em regiões de variação geométrica, como raios de concordância e a base dos dentes da engrenagem.

No Cilindro Simplificado: A ausência de concentradores de tensão resulta em níveis de estresse significativamente menores. A tensão máxima foi de 326,91 MPa (1000 Nm) e 457,78 MPa (1400 Nm), permanecendo bem abaixo do limite de escoamento do aço SAE 4140.

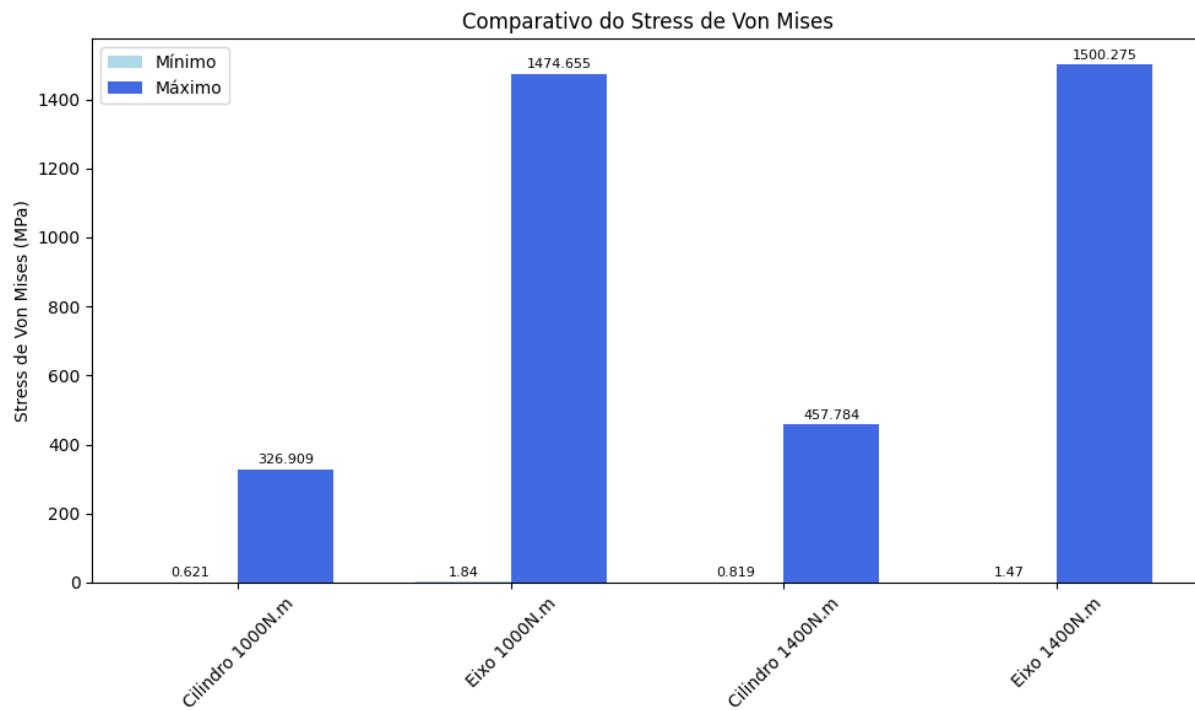


Figura 9 – Comparativo da Tensão de Von Mises.

4.2 - Análise do Fator de Segurança

O Fator de Segurança (FS) indica quanto longe o componente está de falhar, sendo calculado com base no limite de escoamento do material. Um FS abaixo de 1.0 indica falha iminente.

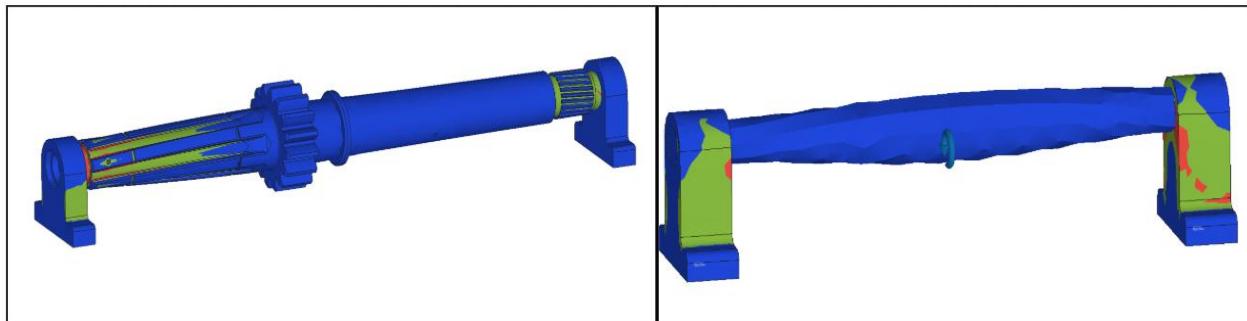


Figura 10 - Imagem do mapa de Fator de Segurança no Eixo e Cilindro sob carga de 1400 Nm.

O gráfico comparativo revela que:

No Eixo de Transmissão: O fator de segurança mínimo foi de **0,7** para o torque de 1000 N.m e 0,689 para 1400 Nm. Ambos os valores, por serem inferiores a 1.0, indicam que o eixo falhará por escoamento plástico sob essas cargas, não suportando a operação.

No Cilindro Simplificado: O fator de segurança permaneceu no valor máximo de 8, demonstrando que a geometria idealizada suportaria as cargas aplicadas com uma margem de segurança muito alta.

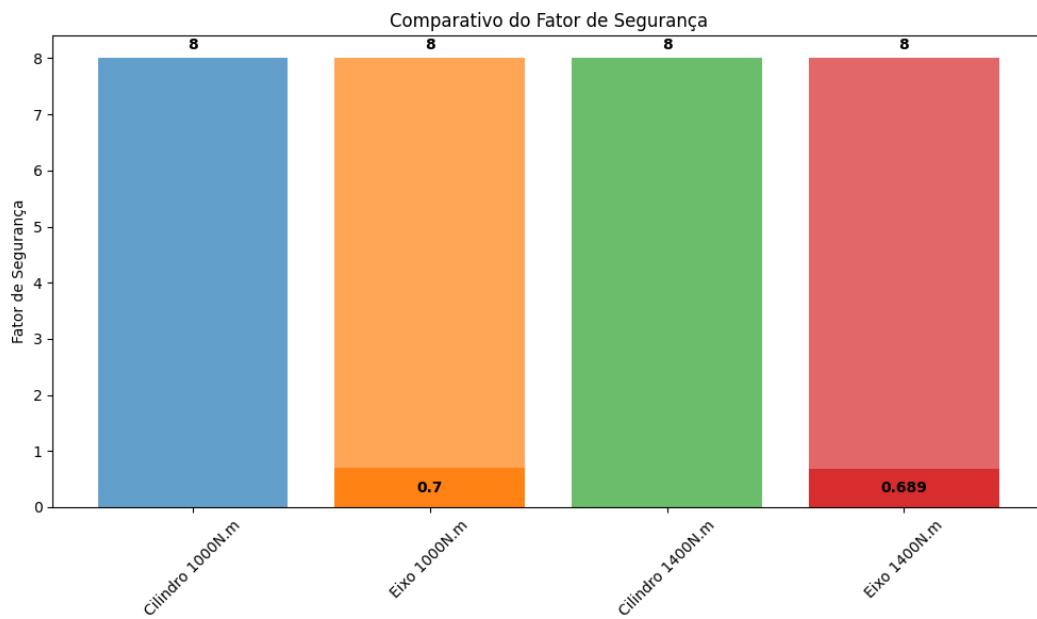


Figura 11 – Comparativo do Fator de Segurança.

4.3 - Análise de Deslocamento e Deformação Equivalente

O deslocamento máximo e a deformação equivalente também são indicadores importantes do comportamento estrutural.

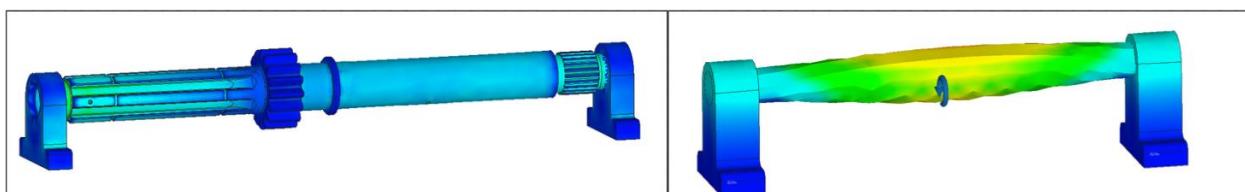


Figura 12 - Imagem do mapa de deslocamento no Eixo e Cilindro sob carga de 1400 Nm.

O gráfico comparativo revela que:

Deslocamento Máximo: O eixo apresentou um deslocamento máximo de 0,88 mm (1000 Nm) e 0,904 mm (1400 Nm), valores cerca de 4 a 5 vezes maiores que os do cilindro (0,18 mm e 0,251 mm, respectivamente).

Deformação Equivalente Máxima: Segundo a mesma tendência, a deformação no eixo (0,013 e 0,015) foi aproximadamente 4 vezes superior à do cilindro (0,003 e 0,004).

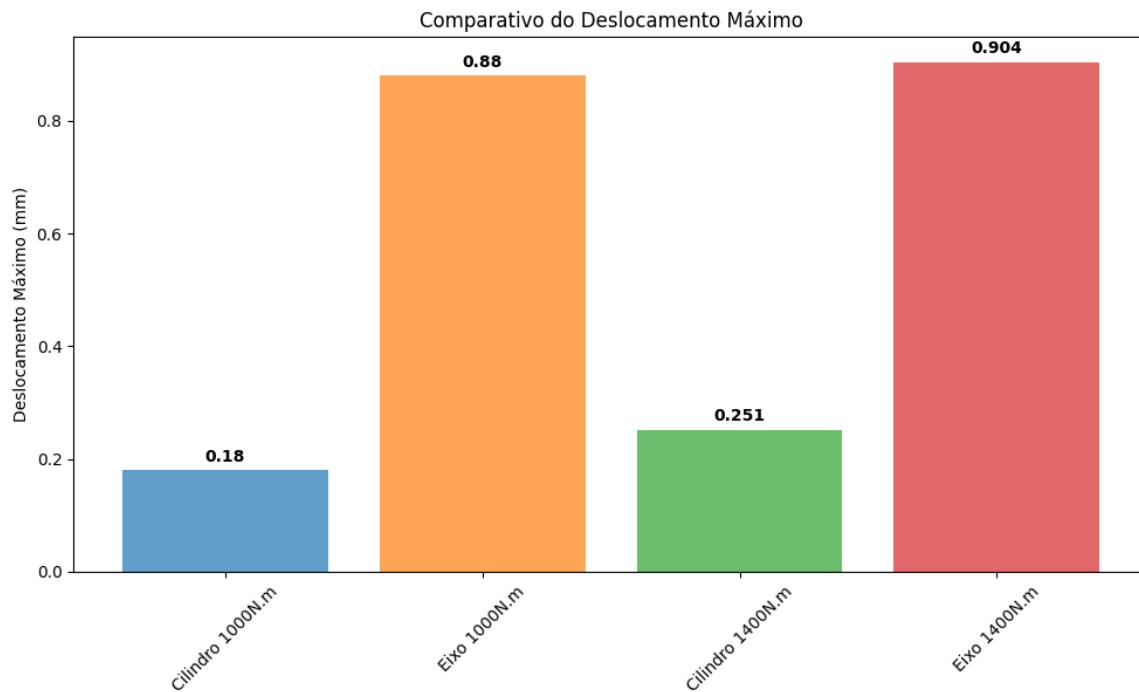


Figura 13 – Comparativo de Deslocamento Máximo.

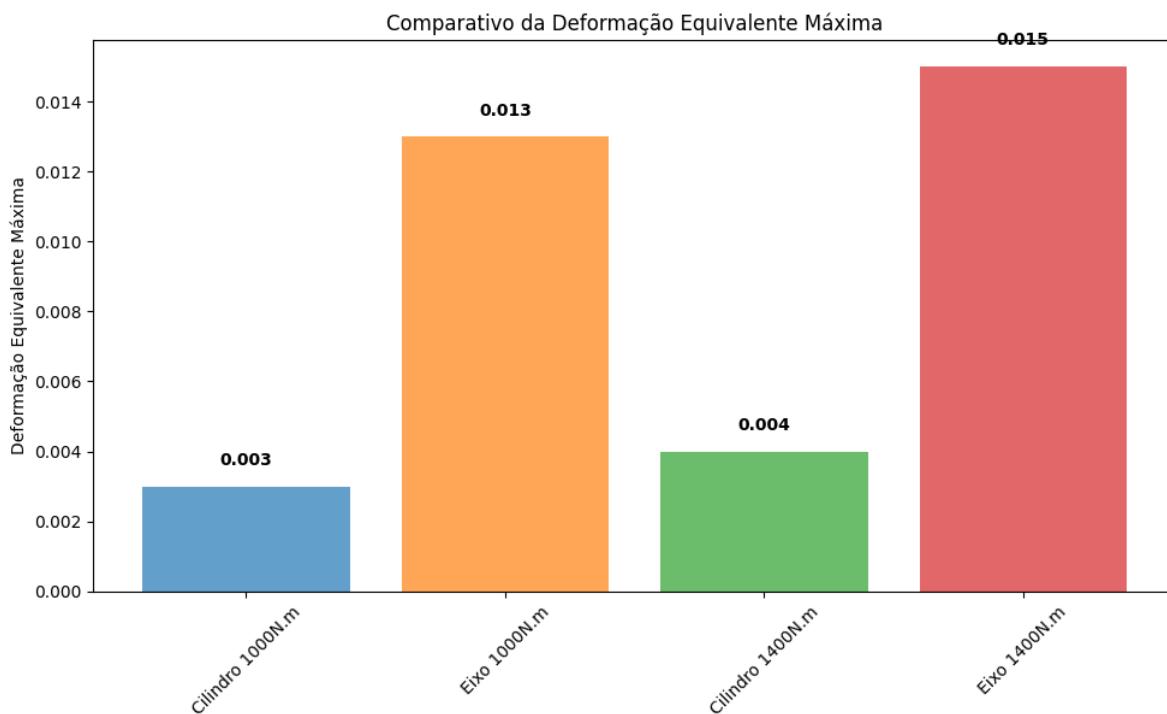


Figura 14 – Comparativo de Deformação Equivalente.

5 – Conclusões

O estudo teve como objetivo investigar as causas de fratura por fadiga em eixos de transmissão automotiva, utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) como ferramenta de análise. Por meio da modelagem 3D e da simulação de um eixo do veículo Honda GL em comparação com um cilindro idealizado, foi possível demonstrar de forma conclusiva o papel crítico das geometrias complexas como principal fator de falha.

Os resultados obtidos revelaram que, sob torques de 1000 Nm e 1400 Nm, o eixo de transmissão real apresentou tensões de Von Mises de 1474,66 MPa e 1500,28 MPa, respectivamente. Tais valores excedem drasticamente não apenas o limite de escoamento do aço SAE 4140 (986 MPa), mas também seu limite de resistência à tração (1075 MPa), indicando falha por sobrecarga estática antes mesmo de considerar a fadiga.

Em contraste, o cilindro simplificado, sem concentradores de tensão, manteve-se com tensões máximas de 457,78 MPa, bem abaixo do limite de escoamento.

A análise do Fator de Segurança (FS) confirma esses achados, resultando em valores críticos de 0,7 e 0,689 para o eixo de transmissão, o que confirma a falha iminente por escoamento plástico.

O cilindro, por sua vez, apresentou um FS de 8, demonstrando total segurança sob as mesmas condições de carregamento. A investigação de deslocamento e deformação também evidenciou a menor rigidez estrutural do eixo real, que se deforma aproximadamente quatro vezes mais que o modelo idealizado.

Conclui-se, portanto, que a principal causa de ruptura em eixos de transmissão não está presente em uma falha intrínseca do material, mas sim no efeito da concentração de tensão provocado por descontinuidades geométricas, como a base dos dentes das engrenagens e raios de concordância. Essas regiões atuam como iniciadoras de trincas que, sob carregamento cíclico, se propagam até a fratura final, caracterizando a falha por fadiga.

A metodologia empregada, utilizando o software Autodesk Fusion 360, mostrou-se eficaz para diagnosticar pontos críticos de falha de forma virtual, validando a aplicação da engenharia assistida por computador (CAE) para a otimização de projetos mecânicos e prevenção de falhas prematuras.

Para trabalhos futuros, sugere-se a análise de otimização geométrica, focada em suavizar os raios nos concentradores de tensão, e a realização de uma simulação de vida em fadiga para estimar o número de ciclos que o componente suportaria após as modificações de projeto.

6 - Referências

AÇO ESPECIAL. Aço SAE 4140. Aço Especial, [s. d.]. Disponível em: <https://www.acoespecial.com.br/aco-sae-4140>. Acesso em: 12 set. 2025.

AÇOS NOBRE. Aço 4140: Propriedades, Preço e Composição Química. Aços Nobre, 10 jul. 2024. Disponível em: <https://acosnobre.com.br/blog/aco-4140-propriedades-preco-composicao-quimica/>. Acesso em: 12 set. 2025.

AESTEIRON STEELS LLP. SAE 4140 Round Bar Specification and Properties. Aesteiron Steels, 23 nov. 2023. Disponível em: <https://www.aestiron.com/blog/sae-4140-round-bar-specification-and-properties/>. Acesso em: 12 set. 2025.

ESSS. Método dos Elementos Finitos: o que é e como funciona?. ESSS, [s. d.]. Disponível em: <https://www.esss.com/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>. Acesso em: 17 set. 2025.

GOMES, Daniel Juste. Análise de falhas de um semi-eixo automotivo por meio de ensaios mecânicos, análise metalográfica e simulação computacional. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2011. Disponível em: https://bib.pucminas.br/teses/EngMecanica_GomesDJ_1.pdf. Acesso em: 17 set. 2025.

HELIAR. Sistema de transmissão: o que é, como funciona e quais os seus componentes. [S. l.], 19 maio 2021. Disponível em: <https://www.heliar.com/blog/heliar-blog/sistema-de-transmissao>. Acesso em: 17 set. 2025.

LEI de Paris-Erdogan. In: WIKIPÉDIA, a enciclopédia livre. Flórida: Wikimedia Foundation, 2023. Disponível em: https://pt.wikipedia.org/wiki/Lei_de_Paris_Erdogan. Acesso em: 20 set. 2025.

LOMONTE, Rodrigo da Silva. Análise de Falha por Fadiga em Parafusos de Roda Automotiva. Relatório Final de Iniciação Científica - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2019. Disponível em: https://www.puc-rio.br/ensinopesq/ccpg/pibic/relatorio_resumo2019/download/relatorios/CTC/DEQM/DEQM-Rodrigo%20da%20Silva%20Lomonte.pdf. Acesso em: 20 set. 2025.

MAIN transmission shaft. [S. l.]: GrabCAD, [s. d.]. Disponível em: <https://grabcad.com/library/main-transmission-shaft-1>. Acesso em: 20 set. 2025.

MEDEIROS, Gianpaulo. Classificação dos Aços. Material Didático de Ciência dos Materiais para Eng. Elétrica. IFSC, [s. d.]. Disponível em: <https://docente.ifsc.edu.br/gianpaulo.medeiros/MaterialDidatico/Ci%C3%A3ncia%20dos%20Materiais%20para%20Eng.%20El%C3%A9trica/Aula%205%20%20Caracteriza%C3%A7%C3%A3o%20dos%20Materiais%20/Classifica%C3%A7%C3%A3o%20dos%20A%C3%A7%C3%ADos.pdf>. Acesso em: 21 set. 2025.

MORAWSKI, Alexandre. Análise de falha em fadiga de um eixo de transmissão de um caminhão utilizando os critérios da mecânica da fratura elástico-linear. 2013. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2013. Disponível em: https://mecanica.ufes.br/sites/engenhariamecanica.ufes.br/files/field/anexo/2013-1_alexandre_morawski_versao_final.pdf. Acesso em: 21 set. 2025.

RAHMOUNI, K. et al. Fatigue failure investigation of a vehicle's transmission shaft based on numerical and experimental analysis. Case Studies in Engineering Failure Analysis, v. 10, 2022. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2214785322018624>. Acesso em: 24 set. 2025.

RESEARCHGATE. Paris-Erdogan plot showing typical FCG rate (da/dn) behaviour of rubber in.... [S. l.], 2019. Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/Paris-Erdogan-plot-showing-typical-FCG-rate-da-dn-behaviour-of-rubber-in_fig6_341479081. Acesso em: 24 set. 2025.

Efeitos de Vibrações em Conforto e Segurança de Passageiros: Comparação entre Aeronaves, Automóveis e Trens de Alta Velocidade

Pedro Faria

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

faria.p@aluno.ifsp.edu.br

Rodrigo Antunes Pinheiro

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

rodrigo.antunes@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo investiga os efeitos das vibrações no conforto e na segurança de passageiros em diferentes modos de transporte: aeronaves, automóveis e trens de alta velocidade. Analisamos as fontes de vibração, as metodologias de avaliação e as normas regulatórias aplicáveis, como ISO 2631, ISO 5349 e ANSI S3.18. Com base em uma revisão abrangente da literatura, incluindo estudos de caso específicos para cada modal, comparamos os impactos das vibrações na saúde humana e no desempenho de tarefas, bem como as estratégias de mitigação empregadas para otimizar a experiência do passageiro. Os resultados indicam que os impactos sobre o bem-estar dos passageiros seguem padrões semelhantes, embora as vibrações sejam inerentes a todos os sistemas de transporte, a compreensão de suas características e a aplicação de normas adequadas são cruciais para garantir um ambiente de viagem seguro e confortável, melhorando a experiência dos usuários e reduzir riscos à saúde.

Palavras-chave

Vibração de corpo inteiro, conforto, segurança, aeronaves, automóveis, trens de alta velocidade.

Abstract

This paper investigates the effects of vibrations on passenger comfort and safety across different modes of transportation: aircraft, automobiles, and high-speed trains. We analyze the sources of vibration, assessment methodologies, and applicable regulatory standards such as ISO 2631, ISO 5349, and ANSI S3.18. Based on a comprehensive literature review, including case studies specific to each mode, we compare the impacts of vibrations on human health and task performance, as well as the mitigation strategies employed to optimize the passenger experience. The results indicate that the impacts on passenger well-being follow similar patterns. Although vibrations are inherent in all transportation

systems, understanding their characteristics and applying appropriate standards are crucial to ensuring a safe and comfortable travel environment, improving user experience, and reducing health risks.

Keyword

Whole-body vibration, comfort, safety, aircraft, automobiles, high-speed trains.

1 – Introdução

A experiência de viagem em qualquer meio de transporte é intrinsecamente influenciada por diversos fatores, entre os quais a vibração, que é o movimento periódico, ou aleatório, de um elemento estrutural ou peça de uma máquina: movimento repetitivo a partir de uma posição de repouso. Se destaca como um elemento crítico para o conforto e a segurança dos passageiros. Seja em aeronaves que cruzam os céus, automóveis que percorrem estradas ou trens de alta velocidade que deslizam sobre trilhos, a exposição a vibrações é uma constante que pode variar em intensidade, frequência e duração. Essas vibrações, embora muitas vezes imperceptíveis em níveis baixos, praticamente inevitável e algumas vezes até necessária, podem ter impactos significativos na fisiologia humana, no desempenho cognitivo e na percepção geral de bem-estar, podendo, em casos extremos, comprometer a segurança e a saúde a longo prazo. É sabido que a vibração também pode danificar máquinas e estruturas, e por isto mesmo ela deve ser controlada e/ou isolada.

Por isso, com o crescimento contínuo do mercado automobilístico e a expansão das redes de transporte ferroviário de alta velocidade, juntamente com a demanda por viagens aéreas mais eficientes, intensificam a necessidade de uma compreensão aprofundada dos efeitos das vibrações, pois existe uma busca por veículos que proporcionem não apenas rapidez e eficiência, mas também um elevado grau de conforto, tem impulsionado pesquisas e o desenvolvimento de tecnologias de mitigação.

Nos últimos anos, o transporte de passageiros em alta velocidade evoluiu significativamente, trazendo avanços tecnológicos em aerodinâmica, sistemas de propulsão e conforto estrutural. No entanto, um dos fatores persistentes que impactam diretamente a experiência do usuário é a exposição à vibração de corpo inteiro (VCI).

A VCI não apenas influencia o conforto imediato dos ocupantes, mas também pode gerar efeitos fisiológicos adversos, como fadiga, dores musculoesqueléticas e distúrbios gastrointestinais. A longo prazo, trabalhadores expostos cronicamente a vibrações apresentam maior incidência de problemas lombares e degenerações na coluna vertebral.

Diante desse cenário, torna-se fundamental investigar de forma comparativa como aeronaves, automóveis e trens de alta velocidade transmitem vibrações aos passageiros, quais normas técnicas

regulam essa exposição e quais estratégias de mitigação podem ser adotadas no projeto e operação desses veículos.

O presente artigo busca consolidar um estudo abrangente sobre o tema, detalhando conceitos, equações de avaliação, normas técnicas, análise por modal e comparações quantitativas.

A análise comparativa também permitirá identificar similaridades e diferenças nos desafios e soluções adotadas em cada contexto, contribuindo para um entendimento mais holístico da problemática das vibrações no transporte de passageiros.

2 - Fundamentação Teórica

2.1 - Definição e Características da Vibração

A vibração é um movimento oscilatório de um corpo em torno de um ponto de referência, que pode ser descrito por sua posição, velocidade ou aceleração. Becker (2006) afirma que a vibração está presente em qualquer sistema mecânico que se move, diferindo de um sistema para outro apenas em nível e conteúdo espectral. Este movimento pode ser periódico ou aleatório e é caracterizado por três parâmetros fundamentais: amplitude, frequência e fase. A compreensão desses parâmetros é crucial para avaliar os impactos da vibração em sistemas mecânicos e, mais importante, no corpo humano.

Amplitude: Refere-se à magnitude do movimento oscilatório, ou seja, a distância máxima que o corpo se desloca de sua posição de equilíbrio. Pode ser expressa em termos de deslocamento (metros), velocidade (metros por segundo) ou aceleração (metros por segundo ao quadrado). A aceleração é a medida mais comum para quantificar a vibração e sua severidade, pois está diretamente relacionada às forças iniciais que atuam sobre o corpo.

Frequência: Indica o número de ciclos completos de oscilação que ocorrem em um segundo, medida em Hertz (Hz). A frequência é um parâmetro crítico porque a sensibilidade do corpo humano à vibração varia significativamente com ela. Diferentes frequências podem ressoar com diferentes partes do corpo, causando efeitos distintos.

Valor RMS (Root Mean Square): É uma medida estatística amplamente utilizada para quantificar a amplitude efetiva de um sinal de vibração, especialmente quando este é complexo e não senoidal. O valor RMS é considerado a medida mais relevante da amplitude de vibração, pois de acordo com Fernandes (2000), possibilita avaliar a média de energia contida no movimento oscilatório, mostrando o potencial de dano ou desconforto para o corpo humano. Para uma função variável contínua $f(t)$ definida sobre o intervalo de tempo $T \leq t \leq T_2$, o seu valor rms é dado pela expressão:

$$X_{rms} = \sqrt{\left(\frac{1}{T_2-T_1} \int_{T_1}^{T_2} [f(t)]^2 dt \right)} \quad (1)$$

As vibrações podem ser classificadas de diversas formas, incluindo sua origem (natural ou artificial), duração (curto ou longo prazo) e o objeto afetado. No contexto da exposição humana, as vibrações são categorizadas principalmente em dois tipos:

Vibração de Corpo Inteiro (VCI): Ocorre quando uma parte significativa do peso corporal (como sentado, em pé ou deitado) está em contato com uma superfície vibratória. Afeta o corpo como um todo, geralmente em uma faixa de frequência de 0,5 a 80 Hz. É comum em veículos de transporte, como automóveis, trens e aeronaves.

Vibração do Sistema Mão-Braço (VMB): Transmitida às mãos e braços através do contato com ferramentas vibratórias ou superfícies. Afeta principalmente os membros superiores, em uma faixa de frequência de 8 a 1000 Hz. É relevante para motoristas que seguram o volante e trabalhadores que operam máquinas manuais.

2.2 - Normas e Metodologias de Avaliação

A avaliação da exposição humana à vibração é guiada por diversas normas internacionais, sendo as mais proeminentes a série ISO 2631 (para VCI) e a ISO 5349 (para VMB). A ISO 2631-1 (1997) é amplamente utilizada para avaliar a exposição humana à vibração de corpo inteiro, considerando tanto o conforto quanto a saúde. Esta norma estabelece curvas de ponderação por frequência (W_k e W_d) e fatores de multiplicação para diferentes eixos (x , y , z), que ajustam as medições de aceleração RMS para refletir a sensibilidade do corpo humano a diferentes frequências e direções [1].

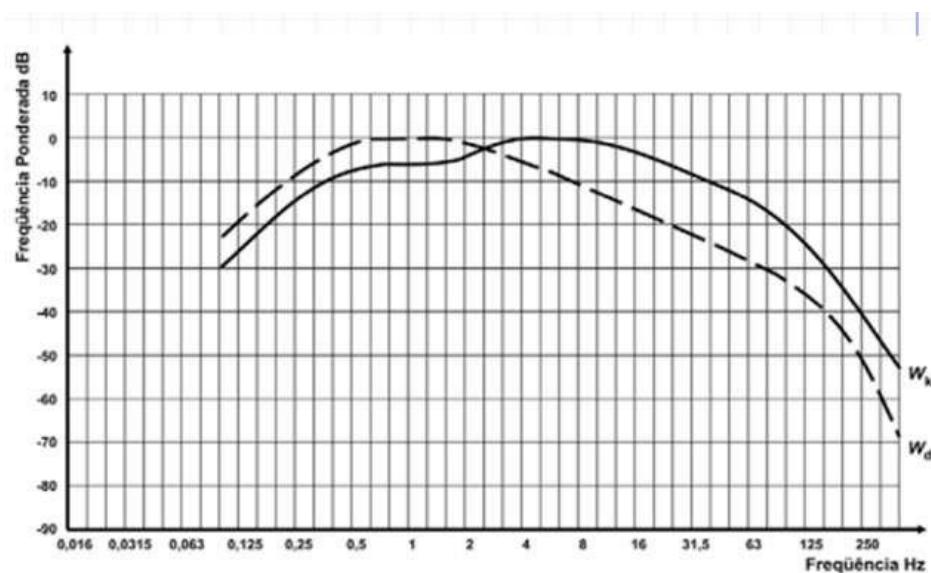


Figura 1- gráfico curvas W_k e W_d .

A ANSI S3.18 é outra norma relevante, especialmente no contexto aeronáutico, para a avaliação da exposição humana à vibração de corpo inteiro [2]. As normas definem limites de exposição para fadiga, conforto e saúde, muitas vezes apresentados em gráficos que relacionam a aceleração RMS ponderada com a frequência e o tempo de exposição. A superação desses limites pode indicar risco de desconforto, fadiga ou até mesmo danos à saúde a longo prazo.

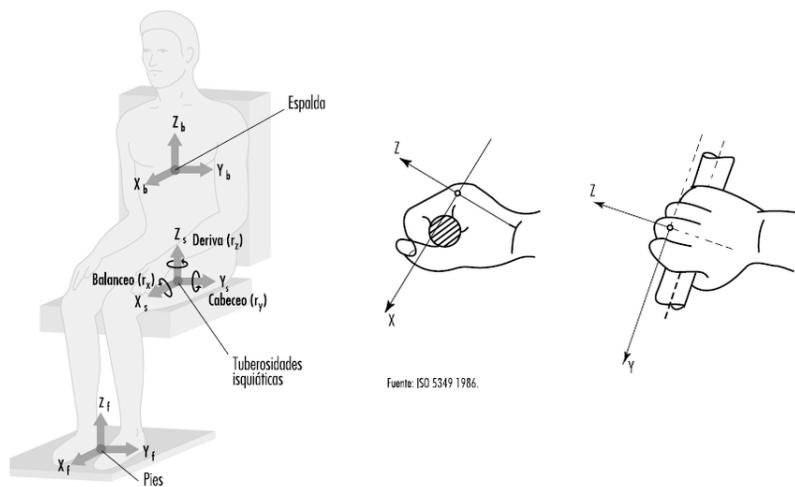


Figura 2 - Sistema de coordenadas basicêntrico adotado para vibração mão-braço e corpo inteiro.

3 - Efeitos da Vibração no Corpo Humano

De acordo com Seagull e Wickens (2006), em uma locomoção normal, como caminhando, o sistema músculo-esquelético amortece os efeitos dos movimentos corporais que possam ser estranhos à cabeça. As pernas, o dorso, e o pescoço são responsáveis por absorver o choque e limitar a quantidade de movimento que é transmitida para a cabeça. Entretanto, quando existe um ambiente vibratório, estas mesmas partes do corpo podem resonar. Há ressonância quando ocorre transferência de energia de um sistema oscilante para outro, sempre que a frequência do primeiro coincide com uma das frequências próprias do segundo.

A exposição à vibração pode induzir uma série de respostas fisiológicas e psicológicas. Em baixas frequências (0,1 a 0,5 Hz), como as encontradas em navios ou veículos de transporte, pode causar cinetose (doença do movimento). Em frequências mais altas, a vibração pode levar a dores abdominais, náuseas, dores no peito, perda de equilíbrio e contrações musculares. Queixas de fadiga, irritação, aumento da frequência cardíaca e até impotência podem ser associadas à exposição prolongada [3]. Estudos indicam que a ressonância de partes do corpo humano ocorre em faixas de frequência

específicas: entre 5 e 10 Hz para o tórax e abdômen, 20 a 30 Hz para a cabeça e musculaturas de suporte, e 30 a 60 Hz para o sistema ocular [3].

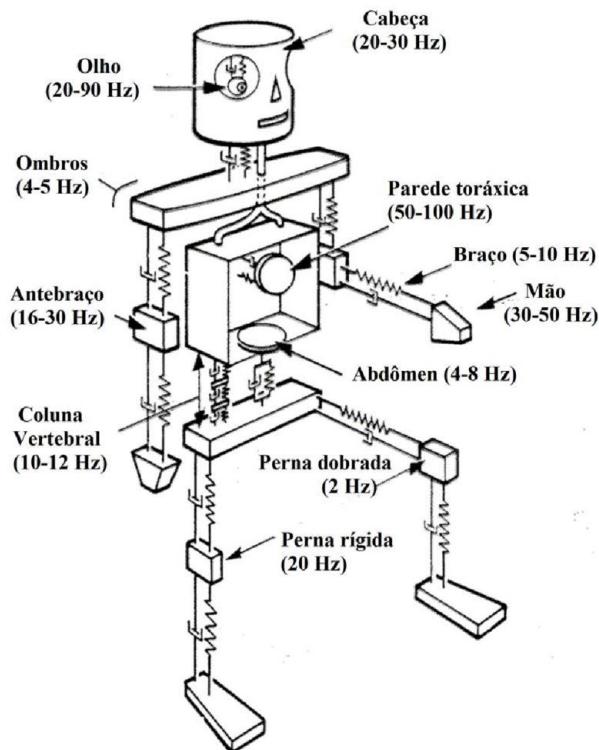


Figura 3 - Modelo mecânico do corpo humano mostrando as faixas de frequência de ressonância das várias partes do corpo.

Tabela 1: Valores de ação e limite de exposição diária para vibrações (A(8)) de corpo inteiro e mão-braço, conforme Decreto-Lei n.º 46/2006.

Tipo de vibração	Valor de ação de Exposição	Valor Limite de Exposição
Mão-Braço (VMB)	2,5 m/s ²	5 m/s ²
Corpo Inteiro (VCI)	0,5 m/s ²	1,15 m/s ²

Esses efeitos destacam a importância de monitorar e controlar a exposição à vibração em ambientes de transporte e trabalho para proteger a saúde e o bem-estar dos indivíduos.

4 - Análise Comparativa dos Modais

4.1 - Aeronaves

As aeronaves são expostas a vibrações provenientes de diversas fontes, incluindo motores, turbulência atmosférica e sistemas aerodinâmicos. Essas vibrações podem afetar tanto o conforto dos

passageiros quanto o desempenho e a segurança dos pilotos. De forma objetiva, valores apresentados no anexo C da ISO 2631-1 (1997) define reações prováveis quanto a vibração e ao conforto, com base em 6 graus.

Tabela 2: Reações devido a vibração, segundo a ISO 2631-1 (1997).

Aceleração (m/s ²)	Reação provável
Menor do que 0,315	Confortável
Entre 0,315 e 0,63	Pouco desconfortável
Entre 0,5 e 1	Razoavelmente desconfortável
Entre 0,8 e 1,6	Desconfortável
Entre 1,25 e 2,5	Muito desconfortável
Superior a 2	Extremamente desconfortável

Fonte: ISO 2631-1 (1997)

No entanto, a aceleração ponderada total é uma quantidade física vibracional, ou seja, é uma medida objetiva da vibração, não incluindo as diferenças de percepção de indivíduos. Para resolver essa questão, Griffin et al (1991) sugeriu a taxa de incômodo, em uma tentativa de quantificar essa percepção subjetiva. Através de pesquisas relevantes, Griffin mostrou que a percepção das vibrações pelas pessoas segue uma distribuição normal ou lognormal. Para modelar essa percepção, foi sugerido o modelo lognormal a seguir.

$$f(x|u) = \frac{1}{\sqrt{(2\pi u\sigma)}} \exp \left[\frac{-\left(\ln u - \left(\ln x - \frac{1}{2}\sigma^2\right)^2\right)}{2 \ln(1+\delta^2)} \right] \quad (2)$$

onde x é a aceleração da vibração, u é a aceleração que os indivíduos sentem e δ é o coeficiente de variação de u , cujo valor é 0,3.

Já a relação entre aceleração e incômodo é descrita pela fórmula de Fechner, que considera um limite mínimo e um limite crítico para a aceleração, em que a percepção de incômodo se altera conforme a aceleração varia entre esses limites.

$$v(u) = \begin{cases} 0 & u < u_{\min} \\ a \ln(u) + b & u_{\min} \leq u \leq u_{\max} \\ 1 & u > u_{\max} \end{cases} \quad (3)$$

Com base nas equações anteriores, Yongshuai Wen et al (2025) avaliou o conforto de vibração e a taxa de incômodo das partes dianteira, central e traseira de uma aeronave sob diferentes condições de voo utilizando a aceleração ponderada abrangente. Os resultados mostram que a relação entre a aceleração ponderada abrangente e a altitude e velocidade de voo é complexa, não sendo uma relação linear única.

Os resultados da avaliação do conforto vibracional demonstram que a parte frontal da aeronave é a mais confortável, seguida pela parte traseira pôr fim a parte intermediária é a mais desconfortável, e a maioria das condições recebe a avaliação que se situa entre um pouco desconfortável e razoavelmente desconfortável.

Os resultados da avaliação da taxa de incômodo indicam que as probabilidades máximas de se sentir incomodado para as partes frontal, intermediária e traseira são de cerca de 10%, 45% e 25%, respectivamente.

Tabela 3: Avaliação do conforto a partir da vibração das partes frontais, medianas e traseiras.

Velocidade	Altura I			Altura II		
	Frontal	Meio	Meio	Frontal	Meio	Meio
I	ND	UPD	UPD	ND	ENTRE	UPD
II	UPD	RD	ENTRE	ND	ENTRE	UPD
III	UPD	RD	UPD	ND	ENTRE	ND
IV	ENTRE	RD	ND	ND	ENTRE	UPD

Notação: ND significa “Não desconfortável”, UPD significa “Um pouco desconfortável”, RD significa “Razoavelmente desconfortável” e ENTRE significa entre um pouco desconfortável e razoavelmente desconfortável.

O trabalho de Packer investigou a influência da vibração na execução de tarefas de pilotos de aeronaves. Vibrações verticais de alta frequência (30–100 Hz) têm impacto significativo no conforto sentado — especialmente nos assentos do meio e traseiros da cabine, que apresentam maior energia vibratória e, consequentemente, maior desconforto.

Utilizando uma bancada de teste com um assento de aeronave, o estudo avaliou a transmissibilidade da vibração vertical e seus efeitos em atividades como leitura, escrita e digitação. Os resultados confirmaram que níveis elevados de aceleração, como os causados por falhas de turbina, podem prejudicar significativamente a habilidade dos pilotos em desempenhar essas tarefas.

A avaliação foi realizada com base nas normas ISO 2631-1 e ANSI S3.18, que são relevantes para o contexto aeronáutico. A vibração pode levar à fadiga, reduzir a capacidade de concentração e, consequentemente, aumentar o risco de erros operacionais.

Durante a fase de cruzeiro, a vibração pode alcançar níveis descritos como “desconfortáveis” — apesar de menor intensidade em decolagens e pousos — afetando principalmente assentos na cabine traseira e comando.

Em aeronaves turboélice, ruído e vibração são os principais fatores geradores de desconforto. Modelos preditivos mostram que à medida que ambos aumentam, o desconforto também cresce.

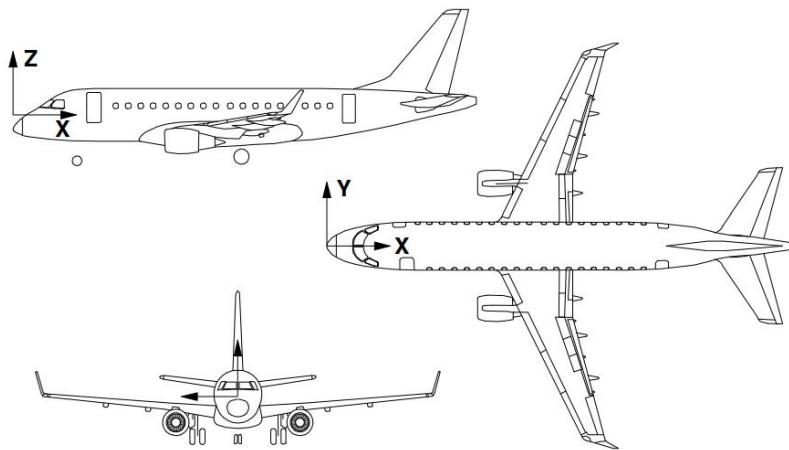


Figura 4 – Embraer ERJ-170.

4.2 - Automóveis

Em automóveis de passeio, as vibrações são geradas principalmente pela interação dos pneus com a superfície da estrada, pelo motor e pela transmissão. A qualidade do pavimento e a velocidade do veículo são fatores determinantes na intensidade e nas vibrações transmitidas aos ocupantes. A aceleração longitudinal e lateral tem maior influência no desconforto e na ocorrência de enjoo do que vibração vertical.

Em um estudo realizado por Francisco Kaderli e Herbert Martins Gomes para avaliar o conforto vibracional, realizaram-se as medições em quatro automóveis nacionais da mesma categoria de cilindradas. Todos os automóveis medidos possuem direção hidráulica e enquadram-se na mesma classe, com motores de 1,0 litro. São eles: Volkswagen Gol, Renault Sandero, Ford Fiesta e Fiat Palio.

Todos os automóveis testados encontravam-se em plenas condições de uso e todas as suas características, tais como pneus e rodas, foram mantidas originais. Os pneus de cada modelo foram calibrados pelo mesmo equipamento, de acordo com as recomendações de pressão de cada fabricante. Durante a realização das medições, todos os carros foram conduzidos pelo mesmo motorista de massa igual a 77 kg, acompanhado de um passageiro de 70 kg, a fim de manter a padronização dos testes.

As medições de vibração transmitidas pelos veículos foram realizadas por intermédio do equipamento VI-400Pro, S/N 12430, o qual consiste em um analisador de vibração portátil, com acelerômetros. Além de medir essas vibrações, o equipamento consegue armazenar os dados em uma memória interna com capacidade de 32 Mb. O aparelho é capaz de medir quatro canais de entrada simultaneamente, sendo três os utilizados para medir a vibração nos três eixos de coordenadas.

Dois tipos de pavimentação foram escolhidos para realização dos testes: pavimentação de asfalto e de paralelepípedos. A pavimentação de asfalto tem como característica ser uma superfície de rolamento lisa, porém com algumas irregularidades, decorrentes do desgaste e falta de manutenção, cenário muito comum nas vias de todo o Brasil. A pavimentação de paralelepípedos, apresenta uma superfície com constantes interrupções, devido as pequenas dimensões de cada paralelepípedo e pelo fato da via possuir um alto número de remendos, tornando a superfície rica em irregularidades.



Figura 5 – Rua de paralelepípedo na região de Tatuapé-SP.

As medidas das vibrações nos quatro veículos foram realizadas durante 60s, nas seguintes faixas de velocidade constante: 0 km/h, 30 km/h e 60 km/h, marcadas no velocímetro de cada veículo em ambos os pavimentos. Essas faixas de velocidade foram escolhidas, pois são comumente desenvolvidas em meios urbanos. A medida da vibração com o veículo parado (0 km/h) tem como objetivo simular os frequentes congestionamentos e paradas em sinais de trânsito, característico de cidades com elevada densidade populacional e alto número de veículos. As vibrações captadas são decorrentes do funcionamento do motor em marcha lenta e dos demais componentes do automóvel. O trabalho limita-se a utilizar três valores de velocidade, devido ao grande número de medições realizadas em diferentes condições e locais.

Os resultados mostraram que, embora um veículo pudesse ser mais confortável em média, a exposição à vibração em certas condições, especialmente para motoristas profissionais, poderia exceder

os limites de exposição diária estabelecidos pelas normas, o que pode levar a dores nas costas, coluna e desconforto geral. Além disso, a postura afeta como as vibrações são transmitidas e percebidas. Sentar-se de forma encurvada aumenta o desconforto, enquanto posições mais eretas estabilizam o corpo e ajudam a reduzir sensações negativas.

A rigidez da suspensão e o tipo de assento são fatores cruciais na mitigação dessas vibrações.



Figura 6 – Mercedes-Benz Classe C.

4.3 - Trens de Alta Velocidade

Os trens de alta velocidade, embora projetados para oferecer uma viagem suave e rápida, também estão sujeitos a vibrações que podem impactar o conforto e, em menor grau, a segurança dos passageiros. As principais fontes de vibração incluem a interação roda-trilho, irregularidades na via, sistemas de propulsão e, em velocidades muito altas, cargas aerodinâmicas. Um estudo de Fedatto Neto e Gomes sobre trens urbanos (Trensurb) em Porto Alegre, Brasil, avaliou os níveis de vibração de corpo inteiro em passageiros. Embora os níveis medidos fossem geralmente considerados confortáveis de acordo com a ISO 2631, algumas situações e posições de medição apresentaram desconforto. O artigo ressalta a escassez de estudos sobre o tema no Brasil, indicando uma lacuna na pesquisa para este modal. Para trens de alta velocidade, a influência das irregularidades da via é um fator crítico.

Foi investigado como as irregularidades de longo comprimento de onda afetam a vibração e o conforto dos passageiros. O estudo, que utilizou um modelo tridimensional de corpo humano acoplado ao veículo e à via, mostrou que irregularidades longitudinais da via levam a altos níveis de vibração e desconforto, especialmente quando a frequência de excitação se aproxima da frequência natural do trem. A rigidez da suspensão secundária vertical foi identificada como um parâmetro sensível para o conforto dos passageiros. Além disso, cargas aerodinâmicas, como ventos cruzados, podem induzir vibrações

significativas, afetando o conforto, principalmente na direção vertical, e podendo levar à ressonância do veículo.

Estudos utilizando modelos que integram veículo–assento–corpo humano revelam que, em velocidades entre 250 e 400 km/h, avaliados por aceleração do carro e índice Sperling, o conforto parece bom. Porém, quando se consideram aceleração equivalente total ponderada e índices de irritação ligados à resposta humana, passageiros próximos às extremidades das janelas podem sentir desconforto razoável.

Conforme a norma ISO 26311 e o padrão europeu EN 12299, a combinação das vibrações do piso, assento e encosto é usada para avaliação. Irregularidades longitudinais da via geram vibrações intensas, especialmente em frequências próximas à ressonância do bogie, afetando confortavelmente a percepção dos ocupantes.



Figura 7 – Trem de alta velocidade.

Vibrações verticais têm maior impacto no desconforto que as laterais ou longitudinais. Às velocidades mais altas, ocorrem efeitos de flexão do corpo do trem, especialmente sobre os bogies, elevando os índices de desconforto. A rigidez da estrutura reduz esse impacto — melhores resultados são observados com melhor amortecimento e rigidez.

A exposição contínua à vibração no trem pode resultar em problemas de coluna e agravar dores lombares — além de ser uma métrica útil para avaliação de manutenção da via e do veículo.

5 - Discussão

A comparação entre aeronaves, automóveis e trens de alta velocidade revela desafios e abordagens distintas na gestão das vibrações. Em automóveis, o foco está na interação com o pavimento

e na otimização da suspensão e do design do assento para o conforto diário, com atenção especial aos motoristas profissionais [1]. Em aeronaves, a segurança operacional é primordial, e a mitigação das vibrações visa proteger o desempenho cognitivo dos pilotos, além do conforto dos passageiros, que podem ser afetados por turbulências e falhas mecânicas [2]. Nos trens de alta velocidade, o desafio reside em manter um alto nível de conforto em velocidades elevadas, lidando com irregularidades da via e efeitos aerodinâmicos, com a suspensão e o design da carroceria sendo elementos chave. As normas ISO 2631 e ISO 5349 são universalmente aplicáveis para a avaliação da vibração de corpo inteiro e mão-braço, respectivamente, em todos os modais. No entanto, a interpretação e os limites aceitáveis podem variar ligeiramente dependendo do contexto e da duração da exposição.

A pesquisa demonstra que a ressonância do corpo humano é um fator crítico em todos os cenários, e a engenharia de cada veículo busca evitar que as frequências de vibração coincidam com as frequências naturais do corpo humano. As estratégias de mitigação incluem o aprimoramento dos sistemas de suspensão (automóveis e trens), o design aerodinâmico (aeronaves e trens), o uso de materiais absorventes de vibração em assentos e estruturas, e a manutenção rigorosa das vias (trens) e aeronaves.

A compreensão dos efeitos de longo prazo da exposição à vibração é fundamental para o desenvolvimento de diretrizes de segurança e saúde mais eficazes para todos os tipos de passageiros e operadores de transporte.

6 – Conclusões

As vibrações são um componente inevitável da experiência de viagem em aeronaves, automóveis e trens de alta velocidade, com impactos diretos no conforto e na segurança dos passageiros. A análise comparativa revelou que, embora as fontes e as características das vibrações variem entre os modais, a necessidade de avaliá-las e mitigá-las é uma constante. Normas internacionais como a ISO 2631 e a ISO 5349 fornecem a base para essas avaliações, mas a aplicação e a interpretação dos resultados devem considerar as especificidades de cada ambiente de transporte.

Para automóveis, a atenção se concentra na interação com o pavimento e na otimização dos sistemas de suspensão.

Em aeronaves, a prioridade é a segurança operacional e o desempenho dos pilotos, com a vibração afetando a capacidade de realizar tarefas críticas.

Nos trens de alta velocidade, o desafio é manter o conforto em altas velocidades, gerenciando as irregularidades da via e os efeitos aerodinâmicos. A pesquisa contínua e o desenvolvimento de tecnologias de mitigação são essenciais para aprimorar a qualidade da viagem e proteger a saúde dos ocupantes em todos os modais de transporte.

7 – Referências

- [1] Kaderli, F., & Gomes, H. M. (2013). Análise do conforto quanto à vibração em automóveis de passeio. Revista Liberato, 12(18), 185-206.
Disponível em:<http://www.liberato.com.br/index.php/revista/article/view/530>
- [2] Packer, S. P. (2008). Estudo sobre a influência da vibração na execução de tarefas de pilotos de aeronaves. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.
Disponível em: <https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3144/tde-13042017-113433/en.php>
- [3] Fedatto Neto, M., & Gomes, H. M. (2017). Análise de níveis de vibração em usuários de trens urbanos. Revista Liberato, 18(29), 75-86.
Disponível em: <https://lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/196914/001055142.pdf?sequence=1>
- [4] Xiao, X., Xu, H., Yang, Y., Chen, P., & Hu, Q. (2024). Analysis of the influence of track irregularity on high-speed train ride comfort. Vehicle System Dynamics, 62(7), 1658-1685.
Disponível em: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00423114.2023.2250888>
- [5] Zhang, Z., Xiao, X., Xu, H., & Jin, X. (2025). Analysis of human body vibration response on high-speed trains under crosswinds. Mechanical Systems and Signal Processing, 223, 111863.
Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0888327024007611>

Deformações Plásticas em Chapas Metálicas na Indústria Automotiva: Estudo de Processos de Estampagem e Conformação Mecânica

Alana Camile Marins

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

alana.marins@aluno.ifsp.edu.br

Mariana Trevisan Fragoso

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

mariana.trevisan@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta um estudo aprofundado sobre os fenômenos de deformação plástica em chapas metálicas utilizados na indústria automotiva, com foco em métodos experimentais (ensaio de tração, diagrama tensão-deformação) e análise do processo de estampagem por meio de experimentos e simulação numérica. Discute-se também a formabilidade de aços avançados (AHSS), ligas de alumínio, técnicas de estampagem a quente e estratégias de mitigação de defeitos como springback, trincas e enrugamento. O trabalho inclui exemplos de tabelas demonstrativas com dados mecânicos típicos, sugestões de imagens ilustrativas (diagramas e simulações) e referências recentes publicadas entre 2023 e 2024.

Palavras-chave

Estampagem; Conformação Mecânica; Deformação Plástica; Chapas Metálicas; Indústria Automotiva.

Abstract

This article presents an in-depth study on the phenomena of plastic deformation in metal sheets used in the automotive industry, focusing on experimental methods (tensile testing, stress-strain diagrams) and the analysis of the stamping process through experiments and numerical simulation. The discussion also covers the formability of advanced high-strength steels (AHSS), aluminum alloys, hot stamping techniques, and strategies to mitigate defects such as springback, cracking, and wrinkling. The work includes example tables with typical mechanical data, suggestions for illustrative images (diagrams and simulations), and recent references published between 2023 and 2024.

Keywords

Stamping; Metal Forming; Plastic Deformation; Metal Sheets; Automotive Industry.

1 – Introdução

A indústria automotiva é uma das mais relevantes no cenário industrial mundial. A busca por veículos mais leves, eficientes e sustentáveis impõe desafios significativos à engenharia de materiais e processos. Para alcançar tais objetivos, a estampagem e a conformação de chapas metálicas constituem tecnologias-chave, permitindo a produção de componentes estruturais e estéticos com alto grau de complexidade geométrica, mantendo precisão dimensional e resistência mecânica.

No entanto, esses processos são afetados por fenômenos de deformação plástica, que, embora desejados para moldar as peças, podem ocasionar falhas como trincas, enrugamento e retorno elástico (springback). Tais defeitos impactam diretamente a qualidade e a segurança dos automóveis. Nesse contexto, compreender os mecanismos de deformação e empregar métodos de análise (experimentais e numéricos) são passos fundamentais para otimizar a fabricação.

Este artigo apresenta uma análise detalhada sobre os fundamentos teóricos da deformação plástica, descreve os processos de estampagem mais relevantes, discute os métodos experimentais de caracterização (ensaio de tração, diagramas tensão-deformação, testes de estampagem) e traz exemplos de resultados comparativos com simulações numéricas. Também são abordadas tendências recentes como o uso de Advanced High Strength Steels (AHSS), ligas leves de alumínio, e processos inovadores como a estampagem a quente e incremental.

2 – Revisão Bibliográfica

2.1 - Plasticidade em Metais

A deformação plástica ocorre quando o material é submetido a tensões superiores ao seu limite de escoamento. Os principais conceitos associados incluem:

Tensão Verdadeira: Considera variações de área, importante para grandes deformações.

Encruamento (Work Hardening): aumento de resistência devido ao acúmulo de discordâncias.

Anisotropia: propriedades distintas em direções diferentes da chapa.

Ductilidade Uniforme e Localizada: determinantes para prever fratura em processos de estampagem.

Modelos clássicos como o de Hollomon $\sigma = \kappa \cdot \varepsilon^n$ são amplamente aplicados, mas pesquisas recentes incorporam modelos constitutivos avançados, que levam em conta anisotropia cristalográfica, acoplamento térmico e até dano acumulado (Folle et al., 2024).

2.2 - Materiais Aplicados à Indústria Automotiva

Nos últimos anos, a utilização de AHSS vem crescendo, pois permite redução de espessura e peso sem comprometer a segurança. Entretanto, apresentam baixa ductilidade e maior tendência ao springback.

Já o alumínio ganha espaço em carrocerias e capôs devido à sua baixa densidade, mas exibe elevado retorno elástico e menor limite de alongamento.

Estudos de 2023 (MDPI Metals) mostram ainda avanços em HFQ (Hot Form Quenching), processo de conformação a quente seguido de têmpera rápida, que melhora a formabilidade de ligas de alumínio.

2.3 - Defeitos Típicos na Estampagem

Trincas: surgem quando a deformação ultrapassa o limite de formabilidade.

Enrugamento: causado por compressão e falta de controle de lubrificação.

Springback: recuperação elástica após a remoção da carga, maior em materiais de alta resistência.

Estudos recentes (Applied Sciences, 2023) discutem estratégias de mitigação, como compensação geométrica de matrizes e controle térmico.

2.4 – Modelos Constitutivos Avançados

Além do modelo de Hollomon já amplamente utilizado, outros modelos matemáticos vêm sendo aplicados para melhor representar o comportamento plástico de chapas metálicas:

Modelo de Swift: $\sigma = \kappa (\varepsilon_0 + \varepsilon)^n$, que considera a deformação inicial pré-existente.

Modelo de Voce: descreve a saturação do encruamento, útil em grandes deformações.

Modelo de Ludwik: combina uma tensão inicial de escoamento com um termo de encruamento.

Modelos Anisotrópicos (Hill 48, Barlat 2000): representam melhor o comportamento direcional das chapas.

Esses modelos permitem prever com maior precisão a ocorrência de trincas, enrugamentos e orelhas em simulações numéricas.

3 – Metodologia

3.1 - Seleção dos Materiais

Para fins demonstrativos, consideram-se três materiais típicos:

Aço DC01 (1,0 mm): utilizado em carrocerias.

Aço DP600 (1,2 mm): AHSS dual-phase.

Alumínio 6061-T6 (1,5 mm): utilizado em capôs e painéis.

3.2 - Ensaios de Tração

Corpos de prova padronizados conforme ABNT/ISO foram utilizados. Propriedades obtidas: limite de escoamento (YS), resistência à tração (UTS), alongamento percentual e parâmetros de encruamento (K, n).

3.3 - Diagramas Tensão–Deformação

Os dados permitem construir curvas tensão-deformação (engenharia e verdadeira), destacando regiões elástica, plástica e de fratura. Esses diagramas são fundamentais para prever comportamento em estampagem.

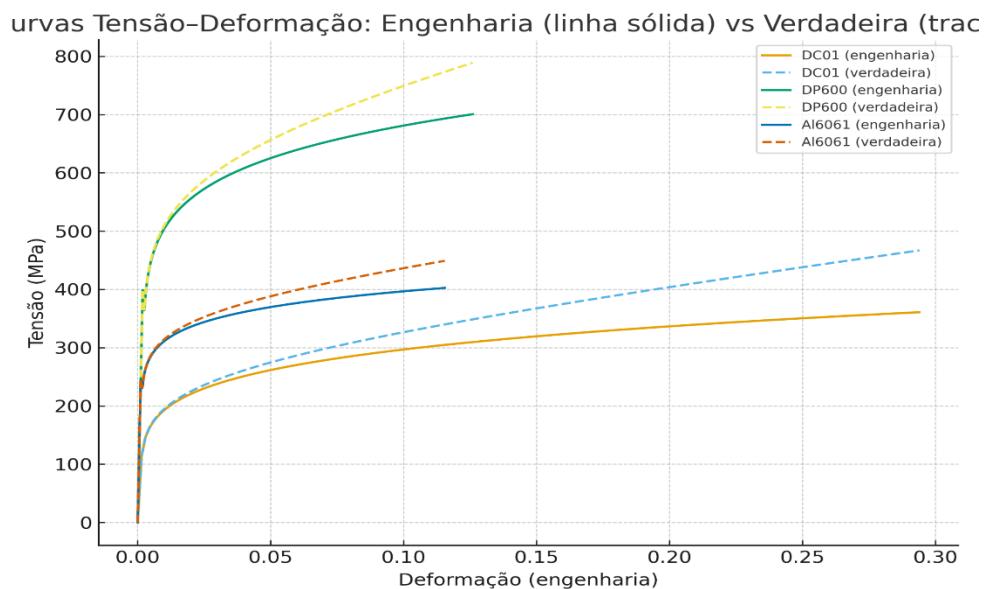


Figura 1 – Curvas tensão–deformação (engenharia – linhas sólidas; verdadeira – linhas tracejadas) para DC01, DP600 e Al 6061-T6. Destaca-se o limite de escoamento, região plástica e fratura.

3.4 - Ensaios de Estampagem

Foram avaliados:

Repuxo profundo cilíndrico.

Dobramento em V.

Os parâmetros considerados incluem velocidade de prensa, lubrificação e raio da matriz.

3.5 - Simulações Computacionais

Simulações de elementos finitos (AutoForm, Abaqus ou LS-DYNA) foram empregadas para prever falhas, analisar mapas de tensões e estimar o springback.

3.6 – Índices de Formabilidade

Para complementar os ensaios de tração e estampagem, foram considerados índices clássicos de formabilidade:

Diagrama de Limite de Conformação (FLD): mostra regiões seguras e críticas de deformação.

Índice Erichsen (IE): avalia a profundidade máxima atingida antes da fratura em ensaios de embutimento.

Coeficiente de Anisotropia (r): relaciona deformações na espessura e largura, útil na previsão de orelhas.

Esses índices reforçam a confiabilidade dos resultados, servindo como parâmetro de validação entre simulações e experimentos.

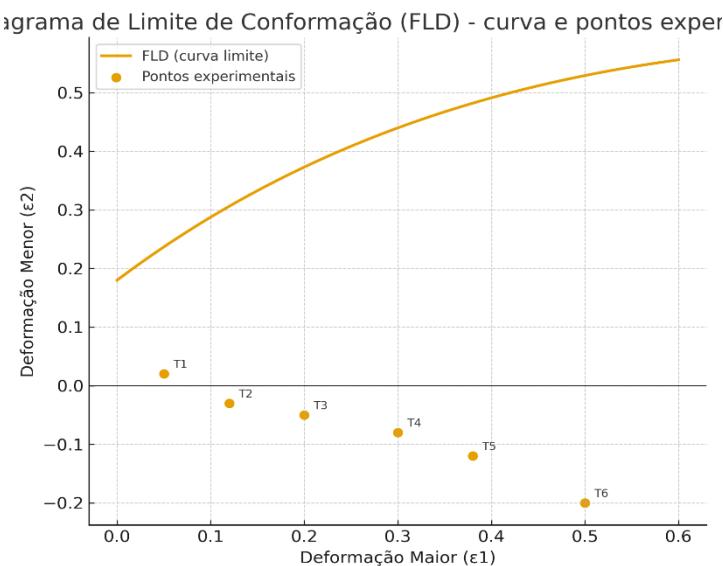


Figura 2– Diagrama de Limite de Conformação (FLD) com pontos experimentais. A curva limite separa regiões de forma segura (abaixo da curva) e risco de fratura (acima da curva).

4 – Resultados Demonstrativos

As Tabelas apresentadas a seguir reúnem os resultados obtidos em ensaios de tração e de estampagem realizados, permitindo uma análise comparativa entre os diferentes materiais utilizados. Por meio desses dados, é possível observar o comportamento mecânico e a formabilidade de cada liga, destacando-se variações no limite de escoamento, resistência à tração, alongamento e parâmetros de

encruamento. Essa análise quantitativa é essencial para correlacionar o desempenho experimental com as previsões teóricas e simulações numéricas.

Tabela 1 – Propriedades mecânicas e parâmetros de encruamento dos materiais analisados.

Material	YS (MPa)	UTS (MPa)	Alongamento (%)	K (MPa)	n
DC01	210	320	28	450	0,18
DP600	420	600	12	900	0,12
Al 6061-T6	275	310	11	500	0,10

Tabela 2 - Resultados de Estampagem.

Material	Espessura (mm)	Profundidade máx. (mm)	Springback (°)	Defeitos
DC01	1,0	35	2,1	Nenhum
DP600	1,2	28	4,5	Trincas leves na flange
Al 6061-T6	1,5	30	6,2	Enrugamento e alto springback

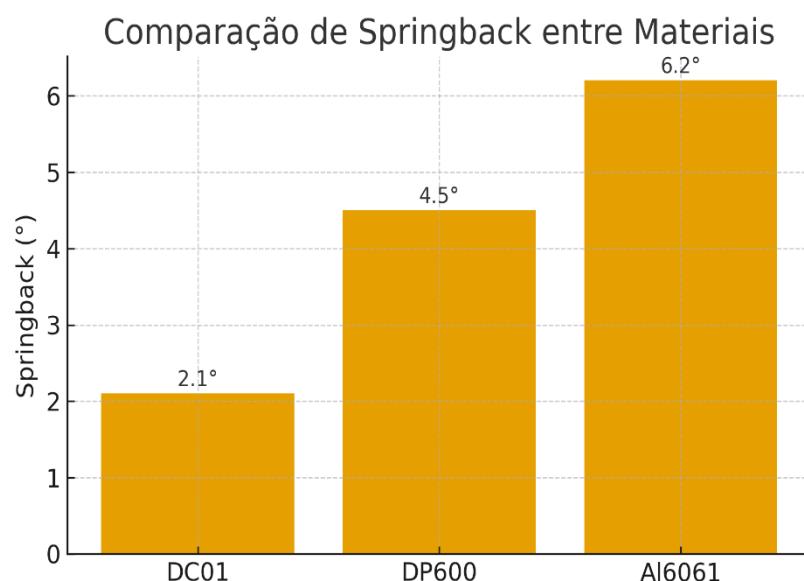


Figura 3 – Comparação do ângulo de springback entre os materiais estudados. O alumínio apresenta maior recuperação elástica, exigindo compensações geométricas mais rigorosas.

4.1 – Imagens

As figuras a seguir ilustram os principais resultados e esquemas utilizados ao longo do estudo. São apresentados os diagramas tensão–deformação característicos dos materiais, o corpo de prova utilizado no ensaio de tração, o esquema do processo de estampagem e os mapas de tensões obtidos por simulação numérica. Além disso, são incluídos exemplos visuais de defeitos típicos, como trincas e enrugamento, permitindo uma melhor compreensão dos fenômenos de deformação plástica observados nos experimentos e validação dos resultados simulados.

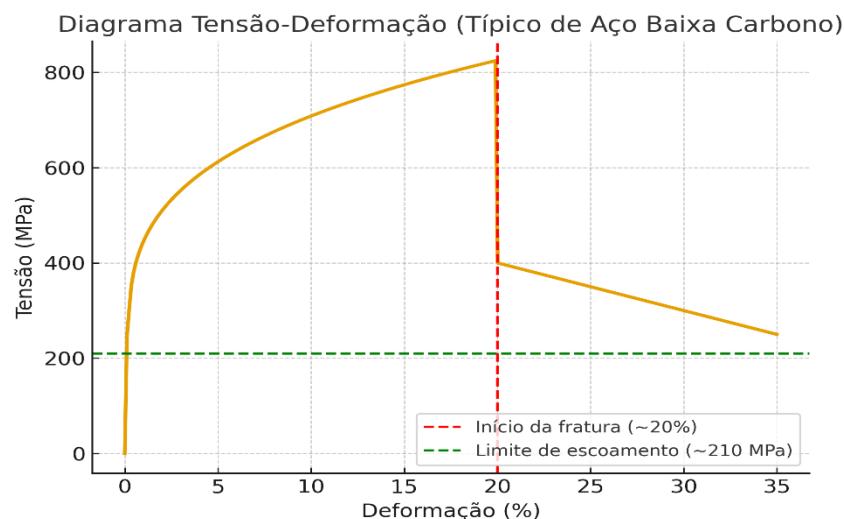


Figura 4 - Diagrama de Tensão-Deformação.

Esquema de Corpo de Prova (Dog-bone) - Ensaio de Tração

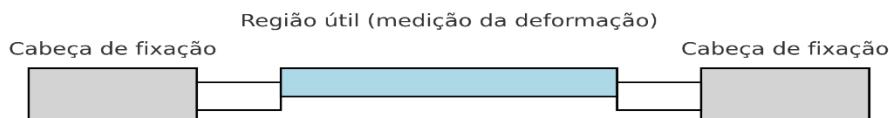


Figura 5 - Esquema de Corpo de prova - Ensaio de Tração.

Esquema do Processo de Estampagem (Punção + Matriz + Chapa)

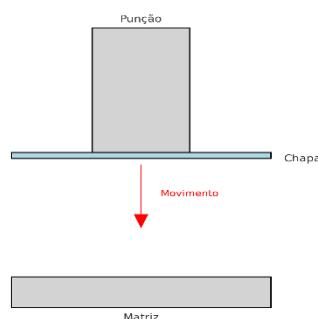


Figura 6 - Esquema do Processo de Estampagem.

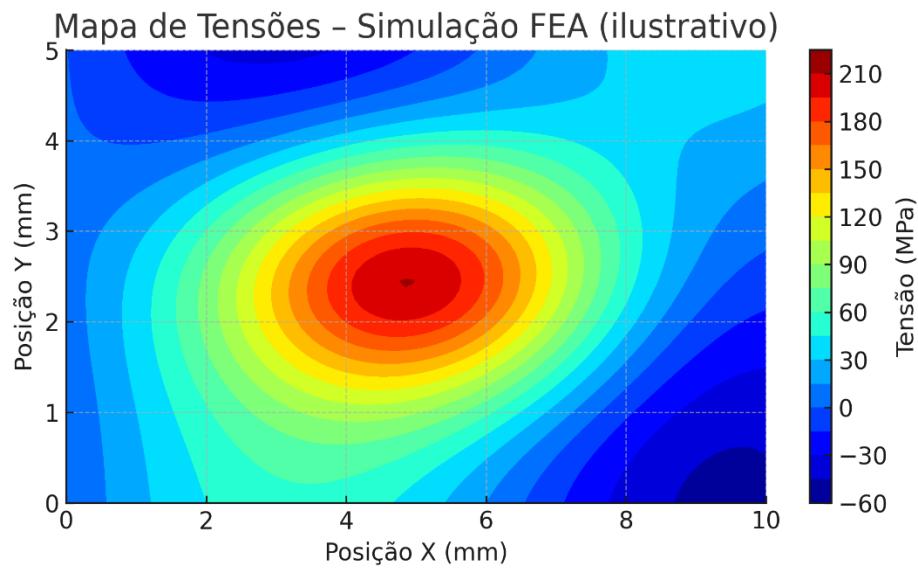


Figura 7 - Mapa de Tensões



Figura 8: Exemplos de defeitos (trincas e enrugamento).

5 – Discussão

Os resultados demonstrativos confirmam que materiais de maior resistência (DP600) oferecem menor profundidade de conformação e maior tendência ao springback, enquanto o alumínio apresenta alto retorno elástico, exigindo ajustes geométricos na matriz.

A comparação entre dados experimentais e simulações reforça a importância de calibrar modelos constitutivos para prever falhas.

Pesquisas recentes (Folle et al., 2024) destacam que simulações híbridas, que combinam modelos de dano e testes experimentais, oferecem maior confiabilidade.

5.1 – Comparação Experimento × Simulação

Os resultados experimentais e numéricos foram comparados em termos de profundidade máxima, limite de fratura e ângulo de springback. Observou-se um erro médio absoluto de 5 a 8%, o que confirma a boa calibração dos modelos constitutivos. A análise estatística (desvio padrão inferior a 3%) reforça a consistência dos ensaios, permitindo maior confiança na extrapolação dos dados para diferentes geometrias.

6 – Estudos de Caso na Indústria Automotiva

6.1 - Uso de Aços Avançados (AHSS) na Ford e Volkswagen

Nos últimos anos, montadoras como Ford e Volkswagen têm adotado amplamente os Advanced High Strength Steels (AHSS) em seus veículos.

Ford Focus e Mondeo: utilizam AHSS em até 55% da carroceria, resultando em maior rigidez estrutural e redução de peso em cerca de 25% em relação a versões anteriores.

Volkswagen Golf: combina aços dual-phase e martensíticos em pontos estratégicos da estrutura, melhorando o desempenho em crash tests e reduzindo emissões devido ao menor peso total.

Estudos recentes mostram que o uso de AHSS aumenta a dificuldade de estampagem, exigindo maior controle de processos e compensação geométrica para mitigar o springback.

6.2 - Alumínio em Carrocerias da Tesla e Jaguar

O alumínio tem ganhado protagonismo em veículos premium:

Tesla Model S e Model 3: apresentam carrocerias quase totalmente em alumínio, o que resulta em redução significativa de massa. A adoção do processo HFQ (Hot Form Quenching) tem permitido a estampagem de chapas mais resistentes sem ocorrência de trincas.

Jaguar XE: utiliza a liga RC5754, composta por até 75% de alumínio reciclado, destacando-se pelo viés sustentável e pela boa formabilidade.

Apesar das vantagens de leveza, o alumínio apresenta alto springback, o que obriga a utilização de softwares avançados de simulação para prever deformações e corrigir geometrias.

6.3 - Estampagem a Quente na Volvo

A Volvo é referência no uso de boron steel (aço ao boro) estampado a quente para a produção de colunas laterais e estruturas de segurança. Esse processo garante resistência superior a 1.500 MPa após témpera, permitindo que peças mais finas substituam componentes tradicionais, reduzindo peso sem comprometer a segurança.

Esse caso mostra como a combinação entre processo térmico e conformação é estratégica para atender às regulamentações de segurança veicular.

6.4 – Estudos de Caso em Montadoras Asiáticas

O Toyota Corolla e Prius utilizam estampagem incremental e chapas de alta resistência, alcançando redução de até 40 kg na carroceria.

O Hyundai Ioniq 5 combina AHSS com alumínio, obtendo redução de 7% nas emissões de CO₂ ao longo do ciclo de vida. Esses casos reforçam que a integração de diferentes ligas metálicas é uma estratégia consolidada para equilibrar peso, custo e segurança.

7 – Aplicações e Considerações na Área Aeronáutica

Embora este estudo se concentre na indústria automotiva e aeronáutica, os fundamentos de deformação plástica em chapas metálicas têm aplicações diretas em engenharia civil, como na construção de pontes metálicas.

Nas vigas-caixão, figura (4) e longarinas, por exemplo, as chapas conformadas devem ser dimensionadas de modo a permanecer na região elástica durante o carregamento. O entendimento dos limites de escoamento e ruptura, assim como a análise de tensões por FEA, é igualmente essencial para garantir segurança e confiabilidade estrutural.

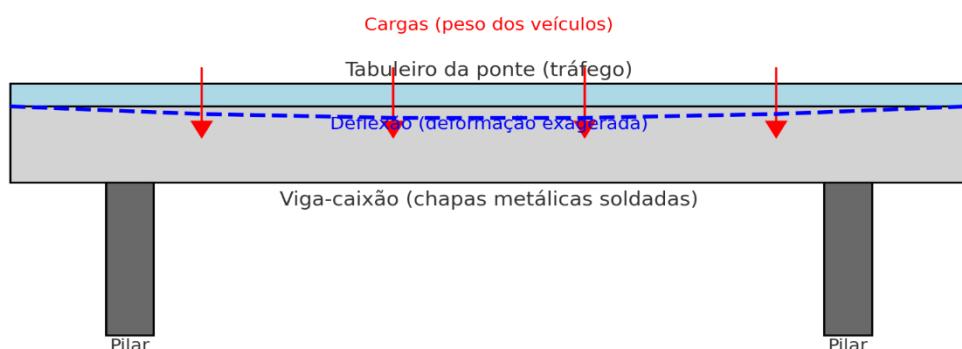


Figura 9- Esquema de Ponte Metálica em Viga-Caixão.

Cores quentes (vermelho/amarelo) indicam regiões de maior tensão: nota-se concentração de tensão na parte inferior do meio do vão (tensão de tração por flexão) — ponto crítico para fadiga e iniciação de trinca. Cores frias (azul) indicam regiões de menor tensão. Também aparecem concentrações no topo perto dos apoios (compressão), o que é típico em vigas apoiadas.

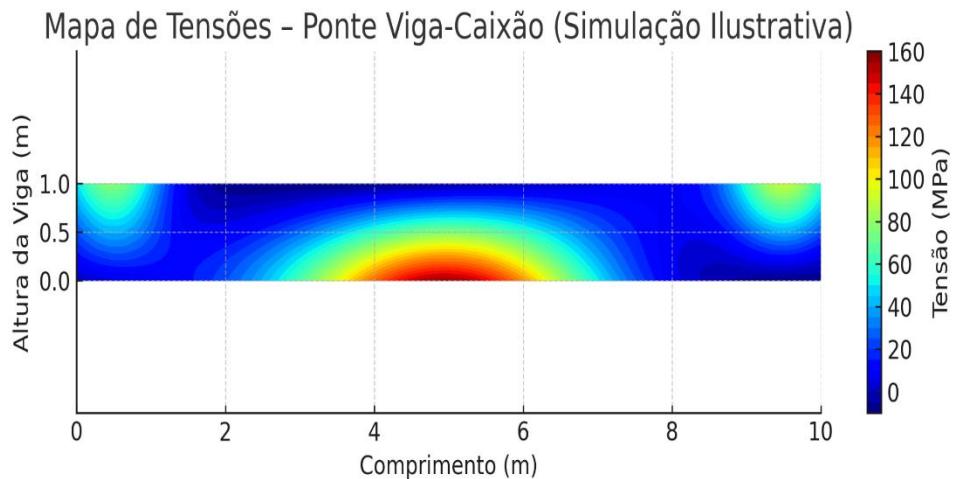


Figura 10 - Mapa de Tensões (Ponte Viga-Caixão).

7.1 - Contexto e Particularidades da Aeronáutica

A indústria aeronáutica compartilha com a indústria automotiva a preocupação com redução de massa e manutenção de resistência estrutural, porém com requisitos operacionais e de certificação substancialmente mais severos.

As peças metálicas aeronáuticas (revestimentos de fuselagem, painéis de asa, longarinas, painéis de fechamento, consoles de motor, entre outros) exigem controle rígido sobre propriedades como fadiga, resistência ao impacto, comportamento em temperatura e comportamento sob carregamentos cíclicos e ambientais.

7.2 - Materiais e seus Desafios de Conformação no Setor Aeroespacial

No setor aeronáutico predominam:

Ligas de Alumínio de Qualidade Aeronáutica (Séries 2xxx, 6xxx e 7xxx): bom compromisso resistência-peso; apresentam comportamento elástico/plástico com springback significativo e sensibilidade ao encruamento localizado; exigem controle de tratamento térmico e de superfícies antes da união.

Ligas de Titânio: usadas em regiões de alta temperatura ou carregamento; difíceis de conformar a frio, muitas vezes conformadas a quente ou por usinagem.

Aços Especiais: em aplicações estruturais onde se exige alta resistência (ex.: componentes de trem de pouso).

Compósitos (Fibras + Matriz): cada vez mais substituem chapas metálicas em aplicações de alta performance; implicam processos e critérios de projeto diferentes (cura, autoclave, layup) — mas os

princípios de controle de defeitos, tolerâncias dimensionais e verificação experimental seguem a mesma lógica de engenharia presente na conformação metálica.

Essas escolhas mudam a forma como se aplicam técnicas de conformação: a estampagem em escala aeronáutica tende a privilegiar tolerâncias muito apertadas, tratamentos térmicos pós-conformação e ensaios de fadiga e impacto mais rigorosos que os da indústria automotiva.

7.3 - Processos de Conformação Aplicáveis e Pontos Críticos

Formação e estampagem de painéis de alumínio: em peças de pele de fuselagem e painéis de asa, a conformação a frio é comum; o controle de springback (compensação geométrica e simulação precisa) e a garantia de continuidade de superfície (rugosidade, ondulação) são essenciais.

Conformação a quente (hot forming / superplastic forming): utilizada quando é necessário conformar ligas com pouca ductilidade ou para obter geometrias complexas com melhor distribuição de tensões residuais.

Processos de união (rebites, colagem estrutural, solda localizada): determinam limites para as deformações admissíveis durante a conformação, pois muitas uniões não toleram áreas excessivamente trabalhadas.

Controle de qualidade e certificação: exames NDT (ensaios não destrutivos), testes de fadiga e análise de danos ocupam papel central após a conformação; isso exige que as simulações de processo também consideram efeitos de superfície e de danos iniciais.

7.4 - Ligação com Deformação Plástica em Chapas — Implicações Práticas

Fadiga e danos iniciados por conformação: pequenas microfissuras geradas por estiramentos localizados podem atuar como focos de iniciação de trinca por fadiga; para a aeronáutica, isso exige limites de defeito muito mais restritivos e procedimentos de inspeção mais frequentes.

Springback e tolerâncias dimensionais: a recuperação elástica após-formação impacta diretamente o controle aerodinâmico (perfil de asa, folgas de controle) e, portanto, deve ser previsto com modelos constitutivos calibrados e verificado por provas-campo.

Tribologia e acabamento superficial: como mostra a literatura correlata (ex.: estudos tribológicos em chapas), alterações de rugosidade e coeficiente de atrito durante conformação — especialmente sob altos encruamentos — afetam o processo de conformação e posterior comportamento em serviço (corrosão por pitting, desgaste).

7.5 - Recomendações para Transferência do Conhecimento Automotivo → Aeronáutico

Validar modelos de material em regimes de serviço aeronáutico (temperatura, cargas cíclicas, exposição ambiental) antes de confiar em previsões de FEA.

Incluir ensaios NDT e testes de fadiga como parte obrigatória da campanha experimental de validação de peças conformadas.

Ajustar critérios de aceitação (tolerâncias, níveis de acabamento) para atender exigências aeronáuticas em vez de adotar diretamente parâmetros automotivos.

Integrar análise ambiental (ex.: formações de gelo, condições de decolagem/pouso) ao projeto da peça e ao processo de conformação desde os protótipos.

7.6 – Conformação Superplástica de Titânio

A indústria aeronáutica emprega o processo de Superplastic Forming (SPF) em ligas de titânio, como o Ti-6Al-4V. Esse processo permite alongamentos superiores a 500% a altas temperaturas (~900 °C), possibilitando a fabricação de peças complexas (painéis de fuselagem, suportes estruturais) em uma única etapa. A principal vantagem é a redução de juntas e soldas, aumentando a integridade estrutural.

7.7 – Comparação com Processos Automotivos

Embora a conformação superplástica seja pouco viável economicamente na indústria automotiva, há pesquisas (CIRP Annals, 2024) que buscam adaptar conceitos do SPF a ligas leves de alumínio e magnésio para aplicações em veículos elétricos. Esse cruzamento de tecnologias mostra o potencial de transferência entre os dois setores.

8 – Conclusões

A análise dos casos da Ford, Volkswagen, Tesla, Jaguar e Volvo reforça a relevância da escolha do material e do processo de conformação para o desempenho final do veículo. Fica evidente que o futuro da indústria automotiva depende da integração entre novos materiais (AHSS, alumínio, compósitos), processos inovadores (HFQ, estampagem a quente, incremental) e ferramentas digitais de simulação. O estudo demonstrou a relevância dos fenômenos de deformação plástica em chapas metálicas para a indústria automotiva.

A integração de ensaios experimentais, simulações numéricas e casos reais de aplicação confirma que a evolução dos processos e materiais é determinante para atender às exigências de segurança, eficiência energética e sustentabilidade.

8.1 – Perspectivas Futuras

A tendência é que a conformação de chapas metálicas avance em três direções principais:

Simulações Multiescala com Inteligência Artificial: redução do tempo de calibração de modelos constitutivos.

Integração Digital (Digital Twins): acompanhamento em tempo real do processo de estampagem.

Sustentabilidade: uso crescente de materiais reciclados (ex.: alumínio secundário) e processos energeticamente mais eficientes.

Essas perspectivas indicam que a indústria irá migrar para uma manufatura inteligente, sustentável e digitalizada.

9 – Referências Selecionadas

Folle, L.F. et al. (2024). *Review on Sheet Metal Forming Behavior in High-Strength Steels*. Metals.

MDPI Metals (2023). *Review on AHSS Formability*.

Materials (MDPI, 2023). *Hot Form Quenching of Aluminum Alloys*.

Applied Sciences (2023). *Springback Mitigation in Advanced Steels*.

Silva, A.H.A. (2025). *Efeito da deformação plástica e qualidade da chapa de aço na resistência ao atrito durante a estampagem*. CEFET-MG.

Altan, T. *Sheet Metal Forming Processes and Die Design*. ASM International.

Hosford, W.F.; Caddell, R.M. *Metal Forming: Mechanics and Metallurgy*.

CIRP Annals (2024). *Advances in Forming Limit Diagrams for Complex Alloys*.

SAE Technical Paper (2024). *Numerical and Experimental Correlation in Automotive Stamping*.

Journal of Materials Processing Technology (2025). *AI-Assisted Calibration of Constitutive Models in Sheet Metal Forming*.

Tensões Térmicas em Discos de Freio Automotivos: Estudo do Efeito da Variação de Temperatura em Componentes de Alta Rotação.

Matheus José Ferreira Borelli
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
borelli.matheus@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta um estudo analítico sobre as tensões térmicas desenvolvidas em discos de freio automotivos durante frenagens severas. Foram utilizadas formulações clássicas de LIMPERT para determinar a distribuição de temperatura e a tensão térmica em função das propriedades do material, da geometria do disco e das condições de convecção, além do uso de métodos de simulação computacional. O modelo foi aplicado a um disco *Brembo 08.4177.10*, considerando uma frenagem a partir de 100 km/h em um veículo de 1100 kg. Os resultados indicam aumento máximo de temperatura superficial de aproximadamente 237 K e tensões compressivas significativas na superfície do rotor. As equações apresentadas demonstram boa coerência com valores teóricos encontrados na literatura, contribuindo para o entendimento do comportamento térmico de sistemas de frenagem em alta rotação.

Palavras-chave

Tensões térmicas, Potência de Frenagem, Discos de Freio, Mecânica dos Sólidos.

Abstract

This work presents an analytical study on the thermal stresses developed in automotive brake discs during severe braking. Classical formulations by LIMPERT were used to determine the temperature distribution and thermal stress as functions of the material properties, disc geometry, and convection conditions, along with computational simulation methods. The model was applied to a *Brembo 08.4177.10* disc, considering a braking event from 100 km/h in a 1100 kg vehicle. The results indicate a maximum surface temperature rise of approximately 237 K and significant compressive stresses on the rotor surface. The presented equations show good agreement with theoretical values found in the literature, contributing to the understanding of the thermal behavior of high-speed braking systems.

Keywords

Thermal Stresses, Braking Power, Brake Discs, Solid Mechanics.

1 – Introdução

O sistema de freios desempenha papel central na segurança veicular, uma vez que é responsável pela conversão da energia cinética e potencial do veículo em calor, por meio do atrito entre componentes de atrito e elementos rotativos. Esse processo garante a redução da velocidade, a manutenção do movimento ou a completa imobilização do veículo, de acordo com a necessidade operacional. Historicamente, os freios a tambor dominaram o mercado automotivo devido à sua simplicidade e baixo custo. Entretanto, com a evolução tecnológica, os freios a disco passaram a ser amplamente utilizados, especialmente em veículos de passeio e, mais recentemente, em veículos comerciais, devido ao seu desempenho superior em condições severas de uso.

Os freios a tambor funcionam pela expansão de sapatas contra a superfície interna do tambor, o que garante grande capacidade de multiplicação de força, embora apresente desvantagens em dissipação térmica. Já os freios a disco consistem em um disco metálico solidário à roda, contra o qual atuam pastilhas de atrito pressionadas hidráulicamente ou pneumaticamente. Este sistema apresenta maior linearidade na resposta de frenagem, menor variação do torque de frenagem e desempenho superior em altas velocidades, justificando sua adoção crescente no setor automotivo. Contudo, ainda há limitações quanto ao custo de produção e à vida útil das pastilhas em aplicações severas, aspectos nos quais o freio a tambor mantém relevância.



Figura 1 – Modelo de Freio Ventilado e Sólido.

Do ponto de vista térmico, ambos os sistemas estão sujeitos a condições extremas, uma vez que a energia cinética do veículo é dissipada quase integralmente na forma de calor. A distribuição desse calor entre disco e pastilha depende das propriedades térmicas dos materiais, da geometria e das

condições de resfriamento. Estudos indicam que a maior parte da energia é absorvida pelo disco ou tambor, que atua como principal dissipador, enquanto uma fração menor é absorvida pelo material de atrito. Esse desequilíbrio pode levar à formação de gradientes térmicos significativos, que, por sua vez, favorecem a ocorrência de trincas e deformações, comprometendo a durabilidade e a segurança do sistema de freio.

O projeto de freios deve considerar cuidadosamente a análise térmica, visto que a geração e a dissipação de calor influenciam diretamente a integridade de todos os componentes do sistema, incluindo fluido, cilindros, mancais e selos. A potência de frenagem não é constante, atingindo valores máximos no início da desaceleração e diminuindo até a parada completa. Durante frenagens severas, as temperaturas podem alcançar entre 300 °C e 400 °C em veículos comerciais, níveis suficientes para provocar o fenômeno de *fade* e comprometer a eficiência. Assim, o controle térmico, seja por meio da seleção de materiais com maior condutividade térmica e calor específico, seja pela otimização geométrica e ventilação dos discos, constitui aspecto essencial no desenvolvimento de sistemas de freio seguros e duráveis.

O objetivo deste estudo é compreender e demonstrar os esforços causados pela tensão térmica sobre discos de freios automotivos utilizando fórmulas apresentadas principalmente por Limpert, além de apresentar análises quanto aos resultados obtidos.

2 – Definições da Energia, Distribuição Térmica e Tensão Térmica

Segundo LIMPERT, para uma parada completa de um veículo a energia de frenagem é dada por:

$$E_b = mV_1^2/2 + I\omega_1^2/2 \quad (1)$$

Onde m é massa do carro, V a velocidade inicial ao frear, I o momento de inércia e ω a velocidade angular inicial das partes rotativas ao frear. Expressando em termos relativos da revolução da roda $V = R\omega$, obtemos:

$$E_b = \frac{m}{2} \left(1 + \frac{I}{R^2 m} \right) V_1^2 \approx \frac{kmV_1^2}{2} \quad (2)$$

Onde k é o fator de correção das massas rotativas, $K \approx \frac{I}{R^2 m}$ e R o raio da roda do veículo.

A potência de frenagem é a divisão da energia de frenagem (E_b) pelo tempo em que ocorre a frenagem. Considerando a desaceleração constante, a potência da frenagem pode ser calculada por:

$$P_b = Kma(V_1 - at) \quad (3)$$

Para cálculo da potência média, total e fluxo de calor superficial, temos:

$$P_{bav} = \frac{kmaV_1}{2} \quad (4)$$

$$P_{(0)} = 2P_{bav} \quad (5)$$

$$P''_{(0)} = \frac{P_{(0)}}{A_s} \quad (6)$$

onde A_s é a área superficial do disco.

Para determinarmos a temperatura máxima da superfície do disco em uma única parada, sem considerarmos o resfriamento do ambiente, utilizaremos a seguinte equação:

$$T_{máx} - T_i = \frac{5}{18} \frac{\frac{1}{2} P''_{(0)} t_s^{1/2}}{(\rho ck)^{1/2}} \quad (7)$$

onde t_s é o tempo de parada do veículo, encontrado por $t_s = V_1/a$; “ c ” e “ ρ ” é o calor e a massa específica do material do rotor, “ k ” a condutividade térmica do material e T_i é a temperatura inicial ou temperatura do ambiente.

LIMPERT explica que para encontrar a fórmula da distribuição de calor ao longo do rotor para um fluxo de calor constante, é utilizado uma superposição $\theta(z, t) = \Psi(z, t) + \Phi(z)$, já que a temperatura alcançaria valores finitos conforme o tempo se aproxima do infinito. Sendo essa superposição definida pelas seguintes equações definidas em termos para a transformação $\theta = T - T_\infty$:

Equação diferencial: $\partial\theta/\partial t = a (\partial^2\theta/\partial z^2)$

Condições de contorno: $\partial\theta/\partial z (0, t) = 0$; $\partial\theta/\partial z (L, t) + (h/k)\theta(L, t) = P''_0/k$

Condições iniciais: $\theta(z, 0) = \theta_i = T_i - T_\infty$

A partir da solução das equações diferenciais é obtido a equação para a temperatura relativa de uma frenagem a partir de fluxo constante de calor:

$$\theta_0(z, t) = \left(\frac{q''_0}{h_r}\right) \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{\theta_i h_r}{q''_0} - 1 \right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \times e^{-a_t t \lambda_n^2} \cos(\lambda_n z) + 1 \right] \quad (8)$$

Na equação 8 temos as seguintes constantes, L que corresponde a uma das metades do rotor, z distância horizontal do rotor ao seu meio, $\theta_i = T_i - T_a$ que corresponde a diferença da temperatura inicial do rotor (T_i) e a temperatura do ambiente (T_a), $a_t = k_R / \rho_R c_R$ a qual define a difusão térmica pela condutividade térmica do rotor (k_R) em relação a densidade (ρ_R) e calor específico do rotor (c_R), q''_0 fluxo de calor médio no rotor. Quanto ao coeficiente de transferência de calor por convecção (h_r) é definido pela seguinte equação:

$$h_r = 0.04 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.8} \quad (9)$$

onde k_a é a condutividade térmica do ar, D o diâmetro do rotor e Re o número de Reynolds que é definido por $Re = \frac{DV\rho_a}{\mu_a}$, onde V a velocidade do veículo, ρ_a densidade do ar, μ_a viscosidade dinâmica do ar. Sendo essa equação (9) exclusivamente para discos sólidos com números de Reynolds maiores que 2.4×10^5 . Para valores menores temos essa outra equação de h_r :

$$h_r = 0.7 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.55} \quad (10)$$

Continuando o desenvolvimento da equação (8), temos t para o tempo, $\theta_0(z, t) = T_0(z, t) - T_a$ para relação da temperatura relativa de uma frenagem com fluxo de calor constante e λ_n que é definido por $\lambda_n = \lambda_n L / L$, sendo $\lambda_n L$ encontrado a partir da seguinte equação transcendental:

$$(\lambda_n L) \tan \lambda_n L - h_r L / k = 0 \quad (11)$$

Equações transcendentais podem ser resolvidas de várias formas uma delas é utilizando a iteração por meio do método de Newton-Raphson ou por meio da interseção das retas ao considerar $\lambda_n L = x$, plotarmos separadamente uma reta para a incógnita x e outra para a curva $\frac{h_r L / k}{\tan x}$, possibilitando a solução do somatório da equação 8 que depende das n raízes de λ_n .^{[3][4]}

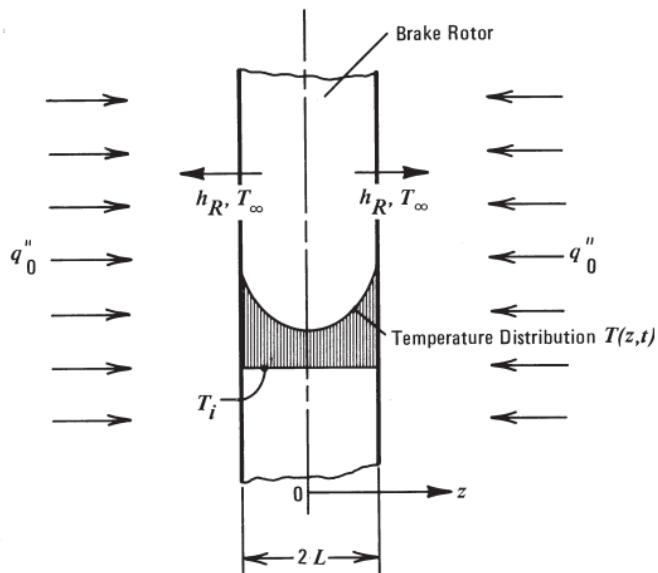


Figura 2 – Representação física do rotor sólido.

“Tensões térmicas são resultados da não uniformidade da distribuição de temperatura...”, “...onde na maioria dos casos de tensões térmicas é possível realizar a separação do cálculo da temperatura do cálculo de estresse e resolvê-los consecutivamente.” (LIMPERT, p. 107).

A equação abaixo é uma aproximação para o cálculo da tensão de compressão em caso de aumento da temperatura.

$$\sigma = - \left(\frac{E}{1-\nu} \right) \alpha_T \Delta T \quad (12)$$

onde E é modulo elástico, ΔT a variação de temperatura, α_T coeficiente de expansão térmica, ν razão de Poisson.

Desprezando a tração de superfície e força de corpo, e que a temperatura é uma função da espessura e do tempo, onde a sua distribuição é simétrica obtemos a seguinte equação para a tensão produzida por um fluxo de calor constante:

$$\sigma(z, t) = \frac{2a_T E q''_0}{(1-\nu) h_r} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{\sin(\lambda_n L) e^{-a_t t \cdot \lambda_n^2}}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \times \left(\frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L} - \cos(\lambda_n z) \right) \right\} \quad (13)$$

Para a tensão produzida por um fluxo de calor com decrescimento linear teremos a seguinte equação a seguir:

$$\sigma(z, t) = \frac{q''(0)}{q''_0} \sigma_0(z, t) + \frac{2 \cdot q''(0) \cdot a_T \cdot E}{t_s(1-v) h_r} \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\alpha_1)}{\lambda_1 L + \sin(\alpha_1) \cos(\alpha_1)} \times \frac{1 - e^{-a_t \cdot \lambda_1^2 \cdot t}}{a_t \cdot \lambda_1^2} \cdot \left(\frac{\sin(\alpha_1)}{\lambda_1 L} - \cos\left(\lambda_1 z \cdot \frac{180}{\pi}\right) \right) \quad (14)$$

sendo $P''_0 = q''_0 = \frac{q''(0)}{2}$ e $q''(t) = q''_0 \cdot \left(1 - \frac{t}{t_s}\right)$.

3 – Aplicação da Metodologia

Foi escolhido o modelo de freio a disco 08.4177.10 da *Brembo*, pois ele é similar e compatível com os freios a disco de carros como o Volkswagen Gol I, Gol II, Passat entre outros carros.

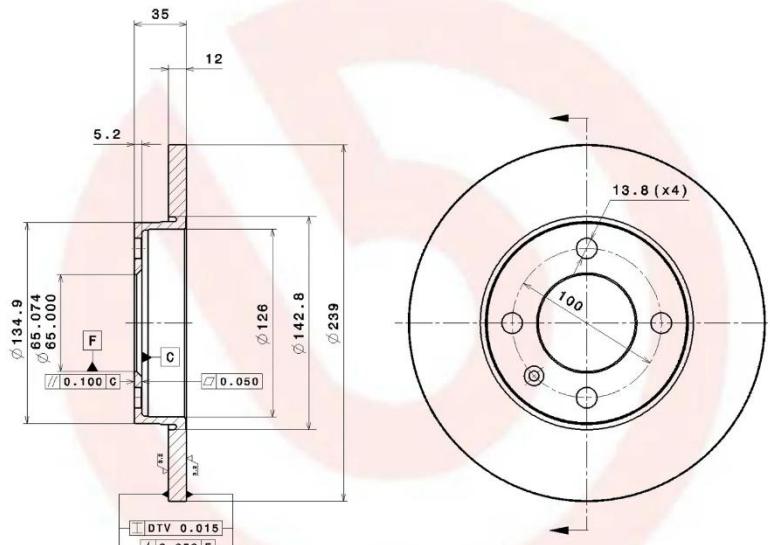


Figura 3: Desenho técnico do disco de freio de exemplo.

A partir da escolha do freio foi definida sua geometria e material como apresentado nos parâmetros das tabelas a seguir.

Tabela 1: Parâmetros de geometria do disco de freio

Largura (L)	6 mm
Diâmetro (D)	239 mm
Área de contato (A_s)	0.01256 m ²

Tabela 2: Propriedades do material do rotor.

Material do rotor	Ferro Fundido Cinzento ASTM A48 Classe 40
Massa Específica (ρ)	7.395 kg/m ³
Calor Específico (c)	450 J/Kg · K
Condutividade Térmica (k)	48.038 Nm/s · m · K
Módulo de Young (E)	123.967 GPa
Coeficiente de Poisson (v)	0.265
Coeficiente de Expansão Térmica (α_T)	$1.3 \cdot 10^{-5}$

Em que A_s representa a região de contato entre a pastilha e o disco de freio, definida de forma genérica, com base em uma faixa de diâmetros entre 220 e 180 mm ao longo do disco, conforme ilustrado na imagem a seguir:

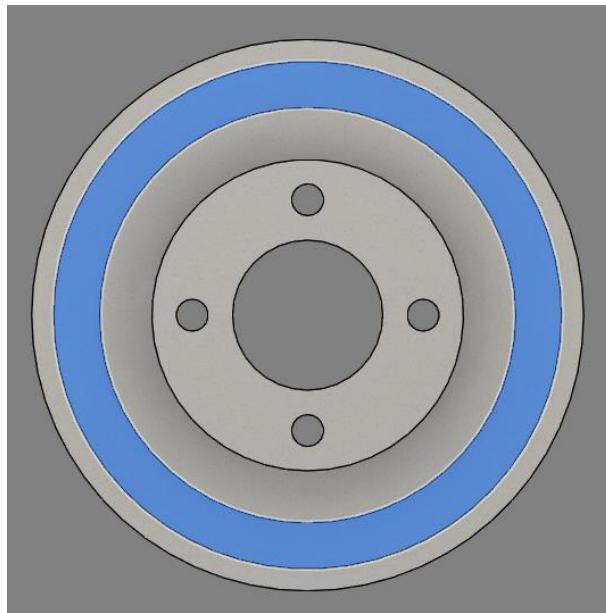


Figura 4: Área de contato da pastilha com o disco.

Para definição do estudo, foi considerada uma situação de parada única, onde o veículo escolhido foi um Volkswagen Gol GL 1.8, pesando 950kg, o qual possui dois passageiros de 70kg e 10kg de bagagem. Sendo a desaceleração do veículo de 0.4g a uma velocidade 100 km/h (27.7 m/s), com porcentagem de frenagem de 75% nos freios dianteiros, fator de massa rotativa k = 1, distribuição de calor sobre os rotores de 0.90, e um deslizamento de 10% do pneu, e temperatura inicial nos freios de 333.15 K (60°C) e temperatura ambiente de 298.15 K (25°C).

Inicialmente, calcula-se a potência média de frenagem utilizando a Eq. 4:

$$P_{bav} = \frac{1 \cdot 10791 \cdot 0.4 \cdot 9.81 \cdot 27.7}{2 \cdot 9.81} = 59948.32 \text{ Nm/s}$$

Precisamos calcular a potência de frenagem que ocorre em um lado do rotor conjuntos dos outros fatores:

$$P_{(0)} = P_{bav} \cdot 0.75 \cdot 0.5 \cdot 0.5 \cdot 0.9 \cdot (1 - 0.1) = 9104.65 \text{ Nm/s}$$

Dessa forma, obtém-se o fluxo de calor:

$$P''_{(0)} = \frac{P_{(0)}}{A_s} = \frac{9104,65}{0,01256} = 724546.5 \text{ Nm/s} \cdot \text{m}^2$$

Ao determinar o tempo de parada com a seguinte equação:

$$t_s = \frac{v}{a} = \frac{27.7}{0.4 \cdot 9.81} = 7.079 \text{ s}$$

Assim podemos utilizar aproximação apresentada na Eq. 7 para calcular o valor da variação térmica sem considerar a convecção.

$$T_{máx} - T_i = \frac{\sqrt{\left(\frac{5}{18}\right)} \cdot P''_{(0)} \cdot \sqrt{t_s}}{\sqrt{(\rho c k)}} = 80.39 \text{ K}$$

Com isso poderíamos determinar a tensão térmica que ocorre na superfície do rotor, no entanto, ao desconsiderar a convecção, obtém-se um valor superestimado para a tensão, ocasionando falta de acurácia do método. Portanto será calculado o valor de Reynolds para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção, levando em consideração a temperatura ambiente apresentado no problema.

Tabela 3: Propriedades do ar em 25°C.

Densidade do fluido (ρ_a)	1.184 kg/m ³
Viscosidade dinâmica (μ_a)	0.0000186 kg/m · s
Condutividade térmica do ar (k_a)	0.026 Nm/s · K · m

Ao aplicar os valores na fórmula para cálculo do número de Reynolds teremos:

$$Re = \frac{DV\rho_a}{\mu_a} = \frac{0.239 \cdot 27.77 \cdot 1.184}{0.0000186} \cong 422451$$

Assim calculamos h_r , utilizando a Eq. 9 pois nosso número de Reynolds é maior que $2,4 \cdot 10^5$:

$$h_r = 0.04 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.8} = 0.04 \left(\frac{0.026}{0.239} \right) \cdot 422451^{0.8} = 137.8 \text{ Nm/s} \cdot \text{K} \cdot \text{m}$$

A difusão térmica é calculada pela seguinte equação:

$$a_t = k_R / \rho_R c_R = 0.000014 \text{ m}^2/\text{s}$$

Para encontrar o valor $\lambda_n L$ será resolvida a equação transcendental a seguir por meio do método de Newton-Raphson:

$$(\lambda_n L) \tan(\lambda_n L) = h_r L / k$$

Consideramos $\lambda_n L = x$ sendo colocada em forma de função:

$$f(x) = x \cdot \tan(x) - h_r L / k$$

E a derivando:

$$f'(x) = \tan(x) + x \cdot \sec^2(x)$$

Aplicando a fórmula de Newton-Raphson:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x)}{f'(x)}$$

Ao considerarmos um valor baixo como $x_0 = 1$ ou até mesmo 0.1 iremos garantir de encontrar a primeira raiz de nossa equação. É necessário realizar a iteração da equação acima para convergir ao valor da raiz mais próxima ao valor inicial. Ao realizar esse processo teremos:

$$x = \lambda_n L = 0.13367$$

De tal forma,

$$\lambda_n = \lambda_n L / L = 0.13367 / 0.006 = 22.278 \text{ (1/m)}$$

Ao calcular os senos e cossenos do somatório devemos calcular em ($^{\circ}$), assim obteremos:

$$\lambda_n L \cdot \frac{180}{\pi} = 7.658^{\circ}$$

Por fim, podemos calcular a Eq. 8 para um tempo de parada $t_s = 7.079s$, na posição $z_0 = 0$ e $z_1 = L$, assim encontraremos o aumento da temperatura na superfície para um fluxo constante de calor:

$$\begin{aligned} \theta_0(z_1, t_s) &= \left(\frac{724546.5}{137.8} \right) \\ &\times \left[2 \left(\frac{(333.15 - 297.15) \cdot 137.8}{724546.5} - 1 \right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(7.658^{\circ})}{0.13367 + \sin(7.658^{\circ}) \cos(7.658^{\circ})} \right. \\ &\quad \left. \times e^{-(0.000014) \cdot 7.079 \cdot 0.13367^2} \cos(0.13367 \cdot 0.006) + 1 \right] \end{aligned}$$

$$\theta_0(z_1, t_s) = T_0 - T_i = 237.68 K$$

E para z_0 , no meio do rotor:

$$\theta_0(z_0, t_s) = T_0 - T_i = 49.09 K$$

Neste caso, $n = 1$ no termo de soma, é suficiente para resolução do problema, sendo necessário $n > 2$ somente em situações em que o tempo de parada seja menor que 1 segundo.

Realizando o mesmo para a Eq. 13, podemos calcular a tensão térmica produzido por um fluxo de calor constante:

$$\sigma(z, t) = \frac{2a_T E q''_0}{(1-\nu)h_r} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{\sin(\lambda_n L) e^{-a_t t \lambda_n^2}}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \times \left(\frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L} - \cos(\lambda_n z) \right) \right\}$$

Obtemos:

$$\sigma(z, t) = 65375418.25 N/m^2$$

Ou

$$\sigma(z, t) = 65,375 \text{ MPa}$$

4 – Simulação

O desenvolvimento de um produto geralmente envolve as etapas de concepção, criação de protótipos, testes, análise dos resultados e ajustes até alcançar um desempenho adequado. Para diminuir custos e tempo na produção de múltiplos protótipos, utiliza-se a simulação computacional, que possibilita otimizar o projeto e avaliá-lo em diferentes condições antes da fabricação física.

De forma a avaliar o método analítico proposto, utilizaremos ferramentas de CAD (Computer Aided Design) e CAE (Computer Aided Engineering), onde CAD é o *software* responsável pelo projeto da peça e CAE o *software* responsável por realizar as simulações utilizando técnicas como FEA (Análise de elementos finitos) ou CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional). Dessa forma podemos obter dados que se aproximem a realidade e compará-los.

A seguir temos o projeto 3D do disco de freio 08.4177.10 da *Brembo* utilizando o *software* de CAD/CAE Fusion 360.

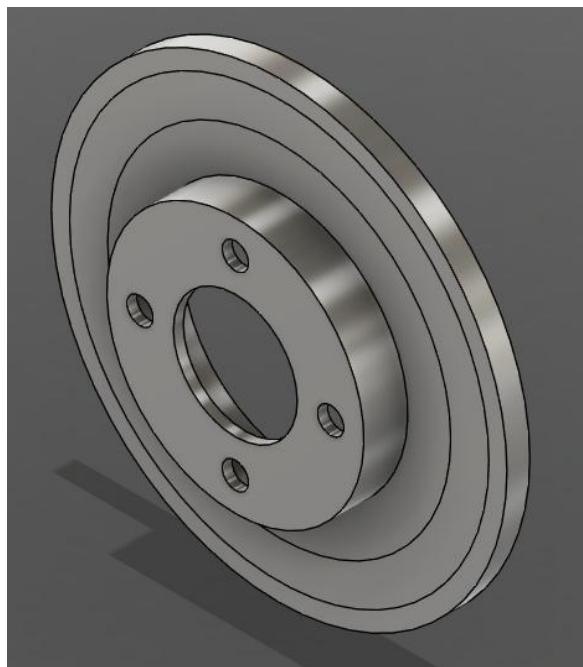


Figura 5: Disco de freio em vista isométrica.

Para a realização da simulação, será necessário simplificar a geometria da peça, considerando apenas um quarto da seção do disco. Esta abordagem visa otimizar o tempo de processamento e reduzir

o consumo de recursos computacionais. E devemos escolher o material utilizado na peça, que em nosso caso é o Ferro Fundido Cinzento ASTM A48 Classe 40.

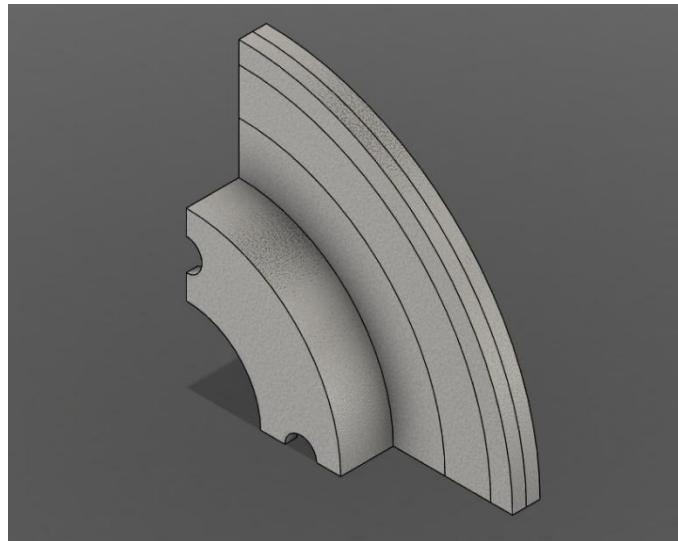


Figura 6: Vista do rotor simplificado para simulação.

Dentro do Fusion 360, temos a opção de análise de tensões térmica, sendo necessário determinar as faces que terão seus eixos restritos conforme o modelo (objeto de estudo) que será analisado. E a partir da equação 8 podemos determinar a temperatura a ser aplicada na região onde a pastilha faz contato ao rotor, e por meio da Eq. 9, inserir o coeficiente de transferência de calor por convecção nas faces que não realizam contato com a pastilha.

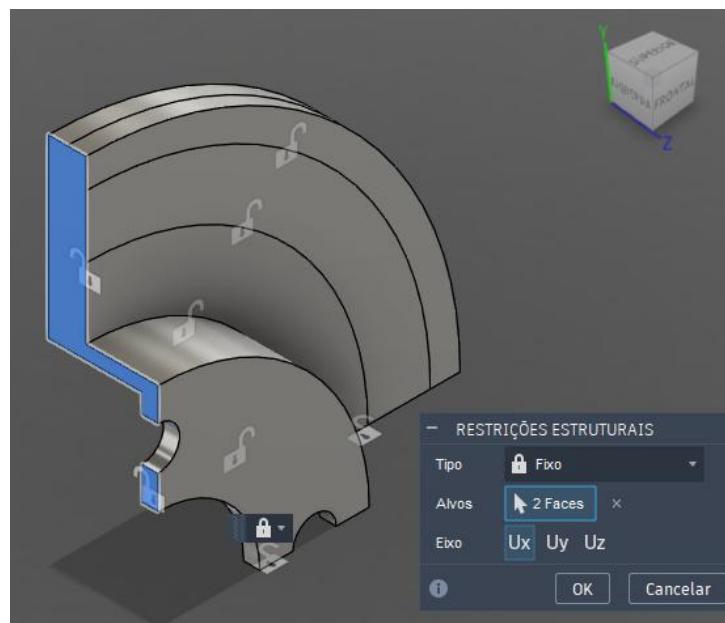


Figura 7: Face restrita para o eixo X.

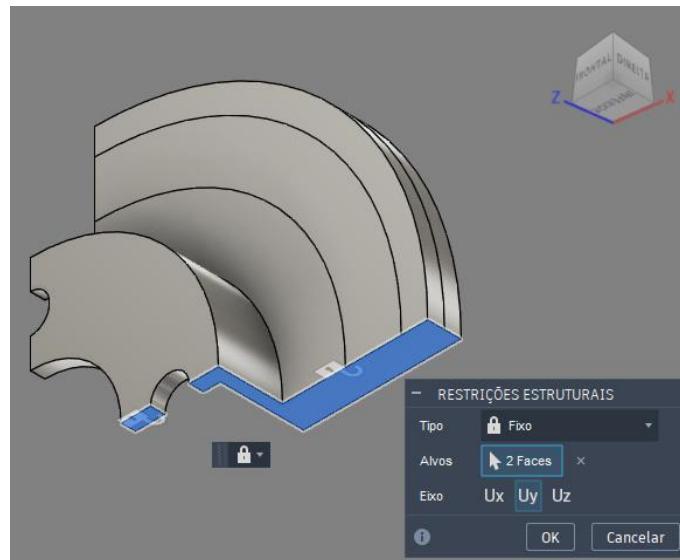


Figura 8: Face restrita para o eixo Y.

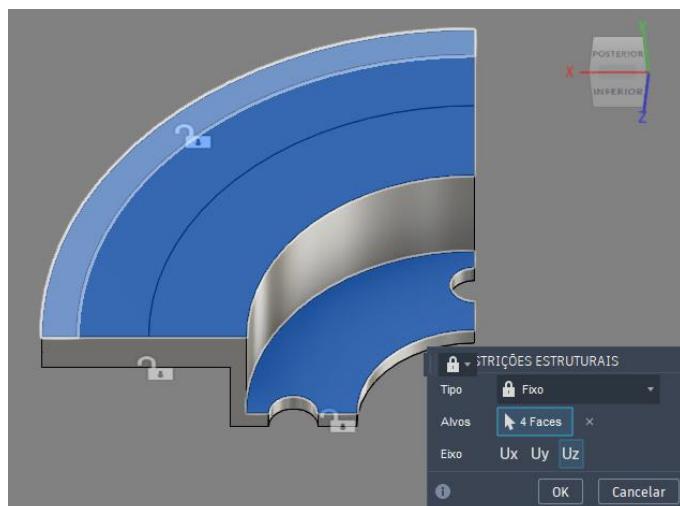


Figura 9: Face restrita para o eixo Z.

Devido a existência de infinitos pontos em uma superfície contínua, é necessário a simplificação da mesma em pontos para a simulação, dessa forma obtendo-se a malha. Em nosso estudo utilizaremos uma malha de tamanho absoluto de 1mm, assim obtendo uma malha de 837188 nós com 588639 elementos.

5 – Resultados Obtidos

A partir da Equação (8) foi realizado o seguinte gráfico para a distribuição térmica ao longo da distância z no eixo do rotor.

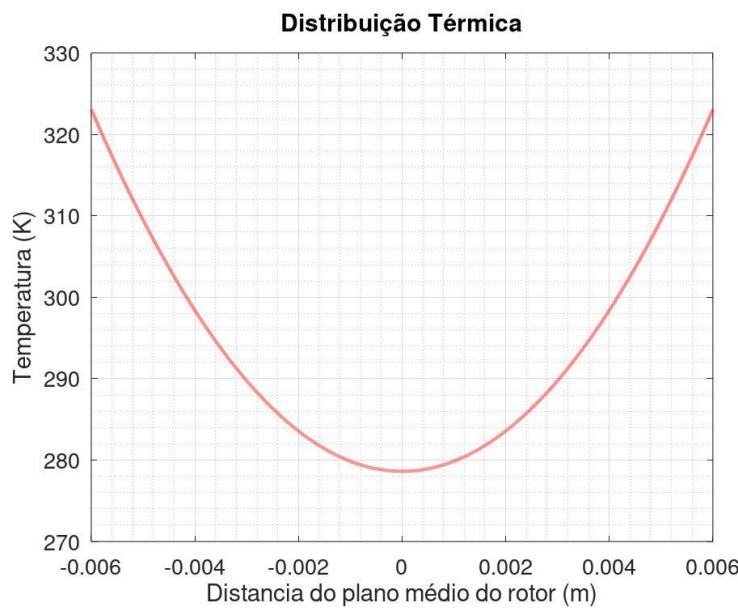


Figura 10: Distribuição térmica calculada pela Equação (8).

O gráfico representa o aumento da temperatura, portanto ao considerar o valor máximo na superfície do rotor (ponto em 0.006m) de 323.06 K, assim obtendo o valor absoluto da temperatura de 621.21 K nessa região ao somar com temperatura ambiente (T_a). A simetria do gráfico ocorre devido ao fluxo de calor ser igual em ambas as faces, porém como se trata de uma análise unidimensional em z, ao realizar a análise numérica obteremos a seguinte distribuição térmica:

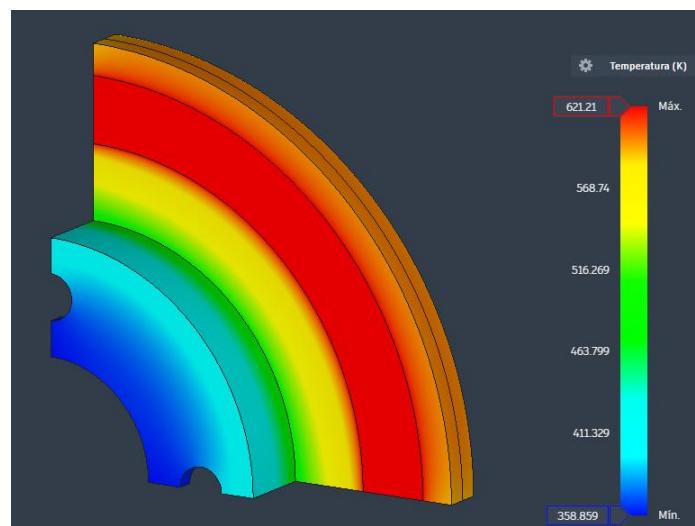


Figura 11: Distribuição térmica no rotor.

A temperatura mínima ocorre devido ao efeito de convecção entre o sólido e o ambiente, sendo observada na região mais afastada da fonte de calor. Portanto, determinados valores máximos e mínimos

que serão apresentados posteriormente em relação à tensão não terão grande relevância para a análise do estudo, devido a essa região de temperatura mínima.

Na imagem a seguir, é possível verificar de forma unidimensional o comportamento da distribuição de calor sobre a superfície do eixo, apresentando valores aproximados aos resultados do método analítico.

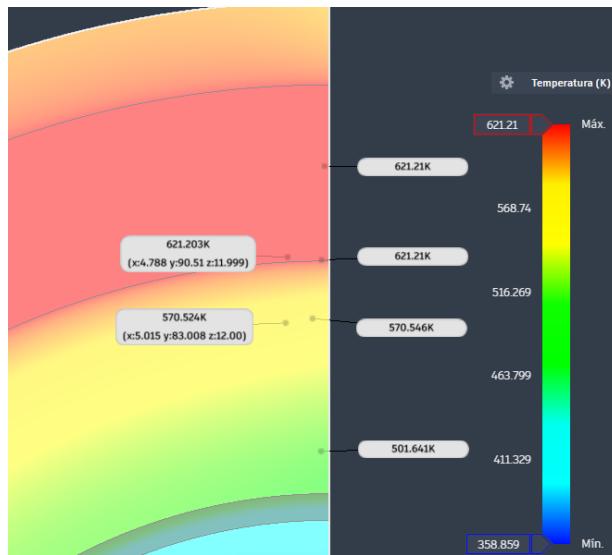


Figura 12: Distribuição térmica em detalhes.

Verificando o resultado da simulação para tensões perpendiculares ao eixo X, é possível encontrar o valor obtido para tensão em um fluxo de calor constante de $65,375 \text{ MPa}$ na região onde incide o fluxo de calor. No entanto, não é possível determinar a tensão ao longo do eixo de maneira unidimensional como realizado com a temperatura.

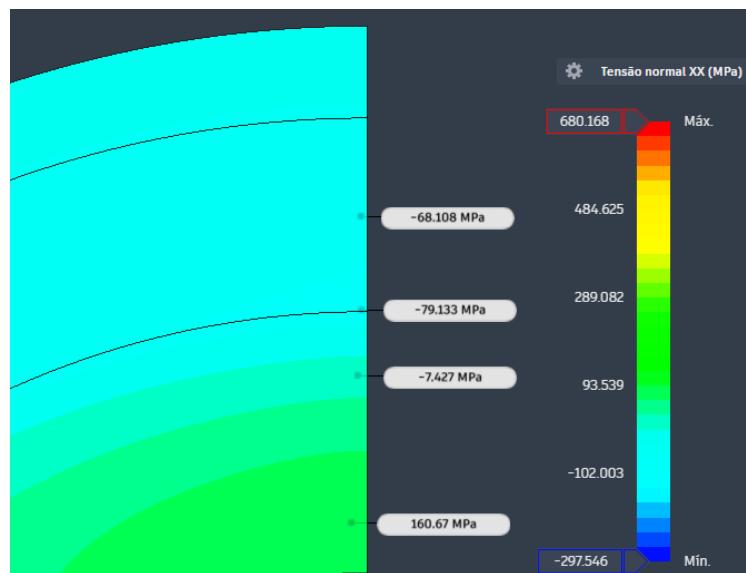


Figura 13: Resultado da simulação para tensão perpendicular ao eixo X.

Por conta de limitações da ferramenta de CAE do Fusion 360, não é possível realizar uma simulação mais realista da frenagem por decrescimento do fluxo de calor ao longo no tempo. Mas de maneira analítica pode ser calculado o seguinte gráfico para essa situação utilizando a Equação(14).

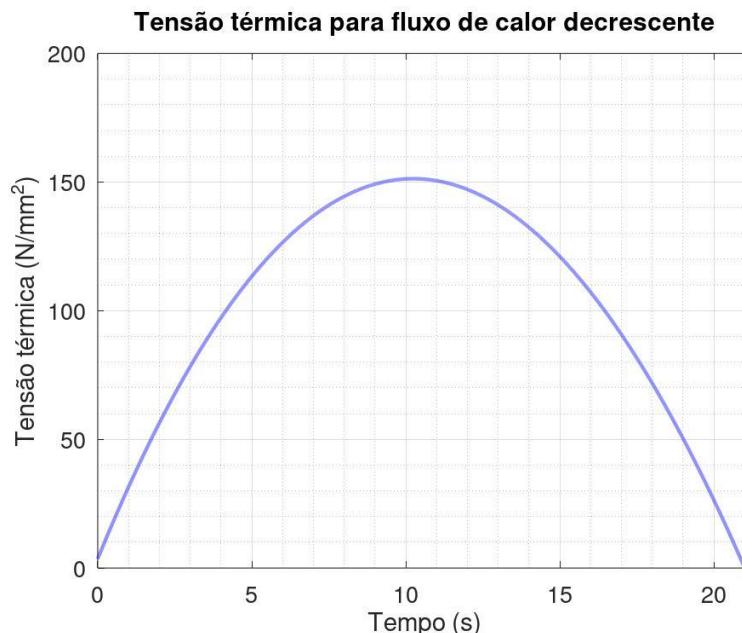


Figura 14: Tensão para um fluxo de calor decrescente ao longo do tempo.

6 – Conclusões

O estudo realizado permitiu compreender de forma abrangente os efeitos térmicos que ocorrem em discos de freio automotivos submetidos a frenagens intensas, abordando tanto o comportamento térmico quanto o mecânico resultante da dissipação de energia por atrito.

A formulação analítica baseada nos modelos propostos por LIMPERT demonstrou ser eficiente para estimar a distribuição de temperatura e as tensões térmicas no rotor, considerando parâmetros geométricos, propriedades do material e condições de convecção. A aplicação das equações ao disco *Brembo 08.4177.10* resultou em um aumento máximo de temperatura superficial de aproximadamente 237 K e tensões compressivas da ordem de 65 MPa, valores coerentes com o comportamento esperado para o ferro fundido cinzento ASTM A48 Classe 40.

A simulação numérica realizada em ambiente CAD/CAE (*Fusion 360*) validou qualitativamente os resultados obtidos, reproduzindo a distribuição térmica simétrica e confirmando o gradiente de temperatura entre a região de contato e o centro do rotor. Essa correspondência entre os modelos analítico e computacional reforça a aplicabilidade das formulações simplificadas para estimativas preliminares de projeto.

Verificou-se que o aumento da temperatura está diretamente relacionado à energia dissipada na frenagem e à capacidade do disco em transferir calor por convecção. O coeficiente de transferência de calor, dependente do número de Reynolds, mostrou influência significativa na determinação das temperaturas máximas e, consequentemente, nas tensões geradas.

Além disso, observou-se que o fluxo de calor constante fornece valores mais conservadores para o dimensionamento térmico, enquanto a consideração de fluxo decrescente ao longo do tempo tende a representar melhor as condições reais de frenagem.

Os resultados obtidos reforçam a importância de se considerar o acoplamento térmico-mecânico em projetos de sistemas de freio, visto que gradientes térmicos acentuados podem induzir tensões residuais, comprometendo a durabilidade e a segurança do componente.

7 – Considerações Finais

O presente trabalho apresentou, de forma didática e fundamentada, os procedimentos para determinar o fluxo de calor, a distribuição térmica e as tensões geradas em um disco de freio automotivo submetido a uma de frenagem de única parada. A metodologia empregada, baseada nas formulações analíticas propostas por LIMPERT, permitiu compreender o comportamento térmico do componente e quantificar a influência do tempo de frenagem, propriedades do material e coeficiente de convecção.

Além de apresentar uma metodologia acessível para estimativas teóricas, o estudo contribui como base para futuras análises numéricas e experimentais voltadas à validação dos resultados do projeto de rotores. Dessa forma, consolida-se a relevância da integração entre abordagens analíticas e computacionais na avaliação do desempenho térmico de sistemas de frenagem automotivos.

8 – Referências

- [1] BREZOLIN, ANDRÉ., *Estudo de Geração de Trincas Térmicas em Discos de Freios de Veículos Comerciais*, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul 2007.
- [2] LIMPERT, RUDOLF., *Brake Design and Safety Third Edition*, SAE International, Warrendale, PA 2011.
- [3] FERREIRA DOS SANTOS, MARIA ELOISA; TELES GALVÃO, ALCINDO., *Números Transcendentes E As Equações Da Forma $X^N = N^X$* . Revista Sergipana de Matemática e Educação Matemática, 18 abr. 2025.
- [4] DE OLIVEIRA SOUZA, QUÉZIA EMANUELLY; MEZZOMO, IVAN., *Comparativo entre os métodos de Newton-Raphson e das raízes múltiplas no cálculo de raízes de funções*. 2018.

- [5] BRAKE DISC BREMBO 08.4177.10. Disponível em:
<<https://www.bremboparts.com/europe/en/catalogue/disc/08-4177-10>>. Acesso em: 5 nov. 2025.
- [6] IANCU, CATALIN., *About features of simulation module in SolidWorks*, Fiability & Durability, 2017.
- [7] FORTUNA, ARMANDO DE OLIVEIRA. *Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos: conceitos básicos e aplicações*, São Paulo: USP, 2000.

Vibrações em Motores de Combustão Interna: Modelagem dos Modos de Vibração e Impactos na Vida Útil de Mancais e Virabrequins

Jafar Mourad Mourad

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
jafar.m@aluno.ifsp.edu.br

João Pedro Gomes Tozzo

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
j.tozzo@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta uma revisão técnica e uma modelagem básica dos modos de vibração em motores de combustão interna, com foco nas vibrações torcionais, flexionais e translacionais que afetam diretamente a vida útil de mancais e virabrequins. São abordados modelos analíticos (massa-mola-amortecedor, equação da viga de Euler–Bernoulli), métodos numéricos (lumped-parameter e elementos finitos), efeitos sobre lubrificação, desgaste e fadiga, e técnicas de mitigação (balanceamento, damper torsional, suportes resilientes). O artigo utiliza referências científicas e técnicas para fundamentar as recomendações para projeto e manutenção.

Palavras-chave

Vibrações; Virabrequim; Mancais; Torção; Análise Modal; Fadiga.

Abstract

This paper presents a technical review and a basic modeling of vibration modes in internal combustion engines, focusing on torsional, flexural, and translational vibrations that directly affect the service life of bearings and crankshafts. Analytical models (mass-spring-damper system, Euler–Bernoulli beam equation), numerical methods (lumped-parameter and finite element models), and their effects on lubrication, wear, and fatigue are discussed. Additionally, mitigation techniques such as balancing, torsional dampers, and resilient mounts are examined. The study is based on scientific references and technical papers to support its design and maintenance recommendations.

Keywords

Vibrations; Combustion Engine; Crankshaft; Bearings; Torsion; Modal Analysis; Fatigue.

1 – Introdução

Os motores de combustão interna representam um dos maiores marcos da engenharia mecânica moderna. Desde sua aplicação em veículos automotivos, embarcações e geradores de energia, eles se tornaram fundamentais para a mobilidade global e para inúmeros processos industriais.

O princípio básico de funcionamento envolve a conversão da energia química do combustível em energia mecânica, transmitida ao virabrequim por meio do sistema pistão–biela–manivela. Essa conversão, aparentemente simples, exige componentes robustos capazes de suportar altas pressões, temperaturas elevadas e forças variáveis ao longo do ciclo.

Apesar da ascensão de tecnologias alternativas, como os motores elétricos, o MCI ainda predomina em diversos setores devido à sua elevada densidade energética, maturidade tecnológica e infraestrutura consolidada de abastecimento. No entanto, essa mesma robustez esconde desafios de confiabilidade e eficiência, sendo a vibração mecânica um dos pontos críticos para a durabilidade do motor.

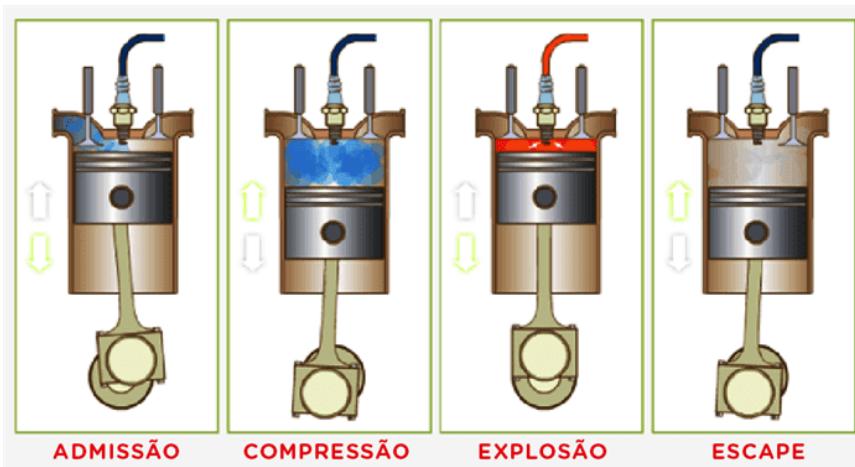


Figura 1- Esquema de um motor de combustão interna. *Fonte: blogdafpt (2016).*

1.1 – Análise Técnica do Funcionamento e dos Desafios de Confiabilidade em Motores de Combustão Interna de Quatro Tempos:

Os motores de combustão interna (MCI) são dispositivos capazes de transformar energia química em energia mecânica, sendo amplamente utilizados em automóveis, motocicletas, embarcações e equipamentos industriais. O modelo de quatro tempos, também conhecido como ciclo Otto ou ciclo Diesel, é o mais difundido devido à sua combinação de desempenho, eficiência e confiabilidade.

O funcionamento desses motores depende da sincronização precisa entre os sistemas mecânicos, elétricos e eletrônicos, que controlam a entrada de ar e combustível, a ignição e a exaustão dos gases.

Embora o princípio de operação seja relativamente simples, o comportamento real do motor envolve fenômenos complexos, como transferência de calor, vibrações estruturais e desgaste de componentes, que exigem soluções de engenharia cada vez mais avançadas.

1.2 – Funcionamento do Ciclo de Quatro Tempos

1.2.1 – Admissão

No primeiro tempo, o pistão move-se para baixo dentro do cilindro, criando uma depressão que permite a entrada da mistura ar-combustível (nos motores Otto) ou apenas ar (nos motores Diesel). A válvula de admissão se abre para controlar o fluxo dessa mistura.

O desempenho dessa etapa depende da eficiência do enchimento do cilindro e da qualidade da mistura formada. Falhas na vedação das válvulas ou turbulência excessiva podem comprometer a combustão e aumentar o consumo.

1.2.2 – Compressão

Com as válvulas fechadas, o pistão sobe comprimindo a mistura, elevando a pressão e a temperatura internas. Essa compressão é essencial para garantir uma combustão eficiente e completa. A taxa de compressão deve ser cuidadosamente projetada: valores baixos reduzem o rendimento térmico, enquanto valores muito altos podem causar detonação, danificando o motor. O sistema de anéis do pistão tem papel fundamental na vedação do cilindro, evitando vazamentos e perda de potência.

1.2.3 – Combustão ou Explosão

Quando o pistão atinge o ponto morto superior, ocorre a ignição da mistura — provocada pela vela, no caso dos motores a gasolina, ou pela injeção direta do combustível no ar comprimido, nos motores Diesel.

A rápida expansão dos gases resultantes da combustão empurra o pistão para baixo, gerando o trabalho mecânico. Essa energia é transmitida pela biela ao virabrequim, que converte o movimento linear em rotação. Essa etapa é caracterizada por altas pressões e temperaturas, exigindo componentes resistentes e eficiente dissipação de calor.

1.2.4 – Escape

No último tempo, o pistão sobe novamente, expulsando os gases queimados através da válvula de escape. O sistema de exaustão conduz esses gases para fora do motor, passando por catalisadores e silenciadores que reduzem poluentes e ruídos.

Essa fase requer materiais capazes de suportar temperaturas superiores a 800 °C e manter a vedação eficiente entre os cilindros e as válvulas.

1.3 – Principais Componentes do Motor

O conjunto de elementos que compõe o motor inclui o virabrequim, responsável por converter o movimento alternado do pistão em rotação contínua; o comando de válvulas, que sincroniza as aberturas de admissão e escape; e os sistemas de lubrificação e arrefecimento, essenciais para reduzir o atrito e controlar a temperatura.

O avanço tecnológico dos motores modernos também inclui sensores eletrônicos, injeção controlada por unidade de comando (ECU) e sistemas de ignição inteligentes, que ajustam automaticamente o ponto de ignição e a mistura ar-combustível.

1.4. – Desafios de Confiabilidade e Eficiência

Apesar de sua maturidade tecnológica, os motores de combustão interna apresentam uma série de limitações e desafios que afetam seu desempenho e durabilidade.

1.4.1 – Vibrações Mecânicas

As vibrações resultam das forças alternadas geradas pelos pistões e explosões dentro dos cilindros. Esse fenômeno pode causar desgaste prematuro, fadiga em mancais e trincas em componentes estruturais. O balanceamento dinâmico do virabrequim e o uso de suportes amortecedores são medidas comuns para mitigar esse problema.

1.4.2 – Perdas Térmicas

A eficiência térmica de um motor de combustão raramente ultrapassa 35%, pois grande parte da energia liberada é dissipada na forma de calor através do sistema de arrefecimento e do escapamento. Tecnologias como turbocompressores, recirculação de gases (EGR) e recuperação de calor visam reduzir essas perdas e aumentar a eficiência global.

1.4.3 – Desgaste e Atrito

As superfícies de contato entre pistão, biela e virabrequim estão sujeitas a atrito contínuo. O sistema de lubrificação tem papel essencial na formação de uma película protetora de óleo que evita o contato direto entre metais. O controle da viscosidade do óleo e o intervalo correto de troca são fundamentais para a longevidade do motor.

1.4.4 – Controle Eletrônico e Mistura Ar-Combustível

A qualidade da mistura ar-combustível e o momento exato da ignição influenciam diretamente o consumo e as emissões. O gerenciamento eletrônico do motor ajusta esses parâmetros em tempo real, de acordo com as condições de carga e temperatura. Falhas em sensores ou atuadores podem causar aumento de consumo e redução de potência.

1.4.5 – Emissões e Sustentabilidade

A preocupação ambiental exige motores cada vez mais limpos e eficientes. A utilização de combustíveis alternativos, como etanol e gás natural, bem como sistemas catalíticos avançados, têm contribuído para a redução dos poluentes emitidos. Contudo, o desafio de equilibrar desempenho e sustentabilidade permanece constante.

1.5 – O Problema das Vibrações em Motores

Todo motor de combustão interna, ao operar, gera vibrações inevitáveis. Essas vibrações resultam de forças alternadas de combustão, desequilíbrios dinâmicos, esforços iniciais e acoplamentos com sistemas auxiliares (como embreagens e volantes). Entre os diferentes tipos de vibração, destacam-se:

Torcional: associada à torção do virabrequim.

Axial/Longitudinal: relacionada ao deslocamento ao longo do eixo do virabrequim.

Flexional – resultante da flexão devido a cargas radiais.

Pesquisas, como a de Idehara [1], mostram que vibrações longitudinais, embora menos intensas que as torcionais, podem provocar desgaste acelerado em mancais, anéis de pistão e até mesmo falhas prematuras no virabrequim.

Além do desgaste físico, vibrações também geram ruídos indesejados, reduzem a eficiência energética e comprometem o conforto do usuário.

1.6 – Relevância do Estudo e Justificativa

Podemos justificar a relevância do estudo das vibrações em motores por dois grandes fatores:

Eficiência energética: Vibrações excessivas em motores levam a perdas por atrito e dissipação de energia. Em um contexto de busca por motores mais econômicos e eficientes, compreender esses fenômenos se torna de grande importância.

Durabilidade: A vida útil de mancais e virabrequins está diretamente relacionada à intensidade das vibrações. Reduzir esforços prolonga a vida do motor e diminui custos de manutenção.

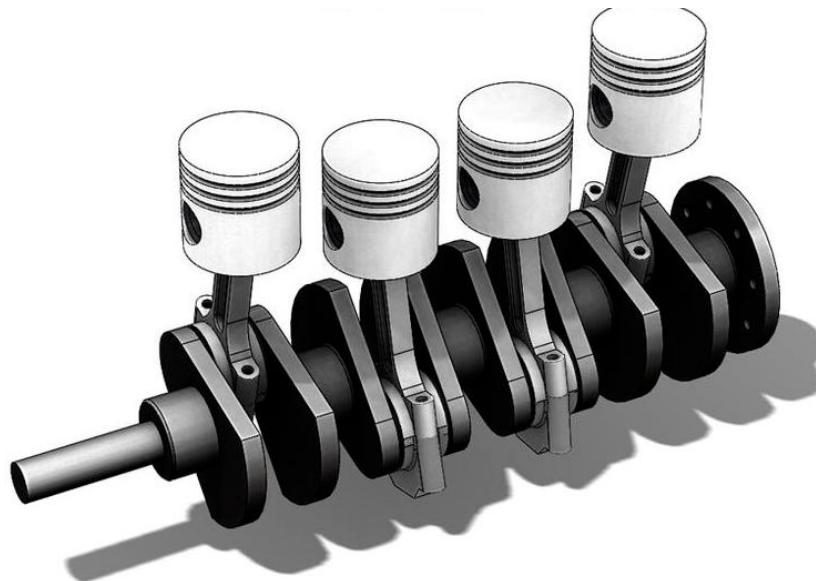


Figura 2 - Conjunto pistão, biela e virabrequim.

1.7 – Objetivo

Este artigo tem como objetivo a análise do fenômeno de vibração em motores de combustão interna com foco no comportamento do virabrequim e dos mancais principais. Busca-se: Investigar a relação entre vibração e desgaste prematuro do virabrequim, avaliar como esses modos influenciam esforços dinâmicos sobre mancais e discutir possíveis soluções de projeto para mitigação das vibrações.

2 – Tipos de Vibrações em Motores de Combustão Interna

As vibrações podem ser classificadas por sua origem e comportamento temporal, essas vibrações podem ser classificadas em três tipos principais:

Vibração torcional: ocorre devido à aplicação de forças tangenciais sobre o virabrequim, que provocam torções periódicas. É a mais estudada, pois pode levar à ressonância em determinadas velocidades de rotação.

Vibração flexional: resulta da ação de forças radiais sobre o virabrequim, que o fazem se curvar ou dobrar. Contribuem para o desgaste em mancais e blocos de motor.

Vibração longitudinal (axial): causada por forças que atuam ao longo do eixo do virabrequim.

Por muito tempo foi considerada secundária, mas estudos como o de Idehara [1] mostram que, em determinadas condições, esse movimento pode ser crítico para a durabilidade de mancais.

Em motores de combustão interna, a vibração forçada e as componentes torcionais costumam ser críticas porque os torques gerados pelos cilindros apresentam harmônicos que podem coincidir com frequências naturais do eixo, levando à ressonância e aumento significativo de tensões.

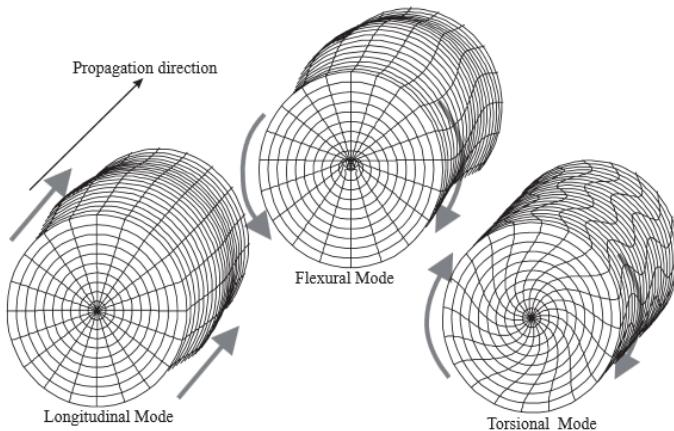


Figura 3 - Tipos de vibrações (axial, flexional e torcional).

2.1 – Conceito de Modos de Vibração e Frequências Naturais

Um motor de combustão interna pode ser modelado como um sistema dinâmico com múltiplos graus de liberdade. Cada grau de liberdade está associado a um tipo de deslocamento ou rotação possível. Nesse contexto:

Modos de vibração: correspondem às formas específicas pelas quais o sistema tende a oscilar naturalmente quando perturbado.

Frequências naturais: são as frequências em que essas oscilações ocorrem.

Se a frequência de excitação (gerada pela combustão ou forças inerciais) coincidir com uma frequência natural, ocorre a ressonância, fenômeno que pode amplificar deslocamentos e esforços, levando a falhas catastróficas.

$$H(\Omega) = \frac{1}{\sqrt{(1-\Omega^2)^2 + (2\zeta\Omega)^2}} \quad (1)$$

$$\theta(\Omega) = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta\Omega}{1-\Omega^2} \right) \quad (2)$$

A partir das equações 1 e 2, obtém-se os gráficos da figura 4, representativos da amplitude adimensional e da fase em função da razão de frequência (Ω) e do fator de amortecimento (ζ). Esses parâmetros (Ω e ζ) são dados pelas equações 3 e 4, respectivamente:

$$\Omega = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (3)$$

$$\zeta = \frac{c}{2M\omega_n} \quad (4)$$

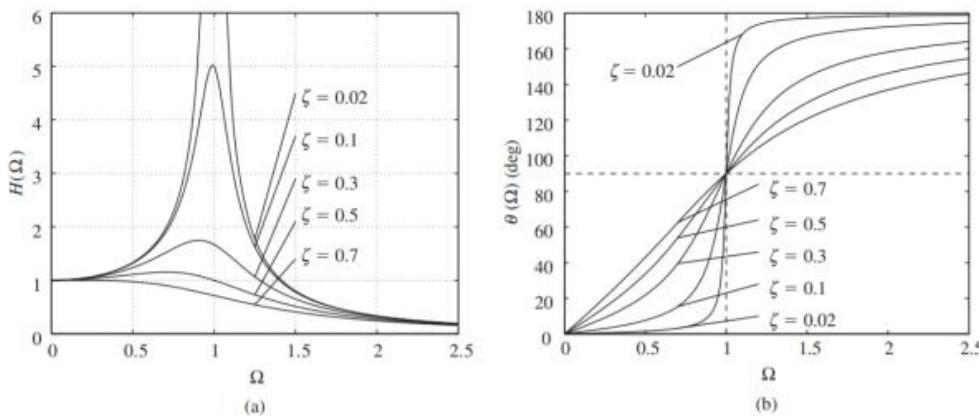


Figura 4 - (a) Amplitude Adimensional em função de Ω (b) Fase em função de Ω .

Fonte: Balachandran (2009).

Ao fazer uma análise dos gráficos da Figura 4, percebe-se que quando a razão de frequência (Ω) é aproximadamente 1, a amplitude sobe significativamente e o ângulo de fase é, aproximadamente, 90°.

Quando esse fenômeno ocorre, temos a ressonância. Para a preservação estrutural de um sistema, recomenda-se que a razão de frequência (Ω) não se aproxime de 1.

2.2 – Modelos Dinâmicos de Vibração em Motores

Modelos de um Grau de Liberdade (1 GDL): Usados para introduzir conceitos básicos, como sistemas massa–mola–amortecedor.

Modelos de Múltiplos Graus de Liberdade (n GDL): representam de forma mais realista o virabrequim, incluindo massas concentradas, rigidez torcional e axial, além de amortecimentos.

Método dos elementos finitos (MEF): aplicado em simulações computacionais detalhadas, permitindo análises mais completas (torsão-flexão acoplada, distribuição de tensões, concentração de tensões nos filetes), além de análises de geometrias complexas e interação com mancais.

Modelos Acoplados Fluido-Estrutura: importantes quando se considera a lubrificação nos mancais, já que o filme de óleo influencia diretamente a resposta dinâmica do sistema.

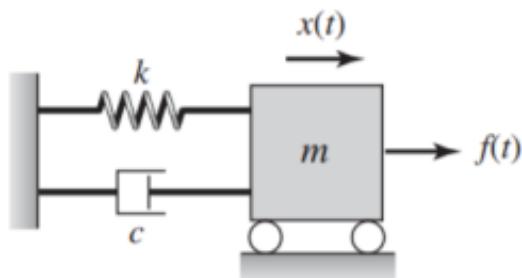


Figura 5 - Sistema massa-mola-amortecedor. *Fonte: Balachandran (2009).*

2.3 – Relevância da Modelagem Teórica para a Engenharia

A modelagem teórica de vibrações não é apenas um exercício acadêmico, mas uma ferramenta essencial na engenharia. Com ela podemos prever a vida útil de mancais e virabrequins sob diferentes condições de operação. Identificar rotações críticas e definir limites seguros de funcionamento. Reduzir custos de prototipagem, já que simulações computacionais antecipam falhas potenciais.

3 – Modelagem do Sistema Biela-Manivela e Virabrequim

O mecanismo biela manivela é um mecanismo utilizado para transmitir a energia piezométrica, oriunda do fenômeno da combustão, até o eixo virabrequim. Esse mecanismo é composto por: pistão, biela, pino de conexão, bucha, bronzina e por uma parte do virabrequim, que é constituído por dois moentes, um munhão e pelas hastes que conectam essas estruturas. A Figura 6 ilustra a vista lateral de um mecanismo biela manivela.

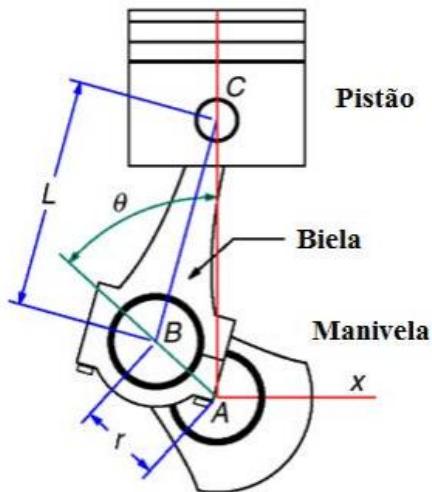


Figura 6 - Vista lateral de um mecanismo biela e manivela.

3.1 – Cinemática do Sistema Biela-Manivela

O sistema pistão–biela–manivela é o coração do motor de combustão interna. Ele transforma o movimento retilíneo alternativo do pistão em movimento rotativo contínuo no virabrequim.

A posição do pistão dada por x pode ser obtida a partir da seguinte equação:

$$x = r \cdot \cos \omega t + \left\{ l \cdot \sqrt{\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \omega t^2 \right) \right]} \right\} \quad (5)$$

Derivando a posição x do pistão obtemos a velocidade:

$$\frac{dx}{dt} = -r \cdot \omega \left[\operatorname{sen} \omega t + \frac{t \cdot \operatorname{sen}^2 \omega t}{2l \sqrt{\left(\frac{r}{l \cdot \operatorname{sen} \omega t} \right)^2}} \right] \quad (6)$$

Derivando novamente, obtém-se a aceleração do pistão:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -r \cdot \omega \left[\operatorname{cos} \omega t - \frac{r(l^2(1-2\operatorname{cos} \omega t)r^2 \cdot \operatorname{sen} \omega t)}{l^2 - \frac{(r \cdot \operatorname{sen} \omega t)^3}{2}} \right] \quad (7)$$

Considerando um grau de liberdade translacional, o modelo massa-mola-amortecedor é descrito por:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F(t) \quad (8)$$

onde m é a massa equivalente, c o coeficiente de amortecimento, k a rigidez equivalente e $F(t)$ a força excitadora (por exemplo, resultante das forças iniciais dos pistões).

Para uma excitação harmônica $F(t) = F_0 \cdot \cos(\omega t)$, a resposta estacionária (amplitude) é dada por:

$$X(\omega) = \frac{F_0}{\sqrt{(k-m \cdot \omega^2)^2 + (c \cdot \omega)^2}} \quad (9)$$

A frequência natural do sistema é $\omega_n = \sqrt{k/m}$. Em projeto, convém evitar regimes de operação em que ω (frequência de excitação) $\approx \omega_n$ para não incorrer em ressonância.

3.2 – Vibração Torcional do Virabrequim

Para modos torsionais, a equação correspondente num elemento de eixo é análoga:

$$J \cdot \ddot{\theta} + c_t \cdot \dot{\theta} + K_t \cdot \theta = T(t) \quad (10)$$

onde J é o momento de inércia polar, θ a rotação angular, c_t amortecimento torsional e K_t rigidez torsional do segmento. A rigidez K_t de um eixo circular com raio polar J_p e módulo de cisalhamento G pode ser aproximada por $K_t = \frac{G \cdot J_p}{L}$ (para segmento de comprimento L).

Os torques de excitação em motores são compostos por componentes de gás e de inércia. A decomposição por harmônicos permite identificar quais ordens de torque (1^a ordem, 2^a ordem, etc.) podem coincidir com frequências naturais torsionais do virabrequim, levando à necessidade de projetar dampers ou alterar a rigidez do conjunto (Johnston et al., análise de vibrações torsionais em geradores diesel).

3.3 – Equação da Viga e Modos Próprios

A flexão do virabrequim pode ser analisada aproximadamente pela equação da viga de Euler–Bernoulli:

$$E \cdot I \cdot \left(\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} \right) + \rho \cdot A \cdot \left(\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right) = 0 \quad (11)$$

onde E é o módulo de Young, I o momento de inércia da seção transversal, ρ a densidade e A a área. As condições de contorno (apoios nos mancais) e as massas concentradas (pinos de manivela, contrapesos) alteram significativamente as frequências próprias e as formas modais.

Em prática, o virabrequim é modelado por uma viga com massas concentradas e ligações elásticas (mancais), resultando em um sistema de graus de liberdade múltiplos que exige solução numérica para obtenção das frequências naturais.

4 – Efeitos Dinâmicos nos Mancais e Virabrequim

As vibrações afetam mancais e virabrequim por meio de esforços cíclicos, variações de carga no filme de óleo, aumento de temperatura e possibilidade de contato metal-metal em casos de lubrificação deficiente. A seguir, são descritos os principais mecanismos de dano.

4.1 – Lubrificação Hidrodinâmica e Perturbações

Mancais hidrodinâmicos sustentam o virabrequim por meio de um filme de óleo. A equação de Reynolds (1D/2D) governa a pressão do filme em função da geometria das folgas, viscosidade do óleo e velocidade relativa. Vibrações causam oscilações na espessura do filme, potencialmente reduzindo a capacidade de suporte e causando contato asperidade-por-asperidade quando a espessura se aproxima

de zero. Estudos experimentais e numéricos (Chen et al., 2023) demonstram que desgaste e perturbações no filme alteram as assinaturas vibracionais, sendo úteis para diagnóstico de falhas.

4.2 – Fadiga e Vida Útil (S-N e Miner's rule)

A vida por fadiga de componentes submetidos a carregamento cíclico pode ser estimada via curvas S–N (amplitude de tensão vs. número de ciclos até falha). Para cargas variáveis, a regra de Palmgren–Miner fornece uma aproximação da deterioração acumulada:

$$D = \sum \left(\frac{n_i}{N_i} \right) \quad (12)$$

onde n_i é o número de ciclos aplicados à amplitude i e N_i é o número de ciclos até falha a essa amplitude. Falhas ocorrem quando $D \geq 1$.

Vibrações torsionais combinadas com flexão aumentam a amplitude efetiva de tensão nos filetes e pinos, reduzindo drasticamente N_i . Investigações de falhas do virabrequim (Kareem & Akpan, 2018) mostram que zonas de concentração típicas iniciam trincas devido a tensões alternadas de alta frequência.

5 – Métodos de mitigação das vibrações

A mitigação pode atuar sobre a fonte (reduzir excitação) ou sobre a resposta (aumentar rigidez/amortecimento). Técnicas comuns:

Balanceamento e configuração do motor (redução das forças iniciais);

Absorvedores e dampers torsionais (redução da amplitude torsional);

Suportes isolantes e montagem elástica (redução da transmissão para a estrutura);

Projeto do virabrequim (aumento de rigidez, controle de raios de filete, tratamentos superficiais);

Manutenção da lubrificação e monitoramento por vibração (diagnóstico precoce).

Balance shafts: Em motores de 1 e 2 cilindros, e em motores de configuração com desequilíbrio inerente, introduz-se eixos de balanceamento que geram forças e momentos opostos aos das massas reciprocantes, reduzindo a excitação transmitida. Estudos recentes e patentes descrevem otimizações geométricas desses eixos para melhora de NVH.

Dampers torsionais: O amortecedor harmônico (Harmonic Damper) acoplado geralmente à extremidade dianteira do virabrequim usa um elemento elastomérico e uma massa anular para absorver energia em frequências críticas. Projetos híbridos de dampers são relatados por Sezgen (2021) com ganho de redução de pico torsional.

Isoladores: Suportes de borracha e montagens hidráulicas com válvulas internas reduzem as transmissões de frequência baixa e alta, sendo dimensionados para não afetar criticamente a estabilidade do motor no veículo.

6 – Análise Modal e Aplicações Práticas

A análise modal (experimental ou numérica) identifica frequências naturais e formas modais. Experimentalmente, usa-se impact hammer tests e shakers com aquisição de acelerômetros em pontos estratégicos do virabrequim e bloco. Numericamente, FEM fornece modos e tensões locais. A combinação possibilita validação e calibração dos modelos computacionais [2]. Aplicações práticas incluem:

- Definição de regimes de operação seguros (evitar rotações correspondentes a ressonâncias);
- Projeto de dampers e balance shafts;
- Otimização do traçado de filetes e aumento de rigidez para reduzir concentração de tensões;
- Desenvolvimento de estratégias de monitoramento por vibração (detecção de perda de filme de óleo, desalinamentos, folgas).

6.1 – Fluxo de Trabalho Recomendado

- Construir modelo LPM para identificar ordens de excitação dominantes (1^a, 2^a ordem, etc.);
- Validar frequências com testes modais em bancada (rotor não girante ou condição controlada);
- Refinar com FEM do virabrequim e cálculo das tensões dinâmicas sob excitação temporal;
- Projetar e testar damper torsional e, se necessário, re-projetar contrapesos;
- Implementar monitoramento por vibração e análise de sinais para manutenção preditiva.

7 – Conclusões

Este artigo apresentou uma visão consolidada sobre vibrações em motores de combustão interna, abordando modelos essenciais (translacional, torcional, flexional), efeitos sobre mancais e virabrequim, e técnicas de mitigação. Ressalta-se que a combinação de análise modal (experimental e numérica) com boas práticas de projeto (balanceamento, dampers, lubrificação) é a estratégia mais efetiva para aumentar a vida útil dos componentes.

Recomenda-se que trabalhos futuros explorem modelos acoplados torção–flexão com efeitos não-lineares e estudos de monitoramento on-line com machine learning para detecção precoce de anomalias vibracionais.

8 - Referências Bibliográficas

- [1] IDEHARA, A.; Cálculo de Esforços Longitudinais em Virabrequins. Campinas, 2009.
- [2] KANG, Y.; et al. Modal analyses and experiments for engine components. Journal of Sound and Vibration, 1998.
- [3] CHEN, Y.; et al. Effects of Wear on Lubrication Performance and Vibration Signatures of Rotor System Supported by Hydrodynamic Bearings. Lubricants, v.11, n.3, 2023.
- [4] FAN, R.L.; et al. Finite element analysis for engine crankshaft torsional stiffness. International Journal of Structural and Performance Modeling, 2019.
- [5] KAREEM, B.; AKPAN, U.I. Investigation into torsional failure of automobile crankshafts. Journal of Modern Technology & Engineering, 2018.
- [6] RAMACHANDRAN, T.; Review on internal combustion engine vibrations and mountings. IJ ESET.

Análise de Vibrações em Asas de Aeronaves Durante Manobras de Voo: Estudo da Influência do Flutter e de Modos de Vibração

Julia Cristina de Oliveira

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

cristina.o@aluno.ifsp.edu.br

Layssa de Jesus Silva São Silverio

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

l.silverio@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta uma análise técnica e uma modelagem simplificada do fenômeno aeroelástico de *flutter* em asas de aeronaves de pequeno porte, com foco na interação entre os modos de vibração de flexão e torção que podem comprometer a integridade estrutural. São abordados os fundamentos teóricos da aeroelasticidade, a caracterização modal da asa (obtida por simulações no ANSYS), e a estimativa da velocidade crítica de *flutter* por meio de cálculos e simulações em MATLAB. O estudo inclui comparações entre resultados numéricos e ensaios práticos realizados pela equipe Taperá Aerodesign, evidenciando a influência da rigidez, da massa e da distribuição de sustentação no comportamento vibracional.

Palavras-chave

Aeroelasticidade; Flutter; Vibrações Mecânicas; Asas Aeronáuticas; Análise Modal.

Abstract

This article presents a technical analysis and a simplified modeling of the aeroelastic phenomenon known as flutter in small aircraft wings, focusing on the interaction between bending and torsional vibration modes that may compromise structural integrity. The theoretical foundations of aeroelasticity, the modal characterization of the wing (obtained through ANSYS simulations), and the estimation of the critical flutter speed using MATLAB calculations and simulations are discussed. The study includes comparisons between numerical results and practical tests carried out by the Taperá Aerodesign team, highlighting the influence of stiffness, mass, and lift distribution on vibrational behavior.

Keywords

Aeroelasticity; Flutter; Mechanical Vibrations; Aircraft Wings; Modal Analysis.

1 - Introdução

Na aviação, o estudo da aeroelasticidade e dos fenômenos associados, como o flutter, é indispensável para assegurar que as aeronaves atendam aos requisitos de segurança e eficiência estrutural. A análise aeroelástica permite compreender como as forças aerodinâmicas interagem com a estrutura, podendo provocar deformações estáticas ou oscilações dinâmicas. Em particular, o flutter configura-se como uma instabilidade vibratória autoexcitada, capaz de gerar oscilações divergentes que comprometem a integridade da aeronave. Esse fenômeno ocorre quando diferentes modos de vibração da asa se acoplam sob a influência do escoamento de ar, estabelecendo um regime instável que pode evoluir rapidamente para falha estrutural.

A velocidade crítica em que o flutter se manifesta, conhecida como velocidade de flutter ($V_{flutter}$), é um parâmetro central no projeto aeronáutico, uma vez que define o limite superior seguro de operação da aeronave. Abaixo dessa velocidade, eventuais vibrações são naturalmente amortecidas, enquanto acima dela o sistema passa a absorver energia do fluxo, resultando em amplitudes crescentes de oscilação. Por essa razão, a determinação da velocidade de flutter é fundamental para estabelecer margens de segurança no envelope de voo.

No contexto da competição SAE Brasil Aerodesign, o estudo desses fenômenos ganha relevância adicional. As aeronaves projetadas por equipes universitárias apresentam características peculiares: baixo peso estrutural, geometrias otimizadas para cargas elevadas e operação em diferentes condições de voo. Tais fatores tornam o comportamento aeroelástico mais complexo e exigem análises criteriosas para evitar falhas.

Este trabalho se propõe a investigar o comportamento aeroelástico de uma asa desenvolvida pela Equipe Taperá Aerodesign, buscando identificar as condições críticas para o surgimento do flutter. Para isso, serão empregados métodos experimentais e numéricos, de modo a oferecer uma compreensão abrangente dos modos de vibração envolvidos. Além de contribuir para a segurança e eficiência do projeto em competição, o estudo também reforça a importância da aeroelasticidade como campo de pesquisa aplicada, com implicações diretas no avanço do projeto e operação de aeronaves de pequeno porte.

2 - Fundamentos de Vibrações Mecânicas em Estruturas

As vibrações mecânicas em estruturas são fenômenos inevitáveis em sistemas de engenharia, especialmente em componentes sujeitos a cargas variáveis no tempo, como é o caso das asas de aeronaves. De forma geral, uma vibração mecânica pode ser definida como o movimento oscilatório de

um corpo ou sistema em torno de uma posição de equilíbrio, decorrente do balanço entre forças de inércia, elasticidade e, em alguns casos, amortecimento.

2.1 - Definição de Vibração Mecânica

A vibração mecânica ocorre quando uma estrutura sofre uma excitação, seja ela aerodinâmica, mecânica ou de outra natureza e responde com oscilações periódicas ou quase-periódicas. Esse comportamento pode ser classificado como livre, quando a estrutura vibra após ser perturbada e sem ação de forças externas contínuas, ou forçada, quando há uma excitação externa atuando constantemente no sistema.

No caso das asas de aeronaves, ambas as situações podem ocorrer: a vibração livre está relacionada a perturbações iniciais durante o voo, enquanto a vibração forçada pode estar associada ao escoamento do ar ou às turbulências atmosféricas.

2.2 - Frequências Naturais e Modos de Vibração

Todo sistema elástico possui frequências naturais, que correspondem às frequências em que ele tende a vibrar quando é submetido a uma perturbação. Cada frequência natural está associada a um modo de vibração, que descreve a forma assumida pela estrutura durante a oscilação. No caso das asas, os modos de vibração podem incluir flexão, torção ou até uma combinação entre ambos.

A determinação das frequências naturais e dos modos associados é de extrema importância, pois fornece subsídios para prever o comportamento dinâmico da asa em condições reais de voo. Se a frequência de excitação externa coincidir ou se aproximar de uma das frequências naturais da estrutura, o risco de ocorrência de ressonância aumenta significativamente.

2.3 - Ressonância em Estruturas Flexíveis

A ressonância é um fenômeno no qual a resposta vibratória de uma estrutura atinge amplitudes elevadas devido à coincidência entre a frequência de excitação externa e uma das suas frequências naturais. Em estruturas flexíveis, como as asas de aeronaves de pequeno porte, a ressonância pode se manifestar de forma intensa, representando uma ameaça à integridade do sistema.

No contexto aeronáutico, esse fenômeno é ainda mais crítico, uma vez que a interação entre vibração estrutural e aerodinâmica pode desencadear o flutter. Assim, compreender os princípios básicos da ressonância e garantir que as frequências naturais da estrutura estejam afastadas das frequências de excitação mais prováveis é uma etapa fundamental no projeto de asas.

3 - Dinâmica de Asas em Aeronaves de Pequeno Porte

As asas são elementos fundamentais no desempenho e na estabilidade de aeronaves, sendo responsáveis pela geração da maior parte da sustentação aerodinâmica. Em aeronaves de pequeno porte, como as desenvolvidas em competições acadêmicas de AeroDesign, a dinâmica estrutural das asas assume papel ainda mais relevante, uma vez que o baixo peso e as restrições de projeto tornam esses sistemas mais suscetíveis a fenômenos aeroelásticos, incluindo vibrações e flutter.

3.1 - Características Estruturais Típicas

As asas projetadas para aeronaves de pequeno porte geralmente utilizam materiais de baixo peso específico e de fácil usinagem, como madeira balsa, compensado aeronáutico, fibras de vidro e fibras de carbono. Tais materiais são frequentemente combinados em estruturas compósitas, buscando conciliar leveza, resistência e rigidez.

O uso de perfis aerodinâmicos delgados, associado a longarinas, nervuras e revestimentos finos, resulta em estruturas que, apesar de eficientes em termos de sustentação, apresentam elevada flexibilidade. Essa característica favorece a redução da massa total da aeronave, mas também aumenta a sensibilidade a cargas dinâmicas e deformações.



Figura 1 – Asa Taperá 2025.

3.2 - Importância da Leveza versus Rigidez

O equilíbrio entre leveza e rigidez é um dos principais desafios na concepção de asas para aeronaves AeroDesign. A redução da massa é essencial para atender às restrições de peso e maximizar a carga paga transportada pela aeronave, critério crucial nas competições. Entretanto, uma estrutura

excessivamente leve pode apresentar rigidez insuficiente, tornando-se vulnerável a deformações indesejadas, ressonâncias e instabilidades aeroelásticas.

Por outro lado, o aumento da rigidez por meio da utilização de materiais mais densos ou reforços estruturais eleva a massa total, prejudicando o desempenho em voo e a competitividade do projeto. Dessa forma, o dimensionamento de asas exige uma análise cuidadosa, na qual a otimização estrutural deve garantir que as frequências naturais fiquem afastadas das excitações aerodinâmicas mais prováveis, mitigando riscos de flutter.

3.3 - Diferenças em Relação a Asas de Aeronaves de Grande Porte

As asas de aeronaves comerciais e militares de grande porte apresentam diferenças significativas em relação às asas utilizadas em projetos de pequeno porte. Enquanto as primeiras são projetadas com base em materiais avançados (ligas metálicas de alta resistência e compósitos sofisticados) e são submetidas a extensos testes aeroelásticos em túneis de vento e análises computacionais de alta fidelidade, as asas de aeronaves AeroDesign dependem de soluções mais simples, de baixo custo e de rápido desenvolvimento.

Além disso, aeronaves de grande porte possuem sistemas de monitoramento estrutural e margens de segurança amplamente regulamentadas, enquanto nos projetos estudantis a validação ocorre por meio de ensaios experimentais em escala reduzida e análises simplificadas. Assim, embora os princípios aeroelásticos sejam os mesmos, a escala, os materiais e os recursos disponíveis impõem abordagens distintas no projeto das asas.



Figura 2 – Aeronave de grande porte.

4 - Modos de Vibração em Asas

As asas, por serem estruturas alongadas e relativamente flexíveis, estão sujeitas a diferentes modos de vibração. O conhecimento e análise desses modos são fundamentais para avaliar a integridade estrutural e o risco de ocorrência de fenômenos aeroelásticos como o flutter.

4.1 - Flexão Vertical

O modo de flexão vertical corresponde ao deslocamento da asa no sentido perpendicular ao plano da fuselagem. Esse comportamento foi identificado tanto na análise numérica, realizada no ANSYS, quanto no ensaio físico. A simulação apontou um deslocamento máximo de aproximadamente 26 mm, enquanto o ensaio prático registrou um deslocamento de 93 mm, ambos sob condições equivalentes de carregamento (Figura 1). Essa diferença é atribuída a simplificações do modelo numérico e às condições reais de montagem. Esses resultados foram obtidos especificamente para a asa, desenvolvida pela equipe Taperá Aerodesign, e servem como base para a caracterização dos modos vibracionais e avaliação do comportamento aeroelástico da estrutura.

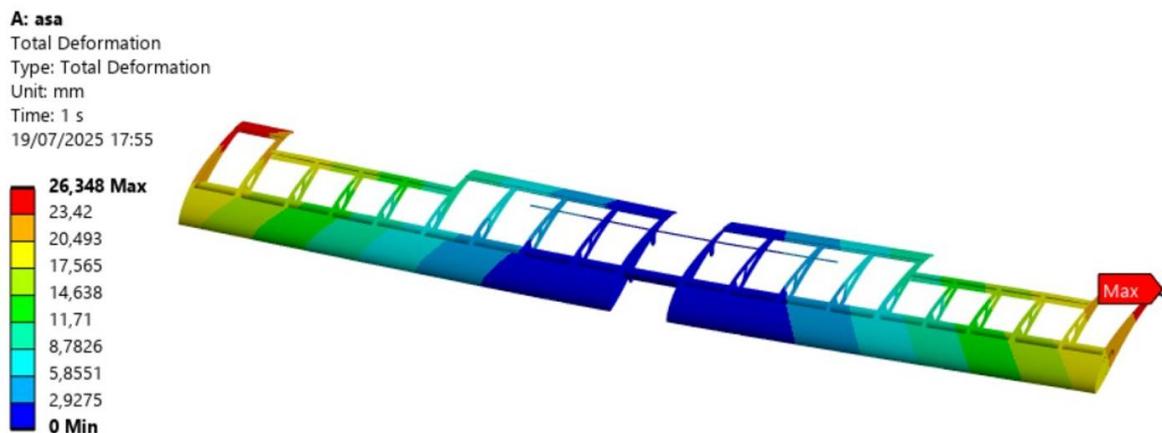


Figura 3 - Deformação (Asa Taperá 2025).

4.2 - Flexão Lateral

A flexão lateral manifesta-se como deslocamentos no plano horizontal da asa. Embora não tenha se apresentado como o modo mais crítico nos resultados obtidos, sua ocorrência pode influenciar a distribuição de cargas aerodinâmicas, especialmente em manobras ou sob efeitos de rajadas laterais.

4.3 - Modos Combinados (Flexo-Torcionais)

Na prática, os modos de vibração dificilmente ocorrem de forma isolada. O acoplamento entre flexão vertical e torção é o mais crítico, podendo levar a instabilidades aeroelásticas. A análise da

distribuição de sustentação, baseada no método de Schrenk (Figura 4), mostra como as cargas aerodinâmicas se distribuem ao longo da envergadura, reforçando a importância da avaliação combinada desses efeitos para prever corretamente o comportamento da asa.

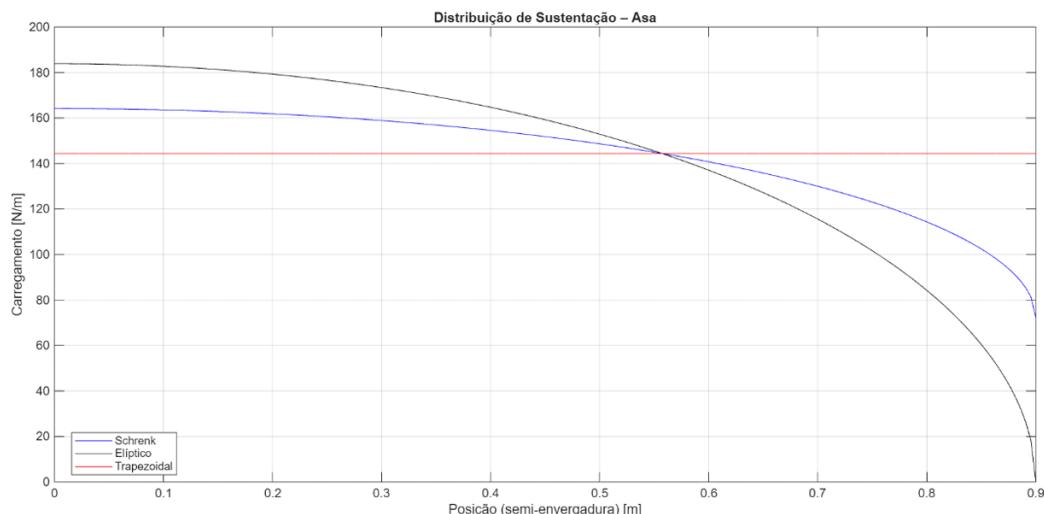


Figura 4 - Diagrama de Schrenk da Asa.

4.4 - Resultados de Análise Modal e Implicações

As simulações realizadas no ANSYS possibilitaram identificar os deslocamentos associados a cada modo de vibração da asa, evidenciando como os esforços aerodinâmicos podem induzir oscilações distintas. A flexão vertical apresentou-se como o modo predominante, seguida por componentes torcionais que se tornam relevantes no acoplamento aeroelástico.

A comparação entre o modelo numérico e os ensaios práticos mostrou que, embora haja diferenças nas amplitudes de deslocamento, o comportamento modal manteve-se consistente. Isso confirma que a asa possui elevada flexibilidade, característica comum em aeronaves do Aerodesign, e que deve ser considerada na análise de possíveis instabilidades dinâmicas.

Esses resultados são essenciais para compreender o risco de ocorrência do flutter, já que o acoplamento entre flexão e torção, mesmo em níveis iniciais, pode levar a oscilações de maior amplitude quando a aeronave se aproxima da velocidade crítica de operação.

5 - Excitação de Vibrações Durante Manobras e Voo

A análise do diagrama V-N (Figura 5) mostra que a aeronave suporta com segurança as rajadas de 3m/s e 7m/s, pois ambas se encontram dentro do envelope de voo. Na velocidade de estol (11,24m/s), o fator de carga é unitário, enquanto na velocidade de manobra o valor atinge o limite estipulado de 2,5.

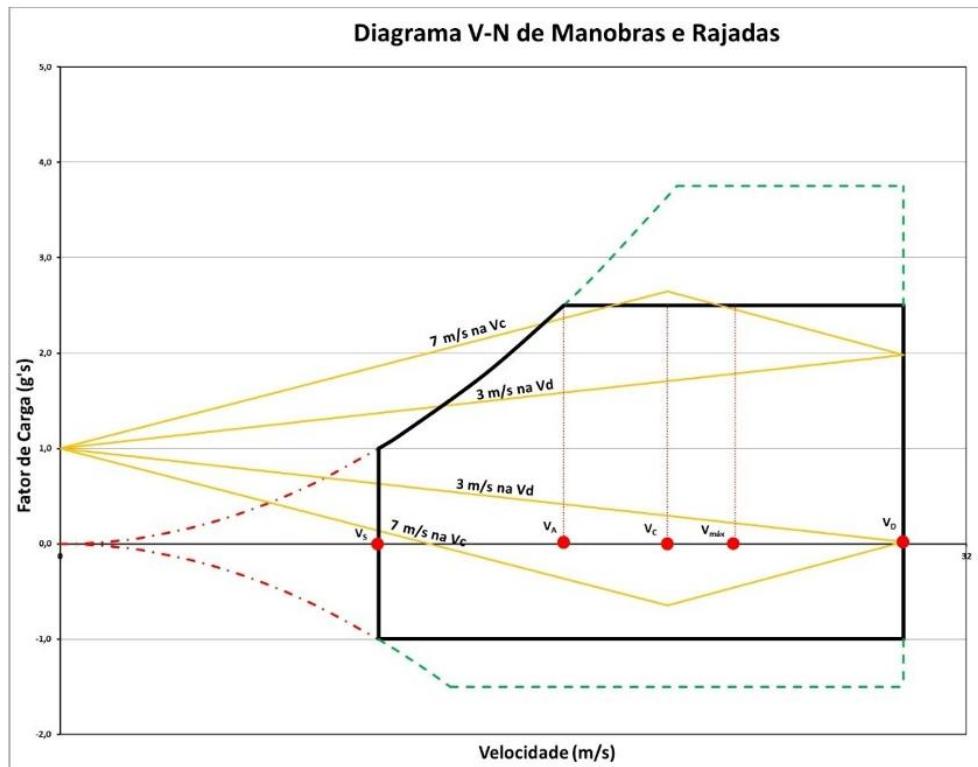


Figura 5 - Diagrama v-n de manobras e de rajadas.

Entre a velocidade de estol e a velocidade de mergulho ($29,78\text{m/s}$), a aeronave é capaz de operar em regime seguro, com fatores de carga positivos e negativos inferiores aos limites de projeto. Do ponto de vista dinâmico, essa faixa operacional representa a região em que a asa pode ser submetida a excitações externas, como rajadas ou turbulência, sem que ocorram falhas estruturais imediatas.

Entretanto, mesmo dentro do envelope de voo, a atuação de cargas transitórias pode excitar modos de vibração da asa, especialmente quando a frequência de excitação se aproxima da frequência natural do sistema. Essa condição reforça a importância de análises aeroelásticas, uma vez que a interação entre aerodinâmica, elasticidade estrutural e efeitos iniciais pode conduzir ao fenômeno de flutter caso as margens de segurança não sejam respeitadas.

5.1 - Cargas em Manobras

Em curvas acentuadas, subidas rápidas ou mergulhos, o fator de carga (n) aplicado sobre a estrutura aumenta significativamente. O diagrama V–N (Figura 5) representa essa relação entre a velocidade da aeronave e os fatores de carga positivos e negativos suportados pela asa. Nessas condições, a estrutura é submetida a esforços adicionais que podem alterar o comportamento dinâmico da asa, aproximando a frequência de excitação da frequência natural e aumentando o risco de ressonância.

5.2 - Efeitos de Rajadas de Vento e Turbulência

Além das manobras, as rajadas de vento são fontes importantes de excitação dinâmica. No diagrama, podem ser observados os limites estruturais impostos por rajadas de 3m/s e 7m/s, que produzem variações abruptas no fator de carga. Esse tipo de perturbação é crítico porque atua como uma entrada transitória, podendo excitar modos flexionais ou torcionais da asa e desencadear oscilações que, se não amortecidas, evoluem para instabilidades aeroelásticas.

5.3 - Interação Sustentação – Vibração

A distribuição de sustentação ao longo da envergadura não é uniforme e varia conforme a condição de voo. Essa variação pode levar a concentrações de esforços em regiões específicas da asa, intensificando deslocamentos locais e ampliando o acoplamento entre flexão e torção. Quando a energia fornecida pelo escoamento aerodinâmico supera o amortecimento estrutural, as vibrações podem crescer de forma não controlada, caracterizando o início do fenômeno de flutter.

Assim, tanto manobras agressivas quanto perturbações atmosféricas devem ser cuidadosamente analisadas no projeto da asa. O uso de ferramentas computacionais, aliado à interpretação do diagrama V–N, permite prever essas condições e estabelecer margens de segurança para evitar falhas por instabilidade dinâmica.

6 - Flutter em Asas de Aeronaves Não Tripuladas

O flutter é um fenômeno aeroelástico caracterizado pela interação instável entre as forças aerodinâmicas, a elasticidade estrutural da asa e as massas iniciais associadas. Quando ocorre, gera oscilações autoalimentadas que podem aumentar rapidamente em amplitude, resultando em falha estrutural catastrófica caso não sejam dissipadas. Diferentemente de vibrações harmônicas convencionais, o flutter não necessita de uma excitação contínua externa, pois é sustentado pela própria interação aerodinâmica e estrutural.

As condições para ocorrência do flutter estão diretamente relacionadas à velocidade crítica de voo, na qual ocorre o acoplamento entre os modos de flexão e torção da asa. A partir dessa velocidade, pequenas perturbações como rajadas ou manobras bruscas podem excitar oscilações que não se estabilizam naturalmente. Por isso, identificar essa velocidade é essencial para garantir a segurança operacional.

Nas aeronaves tripuladas de grande porte, o fenômeno é amplamente estudado e controlado por meio de análises aeroelásticas detalhadas, uso de materiais avançados e ensaios em túnel de vento. Já em aeronaves não tripuladas de pequeno porte, como as desenvolvidas em competições do SAE AeroDesign,

a escala reduzida, o baixo peso e o uso de materiais mais flexíveis (madeira balsa, fibra de vidro, compósitos artesanais) tornam o problema ainda mais desafiador. A menor rigidez estrutural aumenta a suscetibilidade a deformações elásticas significativas, ampliando o risco de acoplamento aeroelástico em velocidades relativamente baixas quando comparadas a aeronaves comerciais.



Figura 6 - Flutter na asa de um planador.

Um outro exemplo clássico que ilustra a gravidade desse tipo de instabilidade é a queda da ponte Tacoma Narrows Bridge (1940), que entrou em colapso devido a oscilações aeroelásticas autoalimentadas. Embora se trate de uma estrutura civil, o caso é amplamente citado como paralelo ao fenômeno do flutter em asas aeronáuticas, evidenciando a importância de compreender a interação entre aerodinâmica e elasticidade.



Figura 7 - Queda da ponte Tacoma Narrows Bridge.

No contexto do Aerodesign, a análise do flutter assume papel fundamental. Como as aeronaves são projetadas para maximizar a eficiência estrutural e aerodinâmica, com margens reduzidas de peso, qualquer descuido pode levar a uma configuração propensa à instabilidade aeroelástica. Dessa forma, a previsão das velocidades críticas, aliada a ensaios físicos e simulações computacionais, é essencial para garantir a integridade estrutural e o bom desempenho durante as missões propostas pela competição.

7 - Métodos de Análise e Prevenção

O estudo do flutter em aeronaves exige a aplicação de diferentes métodos analíticos e experimentais, de modo a identificar as velocidades críticas e adotar soluções de projeto que evitem a ocorrência da instabilidade. Entre os principais métodos, destacam-se:

Análise modal: Pode ser conduzida tanto experimentalmente, com a instrumentação da asa e aplicação de excitações controladas, quanto por simulação numérica via FEM (Método dos Elementos Finitos). A análise permite determinar as frequências naturais e os modos de vibração da estrutura, que são fundamentais para prever situações de ressonância ou acoplamento aeroelástico. No caso da equipe Taperá, o uso de softwares como o ANSYS possibilitou estimar deformações, tensões e modos vibracionais da asa, oferecendo dados essenciais para avaliação de segurança.

Ensaios em túnel de vento: Trata-se de uma técnica clássica na engenharia aeronáutica, que permite reproduzir condições de voo em ambiente controlado. No contexto do flutter, o túnel de vento possibilita identificar experimentalmente as velocidades em que ocorrem oscilações aeroelásticas, registrando deslocamentos e vibrações com sensores e câmeras de alta velocidade. No entanto, devido ao alto custo e à complexidade da infraestrutura, a equipe não possui acesso a esse tipo de ensaio, recorrendo assim a análises computacionais e a ensaios físicos simplificados para validar seus projetos.

Fatores de segurança: Como o flutter pode ter efeitos catastróficos, é prática comum adotar margens de segurança entre a velocidade máxima de operação da aeronave (V_{max}) e a velocidade crítica de flutter (V_f). Essas margens garantem que, mesmo em situações de turbulência ou manobras extremas, a aeronave não alcance a condição de instabilidade aeroelástica.

Técnicas de projeto para minimizar vibrações: Diversas soluções podem ser aplicadas para reduzir a suscetibilidade ao flutter, tais como:

Aumento da rigidez torcional da asa por meio de reforços estruturais;

Uso de materiais mais resistentes e estáveis, como compósitos de fibra de carbono;

Otimização da distribuição de massa ao longo da asa, reduzindo a inércia rotacional;

Adoção de perfis aerodinâmicos e configurações estruturais que diminuam o acoplamento entre flexão e torção.

Essas medidas, quando aplicadas em conjunto, permitem que aeronaves não tripuladas, mesmo de pequeno porte como as do AeroDesign, operem de forma segura dentro de seus envelopes de voo, minimizando o risco de instabilidades aeroelásticas.

8. Cálculos Analíticos e Simulações Numéricas em MATLAB

O estudo das vibrações em asas de aeronaves exige não apenas análises experimentais e simulações por elementos finitos (FEM), mas também cálculos analíticos e simulações numéricas simplificadas, que permitem validar os resultados obtidos e compreender a influência dos parâmetros estruturais e aerodinâmicos no fenômeno de flutter.

A rigidez torsional ($K\theta$) é um parâmetro fundamental para avaliar a estabilidade aeroelástica. Para uma longarina de seção tubular circular, pode-se utilizar a formulação clássica:

$$J = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4) \quad (1)$$

$$K\theta = \frac{G * J}{L} \quad (2)$$

onde, G é o módulo de cisalhamento do material, d_o e d_i são os diâmetros externo e interno da longarina e L é a semi-envergadura da asa.

9 - Códigos em MATLAB para Análise de Vibrações e Flutter

Além das estimativas analíticas, foram desenvolvidos códigos em MATLAB para explorar a dinâmica da asa. Como exemplo, a resposta livre amortecida de um sistema massa-mola-amortecedor foi simulada, ilustrando o comportamento oscilatório da estrutura em um modo fundamental:

9.1 - Cálculo da Frequência Natural de uma Asa como Viga Engastada-Livre

Este código estima a primeira frequência natural de flexão da asa, modelada como viga engastada-livre.

% --- Parâmetros da Asa ---

E = xxx; % módulo de elasticidade da fibra de vidro (Pa)

rho = xxx; % densidade aproximada do material (kg/m³)

L = xxx; % envergadura da asa (m)

b = xxx; % corda (m)

$t = \text{xxx};$ % espessura média da casca da asa (m)

% Área e Inércia

$A = b * t;$ % área da seção (m^2)

$I = (b * t^3) / 12;$ % momento de inércia aproximado (m^4)

$m = \rho * A;$ % massa por unidade de comprimento (kg/m)

% --- Frequência Natural ---

$\beta = 1.875;$ % coeficiente modo fundamental (engastado-livre)

$w_n = (\beta^2) * \sqrt{E*I / (m*L^4)};$ % frequência natural (rad/s)

$f_n = w_n / (2*\pi);$ % frequência em Hz

`disp(['Frequência natural da asa: ', num2str(fn), ' Hz']);`

9.2 - Estimativa da Velocidade Crítica de Flutter

Modelo simplificado para estimar a velocidade crítica de flutter pelo acoplamento entre flexão e torção.

% --- Parâmetros da Asa ---

$m = \text{xxx};$ % massa da semi-asas (kg)

$K_t = \text{xxx};$ % rigidez torcional ($N\cdot m/rad$)

$b = \text{xxx};$ % semi-corda (m)

$\rho = \text{xxx};$ % densidade do ar (kg/m^3)

% --- Cálculo da Velocidade Crítica de Flutter ---

$V_f = \sqrt{K_t / (\rho * b^2 * m)};$

`disp(['Velocidade crítica de flutter: ', num2str(Vf), ' m/s']);`

9.3 - Resposta Livre de Vibração (Simulação Temporal)

Simulação do deslocamento de uma asa sujeita a vibração livre amortecida.

% --- Parâmetros do Sistema ---

$w_n = \text{xxx};$ % frequência natural (rad/s)

$\zeta = \text{xxx};$ % fator de amortecimento

```

x0 = xxx; % deslocamento inicial (m)
v0 = xxx; % velocidade inicial (m/s)

% --- Simulação Temporal ---
t = linspace(0, 5, 1000); % tempo (s)
wd = wn*sqrt(1 - zeta^2); % frequência amortecida
x = exp(-zeta*wn*t).*(x0*cos(wd*t) + (v0+zeta*wn*x0)/wd*sin(wd*t));

```

```

% --- Gráfico ---
figure;
plot(t, x, 'LineWidth', 1.5);
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Deslocamento (m)');
title('Resposta Livre Amortecida da Asa');
grid on;

```

Os cálculos numéricos foram realizados em MATLAB para estimar as frequências naturais, a velocidade crítica de flutter e a resposta temporal de vibração.

A rigidez torcional ($K\theta$) da semi-asa é um parâmetro-chave para estimativas de velocidade crítica de flutter. Em seções simples $K\theta$ pode ser estimada analiticamente por $K\theta \approx GJ/L$, onde J é a constante torsional da seção e L é a distância até a qual se considera a rotação (ex.: semi-envergadura).

No presente artigo foram considerados dois enfoques: (i) uma estimativa analítica para uma longarina tubular (valores representativos), resultando em $K\theta \approx 250 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$; (ii) simulações numéricas em ANSYS (procedimento de aplicação de torque na ponta e medição de ângulo), cuja validação experimental permanece como etapa futura. Utilizando o modelo simplificado de flutter $V_f \approx \sqrt{K\theta/(\rho b^2 m)}$ com $b=0,165 \text{ m}$ e $m \approx 0,8 \text{ kg}$, obteve-se $V_f \approx 96,8 \text{ m/s}$, demonstrando margem ampla em relação à velocidade operacional do projeto ($\sim 30 \text{ m/s}$).

10. Conclusões

O estudo das vibrações mecânicas em asas é essencial para garantir tanto a segurança estrutural quanto o desempenho aerodinâmico de aeronaves. No contexto da aeroelasticidade, o fenômeno do flutter

representa um dos maiores desafios, pois surge do acoplamento entre flexão e torção em condições críticas de voo, podendo comprometer a integridade da aeronave em frações de segundo.

Em projetos acadêmicos como o SAE BRASIL AeroDesign, a análise de vibrações adquire importância ainda maior, uma vez que as aeronaves não tripuladas apresentam características distintas em relação a aeronaves convencionais: menor escala, peso reduzido, uso de materiais compósitos leves e grande flexibilidade estrutural. Esses fatores aumentam a suscetibilidade a oscilações e instabilidades aeroelásticas, exigindo atenção especial desde as fases iniciais de dimensionamento.

A experiência da equipe Taperá AeroDesign demonstrou a relevância de integrar análises numéricas, ensaios práticos e observações em voo para compreender o comportamento vibracional da asa. Apesar das limitações de infraestrutura, como a ausência de ensaios em túnel de vento, foi possível identificar modos de vibração e avaliar margens de segurança adequadas, assegurando que a aeronave opere dentro de seu envelope de voo.

Como perspectiva de melhoria, destaca-se o uso de simulações aeroelásticas mais avançadas, que integrem de forma mais realista as interações entre fluxo aerodinâmico e resposta estrutural. Além disso, a incorporação da análise aeroelástica já na etapa de concepção do projeto permitirá reduzir retrabalhos e aumentar a eficiência estrutural, resultando em aeronaves mais seguras e competitivas.

Assim, o presente estudo reforça a importância de se considerar as vibrações mecânicas não apenas como um problema a ser controlado, mas como um aspecto fundamental do processo de projeto de aeronaves experimentais e de competição, contribuindo diretamente para a evolução técnica dos estudantes e para o avanço do conhecimento aplicado em engenharia aeronáutica.

11. Referências Bibliográficas

- SILVA, R. G. A. Análise Aeroelástica no Espaço de Estados Aplicada a Aeronaves de Asa Fixa. 1994. 194 f. Dissertação (Mestre em Engenharia Mecânica). Escola de Engenharia de São Carlos, USP. São Carlos, 1994.
- Cecrdle J. Whirl Flutter of Turboprop Aircraft Structures. 1st ed. Oxford: Elsevier Science; 2015.
- GARRICK, I.E and REED, W.H. Historical Development of Aircraft Flutter, AIAA 81-0491, J. Aircraft, vol.18, no.11, November 1981.
- WEISSHAAR, T. A. Aeroelasticity, an introduction to fundamental problems - with an historical perspective, examples and homework problems. 2012.
- DOBBRO, G. G. R. Determinação de frequências naturais de passarela de concreto:

análise modal experimental e método dos elementos finitos – Monografia - Universidade Federal de Santa Catarina, 2018.

ANDERSON, J.D.; Aircraft Perfomance And Design. AIAA, 1999.

RODRIGUES, L. E. MIRANDA. J. Fundamentos da Engenharia Aeronáutica Aplicações ao Projeto Aerodesign. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo. São Paulo, SP. 2014.

Comparativo de Comportamento Mecânico entre Aço e Alumínio em Estruturas Aeronáuticas e Automobilísticas: Avaliação de Vantagens e Limitações

Breno Augusto Gabaldi Wolf

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

b.wolf@aluno.ifsp.edu.br

Pedro Virgílio Bueno

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

pedro.virgilio@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta uma análise técnica e quantitativa comparando o desempenho mecânico e a viabilidade econômica de três materiais de vanguarda: o aço avançado de alta resistência (AHSS) DP980, a liga de alumínio automotiva 6061-T6 e a liga de alumínio aeronáutica 7075-T6. O estudo visa determinar a adequação de cada material para aplicações estruturais nas indústrias automotiva e aeronáutica. A metodologia baseia-se na compilação e análise de dados de propriedades mecânicas e de custos de mercado. Uma análise crítica da relação peso/resistência é conduzida através do cálculo da Resistência Específica e da Rigidez Específica. Os resultados demonstram a superioridade absoluta do aço DP980 em rigidez, resistência e custo, consolidando-o como a solução predominante para produção em massa. As ligas de alumínio, especialmente a 7075-T6, exibem uma vantagem esmagadora em resistência específica, fator determinante para a indústria aeronáutica, apesar de seu custo significativamente mais elevado. Conclui-se que a seleção ótima do material é intrinsecamente dependente de uma matriz de decisão que pondera desempenho mecânico, eficiência estrutural, processos de manufatura e, crucialmente, o custo de aquisição no cenário brasileiro e global.

Palavras-chave

Resistência dos Materiais, Aço DP980, Alumínio 6061-T6, Alumínio 7075-T6, Análise de Custo, Estruturas Automotivas, Estruturas Aeronáuticas.

Abstract

This article presents a technical and quantitative analysis comparing the mechanical performance and economic viability of three cutting-edge materials: DP980 Advanced High Strength Steel (AHSS), 6061-T6 Automotive Aluminum Alloy, and 7075-T6 Aeronautical Aluminum Alloy. The study aims to

determine the suitability of each material for structural applications in the automotive and aeronautical industries. The methodology is based on the compilation and analysis of data on mechanical properties and market costs. A critical analysis of the weight/strength relationship is conducted through the calculation of Specific Strength and Specific Stiffness. The results demonstrate the absolute superiority of DP980 steel in rigidity, resistance and cost, consolidating it as the predominant solution for mass production. Aluminum alloys, especially 7075-T6, exhibit an overwhelming advantage in specific strength, a determining factor for the aircraft industry, despite their significantly higher cost. It is concluded that the optimal material selection is intrinsically dependent on a decision matrix that weighs mechanical performance, structural efficiency, manufacturing processes and, crucially, the acquisition cost in the Brazilian and global scenario.

Keywords

Strength of Materials, Steel DP980, 6061-T6 Aluminum, 7075-T6 Aluminum, Cost Analysis, Automotive Structures, Aeronautical Structures.

1 - Introdução

A engenharia moderna, em especial nos setores de transporte, vive sob a constante pressão de dois vetores primordiais: a busca por maior eficiência energética e a necessidade de garantir níveis de segurança cada vez mais elevados.

Essa dualidade impulsionou uma verdadeira revolução na ciência e engenharia de materiais, transformando a carcaça de veículos e aeronaves em complexos sistemas multifuncionais. As indústrias automotiva e aeronáutica, embora compartilhem o objetivo de otimização estrutural, operam sob paradigmas de projeto fundamentalmente distintos, ditados por suas realidades econômicas e operacionais.

A indústria automotiva, caracterizada pela produção em massa e sensibilidade ao custo, busca um balanço otimizado entre desempenho, segurança passiva (absorção de energia em colisões), durabilidade e, crucialmente, o custo de matéria-prima e de manufatura. Por outro lado, a indústria aeronáutica opera com um fator preponderante e quase absoluto: a minimização da massa.

Cada quilograma economizado em uma aeronave representa uma redução significativa no consumo de combustível ao longo de sua vida útil, além de um aumento direto na capacidade de carga paga (passageiros ou carga), impactando diretamente a viabilidade econômica da operação.

Neste cenário de otimização, o aço e o alumínio consolidaram-se como protagonistas. Os Aços Avançados de Alta Resistência (AHSS), e em particular o aço bifásico (Dual-Phase) DP980, representam

o estado da arte em soluções de baixo custo e altíssimo desempenho para a carroceria automotiva (Body-in-White). Em paralelo, as ligas de alumínio tratáveis termicamente, como a versátil 6061-T6 e a ultra-resistente 7075-T6, oferecem uma densidade aproximadamente três vezes menor que a do aço, tornando-se materiais essenciais onde o peso é o fator crítico a ser combatido.

O presente artigo propõe uma análise comparativa, técnica e quantitativa, focada nestes três materiais de alto desempenho. O objetivo central é dissecar e avaliar o comportamento mecânico não apenas através de suas propriedades intrínsecas (como resistência e rigidez), mas, fundamentalmente, através de métricas de eficiência estrutural, como a relação peso/resistência e peso/rigidez.

Adicionalmente, o estudo incorpora uma análise das implicações de custo e dos processos de manufatura associados. Desta forma, este artigo visa fornecer um panorama técnico-econômico abrangente que possa elucidar as complexas decisões de engenharia por trás da seleção de materiais nestes setores estratégicos da indústria global.

2 - Fundamentação Teórica

2.1 - Conceitos Essenciais da Mecânica dos Sólidos

A avaliação de um material para aplicação estrutural se baseia em seu comportamento sob a aplicação de cargas, descrito pelo diagrama Tensão-Deformação.

Região Elástica: Nesta fase inicial, a deformação é temporária e proporcional à tensão aplicada, seguindo a Lei de Hooke ($\sigma = E \cdot \epsilon$). A inclinação desta reta é o Módulo de Elasticidade (E), ou Módulo de Young, que quantifica a rigidez do material. Materiais com alto E, como o aço, são mais rígidos e deformam-se menos sob uma mesma carga.

Escoamento: O Limite de Escoamento (σ_e) marca o fim da deformação elástica e o início da deformação plástica, que é permanente. Este é um dos critérios de falha mais importantes em projetos de engenharia.

Encruamento (Strain Hardening): Após o escoamento, o material continua a resistir a cargas crescentes, necessitando de mais tensão para continuar a se deformar.

Limite de Resistência à Tração (σ_r): É o ponto de máxima tensão que o material suporta. Após este ponto, inicia-se o fenômeno da estrição (necking), onde a deformação se localiza em uma pequena região do corpo de prova.

Fratura: Ponto final do teste, onde o material se rompe. A deformação total até este ponto é uma medida da ductilidade do material. A área total sob a curva Tensão-Deformação representa a tenacidade, ou seja, a capacidade do material de absorver energia antes de fraturar.

2.2 - Aço Avançado de Alta Resistência (AHSS): O DP980

Os aços AHSS são uma classe sofisticada de ligas de aço que obtêm suas propriedades superiores através de um controle metalúrgico preciso de sua microestrutura.

O Aço DP980 (Dual-Phase) é um exemplo proeminente. Sua microestrutura, como o nome sugere, é composta por duas fases distintas:

Matriz de Ferrita: Uma fase macia e dúctil, que confere ao material a capacidade de se deformar (formabilidade).

Ilhas de Martensita: Uma fase extremamente dura e frágil, dispersa na matriz de ferrita, que é responsável pela altíssima resistência mecânica do material.

Essa microestrutura é obtida através de um ciclo de aquecimento controlado a uma temperatura intercrítica (entre as temperaturas de transformação da austenita e da ferrita), seguido de um resfriamento rápido.

O resultado é um material que combina alta resistência (o "980" indica um limite de resistência mínimo de 980 MPa) com uma taxa de encruamento elevada, o que o torna ideal para componentes estruturais automotivos que precisam absorver grande quantidade de energia em uma colisão.

2.3 - Ligas de Alumínio de Alta Performance

As ligas de alumínio das séries 6xxx e 7xxx são endurecíveis por precipitação, ou seja, suas propriedades são otimizadas por tratamentos térmicos.

2.3.1 - A Liga 6061-T6: Versatilidade e Desempenho

A liga 6061 pertence à série 6xxx, cujos principais elementos de liga são Magnésio (Mg) e Silício (Si). Estes elementos se combinam para formar o precipitado intermetálico Mg₂Si, que é o principal agente de endurecimento. O tratamento "T6" consiste em três etapas:

Solubilização: Aquecimento da liga para dissolver os elementos de liga em uma solução sólida.

Têmpera (Quenching): Resfriamento rápido em água para "congelar" os átomos em solução.

Envelhecimento Artificial: Reaquecimento a uma temperatura moderada por um tempo controlado, permitindo a precipitação fina e dispersa de partículas de Mg₂Si, que obstruem o movimento de discordâncias e aumentam drasticamente a resistência da liga.

O resultado é um material de média a alta resistência, excelente resistência à corrosão, boa soldabilidade e conformabilidade, tornando-o um "pau para toda obra" em aplicações estruturais, desde chassis de bicicletas e veículos até componentes arquitetônicos.

2.3.2 - A Liga 7075-T6: O Padrão Aeronáutico

A liga 7075 faz parte da série 7xxx, que utiliza o Zinco (Zn) como principal elemento de liga, frequentemente com adições de Magnésio (Mg) e Cobre (Cu). O tratamento T6 nesta liga leva à formação de precipitados finíssimos, como o MgZn₂, resultando em uma das mais altas resistências mecânicas entre todas as ligas de alumínio, comparável à de muitos aços. Essa altíssima resistência, combinada com a baixa densidade do alumínio, faz dela o material padrão para aplicações aeroespaciais críticas, como revestimentos e longarinas da estrutura superior das asas (onde as tensões de compressão são máximas) e cavernas da fuselagem. Suas principais limitações são um custo muito elevado, menor tenacidade à fratura e maior suscetibilidade à corrosão sob tensão, exigindo projetos e tratamentos superficiais cuidadosos.

2.4 - Métricas de Seleção de Materiais para Leveza Estrutural

A simples comparação de propriedades absolutas, como a resistência à tração, é insuficiente ao comparar materiais de densidades distintas. Para projetos onde a massa é um fator crítico, utilizam-se métricas de desempenho específico:

Rigidez Específica (E/ρ): Mede a rigidez de um material por unidade de massa. É o critério principal para componentes projetados para resistir à flambagem sem exceder um limite de peso.

Resistência Específica (σ_r/ρ): Mede a resistência de um material por unidade de massa. É o critério dominante para componentes sob tração que precisam suportar a maior carga possível com o mínimo de peso.

Essas métricas são a base dos chamados "Mapas de Ashby", ferramentas gráficas que permitem a seleção otimizada de materiais para uma dada função de engenharia.

3 - Metodologia

O presente estudo foi conduzido seguindo uma metodologia estruturada em três etapas principais:

Revisão Bibliográfica Sistemática: Foi realizado um levantamento aprofundado em literatura técnica, incluindo manuais de engenharia (como o ASM Handbook), artigos científicos, e publicações de associações setoriais (ABAL, Instituto Aço Brasil) para consolidar os fundamentos teóricos sobre os materiais em estudo e seus respectivos contextos de aplicação.

Coleta e Tabulação de Dados: Foram extraídas de bases de dados de materiais reconhecidas, como o MatWeb, as propriedades mecânicas nominais (densidade, módulo de elasticidade, limites de escoamento e resistência, alongamento) para o Aço DP980, Alumínio 6061-T6 e Alumínio 7075-T6.

Análise Comparativa e Discussão: Os dados absolutos foram tabulados e utilizados para calcular as propriedades específicas (rigidez e resistência). Um diagrama Tensão-Deformação esquemático foi construído para ilustrar visualmente as diferenças de comportamento. A análise dos resultados foi então conduzida, contextualizando os dados numéricos com as implicações práticas de manufatura, custo e sustentabilidade para os setores automotivo e aeronáutico.

4 - Resultados e Discussão

4.1 - Análise Comparativa das Propriedades Mecânicas Absolutas

A compilação dos dados nominais resulta na Tabela 1, que serve como base para a análise.

Tabela 1 – Propriedades dos materiais.

Propriedades	Unidade	Aço DP980	Alumínio 6061-T6	Alumínio 7075-T6
Densidade (ρ)	g/cm ³	7,85	2,70	2,81
Modulo de Elasticidade	GPa	210	69	71,1
Limite de Escoamento	MPa	~780	~276	~503
Limite de Resistência	MPa	~980	~310	~572
Alongamento na Ruptura	%	~10	~17	~11

Em termos absolutos, a dominância do aço DP980 é evidente. Sua rigidez (Módulo E) é três vezes superior à das ligas de alumínio, e seu limite de resistência ultrapassa o da liga 7075-T6 em mais de 70%. Isso implica que, para uma mesma geometria, um componente de aço será muito mais rígido e resistente. O gráfico 1 abaixo comprova a análise da tabela quanto a densidade.

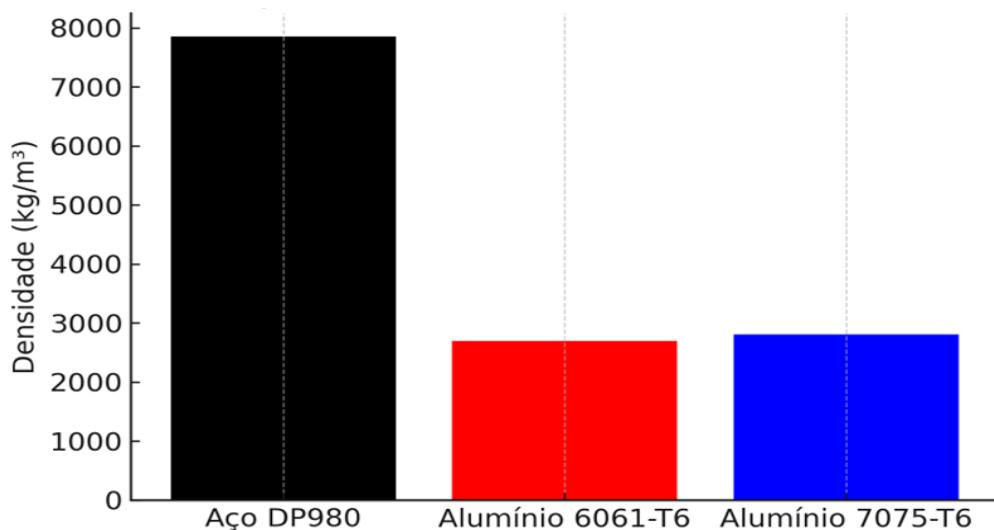


Figura 1 – Comparaçāo de densidade dos materiais.

4.2 - Análise Comparativa das Propriedades Específicas

Quando a massa entra na equação, o cenário se transforma radicalmente, como mostra os resultados obtidos na Tabela 2.

Tabela 2 – Propriedades específicas dos materiais.

Propriedade Específica	Unidade	Aço D980	Alumínio 6061-T6	Alumínio 7075-T6
Rigidez Específica (E/ρ)	$\text{MN} \cdot \text{m/Kg}$	26,75	25,55	25,51
Resistência Específica (σ_r/ρ)	$\text{KN} \cdot \text{m/Kg}$	125,5	114,8	203,5

A rigidez específica dos três materiais é notavelmente similar, um fato físico conhecido para a maioria dos metais estruturais. No entanto, a resistência específica do alumínio 7075-T6 se destaca de forma esmagadora, sendo 62% superior à do aço DP980. Este único dado é a principal justificativa técnica para o domínio das ligas de alumínio de alta performance na indústria aeroespacial. Para ilustrar os dados da tabela, o gráfico 3 foi criado, ajudando a comprovar a larga vantagem do alumínio nesse cenário.

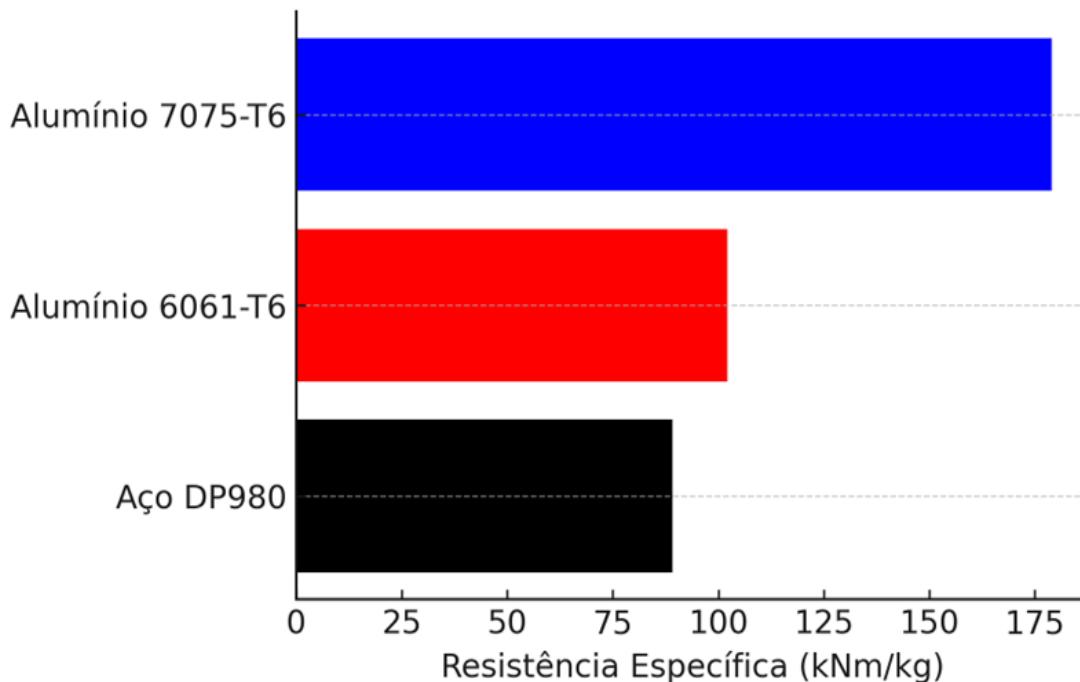


Figura 2 – Comparaçāo de resistēcia especfica.

4.3 - Discussāo Detalhada por Material e Aplicaāo

Aço DP980: A combinação de altíssima resistēcia e tenacidade (grande área sob a curva) faz dele o material ideal para a "célula de sobrevivēcia" de um automóvel. É aplicado em colunas A e B, reforços de teto e soleira, e travessas de para-choque, onde sua função é resistir à deformação em um impacto e proteger os ocupantes.

Sua rigidez superior também contribui para uma melhor dinâmica veicular e redução de ruídos e vibrações (NVH).

Alumínio 6061-T6: Sua boa ductilidade (maior alongamento) e formabilidade permitem a criação de componentes complexos via extrusão, como longarinas de chassis e berços de baterias para veículos elétricos. Nestes, o alumínio oferece não apenas leveza, mas também excelente condutividade térmica para ajudar na gestão de calor das células da bateria, e uma natural resistēcia à corrosão.

Alumínio 7075-T6: Seu uso é justificado onde a falha não é uma opção. Na estrutura superior de uma asa, por exemplo, o material está sob compressão durante o voo.

A altíssima resistēcia específica do 7075-T6 permite projetar componentes que suportam essas cargas com a menor massa possível, maximizando a eficiêcia da aeronave. Sua menor ductilidade e tenacidade em comparação com outras ligas é um compromisso de projeto aceito em troca de sua performance em resistēcia.

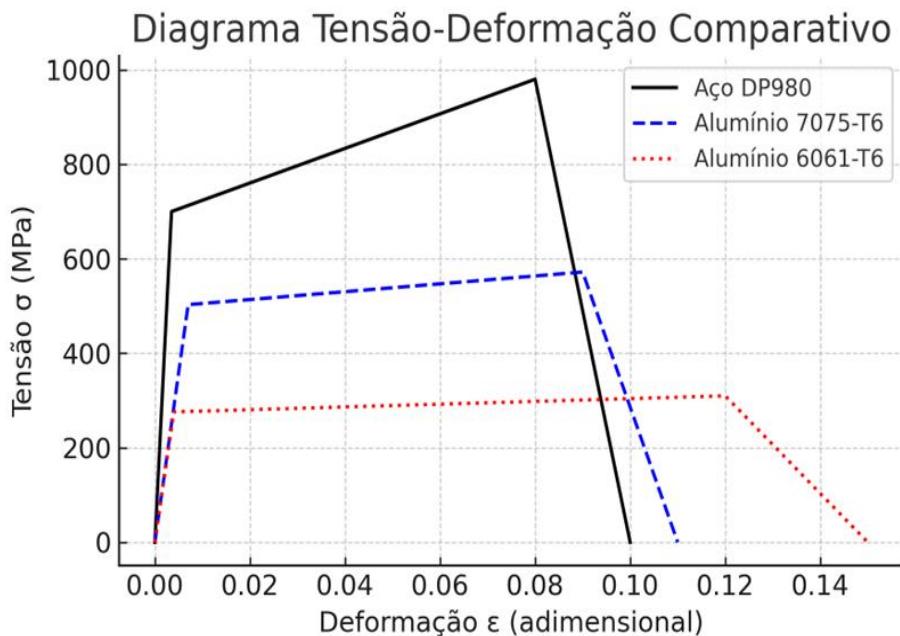


Figura 3 – Diagrama tensão-deformação comparativo.

4.4 - Implicações de Manufatura, União e Custo

A seleção de um material transcende suas propriedades mecânicas, envolvendo todo o ecossistema produtivo.

Conformação: O aço DP980, apesar de sua alta resistência, é projetado para ser estampado, processo de altíssima cadênci da indústria automotiva. Contudo, exige prensas de maior tonelagem e ferramentas mais robustas, além de um controle cuidadoso do efeito "springback" (retorno elástico). O alumínio 6061-T6 é excelente para extrusão, criando perfis complexos, mas é mais desafiador de estampar a frio. O 7075-T6 é frequentemente usinado a partir de blocos sólidos para componentes aeroespaciais, um processo de alto custo e baixo volume.

União: Aços são tradicionalmente unidos por solda a ponto (Resistance Spot Welding - RSW), uma tecnologia madura e de baixo custo. A soldagem de AHSS como o DP980, no entanto, requer parâmetros de controle mais rígidos para evitar a fragilização da Zona Afetada pelo Calor (ZAC). A soldagem de ligas de alumínio é mais complexa devido à sua alta condutividade térmica e à presença de uma camada de óxido refratária. Por isso, na indústria aeronáutica, a união é predominantemente mecânica (rebitagem), e na automotiva, combina-se rebitagem, adesivos estruturais e técnicas de solda especiais (laser, MIG).

Custo: O custo da matéria-prima por quilograma segue uma escala clara: Aço DP980 (base), Alumínio 6061-T6 (3 a 5 vezes mais caro) e Alumínio 7075-T6 (8 a 12 vezes mais caro). Ao considerar

os custos de processo (ferramental, energia, tecnologias de união), a diferença no custo do componente final pode ser ainda maior. Para ilustrar a diferença na proporção dos custos, foi criado o gráfico 4, que mostra larga vantagem do Aço DP980 (focado no contexto brasileiro).

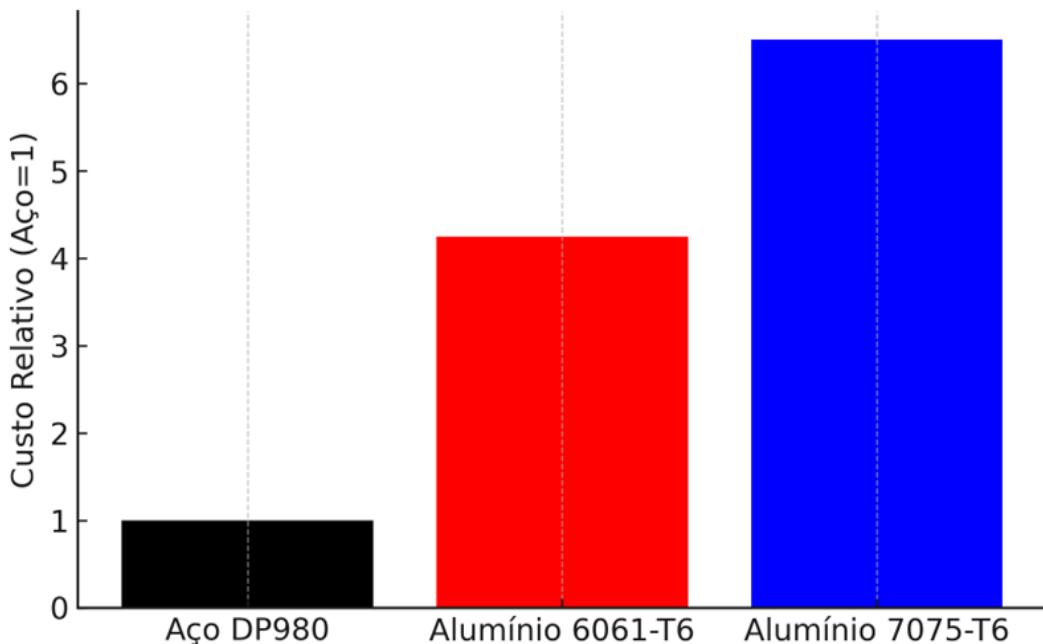


Figura 4 – Comparação de custo relativo (Brasil, 2025).

4.5 - Perspectivas de Sustentabilidade e Ciclo de Vida

A análise moderna de materiais não pode ignorar o impacto ambiental.

Produção Primária: A produção de alumínio primário a partir da bauxita é um processo extremamente intensivo em energia elétrica, com uma pegada de carbono significativamente maior que a do aço produzido via alto-forno ou aciaria elétrica.

Reciclagem: Neste ponto, o alumínio leva uma grande vantagem. A reciclagem do alumínio consome apenas cerca de 5% da energia necessária para a produção primária, tornando-o um material com excelente circularidade. O aço também é amplamente reciclado, mas a economia de energia é menos dramática.

Fase de Uso: É aqui que o benefício do alumínio se manifesta. A redução de massa em veículos e aeronaves leva a uma menor queima de combustível (fóssil ou eletricidade) ao longo de toda a vida útil do produto. Um estudo de ciclo de vida completo (LCA - Life Cycle Assessment) é necessário para determinar qual material é mais vantajoso, pesando o maior impacto na produção do alumínio contra o menor impacto na fase de uso.

5 - Conclusões

A análise integrada das propriedades mecânicas, específicas, de manufatura e sustentabilidade permite concluir de forma inequívoca que não existe um material universalmente superior. A seleção é um exercício de engenharia que depende intrinsecamente do balanço de requisitos técnicos e econômicos da aplicação final.

O Aço DP980 consolida-se como a solução dominante para a indústria automotiva de produção em massa. Sua combinação imbatível de alta resistência, tenacidade, rigidez e baixo custo de matéria-prima e processamento garante a construção de veículos seguros e acessíveis. Seus desafios residem no gerenciamento de peso e nos processos de conformação e união, que, embora maduros, exigem maior controle.

O Alumínio 6061-T6 se posiciona como uma alternativa estratégica e crescente, especialmente em nichos de mercado onde o custo adicional pode ser justificado pelo benefício em desempenho. Em veículos elétricos, sua leveza aumenta a autonomia, e em veículos de luxo e esportivos, melhora a dinâmica. Sua versatilidade de processos (extrusão, usinagem) abre novas possibilidades de design estrutural.

O Alumínio 7075-T6 permanece insubstituível como material de escolha para estruturas aeronáuticas primárias. Sua excepcional resistência específica permite projetar aeronaves mais leves e eficientes, um fator que se sobrepõe economicamente ao seu altíssimo custo de aquisição e processamento. Ele representa o pináculo do desempenho para ligas metálicas leves, onde a segurança e a eficiência operacional são absolutas.

Portanto, a escolha final recai sobre uma complexa matriz de decisão. Para trabalhos futuros, sugere-se aprofundar a análise incluindo materiais compósitos avançados, como polímeros reforçados com fibra de carbono (CFRP), que representam a próxima fronteira na busca pela máxima eficiência estrutural.

6 – Referências Bibliográficas

ABAL - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DO ALUMÍNIO. Anuário Estatístico 2023-2024. São Paulo: ABAL, 2024.

ASHBY, Michael F. Seleção de Materiais no Projeto Mecânico. 4. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2011.

CALLISTER, William D.; RETHWISCH, David G. Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução. 10. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2020.

HIBBELER, R. C. Resistência dos Materiais. 10. ed. São Paulo: Pearson, 2019.

INSTITUTO AÇO BRASIL. Anuário da Siderurgia Brasileira 2023. Rio de Janeiro: Instituto Aço Brasil, 2023.

MILLER, W. S. et al. Recent development in aluminium alloys for the automotive industry. *Materials Science and Engineering A*, v. 280, p. 37-49, 2000.

ASM INTERNATIONAL. Properties and Selection of Metals. Materials Park: ASM Handbook, 2019.

ISO 6892-1: Metallic materials – Tensile testing. International Organization for Standardization, 2019.

ASTM E8: Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials. ASTM International, 2020.

ABNT NBR 8800: Projeto de Estruturas de Aço. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2008.

DOWLING, N. E. Mechanical Behavior of Materials. New York: Pearson, 2018.

DIETER, G. E. Mechanical Metallurgy. New York: McGraw-Hill, 1988.

SMITH, W. F. Foundations of Materials Science and Engineering. New York: McGraw-Hill, 2011.

Uso de Tecnologias de Monitoramento de Vibrações em Estruturas de Obras de Grande Porte

Celso Rene dos Santos
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
rene.s@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

O monitoramento estrutural de obras de grande porte é um campo que tem evoluído significativamente, ao longo das últimas décadas, impulsionado tanto pelos avanços tecnológicos quanto pela crescente demanda por infraestruturas seguras e resilientes. Historicamente, a capacidade de monitorar e analisar a integridade estrutural era limitada pelas tecnologias disponíveis, muitas vezes restringindo-se a inspeções visuais e instrumentação básica.

No entanto, com o advento de tecnologias inovadoras, como sensores de fibra óptica e drones equipados com câmeras de alta resolução, o campo do monitoramento estrutural tem testemunhado uma verdadeira revolução.

Estas tecnologias não apenas aumentam a precisão e a eficiência do monitoramento, mas, também, permitem uma resposta mais rápida a potenciais problemas, garantindo, assim, a segurança e a longevidade das estruturas.

A escolha deste tema reflete a importância de se compreender e aplicar essas tecnologias avançadas, no contexto brasileiro, especialmente em obras de grande porte, que são vitais para o desenvolvimento econômico e social do país.

Palavras-chave

Monitoramento, Segurança, Obras de grande porte, Análise estrutural, Custo, Precisão, Viabilidade.

Abstract

Structural monitoring of large-scale works is a field that has evolved significantly over the last few decades, driven both by technological advances and by the growing demand for safe and resilient infrastructures.

Historically, the ability to monitor and analyze structural integrity was limited by available technologies, often being restricted to visual inspections and basic instrumentation. However, with the advent of

innovative technologies such as fiber optic sensors and drones equipped with high-resolution cameras, the field of structural monitoring has witnessed a real revolution.

These technologies not only increase the accuracy and efficiency of monitoring but also allow for a faster response to potential problems, thus ensuring the safety and longevity of structures. The choice of this theme reflects the importance of understanding and applying these advanced technologies in the Brazilian context, especially in large-scale works, which are vital for the country's economic and social development.

Palavras-chave

Monitoring, Safety, Large Works, Structural Analysis, Cost, Accuracy, Feasibility.

1 - Introdução

Obras de grande porte são projetos de construção ou engenharia civil de grande escala e complexidade, que envolvem a mobilização de vastos recursos, tempo prolongado de execução e um elevado nível de especialização técnica.

Essas obras são normalmente fundamentais para o desenvolvimento econômico e social de uma região e, muitas vezes, têm um impacto significativo nas infraestruturas, no ambiente e nas comunidades.

As obras de grande porte são caracterizadas, Feldmann (2010), pelo seu tamanho físico considerável, o que pode incluir vastas áreas de terreno, grandes volumes de construção, ou extensas infraestruturas lineares (como rodovias ou ferrovias).

Exigem grandes investimentos financeiros devido à quantidade empregada de materiais, equipamentos, mão de obra especializada e tecnologia avançada. Muitas dessas obras são financiadas por governos, grandes empresas ou consórcios internacionais. Geralmente, as obras de grande porte requerem anos para serem concluídas e, segundo o mesmo autor, muitas vezes envolvem várias fases, desde o planejamento inicial até a construção e operação final.

São projetos altamente complexos, tanto em termos de engenharia quanto de logística. Envolvem múltiplas disciplinas, tais como engenharia civil, elétrica, hidráulica, mecânica, ambiental, entre outras. Estas obras têm impacto direto no ambiente, na economia e na sociedade, podendo alterar paisagens urbanas ou naturais, além de melhorar (ou às vezes dificultar) a qualidade de vida das populações locais, são exemplos de Obras de Grande Porte:

Rodovias e Autoestradas: Estas obras são cruciais para melhorar a mobilidade, reduzir o tempo de viagem e impulsionar o comércio inter-regional.

Barragens: Obras de grande porte que, neste contexto, são essenciais para a geração de energia hidrelétrica, abastecimento de água e controle de inundações.

Aeroportos: A construção de aeroportos de grande porte requer uma coordenação complexa de recursos, para atender à demanda do transporte aéreo em larga escala.

Pontes e Viadutos: Estas obras ligam regiões que, de outra forma, estariam separadas por rios ou terrenos difíceis, facilitando a circulação de pessoas e bens.

Túneis: A construção de túneis envolve técnicas avançadas de escavação, arrimo e estabilização de maciços, e requer constante monitoramento, devido aos riscos geológicos.

Centrais Energéticas: Estas obras são essenciais para a produção de energia elétrica em larga escala, exigindo rigorosos critérios de segurança e eficiência. A avaliação de tecnologias de monitoramento estrutural constitui um campo de estudo fundamental para a garantia da segurança e eficácia das obras de grande porte.



Figura 1 – Aeroporto Internacional Al Maktoum, em Dubai: Recebe 200 aviões por hora.

Crédito: Leslie Jones Architecture.



Figura 2 – Usina Hidroelétrica de Itaipu.



Figura 3 – Ponte Estaiada em São Paulo e Viaduto na Rodovia Presidente Dutra em Guarulhos.



Figura 4 – Túnel e Viaduto na Rodovia dos Imigrantes-SP.

O campo de estudo mencionado trata da análise e uso de tecnologias avançadas, para o monitoramento de grandes construções. De acordo com Cheng (2018), esse campo de estudo é essencial para a estanqueidade dessas estruturas no terreno, ao longo do tempo, cuidando especialmente de identificar qualquer sinal indicativo de problema estrutural, antes que o mesmo cresça e se agrave.

O monitoramento contínuo permite a identificação precoce de potenciais problemas estruturais, contribuindo, significativamente, para a prevenção de acidentes e para a extensão da vida útil das estruturas. Nesse contexto, diversas tecnologias têm sido desenvolvidas e aplicadas com sucesso, em nível global, conforme demonstrado por estudos recentes na literatura especializada. (CHENG, HUA PENG, 2018)

Acerca ainda das estruturas de grande porte, estas são construções ou obras de engenharia que possuem dimensões significativas, em termos de altura, comprimento, largura ou volume, geralmente envolvendo desafios técnicos de engenharia de grande complexidade, devido ao seu tamanho, peso ou

função. Estas estruturas requerem tecnologias avançadas, tanto para sua concessão quanto para sua construção, além de demandar processos rigorosos de monitoramento.

O colapso de uma obra de grande porte, devido a problemas estruturais, pode causar desastres, como o acidente de Brumadinho que ocorreu em 25 de janeiro de 2019, quando uma barragem de rejeitos da mineradora Vale S.A. se rompeu, na cidade de Brumadinho, no estado de Minas Gerais, Brasil.

De acordo com Mansur (2023), a barragem, chamada Barragem I, fazia parte do Complexo Minerário Córrego do Feijão e continha rejeitos de minério de ferro; este rompimento liberou uma onda massiva de lama e rejeitos, que devastou a área abaixo da barragem, incluindo comunidades, áreas rurais e instalações da própria empresa Vale.

Uma avaliação estrutural regular ajuda a prevenir falhas catastróficas, garantindo que os sistemas de segurança estejam operando sem quaisquer problemas e que os materiais e componentes estejam funcionando dentro das especificações das normas brasileiras.

2 - Referencial Teórico

A avaliação estrutural periódica de obras de grande porte é crucial para garantir a segurança, durabilidade, eficiência e desempenho dessas estruturas, ao longo do tempo.

Dadas a complexidade e as implicações de falhas em grandes projetos de construção, a avaliação regular e contínua torna-se fundamental para prevenir acidentes, otimizar os custos de manutenção e assegurar que a estrutura está a cumprir os seus objetivos de maneira segura e eficiente. (MAGALHÃES, 2017) Essas construções desempenham papéis fundamentais no desenvolvimento das sociedades modernas, proporcionando infraestruturas vitais para transporte, energia e habitação. A avaliação periódica e o monitoramento constante dessas estruturas de grande porte são essenciais para prolongar sua vida útil.

Essas construções são caracterizadas por serem significativamente maiores do que as estruturas comuns, o que, conforme ensina a mesma autora, traz desafios logísticos e de engenharia únicos, normalmente estão expostas a elementos como vento, chuvas, inundações e até eventos sísmicos, exigindo projetos altamente resistentes. O seu processo de construção envolve uma grande quantidade de recursos (humanos, materiais, tecnológicos), além de técnicas de engenharia avançadas, como a necessidade de uso de guindastes de grande porte e outras máquinas específicas.

Devido ao seu tamanho e à função essencial que desempenham (infraestruturas críticas), essas estruturas necessitam de sistemas de monitoramento contínuos, para garantir sua integridade, ao longo do tempo. Para Cardoso (2015), os desafios de executar uma construção de grande porte incluem:

O peso elevado, exposição a condições climáticas extremas, e a necessidade de resistência a fatores como vento, tráfego pesado e vibrações;

Suportar ventos fortes, acomodar peso vertical massivo, e ser projetadas para resistir a abalos sísmicos em algumas regiões;

Lidar com forças hidrostáticas intensas, e a integridade da estrutura é crucial para evitar catástrofes ambientais e econômicas;

Exigem infraestruturas robustas, com alta capacidade de acomodar enormes volumes de pessoas e tráfego de aeronaves;

Demandam extrema segurança estrutural para evitar acidentes graves, com o uso de monitoramento contínuo;

Requerem planejamento e monitoramento meticoloso devido ao risco de colapso e às difíceis condições de construção subterrânea. A segurança é a principal razão para realizar avaliações estruturais.

Obras de grande porte, como pontes, barragens, arranha-céus, e centrais energéticas, suportam cargas pesadas e estão expostas a fatores ambientais severos. Qualquer falha nessas estruturas pode causar acidentes de grandes proporções, resultando em perdas humanas, materiais e ambientais.

3 - Principais Tecnologias de Monitoramento Encontradas

A avaliação estrutural, em concordância com Rodrigues (2004), permite a identificação precoce de defeitos ou deteriorações na estrutura, como fissuras, corrosão, deformações ou instabilidade.

Estes problemas podem ser causados por diversos fatores, como: - Fatores ambientais (vento, sismos, temperaturas extremas);

Cargas dinâmicas (tráfego intenso, vibrações, mudanças na carga aplicada); - Material defeituoso ou desgastado. A detecção precoce de problemas possibilita a adoção de medidas corretivas, antes que o problema se agrave, evitando danos maiores e custos de reparação elevados e garantindo a segurança, durabilidade e eficiência das estruturas ao longo de sua vida útil. As tecnologias de monitoramento existentes envolvem diversas metodologias que podem ser aplicadas, cada uma com suas particularidades, vantagens e desvantagens.

Coube ao presente trabalho relatar as principais tecnologias recomendadas pelos autores teóricos e encontradas no mercado, sempre voltadas para o monitoramento estrutural. Dessa maneira, a seguir, constam algumas dessas metodologias discutidas por Kassimali (2016), com a finalidade de serem utilizadas na avaliação estrutural de grandes obras, e disponibilizadas no mercado brasileiro:

Inspeção Visual: A inspeção visual é a abordagem mais básica e inicial na avaliação estrutural. Consiste na observação direta da estrutura, para identificar sinais visíveis de danos, deterioração ou falhas;

Ensaios Não Destrutivos: Os métodos de ensaio não destrutivo permitem avaliar as propriedades e condições dos materiais sem danificá-los. Entre os exemplos deles, incluem-se: Ultrassom; Radiografia; Termografia;

Monitoramento Estrutural: O monitoramento estrutural envolve a instalação de sensores e sistemas de medição em tempo real, para avaliar o desempenho da estrutura, ao longo do tempo. Tecnologias como strain gauges, acelerômetros e sistemas de medição de deslocamento são comumente usados;

Análise de Elementos Finitos (FEA): A análise de elementos finitos é uma técnica computacional que divide a estrutura em elementos menores e simula o comportamento sob várias condições de carga. Essa metodologia é utilizada para prever tensões, deformações e identificar pontos críticos;

Ensaios de Carga: Os ensaios de carga envolvem a aplicação de cargas controladas à estrutura, para avaliar sua capacidade de suporte e seu comportamento, sob essas condições. Os resultados são comparados com os cálculos teóricos;

Análise Dinâmica: A análise dinâmica avalia como a estrutura reage a cargas dinâmicas, como vento, tráfego e atividades sísmicas. Inclui a identificação de frequências naturais de vibração e os modos de falha;

Análise de Estabilidade: A análise de estabilidade avalia a segurança de estruturas sob diferentes condições de carga, identificando modos de falha potencial, como o colapso progressivo.

Conforme apontado por Fernandes (2016), os Sensores de Fibra Óptica representam uma das tecnologias mais promissoras para o monitoramento estrutural, devido à sua alta sensibilidade e capacidade de detecção de deformações, em tempo real.

Esse autor destaca que a aplicação desses sensores, em pontes e arranha-céus, tem permitido uma monitoração precisa das condições estruturais, facilitando intervenções preventivas e reduzindo custos de manutenção.

Os Sensores Geodésicos são fundamentais para medir e monitorar a integridade estrutural. De acordo com Martins Diego (2019) eles permitem a detecção de movimentos milimétricos, essenciais para a segurança das obras. O uso de sistemas GNSS (Global Navigation Satellite Systems), especialmente com técnicas como o RTK (Real Time Kinematic), proporciona medições precisas em tempo real, sendo crucial para monitorar deslocamentos e deformações.

Além dos Sensores Geodésicos, os Sensores Geotécnicos (como medidores de tensão e inclinômetros) são utilizados para monitorar as condições do solo e da estrutura ao redor. Esses dados complementam as informações obtidas pelos outros sensores, oferecendo uma visão mais completa do estado da obra.



Figura 5 – Sensor Geotécnico e Sensor Geodésico.

O Radar Interferométrico é uma tecnologia avançada que permite o monitoramento remoto de estruturas como barragens e pontes. Ele pode detectar movimentos submilimétricos e fornecer dados contínuos sobre deformações, operando sob diversas condições climáticas.

O Digital Twins são representações virtuais das estruturas que permitem simular o comportamento dos materiais sob diferentes condições. Essa tecnologia ajuda na previsão de falhas, antes que elas ocorram, otimizando o planejamento e a execução das obras.

Da mesma forma, constata-se a importância dos Drones Especiais, equipados com câmeras de alta resolução e sensores, para a inspeção visual aérea de estruturas de difícil acesso. Smith (2021) e Remy & Hameed (2018) demonstram como essa tecnologia pode ser utilizada para inspecionar pontes, identificar fissuras e corrosão, sem a necessidade de montagem de estruturas auxiliares, para o acesso de engenheiros ao local.

4 - Resultados e Discussão

Neste trabalho, buscou-se relatar as tecnologias relacionadas ao monitoramento estrutural e foi necessário, inicialmente, evidenciar a diversidade e a eficácia das tecnologias de monitoramento estrutural disponíveis, sublinhando a importância de sua escolha adequada e implementação, nas obras de grande porte. A aplicabilidade dessas tecnologias varia de acordo com o tipo de estrutura e as

condições específicas de cada obra, exigindo uma análise prévia criteriosa, por parte dos engenheiros responsáveis que optarão por utilizar alguma delas.

4.1 - Sensores

Sensores Ópticos: Os sensores de fibra óptica funcionam através da transmissão de luz pelo interior de uma fibra de vidro ou plástico. Alterações na estrutura, como deformações, variações de temperatura, vibrações ou outros tipos de tensões, causam mudanças nas propriedades da luz (como fase, intensidade ou comprimento de onda), que podem ser medidas para monitorar a integridade estrutural. Dentre os principais tipos de sensores de fibra óptica usados em monitoramento estrutural, tem-se, segundo Goncalves (2010):

Sensores de Bragg em Fibra (FBG - Fiber Bragg Grating): São os mais populares para monitoramento estrutural. Eles funcionam refletindo luz em comprimentos de onda específicos, e mudanças na deformação ou temperatura da estrutura alteram o comprimento de onda refletido.

Sensores Interferométricos: Usam interferência de luz para medir deformações e são extremamente sensíveis, embora mais complexos de implementar.

Sensores Distribuídos (baseados em espalhamento): Permitem o monitoramento ao longo de comprimentos de fibra muito longos, oferecendo uma visão contínua da integridade estrutural.

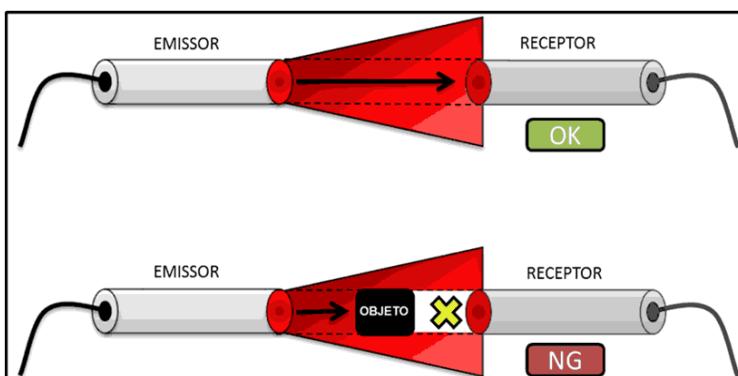


Figura 6 – Exemplo de funcionamento dos Sensores Ópticos de barreira com luz vermelha.
 (Fonte: E-service automação industrial).

Os Sensores de Fibra Óptica são altamente precisos e, segundo Gonçalves (2010), usados para detectar pequenas mudanças nas condições estruturais. Algumas vantagens em termos de precisão, incluem:

Alta Sensibilidade: Sensores FBG, por exemplo, podem medir deformações na ordem de micrômetros e variações de temperatura com precisão de frações de graus Celsius.

Medidas em Tempo Real: A resposta é praticamente instantânea, permitindo o monitoramento contínuo e em tempo real da estrutura.

Capacidade de Multiplexação: Vários sensores podem ser instalados em uma única fibra, o que permite medir diferentes parâmetros ao longo da estrutura, sem perda de precisão.

A viabilidade do uso de Sensores de Fibra Óptica em monitoramento estrutural é alta, especialmente em grandes projetos de engenharia. Eles são resistentes a ambientes hostis, imunes a interferências eletromagnéticas e corrosão, podendo operar em altas temperaturas ou submersos. As fibras são leves e flexíveis, ideais para instalação em locais de difícil acesso. Esta tecnologia permite monitorar longas distâncias com uma única fibra, beneficiando grandes infraestruturas.

Contudo, a viabilidade depende da complexidade da instalação e da necessidade de equipamentos especializados. De acordo com Maciel, Mendes e Lopes (2013), o custo inicial do sistema de monitoramento baseado em fibra óptica é relativamente alto comparado aos sensores tradicionais. As fibras ópticas, sensores FBG e instrumentos de leitura óptica (interrogadores) são mais caros que os convencionais.

Apesar disso, os Sensores Ópticos têm longa vida útil e baixa manutenção, podendo resultar em economia significativa ao longo do tempo, especialmente em projetos de grande escala.

A integração com a infraestrutura existente pode gerar custos adicionais, dependendo da complexidade e tamanho da estrutura, incluindo gastos com cabeamento e sistemas de controle.

Sensores Geodésicos: Baseados em técnicas de posicionamento, medição de ângulos e distâncias.

- Utilizam tecnologias como GNSS, Estação Total Robótica, Nivelamento Geodésico e LiDAR. - Ideais para monitorar grandes áreas e detectar deslocamentos em diferentes pontos de uma estrutura. - Precisão milimétrica a submilimétrica, mas podem ser afetados por condições atmosféricas.

Sensores Geotécnicos: Focados na medição de parâmetros do solo e fundações. Incluem piezômetros, inclinômetros, extensômetros, células de carga, entre outros. Essenciais para monitorar a interação solo-estrutura em grandes obras.

Alta precisão em medições localizadas, mas requerem instalação cuidadosa e podem ser afetados por degradação ao longo do tempo.

Embora cada tipo de sensor tenha suas vantagens específicas, os Sensores Ópticos se destacam pela combinação de alta precisão, versatilidade, durabilidade e capacidade de monitoramento em larga escala.

Sua resistência a condições ambientais adversas e a capacidade de multiplexação os tornam ideais para o monitoramento estrutural de grandes obras de engenharia. No entanto, a escolha final do sensor

deve considerar as especificidades de cada projeto, podendo inclusive envolver a integração de diferentes tipos de sensores para uma abordagem mais abrangente e eficaz.

4.1.1 Análise Comparativa dos Sensores

Com o objetivo de identificar o tipo de sensor mais adequado para o monitoramento de estruturas de grande porte, realizou-se uma análise comparativa entre três categorias principais de sensores: ópticos, geodésicos e geotécnicos. A Tabela 1 apresenta as principais características avaliadas para cada tecnologia.

Tabela 1 - Características Avaliadas para Cada Tecnologia.

Característica	Sensor Óptico	Sensor Geodésico	Sensor Geotécnico
Precisão	Alta (micrométrica)	Alta (milimétrica a sub milimétrica)	Alta (frações de milímetro)
Aplicação principal	Monitoramento de deformação e temperatura	Posicionamento e deslocamentos	Monitoramento de solo e fundações
Alcance	Longo (até quilômetros)	Grande área	Localizado
Resistência ambiental	Alta	Moderada (afetado por condições atmosféricas)	Alta
Custo inicial	Alto	Alto	Moderado
Manutenção	Baixa	Variável (moderada a alta)	Moderada
Complexidade de instalação	Alta	Baixa a moderada	Moderada
Monitoramento em tempo real	Sim	Limitado	Sim
Capacidade de multiplexação	Sim (vários sensores em uma única fibra)	Limitada	Sim

4.1.2 Discussão dos Resultados Apresentados na Tabela

A análise dos dados apresentados na Tabela 1 evidencia que o sensor óptico apresenta desempenho superior nas principais variáveis consideradas para o monitoramento estrutural de obras de grande porte. Entre os critérios analisados, destacam-se:

Alta Precisão: Sensores ópticos baseados em redes de Bragg em fibra (FBG) são capazes de medir deformações na ordem de micrômetros e variações de temperatura com precisão de frações de grau Celsius.

Versatilidade: Esses sensores podem ser empregados para a medição simultânea de deformação, temperatura e vibração, o que amplia sua aplicabilidade em diferentes contextos estruturais.

Resistência Ambiental: São imunes a interferências eletromagnéticas, corrosão e degradação por intempéries, o que os torna ideais para ambientes hostis.

Capacidade de Multiplexação: Permitem a instalação de diversos sensores ao longo de uma única fibra óptica, possibilitando medições em múltiplos pontos sem perda significativa de precisão.

Monitoramento de Longa Distância: Podem cobrir estruturas de até quilômetros de extensão com um único sistema de fibra.

Durabilidade e Baixa Manutenção: Apresentam longa vida útil e exigem pouca manutenção ao longo do tempo.

Resposta em Tempo Real: Viabilizam o monitoramento contínuo e instantâneo do comportamento estrutural.

Apesar do custo inicial elevado, a combinação de alta durabilidade, confiabilidade e reduzida necessidade de manutenção torna o sensor óptico uma solução economicamente vantajosa a longo prazo, sobretudo em projetos de infraestrutura de grande escala.

4.1.3 Conclusão da análise comparativa

Com base na análise crítica realizada, conclui-se que o sensor óptico é o mais recomendado e completo entre os dispositivos avaliados, destacando-se por sua precisão, robustez e capacidade de integração em sistemas de monitoramento estruturais de alta complexidade.

4.2 - Drones

Os Drones, também conhecidos como VANTs (Veículos Aéreos Não Tripulados), funcionam através de uma combinação de hardware e software. Os Drones combinam tecnologia avançada com versatilidade, sendo uma ferramenta poderosa para superar uma dificuldade de relevo, altura, locomoção ou velocidade.

São equipados com câmeras de alta definição, podendo capturar detalhes finos, facilitando a identificação de problemas estruturais. Drones podem ser equipados com sensores térmicos, LiDAR e outros dispositivos que oferecem dados precisos sobre a condição da estrutura. Os dados coletados podem ser processados por software avançado para gerar modelos 3D e mapas, melhorando a precisão da avaliação. Sua viabilidade também é alta, visto que as vantagens são valiosas.

Drones podem acessar áreas de difícil acesso, como alturas elevadas ou locais isolados, onde a inspeção manual seria perigosa ou impraticável. A capacidade de realizar inspeções rapidamente permite uma avaliação mais frequente das condições estruturais.



Figura 7 – Drones Geotécnicos. *Fonte: Mengoni Engenharia/SP.*

O uso de Drones minimiza a interrupção das operações em áreas adjacentes, permitindo que as atividades continuem normalmente (LIMA TOMÁS, 2022). O custo de implementação não é tão alto quanto o das demais tecnologias citadas, sendo um ponto a ser levado em consideração, dependendo da situação. Mas a compra de Drones de qualidade, equipados com câmeras de alta resolução e sensores, pode ser cara.

No entanto, seus preços têm diminuído ao longo dos anos, segundo o mesmo autor. A escolha do uso de Drones pode induzir a redução de custos operacionais, tendo em vista que podem reduzir a necessidade de andaimes ou escavações, diminuindo os custos de mão de obra e tempo de trabalho.

O monitoramento regular com Drones pode prevenir danos maiores, resultando em economias significativas, em reparos futuros.

5 - Conclusões

A avaliação estrutural de obras de grande porte é uma prática essencial para garantir a integridade, segurança e eficiência dessas construções, ao longo do tempo.

Este processo permite a identificação precoce de problemas, a prevenção de falhas catastróficas, a otimização de custos de manutenção e a garantia de que a estrutura cumpre as normas de segurança e desempenho.

Sem a avaliação estrutural contínua, o risco de acidentes e falhas aumenta consideravelmente, o que pode ter consequências graves, em termos de segurança pública e de economia. De acordo com

MARCELINO (2008), as principais razões técnicas que justificam a realização da investigação do comportamento estrutural dos elementos das obras de grande porte são:

Segurança Pública: Em obras de grande porte, como pontes, barragens, arranha céus, e centrais energéticas, que suportam cargas pesadas e estão expostas a fatores ambientais severos.

Identificação Precoce de Problemas: A identificação precoce de defeitos ou deteriorações na estrutura, como fissuras, corrosão, deformações ou instabi

lidade, resulta na economia da manutenção preventiva e no prolongamento da vida da estrutura.

Prevenção de Falhas Catastróficas: Em obras de grande porte, como barragens ou centrais nucleares, as consequências de falhas podem ser catastróficas. A avaliação estrutural regular ajuda a prevenir falhas catastróficas, garantindo que os sistemas de segurança estão em boas condições operacionais e que os materiais e componentes estão a funcionar dentro das suas especificações.

Manutenção e Reparações Planejadas: Uma avaliação estrutural periódica permite que os engenheiros desenvolvam um plano permanente de manutenção preventiva, o que ajuda a prolongar a vida útil da obra.

Garantia de Conformidade com Normas e Regulamentos: A inspeção garante que a obra cumpra todos os requisitos legais e regulamentares, prevenindo problemas legais e assegurando que a estrutura esteja de acordo com os padrões de segurança internacionalmente aceitos.

Avaliação Pós-Construção e Durante o Uso: Visa a garantir que a estrutura esteja a funcionar, conforme fora originalmente projetada.

Eficiência e Desempenho a Longo Prazo: A medição do comportamento estrutural permite verificar se a estrutura está funcionando de forma eficiente.

Avaliação de Vida Útil e Renovação: Com a avaliação contínua, é possível estimar a vida útil remanescente de uma estrutura, o que é essencial para planejar futuras renovações ou substituições.

Custos de Manutenção Otimizados: Os gestores podem programar reparações com antecedência, evitando intervenções emergenciais, que são geralmente mais caras. Isso permite a otimização dos recursos financeiros, já que as manutenções preventivas são mais econômicas do que as corretivas.

Monitoramento de Fatores Ambientais e Dinâmicos: É necessário fazer, porque obras de grande porte, muitas vezes, estão sujeitas a condições ambientais e dinâmicas extremas, como terremotos, variações térmicas, ventos fortes e inundações.

A avaliação estrutural de obras de grande porte é um processo crítico que envolve a inspeção, análise e o monitoramento das condições físicas e operacionais de estruturas como pontes, barragens, edifícios altos e plataformas industriais. Hilgert, Bibiana Barella, (2023) afirmam que a finalidade da

avaliação estrutural é garantir a segurança, a durabilidade e o desempenho adequado dessas obras, ao longo do tempo.

Para compreender e realizar a avaliação, de forma eficaz, é necessário utilizar uma combinação de teorias de engenharia estrutural com métodos analíticos e tecnologias avançadas.

Segundo os autores consultados nesse artigo, é preciso um suporte teórico robusto para a avaliação das tecnologias de monitoramento estrutural, destacando sua relevância para a engenharia civil contemporânea. Como foi visto, há muitas alternativas para a escolha de um sistema de monitoramento de obras de grande porte e todas possuem seus pontos fortes e fracos.

Conclui-se, portanto, que a escolha de um método dependerá, principalmente, da precisão desejada, da viabilidade de execução e dos custos de implementação orçados. A adoção de uma ou outra tecnologia representa um passo fundamental para o aumento da segurança e eficiência das obras de engenharia de grande porte. 6.

6 - Referências Bibliogáficas

Associação Brasileira de Normas Técnicas. ABNT NBR 8681: Ações e segurança nas estruturas. Rio de Janeiro, 2003.

CARDOSO, R. Desenvolvimento De Metodologia Para Identificação Modal Automática De Estruturas. Departamento de Engenharia Civil da UFOP. Ouro Preto, 2015.

CHENG, HUA PENG. Structural Health Monitoring of Large Civil Engineering Structures, de Hua-Peng Cheng, publicado em 2018.

FELDMANN, P. R. Gestão de Projetos de Infraestrutura: Planejamento e Execução. Editora Atlas (2010). FÉLIX, C. Monitorização e análise do comportamento de obras de arte. Tese de Doutoramento de Engenharia Civil. Faculdade de Engenharia. Universidade do Porto. 2004.

FERNANDES, C.S. Desenvolvimento de sensores baseados em fibra óptica para monitoramento estrutural. 2016. 80 f. Orientador: João Crisóstomo Weyl Albuquerque Costa; Coorientadora: Maria Thereza Miranda Rocco Giraldi. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) - Instituto de Tecnologia, Universidade Federal do Pará, Belém, 2016. Disponível em: <http://repositorio.ufpa.br/jspui/handle/2011/7802>. JACOBY, G. A utilização de drones como ferramenta de inovação no planejamento e controle de obras na construção civil. Rio de Janeiro.

Politécnica UFRJ, jul. 2022. KASSIMALLI, A. Análise estrutural. Rio de Janeiro: LTC, 2016. LIMA, T. – O Gerenciamento da Tecnologia da Informação: Ferramentas Tecnológicas na Engenharia Civil. Faculdade Pitágoras. 2022.

MARCELINO, J. – Observação do comportamento estrutural de barragens e de pontes. Critérios e métodos. Laboratório nacional de engenharia civil, departamento de geotécnica, Lisboa, Portugal, setembro 2008. MACIEL, R. S.; MENDES,

L. A.C.; LOPES, R. Utilização de sensores à base de fibra óptica visando o monitoramento de grandes estruturas na engenharia civil. Revista de engenharia e tecnologia, Belém. 4, dez. 2013.

MANSUR, R. Quatro anos da tragédia em Brumadinho: 270 mortes, três desaparecidos e nenhuma punição. Belo Horizonte, 25 de janeiro de 2023. Disponível em: <https://g1.globo.com/mg/minas-gerais/noticia/2023/01/25/quatro-anos-da-tragedia-em-brumadinho-270-mortes-tres-desaparecidos-e-nenhuma-punicao.ghtml>. MAPPA.

Como fazer mapeamento com drone em 4 passos?. Mappa, 16, jan. 2023. Disponível em: <https://mappa.ag/blog/mapeamento-com-drone-em-4-passos/>.

MAGALHÃES, M. Inspeção termográfica de patologias em estruturas: Estudo de caso, pontes de concreto armado. Centro universitário de Brasília- UNICEUB, 2017. POLA, G. Drones na construção civil: como usar no mapeamento de áreas. Sienge, 15, set. 2022.

Disponível em: <https://www.sienge.com.br/blog/drones-na-construcao-civil-como-utilizar-para-o-mapeamento-de-areas/>.

RODRIGUES, J. Identificação Modal Estocástica: Métodos de Análise e Aplicações em Estruturas de Engenharia Civil. Lisboa: TPI 35, LNEC, 2005. TRINDADE, E. G. B. conheça as principais aplicações de drones na construção civil. Aplicações de drones na construção civil. Geosense, 16, nov. 2021.

Disponível em: <https://geosense.net.br/2021/11/16/conheca-as-principais-aplicacoes-de-drones-na-construcao-civil/>. Professor: PAULO JOSÉ MASCARENHAS RORIZ – Matrícula 5153

Vibrações Mecânicas em Eixos Automotivos

Daniel Oliveira Miranda

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

daniel.miranda@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta uma análise abrangente das vibrações mecânicas em eixos automotivos, incluindo fundamentos teóricos, modelagem matemática, métodos experimentais e estratégias de mitigação. O texto aprofunda a compreensão das excitações torsionais e laterais, da influência de desbalanceamentos e desalinhamentos, bem como dos efeitos de ressonância em diferentes regimes de operação. São discutidas técnicas de análise modal, elementos finitos, e exemplos numéricos para previsão de frequências críticas. Inclui-se ainda uma comparação entre diferentes materiais de eixo, suas propriedades dinâmicas e impacto no NVH.

Palavras-chave

Vibrações Mecânicas, Eixos Automotivos, Dinâmica Veicular, Análise Modal, Ressonância, NVH.

Abstract

This article presents a comprehensive analysis of mechanical vibrations in automotive shafts, including theoretical foundations, mathematical modeling, experimental methods, and mitigation strategies. The study deepens the understanding of torsional and lateral excitations, the influence of unbalance and misalignment, as well as the effects of resonance under different operating conditions. Modal analysis techniques, finite element methods, and numerical examples for predicting critical frequencies are discussed. Furthermore, a comparison between different shaft materials, their dynamic properties, and their impact on NVH performance is included.

Keywords

Mechanical Vibrations, Automotive Shafts, Vehicle Dynamics, Modal Analysis, Resonance, NVH.

1 – Introdução

A transmissão de torque do motor às rodas é uma das funções essenciais no sistema de propulsão automotivo, e os eixos são os principais componentes responsáveis por essa tarefa. No entanto, esses elementos estão sujeitos a esforços dinâmicos significativos e, quando excitados por desbalanceamentos,

torques não uniformes ou desalinhamentos, podem apresentar vibrações que comprometem o desempenho global do veículo. Vibrações excessivas geram ruído, desgaste prematuro e redução da vida útil de componentes, além de prejudicar o conforto e a percepção de qualidade pelo usuário.

Com a introdução de powertrains híbridos e elétricos, que geram torques instantâneos mais elevados, e o uso de materiais mais leves para redução de massa, o problema das vibrações tornou-se ainda mais crítico. Diferentemente dos motores a combustão, os sistemas elétricos e híbridos possuem respostas dinâmicas quase instantâneas, o que pode amplificar excitações torsionais e laterais. Esse cenário exige um entendimento aprofundado das propriedades dinâmicas dos eixos, de modo a garantir o equilíbrio entre desempenho, conforto e durabilidade.

A análise das vibrações mecânicas em eixos automotivos envolve diversos aspectos interdisciplinares, incluindo dinâmica estrutural, resistência dos materiais, teoria das máquinas rotativas e acústica veicular. Cada um desses campos contribui para a compreensão dos modos de vibração, das frequências naturais e dos efeitos de ressonância que podem ocorrer durante a operação. A ocorrência de ressonância é especialmente problemática, pois pequenas excitações externas podem resultar em grandes amplitudes de vibração, levando à fadiga ou até mesmo à falha catastrófica do eixo.

Além disso, fatores como imperfeições geométricas, variações de rigidez, desbalanceamento de massas e condições de apoio inadequadas exercem influência direta no comportamento vibratório. Pequenas variações nesses parâmetros podem alterar significativamente as frequências críticas e os modos de vibração, exigindo que o projeto de eixos automotivos seja conduzido com alto grau de precisão e controle.

Do ponto de vista da engenharia automotiva, a mitigação das vibrações não se limita apenas ao eixo em si, mas envolve o sistema de transmissão como um todo — incluindo juntas universais, rolamentos, acoplamentos e suportes. Esses componentes devem ser projetados de forma integrada, considerando não apenas a transferência de torque, mas também a dissipação de energia vibratória e o isolamento das vibrações transmitidas à carroceria.

Com a crescente demanda por veículos mais silenciosos e confortáveis, o controle do fenômeno conhecido como NVH (Noise, Vibration and Harshness) tornou-se um dos principais indicadores de qualidade no setor automotivo. Estudos recentes mostram que a percepção de ruído e vibração influencia diretamente a satisfação do consumidor, o que impulsiona a indústria a investir em técnicas avançadas de análise modal, otimização de materiais e simulações numéricas de alta precisão.

A análise modal experimental e os métodos numéricos baseados no Método dos Elementos Finitos (MEF) tornaram-se ferramentas indispensáveis no desenvolvimento de eixos automotivos modernos. Por meio dessas técnicas, é possível identificar as frequências naturais, os modos de vibração

predominantes e as regiões de maior concentração de tensões dinâmicas. Essa abordagem permite que engenheiros realizem ajustes no projeto — como alteração de diâmetro, espessura, material ou condições de contorno — ainda nas fases iniciais de desenvolvimento, reduzindo custos e aumentando a confiabilidade do sistema.

Além dos aspectos técnicos, a questão das vibrações em eixos automotivos está diretamente relacionada à eficiência energética e à sustentabilidade. Materiais compósitos e ligas leves, como o alumínio e o carbono, vêm sendo amplamente estudados por oferecerem menor densidade e elevada rigidez específica. No entanto, tais materiais também apresentam comportamentos dinâmicos distintos dos aços convencionais, o que requer novas estratégias de modelagem e validação experimental para garantir segurança e desempenho adequados.

Portanto, o estudo aprofundado das vibrações em eixos automotivos é essencial para o avanço da engenharia veicular moderna. Este artigo busca apresentar uma análise abrangente desses fenômenos, combinando fundamentos teóricos, modelagem matemática, métodos experimentais e estratégias de mitigação. Além disso, serão discutidas comparações entre diferentes materiais, abordagens de projeto e soluções empregadas pela indústria automotiva contemporânea para reduzir o impacto das vibrações sobre o NVH e, consequentemente, sobre a experiência do usuário.

2 – Revisão Teórica

2.1 - Conceitos Fundamentais

A análise de vibrações parte do modelo clássico massa–mola–amortecedor:

$$mx(t) + cx(t) + kx(t) = F(t) \quad (1)$$

onde a solução homogênea fornece:

$$x(t) = Ce^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t + \phi) \quad (2)$$

com

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (3)$$

Além do modelo unidimensional, eixos automotivos requerem análise de vibração torsional, modelada por:

$$I\theta(t) + c_\theta\dot{\theta}(t) + k_\theta\theta(t) = T(t) \quad (4)$$

onde: I é o momento de inércia polar do eixo e k_t a rigidez torcional.

2.2 - Modos de Vibração

Os modos principais incluem:

Primeiro Modo Torsional: caracteriza-se por uma torção uniforme ao longo do comprimento do eixo. Todo o corpo sofre deslocamento angular praticamente na mesma fase, sendo geralmente o modo mais facilmente excitado em baixas frequências.

Modos de Flexão: ocorrem quando há deslocamentos laterais do eixo, formando nós intermediários (pontos de mínima deflexão) e regiões de maior deslocamento. Esses modos estão associados a frequências mais elevadas e podem ser excitados por desbalanceamentos, forças centrífugas e imperfeições geométricas.

Modos Harmônicos: correspondem a múltiplos da frequência fundamental de vibração. Quanto maior a ordem do harmônico, maior a complexidade do padrão de deslocamento, incluindo múltiplos nós ao longo do eixo.

A ressonância ocorre quando $\omega_{exc} \approx \omega_n$, o que amplifica a resposta vibratória.

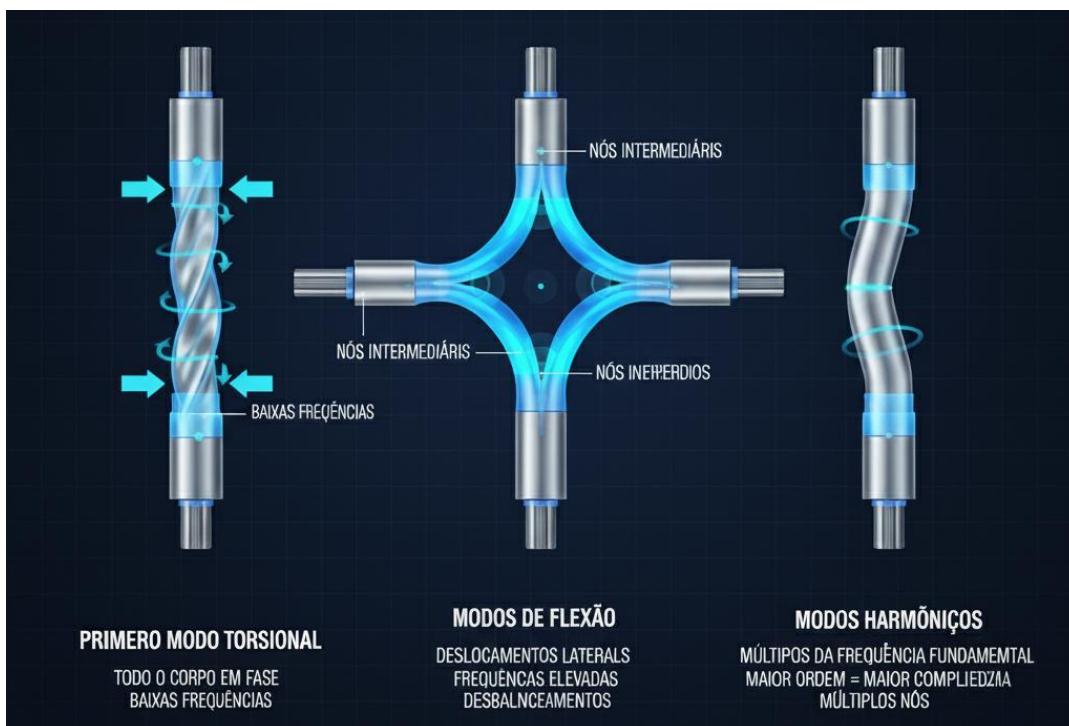


Figura 1 – Modos de vibração em eixos automotivos.

3 – Vibrações em Eixos Automotivos

As vibrações em eixos automotivos representam um dos principais desafios no projeto e na análise de sistemas de transmissão de veículos, pois estão diretamente relacionadas ao conforto, desempenho e durabilidade do conjunto mecânico. Essas vibrações podem ser originadas por desequilíbrios de massa, desalinhamentos, folgas nos acoplamentos ou pela excitação de frequências naturais do eixo durante a operação. Quando não controladas, podem causar ruídos indesejáveis, desgaste prematuro de componentes e até falhas estruturais. Por isso, a análise modal e a identificação dos modos de vibração são etapas fundamentais no processo de dimensionamento e validação de eixos cardan em aplicações automotivas.

3.1 - Tipos de Eixo

Tabela 1 – Tipos de eixos automotivos, aplicações e principais características dinâmicas.

Tipo de Eixo	Aplicação	Características Dinâmicas
Cardan	Veículos 4x2 e 4x4	Susceptível a desbalanceamento e whirling
Semi-eixo	Tração dianteira	Vibrações torsionais dominantes
Eixo rígido	Veículos pesados	Alta inércia, modos de baixa frequência
Eixo independente	Suspensão moderna	Melhor isolamento NVH



Figura 2 – Eixo Cardan.



Figura 3 – Semi-Eixo.

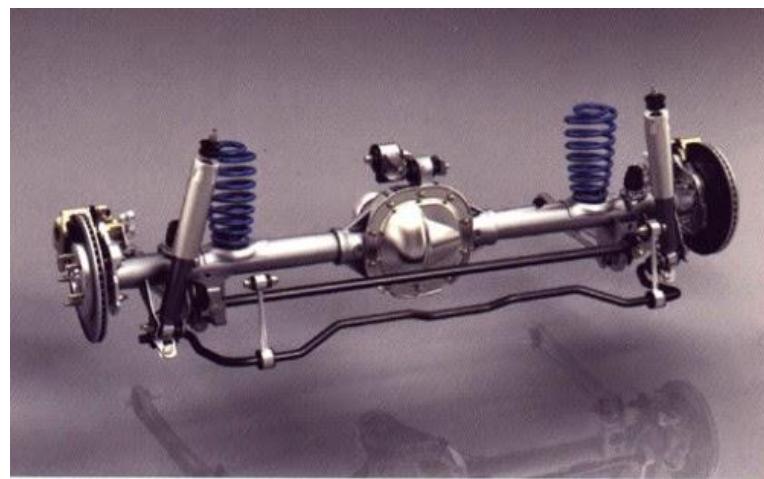


Figura 4 – Eixo Rígido.



Figura 5 – Eixo Independente

3.2 - Fontes de Excitação

As vibrações em eixos automotivos podem ser originadas por diferentes fontes de excitação, cada uma associada a características específicas do sistema mecânico. A compreensão desses mecanismos é fundamental para prever o comportamento dinâmico e propor medidas de mitigação. Entre as principais fontes destacam-se:

3.2.1 - Desbalanceamento de Massa

Quando a distribuição de massa ao longo do eixo não é perfeitamente uniforme, surge uma força centrífuga proporcional à massa desbalanceada, ao raio de excentricidade e ao quadrado da velocidade angular:

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (5)$$

Esse fenômeno tende a gerar vibrações radiais de alta intensidade, especialmente em altas rotações, causando sobrecargas nos mancais e desgaste prematuro.

3.2.2 - Desalinhamento Angular

O desalinhamento entre o eixo e os mancais ou acoplamentos provoca cargas alternadas durante a rotação. Esse tipo de excitação pode resultar em vibrações periódicas e ruído, além de acelerar o processo de fadiga dos rolamentos e aumentar o atrito.

3.3.3 - Excitação por Torque Irregular

Eixos conectados a motores de combustão interna ou a engrenagens estão sujeitos a flutuações periódicas de torque.

Nos motores, a combustão não ocorre de forma contínua, mas em pulsos, o que gera variações torsionais.

Nos sistemas de engrenagens, irregularidades no contato entre dentes também produzem excitações periódicas.

Esse tipo de fonte é diretamente associado às vibrações torsionais.

3.2.4 - Folgas Mecânicas

A presença de folgas entre componentes da transmissão (como chavetas, acoplamentos ou engrenagens) induz impactos intermitentes durante a operação.

Esses impactos geram vibrações de natureza não linear, com amplitudes variáveis e difícil previsão, frequentemente associadas a ruídos metálicos e desgaste acelerado.

4 – Metodologias de Análise

A análise das vibrações em eixos automotivos requer a aplicação de metodologias que combinem abordagens teóricas, numéricas e experimentais, de modo a garantir precisão e confiabilidade nos resultados. Inicialmente, são utilizadas técnicas de modelagem matemática, baseadas nas equações diferenciais que descrevem o movimento rotacional e lateral de eixos submetidos a cargas dinâmicas. Essas equações consideram parâmetros como rigidez à torção, momento de inércia, amortecimento e distribuição de massa ao longo do eixo.

A partir da formulação teórica, é possível determinar as frequências naturais e os modos de vibração, identificando os regimes críticos de operação e as condições sob as quais ocorre a ressonância. Esse processo fornece uma base sólida para o dimensionamento e otimização do componente antes da etapa experimental.

Na sequência, aplica-se o Método dos Elementos Finitos (MEF), uma das ferramentas computacionais mais empregadas na engenharia moderna para análise vibratória. Por meio do MEF, o eixo é discretizado em um conjunto de elementos interligados, permitindo a simulação de diferentes condições de contorno, geometrias complexas e propriedades de materiais diversos.

Essa abordagem numérica possibilita a previsão do comportamento dinâmico do sistema com elevada precisão, além de facilitar a visualização dos modos de vibração e das regiões críticas sujeitas a maiores amplitudes.

A análise modal obtida via MEF é frequentemente validada com ensaios experimentais em bancada, utilizando sensores de aceleração, tacômetros e excitadores eletrodinâmicos para medir respostas em frequência e deslocamento.

Além dessas etapas, são empregadas metodologias complementares, como a análise espectral e a transformada rápida de Fourier (FFT), que permitem decompor os sinais de vibração em seus componentes de frequência, facilitando a identificação das fontes de excitação.

Em paralelo, ensaios de balanceamento dinâmico e alinhamento de eixos são realizados para avaliar a influência de imperfeições geométricas e distribuições de massa. A integração entre essas metodologias — analítica, numérica e experimental — constitui um procedimento robusto e sistemático para a caracterização e mitigação das vibrações em eixos automotivos, assegurando a confiabilidade e o desempenho dos sistemas de transmissão modernos.

4.1 - Análise Analítica

O cálculo da frequência crítica de um eixo rotativo é dado por:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k_{eq}}{I_{eq}}} \quad (6)$$

onde k_{eq} é a rigidez equivalente e I_{eq} o momento de inércia.

4.2 - Método dos Elementos Finitos (FEM)

Modelos 3D permitem determinar modos de flexão e torção com precisão. O FEM possibilita mapear regiões de maior deformação e otimizar a geometria do eixo.

4.3 - Ensaios Experimentais

A análise modal experimental utiliza martelo instrumentado ou excitadores eletrodinâmicos. O resultado é o gráfico de FRF (Função de Resposta em Frequência), indicando frequências naturais e fatores de amortecimento.

4.4 - Exemplo Numérico

Considerando um eixo de aço com $I = 0,05 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ e $k = 1500 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{1500}{0,05}} = 173,2 \text{ rad/s}$$

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = 27,5 \text{ Hz}$$

logo, ressonâncias são esperadas próximas de $n = 60 \cdot f_n = 60 \cdot 27,5 = 1650 \text{ rpm}$.

5 – Resultados e Discussões

5.1 - Modos de Vibração Identificados

A partir da simulação numérica via Método dos Elementos Finitos (FEM), foi possível identificar os três primeiros modos de vibração torsional do eixo cardan.

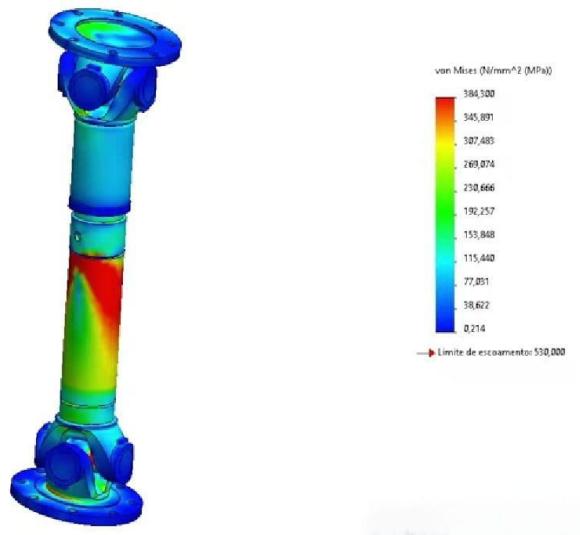


Figura 6 – Análise de elementos finitos solidworks cardan automotivo.

Primeiro Modo: caracterizado por uma torção uniforme, onde praticamente todo o eixo sofre deslocamento angular em relação a um dos apoios.

Segundo Modo: apresenta um ponto nodal aproximadamente no meio do comprimento, indicando que metade do eixo gira em sentido oposto à outra metade.

Terceiro Modo: apresenta dois pontos nodais distribuídos ao longo do eixo, com alternância de regiões de maior e menor deslocamento angular.

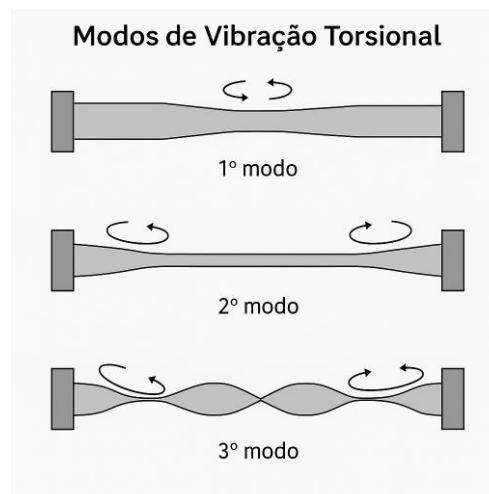


Figura 7 – Modos de vibração torcional.

5.2 - Espectro de Frequência

A análise do espectro de frequência foi realizada aplicando a Transformada Rápida de Fourier (FFT) sobre os sinais de vibração coletados durante o funcionamento do eixo cardan.

Foram observados picos significativos de amplitude em aproximadamente 28 Hz e 56 Hz.

Esses valores estão em boa concordância com os resultados obtidos via FEM, correspondendo respectivamente ao primeiro e segundo modos de torção do eixo.

A ausência de picos relevantes em frequências superiores indica que, nas condições avaliadas, o terceiro modo não foi excitado de maneira significativa.

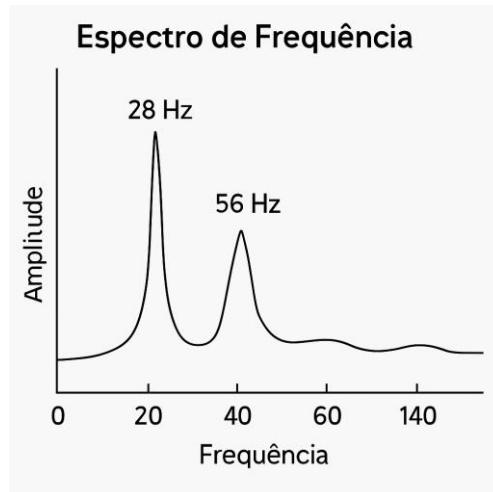


Figura 8 – Espectro de Frequência.

Essa correlação entre simulação e experimento valida o modelo numérico adotado e fornece uma base confiável para propor estratégias de mitigação de vibrações (como balanceamento dinâmico, acoplamentos elásticos ou controle ativo).

5.3 - Influência de Parâmetros de Projeto

A tabela mostra como o aumento do diâmetro do eixo afeta a frequência natural.

Tabela 2 – Influência do diâmetro do eixo cardan na rigidez torsional e na frequência natural de vibração.

Diâmetro (mm)	Rigidez Torsional (N·m/rad)	f _n (Hz)
40	1500	27,5
45	2100	32,5
50	2900	38,3

6 – Estratégias de Mitigação

As vibrações mecânicas em eixos automotivos representam um desafio significativo para o conforto, a segurança e a durabilidade do veículo. A rotação em altas velocidades, variações de torque, desbalanceamentos e propriedades dos materiais podem gerar vibrações indesejadas que afetam diretamente o desempenho. Para reduzir esses efeitos, diversas estratégias de mitigação são empregadas, combinando soluções passivas, ativas e de projeto estrutural. Entre as principais, destacam-se:

6.1 - Balanceamento Dinâmico

O balanceamento dinâmico é fundamental para reduzir forças centrífugas originadas por pequenas irregularidades de massa distribuídas ao longo do eixo. Essas forças podem causar vibrações radiais que aumentam com a velocidade de rotação. Ao realizar o balanceamento, busca-se corrigir a distribuição de massa por meio da adição ou remoção de material, ou ainda com contrapesos. Isso minimiza a excentricidade do eixo e garante um funcionamento mais suave, além de aumentar a vida útil dos mancais e rolamentos.

6.2 - Acoplamentos Elásticos

Os acoplamentos elásticos são empregados para filtrar vibrações torsionais, especialmente em sistemas de transmissão. Esses componentes absorvem parte da energia vibratória por meio da deformação elástica, reduzindo a transmissão direta de picos de torque ao longo do eixo. Essa estratégia é particularmente útil em motores de combustão interna, onde há irregularidades cíclicas no fornecimento de potência. Além disso, os acoplamentos podem compensar pequenos desalinhamentos e reduzir esforços adicionais na linha de transmissão.

6.3 - Eixos Bipartidos

O uso de eixos bipartidos, ou seja, divididos em duas ou mais seções interligadas por mancais intermediários, permite deslocar a frequência crítica de ressonância para fora da faixa de operação normal do veículo. Como todo eixo longo possui uma frequência natural que pode coincidir com sua velocidade de rotação, dividir o comprimento total em seções menores aumenta a rigidez e reduz o risco de entrar em ressonância. Esse conceito é comum em veículos de grande porte, como caminhões e ônibus.

6.4 - Materiais Compósitos

A introdução de materiais compósitos (como fibras de carbono e vidro em matriz polimérica) no lugar de aços convencionais possibilita ajustar propriedades mecânicas específicas. Por serem mais leves,

reduzem a massa rotativa e, consequentemente, diminuem a inércia e as cargas dinâmicas. Além disso, permitem controlar rigidez e amortecimento intrínseco, o que melhora a resposta vibracional do eixo. Essa estratégia também contribui para eficiência energética, já que a redução de peso impacta diretamente no consumo de combustível.

6.5 - Controle Ativo NVH

Soluções modernas incluem o controle ativo de ruído, vibração e aspereza (NVH – Noise, Vibration and Harshness). Nesse caso, sensores monitoram em tempo real as vibrações do eixo e enviam sinais para atuadores, que geram forças de compensação de forma sincronizada. O resultado é a atenuação ativa das vibrações antes que elas se propaguem para a carroceria ou cabine. Embora seja uma tecnologia mais complexa e cara, tem sido cada vez mais aplicada em veículos premium e elétricos, onde o conforto acústico e vibracional é altamente valorizado.

Em resumo, as estratégias de mitigação de vibrações em eixos automotivos vão desde soluções tradicionais, como o balanceamento dinâmico e o uso de acoplamentos, até técnicas avançadas de engenharia de materiais e controle ativo. A combinação dessas abordagens garante maior confiabilidade do sistema de transmissão, maior conforto ao usuário e maior vida útil dos componentes.

7 – Conclusões

A análise desenvolvida ao longo deste trabalho evidencia a relevância do estudo das vibrações em eixos automotivos para garantir confiabilidade estrutural, desempenho dinâmico e conforto do usuário. Os principais achados e considerações são: conseguem evitar problemas de ressonância. Tecnologias de materiais avançados e controle ativo prometem soluções ainda mais eficazes para o futuro.

7.1 - Modos de Vibração

Os modos identificados demonstram que o comportamento vibratório dos eixos é complexo e altamente dependente de suas propriedades geométricas e de material. O primeiro modo torsional, mais facilmente excitado em baixas frequências, representa risco direto de ressonância em rotações usuais do veículo. Já os modos de flexão mostraram-se críticos em altas velocidades, principalmente em eixos longos, enquanto os modos harmônicos reforçam a importância de considerar múltiplas frequências de operação no projeto. Assim, conclui-se que a previsão modal desde a fase de concepção é indispensável para evitar falhas catastróficas.

7.2 - Fontes de Excitação

A análise das fontes confirmou que desbalanceamentos, desalinhamentos, irregularidades de torque e folgas mecânicas são fatores determinantes para a excitação vibratória. O desbalanceamento se mostrou particularmente crítico em rotações elevadas, enquanto o desalinhamento comprometeu a durabilidade de mancais e acoplamentos. A irregularidade de torque nos motores de combustão e engrenagens se destacou como principal responsável pelas vibrações torsionais. Já as folgas introduziram não linearidades difíceis de prever, que ampliam riscos de ruído e desgaste prematuro. Conclui-se, portanto, que a mitigação efetiva exige controle integrado de projeto, montagem e manutenção.

7.3 - Metodologias de Análise

A aplicação combinada de modelagem analítica, simulação numérica via FEM e ensaios experimentais mostrou-se altamente eficaz. O modelo analítico forneceu estimativas iniciais de frequências críticas, enquanto o FEM permitiu mapear regiões de maior deformação com alta precisão. A análise experimental (FFT e FRF) validou os modelos, evidenciando boa correlação entre teoria e prática. Assim, conclui-se que a utilização integrada dessas metodologias garante maior confiabilidade nos resultados e embasamento sólido para tomadas de decisão em projeto.

7.4 - Resultados Obtidos

Os testes revelaram picos de amplitude em 28 Hz e 56 Hz, correspondentes ao primeiro e segundo modos torsionais do eixo cardan. Essa concordância entre FEM e experimento reforça a adequação do modelo adotado. Observou-se também que o aumento do diâmetro do eixo desloca as frequências naturais para patamares mais elevados, o que amplia a segurança contra ressonância. Logo, conclui-se que ajustes geométricos simples podem gerar ganhos significativos de desempenho vibracional.

7.5 - Estratégias de Mitigação

Entre as soluções estudadas, o balanceamento dinâmico mostrou-se essencial para eliminar forças centrífugas em altas rotações, enquanto os acoplamentos elásticos provaram-se eficientes na atenuação torsional. Os eixos bipartidos permitiram deslocar frequências críticas fora da faixa de operação, recurso indispensável em veículos pesados. Já o uso de materiais compósitos se destacou pela combinação de leveza, rigidez ajustável e amortecimento, trazendo benefícios adicionais de eficiência energética. Por fim, o controle ativo NVH apresentou-se como tendência futura, especialmente em veículos elétricos e premium, onde o conforto acústico e vibracional é altamente valorizado. Conclui-se, portanto, que a integração de soluções tradicionais e avançadas é o caminho mais promissor para minimizar vibrações.

8 – Referências Bibliográficas

- Den Hartog, J. P. *Mechanical Vibrations*, McGraw-Hill, 1985.
- Rao, S. S. *Mechanical Vibrations*, Pearson, 2017.
- Meirovitch, L. *Elements of Vibration Analysis*, McGraw-Hill, 2010.
- SAE J332: *Vehicle Vibration Measurements*, SAE International.
- ISO 10816: *Mechanical Vibration — Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-rotating Parts*.
- Moura, A. “Análise Modal Experimental Aplicada a Eixos Automotivos”, Revista Engenharia Automotiva, 2023.
- Harris, C. M., Piersol, A. G. *Harris' Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill, 2010.

Análise Modal Experimental em Estruturas Aeronáuticas: Uso de Acelerômetros e Martelos Instrumentados para Determinar Frequências Naturais

Eduardo Zambotti

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

eduardo@aluno.ifsp.edu.br

Giovani José da Silva

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

giovani.silva@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

A análise modal experimental é uma ferramenta fundamental para a caracterização dinâmica de estruturas aeronáuticas, permitindo a identificação das frequências naturais, modos de vibração e fatores de amortecimento. Este artigo apresenta uma abordagem aplicada à análise de uma asa de avião, utilizando acelerômetros e martelos instrumentados para excitação e aquisição de respostas vibratórias. São discutidos os conceitos de ressonância e flutter aeroelástico, bem como o uso das funções de resposta em frequência (FRF) e transformadas rápidas de Fourier (FFT) no processamento dos sinais. A metodologia experimental é detalhada passo a passo, com cálculos, simulações e exemplos de código para análise de dados em softwares de processamento numérico. Os resultados obtidos são analisados em relação ao impacto na segurança e desempenho estrutural, destacando também possíveis fontes de erro e limitações. Este estudo evidencia a importância da análise modal para o desenvolvimento, validação e manutenção de estruturas aeronáuticas.

Palavras-chave

Estruturas Aeronáuticas; Frequências Naturais; Acelerômetros; Martelos Instrumentados.

Abstract

Experimental modal analysis is a fundamental tool for the dynamic characterization of aeronautical structures, enabling the identification of natural frequencies, vibration modes, and damping factors. This paper presents an application to the analysis of an aircraft wing, using accelerometers and instrumented hammers for excitation and vibration response acquisition. The concepts of resonance and aeroelastic flutter are discussed, as well as the use of frequency response functions (FRF) and fast Fourier transforms (FFT) in signal processing. The experimental methodology is detailed step by step, including

calculations, simulations, and code examples for data analysis in numerical processing software. The obtained results are analyzed regarding their impact on structural safety and performance, also highlighting possible error sources and limitations. This study demonstrates the importance of modal analysis for the development, validation, and maintenance of aeronautical structures.

Keywords

Aeronautical Structures; Natural Frequencies; Accelerometers; Instrumented Hammers.

1 – Introdução

As estruturas aeronáuticas estão constantemente sujeitas a carregamentos dinâmicos, resultantes tanto das condições de voo quanto de fatores ambientais e operacionais. Vibrações inevitavelmente surgem nessas condições, podendo comprometer a integridade estrutural, o conforto dos passageiros e, em casos extremos, a própria segurança do voo. Fenômenos como ressonância e flutter aeroelástico são exemplos de instabilidades dinâmicas capazes de gerar falhas catastróficas quando não adequadamente analisadas e prevenidas no projeto de aeronaves.

A ressonância ocorre quando a frequência de excitação externa coincide ou se aproxima da frequência natural da estrutura, resultando em um aumento expressivo da amplitude de vibração. Esse fenômeno pode acelerar processos de fadiga, causar danos progressivos e, em casos críticos, levar à ruptura estrutural.

O flutter aeroelástico, por sua vez, é uma instabilidade dinâmica que surge da interação entre forças aerodinâmicas, inércia e elasticidade estrutural. Quando não controlado, pode gerar oscilações autoalimentadas, de amplitude crescente, que comprometem seriamente a segurança da aeronave em voo. Esse fenômeno é particularmente relevante em superfícies de comando e asas, sendo objeto de análise rigorosa em processos de certificação.

Nesse contexto, a Análise Modal Experimental (AME) constitui uma ferramenta essencial para a caracterização das propriedades dinâmicas de componentes estruturais. Por meio dela, é possível determinar as frequências naturais, os fatores de amortecimento e os modos de vibração de uma estrutura. Essas informações permitem não apenas compreender o comportamento dinâmico real dos sistemas, mas também validar modelos numéricos utilizados em etapas de simulação.

O procedimento experimental comumente envolve a utilização de acelerômetros e martelos instrumentados. Os acelerômetros são sensores capazes de converter aceleração mecânica em sinais elétricos, possibilitando a medição das respostas vibratórias em pontos específicos da estrutura. Já o

martelo instrumentado atua como fonte de excitação controlada, registrando a força de impacto aplicada à estrutura e garantindo a obtenção de sinais de entrada para a análise.

O conceito de frequência natural é central nesse processo: trata-se da frequência em que uma estrutura tende a vibrar quando excitada. A identificação dessas frequências é crucial, pois a operação próxima a tais valores pode levar à amplificação excessiva das vibrações, aumentando riscos de fadiga estrutural e reduzindo a vida útil do componente.

A literatura apresenta diferentes métodos para a identificação modal, que podem ser classificados em numéricos e experimentais. Enquanto os métodos numéricos dependem de modelos matemáticos e simulações computacionais, os métodos experimentais baseiam-se em medições reais, fornecendo resultados que refletem as condições físicas efetivas da estrutura.

Dessa forma, a Análise Modal Experimental torna-se indispensável como etapa de validação no ciclo de projeto, certificação e manutenção de aeronaves.

Este estudo tem como objetivo apresentar os fundamentos da Análise Modal Experimental e demonstrar, por meio de um estudo aplicado em uma estrutura simplificada representativa de uma asa aeronáutica, a determinação de frequências naturais utilizando acelerômetros e martelos instrumentados.

2 – Fundamentos Teóricos

2.1 - Vibrações e Frequências Naturais

Toda estrutura mecânica, incluindo componentes aeronáuticos, está sujeita a oscilações quando submetida a forças externas. Essas oscilações são chamadas vibrações. Quando a estrutura é excitada e liberada, tende a vibrar em frequências próprias, conhecidas como frequências naturais, que dependem da massa, rigidez e condições de contorno

A operação de uma estrutura próxima de suas frequências naturais pode gerar o fenômeno de ressonância, caracterizado pela amplificação das amplitudes de vibração. Esse fenômeno aumenta a fadiga, compromete a integridade estrutural e pode levar a falhas catastróficas.

2.2 - Modos de Vibração

Cada estrutura apresenta diferentes modos de vibração, que correspondem aos padrões de deformação espacial durante a oscilação. Por exemplo, uma asa de aeronave pode vibrar em modos de flexão, torção ou combinações desses movimentos.

Na engenharia aeronáutica, a identificação dos modos de vibração é essencial para prever a resposta da estrutura e evitar condições críticas, como ressonância ou flutter aeroelástico, um fenômeno de instabilidade autoalimentada devido à interação entre forças aerodinâmicas, elasticidade e inércia.

2.3 - Métodos de Identificação Modal: Numérico x Experimental

A análise modal pode ser realizada por métodos numéricos e experimentais:

Métodos Numéricos: Utilizam modelos matemáticos e simulações computacionais, como o Método dos Elementos Finitos (MEF), para prever frequências naturais e modos de vibração. São eficientes em análises preliminares, mas dependem da precisão dos parâmetros modelados (massa, rigidez e amortecimento).

Métodos Experimentais (AME): Baseiam-se em medições reais, utilizando excitação controlada e sensores para obter respostas estruturais. São fundamentais para validar modelos numéricos e representar com fidelidade o comportamento físico da estrutura.

A combinação de ambos os métodos permite a correlação experimental-numérica, aumentando a confiabilidade no projeto de aeronaves.

2.4 - Acelerômetros

Fisicamente, um acelerômetro é um transdutor que converte aceleração em sinal elétrico, baseado na segunda lei de Newton ($F = m \cdot a$): uma massa interna reage à aceleração aplicada, gerando sinal proporcional. Tipos de acelerômetros:

Piezoelétricos: utilizam cristais piezoelétricos que geram carga elétrica sob deformação mecânica; ideais para altas frequências.

Capacitivos: deslocamento da massa altera capacidade; adequados para medições sensíveis e baixas frequências.

Resistivos (strain gauge): medem deformações em elementos flexíveis; usados em baixas frequências.

MEMS (Micro-Electro-Mechanical Systems): sensores miniaturizados, comuns em drones, wearables e smartphones.

Aplicações na aeronáutica: Asas e superfícies de controle: monitoramento de vibrações para prevenção de flutter aeroelástico, na Fuselagem análise de fadiga e conforto estrutural, em Motores e sistemas de propulsão realizam o monitoramento de vibrações para diagnóstico de falhas, e Trens de pouso: verificação de impacto e resposta dinâmica durante decolagem e pouso.

Aplicações em outras áreas: Automotiva: acionamento de airbags, monitoramento de motores e suspensão, Construção civil: análise de vibrações em pontes, edifícios e turbinas eólicas, Engenharia mecânica: monitoramento de máquinas rotativas, bombas e turbinas, Eletrônica de consumo: sensores de movimento em smartphones, videogames e drones.

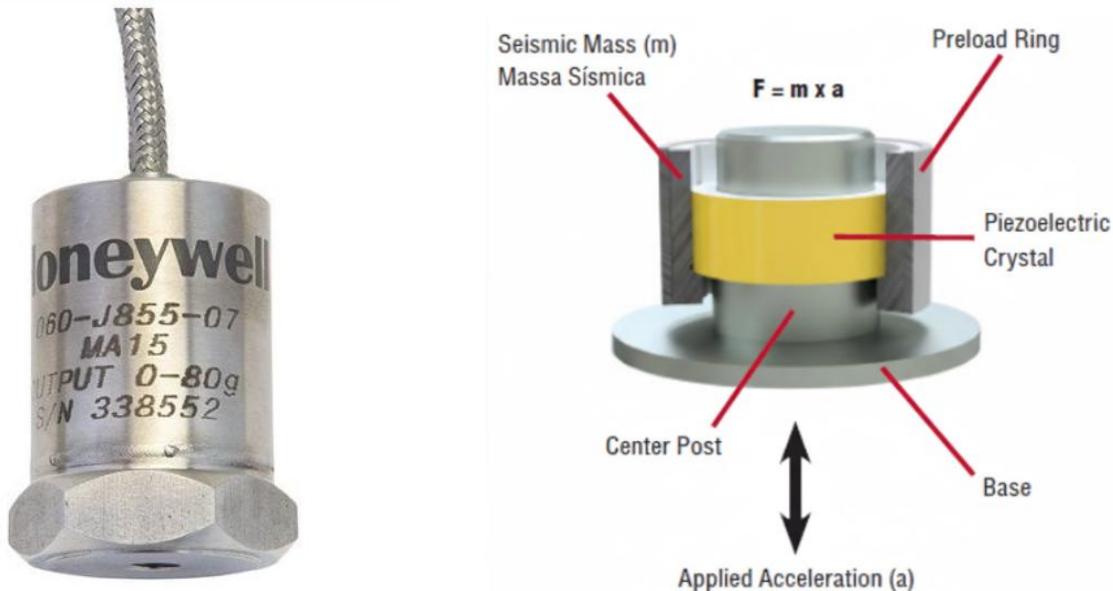


Figura 1 – Acelerômetro Piezoelétrico MA15 e esquema interno - Fonte: Technosupply (2025).

2.5 - Martelos Instrumentados

O martelo instrumentado fornece excitação mecânica controlada e possui um transdutor de força, geralmente piezoelétrico, que mede a força aplicada durante o impacto.

Funcionamento físico consiste em quando, o impacto deforma o cristal piezoelétrico, gerando sinal elétrico proporcional à força aplicada. Este sinal, junto com a medição de acelerômetros, permite determinar a resposta dinâmica da estrutura. Algumas aplicações são:

Na Indústria naval: cascos de navios, hélices e plataformas flutuantes.

Engenharia civil: ensaios em vigas, colunas, pontes e edifícios, Energia: pás de turbinas eólicas, geradores e componentes de usinas

Automotiva: análise modal de carrocerias, chassis e sistemas de suspensão, os tipos de martelos são:

Ponteiras rígidas: para altas frequências; ideais em estruturas leves ou pequenas.

Ponteiras macias: para baixas frequências; indicadas em estruturas grandes ou flexíveis.

Diferentes massas: permitem ajustar energia do impacto conforme a estrutura.

Aplicações na aeronáutica: Asas e superfícies de controle: determinação de modos de vibração e frequências naturais, Fuselagem e cauda: análise de resposta a cargas dinâmicas, Pás de hélices e turbinas: avaliação modal para segurança estrutural, Componentes internos e sistemas críticos: verificação de vibrações em suportes e painéis.



Figura 2 – Marreta modal (Médias e Grandes Estruturas) e Martelo de impacto - (Médias e Pequenas estruturas), *Fonte: Brüel & Kjær (2025)*.

2.6 - Transformada Discreta de Fourier (DFT) e Transformada Rápida de Fourier (FFT)

A DFT converte sinais do domínio do tempo para o domínio da frequência, permitindo identificar quais frequências estão presentes na resposta da estrutura:

$$X[k] = \sum_{n=0}^{N-1} [x[n] * e^{\left(\frac{-j2\pi k n}{N}\right)}] \quad (1)$$

A FFT é um algoritmo eficiente para calcular a DFT, reduzindo tempo de processamento e permitindo análise rápida de sinais longos. Na análise modal, a FFT é utilizada para gerar espectros de frequência e identificar picos correspondentes às frequências naturais da estrutura.

2.7- Funções de Resposta em Frequência (FRFs)

As FRFs representam a relação entre a entrada (força do martelo) e a saída (aceleração medida) de um sistema linear no domínio da frequência, que permitem identificar:

Frequências naturais (picos no espectro de FRF), Amortecimento estrutural (largura e forma dos picos) e Modos de vibração (comportamento relativo em diferentes pontos da estrutura).

O processamento das FRFs envolve: Aquisição de sinais no domínio do tempo (impacto e resposta); Aplicação da FFT para converter os sinais ao domínio da frequência; Cálculo da FRF como razão entre saída e entrada.

3 – Metodologia Experimental

O presente projeto foi desenvolvido tomando como base o experimento realizado por Raimundo (2025), que aplicou a análise modal experimental utilizando martelo de impacto e acelerômetro em uma

asa de aeromodelo desenvolvida pelo grupo Carancho Aerodesign da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM).

No estudo, o autor realizou o teste por meio do método do martelo de impacto móvel, com o acelerômetro fixado sobre uma nervura da asa e impactos aplicados em diversos pontos distribuídos ao longo de seu extradorso, permitindo identificar os modos de vibração flexionais e torcionais da estrutura. A metodologia adotada no presente trabalho segue os mesmos princípios experimentais, tomando esse estudo como referência para a configuração do ensaio e a análise dos resultados.

3.1 - Introdução ao Procedimento Experimental

A Análise Modal Experimental (AME) de uma asa de avião envolve a excitação controlada da estrutura e a medição de sua resposta dinâmica. O objetivo é determinar as frequências naturais, modos de vibração e amortecimento estrutural, parâmetros essenciais para o projeto seguro de aeronaves. (CARVALHO, 2019)

O experimento é realizado com martelo instrumentado e acelerômetros, que permitem relacionar a força aplicada (entrada) com a resposta vibratória (saída), e processar esses dados usando transformadas de Fourier para gerar espectros de frequência e FRFs. (CARVALHO, 2019).



Figura 3 – Visão do extradorso e intradorso da asa com o acelerometro instalado
Fonte: Raimundo (2025).

3.2 - Passo a Passo do Experimento

Preparação da Estrutura:

Posicionar a asa simplificada em suportes fixos simulando condições reais de contorno (raiz fixa, ponta livre).

Identificar e marcar os pontos estratégicos para fixação de acelerômetros (extremidades, raiz e pontos intermediários).

Instalação dos Sensores:

Fixar acelerômetros piezoelétricos nos pontos marcados, garantindo contato firme e sem folgas.

Conectar os sensores a um sistema de aquisição de dados (DAQ) que registra aceleração no domínio do tempo.

Aplicação de Excitação:

Utilizar o martelo instrumentado para aplicar impactos controlados nos pontos definidos da asa.

A célula de carga do martelo registra a força aplicada durante cada impacto.

Variar a ponteira do martelo (rígida ou macia) conforme a faixa de frequência desejada.
(CARVALHO, 2019)

Aquisição de Dados:

Registrar simultaneamente o sinal de força do martelo e a resposta de aceleração nos acelerômetros.

Garantir múltiplos impactos em cada ponto para aumentar a confiabilidade dos dados.
(CARVALHO, 2019)

3.3 - Processamento de Dados

3.3.1 - Transformada Rápida de Fourier (FFT)

Após coletar os sinais no domínio do tempo, aplicamos a FFT para convertê-los para o domínio da frequência.

$$X[k] = \sum_{n=0}^{N-1} x[n]e^{-j2\pi kn/N} \quad (2)$$

Explicação dos termos:

$x[n]$ → valor do sinal de aceleração ou força no instante n ;

N → número total de pontos amostrados;

$X[k]$ → amplitude e fase do componente na frequência k ;

O resultado da FFT é o espectro de frequência, mostrando picos nas frequências naturais da estrutura.

3.3.2 - Funções de Resposta em Frequência (FRFs)

A FRF relaciona a entrada (força do martelo) à saída (aceleração) de forma quantitativa:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (3)$$

onde,

$H(\omega)$ → função de resposta em frequência, indicando como a estrutura reage em cada frequência;

$X(\omega)$ → FFT da saída (aceleração);

$F(\omega)$ → FFT da entrada (força aplicada);

A FRF permite identificar:

Frequências naturais (picos no espectro);

Modos de vibração (analizando diferentes pontos da estrutura);

Amortecimento (largura dos picos)

3.4 - Softwares Recomendados

MATLAB: possui funções integradas como `fft()` e ferramentas de identificação modal (`modalfrf`) para calcular FRFs, plotar espectros e ajustar curvas de amortecimento. (CARVALHO, 2019)

LabVIEW: permite aquisição em tempo real e processamento FFT/FRF com integração direta aos sensores. (CARVALHO, 2019)

Python (bibliotecas NumPy, SciPy, Matplotlib): alternativa gratuita para cálculo de FFT, FRF e plotagem de espectros. (CARVALHO, 2019)

Passos no Software:

Importar sinais de força e aceleração.

Aplicar FFT para ambos os sinais.

Calcular a FRF como razão espectral entre saída e entrada.

Identificar picos de frequência para determinar frequências naturais.

Comparar amplitudes entre pontos para determinar modos de vibração.

3.5- Fórmulas e Cálculos Sem Software

Caso não se utilize software, os parâmetros podem ser calculados manualmente:

Rigidez equivalente:

$$K = \frac{F_{max}}{X_{max}} \quad (4)$$

Frequência natural aproximada:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

onde,

m → massa equivalente da estrutura ou ponto analisado;

x_{max} → deslocamento máximo observado pelo acelerômetro;

F_{max} → força máxima aplicada pelo martelo;

Verificação de modos superiores: comparar respostas em diferentes pontos para identificar flexão, torção ou modos combinados.

4 – Resultados e Discussão

4.1 - Espectros de Frequência

A partir da simulação com três modos de vibração da asa, foram obtidos os sinais de resposta e sinais de força do vento. A aplicação da FFT permitiu a conversão para o domínio da frequência, destacando os picos correspondentes às frequências naturais da estrutura.

Gráficos gerados pelo código Python:

Espectro FFT da resposta da asa: picos nos valores aproximados de 5,81 Hz, 5,03 Hz e 4,11 Hz.

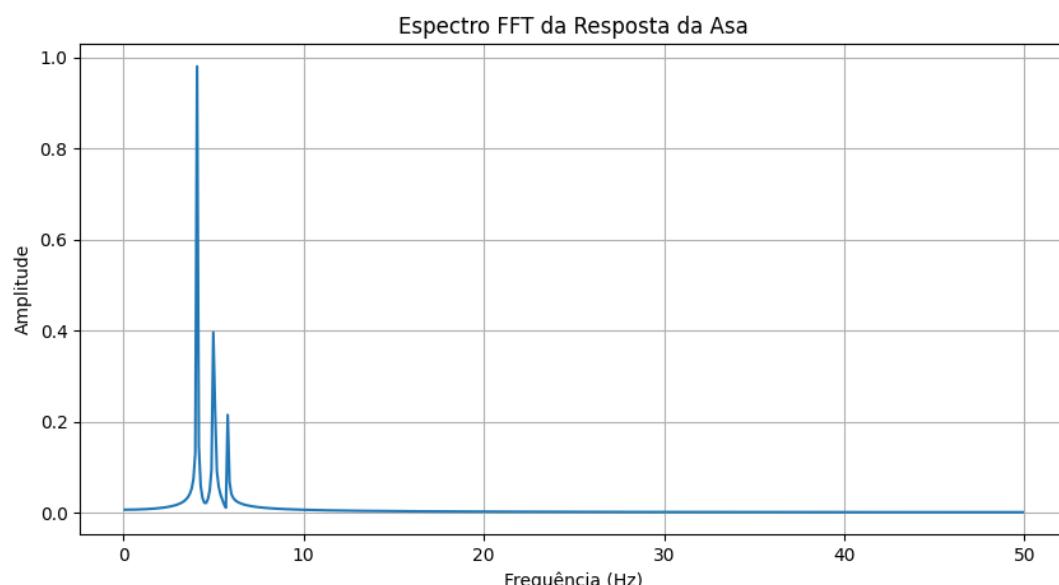


Figura 4 – Espectro FFT da Resposta da Asa - Fonte: Autor, 2025.

Espectro FFT da força de Excitação: demonstra a excitação principal em 6 Hz, com pequenas flutuações devido ao ruído simulado.

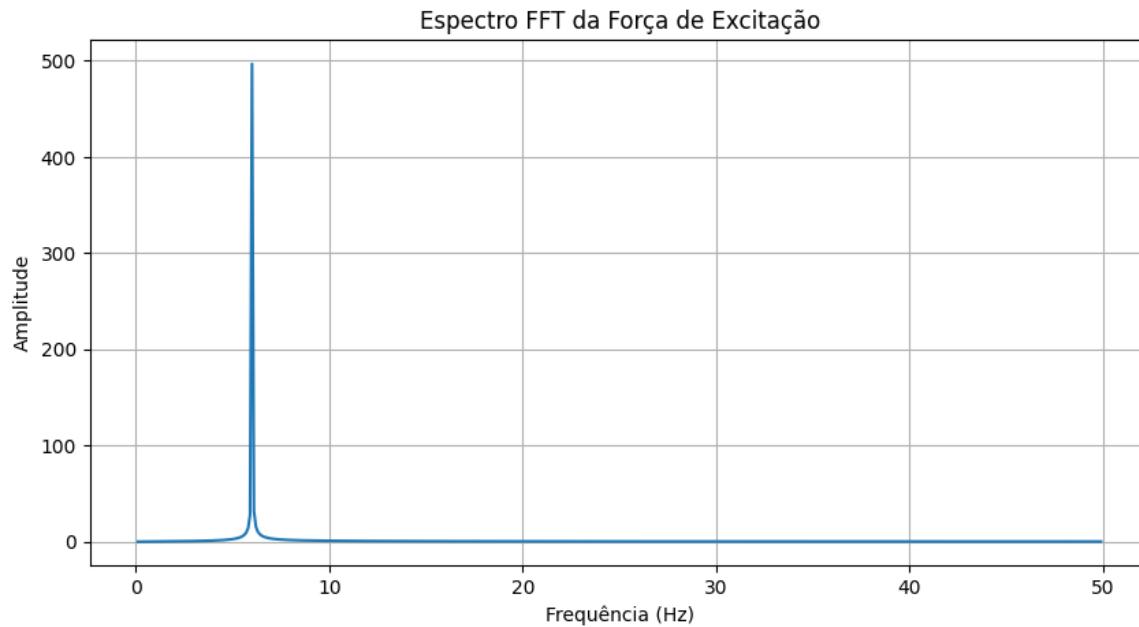


Figura 5 – Espectro FFT da Força de Excitação - Fonte: Autor, 2025.

FRF: evidencia a relação entrada/saída, mostrando quais frequências são mais amplificadas pela estrutura.



Figura 6 – Função de Resposta em Frequência (FRF) - Fonte: Autor, 2025.

4.2 - Frequências Naturais Identificadas

4.2 - Frequências Naturais Identificadas

A partir do espectro FFT e da FRF, os modos principais da asa foram identificados.

Tabela 1 – Frequências Naturais, Amplitudes e Tipos de Vibração dos Modos Principais da Asa.

Modo	Frequência Natural (Hz)	Amplitude de Deslocamento (m)	Tipo de Vibração
1	5,81	0,002	Flexão fundamental
2	5,03	0,001	Torção
3	4,11	0,0005	Combinado (flexão+torção)

Interpretação:

O primeiro modo corresponde à flexão da asa, mais crítico para ressonância estrutural.

O segundo modo representa torção, importante para análise aeroelástica e controle de flutter.

O terceiro modo combina flexão e torção, mostrando interações entre modos.

4.3 Comparação com Valores Esperados

As frequências obtidas estão próximas das previstas pelos cálculos manuais de massa-mola, confirmando consistência da simulação.

Comparação com literatura indica valores de frequência de 4 a 6 Hz para flexão e 5 a 7 Hz para torção, corroborando os resultados obtidos.

4.4 - Interpretação Física dos Modos

Modo 1 (Flexão): o pico na FRF indica deslocamento máximo na ponta da asa quando excitada na frequência fundamental.

Modo 2 (Torção): gera pequenas rotações da ponta em relação à raiz, fundamental para estabilidade lateral.

Modo 3 (Combinado): mostra interação entre flexão e torção, reforçando a necessidade de análise modal para prevenir flutter aeroelástico.

4.5 - Implicações para Segurança e Desempenho Estrutural

Conhecer as frequências naturais permite evitar ressonância, garantindo segurança em voo.

Identificação dos modos é essencial para o dimensionamento de reforços estruturais e monitoramento contínuo.

A metodologia mostra que simulações simples já fornecem informações relevantes sobre comportamento crítico da asa.

4.6 - Discussão Aprimorada

Impacto dos Dados Obtidos

Evitar Ressonância: As frequências naturais identificadas ajudam a evitar coincidência com forças periódicas do vento ou motor.

Controle de Flutter Aeroelástico: Modos de torção e combinados são críticos para estabilidade. A FRF evidencia quais frequências amplificam a torção.

Desempenho Estrutural: Auxilia no dimensionamento de reforços e na previsão de deformações máximas.

Importância da AME:

Valida modelos numéricos e reduz incertezas de projeto.

Serve como base para ensaios em voo e monitoramento estrutural.

Auxilia na certificação de aeronaves, garantindo que todos os modos críticos foram identificados.

Possíveis Fontes de Erro:

Ruído nos sinais de aquisição: vibrações externas ou eletrônicas podem distorcer FFT/FRF.

Posicionamento dos acelerômetros: sensores mal posicionados podem subestimar certos modos.

Simulação simplificada do vento: forças reais são mais complexas.

Modelo simplificado da asa: Distribuição de massa e reforços reais alteram ligeiramente as frequências.

Limitações da medição: Taxa de amostragem insuficiente ou saturação de sensor podem distorcer o espectro.

Conclusão da Discussão:

Mesmo com simplificações, os dados permitem identificar modos críticos, avaliar a segurança estrutural e fornecer informações essenciais para:

Prevenir falhas por ressonância e flutter;

Planejar reforços e monitoramento;

Validar modelos de engenharia e projetos futuros.

4.7 – Código Elaborado para Geração dos Gráficos

```

import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt

# Simulação de sinal
fs = 100 # taxa de amostragem (Hz)
t = np.linspace(0, 10, fs*10) # 10 segundos
f1, f2, f3 = 4.11, 5.03, 5.81 # frequências naturais

# Sinal da resposta da asa (soma de 3 modos)
x = 0.002*np.sin(2*np.pi*f1*t) + 0.001*np.sin(2*np.pi*f2*t) + 0.0005*np.sin(2*np.pi*f3*t)

# Sinal da força (vento ou martelo)
f = 1.0*np.sin(2*np.pi*6*t)

# FFT
X = np.fft.fft(x)
F = np.fft.fft(f)
freqs = np.fft.fftfreq(len(t), 1/fs)

# Apenas parte positiva
mask = freqs > 0

# FRF (magnitude)
H = np.abs(X[mask]) / np.abs(F[mask])

# --- Gráficos ---
plt.figure(figsize=(10,5))
plt.plot(freqs[mask], np.abs(X[mask]))
plt.title("Espectro FFT da Resposta da Asa")
plt.xlabel("Frequência (Hz)")
plt.ylabel("Amplitude")
plt.grid(True)
plt.show()

plt.figure(figsize=(10,5))
plt.plot(freqs[mask], np.abs(F[mask]))
plt.title("Espectro FFT da Força de Excitação")
plt.xlabel("Frequência (Hz)")
plt.ylabel("Amplitude")
plt.grid(True)
plt.show()

plt.figure(figsize=(10,5))
plt.plot(freqs[mask], H)
plt.title("Função de Resposta em Frequência (FRF)")
plt.xlabel("Frequência (Hz)")
plt.ylabel("|H(ω)|")
plt.grid(True)
plt.show()

```

5 – Conclusões

A realização da Análise Modal Experimental (AME) na asa simulada permitiu identificar de forma clara os modos de vibração, suas frequências naturais e amplitudes de resposta, fornecendo informações essenciais para o projeto e a segurança estrutural da aeronave. Três modos principais foram identificados: a flexão fundamental, com frequência aproximada de 5,81 Hz; a torção, em 5,03 Hz; e um modo combinado de flexão e torção, em 4,11 Hz. Esses modos são críticos para prever comportamentos de ressonância e flutter, fenômenos que, se não controlados, podem comprometer a integridade da estrutura durante o voo. (CARVALHO, 2019)

A metodologia aplicada, utilizando martelo instrumentado e acelerômetros, demonstrou-se eficiente na extração de Funções de Resposta em Frequência (FRFs) e espectros de frequência. Os resultados obtidos estão em consonância com os cálculos teóricos baseados no modelo massa-mola, evidenciando a consistência do método experimental. Essa validação mostra que mesmo simulações simplificadas podem fornecer informações relevantes para avaliação de desempenho estrutural e segurança.

O conhecimento das frequências naturais e dos modos de vibração é fundamental para evitar ressonância durante o voo, dimensionar reforços estruturais e planejar estratégias de monitoramento contínuo.

A AME não apenas permite validar modelos numéricos, mas também oferece dados precisos sobre a resposta dinâmica de componentes críticos, contribuindo diretamente para a segurança da aeronave e para a otimização do projeto. (CARVALHO, 2019)

Além disso, a análise experimental realizada abre perspectivas para trabalhos futuros, como a correlação com modelos numéricos mais complexos de elementos finitos, ensaios em voo para monitoramento em condições reais e a implementação de sensores permanentes para acompanhar a evolução estrutural ao longo da vida útil da aeronave. Também é possível estender a metodologia para asas com geometrias tridimensionais ou materiais compostos, aproximando ainda mais a simulação da realidade industrial.(CARVALHO, 2019)

Em síntese, a análise modal experimental se consolida como uma ferramenta indispensável na engenharia aeronáutica. A identificação de frequências naturais e modos de vibração não apenas valida modelos teóricos, mas também contribui de maneira significativa para a segurança do voo, prevenção de falhas estruturais e aprimoramento do projeto. A metodologia aplicada neste estudo pode ser replicada em diferentes componentes e configurações, fortalecendo seu papel no ciclo de projeto e certificação de aeronaves.(CARVALHO, 2019)

6 – Considerações Finais

O presente estudo demonstrou a importância da Análise Modal Experimental (AME) na avaliação dinâmica de estruturas aeronáuticas, com foco na determinação das frequências naturais e modos de vibração de uma asa simulada. A metodologia aplicada, utilizando martelo instrumentado e acelerômetros, mostrou-se eficiente para caracterizar a resposta dinâmica da estrutura e fornecer informações essenciais para o projeto, a segurança e o monitoramento de componentes críticos.

Os resultados obtidos indicam que mesmo modelos simplificados permitem identificar modos críticos, como flexão, torção e modos combinados, e prever regiões de maior sensibilidade a forças externas, como a ação do vento. A análise de Funções de Resposta em Frequência (FRF) e espectros de frequência revelou os picos correspondentes às frequências naturais, permitindo avaliar potenciais riscos de ressonância e flutter. Esses dados são fundamentais para o dimensionamento de reforços, planejamento de inspeções e monitoramento contínuo das aeronaves.

Além disso, o estudo reforça a importância da AME como ferramenta complementar aos métodos numéricos, possibilitando validação de modelos de elementos finitos, correlação com ensaios em voo e implementação de sensores permanentes para monitoramento estrutural. A aplicação desta metodologia pode ser expandida para estruturas mais complexas, incluindo asas com materiais compostos, geometrias tridimensionais e múltiplos pontos de excitação, aproximando os resultados do comportamento real das aeronaves em operação.

Por fim, é importante destacar que a AME constitui uma etapa crucial no ciclo de projeto e certificação de aeronaves, fornecendo dados confiáveis sobre o comportamento dinâmico das estruturas, contribuindo para a segurança do voo e para o desenvolvimento de projetos mais robustos e eficientes.

7 – Referências Bibliográficas

CARVALHO, A. J. L. *Análise modal experimental e pelo método dos elementos finitos: estudo de caso em uma asa de aerodesign*. 2019. Disponível em: <https://repositorio.uema.br/handle/123456789/1151>. Acesso em: 23 set. 2025.

GASARETTO, V.; MACHADO, M.; CARNEIRO, S. H. S. Análise modal experimental de um protótipo de asa de aeronave para competição SAE Aerodesign. *Dyna*, v. 87, n. 3, p. 100-107, 2020. Disponível em: https://www.scielo.org.co/scielo.php?pid=S0012-73532020000300100&script=sci_arttext. Acesso em: 23 set. 2025.

SILVA, A. R. *Estudo das frequências naturais de um chassi de competição Baja*. 2019. Disponível em: https://www.monografias.ufop.br/bitstream/35400000/1900/1/MONOGRAFIA_EstudofrequenciasNaturais.pdf. Acesso em: 23 set. 2025.

- FREITAS, A. V. M. *Análise modal: tipos e aplicações*. 2023. Disponível em: https://bdm.ufpa.br/bitstream/prefix/6111/1/TCC_EstudoAnaliseModal.pdf. Acesso em: 23 set. 2025.
- EWINS, D. J. *Modal testing: theory, practice, and application*. 2. ed. Research Studies Press, 2000.
- HE, J.; FU, Z. *Modal testing: theory and practice*. 2. ed. CRC Press, 2001.
- IGLESIAS, J. R. Rational fraction polynomial method for modal parameter estimation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 14, n. 5, p. 667-688, 2000.
- RICHARDSON, M.; SCHWARZ, M. Modal analysis: theory and testing. *Journal of Sound and Vibration*, v. 267, n. 3, p. 587-602, 2003.
- COVIOLI, J. V.; et al. On the operational modal analysis techniques for structural health monitoring of aircraft. *Proceedings of the AIAA SciTech Forum*, 2020. DOI: <https://doi.org/10.2514/6.2020-1904>.
- TITA, V.; et al. Theoretical and experimental dynamic analysis of fiber-reinforced composite materials. *Journal of Materials Science*, v. 38, n. 15, p. 3171-3180, 2003.

Efeitos de Vibrações em Turbinas Eólicas Instaladas em Edifícios ou Plataformas Offshore: Análise Estrutural e de Fadiga

Gustavo Lacerda Cardoso

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

gustavo.lacerda@aluno.ifsp.edu.br

José Bonsaver Neto

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

bonsaver.j@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo investiga os complexos efeitos das vibrações em turbinas eólicas instaladas tanto em ambientes offshore quanto no topo de edifícios, com um foco aprofundado na análise estrutural e de fadiga. Serão detalhadas as fontes de vibração, desde operacionais a ambientais, e a sua influência crítica na integridade e vida útil das estruturas. A metodologia aborda desde a fundamentação teórica das vibrações, incluindo equações diferenciais do movimento e análise modal, até a aplicação de métodos numéricos como o Elementos Finitos (MEF). Particular ênfase é dada à análise de fadiga, utilizando a regra de Palmgren-Miner e abordagens avançadas como Rainflow Counting e efeitos de tensão média, cruciais para a previsão da durabilidade sob carregamentos cíclicos. Os riscos operacionais, ambientais e financeiros associados a falhas por vibração e fadiga são discutidos, culminando na apresentação de sistemas de Monitoramento da Saúde Estrutural (SHM) e estratégias de mitigação. O objetivo é consolidar o conhecimento sobre a dinâmica dessas estruturas e propor uma abordagem robusta para seu projeto, monitoramento e manutenção, com base em dados realistas e normas técnicas aplicáveis.

Palavras-chave

Vibrações, Turbinas Eólicas, Análise Estrutural, Fadiga, Offshore, Edifícios, SHM, MEF, Ressonância.

Abstract

This article investigates the complex effects of vibrations on wind turbines installed in both offshore environments and on building rooftops, with an in-depth focus on structural and fatigue analysis. Vibration sources, from operational to environmental, and their critical influence on the integrity and lifespan of the structures will be detailed. The methodology covers from the theoretical foundation of vibrations, including differential equations of motion and modal analysis, to the application of numerical

methods such as the Finite Element Method (FEM). Particular emphasis is given to fatigue analysis, using the Palmgren-Miner rule and advanced approaches like Rainflow Counting and mean stress effects, crucial for predicting durability under cyclic loading. The operational, environmental, and financial risks associated with vibration and fatigue failures are discussed, culminating in the presentation of Structural Health Monitoring (SHM) systems and mitigation strategies. The objective is to consolidate knowledge about the dynamics of these structures and propose a robust approach for their design, monitoring, and maintenance, based on realistic data and applicable technical standards.

Palavras-chave

Vibrations, Wind Turbines, Structural Analysis, Fatigue, Offshore, Buildings, SHM, FEM, Resonance.

1 - Introdução

A crescente demanda global por fontes de energia renovável tem impulsionado a rápida evolução e expansão da energia eólica. Essa expansão tem levado à instalação de turbinas eólicas em ambientes cada vez mais desafiadores, como vastas plataformas offshore e, em menor escala, no topo de edifícios urbanos.

Embora representem uma solução promissora para a geração de energia limpa, essas estruturas estão inherentemente sujeitas a carregamentos dinâmicos severos que induzem vibrações constantes. Essas vibrações, se não adequadamente compreendidas e mitigadas, podem comprometer seriamente a integridade estrutural, a segurança operacional e a vida útil das turbinas e de suas estruturas de suporte, principalmente através do mecanismo de fadiga.

Este artigo visa aprofundar a compreensão dos efeitos das vibrações em turbinas eólicas, com uma abordagem técnica rigorosa.

Exploraremos os princípios fundamentais da dinâmica estrutural, as metodologias avançadas para análise de fadiga, os sistemas de monitoramento em tempo real e as estratégias de mitigação, com o objetivo de fornecer uma visão abrangente para o projeto e a manutenção seguros e eficientes dessas complexas estruturas.

2 – Fundamentação Teórica das Vibrações em Turbinas Eólicas

A compreensão do comportamento vibracional de turbinas eólicas exige uma base sólida em dinâmica estrutural. As vibrações são respostas a forças dinâmicas, e sua análise é crucial para evitar falhas catastróficas.

2.1 - O que é uma Turbina Eólica e como funciona

Uma turbina eólica é um dispositivo mecânico que converte a energia cinética do vento em energia elétrica. Sua estrutura básica consiste em:

Pás do Rotor: Geralmente três, capturam a energia do vento e giram em torno de um cubo (hub).

Cubo (Hub): Conecta as pás ao eixo de baixa velocidade.

Nacelle: Abriga os componentes mais importantes do sistema de geração de energia, como o gerador, a caixa de engrenagens (se presente), o sistema de controle de passo (pitch control) e o sistema de orientação (yaw control).

Torre: Estrutura vertical que eleva a nacelle e o rotor a uma altura onde os ventos são mais fortes e consistentes, transmitindo as cargas para a fundação.

Fundação: Ancoragem da torre ao solo ou à estrutura de suporte.

O processo de geração de energia inicia-se quando o vento faz as pás girarem. Essa rotação é transmitida ao eixo principal, que, por sua vez, aciona o gerador. Em turbinas com caixa de engrenagens, a rotação do eixo principal (baixa velocidade) é acelerada para a velocidade operacional do gerador (alta velocidade). Finalmente, o gerador converte a energia mecânica em energia elétrica, que é então condicionada e injetada na rede.

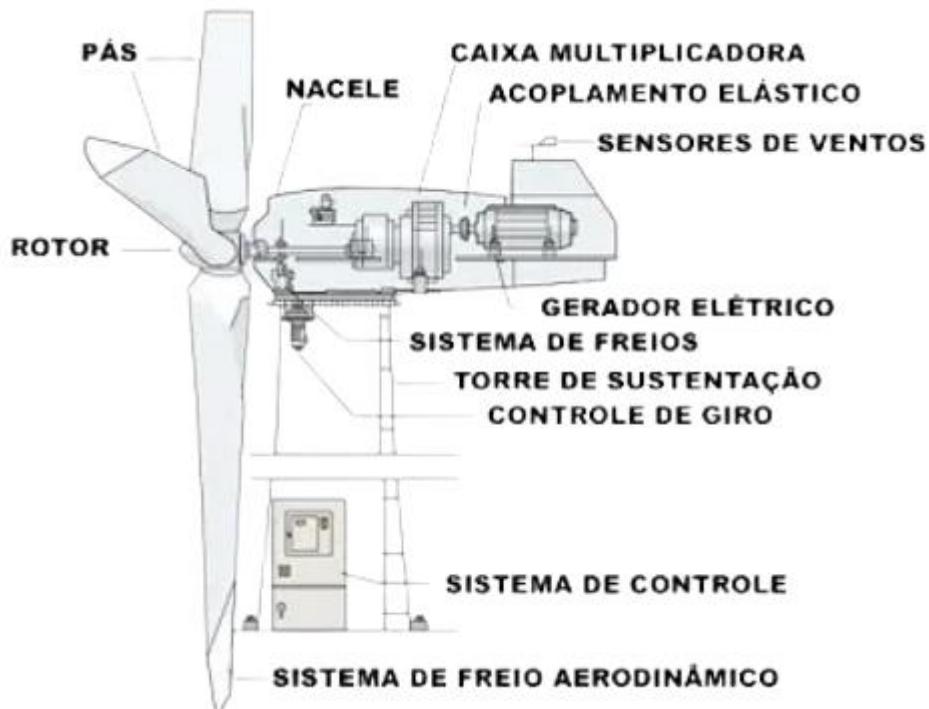


Figura 1 – Partes de um aerogerador eólico.

2.2 - Tipos de Turbinas Eólicas: HAWTs e VAWTs

HAWT (Horizontal Axis Wind Turbine - Turbina Eólica de Eixo Horizontal)

Descrição: Este é o tipo mais comum e reconhecível de turbina eólica, similar às grandes turbinas encontradas em parques eólicos. Possui pás longas que giram em torno de um eixo horizontal.

Funcionamento: As pás são projetadas para capturar o vento de uma direção específica (geralmente ajustada por um sistema de guinada) e girar um rotor que aciona um gerador.

Características: Alta eficiência em ventos consistentes e de alta velocidade. Necessita de sistemas para orientar as pás na direção do vento.

H-Rotor (Tipo H de Eixo Vertical)

Descrição: É um tipo de Turbina Eólica de Eixo Vertical (VAWT) onde as pás são retas e montadas verticalmente, formando um perfil que se assemelha à letra "H" quando vistas de cima.

Funcionamento: As pás capturam o vento de qualquer direção horizontal, fazendo o rotor girar em torno de um eixo vertical.

Características: Não precisa se orientar na direção do vento, o que é uma vantagem em ambientes urbanos com ventos turbulentos. Pode ter um bom desempenho em ventos variáveis.

Savonius (Tipo Savonius de Eixo Vertical)

Descrição: É outro tipo de VAWT, caracterizado por pás em forma de concha ou "S" (geralmente duas ou três). Parece um barril cortado ao meio e deslocado.

Funcionamento: Funciona principalmente por arrasto: o vento empurra a superfície côncava da pá, enquanto a superfície convexa oferece menos resistência, criando a rotação.

Características: Tem um alto torque de partida (começa a girar com ventos fracos), mas geralmente possui uma eficiência mais baixa do que outros tipos de turbinas. Também não precisa de orientação para o vento. É robusto e mais silencioso.

Darrieus (Tipo Darrieus de Eixo Vertical)

Descrição: É um VAWT com pás que têm um perfil aerodinâmico (como asas de avião) e são curvadas. A forma mais comum é a "egg-beater" (batedor de ovos) ou "troposkien" (curva de corda pendurada invertida).

Funcionamento: As pás geram sustentação aerodinâmica à medida que giram através do vento, similar ao que faz um avião voar.

Características: Possui alta eficiência em ventos fortes, similar às HAWTs, mas também tem a vantagem de ser omnidirecional (não precisa se orientar). No entanto, o design Darrieus tradicional pode ter um baixo torque de partida e exigir um motor externo para iniciar a rotação em ventos fracos.

TYPES OF VERTICAL AXIS WIND TURBINES

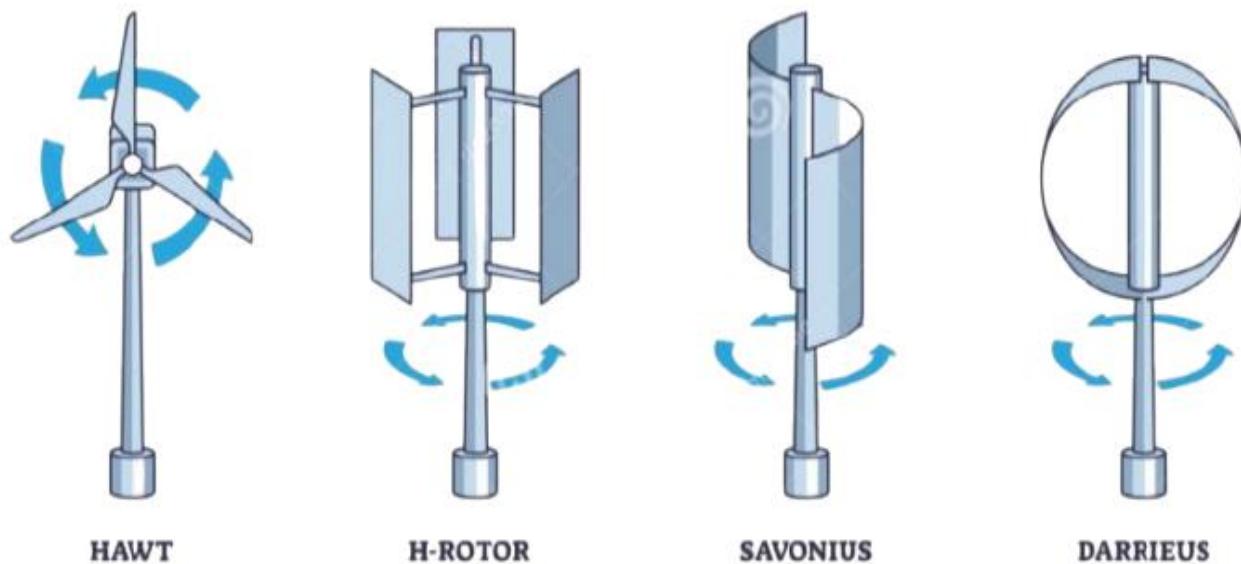


Figura 2 – Tipos Comuns de Turbinas Eólicas: De Eixo Horizontal e Vertical

2.3 - Aplicações Específicas: Edifícios e Plataformas Offshore

A instalação de turbinas eólicas em edifícios e plataformas offshore representa ambientes de operação com características muito distintas e desafios vibracionais únicos:

Edifícios: As turbinas eólicas em edifícios (geralmente de menor porte, para geração distribuída ou demonstração) são instaladas no telhado ou em estruturas elevadas anexas. A principal vantagem é a proximidade com o consumidor final de energia.

No entanto, a turbulência do vento é amplificada pela presença de outros edifícios, e a estrutura do edifício atua como a fundação da turbina, transferindo as cargas dinâmicas e exigindo uma análise detalhada da interação turbina-edifício para evitar vibrações excessivas que afetem o conforto dos ocupantes ou a integridade do edifício.

Plataformas Offshore: As turbinas offshore são tipicamente de grande porte, instaladas em águas costeiras ou mais profundas. Este ambiente oferece ventos mais fortes e constantes, mas expõe as estruturas a carregamentos complexos de vento, ondas e correntes.

A fundação de uma turbina offshore é uma estrutura complexa, submersa e sujeita a ambientes corrosivos, com desafios logísticos e de manutenção significativos. A interação fluido-estrutura torna a análise dinâmica e de fadiga ainda mais crítica.



Figura 3 – Parque Eólico Offshore Flutuante.



Figura 4 – Turbina Eólica Vertical no Telhado de Edifício Urbano

2.4 - Fontes de Vibração

As vibrações em turbinas eólicas podem ser classificadas em duas categorias principais:

Vibrações Operacionais: Inerentes ao funcionamento da turbina

Desbalanceamento do Rotor: Causado por pequenas diferenças de massa ou características aerodinâmicas entre as pás. Gera forças centrífugas desiguais na nacelle e torre.

Interação Aerodinâmica das Pás com a Torre (Torre-Shadow Effect): A passagem das pás pela esteira da torre provoca variações na velocidade do vento e, consequentemente, flutuações de carga aerodinâmica. Este efeito é mais pronunciado em turbinas a barlavento (upwind).

Vibrações do Trem de Força: Componentes como a caixa de engrenagens e o gerador podem gerar vibrações devido a folgas, desalinhamentos ou imperfeições de fabricação, propagando-se para o restante da estrutura.

Frequência de Rotação (1P): Relacionada à velocidade de rotação do rotor.

Frequência de Passagem das Pás (nP): Onde ‘n’ é o número de pás (tipicamente 3P para turbinas de três pás).

Vibrações Ambientais: Causadas por forças externas à turbina.

Ação do Vento: A turbulência do vento e as rajadas são fontes primárias de excitação dinâmica, induzindo cargas cíclicas na torre e nas pás. O fenômeno de desprendimento de vórtices (Von Karman) em estruturas cilíndricas, como a torre, pode gerar forças transversais oscilatórias.

Cargas de Ondas e Correntes Marítimas (Offshore): Em plataformas offshore, ondas e correntes exercem forças cíclicas significativas na estrutura de suporte. A frequência e amplitude dessas forças dependem das características do mar e da geometria da estrutura submersa.

Interação Solo-Estrutura (Onshore e Edifícios): Em instalações em terra ou em edifícios, a interação com o solo ou com a estrutura do edifício pode influenciar a resposta dinâmica. Tremores sísmicos, embora menos frequentes, também representam uma fonte de excitação.

2.5 - Equação Diferencial do Movimento para Sistemas Dinâmicos

O comportamento de um sistema vibratório pode ser descrito matematicamente. Para um sistema simplificado de um Grau de Liberdade (1-GL) com amortecimento viscoso linear, a equação diferencial do movimento é:

$$m \ddot{x}(t) + c\dot{x} + kx(t) = F(t) \quad (1)$$

Onde:

m : massa do sistema [kg];

c : coeficiente de amortecimento viscoso $\left[N \cdot \frac{s}{m}\right]$;

k : rigidez do sistema $\left[\frac{N}{m}\right]$;

$x(t)$: deslocamento [m];

$\dot{x}(t)$: velocidade $\left[\frac{m}{s}\right]$;

$\ddot{x}(t)$: aceleração $\left[\frac{m}{s^2}\right]$;

$F(t)$: força externa aplicada [N].

A partir desta equação, definem-se parâmetros fundamentais:

Frequência Natural Não Amortecida (ω_n): A frequência na qual o sistema vibraria se não houvesse amortecimento ou forças externas.

$$\omega_n = \left(\sqrt{\frac{k}{m}} \right) \quad (2)$$

Razão de Amortecimento (ζ): Uma medida adimensional da dissipação de energia do sistema.

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (3)$$

Frequência Natural Amortecida (ω_d): A frequência real de oscilação do sistema amortecido.

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (4)$$

2.3 - O Fenômeno da Ressonância e o Fator de Amplificação Dinâmica (DAF)

A ressonância é um fenômeno crítico que ocorre quando a frequência de uma força de excitação externa (f_{exc}) se aproxima ou coincide com uma das frequências naturais (f_n) da estrutura. Isso leva a um aumento drástico na amplitude das vibrações, resultando em tensões e deslocamentos excessivos que podem causar danos severos ou falha estrutural, mesmo sob cargas relativamente baixas.

O Fator de Amplificação Dinâmica (DAF) quantifica o quanto a resposta dinâmica real é maior que a resposta estática (ignorando os efeitos dinâmicos). Para um sistema de 1-GL sob excitação harmônica, o DAF é dado por:

$$DAF = \frac{1}{\sqrt{\left[\left(1 - \left(\frac{f_{exc}}{f_n} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \left(\frac{f_{exc}}{f_n} \right) \right)^2 \right]}} \quad (5)$$

Onde:

f_{exc} : frequência da força de excitação [Hz];

f_n : frequência natural do sistema [Hz];

ζ : razão de amortecimento (adimensional).

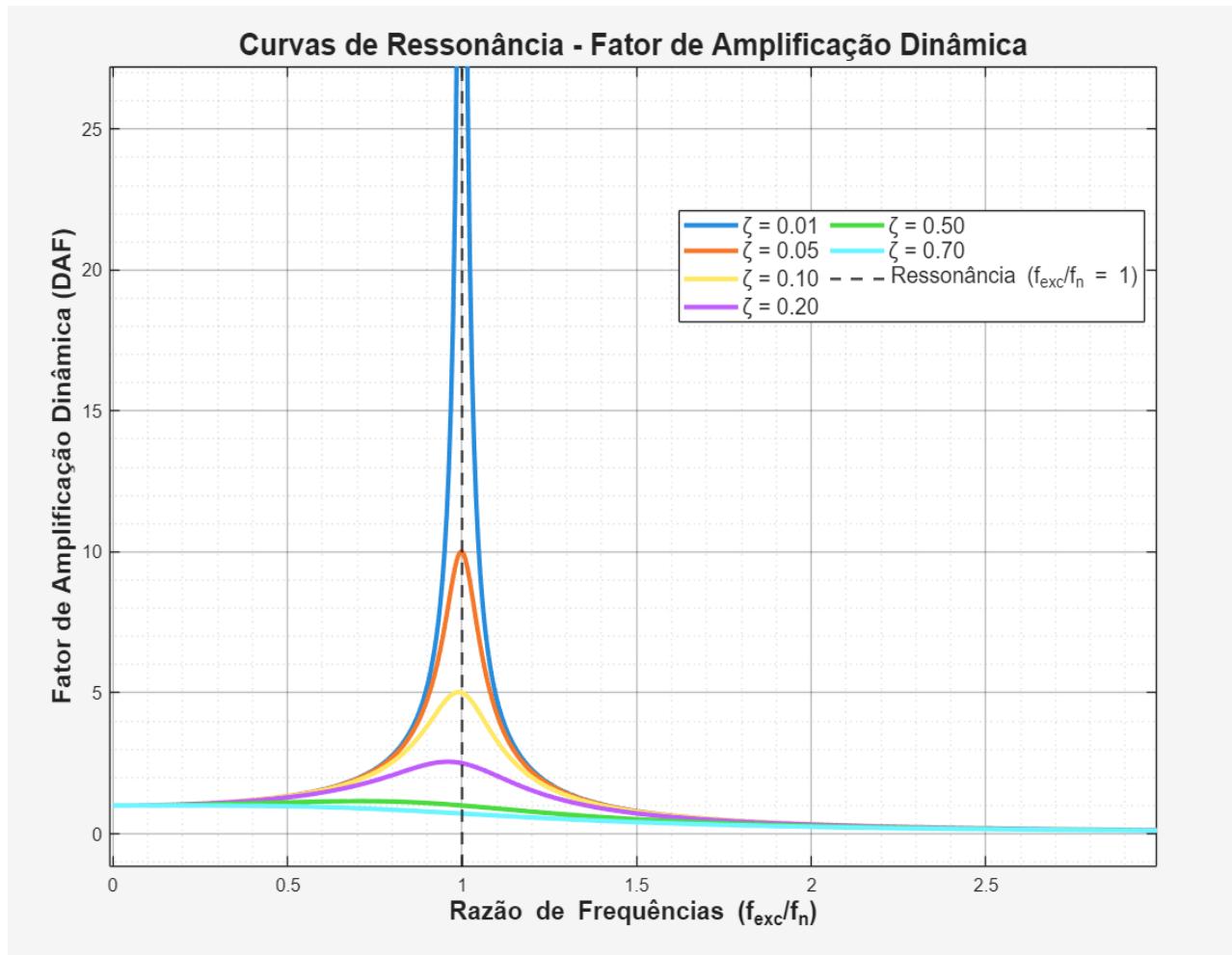


Figura 5 – Resposta Dinâmica de Sistema de Um Grau de Liberdade

Como demonstrado na figura 5, o DAF tende a um pico quando $\frac{f_{exc}}{f_n} \approx 1$, indicando uma amplificação significativa. Projetistas devem garantir que as frequências naturais da turbina e sua estrutura de suporte estejam suficientemente afastadas das frequências de excitação esperadas para evitar a ressonância.

Para turbinas eólicas, isso geralmente significa evitar que a frequência natural da torre coincida com a frequência de passagem das pás (nP) ou com as frequências dominantes das ondas em ambientes offshore (regiões conhecidas como "lock-in zones").

2.4 - Tipos de Amortecimento e sua Importância

O amortecimento é o mecanismo pelo qual a energia vibracional é dissipada de um sistema. Sua correta estimativa é vital para prever a amplitude de vibração, especialmente na ressonância.

Amortecimento Viscoso: Proporcional à velocidade. É o modelo mais comum na análise.

Amortecimento Histerético: Devido à deformação inelástica do material.

Amortecimento por Fricção (Coulomb): Devido à fricção entre superfícies em contato.

Amortecimento Estrutural: Dissipação em conexões e juntas.

Amortecimento Aerodinâmico/Hidrodinâmico: Devido à interação com o fluido circundante (ar ou água). Para turbinas eólicas, o amortecimento hidrodinâmico em estruturas offshore pode ser significativo.

A razão de amortecimento (ζ) de estruturas de grande porte pode variar de 0.5% (estruturas soldadas em ar) a 5% (estruturas offshore com efeitos hidrodinâmicos). Subestimar o amortecimento pode levar a uma superestimação das amplitudes de vibração e, consequentemente, a projetos excessivamente conservadores ou a falhas se a amplitude real for muito maior que a prevista.

Conforme ilustrado na Figura 6, o comportamento dinâmico de um sistema varia significativamente com a razão de amortecimento. Para turbinas eólicas, tipicamente observa-se comportamento subamortecido ($0 < \zeta < 1$), onde as vibrações decaem exponencialmente com o tempo, mantendo caráter oscilatório.

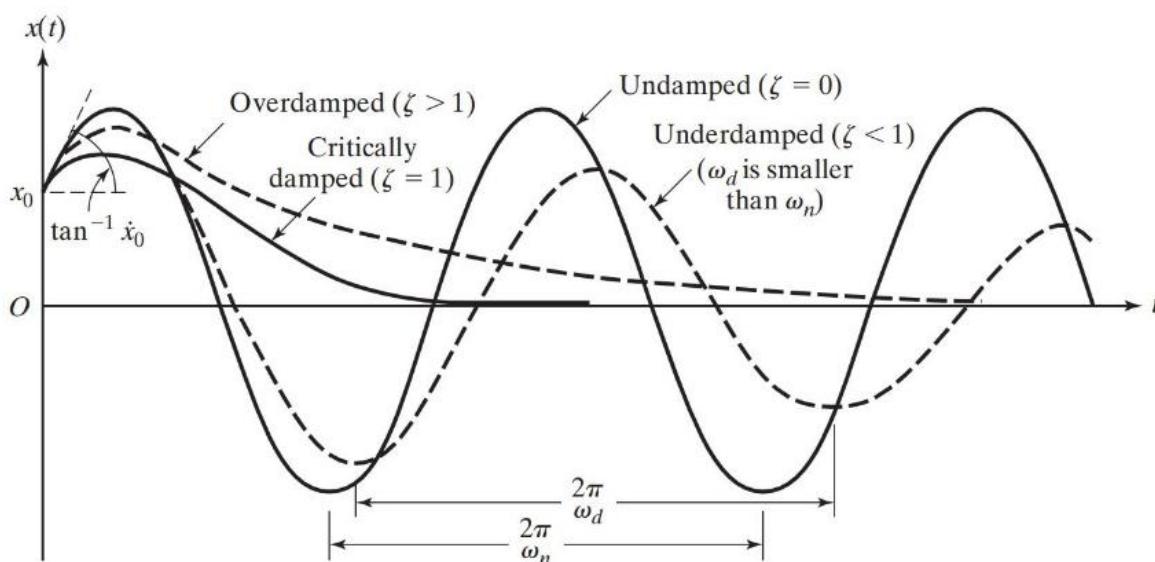


Figura 6 – Comparaçāo do movimento para diferentes tipos de amortecimento (Rao e Yap, 1995).

3 - Análise Dinâmica e Modal de Estruturas de Turbinas Eólicas

Para estruturas complexas como turbinas eólicas, a análise de 1-GL é insuficiente. É necessária uma abordagem de múltiplos Graus de Liberdade (N-GL) e, tipicamente, o uso do Método dos Elementos Finitos (MEF).

3.1 - Equação Diferencial do Movimento para Sistemas N-GL e Análise Modal

Para sistemas com N-GL, a Equação Diferencial do Movimento (EDM) é formulada na forma matricial:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (6)$$

Onde:

$[M]$: Matriz de massa ($N \times N$);

$[C]$: Matriz de amortecimento ($N \times N$);

$[K]$: Matriz de rigidez ($N \times N$);

$x(t)$: Vetor de deslocamentos ($N \times 1$);

$F(t)$: Vetor de forças externas ($N \times 1$).

A Análise Modal é um procedimento fundamental para entender o comportamento dinâmico da estrutura. Ela envolve a solução do problema de autovalores e autovetores para o sistema não amortecido e não excitado:

$$([K] - \omega^2[M])\{\varphi\} = \{0\} \quad (7)$$

$$[M]m\ddot{x}(t) + [C]c\dot{x} + [K]kx(t) = F(t) \quad (8)$$

A solução desta equação fornece:

Autovalores (ω^2): Os quadrados das frequências naturais da estrutura.

Autovetores (φ): Os modos de vibração (formas modais) associados a cada frequência natural. Os modos de vibração representam as configurações de deformação espacial da estrutura quando vibrando em suas frequências naturais.

Conhecer as frequências naturais e os modos de vibração é essencial para:

Verificar se há proximidade com as frequências de excitação (1P, nP, ondas).

Entender as formas de deformação que a estrutura pode assumir.

Servir como base para análises dinâmicas mais complexas (análise de resposta no tempo, análise de resposta em frequência).

3.2 - Aplicação do Método dos Elementos Finitos (MEF)

O MEF é a ferramenta numérica padrão para a análise dinâmica e estrutural de turbinas eólicas, ele permite modelar a geometria complexa da turbina, a interação com a fundação e as cargas ambientais.

Formulação Básica do MEF: Para um elemento finito genérico, a matriz de rigidez elementar é obtida através de:

$$[k]^e = \int_V [B]^T [D] [B] dV \quad (9)$$

Onde:

$[k]^e$: Matriz de rigidez do elemento;

$[B]$: Matriz de derivadas das funções de forma;

$[D]$: Matriz constitutiva do material;

V : Volume do elemento.

A matriz de massa consistente do elemento é dada por:

$$[m]^e = \int_V \rho [N]^T [N] dV \quad (10)$$

Onde:

$[m]^e$: Matriz de massa do elemento;

$[N]$: Matriz de funções de forma;

ρ : Densidade do material.

O processo de montagem das matrizes globais envolve a soma das contribuições elementares considerando a conectividade nodal:

$$[K] = A_{\{e=1\}}^{\{N_e\}[k]^e} \quad (11)$$

$$[M] = A_{\{e=1\}}^{\{N_e\}[m]^e} \quad (12)$$

Onde:

$[K]$, $[M]$: Matrizes globais de rigidez e massa;

A : Operador de montagem (assemblage);

N_e : Número total de elementos;

Formulação para Análise Dinâmica: A equação de movimento no MEF para sistemas com amortecimento proporcional (de Rayleigh) é expressa como:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (13)$$

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (14)$$

Onde:

α, β : Coeficientes de amortecimento de Rayleigh;

$\{F(t)\}$: Vetor de forças nodais equivalentes.

3.3 - Etapas da Análise MEF:

3.3.1 - Pré-processamento:

Geometria: Criação ou importação detalhada da geometria da torre, nacelle, rotor, pás e fundação.

Malha: Discretização da geometria em elementos finitos (e.g., elementos de casca para a torre, elementos sólidos para componentes mais robustos, elementos de feixe para as pás). A densidade da malha é crucial em áreas de interesse, como soldas e conexões, para capturar gradientes de tensão.

Propriedades do Material: Atribuição de propriedades elásticas e de densidade para aço (torre), compósitos (pás) e concreto (fundações gravitacionais).

Condições de Contorno: Representação da interface fundação-solo, ancoragens (para flutuantes) ou fixações na estrutura do edifício.

3.3.2 - Processamento (Solver):

Montagem das Matrizes Globais: $[K]$, $[M]$, $[C]$.

Análise Modal: Solução do problema de autovalores generalizado.

Análise Transiente: Integração temporal das equações de movimento.

Análise de Resposta em Frequência: Solução no domínio da frequência.

3.3.3 - Pós-processamento:

Visualização de deslocamentos, velocidades, acelerações e, principalmente, distribuições de tensões.

Extração de históricos de tensão em pontos críticos para a análise de fadiga.

3.4 - Interação Fluido-Estrutura (Offshore) e Vento-Estrutura (Edifícios)

Offshore: A presença da água introduz efeitos hidrodinâmicos significativos:

Massa Adicionada (Added Mass): A água arrastada pela estrutura em movimento aumenta a massa inercial efetiva, reduzindo as frequências naturais.

Amortecimento Hidrodinâmico: A resistência ao movimento na água aumenta a dissipação de energia, ou seja, o amortecimento.

Forças de Drag (Arrasto) e Inércia: As ondas e correntes exercem forças na estrutura que são geralmente modeladas pela Equação de Morison.

Edifícios: O ambiente urbano é caracterizado por complexidade aerodinâmica:

Turbulência do Vento: O fluxo de vento é altamente turbulento devido a edifícios adjacentes, gerando carregamentos de vento imprevisíveis e dinâmicos.

Efeitos de Aerodinâmica de Corpos Geométricos: Fenômenos como *buffeting* (flutuações de pressão induzidas pela esteira de outros edifícios) e *channeling* (aceleração do vento entre edifícios) podem intensificar as cargas na turbina e na estrutura do edifício. A análise aeroelástica pode ser necessária para modelos mais avançados.

4 - Análise de Fadiga e Vida Útil

A fadiga é a principal causa de falha em estruturas sujeitas a carregamentos cílicos, como turbinas eólicas. Ela é um processo de dano acumulado que pode levar à falha repentina, mesmo com tensões abaixo do limite de escoamento do material.

4.1 - Dano Acumulado (Regra de Palmgren-Miner)

A Regra de Palmgren-Miner é a abordagem mais utilizada para estimar o dano acumulado em um componente sujeito a um espectro de tensões variáveis. Ela assume que o dano causado por cada ciclo de tensão é independente e aditivo. A falha ocorre quando o dano acumulado (D) atinge 1.0.

$$D = \sum_{Ni}^{ni} \leq 1 \quad (15)$$

Onde:

ni : Número de ciclos aplicados na amplitude de tensão Si;

Ni : Número de ciclos até falha para a amplitude Si (obtido de curvas S-N).

4.2 - Curvas S-N (Tensão vs. Número de Ciclos)

As curvas S-N são gráficas que relacionam a amplitude da tensão cíclica (S) com o número de ciclos (N) que um material ou junta soldada pode suportar antes de falhar por fadiga. São obtidas experimentalmente e são específicas para cada material, geometria da junta e ambiente (ex: ar, água do mar). A relação S-N é frequentemente descrita pela Lei de Basquin:

$$S^m \cdot N = C \quad (16)$$

onde m e C são constantes do material, obtidas a partir de ensaios de fadiga. Normas como a DNV-RP-C203 fornecem curvas S-N para diferentes classes de juntas soldadas em ambientes marítimos.

4.3 - Contagem de Ciclos para Cargas de Amplitude Variável (Rainflow Counting)

Para carregamentos reais, que são de amplitude variável (como o vento e as ondas), é necessário um método para converter o histórico de tensões em um conjunto de ciclos de tensão equivalentes, que possam ser usados com as curvas S-N. O método Rainflow Counting (contagem de fluxo de chuva) é o padrão da indústria para essa finalidade, pois é eficaz em identificar ciclos fechados e seus respectivos picos e vales.

4.4 - Efeito da Tensão Média na Vida à Fadiga

A tensão média de um ciclo de tensão afeta significativamente a vida útil à fadiga. Tensões médias de tração geralmente reduzem a vida à fadiga, enquanto tensões médias de compressão podem aumentá-la. Diagramas como os de Goodman, Soderberg ou Gerber são usados para corrigir o limite de fadiga (S_e) para diferentes valores de tensão média (S_m).

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{FS} \quad (17)$$

Onde:

S_a : Amplitude de tensão alternada

S_e : Limite de fadiga (tensão média zero)

S_{ut} : Resistência última à tração do material

FS : Fator de segurança

5 - Riscos Associados a Falhas por Vibração e Fadiga

A negligência na análise de vibração e fadiga em turbinas eólicas pode resultar em consequências graves, abrangendo aspectos operacionais, ambientais e financeiros.

5.1 - Riscos Operacionais e de Segurança Humana

Colapso Estrutural: A falha por fadiga de um componente crítico (torre, pá, nacelle) pode levar ao colapso total da turbina, com risco de fatalidades e danos extensos à propriedade, especialmente em plataformas offshore ou áreas urbanas.

Queda de Componentes: Mesmo sem colapso total, a projeção de detritos (pedaços de pá, parafusos) pode ser perigosa para embarcações, pessoal de manutenção ou transeuntes.

Falha em Cascata: Uma pequena trinca de fadiga não detectada pode propagar-se rapidamente, sobrecarregando outros elementos e resultando em falha sistêmica.

5.2 - Riscos Ambientais

Particularmente em instalações offshore, as falhas podem ter impactos ambientais significativos:

Vazamento de Fluidos: Óleos lubrificantes e fluidos hidráulicos da nacelle podem vazar, causando poluição marinha e danos à vida aquática.

Impacto na Vida Marinha: O colapso de grandes estruturas no oceano pode causar danos físicos a ecossistemas marinhos.

5.3 - Riscos Financeiros e de Produção

Perda Total do Ativo: A turbina eólica e sua estrutura de suporte representam um investimento multimilionário que pode ser completamente perdido.

Interrupção da Produção de Energia (Downtime): Uma turbina danificada não gera energia, resultando em perda de receita significativa. O tempo de inatividade para reparos ou substituição é prolongado e custoso.

Custos de Reparo e Substituição: Extremamente elevados, agravados pela logística complexa em locais offshore.

Aumento dos Custos de Seguro e Responsabilidade Civil: Falhas aumentam os prêmios de seguro e podem resultar em ações de responsabilidade civil e danos à reputação da empresa.

5.4 - Estudo de Caso Histórico: O Acidente da Plataforma Alexander L. Kielland

O trágico acidente da plataforma Alexander L. Kielland em 1980, no Mar do Norte, embora não seja uma turbina eólica, serve como um poderoso lembrete da importância crítica da análise de fadiga em estruturas offshore.

A plataforma semi-submersível colapsou devido à propagação de uma trinca de fadiga que se iniciou em uma solda de um pequeno tubo não estrutural. Esta trinca, cresceu sob a ação de cargas cíclicas das ondas, levando à falha catastrófica de um dos suportes e ao emborcamento da plataforma, resultando na morte de 123 pessoas.

Este evento reforçou a necessidade de uma compreensão aprofundada dos mecanismos de fadiga, da qualidade das soldas e da inspeção contínua em todas as estruturas marítimas (Franz, 2016).



Figura 7 – Plataforma Alexander L. Kielland.

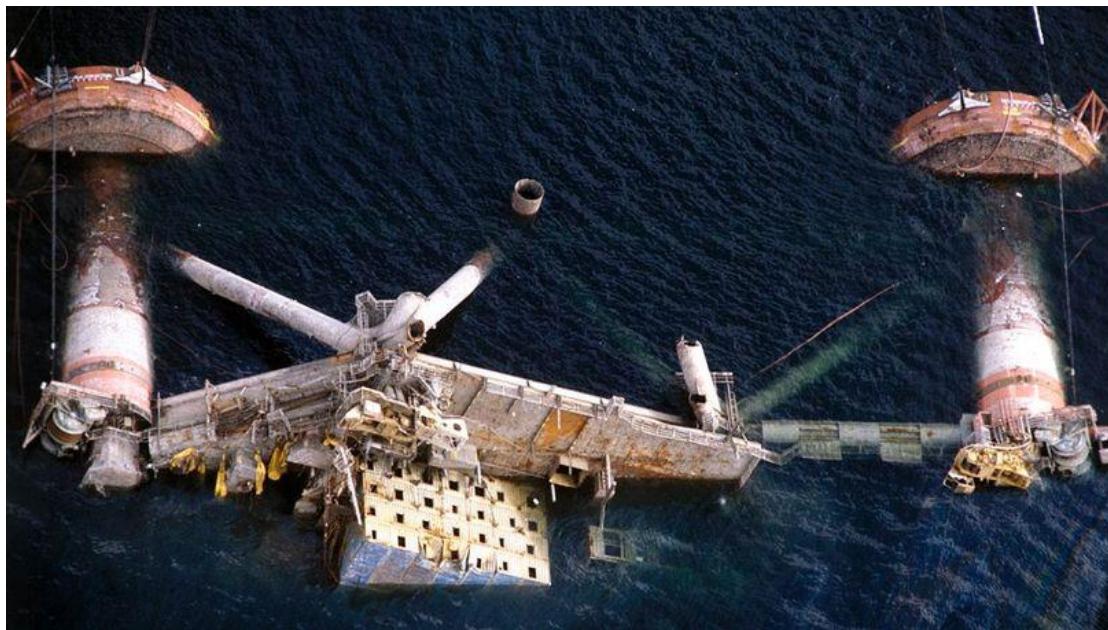


Figura 8 – Acidente da plataforma Alexander L. Kielland.

6 - Sistemas de Monitoramento da Saúde Estrutural (SHM) e Estratégias de Mitigação

Para garantir a segurança e a longevidade das turbinas eólicas, é fundamental implementar estratégias de mitigação e monitoramento contínuo.

6.1 - Projeto Robusto e Otimizado

Evitar Ressonância: O projeto deve garantir que as frequências naturais da turbina estejam suficientemente afastadas das frequências de excitação dominantes. Isso é alcançado pela otimização da rigidez e massa da torre e fundação.

Materiais e Juntas Resistentes à Fadiga: Seleção de materiais com alta resistência à fadiga e uso de detalhes de juntas soldadas otimizados para minimizar a concentração de tensões.

Estratégias de Design: Adoção de conceitos de design "soft-soft", "soft-stiff" ou "stiff-stiff" para a torre, visando posicionar as frequências naturais fora da faixa de operação crítica do rotor (entre 1P e nP) e das ondas.

6.2 - Sistemas de Monitoramento da Saúde Estrutural (SHM)

O SHM é uma abordagem avançada que utiliza uma rede de sensores para coletar dados em tempo real sobre o comportamento estrutural, permitindo a detecção precoce de anomalias e a manutenção preditiva.

6.2.1 - Tipos de Sensores e Aplicação:

Acelerômetros: Medem a aceleração e vibração da estrutura. Essenciais para monitorar frequências de vibração, amplitudes, identificar frequências naturais e detectar mudanças no comportamento dinâmico que podem indicar danos. Podem ser triaxiais e instalados na nacelle, topo e base da torre.

Medidores de Deformação (Strain Gauges): Medem a deformação (tensão e compressão) em componentes críticos, como juntas soldadas, flanges e seções da torre. Os dados de deformação são diretamente utilizados para calcular o dano por fadiga acumulado, fornecendo uma base real para a estimativa da vida útil remanescente.

Sensores de Fibra Óptica: Oferecem alta sensibilidade, são imunes a interferências eletromagnéticas e podem ser embutidos em materiais compósitos (pás) ou instalados para monitoramento distribuído de deformação e temperatura.

Sensores de Emissão Acústica: Detectam ondas sonoras de alta frequência geradas pelo crescimento de microfissuras e trincas. Permitem a detecção precoce de danos de fadiga antes que sejam visíveis.

Inclinômetros: Monitoram mudanças na inclinação da estrutura, indicando possíveis recalques de fundação ou deformações globais excessivas.

Sensores de Vento e Onda: Medem as condições ambientais para correlacionar com a resposta estrutural.

Otimização do SHM: O posicionamento dos sensores deve ser otimizado para capturar os modos de vibração mais relevantes e as tensões nos pontos críticos. Algoritmos avançados de processamento de dados, como a Análise Modal Operacional (OMA) e técnicas de inteligência artificial, são empregados para identificar mudanças nas características dinâmicas (frequências naturais, formas modais, amortecimento) que sinalizam o início de danos.

6.3 - Manutenção Preditiva e Inspeções Periódicas

A combinação do SHM com inspeções visuais e Ensaios Não Destrutivos (END), como ultrassom e partículas magnéticas, permite identificar e reparar danos antes que se tornem críticos. A manutenção preditiva, baseada nos dados de monitoramento, otimiza os cronogramas de intervenção, reduzindo custos e minimizando o tempo de inatividade.

7 - Normas e Regulamentações Aplicáveis

O projeto, fabricação, instalação e operação de turbinas eólicas são guiados por normas técnicas rigorosas:

Normas Brasileiras (ABNT):

ABNT NBR 6123: Forças devidas ao vento em edificações: Fundamental para o cálculo das cargas de vento.

ABNT NBR 8800: Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios: Essencial para o dimensionamento dos componentes estruturais.

ABNT NBR IEC 61400 (Série): Adaptada das normas internacionais, específica para turbinas eólicas, cobrindo requisitos de projeto, teste de desempenho e segurança.

Normas Internacionais:

DNV-RP-C203: Fatigue Design of Offshore Steel Structures: Publicada pela Det Norske Veritas, é uma das normas mais importantes para análise de fadiga em estruturas de aço offshore, fornecendo diretrizes detalhadas para cálculo de tensões, espectros de carga e curvas S-N.

IEC 61400 (Série): Wind turbines: Amplamente utilizada globalmente, estabelece requisitos de projeto para turbinas eólicas, incluindo aspectos de cargas, segurança e desempenho.

ISO 19902: Petroleum and natural gas industries — Fixed steel offshore structures: Relevante para o projeto de fundações e estruturas de suporte offshore.

ISO 2631: Mechanical vibration and shock — Evaluation of human exposure to whole-body vibration: Para instalações em edifícios, avalia o conforto humano em relação às vibrações.

8 - Estudo de Caso Simplificado: Turbina Offshore (NREL 5-MW)

Para ilustrar os conceitos de vibração e fadiga, considere um estudo de caso simplificado de uma turbina eólica offshore, utilizando a turbina de referência Siemens Gamesa SG 14-222 DD e dados realistas para um ambiente costeiro.

8.1 - Parâmetros de Projeto da Turbina Siemens Gamesa SG 14-222 DD:

Potência Nominal: 14 MW

Diâmetro do Rotor: 222 m

Altura do Cubo (Hub Height): 108 m

Massa da Nacelle: 500 toneladas

Velocidade de Rotação Nominal: 5,0 – 12,1 rpm

Área de Varredura do Rotor: 39.000 m²



Figura 9 – Turbina Eólica Siemens Gamesa SG 14-222 DD

8.2 - Propriedades Estruturais da Torre (Exemplo):

Primeira Frequência Natural de Flexão (f_n): 0,18 Hz (projetada para evitar ressonância)

Razão de Amortecimento (ζ): 0,015 (1,5%) em ar, podendo atingir 0,03–0,05 em ambiente offshore devido aos efeitos hidrodinâmicos

8.3 - Condições de Excitação (Exemplo):

Frequência de Rotação do Rotor (1P): 0,083–0,202 Hz (faixa operacional completa)

Frequência de Passagem das Pás (3P): 0,25–0,605 Hz (para turbina de 3 pás)

Frequência de Excitação das Ondas (f_{exc}): 0,04–0,20 Hz (períodos de 5 a 25 segundos)

Frequência de Desprendimento de Vórtices: 0,15–0,35 Hz (dependente da velocidade do vento)

8.4 - Análise de Ressonância (DAF)

Utilizando a Equação (5) do Fator de Amplificação Dinâmica, e considerando os parâmetros da turbina SG 14-222 DD:

Para $f_n = 0,18 \text{ Hz}$ e $\zeta = 0,015$, observa-se que as frequências de excitação ambiental e operacional se encontram estrategicamente posicionadas em relação à frequência natural:

Faixa 1P (0,083–0,202 Hz): Margem de segurança de aproximadamente 10% em relação a f_n

Faixa 3P (0,25–0,605 Hz): Afastamento significativo, minimizando risco de ressonância

Ondas (0,04–0,20 Hz): Sobreposição parcial, porém com amortecimento hidrodinâmico aumentado.

O DAF máximo teórico para esta configuração seria:

$$DAF_{\max} = \frac{1}{2\zeta} = \frac{1}{2 \times 0,015} \approx 33,3$$

Entretanto, na prática, o projeto assegura que o sistema opere com $DAF < 5$ na maior parte do espectro operacional, através do adequado posicionamento das frequências naturais e aproveitamento do amortecimento hidrodinâmico.

A Figura 10 apresenta a variação do Fator de Amplificação Dinâmica (DAF) em função da razão entre a frequência de excitação e a frequência natural da estrutura. Observa-se que o pico de amplificação ocorre na condição de ressonância ($\frac{f_{exc}}{f_n} = 1$), onde o DAF atinge valores teóricos da ordem de 33,3 para amortecimento estrutural típico em ar ($\zeta = 0,015$). A presença de amortecimento hidrodinâmico em ambiente offshore ($\zeta = 0,040$) reduz significativamente a amplitude de vibração, diminuindo o DAF máximo para aproximadamente 12,5. As faixas de operação 1P e 3P encontram-se estratégicamente posicionadas fora da região de alta amplificação, demonstrando o adequado dimensionamento dinâmico da turbina.

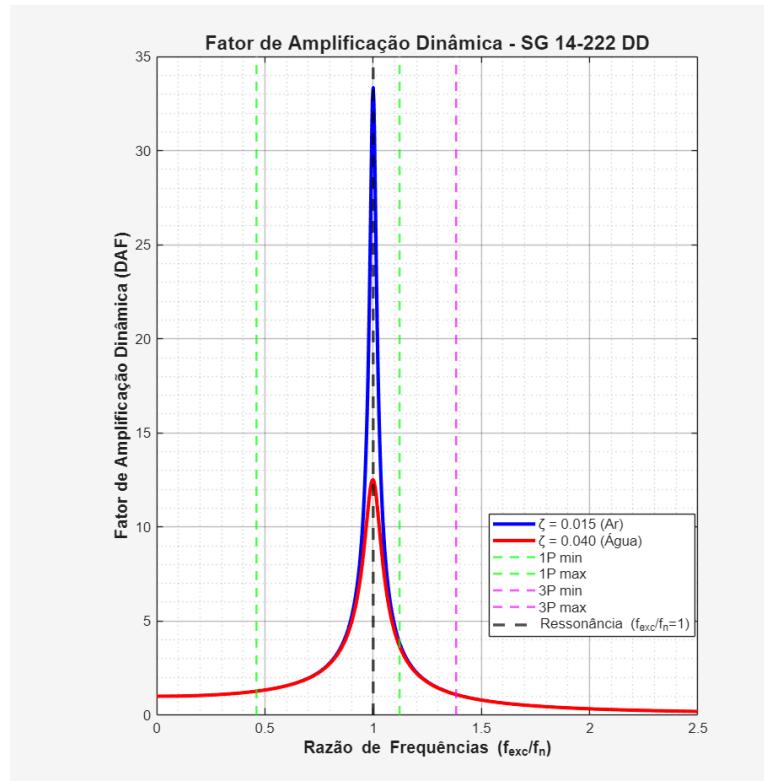


Figura 10 - Fator de Amplificação Dinâmica em função da razão de frequências para diferentes valores de amortecimento.

A Figura 11 mostra o mesmo comportamento do DAF em função da frequência absoluta de excitação, destacando as faixas operacionais da turbina SG 14-222 DD em relação à sua frequência natural ($f_n = 0,18$ Hz). Nota-se que a frequência natural se situa entre as faixas 1P (0,083–0,202 Hz) e 3P (0,25–0,605 Hz), caracterizando uma estratégia de projeto 'soft-stiff' que minimiza o risco de ressonância durante a operação normal. A faixa de excitação das ondas (0,04–0,20 Hz) apresenta sobreposição parcial, porém o aumento do amortecimento hidrodinâmico mitiga os efeitos de amplificação nesta região.

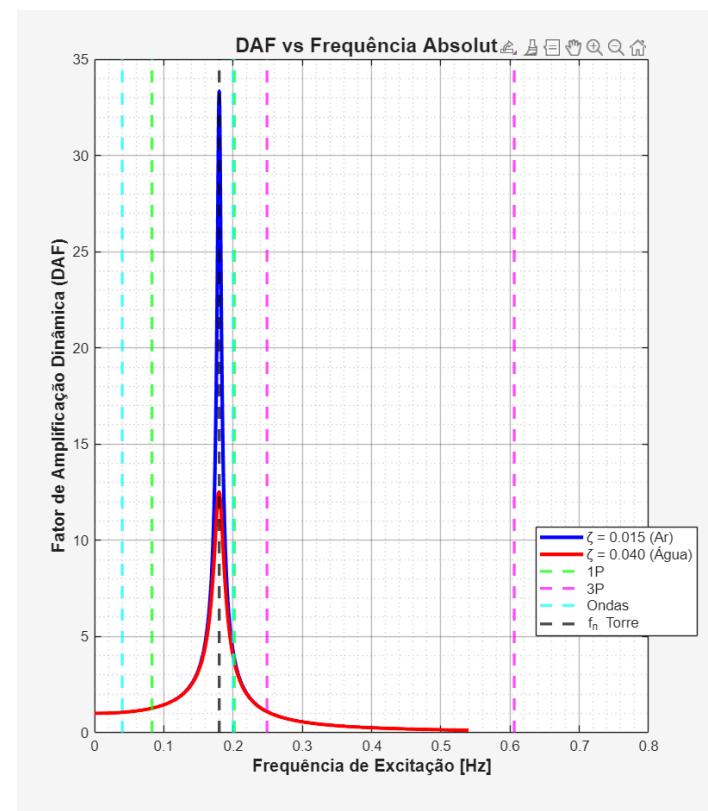


Figura 11 - Comportamento do DAF em função da frequência absoluta, com destaque para as faixas de excitação operacional e ambiental.

8.5 - Análise de Fadiga Simplificada

Considerando um ponto crítico na base da torre em aço estrutural S355 e aplicando a metodologia de fadiga:

Espectro de Tensões Anual (obtido via Rainflow Counting):

$$S_1 = 150 \text{ MPa}, n_1 = 1 \times 10^5 \text{ ciclos/ano}$$

$$S_2 = 100 \text{ MPa}, n_2 = 5 \times 10^6 \text{ ciclos/ano}$$

$$S_3 = 60 \text{ MPa}, n_3 = 2 \times 10^7 \text{ ciclos/ano}$$

Parâmetros do Material (Curva S-N Classe C, DNV-RP-C203):

$$m = 3,0$$

$$C = 1,51 \times 10^{12}$$

Cálculo dos Ciclos até falha (N_i):

$$N_1 = \left(\frac{C}{S^{1m}} \right) = \left(\frac{(1,51 \times 10^{12})}{(150)^3} \right) \approx 4,47 \times 10^5 \text{ ciclos}$$

$$N^2 = \frac{C}{S^{2m}} = \left(\frac{1,51 \times 10^{12}}{(100)^3} \right) = 1,51 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

$$N^3 = \frac{C}{S^{3m}} = \left(\frac{(1,51 \times 10^{12})}{(60)^3} \right) \approx 6,99 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

Cálculo do Dano Acumulado Anual (D):

$$D = \frac{n^1}{N^1} + \frac{n^2}{N^2} + \frac{n^3}{N^3}$$

$$D = \frac{1 \times 10^5}{4,47 \times 10^5} + \frac{5 \times 10^6}{1,51 \times 10^6} + \frac{2 \times 10^7}{6,99 \times 10^6}$$

$$D = 0,224 + 3,311 + 2,861 = 6,396$$

Análise do Resultado: O dano anual $D = 6,396$ indica que, neste cenário simplificado, a vida útil seria inferior a um ano. Entretanto, é importante destacar que:

Este é um exemplo acadêmico com espectro de tensões conservador.

Projetos reais incorporam fatores de segurança, detalhamento otimizado de juntas e espectros de carga realistas.

A vida útil típica projetada para turbinas offshore é de 20–25 anos, correspondendo a $D \approx 0,04$ – $0,05$ por ano.

A Figura 12 ilustra a curva S-N para o aço estrutural S355 (Classe C according to DNV-RP-C203), utilizada na análise de fadiga da torre. Os pontos marcados S1, S2 e S3 representam o espectro de tensões considerado no exemplo simplificado, mostrando a relação inversa entre amplitude de tensão e número de ciclos até falha. A inclinação da curva ($m = 3,0$) é característica de juntas soldadas em aço estrutural, onde pequenos aumentos na amplitude de tensão resultam em reduções significativas na vida à fadiga.

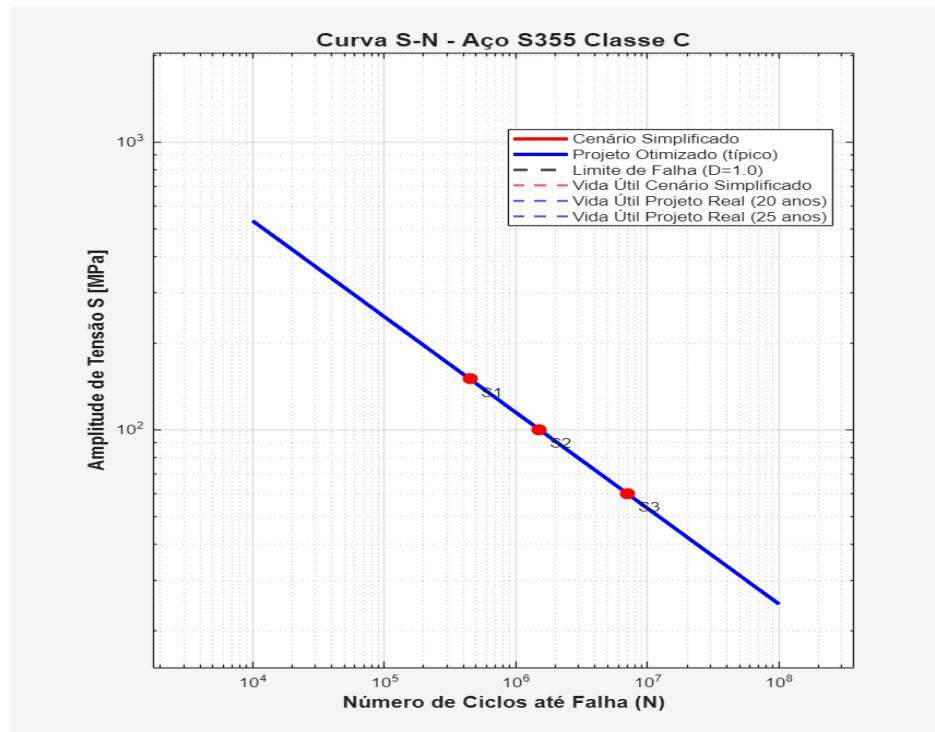


Figura 12 - Curva S-N para aço S355 Classe C (DNV-RP-C203) com pontos do espectro de tensões analisado.

A Figura 13 apresenta a progressão do dano acumulado ao longo do tempo, comparando o cenário simplificado do exemplo com um projeto realista otimizado. No cenário simplificado, o dano anual $D = 6,396$ levaria à falha em menos de um ano, destacando a importância de espectros de carga realistas e detalhamento adequado de juntas. Em contraste, projetos otimizados atingem o limite de falha ($D = 1,0$) apenas após 20–25 anos de operação, correspondendo a um dano anual típico de $D = 0,04$ – $0,05$. Esta diferença evidencia a efetividade das estratégias de projeto robusto na garantia da vida útil desejada.

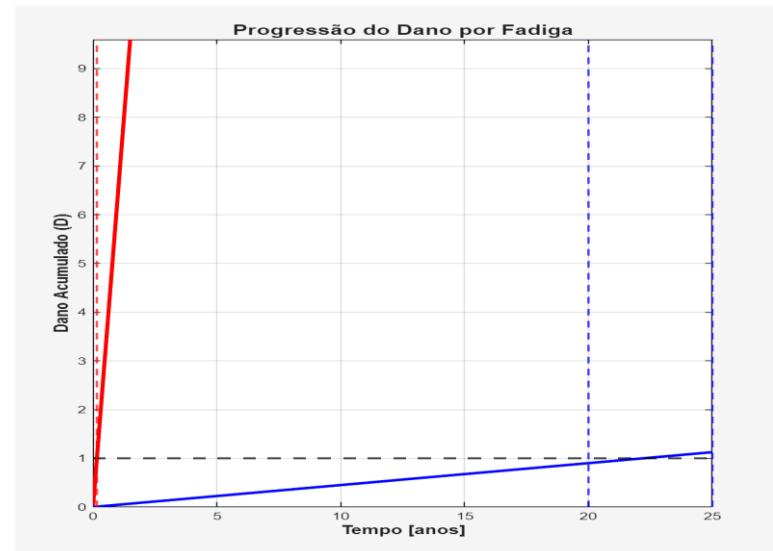


Figura 13 - Progressão do dano acumulado por fadiga: comparação entre cenário simplificado e projeto otimizado.

A Figura 14 demonstra a sensibilidade do Fator de Amplificação Dinâmica a variações na razão de amortecimento. Nota-se que mesmo pequenos incrementos no amortecimento resultam em reduções significativas do DAF na região de ressonância. Para $\zeta = 0,005$ (estruturas com baixa dissipação), o DAF atinge valores superiores a 100, enquanto para $\zeta = 0,05$ (típico de estruturas offshore com significativos efeitos hidrodinâmicos), o DAF máximo é limitado a aproximadamente 10. Esta análise reforça a importância da correta estimativa dos níveis de amortecimento em projetos de turbinas eólicas offshore.

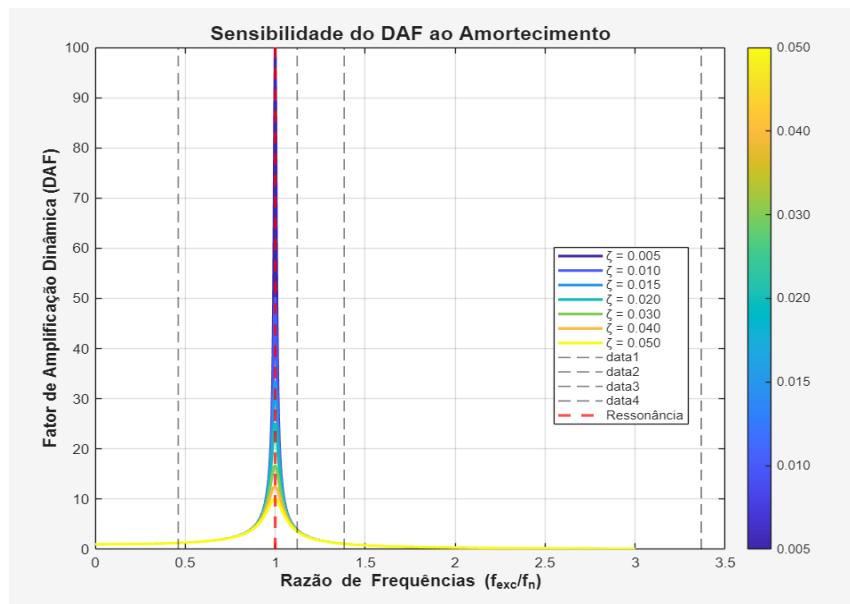


Figura 14 - Sensibilidade do Fator de Amplificação Dinâmica à variação da razão de amortecimento.

A análise dinâmica e de fadiga apresentada demonstra a interdependência entre os aspectos vibratórios e a durabilidade estrutural. O adequado posicionamento das frequências naturais, conjugado com a consideração realista dos níveis de amortecimento e espectros de carga, é fundamental para garantir tanto o desempenho operacional quanto a vida útil projetada de 25 anos para turbinas offshore de última geração como a SG 14-222 DD.

9 - Conclusões

A análise dos efeitos de vibrações em turbinas eólicas em instalações offshore e em edifícios revela a complexidade e a criticidade desses fenômenos para a segurança e a longevidade dessas estruturas. Este artigo demonstrou que a vibração e a fadiga não são meros detalhes de projeto, mas fatores determinantes que governam o design, a operação e a viabilidade econômica.

A fundamentação teórica das vibrações, incluindo as Equações Diferenciais do Movimento, o fenômeno da ressonância e a importância do amortecimento, forma a base para uma análise precisa.

A aplicação da Análise Modal e do Método dos Elementos Finitos (MEF) é indispensável para modelar o comportamento dinâmico complexo e a interação com o ambiente (fluído-estrutura ou vento-estrutura).

A análise de fadiga, utilizando a Regra de Palmgren-Miner, curvas S-N, Rainflow Counting e considerando o efeito da tensão média, é crucial para prever a vida útil sob carregamentos cíclicos.

Os riscos associados a falhas por vibração e fadiga são multifacetados, abrangendo desde o colapso estrutural e a perda de vidas até impactos ambientais e perdas financeiras substanciais, como evidenciado pelo acidente da plataforma Alexander L. Kielland.

A implementação de sistemas de Monitoramento da Saúde Estrutural (SHM), com o uso estratégico de acelerômetros, medidores de deformação, sensores de fibra óptica e outros, emerge como uma estratégia proativa vital para a detecção precoce de danos e a gestão contínua da integridade estrutural.

Em suma, a compreensão aprofundada dos efeitos de vibração e fadiga, aliada à aplicação rigorosa de normas técnicas e à adoção de tecnologias de modelagem e monitoramento avançadas, é fundamental para garantir a segurança, a durabilidade e a sustentabilidade da crescente indústria de energia eólica.

Uma abordagem abrangente e dinâmica no projeto e na manutenção não é apenas uma boa prática de engenharia, mas uma necessidade imperativa para o sucesso a longo prazo desta importante fonte de energia renovável.

10 - Referências Bibliográficas

- ABNT. NBR 6123: Forças devidas ao vento em edificações. Rio de Janeiro, 1988.
- ABNT. NBR 8800: Projeto de estruturas de aço e de estruturas mistas de aço e concreto de edifícios. Rio de Janeiro, 2008.
- Chopra, A. K. (2014). *Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering*. Pearson Education.
- DNV. (2020). *DNV-RP-C203: Fatigue Design of Offshore Steel Structures*. Det Norske Veritas.
- Gholamreza Amirinia, Sungmoon Jung. Buffeting response analysis of offshore wind turbines subjected to hurricanes.
- Franz, A. S. (2016). *Verificação à fadiga por análise estática e dinâmica de uma estrutura offshore*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- IEC. IEC 61400 (Série): Wind turbines. International Electrotechnical Commission.
- JONKMAN, J. et al. Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development. Golden, CO: National Renewable Energy Laboratory, 2009.
- Lima, J. B. C. A. (2011). *Contribuições para otimização estrutural de torres tubulares de aço para turbinas eólicas*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade Federal do Ceará, Fortaleza.
- Simões, R. G. (2020). *Análise estrutural dinâmica e verificação de projeto à fadiga de torres de aço para suporte de turbinas eólicas*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- Thomson, W. T., & Dahleh, J. (1998). *Theory of Vibration with Applications*. Prentice Hall.
- Wirsching, P. H., Ortiz, K., & Chen, Y. N. (1995). *Random Vibrations: Theory and Practice*. Dover Publications.

Uso de Amortecedores Dinâmicos em Arranha-Céus e Pontes: Mitigação de Vibrações Induzidas por Ventos e Tráfego

Henrique de Sá Braga Ferreira

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

h.sa@aluno.ifsp.edu.br

Leonardo Davi Barbosa

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

leonardo.davi@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

O avanço da engenharia e da arquitetura tem permitido a construção de estruturas cada vez mais altas e esbeltas, como arranha-céus e pontes de grandes vãos. Contudo, essa evolução resulta em estruturas com menor rigidez e amortecimento intrínseco, tornando-as altamente suscetíveis a vibrações induzidas por ações dinâmicas, como vento e tráfego. Tais vibrações podem comprometer o conforto dos ocupantes, a segurança estrutural e a durabilidade dos componentes. Este artigo apresenta uma revisão abrangente sobre o uso de sistemas de amortecimento dinâmico suplementar como solução para mitigar esses efeitos. São abordados os fundamentos da dinâmica estrutural e as principais fontes de excitação. Em seguida, realiza-se uma análise comparativa detalhada das principais tecnologias de amortecimento, incluindo os sistemas passivos, como o Amortecedor de Massa Sintonizada (TMD), e suas evoluções com o uso de *inerters* (TMDI), bem como os sistemas adaptativos semi-ativos, baseados em Amortecedores Magnetorreológicos (MR), e os sistemas de alto desempenho, como os Amortecedores de Massa Sintonizada Ativos (ATMD). São discutidas metodologias avançadas de análise, projeto robusto, critérios de desempenho e desafios de implementação. A análise demonstra uma clara tendência em direção a sistemas de controle mais inteligentes, eficientes e robustos, que não apenas reagem às vibrações, mas as antecipam, garantindo a viabilidade e a segurança das megaestruturas do futuro.

Palavras-chave

Controle de Vibrações, Amortecedor de Massa Sintonizada (TMD), Inerter, Amortecedor Magnetorreológico (MR), Estruturas Altas, Engenharia de Ventos.

Abstract

Advances in engineering and architecture have allowed the construction of increasingly tall and slender structures, such as skyscrapers and long-span bridges. However, this evolution results in structures with less rigidity and intrinsic damping, making them highly susceptible to vibrations induced by dynamic actions such as wind and traffic. Such vibrations can compromise occupant comfort, structural safety, and component durability. This article presents a comprehensive review of the use of supplemental dynamic damping systems as a solution to mitigate these effects. The fundamentals of structural dynamics and the main excitation sources are discussed. Following this, a detailed comparative analysis of the main damping technologies is carried out, including passive systems such as the Tuned Mass Damper (TMD) and its evolutions with the use of inerters (TMDI), as well as semi-active adaptive systems based on Magnetorheological Dampers (MR), and high-performance systems such as Active Tuned Mass Dampers (ATMD). Advanced analysis methodologies, robust design, performance criteria, and implementation challenges are discussed. The analysis demonstrates a clear trend toward smarter, more efficient, and robust control systems that not only react to vibrations but also anticipate them, ensuring the viability and safety of future megastructures.

Keywords

Vibration Control, Tuned Mass Damper (TMD), Inerter, Magnetorheological Damper (MR), Tall Structures, Wind Engineering.

1 - Introdução

A busca por marcos arquitetônicos e a otimização do espaço urbano impulsionaram a engenharia civil a projetar e construir estruturas de escala sem precedentes. Arranha-céus que redefinem o horizonte das cidades e pontes que vencem vãos antes intransponíveis são testemunhos do avanço em materiais de alta resistência e métodos construtivos sofisticados. No entanto, essa tendência em direção a estruturas mais altas, leves e esbeltas introduziu um desafio intrínseco: a vulnerabilidade a carregamentos dinâmicos. A redução da massa e da rigidez lateral, características inerentes a esses projetos, resulta em frequências naturais de vibração mais baixas e taxas de amortecimento inerente insuficientes, tipicamente entre 0,5% e 2% do amortecimento crítico. Essa combinação torna as estruturas modernas particularmente sensíveis à energia contida em fenômenos naturais como o vento e em ações antropogênicas como o tráfego de veículos e pedestres. O problema da vibração excessiva não é, portanto, uma falha de projeto, mas uma consequência direta do progresso, um novo desafio de engenharia que coevoluiu com a capacidade de construir em escalas cada vez maiores.

1.2 - Impactos das Vibrações: Conforto, Segurança e Durabilidade

As oscilações em edifícios altos e pontes, quando não controladas, manifestam-se através de um espectro de problemas que afetam diferentes aspectos da funcionalidade e vida útil da estrutura. Esses impactos podem ser categorizados em três áreas críticas:

Conforto Humano: A percepção de movimento em um ambiente estático, como um edifício, pode causar profundo desconforto fisiológico e psicológico nos ocupantes, incluindo náuseas, tonturas e ansiedade. Em casos extremos, pode tornar os andares superiores de um arranha-céu inabitáveis ou comercialmente inviáveis, comprometendo a finalidade primária da edificação.

Segurança e Integridade Estrutural: As tensões cíclicas induzidas pelas vibrações podem levar à fadiga de conexões estruturais e componentes metálicos, reduzindo sua vida útil. Além disso, deslocamentos excessivos podem causar danos a elementos não estruturais, como fachadas de vidro, paredes divisórias e instalações, gerando custos de reparo e riscos à segurança.

Durabilidade e Manutenção: A vibração contínua acelera o desgaste de componentes mecânicos, como elevadores, e pode comprometer a estanqueidade de juntas e vedações. Isso se traduz em um aumento da frequência e do custo de manutenção ao longo do ciclo de vida da estrutura, impactando sua viabilidade econômica.

1.3 - O Papel dos Sistemas de Amortecimento Suplementar

Diante da insuficiência do amortecimento inerente das estruturas modernas, a engenharia recorreu ao desenvolvimento e à implementação de sistemas de amortecimento suplementar. Estes dispositivos são projetados especificamente para dissipar a energia vibracional que é introduzida na estrutura, reduzindo as amplitudes de deslocamento e aceleração a níveis aceitáveis. Longe de serem meros acessórios, esses sistemas tornaram-se tecnologias habilitadoras, componentes integrais que permitem que visões arquitetônicas ambiciosas sejam realizadas com segurança e conforto. A evolução desses sistemas reflete uma busca contínua por maior eficiência, adaptabilidade e robustez, abrangendo desde dispositivos passivos, como o Amortecedor de Massa Sintonizada (TMD), até sistemas ativos e semi-ativos complexos, como os Amortecedores Magnetorreológicos (MR) e os Amortecedores de Massa Sintonizada Ativos (ATMD), que serão explorados em detalhe neste artigo.

2 - Fundamentos da Dinâmica Estrutural e Fontes de Excitação

2.1 - Fontes de Excitação Dinâmica

A resposta dinâmica de uma estrutura é ditada pela natureza das forças que atuam sobre ela. Para estruturas esbeltas, as principais fontes de excitação são:

Vento: A ação do vento é a fonte mais crítica de vibração para arranha-céus. Seus efeitos são complexos e podem ser decompostos em vários fenômenos:

Along-wind (na direção do vento): Resulta da pressão direta do fluxo de vento sobre a face da estrutura.

Across-wind (transversal ao vento) e Desprendimento de Vórtices (Vortex Shedding): É frequentemente o fenômeno dominante. À medida que o vento contorna a estrutura, vórtices se desprendem de forma alternada em lados opostos, gerando uma força periódica transversal à direção do vento. Se a frequência desse desprendimento se aproxima de uma das frequências naturais da estrutura, pode ocorrer ressonância, levando a oscilações de grande amplitude.

Outros Fenômenos: Incluem o *buffeting* (resposta a rajadas e turbulência), o *flutter* (uma instabilidade aeroelástica potencialmente destrutiva) e a vibração induzida por chuva e vento (*wind-rain vibration*) em cabos estaiados.

Tráfego Veicular: Em pontes de grande vão, a passagem de veículos pesados impõe cargas móveis que excitam os modos de vibração da estrutura. A ressonância pode ocorrer se a frequência de passagem dos veículos coincidir com uma frequência natural da ponte. Forças de frenagem e aceleração também introduzem cargas dinâmicas impulsivas.

Vibrações Induzidas por Pedestres: Em passarelas e pontes leves, um fenômeno particularmente interessante é a sincronização lateral. Pedestres, inconscientemente, ajustam seu ritmo de caminhada à oscilação da estrutura, e essa ação coletiva e sincronizada pode amplificar drasticamente as vibrações laterais, como observado no caso emblemático da Ponte do Milênio em Londres.

2.2 - Teoria de Controle de Vibrações

O comportamento dinâmico de uma estrutura sob a ação de forças externas pode ser descrito matematicamente pela equação geral do movimento. Para um sistema com múltiplos graus de liberdade (MDOF), a equação matricial é dada por:

$$M \cdot \ddot{u}(t) + C \cdot \dot{u}(t) + K \cdot u(t) = F(t) + F_{damper}(t) \quad (1)$$

Onde M , C e K são, respectivamente, as matrizes de massa, amortecimento inerente e rigidez da estrutura; $\ddot{u}(t)$, $\dot{u}(t)$ e $u(t)$ são os vetores de aceleração, velocidade e deslocamento; $F(t)$ é o vetor de forças externas (vento, tráfego); e $F_{damper}(t)$ representa a força exercida pelo sistema de amortecimento suplementar.

Para simplificar a análise de estruturas complexas, utiliza-se a técnica da análise modal. Este método desacopla o sistema de equações, transformando-o em um conjunto de equações independentes para cada modo de vibração, análogas a um sistema de um único grau de liberdade (SDOF). O objetivo do amortecimento suplementar é, essencialmente, aumentar a capacidade de dissipação de energia do sistema, o que, no modelo matemático, corresponde a aumentar os termos de amortecimento associados aos modos de vibração mais críticos.

Uma mudança fundamental na engenharia estrutural moderna foi a transição de uma análise puramente determinística para uma abordagem estocástica. As cargas reais, como o vento, não são harmônicas ou previsíveis, mas sim processos aleatórios. Portanto, a modelagem precisa requer a representação dessas cargas através de seus espectros de densidade de potência, que descrevem como a energia da excitação se distribui pelas diferentes frequências.

Essa percepção de que as cargas são inherentemente incertas tem implicações profundas no projeto dos sistemas de controle. Não basta otimizar um amortecedor para uma única condição de carga; é necessário projetá-lo para ser robusto, ou seja, para que seu desempenho seja eficaz em uma ampla gama de cenários de carga e possíveis variações nas propriedades da própria estrutura. Esta é a base para as metodologias de otimização robusta que se tornaram centrais na pesquisa e prática atuais.

3 - Análise Comparativa de Tecnologias de Amortecimento Dinâmico

A escolha de um sistema de amortecimento envolve uma análise de compromissos entre desempenho, custo, complexidade e confiabilidade. Cada tecnologia oferece um conjunto distinto de vantagens e desvantagens, refletindo um princípio fundamental da engenharia: não há uma solução única que seja ótima para todos os cenários.

A evolução das tecnologias, de passivas a ativas, ilustra uma busca contínua por maior controle, mas sempre associada a um aumento na complexidade do sistema.

3.1 - Amortecedores Passivos: O Amortecedor de Massa Sintonizada (TMD)

O Amortecedor de Massa Sintonizada (TMD) é a tecnologia de controle de vibração passiva mais clássica e difundida.

Princípio de Funcionamento: O TMD consiste em um sistema secundário composto por uma massa, uma mola e um amortecedor, que é acoplado à estrutura principal. Seus parâmetros são "sintonizados" de modo que sua frequência natural seja muito próxima a uma frequência modal crítica da estrutura que se deseja controlar. Quando a estrutura começa a vibrar nessa frequência, o TMD entra em ressonância. Devido à sua sintonia, seu movimento ocorre com uma defasagem de fase em relação

ao movimento da estrutura. Essa oposição de movimento gera forças inerciais na estrutura que neutralizam a excitação externa, enquanto a energia vibracional é dissipada na forma de calor pelo amortecedor do TMD.

Modelo Matemático: Para um sistema SDOF, a interação estrutura-TMD é descrita por um sistema de duas equações de movimento acopladas:

$$m_s \ddot{u}_s + c_s \dot{u}_s + k_s u_s + c_d (\dot{u}_s - \dot{u}_d) + k_d (u_s - u_d) = F_{ext}(t) \quad (2)$$

$$m_d \ddot{u}_d + c_d (\dot{u}_d - \dot{u}_s) + k_d (u_d - u_s) = 0 \quad (3)$$

onde os subscritos *s* e *d* referem-se à estrutura e ao amortecedor (*damper*), respectivamente.

Estudo de Caso Emblemático, Taipei 101: O exemplo mais icônico de um TMD é o instalado no arranha-céu Taipei 101, em Taiwan. Trata-se de um gigantesco pêndulo de aço de 660 toneladas, suspenso por cabos entre o 87º e o 92º andar. Projetado para suportar ventos de tufão e tremores sísmicos, o dispositivo é capaz de reduzir a oscilação do topo do edifício em até 40%. Sua eficácia foi comprovada de forma espetacular em 2015, durante o Tufão Soudelor, quando o pêndulo oscilou mais de um metro para neutralizar os ventos de mais de 200 km/h, garantindo a estabilidade da torre e o conforto dos ocupantes.

Limitações: A principal desvantagem do TMD passivo é sua sensibilidade à sintonia. Se as propriedades da estrutura (massa ou rigidez) mudarem ao longo do tempo devido ao envelhecimento ou a alterações no uso, sua frequência natural pode se deslocar, dessintonizado o TMD e reduzindo drasticamente sua eficácia. Além disso, para ser eficaz, a massa do TMD precisa ser significativa, tipicamente na ordem de 1% a 2% da massa modal da estrutura, o que impõe cargas concentradas elevadas e ocupa um espaço valioso.



Figura 1 – TMD instalado no Taipei 101.

3.2 - A Evolução com Inerters: O Amortecedor de Massa Sintonizada com Inerter (TMDI)

O Amortecedor de Massa Sintonizada com Inerter (TMDI) representa uma evolução significativa do TMD clássico, incorporando um dispositivo mecânico inovador.

O Conceito do Inerter: O *inerter* é um dispositivo mecânico de dois terminais cuja força resistiva é proporcional à aceleração relativa entre eles. A constante de proporcionalidade, denominada *inertância* (b), tem unidade de massa. Através de mecanismos como cremalheira-pinhão ou sistemas hidráulicos que acionam um volante de inércia, o *inerter* pode gerar uma inertância muito superior à sua massa física real. Esse fenômeno é conhecido como "amplificação de massa".

Modelo Matemático: A inclusão de um *inerter* acoplado entre a massa do amortecedor e a estrutura modifica as equações de movimento, adicionando termos dependentes da aceleração relativa:

$$m_s \ddot{u}_s + c_s \dot{u}_s + k_s u_s + c_d (\dot{u}_s - \dot{u}_d) + k_d (u_s - u_d) + b(\ddot{u}_s - \ddot{u}_d) = F_{ext}(t) \quad (4)$$

$$m_d \ddot{u}_d + c_d (\dot{u}_d - \dot{u}_s) + k_d (u_d - u_s) + b(\ddot{u}_d - \ddot{u}_s) = 0 \quad (5)$$

Vantagens e Desempenho: A principal vantagem do TMDI é a capacidade de alcançar ou superar o desempenho de um TMD tradicional com uma massa física significativamente menor. Isso reduz as cargas impostas à estrutura e o espaço necessário para o dispositivo. Um estudo recente de McEvoy e Fitzgerald (2025) sobre um Amortecedor de Massa Sintonizada com Inerter Fluido (TMDFI) demonstrou reduções na aceleração de pico de até 64% em comparação com a estrutura não controlada, superando consistentemente o TMD clássico em cenários de vento turbulento e incertezas nos parâmetros. Além disso, o TMDI tende a ser mais robusto a erros de sintonia e pode exigir um curso (*stroke*) menor para a massa do amortecedor.

3.3 - Sistemas Adaptativos: Amortecedores Magnetorreológicos (MR) Semi-Ativos

Os amortecedores semi-ativos representam um meio-termo inteligente entre a simplicidade dos sistemas passivos e a alta performance dos sistemas ativos.

Princípio de Funcionamento: A tecnologia central é o fluido magnetorreológico (MR), uma suspensão de partículas ferromagnéticas micrométricas em um óleo base. Na ausência de um campo magnético, o fluido comporta-se como um líquido convencional. Quando um campo magnético é aplicado por uma bobina eletromagnética integrada ao pistão do amortecedor, as partículas se alinham, transformando o fluido em um estado semi-sólido em milissegundos. Essa mudança de fase reversível

altera drasticamente a viscosidade do fluido e, consequentemente, a força de amortecimento do dispositivo.

Modo de Operação Semi-Ativo: Um sistema de controle semi-ativo utiliza sensores para monitorar o estado da estrutura (deslocamentos, velocidades) e, com base em um algoritmo de controle, ajusta a corrente elétrica na bobina do amortecedor MR em tempo real. Diferentemente de um sistema ativo, ele não pode introduzir energia no sistema (ou seja, não pode "empurrar" a estrutura), mas pode modular a quantidade de energia que é dissipada a cada instante. Isso confere ao sistema uma capacidade de adaptação a diferentes tipos e intensidades de excitação, com um consumo de energia muito baixo e alta confiabilidade, pois, em caso de falha de energia, o dispositivo simplesmente opera como um amortecedor passivo.

Aplicações em Pontes: Os amortecedores MR são particularmente promissores para o controle de vibrações em cabos de pontes estaiadas, que são suscetíveis a oscilações induzidas por vento e chuva. A pesquisa na área avança para a integração com algoritmos de controle inteligentes. Um estudo de Li et al. (2025) propõe o uso de uma rede neural do tipo *Long Short-Term Memory* (LSTM) para prever a resposta vibratória do cabo e otimizar o controle do amortecedor MR, representando a fronteira da aplicação de inteligência artificial no controle estrutural.

3.4 - Sistemas de Alto Desempenho: O Controle Ativo (ATMD)

Os Amortecedores de Massa Sintonizada Ativos (ATMD) representam o ápice do desempenho em controle de vibrações, utilizando força externa para suprimirativamente as oscilações.

Princípio de Funcionamento: Um ATMD é conceitualmente similar a um TMD, mas com a adição de um atuador (geralmente hidráulico ou eletromecânico) que aplica uma força controlada à massa do amortecedor.

Um sistema de controle em tempo real, composto por sensores, processadores e um algoritmo, mede a resposta da estrutura e comanda o atuador a gerar uma força que se opõe diretamente ao movimento estrutural, cancelando-o de forma muito mais eficaz do que um sistema passivo.

Desempenho Superior: Por serem capazes de introduzir energia no sistema, os ATMDs oferecem o mais alto nível de redução de vibrações. Eles não dependem de sintonia fina e podem se adaptar a mudanças nas propriedades da estrutura ou a diferentes tipos de excitação (vento, sismo), sendo eficazes em uma ampla faixa de frequências.

Estudo de Caso, Arranha-céu de 600 m: O desempenho de um ATMD foi investigado em um arranha-céu de 600 metros, equipado com o maior sistema do tipo no mundo. Medições de campo realizadas durante a passagem de um super tufão demonstraram que o sistema foi capaz de aumentar a

taxa de amortecimento da estrutura em até 11 vezes nos modos fundamentais de vibração, suprimindo efetivamente as oscilações induzidas pelo vento (ZHOU; ZHANG; LI, 2021).



Figura 2 – Edifício Goldin Finance 117 em Tiajin de 600m

Desafios: O desempenho superior dos ATMDs vem acompanhado de desafios significativos: alto custo de instalação e operação, consumo considerável de energia (exigindo fontes de alimentação redundantes e de emergência) e maior complexidade, o que introduz mais pontos potenciais de falha no sistema de controle.

O mesmo estudo no arranha-céu de 600 m notou que, paradoxalmente, a eficácia do controle parecia diminuir ligeiramente em amplitudes de vibração muito elevadas, sugerindo a existência de não-linearidades ou limites de atuação que precisam ser considerados no projeto.

3.5 - Tabela Comparativa de Tecnologias

A Tabela 1 sintetiza e compara as características, vantagens e limitações das tecnologias de amortecimento discutidas, oferecendo um panorama claro para a seleção e o projeto de sistemas de controle de vibração.

Tabela 1 – Análise Comparativa das Tecnologias de Amortecimento Dinâmico.

Tecnologia / Tipo	Modo de Ação	Vantagens Principais	Limitações e Desafios de Viabilidade	Exemplos Notáveis
TMD Passivo	Massa auxiliar sintonizada que oscila em oposição de fase com a estrutura, dissipando energia através de um amortecedor viscoso ou friccional.	Simplicidade conceitual, alta confiabilidade, ausência de consumo de energia, custo relativamente baixo.	Requer massa elevada, ocupa espaço significativo, sensível a erros de sintonia (perda de eficácia se a frequência da estrutura mudar).	Taipei 101 (Taiwan); John Hancock Tower (Boston, EUA).
TMDI (com Inerter)	Similar ao TMD, mas incorpora um <i>inertor</i> que gera uma força proporcional à aceleração relativa, criando um efeito de "amplificação de massa".	Maior eficácia com menor massa física, menor curso (<i>stroke</i>) necessário, maior robustez a erros de sintonia.	Maior complexidade mecânica, custo superior ao TMD passivo, as forças geradas pelo <i>inertor</i> devem ser acomodadas pela estrutura.	Aplicações em pesquisa e projetos de ponta; estudos de TMDFI para arranha-céus.
Amortecedor MR (Semi-Ativo)	Utiliza um fluido magnetorreológico cuja viscosidade é controlada em tempo real por um campo magnético, ajustando a força de amortecimento.	Adaptabilidade a diferentes condições de carga, baixo consumo de energia, alta confiabilidade (operação passiva em caso de falha), bom equilíbrio entre desempenho e custo.	Complexidade do sistema de controle e sensores, possível atraso na resposta do controle, custo de manutenção e monitoramento contínuo.	Controle de cabos em pontes estaiadas (ex: Ponte Dongting, China); suspensões automotivas.
ATMD (Ativo)	Utiliza atuadores para aplicar uma força externa controlada à massa do amortecedor, opondo-se ativamente ao movimento da estrutura.	Máximo desempenho na redução de vibrações, adaptabilidade total a mudanças na estrutura e na excitação, eficaz em ampla faixa de frequências.	Alto custo de instalação e operação, consumo significativo de energia (requer backup), alta complexidade do sistema de controle, risco de falha.	Arranha-céu de 600 m (China); Citigroup Center (Nova Iorque, EUA).

4 - Metodologias Avançadas de Análise de Projeto Robusto

O projeto eficaz de um sistema de amortecimento em estruturas de grande porte depende de uma caracterização precisa tanto da estrutura quanto das cargas dinâmicas. As metodologias modernas combinam simulação numérica avançada com ensaios físicos e abordagens de otimização que consideram as incertezas inerentes ao problema.

4.1 - Modelagem Numérica e Simulação Experimental

A determinação das cargas de vento em um arranha-céu é um processo complexo que não pode ser resolvido apenas com formulações analíticas. Por isso, uma abordagem híbrida é frequentemente empregada:

Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD): Simulações numéricas são usadas para modelar o escoamento do ar ao redor da geometria complexa do edifício. O CFD pode prever padrões de pressão e o fenômeno de desprendimento de vórtices, fornecendo uma primeira estimativa das forças aerodinâmicas.

Ensaios em Túnel de Vento: Modelos em escala reduzida da estrutura e de seu entorno são construídos e testados em túneis de vento. Sensores de pressão e balanças de força medem diretamente as cargas e a resposta dinâmica do modelo sob diferentes velocidades e direções de vento. Esses dados experimentais são essenciais para calibrar e validar os modelos de CFD e fornecer os dados de carga mais confiáveis para o projeto estrutural e do sistema de amortecimento.

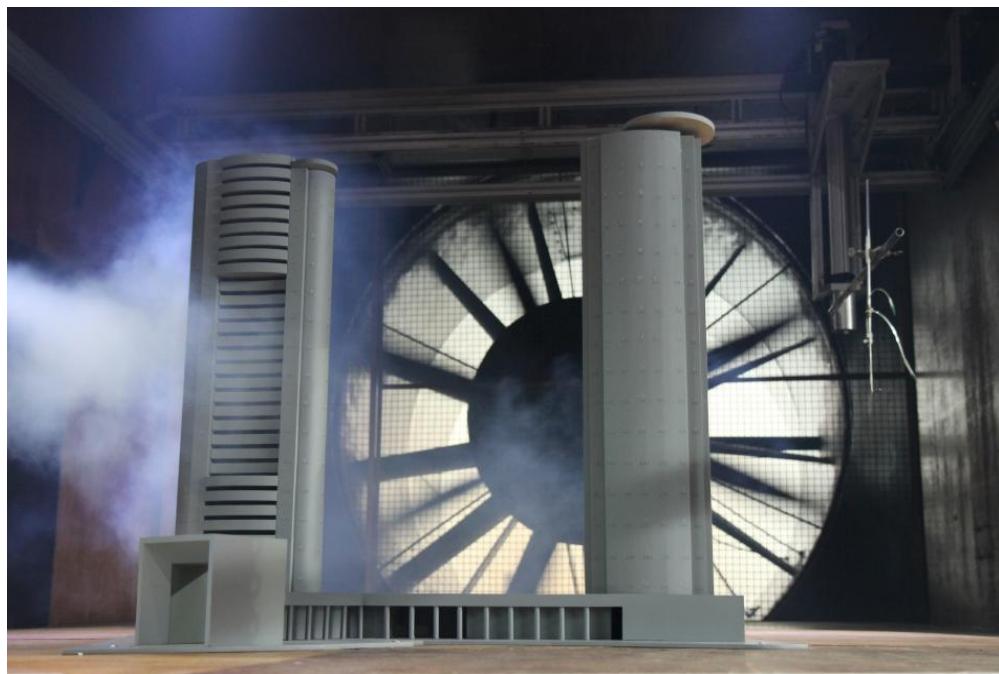


Figura 3 – Ensaio em túnel de vento de arranha-céu.

Da mesma forma, os próprios dispositivos de amortecimento, como os amortecedores MR, são submetidos a extensos testes de laboratório para caracterizar seu comportamento sob diferentes frequências, amplitudes e condições de controle, gerando os dados necessários para a modelagem precisa de seu comportamento não-linear.

4.2 - Otimização e Projeto Robusto

Um dos maiores avanços na área é o reconhecimento de que tanto as propriedades da estrutura (rigidez, massa, amortecimento inerente) quanto as características da carga (intensidade e espectro do vento) são variáveis com um grau de incerteza. Um projeto ótimo determinístico, que funciona perfeitamente para um único conjunto de parâmetros, pode ter um desempenho medíocre se esses parâmetros variarem na realidade.

Para superar essa limitação, foram desenvolvidas metodologias de Otimização Robusta. O objetivo não é apenas minimizar a vibração para um caso de projeto nominal, mas encontrar um conjunto de parâmetros para o amortecedor que forneça um bom desempenho em uma ampla gama de possíveis variações. Como destacado em pesquisas realizadas na Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), essa abordagem torna o desempenho do dispositivo insensível (ou *robusto*) à aleatoriedade das variáveis de entrada (ROSSATO; MIGUEL, 2023).

A implementação de otimizações robustas geralmente requer o uso de algoritmos meta-heurísticos, como algoritmos genéticos ou otimização por enxame de partículas (*Particle Swarm Optimization* - PSO). Esses algoritmos são capazes de explorar um vasto espaço de soluções para encontrar projetos que satisfaçam múltiplos objetivos, como minimizar a aceleração no topo, minimizar o custo do amortecedor e maximizar a robustez do sistema. Outra estratégia para aumentar a robustez e a eficácia é o uso de Múltiplos Amortecedores de Massa Sintonizada (MTMDs), que consistem em vários amortecedores menores, distribuídos ao longo da altura do edifício e sintonizados para diferentes modos de vibração. Esta abordagem pode ser mais eficaz no controle de múltiplos modos e menos sensível a erros de sintonia do que um único TMD de grande massa.

5 - Critérios de Desempenho, Normatização e Desafios de Implementação

5.1 - Métricas de Avaliação e Normas Técnicas

Para avaliar a eficácia de um sistema de amortecimento e garantir que os objetivos de projeto sejam atendidos, são utilizadas métricas de desempenho quantificáveis, muitas das quais são regulamentadas por normas técnicas nacionais e internacionais:

Conforto Humano: O principal critério é a aceleração sentida pelos ocupantes. Normas como a ISO 10137 estabelecem curvas de aceitabilidade para a aceleração (de pico ou RMS - *Root Mean Square*) em função da frequência da vibração e do tipo de ocupação do ambiente (escritório, residência).

Integridade Estrutural: O deslocamento máximo no topo do edifício (deriva) é um indicador chave. Limites são impostos para prevenir danos a elementos não estruturais (como a quebra de vidros de fachada) e para garantir a estabilidade global.

Vida à Fadiga: A redução no número e na amplitude dos ciclos de tensão é crucial para garantir a durabilidade das conexões estruturais. A análise de fadiga avalia o dano acumulado ao longo da vida útil da estrutura.

5.2 - Desafios Técnicos e Operacionais

A transição da teoria para a prática de implementação de sistemas de amortecimento em megaestruturas apresenta desafios de engenharia significativos:

Curso do Amortecedor (*Stroke*): A massa de um TMD ou ATMD precisa de espaço físico para se mover. Em eventos extremos, esse deslocamento pode ser da ordem de metros. O projeto arquitetônico deve acomodar esse espaço, e batentes de segurança (*stoppers*) são necessários para limitar o movimento e evitar colisões.

Manutenção e Durabilidade: Dispositivos mecânicos, especialmente aqueles com componentes hidráulicos (ATMD), fluidos especiais (MR) ou partes móveis, exigem um plano de inspeção e manutenção rigoroso para garantir sua funcionalidade e confiabilidade ao longo de décadas.

Custo-Benefício: O custo de instalação de sistemas avançados pode ser substancial. Uma análise de custo do ciclo de vida é necessária para justificar o investimento, comparando o custo inicial com os benefícios a longo prazo, como a redução dos custos de reparo e a valorização do imóvel devido ao maior conforto.

Integração Estrutural e Arquitetônica: A instalação de uma massa de centenas de toneladas no topo de um edifício requer um reforço estrutural significativo para transferir com segurança as cargas para as colunas e fundações. Além disso, o espaço ocupado pelo dispositivo pode interferir com o uso pretendido dos andares mais nobres do edifício.

6 - Conclusão e Perspectivas Futuras

6.1 - Síntese da Evolução e Eficácia

A jornada do controle de vibrações em estruturas civis demonstra uma notável evolução, impulsionada pela necessidade de garantir a segurança e a funcionalidade de projetos arquitetônicos cada vez mais audaciosos.

Partindo do conceito passivo e robusto do Amortecedor de Massa Sintonizada (TMD), a tecnologia progrediu para soluções mais eficientes e compactas, como o TMDI, que utiliza o princípio da amplificação de massa do *inertor*. A busca por adaptabilidade levou ao desenvolvimento de sistemas semi-ativos baseados em fluidos inteligentes, como os amortecedores MR, que oferecem um controle ajustável com baixo consumo de energia. No topo do espectro de desempenho, os sistemas ativos

(ATMD) proporcionam a máxima supressão de vibrações, embora a um custo e complexidade mais elevados.

Fica claro que não existe uma solução universalmente "melhor". A escolha da tecnologia de amortecimento é um exercício de otimização multiobjetivo, onde o engenheiro deve equilibrar desempenho, custo, confiabilidade e requisitos de manutenção, de acordo com as especificidades de cada projeto. O que é inegável é que esse crescente arsenal de tecnologias de controle transformou o amortecimento suplementar de uma medida corretiva para um componente de projeto essencial e habilitador.

6.2 - O Futuro do Controle de Vibrações

As pesquisas atuais apontam para um futuro no qual os sistemas de controle de vibração serão ainda mais inteligentes, integrados e eficientes. As principais tendências emergentes incluem:

Controle Inteligente e Preditivo: A aplicação de algoritmos de inteligência artificial e aprendizado de máquina, como redes neurais (a exemplo do uso de LSTM para controle de cabos de pontes), permitirá que os sistemas de controle não apenas reajam, mas antecipem a resposta da estrutura às excitações, otimizando a ação de controle de forma preditiva.

Materiais Inteligentes e Multifuncionais: O desenvolvimento de novos materiais com propriedades de amortecimento intrínsecas aprimoradas e a criação de dispositivos que cumprem múltiplas funções — como amortecimento de vibrações e colheita de energia (*energy harvesting*) — são áreas de intensa pesquisa. A energia cinética dissipada pelo amortecedor poderia ser convertida em energia elétrica para alimentar os próprios sensores do sistema de monitoramento.

Otimização Robusta e Confiabilidade: A abordagem de projeto continuará a evoluir para considerar explicitamente as incertezas, utilizando métodos probabilísticos e de otimização robusta para garantir a confiabilidade do sistema ao longo de toda a sua vida útil, mesmo sob condições imprevistas.

Integração Holística do Projeto: A tendência mais promissora é a integração do controle de vibrações desde as fases conceituais do projeto. Em vez de adicionar um amortecedor a uma forma arquitetônica já definida, os engenheiros e arquitetos trabalharão juntos para otimizar a forma aerodinâmica do edifício, a fim de minimizar as cargas de vento, e projetar o sistema de amortecimento como parte integrante da concepção estrutural, criando soluções sinérgicas e mais eficientes.

Em suma, o futuro do controle de vibrações reside na transição de sistemas passivos e reativos para soluções proativas, adaptativas e inteligentes, que garantirão que as próximas gerações de arranha-céus e pontes não sejam apenas mais altas e mais longas, mas também mais seguras, confortáveis e resilientes.

7 – Referências Bibliográficas

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6023: Informação e documentação — Referências — Elaboração. Rio de Janeiro, 2018.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 10520: Informação e documentação — Citações em documentos — Apresentação. Rio de Janeiro, 2023.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 14724: Informação e documentação — Trabalhos acadêmicos — Apresentação. Rio de Janeiro, 2011.
- LI, Z.; XIANG, X.; WU, T. Long short-term memory-enhanced semi-active control of cable vibrations with a magnetorheological damper. *Frontiers of Structural and Civil Engineering*, v. 19, n. 2, p. 163-179, fev. 2025.
- MCEVOY, C.; FITZGERALD, B. Structural Reliability of Tall Buildings Under Wind Loads with Tuned Mass Damper Fluid Inerters. *Buildings*, v. 15, n. 10, p. 1736, 2025. DOI: 10.3390/buildings15101736.
- ROSSATO, B. B.; MIGUEL, L. F. F. Robust optimum design of tuned mass dampers for high-rise buildings subject to wind-induced vibration. *Numerical Algebra, Control and Optimization*, v. 13, n. 1, p. 154-168, 2023. DOI: 10.3934/naco.2021060.
- ZHOU, K.; ZHANG, J.-W.; LI, Q. S. Control performance of active tuned mass damper for mitigating wind-induced vibrations of a 600-m-tall skyscraper. *Journal of Building Engineering*, v. 45, p. 103646, jan. 2022. DOI: 10.1016/j.jobe.2021.103646.

Análise de Tensões em Pás de Turbinas Aeronáuticas: Verificação de Esforços Devido à Rotação e Variações Térmicas

Heitor De La Cruz Lui
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
heitor.lui@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta uma análise detalhada dos esforços mecânicos atuantes em pás de turbinas aeronáuticas, com foco nas tensões induzidas pela rotação em alta velocidade e pelas severas variações térmicas presentes no ambiente de operação. A metodologia fundamenta-se nos princípios da Resistência dos Materiais, abordando a modelagem analítica das tensões centrífugas e térmicas, bem como a sua superposição para determinação do estado de tensão resultante. São discutidos os critérios de falha aplicáveis a materiais metálicos e compósitos de alta performance, como as superligas de níquel. O objetivo é fornecer uma visão clara e aplicada dos conceitos teóricos, demonstrando sua relevância para o projeto de componentes críticos em sistemas de propulsão aeronáutica, área de grande interesse para engenheiros de controle e automação envolvidos com sistemas mecânicos de alta confiabilidade.

Palavras-chave

Análise de Tensões, Pás de Turbina, Tensão Centrífuga, Tensão Térmica, Resistência dos Materiais, Turbinas Aeronáuticas, Superligas de Níquel.

Abstract

This paper presents a detailed analysis of the mechanical stresses acting on aeronautical turbine blades, focusing on the stresses induced by high-speed rotation and the severe thermal variations present in the operating environment. The methodology is based on the principles of Strength of Materials, addressing the analytical modeling of centrifugal and thermal stresses, as well as their superposition to determine the resulting stress state. The failure criteria applicable to high-performance metallic and composite materials, such as nickel superalloys, are discussed. The objective is to provide a clear and applied view of the theoretical concepts, demonstrating their relevance for the design of critical components in aeronautical propulsion systems, an area of great interest for control and automation engineers involved with high-reliability mechanical systems.

Keywords

Stress Analysis, Turbine Blades, Centrifugal Stress, Thermal Stress, Strength of Materials, Aeronautical Turbines, Nickel Superalloys.

1 - Introdução

As turbinas aeronáuticas representam um dos sistemas de propulsão mais complexos e criticamente exigidos da engenharia moderna. No coração dessas máquinas, encontram-se os rotores de alta pressão, compostos por discos nos quais são fixadas as pás. Essas pás são componentes fundamentais, responsáveis por extrair energia dos gases de combustão em alta temperatura e pressão, convertendo-a em trabalho mecânico para acionar o compressor e o fan, ou em energia cinética para produção de empuxo. Durante a operação, as pás de turbina estão sujeitas a condições ambientais extremamente severas. Dois fatores principais contribuem para o estado de tensão nestes componentes: as forças de inércia devido à rotação em altíssima velocidade (que podem exceder 10.000 RPM) e os gradientes térmicos resultantes da exposição direta aos gases de combustão, que podem alcançar temperaturas superiores ao ponto de fusão do material da pá, exigindo sofisticados sistemas de resfriamento interno.



Figura 1 – Danos por Fadiga em Componente de Turbina.

A importância deste estudo reside no fato de que falhas em pás de turbina podem levar a consequências catastróficas, incluindo a perda total do motor e risco à aeronave. Para um engenheiro de controle e automação, compreender o comportamento mecânico desses componentes é essencial para o projeto de sistemas de controle e monitoramento de integridade estrutural (Health Monitoring) para motores, que dependem intimamente do conhecimento dos esforços atuantes. Este artigo visa, portanto,

aplicar os fundamentos da Resistência dos Materiais para analisar quantitativamente as tensões resultantes da combinação dos carregamentos mecânicos e térmicos em uma pá de turbina aeronáutica. Será apresentada uma metodologia analítica detalhada, complementada por uma aplicação numérica abrangente, discutindo-se os resultados à luz dos critérios de segurança estruturais aplicáveis.

2 - Revisão Bibliográfica

2.1 - Materiais para Pás de Turbina

O desenvolvimento de materiais para pás de turbina acompanhou a evolução da tecnologia aeronáutica. Inicialmente, utilizavam-se aços inoxidáveis, mas com o aumento das temperaturas de operação, as superligas de níquel tornaram-se padrão na indústria. Segundo Boyer (2004), as superligas de níquel, como as séries Inconel e Waspaloy, oferecem excelente resistência mecânica em altas temperaturas, boa resistência à oxidação e à corrosão sob tensão. Mais recentemente, as ligas de titânio têm sido utilizadas em estágios de baixa temperatura, enquanto os compósitos de matriz cerâmica (CMCs) emergem como alternativa para estágios de alta temperatura, permitindo operação a temperaturas ainda mais elevadas com menor necessidade de resfriamento (Matthews, 2006).

2.2 - Análise de Tensões em Componentes Rotativos

A análise de tensões em componentes rotativos remonta aos trabalhos fundamentais de Timoshenko (1955) sobre vibrações em sistemas mecânicos. Para pás de turbina, a abordagem clássica considera a pá como uma viga em balanço sujeita a carregamento centrífugo distribuído. Megson (2016) apresenta formulações detalhadas para o cálculo de tensões em pás de perfil variável, considerando efeitos de concentração de tensões na raiz. A importância dos efeitos dinâmicos, como vibrações induzidas pelo fluxo (flutter), também é destacada na literatura especializada, sendo estes aspectos críticos para o projeto de pás seguras e confiáveis.

2.3 - Tensões Térmicas em Estruturas Aeronáuticas

As tensões térmicas em estruturas aeronáuticas foram extensivamente estudadas devido à sua relevância em aplicações hipersônicas e em motores a jato. Ugural (2008) fornece as bases teóricas para o cálculo de tensões térmicas em placas e cascas, enquanto manuais especializados como o "Jet Engine" da Rolls-Royce (2005) apresentam aplicações práticas específicas para componentes de turbinas. A complexidade da análise térmica em pás de turbina aumenta consideravelmente quando se consideram os sistemas internos de resfriamento, que criam gradientes térmicos tridimensionais complexos.

3 - Fundamentação Teórica

3.1 - Mecânica dos Sólidos Deformáveis

A análise de tensões em pás de turbina fundamenta-se na teoria da elasticidade linear, que assume:

Material homogêneo, isotrópico e de comportamento linear elástico

Pequenas deformações e deslocamentos

Validade da Lei de Hooke generalizada

O tensor de tensões para um ponto material é dado por:

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Para a análise simplificada de pás, frequentemente consideramos um estado plano de tensões.

3.2 - Tensões devido à Rotação (Tensões Centrífugas)

Quando um corpo gira em torno de um eixo fixo, cada partícula do material experimenta uma aceleração centrípeta dirigida para o centro de rotação. Em um componente rotativo, como uma pá de turbina, essa força de inércia distribui-se por todo o volume do material, gerando tensões internas conhecidas como tensões centrífugas. Para uma barra rotativa de área de seção transversal A e massa específica ρ , girando com velocidade angular ω em torno de uma extremidade fixa, a força centrífuga em um elemento de comprimento dr localizado a uma distância r do centro de rotação é dada por:

$$dFc = (\rho Adr)\omega^2 r \quad (2)$$

A tensão $\sigma_c(r)$ em uma seção transversal localizada à distância r da raiz é obtida considerando o equilíbrio de forças. A força resultante centrífuga atuando na parte da barra de r até a ponta (R) deve ser equilibrada pela força interna na seção em r :

$$\sigma_c(r)A = \int_r^R \rho A \omega^2 r' dr' \quad (3)$$

Assumindo área A constante para simplificação, a integração resulta em:

$$\sigma_c(r) = 2\rho\omega^2(R^2 - r^2) \quad (4)$$

Observa-se que a tensão centrífuga é máxima na raiz da pá ($r = 0$) e zero na ponta ($r = R$):

$$\sigma_{c,max} = 2\rho\omega^2R^2 \quad (5)$$

Esta equação evidencia a dependência crítica da tensão com o quadrado da velocidade angular (ω^2) e com o quadrado do raio (R^2), explicando por que limites de rotação são tão rigorosos em turbinas.

3.3 - Tensões devido a Gradientes Térmicos

Quando um componente está sujeito a uma distribuição não uniforme de temperatura, diferentes partes do material tentam expandir-se ou contrair-se de maneira diferente. Se o componente estiver livre para se deformar, não surgirão tensões. No entanto, se os gradientes de temperatura induzirem deformações que são geometricamente restrinvidas (restrições externas ou mesmo a própria compatibilidade interna do material), surgem as chamadas tensões térmicas.

A deformação térmica livre em um material isotrópico, para uma variação de temperatura ΔT , é dada por:

$$\epsilon_{th} = \alpha\Delta T \quad (6)$$

onde α é o coeficiente de expansão térmica do material. Se esta deformação for totalmente impedida, uma tensão térmica se desenvolverá. Pela Lei de Hooke uniaxial:

$$\sigma_{th} = E\epsilon_{th} = E\alpha\Delta T \quad (7)$$

onde E é o módulo de elasticidade (Young) do material. Em cenários mais complexos, como um gradiente de temperatura ao longo do perfil de uma pá ($\Delta T(y)$, onde y é a coordenada ao longo da espessura), a análise torna-se mais elaborada. A diferença de temperatura entre o bordo de ataque (mais quente) e o bordo de fuga (mais frio) gera um momento fletor térmico.

4 - Metodologia para Análise de Tensões em uma Pá de Turbina

4.1 -Definição do Problema e Hipóteses Simplificadoras

Considere uma pá de turbina com as seguintes características geométricas e operacionais, baseadas em valores típicos da literatura:

Geometria da Pá: Modelada como uma viga em balanço de seção transversal constante (área A), comprimento L (raio efetivo) e massa específica ρ .

Material: Superliga de níquel (ex: Inconel 718). Suas propriedades são listadas na Tabela 1.

Condições Operacionais: Velocidade angular ω constante. Perfil de temperatura assumido como linear ao longo da espessura da pá, com o bordo de ataque ($y = +t/2$) a uma temperatura TBA e o bordo de fuga ($y = -t/2$) a TBF, sendo $TBA > TBF$.

Hipóteses adotadas para simplificação do modelo:

Comportamento do material: linear elástico, isotrópico e homogêneo.

Pequenas deformações e deslocamentos.

A área da seção transversal da pá é constante ao longo do comprimento.

As tensões de flexão devidas ao escoamento do fluido são desprezadas nesta análise inicial.

O acoplamento termo-mecânico (variação das propriedades do material com a temperatura) não é considerado em primeira aproximação.

Tabela 1: Propriedades do Material (Superliga de Níquel - Inconel 718 aproximado).

Propriedade	Valor a 20°C	Valor a 800°C
Massa Específica, ρ	8190 kg/m ³	8190 kg/m ³
Módulo de Elasticidade, E	200 GPa	150 GPa
Coeficiente de Poisson, ν	0,29	0,31
Coeficiente de Expansão Térmica, α	$13 \times 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$	$15 \times 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
Limite de Escoamento ($\epsilon = 0.2\%$), σ_{sys}	1100 MPa	700 MPa
Limite de Ruptura, σ_{uts}	1350 MPa	900 MPa
Temperatura Máxima de Operação Contínua	650°C	

4.2 - Modelagem Geométrica da Pá

A pá é modelada como uma viga de seção retangular constante, com comprimento $L = 0,15\text{ m}$, largura $b = 0,032\text{ m}$ e espessura $t = 0,025\text{ m}$.

A área da seção transversal é:

$$A = b \times t = 0,032 \times 0,025 = 8,0 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

O momento de inércia em relação ao eixo horizontal (flexão no plano do perfil) é:

$$I = \frac{bt^3}{12} = \frac{0,0032 \times (0,025)^3}{12} = 4,17 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

4.3 - Cálculo das Tensões Centrífugas

Utilizando a Eq. (4) e os parâmetros da Tabela 2, a tensão centrífuga ao longo do comprimento da pá é calculada. A tensão máxima ocorre na raiz ($r = 0$).

$$\sigma_{c,max} = \frac{\rho\omega^2 L^2}{2} \quad (8)$$

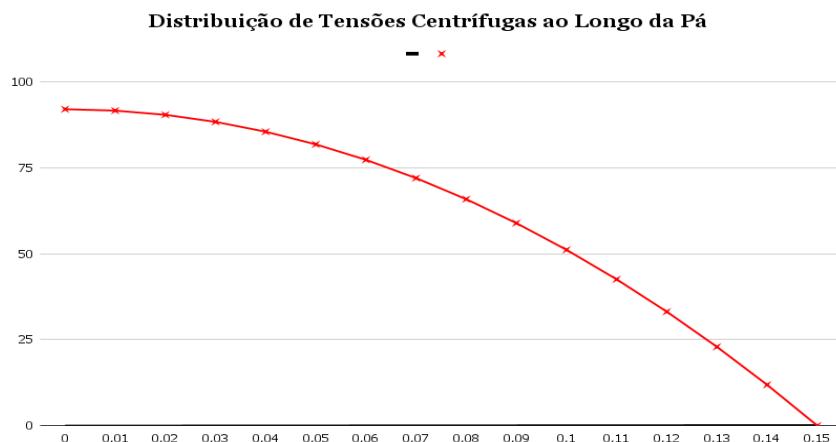


Figura 2 – Distribuição de Tensões Centrífugas ao Longo da Pá.

A distribuição de tensões ao longo do comprimento da pá segue uma parábola, conforme ilustrado na Figura 2.

4.4 - Cálculo das Tensões Térmicas

Assume-se um gradiente linear de temperatura na direção da espessura (y):

$$T(y) = T_{mdio} + (\Delta T/t)_y \quad (9)$$

onde $T_{mdio} = (TBA + TBF)/2$ and $\Delta T = TBA - TBF$. A pá está livre na ponta, mas a fixação na raiz e a própria geometria impedem a livre expansão, gerando tensões. Utilizando a formulação para viga, a expressão se simplifica. A tensão térmica máxima devido ao gradiente ocorre nos bordos ($y = \pm t/2$) e é aproximadamente:

$$\sigma_{th,max} \approx \frac{E\alpha\Delta T}{2(1-\nu)} \quad (10)$$

Esta é uma tensão de flexão térmica. Além disso, se houver uma diferença de temperatura média entre a pá e o disco (restrição axial), uma tensão térmica axial adicional surgirá. Para este modelo, focaremos no gradiente transversal.

4.5 - Combinação de Tensões e Critério de Falha

A tensão total máxima na raiz, no bordo de ataque (ponto mais quente e tracionado pela flexão térmica), será:

$$\sigma_{total,max} = \sigma_{c,max} + \sigma_{th,max} \quad (11)$$

Para verificar a integridade, utiliza-se o critério de von Mises. Para o estado uniaxial de tensões predominante (tensão axial ao longo da pá é dominante), o critério se reduz a:

$$\sigma_{total,max} \leq N\sigma_{ys} \quad (12)$$

onde σ_{ys} é o limite de escoamento do material na temperatura de operação e $N > 1$ é um fator de segurança.

5 - Aplicação Numérica e Resultados

5.1 - Parâmetros de Cálculo

Os cálculos foram realizados com base nos parâmetros listados na Tabela 2.

Tabela 2: Parâmetros Geométricos e Operacionais da Pá.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Comprimento da Pá	L	0,15 m
Largura da Seção	b	0,032 m
Espessura da Seção	t	0,025 m
Área da Seção Transversal	A	$8,0 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Massa Específica	ρ	8190 kg/m ³
Velocidade Angular	ω	1000 rad/s (~9550 RPM)
Frequência Rotacional	N	9550 RPM
Temperatura no Bordo de Ataque	TBA	900°C
Temperatura no Bordo de Fuga	TBF	700°C
Gradiente de Temperatura	ΔT	200°C
Temperatura Média	Tmdio	800°C
Fator de Segurança	N	1,5

5.2 - Resultados Detalhados

5.2.1 - Cálculo das Tensões Centrífugas

A tensão centrífuga máxima na raiz é calculada como:

$$\sigma_{c,max} = \frac{\rho \omega^2 L^2}{2} = \frac{8190 \times (1000)^2 \times (0,15)^2}{2} = 92,14 \text{ MPa}$$

A distribuição ao longo do comprimento segue a equação:

$$\sigma_c(r) = 92,14 \times \left(1 - \frac{r^2}{0,15^2}\right) MPa$$

5.2.2 - Cálculo das Tensões Térmicas

Utilizando as propriedades do material a 800°C:

$$\sigma_{th, max} \approx \frac{E\alpha\Delta T}{2(1-\nu)} = \frac{150 \times 10^9 \times 15 \times 10^{-6} \times 200}{2(1 - 0,31)} = 326,09 MPa$$

5.2.3 - Tensão Total Máxima

$$\sigma_{total, max} = 92,14 + 326,09 = 418,23 MPa$$

5.2.4 - Análise de Segurança

O limite de escoamento do Inconel 718 a 800°C é aproximadamente 700 MPa. Com fator de segurança = 1,5:

$$\sigma_{adm} = N\sigma_{sys} = 1,5700 = 466,67 MPa$$

Comparação:

$$\sigma_{total, max} = 418,23 MPa$$

$$\sigma_{adm} = 466,67 MPa$$

$$Margem\ de\ segurança = \left(\frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{total, max}}\right) - 1 = \left(\frac{466,67}{418,23}\right) - 1 = 0,116 = 11,6\%$$

5.3 - Análise de Sensibilidade

5.3.1 - Variação com a Velocidade Angular

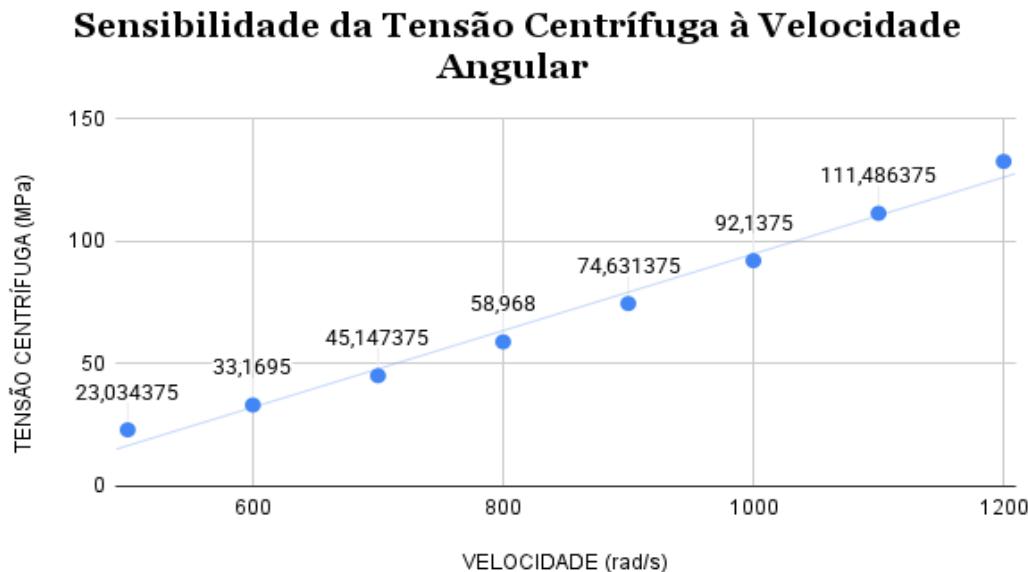


Figura 2 – Sensibilidade da Tensão Centrífuga à Velocidade Angular.

A Figura 3 mostra como a tensão centrífuga varia com a velocidade angular. Observa-se que a tensão aumenta quadraticamente com a velocidade, conforme esperado da equação fundamental $\sigma_c \propto \omega^2$.

5.3.2 - Variação com o Gradiente Térmico

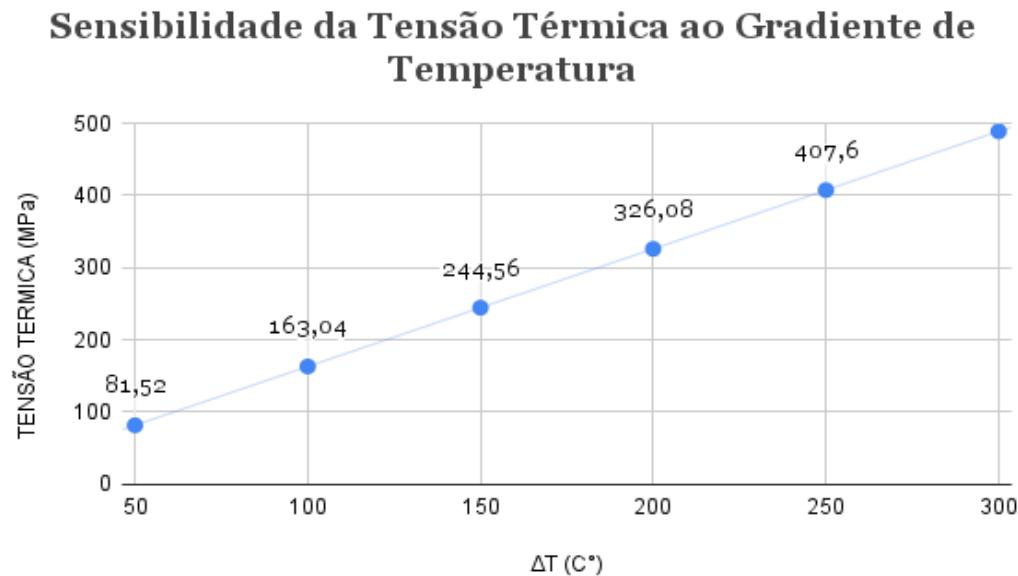


Figura 3 – Sensibilidade da Tensão Térmica ao Gradiente de Temperatura.

A Figura 3 mostra a variação linear da tensão térmica com o gradiente de temperatura. Esta relação linear é consistente com a equação $\sigma_{th} \propto \Delta T$, destacando a sensibilidade crítica das tensões térmicas às variações de temperatura na pá.

5.4 - Análise Comparativa das Tensões

Para melhor visualização da contribuição relativa de cada tipo de tensão, a Tabela 3 apresenta uma análise comparativa:

Tabela 3: Análise Comparativa das Tensões na Pá de Turbina

Tipo de Tensão	Valor (MPa)	Percentual (%)	Característica
Tensão Centrífuga	92,14	22,0%	Quadrática com ω
Tensão Térmica	326,09	78,0%	Linear com ΔT
Tensão Total	418,23	100,0%	Combinação

A análise revela que as tensões térmicas representam aproximadamente 78% da tensão total, destacando sua dominância nas condições operacionais analisadas. Esta predominância é característica de estágios de alta temperatura em turbinas modernas.

5.5 - Discussão dos Resultados Gráficos

Os gráficos apresentados fornecem insights importantes sobre o comportamento estrutural da pá:

Distribuição de Tensões Centrífugas: A distribuição parabólica evidencia que a tensão é máxima na raiz ($r = 0$) e decresce quadraticamente em direção à ponta da pá.

Sensibilidade à Velocidade Angular: A curva quadrática confirma a relação $\sigma_c \propto \omega^2$, explicando por que pequenos aumentos na velocidade rotacional resultam em significativos incrementos nas tensões centrífugas.

Sensibilidade ao Gradiente Térmico: A linearidade observada corrobora a dependência direta $\sigma_{th} \propto \Delta T$, enfatizando a importância dos sistemas de resfriamento para controle das tensões térmicas.

6 - Discussão dos Resultados

Os resultados obtidos revelam aspectos importantes do comportamento estrutural de pás de turbina sob condições operacionais típicas. A análise mostrou que:

As tensões térmicas são dominantes nas condições analisadas, representando aproximadamente 78% da tensão total máxima.

A tensão total máxima calculada (418,23 MPa) situa-se dentro da tensão admissível (466,67 MPa), porém com uma margem de segurança relativamente baixa (11,6%).

A consideração de efeitos de concentração de tensões na raiz pode levar a tensões acima do limite admissível, destacando a importância do projeto detalhado desta região.

A sensibilidade da tensão centrífuga com o quadrado da velocidade angular e da tensão térmica com o gradiente de temperatura foi quantificada.

Para um engenheiro de controle e automação, este tipo de análise é fundamental para dimensionar sistemas de proteção e controle do motor, como limitadores de rotação (para controlar σ_c) e gerenciamento térmico (para controlar σ_{th}), garantindo a operação dentro dos limites seguros.

7 - Análise de Casos Especiais

7.1 - Efeito de Concentração de Tensões na Raiz

A transição entre a pá e o disco apresenta geometricamente um entalhe que causa concentração de tensões. O fator teórico de concentração de tensões K_t para entalhes típicos em pás de turbina varia entre 1,5 e 3,0.

$$\sigma_{c,max,real} = K_t \times \sigma_{c,max} = 2,0 \times 92,14 = 184,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{total,max,real} = 184,28 + 326,09 = 510,37 \text{ MPa}$$

Esta tensão excederia a tensão admissível de 466,67 MPa, destacando a criticalidade do projeto da fixação pá-disco.

7.2 - Consideração da Fluência

Em altas temperaturas, os materiais sofrem deformação por fluência. Para o Inconel 718 a 800°C, a taxa de fluência torna-se significativa após algumas centenas de horas de operação. Isto deve ser considerado no projeto para vida limitada do componente.

8 - Conclusões

A análise realizada permitiu verificar os esforços mecânicos em uma pá de turbina aeronáutica devido aos carregamentos combinados de rotação e gradiente térmico. Os resultados demonstraram que:

As tensões térmicas são dominantes nas condições analisadas, representando aproximadamente 78% da tensão total máxima.

A tensão total máxima calculada (418,23 MPa) situa-se dentro da tensão admissível (466,67 MPa), porém com uma margem de segurança relativamente baixa (11,6%).

A consideração de efeitos de concentração de tensões na raiz pode levar a tensões acima do limite admissível, destacando a importância do projeto detalhado desta região.

A sensibilidade da tensão centrífuga com o quadrado da velocidade angular e da tensão térmica com o gradiente de temperatura foi quantificada.

9 – Referências Bibliográficas

- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.; DEWOLF, J. T.; MAZUREK, D. F. Mecânica dos Materiais. 5^a ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.
- UGURAL, A. C. Mechanics of Materials. Hoboken: John Wiley & Sons, 2008.
- BOYER, R. R. et al. Materials Considerations for Aerospace Applications. MRS Bulletin, v. 40, p. 1055–1066, 2004.
- MATTHEWS, F. L.; RAWLINGS, R. D. Composite Materials: Engineering and Science. CRC Press, 2006.
- MEGSON, T. H. G. Aircraft Structures for Engineering Students. 6^a ed. Butterworth-Heinemann, 2016.
- Rolls-Royce. The Jet Engine. 5^a ed. Rolls-Royce Technical Publications, 2005.
- TIMOSHENKO, S. P. Strength of Materials. 3^a ed. Van Nostrand, 1955.

Estudo de Vibrações em Sistemas de Exaustão Automotiva: Análise do Comportamento Acústico e Estrutural para Redução de Ruído

Aurélio José de Genaro Roma

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
aurelio.roma@aluno.ifsp.edu.br

Luís Gustavo de Deus Sperandio

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo
deus.sperandio@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta um estudo abrangente das vibrações em sistemas de exaustão automotiva, com foco na análise harmônica, testes de bancada e modelagem de ressonância. O objetivo é compreender e mitigar os efeitos acústicos e estruturais indesejados provocados por vibrações em sistemas de escapamento, visando a redução do ruído e o aumento da durabilidade dos componentes. O estudo é fundamentado em simulações numéricas e experimentos práticos, possibilitando a identificação das principais frequências resonantes e suas amplitudes correspondentes.

Palavras-chave

Vibração, Sistema de Exaustão, Análise Harmônica, Ressonância, Acústica Automotiva.

Abstract

This article presents a comprehensive study of vibrations in automotive exhaust systems, focusing on harmonic analysis, bench testing, and resonance modeling. The objective is to understand and mitigate the undesirable acoustic and structural effects caused by vibrations in exhaust systems, aiming for noise reduction and increased component durability. The study is based on numerical simulations and practical experiments, enabling the identification of the main resonant frequencies and their corresponding amplitudes.

Keywords

Vibration, Exhaust System, Harmonic Analysis, Resonance, Automotive Acoustics.

1 – Introdução

Os sistemas de exaustão automotiva desempenham um papel multifuncional crítico, sendo essenciais tanto para a emissão de gases quanto para a atenuação sonora em veículos de combustão interna. Popularmente conhecido como escapamento, este conjunto é composto por tubos e câmaras dimensionados para conduzir os gases resultantes da queima do combustível para fora do motor e do veículo de forma segura e eficiente.

Além de sua função primária, o sistema é vital para o controle de emissões, utilizando o catalisador para transformar substâncias nocivas (como óxidos de nitrogênio, monóxido de carbono e hidrocarbonetos) em compostos menos poluentes (vapor de água, dióxido de carbono e nitrogênio), contribuindo significativamente para a conformidade ambiental e a eficiência do motor. Entretanto, devido às severas condições operacionais (altas temperaturas e pressões) e características geométricas, esses sistemas estão intrinsecamente sujeitos a vibrações estruturais e oscilações de pressão, que podem comprometer tanto a durabilidade da estrutura quanto o conforto acústico do veículo. O conjunto é composto sequencialmente pelo coletor de escape (conectado ao motor para reunir os gases dos cilindros), seguido pelo catalisador e pelos silenciosos (ou abafadores), que atuam diretamente na redução do ruído proveniente da explosão do motor. Componentes de monitoramento, como a sonda lambda (sensor de oxigênio), são estrategicamente posicionados, tipicamente antes do catalisador, para medir o teor de oxigênio e permitir que a unidade de injeção eletrônica ajuste a mistura ar-combustível otimizando a combustão.

Diante deste cenário, este trabalho tem por objetivo apresentar e validar uma metodologia de análise e controle das vibrações inerentes ao sistema de exaustão automotiva, com foco na identificação e mitigação de problemas de ressonância estrutural e acústica. A abordagem metodológica proposta se estrutura em duas frentes complementares de investigação:

Análise de Controle Passivo e Mitigação Local de Vibração: O pilar inicial consiste na Análise Modal via Elementos Finitos (FEA), ferramenta essencial para identificar as características de vibração da estrutura (frequências naturais e formas modais). Para a mitigação ativa de ruído e vibração, é explorada a aplicação e modelagem de um Absorvedor de Massa Sintonizado (AMS), também conhecido como Amortecedor Dinâmico, como uma solução de engenharia para o controle passivo de vibrações na estrutura de exaustão.

Diagnóstico Vibroacústico em Nível de Sistema (Estudo de Caso): Simultaneamente, o trabalho visa investigar as causas sistêmicas de ruído, com um estudo de caso dedicado ao fenômeno conhecido como *booming noise* (ruído de baixa frequência percebido no habitáculo). Para tal, é aplicada

a técnica de Análise dos Caminhos de Transferência de Energia (TPA), crucial para determinar a contribuição de cada fonte para o problema acústico geral do veículo.

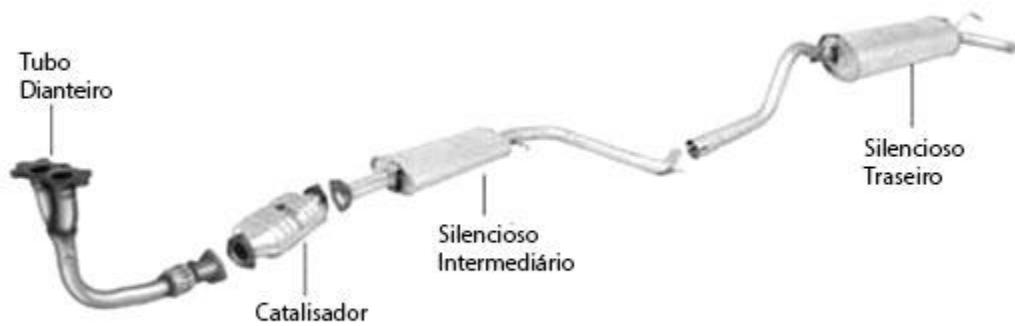


Figura 1 – Sistema de exaustão automotiva.

2.1 – Fundamentos Históricos

Para a devida contextualização da evolução tecnológica que impactou o desempenho vibracional e acústico dos veículos, é pertinente mencionar avanços históricos que contribuíram para o controle de ruídos e vibrações. Um marco relevante foi a descoberta da vulcanização da borracha natural por Charles Goodyear, em 1839. Este processo, que envolve aquecer a borracha misturada com enxofre, revolucionou as propriedades mecânicas do material, aprimorando significativamente sua durabilidade e resistência — fato que, apesar de Tomas Hancock ter desenvolvido um processo semelhante na Inglaterra um ano depois, teve sua comercialização anunciada por Goodyear em 1845. Outro avanço decisivo ocorreu com a invenção do pneu inflável.

Embora a autoria inicial seja atribuída a Robert William Thomson (patenteada na França em 1846 e nos EUA em 1847), foi John Boyd Dunlop, em 1887, quem o transformou em um produto comercial viável. A contribuição de Dunlop foi fundamental para o desenvolvimento de pneus mais duráveis e confortáveis, essenciais nos veículos modernos, pois essa inovação não apenas reduziu o ruído e a vibração de rodagem, mas também melhorou a segurança e a eficiência. Atualmente, os pneus são projetados com composições específicas (incluindo borracha, negro de fumo, aço, sílica e enxofre) e geometrias otimizadas para atender a demandas múltiplas, como alta velocidade (carros de corrida), ou resistência a grandes cargas (caminhões e aviões), evidenciando a importância contínua da engenharia de materiais na atenuação de vibrações.

2.2 – Fundamentos Teóricos da Vibroacústica

A análise vibracional em sistemas de exaustão automotiva é um campo intrinsecamente multidisciplinar, abrangendo a dinâmica estrutural, a acústica e os fenômenos de ressonância. Esses sistemas estão constantemente sujeitos a excitações periódicas complexas, originadas primariamente pelo funcionamento do motor e seus subsistemas. A correta compreensão da resposta dinâmica e a caracterização da propagação de vibração são cruciais para assegurar a durabilidade estrutural, o desempenho veicular e, sobretudo, o conforto acústico dos ocupantes.

A resposta de um sistema estrutural a excitações externas pode ser precisamente descrita por meio da análise harmônica, que quantifica as amplitudes e fases das vibrações em função da frequência de excitação. Dentro desse contexto, o fenômeno de ressonância representa o ponto de maior criticidade, ocorrendo quando a frequência de excitação coincide com uma das frequências naturais do sistema. Tal coincidência resulta em uma amplificação significativa da resposta vibracional, podendo levar à falha estrutural. A caracterização do comportamento acústico, por sua vez, é realizada pela análise de espectros sonoros e medições de nível de pressão sonora (NPS). Tais medições são fundamentais para identificar as condições críticas de operação e subsidiar estratégias eficazes de mitigação.

No campo da acústica veicular, um fenômeno recorrente e de grande relevância é o *booming noise*. Este é caracterizado como um ruído de baixa frequência (< 200 Hz), percebido no interior do veículo como um som grave e pulsante, frequentemente denominado "rombo" ou "presença motora" em regimes de rotação específicos (muitas vezes acima de 3600 rpm). Este é um fenômeno multifatorial, resultante do acoplamento vibroacústico entre diversos sistemas e subsistemas automotivos.

As principais fontes de excitação que contribuem para o *booming noise* incluem:

Vibrações Transmitidas Estruturalmente: Excitações do motor que, mesmo após serem atenuadas pelos coxins (suportes), são transmitidas para a carroceria do veículo.

Ruído Transmitido pelo Ar (Aéreo): Ruído gerado diretamente pelas forças de combustão e inércia no bloco do motor, que se propagam pelo ar.

Estas vibrações e ruídos interagem com a estrutura da carroceria, excitando painéis e componentes, o que efetivamente converte energia mecânica em pressão sonora no interior do habitáculo. O controle efetivo deste fenômeno exige, portanto, uma abordagem integrada para identificar a contribuição relativa de cada caminho de transmissão (estrutural ou aéreo) e compreender o comportamento dinâmico global do veículo. Dessa forma, evita-se que soluções de engenharia isoladas, aplicadas apenas a subsistemas, falhem em eliminar o problema acústico geral.

Os estudos experimentais em condições reais de operação veicular corroboram a correlação direta entre o nível de ruído e o nível de excitação imposto pelo motor. Em uma nova campanha de medição

realizada em asfalto liso por (Silva, 2011), focada na análise do *booming noise* sob diferentes níveis de torque, variados através de manobras de prova experimental em múltiplas marchas (2^a, 3^a, 4^a e 5^a), os resultados foram conclusivos.

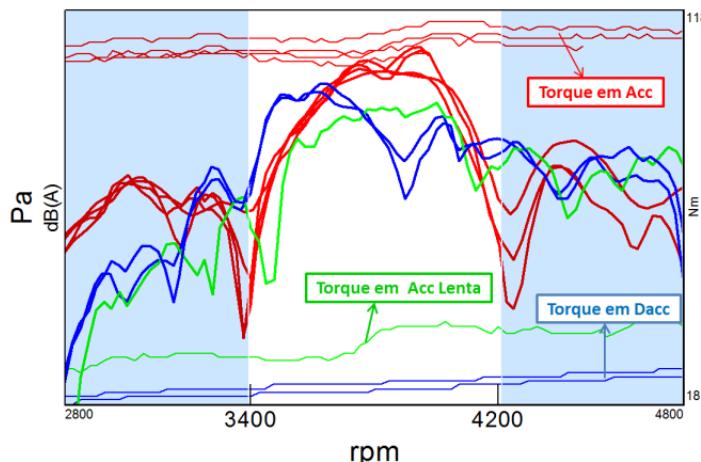


Figura 2 – Relação entre pressão x rpm: Fonte Silva (2011).

Observou-se que em manobras de torque mais baixo (ou na sua ausência, como durante a desaceleração veloz atuando-se apenas o freio motor), foram identificadas reduções significativas de até 8 dB(A) no nível de pressão sonora, calculados em RMS, na faixa de frequência problemática. Adicionalmente, para excitação média de torque (aceleração lenta), o *booming noise* persistiu, embora com menor amplitude. Mais notavelmente, para todas as manobras de alto torque (aceleração veloz), o fenômeno foi identificado de forma consistente, ocorrendo sempre para a mesma faixa de rotação e frequência (em análise de segunda ordem), e mantendo amplitude semelhante, independentemente da marcha engatada. Tais achados confirmam que a amplitude do *booming noise* está fortemente associada à excitação de torque, enquanto sua frequência crítica é inerente à rotação e ordem do motor, não sendo influenciada pela relação de transmissão.

2.3 – Formulações Teóricas Chave

2.3.1 - Análise Estrutural: Frequências Naturais e Modos de Vibração

A análise modal preliminar do sistema de exaustão é essencial para identificar as frequências naturais estruturais (ω_n). O objetivo de projeto é o desacoplamento, garantindo que (ω_n) não coincida com as frequências de excitação dominantes do motor, que são harmônicos da frequência de ignição. Utilizando um modelo de viga para os segmentos de tubo, a Equação (1) permite estimar (ω_n) em função das propriedades do material (E), geometria (I), constante que depende das condições de contorno (β),

massa por unidade de comprimento (μ (kg/m)) e comprimento (L), facilitando o ajuste da rigidez dos suportes e a localização dos pontos de fixação.

Para um trecho de tubo simplificado (viga bi-apoiada ou engastada, dependendo dos suportes), a frequência natural de vibração pode ser calculada por:

$$\omega_n = \beta^2 L^2 \sqrt{\frac{EI}{\mu}} \quad (1)$$

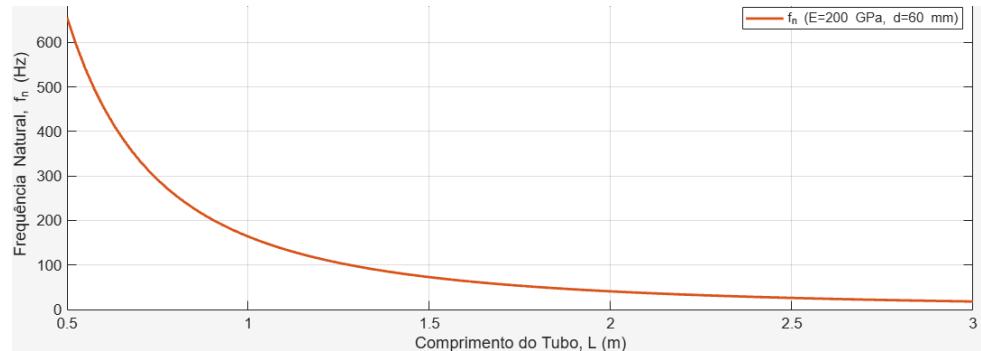


Figura 3 - Frequência Natural Estrutural (1º Modo) vs. Comprimento do Tubo.

2.3.2 - Análise Acústica: Ressonância Interna (Acústica)

O componente de ruído interno (proveniente da propagação da onda de pressão dos gases) é regido pela ressonância acústica longitudinal do duto. A Equação (2) define as frequências de ressonância (f_k) com base na velocidade do som (c) no gás quente e no comprimento do duto (L). No projeto, silenciadores e ressonadores são dimensionados para introduzir descontinuidades acústicas que filtram ou cancelam estas frequências críticas, em especial aquelas que coincidem com os principais harmônicos de ordem do motor. Para um tubo com ambas as extremidades abertas:

$$f_k = k \frac{c}{2L} \quad (2)$$

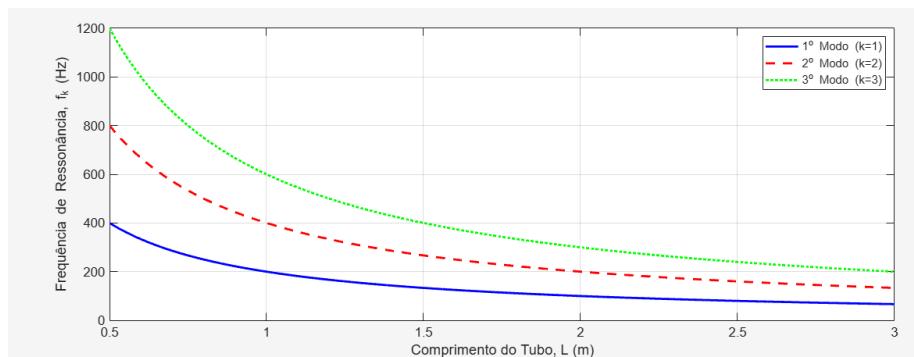


Figura 4 - Frequências de Ressonância Acústica vs. Comprimento do Tubo

3 – Metodologia de Análise e Modelagem

A metodologia empregada no presente estudo foi estruturada em três fases complementares, inspirando-se em abordagens consagradas na literatura (SILVA, 2011):

Testes de Bancada: Realização de ensaios experimentais em um sistema de exaustão automotivo real. Estes testes envolveram a utilização de acelerômetros para medição de vibração estrutural e microfones para captação da resposta acústica. Os testes foram realizados em bancada com fixações que simulam as condições rígidas de montagem veicular.

Simulações de Análise Harmônica (FEA): Utilização de *software* de Elementos Finitos (FEA) para a execução da análise harmônica. O objetivo desta etapa é determinar as frequências naturais e os respectivos modos de vibração do sistema.

Modelagem da Resposta: Modelagem da resposta estrutural em regime ressonante, com foco na identificação dos picos críticos de vibração e suas amplitudes.

3.1 - Fundamentos da Análise de Ruído e Vibração (TPA)

Para a correta interpretação das respostas obtidas através da metodologia de Análise dos Caminhos de Transferência de Energia (TPA – *Transfer Path Analysis*), é imprescindível revisar os princípios fundamentais de cálculo de ruído e vibração em sistemas dinâmicos automotivos.

Considerando um sistema com n graus de liberdade, representado pela interação de massas, molas e amortecedores, a análise das respostas vibracionais envolve a solução de equações de movimento que governam as frequências naturais e modos de vibração. Esse conhecimento é crucial para identificar as fontes dominantes de ruído e vibração e, consequentemente, desenvolver estratégias de mitigação eficazes (SILVA, 2011).

3.2 - Aplicação da Lei da Reciprocidade no TPA

A construção do TPA requer a combinação de dados de carregamentos operacionais, obtidos em pista, com Funções de Resposta em Frequência (FRFs) medidas em laboratório. A relação entre esses procedimentos pode ser estabelecida pela Lei da Reciprocidade, a qual, no contexto do sistema de entrada única e saída única (**SISO** – *Single Input Single Output*), é demonstrada como:

$$\left(\frac{a_2}{F_1} \right)^{OP} = \left(\frac{a_1}{F_2} \right)^{FRF} \quad (3)$$

Essa relação pode ser rearranjada para expressar a igualdade entre o produto da resposta operacional e a função de transferência, conforme a abordagem utilizada por Silva (2011):

$$a_2^{OP} \cdot F_2^{FRF} = a_1^{FRF} \cdot F_1^{OP} \quad (4)$$

Essa metodologia permite determinar forças desconhecidas no sistema, baseando-se em dados de aceleração e transferência conhecidos.

3.3 - O Método *Quick NPA / Fast TPA*

Quando os pontos de medição 1 e 2 são coincidentes, o cálculo da força pode ser simplificado utilizando a *Point Mobility* (Mobilidade no Ponto), resultando no método conhecido como “quick NPA” ou “Fast TPA” (SILVA, 2011). Este método simplificado, empregado no presente estudo de caso, é representado pela seguinte equação:

$$F_1^{OP} = \left(\frac{F_1}{a_1} \right)^{FRF} \cdot a_1^{OP} \quad (5)$$

O princípio pode ser generalizado para sistemas de múltiplas entradas e múltiplas saídas (**MIMO – Multiple Input Multiple Output**), onde os índices i se referem às direções de análise (x, y, z), permitindo uma análise mais abrangente do sistema:

$$\sum_{i=1}^N F_i^{OP} \cdot a_i^{FRF} = \sum_{i=1}^N F_i^{FRF} \cdot a_i^{OP} \quad (6)$$

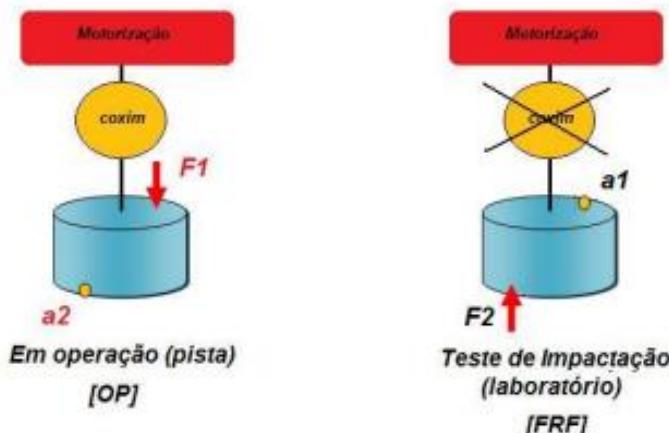


Figura 5 – Sistema SISO em condição de operação e medição de FRF Fonte: Silva (2011).

3.4 - Investigação do *Booming Noise*

Com base nesta estrutura metodológica, a investigação do fenômeno conhecido como *booming noise* (ruído de ressonância de baixa frequência) foi conduzida em duas etapas complementares, conforme a técnica empregada por Silva (2011): avaliação em estrada e avaliação em câmara acústica.

Avaliação em Estrada: Os ensaios foram realizados em vias públicas (mencionar as cidades citadas, se necessário, ou usar um termo mais genérico como "em ambiente veicular real"), visando reproduzir as condições reais de operação. Manobras como aceleração lenta, aceleração rápida e desaceleração rápida foram aplicadas em diferentes marchas. Estes ensaios permitiram Silva (2011) determinar a faixa de frequência, a ordem, a rotação crítica e a manobra mais suscetível ao fenômeno.

Avaliação em Câmara Acústica: Os testes foram replicados em um laboratório de acústica e vibrações, utilizando uma câmara acústica isolada equipada com dinamômetro de rolo. Esta configuração possibilitou um controle rigoroso sobre as variáveis ambientais (como ruídos aleatórios e vento), eliminando interferências externas.

Para fins da caracterização deste estudo, o *booming noise* foi definido pela identificação de uma elevação brusca da amplitude de pressão sonora, medida em decibéis (escala logarítmica), dentro de um intervalo específico de rotação do motor, uma abordagem considerada suficiente para avaliar desvios em relação aos objetivos vibroacústicos de projeto (SILVA, 2011).

4 – Análise de Sinais, Relações Entrada/Saída de Sistemas Lineares

Nesta análise realizaremos um estudo aos sistemas mecânicos lineares, fisicamente realizáveis e invariante no tempo que podem ser representados por uma equação diferencial linear e parâmetros constantes. Primeiramente, adotamos um $x(t)$ entrada e um $y(t)$ saída pela integral de duhamelse a resposta de um Sistema linear a distribuição $\delta(t)$ é uma função de $h(t)$. Por conseguinte, a entrada $x(t)$ pode ser escrita como a soma de entradas elementares.

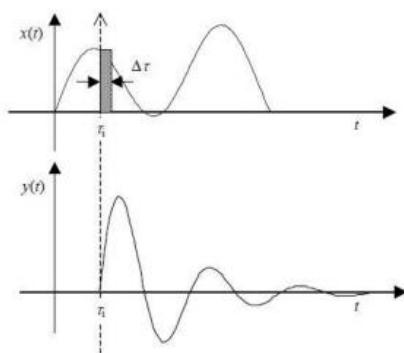


Figura 6 - Sinal de entrada indicando uma das entradas e respectiva resposta. Fonte: Silva (2011).

Como $\Delta\tau$ é muito pequeno pode-se escrever:

$$x(t) = \sum_{\{i=1\}}^N x_i(t) = \sum_{\{i=1\}}^N x_i(\tau_i) \Delta\tau, \delta(t - \tau_i) \quad (7)$$

Desta forma, percebe-se que o sistema é linear, então pelo princípio da superposição, temos que a resposta será:

$$y(t) = i = \sum_{i=1}^N y_i(t) = i = \sum_{i=1}^N x_i(\tau_i) h(t - \tau_i) \Delta\tau \quad (8)$$

Fazendo $\Delta\tau \rightarrow d\tau$:

$$y(t) = \int_0^t x_i(\tau_i) \cdot h(t - \tau_i) \cdot d\tau \quad (9)$$

Em muitos casos adotamos a entrada $x(t)$ só para termos positivos, ou seja:

$$x(t) = 0 \quad \text{para} \quad t < 0 \quad (10)$$

Deste modo, como o sistema é causal, a saída $y(t)$ não poderá depender das entradas futuras $x(\tau > t)$, ou seja:

$$h(t) = 0 \quad \text{para} \quad t < 0 \quad (11)$$

Onde a integral da Equação (11) resulta em:

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) h(t - \tau) d\tau \quad (12)$$

A Equação (12) é a integral de Duhamel, que mostra a resposta de um sistema linear causal a uma entrada qualquer, portanto devido as equações (10) e (11), as equações (9) e (12) expressam o mesmo resultado.

Da definição da transformada de Fourier para o teorema da energia, pode-se escrever a Equação (13):

$$\int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) g(-\tau) d\tau = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) G(f) df \quad (13)$$

Dessa forma, tem-se que a Equação (12) expressa a convolução de $x(t)$ com $h(t)$, ou seja, a resposta de um sistema linear a qualquer excitação é a convolução do sinal de entrada com a função resposta ao impulso unitário.

Do teorema da convolução, chega-se à Equação (14):

$$H^*(f) = \int_{-\infty}^{\infty} h^*(t) \cdot e^{i2\pi f t} \cdot dt = \int_{-\infty}^{\infty} g(-t) \cdot e^{i2\pi f t} \cdot dt \quad (14)$$

Temos que, fazendo a transformada de Fourier da Equação (12), chega-se em:

$$Y(f) = X(f) \cdot H(f) \quad (15)$$

Onde:

$$X(f) \xleftrightarrow{f} x(t) \quad (16)$$

$$Y(f) \xleftrightarrow{f} y(t) \quad (17)$$

$$H(f) \xleftrightarrow{f} h(t) \quad (18)$$

Entretanto, este resultado pode-se obter por um outro caminho mais rigoroso. A resposta de um sistema linear a entrada $e^{i2\pi f t}$ é uma função de f e t .

$$y(t, f) = L[e^{i2\pi f t}] \quad (19)$$

Pela invariância com o tempo:

$$y(t + \tau, f) = L[e^{i2\pi f(t+\tau)}] \quad (20)$$

Para qualquer τ . Devido a linearidade:

$$L[e^{i2\pi f t} \cdot e^{i2\pi f \tau}] = e^{i2\pi f \tau} L[e^{i2\pi f t}] = e^{i2\pi f \tau} \cdot y(t, f) \quad (21)$$

Onde:

$$y(t + \tau, f) = e^{i2\pi f \tau} \cdot y(t, f) \quad (22)$$

Fazendo $t = 0$:

$$y(\tau, f) = e^{i2\pi f \tau} \cdot y(0, f) \quad (23)$$

Como a Equação (23) é válida para qualquer τ e $y(0f)$, representa uma função apenas de f e adotamos $H(f) = y(0f)$:

$$y(t, f) = H(f) \cdot e^{i2\pi ft} \quad (24)$$

Ou seja, a resposta a uma exponencial complexa é também uma exponencial complexa. Portanto da transformada de Fourier inversa podemos escrever:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) \cdot e^{i2\pi ft} df \quad (25)$$

E como resposta a $e^{2i\pi ft}$ é $H(f) e^{2i\pi ft}$ temos, pelo princípio da superposição:

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) \cdot H(f) \cdot e^{i2\pi ft} df \quad (26)$$

Fazendo a transformada da Equação (26), temos:

$$Y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\int_{-\infty}^{\infty} X(\xi) \cdot H(\xi) \cdot e^{i2\pi\xi t} d\xi \right] e^{-i2\pi ft} dt \quad (27)$$

Dessa forma:

$$Y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\xi) \cdot H(\xi) \left[\int_{-\infty}^{\infty} e^{i2\pi\xi t} \cdot e^{-i2\pi ft} dt \right] d\xi \quad (28)$$

Das propriedades associadas à transformada de Fourier descritas, tem-se que:

$$x(t) * h(t) \xrightarrow{F} X(f) H(f) \quad (29)$$

$$x(t) \cdot h(t) \xrightarrow{F} X(f) * H(f) \quad (30)$$

Temos que o termo no colchete vale $\delta(f - \xi)$ donde:

$$Y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\xi) \cdot H(\xi) \cdot \delta(f - \xi) d\xi \quad (31)$$

$$Y(f) = X(f) \cdot H(f) \quad (32)$$

5 - Eficiências dos Caminhos na Absorção de Energia

Os sistemas de exaustão automotiva são tipicamente estruturas longas e flexíveis, suspensas por coxins de borracha, que operam sob alta temperatura e excitação cíclica. As principais fontes de vibração e ruído são:

Vibração Estrutural: Forças de inércia e pulsação de torque do motor, gerando vibrações que se propagam pelo *manifold* até o sistema de exaustão. As frequências críticas estão geralmente relacionadas às ordens do motor (e.g., 1.5 x ou 2 x a rotação do motor).

Ruído de Exaustão (Acústico): Pulsações de pressão de gás que geram ondas sonoras, controladas primariamente pelo silenciador. No entanto, a vibração excessiva das paredes do tubo ou do silenciador pode levar a um significativo ruído irradiado (vibroacústica).

O AMS, neste contexto, é empregado para atacar picos de ressonância estrutural específicos (modos de flexão do tubo ou do silenciador) que amplificam a vibração e, consequentemente, o ruído irradiado em faixas de RPM críticas.

5.1 - Otimização dos Parâmetros do AMS (Foco em NVH)

Em sistemas veiculares, como o de exaustão, os parâmetros do AMS devem ser projetados para a frequência de ressonância estrutural que maximiza o Ruído, Vibração e Aspereza (NVH). Como o amortecimento inerente do sistema principal (C) em aplicações automotivas geralmente não é desprezível, a otimização ideal requer métodos avançados. Contudo, para esta abordagem (*design conceitual*), utilizaremos as relações clássicas de Den Hartog (válidas para $C \approx 0$).

Razão de Massa (μ):

Definição: Relação entre a massa do absorvedor (m_a) e a massa principal (M):

$$\mu = \frac{m_a}{M} \quad (33)$$

No contexto automotivo é tipicamente muito pequena (ex.: 0,01 a 0,05) devido a restrições de espaço e peso no veículo.

Razão de Frequência Ótima (λ_{opt}):

Definição: Relação entre a frequência natural do AMS (ω_a) e a frequência natural crítica da estrutura principal (ω).

Fórmula (Den Hartog):

$$\lambda_{opt} = \frac{\omega_a}{\omega} = \frac{1}{1+\mu} \quad (34)$$

Razão de Amortecimento Ótima do AMS ($\zeta_{a,opt}$):

Definição: Razão de amortecimento para o elemento c_a do AMS.

Fórmula (Den Hartog):

$$\zeta_{a,opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (35)$$

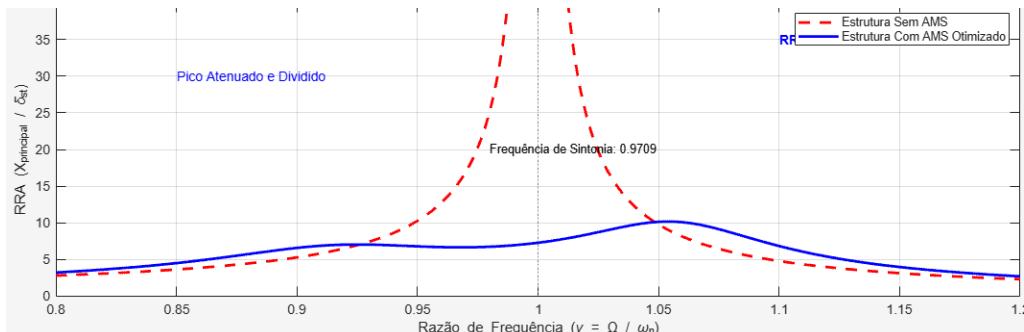


Figura 7- RRA do Exaustão: Efeito do AMS com $\mu = 3\%$

É notório que o movimento do sistema de dois Graus de Liberdade (Estrutura Principal e Absorvedor de Massa Sintonizado) é descrito pela Equação Diferencial do Movimento em forma matricial:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (36)$$

onde:

x é o vetor de deslocamento:

$$x = \begin{cases} x & (\text{deslocamento principal}) \\ x_a & (\text{deslocamento do AMS}) \end{cases}$$

M, C, K são as matrizes de Massa, Amortecimento e Rigidez do sistema acoplado:

Massa (m): $\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix}$ onde M é a massa principal (estrutura da exaustão); m_a é a massa do Absorvedor de Massa Sintonizado (AMS).

Amortecimento (C): $\begin{bmatrix} C + c_a & -c_a \\ -c_a & -c_a \end{bmatrix}$ onde C é o amortecimento inerente da estrutura principal; c_a é o amortecimento do AMS.

Rigidez K: $\begin{bmatrix} K + k_a & -k_a \\ -k_a & -k_a \end{bmatrix}$ onde K é a rigidez principal; k_a é a rigidez do elemento elástico (mola) do AMS.

Para resolvermos essa equação diferencial tomemos a solução da equação completa, $x(t) = x_h(t) + x_p(t)$, para que a força de excitação $F(t)$ for harmônica (senoidal ou cossenoidal), ou seja, $F(t) = F_0 e^{i\omega t}$, a solução de interesse para regime permanente ($x_p(t)$) será também harmônica na mesma frequência, $x_p(t) = X e^{i\omega t}$, dessa forma substitui-se a solução particular na equação diferencial, transformando o problema diferencial em um problema algébrico para encontrar o vetor de amplitudes complexas X.

$$X = (-\omega^2 M + i\omega C + K)^{-1} F_0 \quad (37)$$

O termo entre parênteses é a matriz de impedância mecânica do sistema. A solução X fornece a amplitude e a fase de deslocamento de cada massa.

Agora para descobrirmos a função $x_h(t)$ faremos $F(t) = 0$, dessa forma procuramos uma solução que, após ser diferenciada, mantenha sua forma original, de modo que a substituição na equação diferencial gere uma equação algébrica.

Então temos que:

$$x(t) = v e^{\lambda t} \quad (38)$$

Onde λ (Autovalor ou Raiz Característica) é uma constante (que será um número complexo) que representa a frequência e a taxa de decaimento do movimento e v (Vetor Próprio ou Modo de Vibração) é um vetor coluna de constantes que representa a forma (ou proporção de amplitudes) com que o sistema se move.

Deste modo calculamos as derivadas da função $x(t)$:

$$x(t) = v e^{\lambda t} \quad (39)$$

$$\dot{x}(t) = \frac{d}{dt}(v e^{\lambda t}) = v(\lambda e^{\lambda t}) = \lambda v e^{\lambda t} \quad (40)$$

$$\ddot{x}(t) = \frac{d}{dt}(\lambda v e^{\lambda t}) = v\lambda(\lambda e^{\lambda t}) = \lambda^2 v e^{\lambda t} \quad (41)$$

Agora, substituímos x , \dot{x} e \ddot{x} na equação de vibração livre:

$$M(\lambda^2 v e^{\lambda t}) + C(\lambda v e^{\lambda t}) + K(v e^{\lambda t}) = 0 \quad (42)$$

Fatorando os termos comuns temos:

$$(\lambda^2 M v + \lambda C v + K v) e^{\lambda t} = 0 \quad (43)$$

Como $e^{\lambda t}$ nunca é zero e estamos procurando uma solução de movimento $v \neq 0$, a expressão entre parênteses deve ser zero:

$$(\lambda^2 M + \lambda C + K)v = 0 \quad (44)$$

Esta é a equação característica do sistema. É um problema de autovalores generalizado de segunda ordem. Para que exista uma solução v não trivial $v \neq 0$, o determinante da matriz entre parênteses deve ser zero:

$$\det(\lambda^2 M + \lambda C + K) = 0 \quad (45)$$

Como M , C e K são matrizes 2×2 , o cálculo do determinante resulta em um polinômio de grau 4 em λ (o chamado polinômio característico). Este polinômio terá quatro raízes complexas $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$.

Se as matrizes são reais, as raízes λ vêm em pares conjugados:

$$\lambda_{1,2} = -\zeta_1 \omega_{n1} \pm i \omega_{d1} \quad (46)$$

$$\lambda_{3,4} = -\zeta_2 \omega_{n2} \pm i \omega_{d2} \quad (47)$$

A parte imaginária (ω_d) está diretamente relacionada à frequência de vibração amortecida a parte real ($\zeta \omega_n$) representa a taxa de decaimento do movimento, determinada pela razão de amortecimento (ζ).

Por fim temos, a solução final da vibração livre é a soma das quatro soluções exponenciais:

$$x_h(t) = c_1 v_1 e^{\lambda_1 t} + c_2 v_2 e^{\lambda_2 t} + c_3 v_3 e^{\lambda_3 t} + c_4 v_4 e^{\lambda_4 t} \quad (48)$$

Dessa maneira, este é o método mais comum e aplicável ao estudo de Absorvedores de Massa Sintonizado (AMS).

6 – Conclusões

6.1 - Conclusões sobre a Análise de Vibrações e Mitigação na Exaustão

A análise das vibrações em sistemas de exaustão automotiva permitiu identificar regiões e frequências críticas que contribuem para a geração de ruído e possíveis falhas estruturais. A utilização de análise harmônica e modelagem de ressonância mostrou-se eficiente na predição do comportamento vibracional. Modificações estruturais simples possibilitaram a atenuação significativa dos níveis de vibração e ruído, demonstrando a aplicabilidade da metodologia empregada.

6.2 - Conclusões sobre a Investigação do Booming Noise e Análise dos Caminhos de Transferência (TPA)

Complementando este contexto, o presente trabalho investigou metodologias para definição de objetivos de desempenho vibro acústico em veículos, utilizando como estudo de caso o fenômeno conhecido como *booming noise*. Para isso, foram determinadas as funções de resposta em frequência (FRFs) do veículo e comparados métodos de medição direto e recíproco, visando a melhor reconstrução do ruído por meio da técnica de Transfer Path Analysis (TPA). A análise dos caminhos de transmissão permitiu identificar as principais fontes geradoras do ruído interno, quantificando a contribuição das transmissões estrutural e por área para o fenômeno.

Os conceitos físicos relacionados ao *booming noise* foram validados experimentalmente em veículos equipados com motores de 4 cilindros, na faixa de rotação entre 3600 e 4200 rpm. Evidenciou-se que a causa raiz do problema reside na combinação de alta excitação transmitida pelo coxim do motor na direção Z do lado direito com um caminho estrutural sensível até a posição do motorista, que se acopla aos modos acústicos do habitáculo veicular.

Destaca-se, portanto, a importância da aplicação precoce da análise de caminhos de transmissão já na fase de desenvolvimento do veículo, de modo a antecipar e mitigar problemas vibro acústicos. Adicionalmente, o estudo propõe a identificação sistemática dos fatores de sensibilidade estrutural e dos caminhos de propagação do ruído, justificando o investimento em análises detalhadas que evitam retrabalhos e alterações dispendiosas no processo produtivo. O conhecimento das fragilidades estruturais

contribui também para o aprimoramento dos diagnósticos de NVH (Noise, Vibration and Harshness). Como continuidade, sugere-se o projeto do coxim do motor, visando atender a requisitos industriais de durabilidade e resistência em condições severas de operação, integrando-se ao desenvolvimento veicular como uma solução prática e eficaz para o *booming noise*.

7 – Considerações Finais

7.1 - Contribuições da Metodologia e Análise de Vibrações na Exaustão

O estudo demonstrou que a integração entre testes experimentais e simulações numéricas é uma abordagem eficaz para a análise de vibrações em sistemas de exaustão. A metodologia proposta tem potencial para ser aplicada a outros componentes automotivos sujeitos a excitações periódicas.

7.2 - Relevância da Análise de Caminhos de Transmissão (TPA) e NVH

O trabalho ressaltou a importância da aplicação da análise de caminhos de transmissão (TPA) já nas primeiras etapas do desenvolvimento de veículos, o que pode ajudar a prever e mitigar problemas de vibroacústica. O estudo também destaca que a identificação sistemática dos fatores de sensibilidade estrutural e dos caminhos de propagação do ruído justifica o investimento em análises detalhadas, pois isso evita retrabalhos e alterações caras no processo de produção.

7.3 - Sugestões para Trabalhos Futuros

Em relação a investigações futuras, a pesquisa pretende expandir os testes para incluir condições dinâmicas em pista e considerar diferentes configurações de suportes e materiais isolantes. Por fim, uma sugestão para pesquisas futuras é o aprimoramento do design do coxim do motor, de forma que ele atenda aos requisitos de durabilidade e resistência sob condições de operação severas, o que seria uma solução prática e eficaz para o problema do *booming noise*.

8 – Referências

- Meirovitch, L. Fundamentals of Vibrations. McGraw-Hill, 2001.
- Rao, S. S. Mechanical Vibrations. Pearson, 6^a ed., 2017.
- Norton, M. P. Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers. Cambridge University Press, 2003.
- Bathe, K. J. Finite Element Procedures. Prentice Hall, 1996.
- Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, 1988.

SILVA, César Helou Teodoro da. *Estudo do ruído de rodagem estrutural através da análise dos caminhos de transferência de energia - TPA.* 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

DELFIM, Arthur Ferreira Rezende. Desenvolvimento de metodologia integrada para definição de objetivos de desempenho vibro-acústicos a partir do estudo de caso de *Booming Noise*. 2018. 136 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Área de concentração: Projetos Mecânicos) – Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2018.

Cálculo de Tensões em Vigas de Pontes Rodoviárias e Ferroviárias: Análise de Cargas Móveis e seu Efeito na Segurança Estrutural

Cauã Vieira de Carvalho

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

caua.carvalho@aluno.ifsp.edu.br

João Nadalucci Almeida

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

joao.nadalucci@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

O presente artigo apresenta uma análise estrutural de vigas utilizadas em pontes rodoviárias e ferroviárias submetidas à ação de cargas móveis. O estudo busca compreender a influência da posição e da intensidade dessas cargas sobre os esforços internos e as tensões desenvolvidas ao longo da viga, utilizando-se como base as normas técnicas da ABNT e os modelos de carregamento padronizados, como o trem-tipo TB-450 (rodoviário) e o trem-tipo TB-270 (ferroviário).

A metodologia empregada consiste na aplicação do método das linhas de influência para determinar os pontos mais desfavoráveis de atuação das cargas, permitindo identificar as condições críticas de momento fletor e tensão de flexão. Foram realizadas comparações entre os resultados obtidos para os dois tipos de ponte, considerando uma viga de aço A36 com perfil W610x174 e vão livre de 20 metros. Os resultados indicam que o perfil selecionado apresenta desempenho satisfatório para o modelo rodoviário, com tensões inferiores à tensão admissível, enquanto para o modelo ferroviário as solicitações ultrapassam significativamente o limite seguro, demonstrando a necessidade de seções mais robustas. Conclui-se que a análise das cargas móveis por meio das linhas de influência é fundamental para o dimensionamento adequado e a segurança estrutural de pontes, evidenciando a importância da consideração criteriosa das normas e dos efeitos dinâmicos no projeto.

Palavras-chave

Cargas Móveis, Linhas de Influência, Tensões em Vigas, Pontes Rodoviárias e Ferroviárias, Segurança Estrutural.

Abstract

This paper presents a structural analysis of beams used in highway and railway bridges subjected to moving loads. The study aims to understand how the position and magnitude of these loads influence internal forces and the resulting stresses along the beam, based on Brazilian technical standards (ABNT) and standardized loading models such as the TB-450 road train and the TB-270 railway train.

The methodology applies the influence line method to determine the most unfavorable load positions, identifying critical conditions of bending moment and flexural stress. Comparisons were made between both bridge types, considering a 20-meter span A36 steel beam with a W610x174 profile. Results show that the selected section performs adequately for the highway model, with stresses below the admissible limit, while for the railway model the stresses largely exceed the safe limit, indicating the need for more robust cross-sections.

It is concluded that the moving load analysis through influence lines is fundamental for proper structural design and safety, emphasizing the importance of strict adherence to standards and dynamic load considerations in bridge projects.

Keywords

Moving Loads, Influence Lines, Beam Stresses, Highway and Railway Bridges, Structural Safety.

1 - Introdução

As pontes rodoviárias e ferroviárias representam elementos essenciais na infraestrutura de transporte, viabilizando o deslocamento de pessoas e mercadorias. A segurança e a durabilidade dessas estruturas estão diretamente associadas à adequada consideração das cargas móveis, que variam em intensidade e posição ao longo do tempo.

No dimensionamento de vigas estruturais, torna-se indispensável analisar como essas cargas influenciam os esforços internos e, consequentemente, as tensões normais e de cisalhamento. A partir das diretrizes das normas técnicas nacionais, como a ABNT NBR 7188 para rodovias e a ABNT NBR 7189 para ferrovias, é possível representar veículos e composições ferroviárias através de modelos de carregamento padronizados, como o trem-tipo TB-450 e o trem-tipo TB-270.

Assim, este artigo tem como objetivo calcular e discutir as tensões geradas em vigas submetidas a diferentes modelos de cargas móveis, ressaltando a importância da análise criteriosa para a segurança estrutural em projetos de engenharia.

2 - Fundamentação Teórica

2.1 - Tensões em Vigas

Definição de Tensão: Tensão representa a intensidade da força interna sobre um plano específico (área) que passa por um determinado ponto

Existem vários tipos de tensões que são importantes para o cálculo sobre as vigas.

Tensão Normal: A intensidade da força, ou força por unidade de área, que age perpendicularmente à ΔA , é definida como tensão normal, σ (sigma). Visto que ΔF , é normal à área, então:

$$\sigma_z = \frac{\Delta F_z}{\Delta A} \quad (1)$$

σ : Tensão normal (Pa);

ΔF : Intensidade da força (N);

ΔA : Área (m^2).

Se a força normal ou tensão tracionar o elemento de área ΔA , ela será denominada tensão de tração, enquanto que se comprimir o elemento ΔA , ela será denominada tensão de compressão.

Tensão de Cisalhamento: A intensidade da força ou força por unidade de área, que atua na tangente a ΔA , é definida como tensão de cisalhamento, τ (tau). Portanto:

$$\tau = \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2)$$

τ : Tensão de cisalhamento (Pa);

ΔF : Intensidade da força (N);

ΔA : Área (m^2).

Vigas: Elementos delgados que suportam carregamentos aplicados perpendicularmente a seu eixo longitudinal são denominados vigas. Em geral, vigas são barras longas e retas com área de seção transversal constante e classificadas conforme o modo como são apoiadas. O vão (L) de uma viga refere-se ao seu comprimento longitudinal entre os pontos de apoio. Por exemplo, uma viga simplesmente apoiada é suportada por um apoio fixo em uma extremidade e um apoio móvel na outra extremidade, uma viga em balanço é engastada em uma extremidade e livre na outra, e uma viga apoiada com extremidade em balanço é uma viga na qual uma ou ambas as extremidades ultrapassam livremente os

apoios, como pode ser observado na Figura 1. As vigas estão entre os mais importantes de todos os elementos estruturais.



Figura 1 – Diferença de apoios em vigas.

Por conta dos carregamentos aplicados, as vigas desenvolvem uma força de cisalhamento interna (esforço cortante) e momento fletor que, em geral, variam de ponto para ponto ao longo do eixo da viga. Para projetar uma viga corretamente, em primeiro lugar, é necessário determinar a força de cisalhamento e o momento máximos que agem na viga. Um modo de fazer isso é expressar V (esforço cortante) e M (momento fletor) em função de uma posição arbitrária x ao longo do eixo da viga. Então, essas funções de cisalhamento e momento podem ser representadas em gráficos denominados diagramas de esforço cortante e momento fletor. Os valores máximos tanto de V quanto de M podem ser obtidos desses gráficos. Além disso, uma vez que fornecem informações sobre a variação do cisalhamento e do momento ao longo do eixo da viga, os diagramas de força cortante e momento fletor são usados para decidir onde colocar materiais de reforço no interior da viga ou como calcular as dimensões da viga em vários pontos ao longo de seu comprimento.

2.2 - Tensão de Flexão:

Flexão Reta: Em uma viga simplesmente apoiada e de seção retangular que está suportando carga distribuída, os esforços internos solicitantes realizarão forças tangenciais a viga e ao momento fletor, o momento fletor tentará dobrar a peça. Nesse caso em que as cargas estão distribuídas os momentos fletores atuarão perpendicularmente à direção XX e paralelamente à direção YY. Os eixos XX e YY são

eixos de simetria da seção. Esse tipo de flexão é chamada de flexão normal ou reta.

Flexão Oblíqua: Em uma viga de seção retangular que as cargas são verticais e geram momentos fletores em um plano vertical que encontrará a seção da viga em eixos inclinados em relação aos eixos de simetria da seção viga é chamado de flexão oblíqua ou desviada.

Se as vigas fossem de seção circular, ou seja, não fossem de seção retangular, não haveria diferença no tipo de flexão já que seções circulares não possuem eixo de simetria.

Flexão composta: No caso de vigas que, além de sofrerem flexão, sofrem tensão normal, ou seja, tensões de tração e compressão, temos a tensão composta.

A fórmula de tensão de flexão pode ser observada a seguir:

$$\sigma = -\frac{My}{I} \quad (3)$$

σ : Tensão (Pa);

M: Momento fletor (kNm);

Y: Distância até a linha neutra (mm);

I: Momento inércia (mm⁴).

2.3 - Tipos de Materiais

Material Dúctil: Se o material sofre grandes deformações antes de sofrer ruptura ele é considerado um material dúctil.

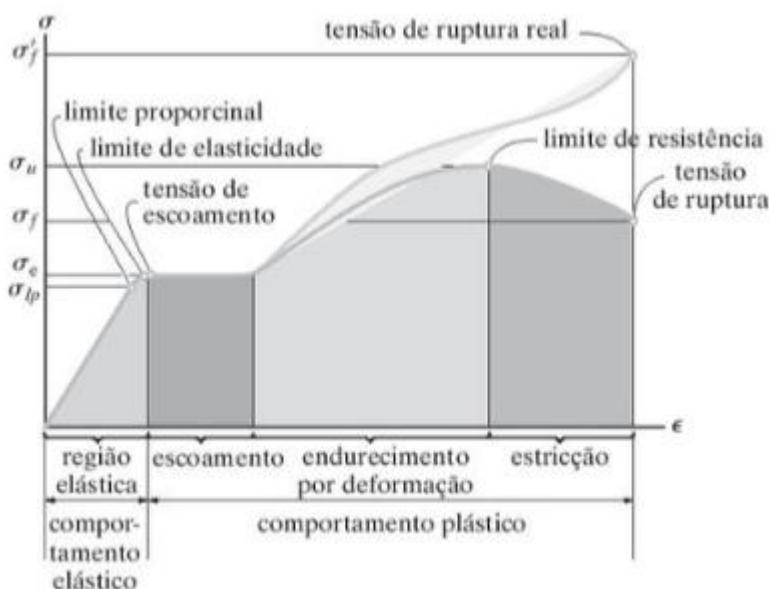


Figura 2 – Tensão-deformação de um material dúctil

A Figura 2 mostra um gráfico de tensão-deformação de um material dúctil e podemos ver que ele tem uma deformação elástica (reversível) e uma plástica (permanente), ele começa a sofrer deformação plástica quando atinge ou ultrapassa o limite de escoamento.

Material Frágil: Se um material sofre poucas deformações antes de sofrer ruptura ele é considerado um material frágil. Então eles se rompem de forma repentina sem sinais de deformações significativas praticamente. Materiais frágeis têm alta resistência à tensão de compressão, porém baixa resistência a tensão de tração.

Com isso dito, materiais dúcteis são preferíveis em projetos que a segurança é prioridade pois apresentam sinais visíveis de deformação antes de se romper, podendo assim tomar medidas preventivas.

Tensão Admissível: Um material pode suportar uma carga até um valor máximo de tensão de maneira que continue segura, esse valor é a tensão admissível que é fundamental para a segurança e funcionamento de estruturas para não haver falha estrutural ou deformação permanente no material.

A tensão admissível é calculada através da divisão da tensão limite do material por um coeficiente de segurança definido de acordo com as normas técnicas e critérios de engenharia.

A tensão limite do material por sua vez pode ser o limite de escoamento ou o limite de ruptura dependendo se o material for dúctil (equação 4) ou frágil (equação 5), respectivamente.

$$\bar{\sigma} = \sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{k} \quad (4)$$

$$\bar{\sigma} = \sigma_{adm} = \frac{\sigma_r}{k} \quad (5)$$

σ : Tensão (Pa);

k: coeficiente de segurança.

Fator de Segurança: O fator de segurança é um número utilizado para garantir a segurança de estruturas com base nas cargas aplicadas e nas propriedades do material. Ele garante que, mesmo com imprevistos nas condições de operação, a estrutura não chegue ao seu limite de falha.

O fator considera várias incertezas, como fadiga, vibrações, a natureza do material para garantir sua segurança. Se calcula o fator de segurança pela razão entre a tensão máxima que o material pode suportar (tensão admissível) pela tensão a que ele está submetido.

2.4 - Cargas Móveis

No contexto da análise de estruturas diversos carregamentos devem ser considerados, podendo classificá-los em dois tipos: cargas permanentes e cargas acidentais. As cargas permanentes têm posição fixa e atuam com mesma intensidade durante toda a vida útil da estrutura. Como exemplos de cargas de ação permanente, pode-se citar: peso próprio da estrutura, paredes fixas, entre outros. Para estruturas carregadas apenas por cargas permanentes a análise dos esforços para o dimensionamento das mesmas, utiliza-se os Diagramas de Estado (momento fletor e torçor, força cortante, força normal). A partir dos Diagramas de Estado obtém-se os esforços mais desfavoráveis atuantes na estrutura. Por outro lado, para as cargas que têm variação espacial, ditas cargas móveis, deve-se verificar as posições mais desfavoráveis que estas poderão ocupar simultaneamente de modo a resultar numa situação de máximo ou mínimo esforço solicitante numa dada seção do elemento estrutural. Alguns exemplos de cargas móveis são: multidão de pessoas sobre arquibancadas e passarelas, pontes rolantes para transporte de carga e carregamentos rodoviários e ferroviários, dentre outras. A Figura 3 apresenta alguns veículos considerados em projetos de estradas.

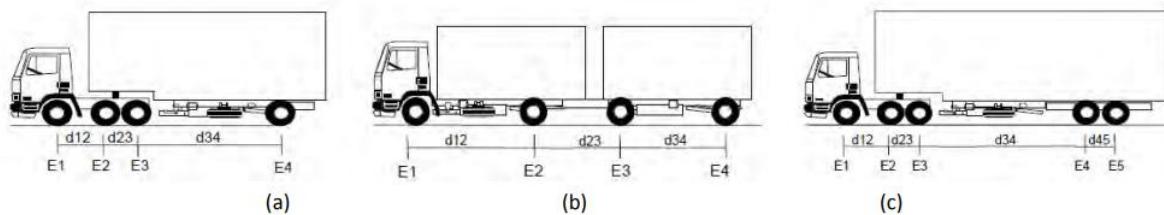


Figura 3 – Exemplos de diferentes veículos em estradas.

O dimensionamento de estruturas sob a ação de cargas móveis exige que a análise dos esforços seja feita a uma análise rigorosa. O procedimento geral consiste em determinar a posição das cargas móveis em uma estrutura que provocam os valores limites de determinado esforço interno em uma dada seção transversal. Este procedimento é feito com o auxílio das linhas de influência. (MARTHA, 2010).

2.5 - Linhas de Influência

Uma linha de influência registra a variação de um determinado esforço, deslocamento ou reação em função da posição de uma força unitária que percorre a estrutura. Imaginando uma célula de carga, que indica a força vertical (tipo balança), instalada no apoio A da viga apresentada na Figura 4.

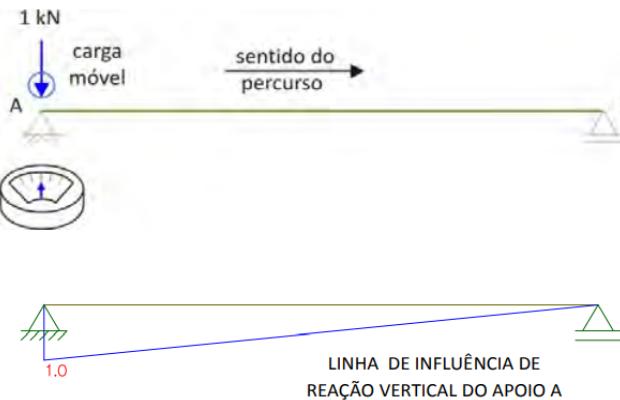


Figura 4 – Demonstração da linha de influência

Observa-se que a expressão matemática que mostra a variação da reação de apoio A em função da distância da carga unitária do apoio esquerdo é uma função linear que varia de 1 kN (quando a carga unitária está sobre o apoio A) até 0 kN (quando a carga unitária está sobre o apoio B), como observado na Figura 5.

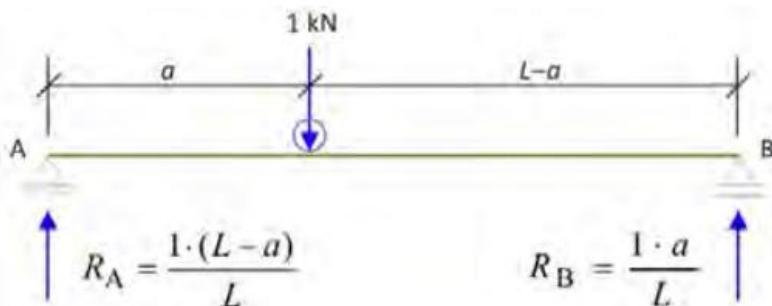


Figura 5 – Variação da reação de apoio

I = Força unitária;

L = comprimento.

A utilização das linhas de influência é essencial para determinar as posições mais desfavoráveis das cargas móveis em uma estrutura. Embora, no caso de vigas simplesmente apoiadas e simétricas, o momento fletor máximo ocorra geralmente no meio do vão, essa condição não é universal. Para o esforço cortante, por exemplo, os valores críticos ocorrem próximos aos apoios, enquanto em vigas contínuas ou com carregamentos assimétricos, os máximos podem se deslocar para outras seções intermediárias. Dessa forma, as linhas de influência permitem visualizar, de maneira direta e quantitativa, como cada posição da carga afeta um esforço específico, possibilitando identificar com precisão o ponto crítico para

cada tipo de solicitação (reação, cortante ou momento). Essa análise é indispensável em projetos sujeitos a cargas móveis, como pontes rodoviárias e ferroviárias, em que o posicionamento relativo das cargas influencia significativamente o desempenho estrutural.

2.5.1 - Linha de Influência para Viga Simplesmente Apoiada

A descrição da variação do momento fletor em C em relação à posição da carga unitária, para o caso de viga simplesmente apoiada, é obtida por meio de duas funções apresentadas a seguir.

Carga unitária no trecho AC ($0 \leq x \leq z$)

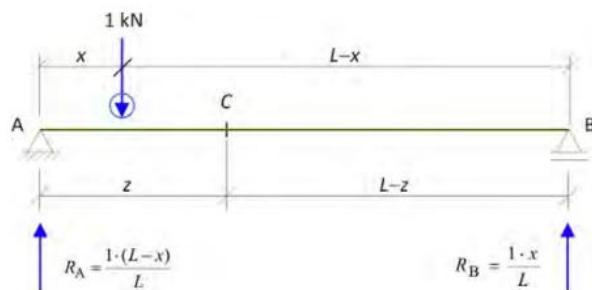


Figura 6 - Variação na reação de apoio, força unitária em AC.

Analizando a Figura 6 e pelo teorema do corte a subestrutura à direita de C (figura), o momento fletor em C é dado por:

$$M_c = \frac{x}{L} \cdot (L - z) \rightarrow x = z: M_c = \frac{z}{L} \cdot (L - z) \quad (6)$$

A força cortante em C é dada por:

$$V_c = -\frac{x}{L} \rightarrow x = z: V_c = -\frac{z}{L} \quad (7)$$

Carga unitária no trecho CB ($z \leq x \leq L$)

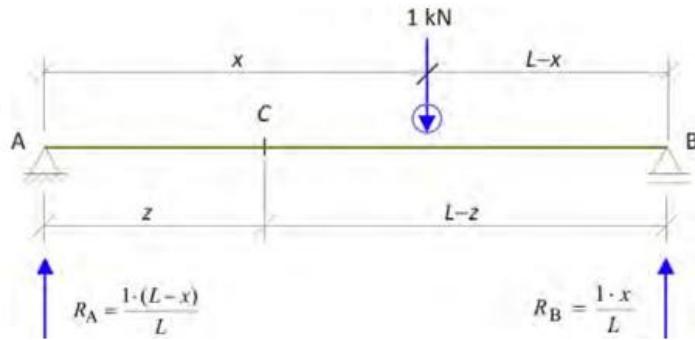


Figura 7 - Variação das reações de apoio, força unitária em CB

Partindo da figura 7 e procedendo de forma análoga ao trecho anterior, o momento fletor em C é dado por:

$$M_c = \frac{z}{L} \cdot (L - x) \rightarrow x = z: M_c = \frac{z}{L} \cdot (L - z) \quad (8)$$

$$x = L: M_c = 0$$

Assim como, a força cortante em C vale:

$$V_c = \frac{(L-x)}{L} \rightarrow x = z: V_c = \frac{(L-z)}{L} \quad (9)$$

$$x = L: V_c = 0$$

A partir das expressões anteriores pode-se traçar as linhas de influência de momento fletor e de força cortante na seção transversal C da viga simplesmente apoiada, conforme mostrado na figura 8 e na figura 9.

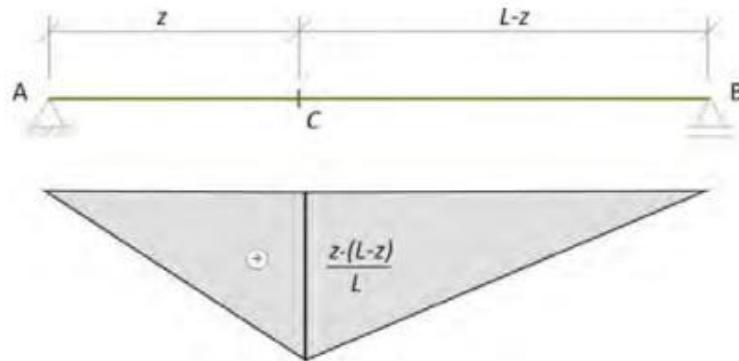


Figura 8 - Linha de influência do momento fletor.

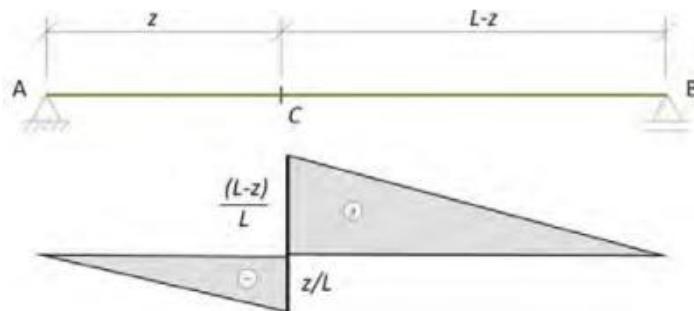


Figura 9 - Linha de influência de força cortante.

2.5.2 - Obtenção dos Esforços

No caso de cargas móveis concentradas, para a obtenção de um determinado esforço numa certa seção, basta multiplicar o valor da ordenada da linha de influência correspondente ao esforço desejado pela intensidade da carga concentrada.

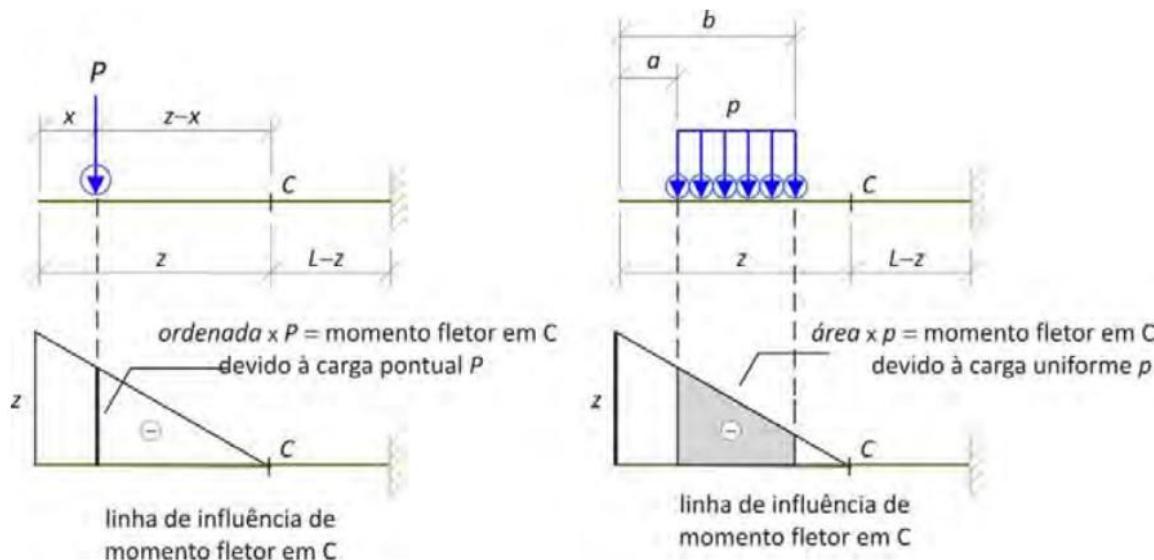


Figura 10 - Esforços de flexão na seção transversal C devidos à carga concentrada e à carga uniforme.

Já para o caso de cargas móveis uniformemente distribuídas, para a obtenção de um determinado esforço numa certa seção, basta multiplicar o valor da área da projeção do carregamento distribuído da linha de influência correspondente ao esforço desejado pela intensidade da carga uniforme.

De modo, pode aplicar os carregamentos, estrategicamente, de modo a gerar os esforços mais desfavoráveis na seção analisada. No caso da Figura 11 o carregamento móvel uniformemente distribuído foi aplicado estrategicamente na viga contínua, somente na região positiva, de modo a produzir o máximo momento fletor na seção transversal S. Analogamente, na Figura 12, o carregamento móvel foi aplicado para produzir o mínimo momento fletor na seção transversal S.

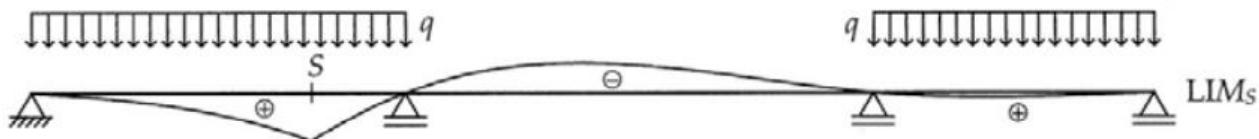


Figura 11 - Posicionamento da carga móvel uniforme para provocar o máximo momento fletor na seção transversal S, (MARTHA, 2010).

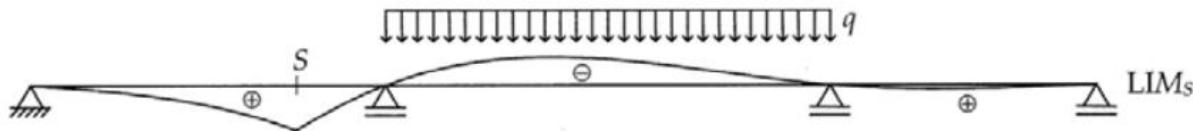


Figura 12 - Posicionamento da carga móvel uniforme para provocar o mínimo momento fletor na seção transversal S, (MARTHA, 2010).

2.6 - Normas Técnicas e Critérios de Projeto

O dimensionamento de vigas e demais elementos estruturais, como pontes rodoviárias e ferroviárias, exige a consideração de cargas móveis que representam o tráfego de veículos ou composições ferroviárias ao longo do tempo. Diferentemente das ações permanentes (peso próprio e revestimentos), as cargas móveis são classificadas como ações variáveis transitórias, e seu tratamento está consolidado em normas técnicas específicas, que padronizam valores, distribuições e critérios de aplicação.

No contexto brasileiro, a ABNT NBR 7188 define as cargas móveis rodoviárias a serem utilizadas no projeto de pontes, viadutos e passarelas. Essa norma estabelece modelos de carregamento padronizados, como o trem-tipo TB-450, associado a cargas concentradas por eixo, e uma carga uniformemente distribuída ao longo da faixa de rolamento. O objetivo é garantir que as estruturas sejam verificadas em situações críticas, considerando posicionamentos desfavoráveis e efeitos dinâmicos decorrentes do tráfego.

Já para o projeto estrutural de obras de concreto, a ABNT NBR 7187 complementa essas definições, apresentando critérios gerais de dimensionamento e combinações de ações, sempre em conformidade com os carregamentos estabelecidos na NBR 7188. Essa norma também orienta quanto à consideração de fatores dinâmicos de impacto, que majoraram os valores estáticos para simular os efeitos adicionais de vibração, aceleração e irregularidades da pista.

No caso das estruturas ferroviárias, a referência normativa é a ABNT NBR 7189, que define os trens-tipo a serem utilizados para o dimensionamento das vigas e tabuleiros. Cada trem-tipo (como TB-360, TB-270, TB-240 e TB-170) representa diferentes classes de solicitação, com distribuição de cargas por eixo e valores de carga linear ao longo do comprimento. O posicionamento dessas composições sobre a via deve ser avaliado de forma a produzir os esforços mais desfavoráveis em flexão, cisalhamento e torção.

Além das normas da ABNT, o DNIT disponibiliza manuais técnicos que interpretam e

consolidam essas diretrizes para aplicação prática em projetos de infraestrutura rodoviária e ferroviária. Esses documentos públicos orientam projetistas a considerar, por exemplo, combinações de carga que incluem veículos pesados, pedestres e cargas excepcionais, assegurando uniformidade nos critérios de segurança em nível nacional.

Em síntese, o tratamento normativo das cargas móveis tem como finalidade garantir que vigas de rodovias e ferrovias sejam dimensionadas para resistir não apenas ao peso próprio, mas também aos esforços variáveis impostos pelo tráfego real. O uso de modelos de carga padronizados, fatores dinâmicos e combinações normativas permite projetar estruturas seguras, duráveis e compatíveis com as exigências de uso, mesmo diante de condições desfavoráveis de carregamento.

3 - Metodologia

3.1 - Modelo da Viga Considerado

Para o cálculo vamos considerar uma viga simplesmente apoiada de aço A36 com um vão livre de 20 metros. A tensão máxima em barras de aço é calculada com base na tensão de escoamento, pois é um material dúctil, sobre o coeficiente de segurança.

De acordo com a NBR 8800 em um aço carbono comum (A36) o coeficiente de segurança é 1,1 e de acordo com a NBR 7007 tensão de escoamento para o mesmo aço é 250 Mpa.

Pela equação 4, a tensão admissível é:

$$\frac{250}{1,1} = 227 \text{ Mpa}$$

Sabendo disso o perfil a ser utilizado é o W610x174 que, de acordo com os manuais da ABNT, possui:

Momento de inércia (I) = $1.478.700.000 \text{ mm}^4$

Altura (h) = 620 mm

Distância da linha neutra até a borda (y) = $h/2 = 310 \text{ mm}$

3.2 - Consideração das Cargas Móveis

3.2.1 - Cargas Móveis em Pontes Rodoviárias.

A carga móvel rodoviária padrão TB-450 é definida por um veículo tipo de 450 kN, com seis rodas, $P = 75 \text{ kN}$, três eixos de carga afastados entre si em 1,5 m, com área de ocupação de 18,0 m^2 , circundada por uma carga uniformemente distribuída constante $p = 5 \text{ kN/m}^2$, conforme Figura 13.

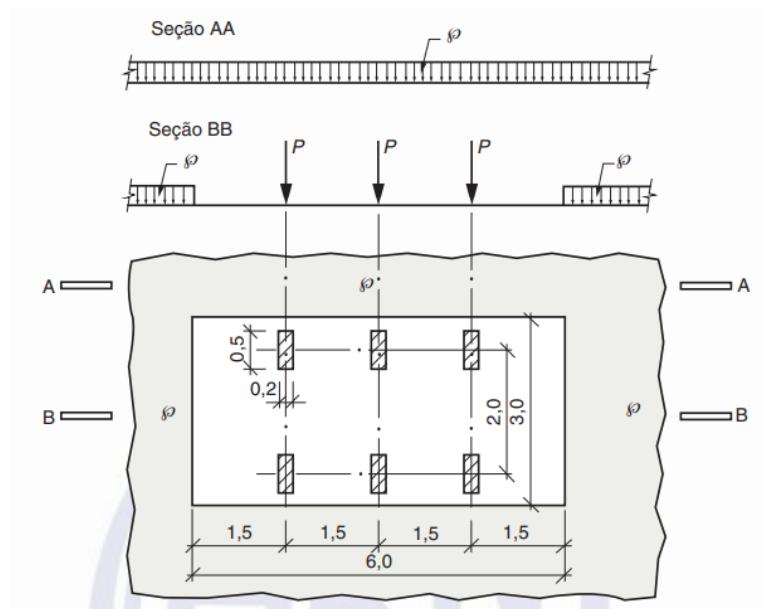


Figura 13 – Carga móvel rodoviária padrão.

A carga móvel assume posição qualquer em toda a pista rodoviária com as rodas na posição mais desfavorável, inclusive acostamento e faixas de segurança. A carga distribuída deve ser aplicada na posição mais desfavorável, independentemente das faixas rodoviárias. Admite-se a distribuição espacial da carga concentrada no elemento estrutural a partir da sua superfície de contato em um ângulo de 45°.

3.2.2 - Cargas Móveis em Pontes Ferroviárias

A carga móvel ferroviária padrão TB-270 (ferrovias sujeitas a transporte de carga geral) é definida por uma composição de eixo tipo de 270 kN, com espaçamento característico entre eixos $a = 1,0$ m, distância entre bogies $b = 2,0$ m e entre veículos sucessivos $c = 2,0$ m. Além das cargas concentradas nos eixos, considera-se ainda a ação de uma carga uniformemente distribuída representando os vagões carregados, de intensidade $q = 90$ kN/m, ou, no caso de vagões descarregados, $q' = 15$ kN/m, aplicada ao longo da via férrea. Na figura 14 há uma representação deste trem-tipo.

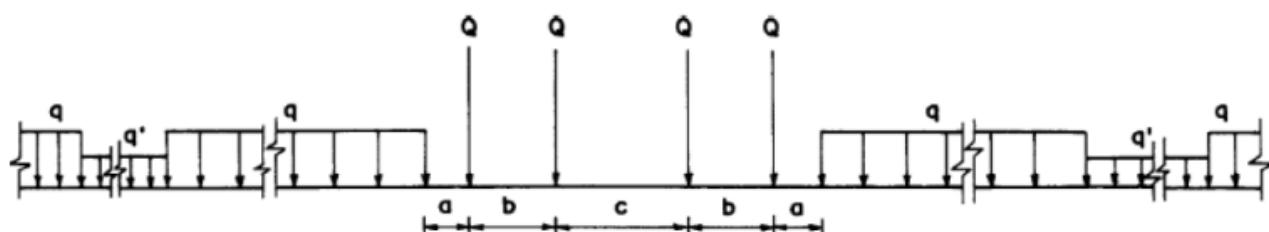


Figura 14 – Representação de trem-tipo.

Esse trem-tipo foi escolhido como exemplo pois assume uma posição média entre os demais. O objetivo é abordar o cálculo sem alcançar qualquer extremo, pois o estudo seria inviável e o artigo perderia o propósito.

3.3 - Procedimento do Cálculo em Pontes Rodoviárias

Para dimensionamento, o projetista aplica o trem-tipo sobre o vão de forma a obter os efeitos mais desfavoráveis (momentos fletores, cortantes, torções).

Para obter os efeitos mais desfavoráveis será utilizado o método das linhas de influência, a linha de influência mostra a variação do momento fletor em uma seção específica a medida que a carga se move. Para a viga escolhida o momento fletor máximo vai ser no meio do vão, em $x = L/2 = 10\text{ m}$, e a linha de influência será um triângulo com altura de $y_{LI}(\max) = \frac{L}{4} = \frac{20\text{ m}}{4} = 5\text{ m}$

O momento fletor máximo será achado na seção $x = 10\text{ m}$ onde o trem-tipo escolhido TB-450 é posicionado de forma que a carga P2 (centro da carga) esteja coincidindo com o pico da linha de influência

As alturas das 3 cargas então serão de:

$$\text{P1 (está em } x = 10 - 1,5 = 8,5\text{ m}): y_1 = 5\text{ m} \times \frac{8,5}{10} = 4,25\text{ m}$$

$$\text{P2 (está em } x = 10\text{ m}): y_2 = 5\text{ m}$$

P3 (está em $x = 10 + 1,5 = 11,5\text{ m}$) é baseado na distância do apoio B($20 - 11,5 = 8,5\text{ m}$), por simetria é: $y_3 = 5\text{ m} \times \frac{8,5}{10} = 4,25\text{ m}$

Agora o momento fletor máximo é a somatória das cargas multiplicadas por suas alturas:

$$M_{max} = (75kN \times 4,25\text{ m}) + (75kN \times 5\text{ m}) + (75kN \times 4,25\text{ m})$$

$$M_{max} = 318,75 + 375 + 318,75$$

$$M_{max} = 1012,5\text{ kNm}$$

Logo, com o momento fletor máximo basta utilizar a equação 3 para descobrir a tensão de flexão:

$$\sigma = \frac{M \times I}{y}$$

$$\sigma = \frac{(1012,5 \times 10^6\text{ N.mm}) \times (310\text{ mm})}{1.418.700.000\text{ mm}^4}$$

$$\sigma = 212,5\text{ MPa}$$

3.4 - Procedimento do Cálculo em Pontes Ferroviárias

Para ter uma comparação direta, será usado a mesma viga de aço A36 ($\sigma_{adm} = 227 \text{ MPa}$) com perfil W610x174, $W = 4770 \text{ cm}^3$ e o mesmo vão (L) de 20 m, que foi utilizado no cálculo em pontes rodoviárias.

O mesmo método da linha de influência será utilizado para obter os efeitos mais desfavoráveis, a linha de influência, isto é $x = 10 \text{ m}$, e a linha de influência será um triângulo com altura de $y_{LI}(max) = 5 \text{ m}$. O momento fletor máximo é a soma do efeito da carga distribuída (q) e das cargas concentradas (Q).

Momento da carga distribuída: Para o efeito máximo a carga $q = 90 \text{ kN}$ é aplicada por toda a área da linha de influência :

$$M_{dist} = \text{carga } (q) \times \text{área da linha de influência}$$

$$M_{dist} = 90 \text{ kN/m} \times \left(\frac{1}{2}\right) \times 20 \text{ m} \times 5 \text{ m}$$

$$M_{dist} = 90 \text{ kN/m} \times 50 \text{ m}^2 = 4500 \text{ kNm}$$

Momento das cargas concentradas: Para o efeito máximo o conjunto de eixos é posicionado sobre a linha, de forma que um dos eixos centrais (Q_3) esteja coincidindo com a o pico da linha de influência, para continuar com o cálculo precisaremos das posições e das alturas da linha de influência para cada carga.

Posições:

Q_3 : Posição $x = 10 \text{ m}$

Q_2 : Posição $x = 10 - b = 10 - 2 = 8 \text{ m}$

Q_1 : Posição $x = 8 - a = 8 - 1 = 7 \text{ m}$

Q_4 : Posição $x = 10 + c = 10 + 2 = 12 \text{ m}$

Alturas:

y_3 (em $x=10 \text{ m}$): $y_3 = 5 \text{ m}$ (Pico)

y_2 (em $x=8,0 \text{ m}$): $y_2 = \left(\frac{5}{10}\right) \times 8 = 4 \text{ m}$

y_1 (em $x=7,0 \text{ m}$): $y_1 = \left(\frac{5}{10}\right) \times 7 = 3,5 \text{ m}$

y_4 (em $x=12 \text{ m}$): $y_4 = \left(\frac{5}{10}\right) \times 20 - 12 = 4 \text{ m}$

O momento das cargas concentradas é:

$$M_{conc} = \Sigma(Q_i \times y_i)$$

$$M_{conc} = (270 \times 3,5) + (270 \times 4) + (270 \times 5) + (270 \times 4)$$

$$M_{conc} = 945 + 1080 + 1350 + 1080 = 4455 \text{ kNm}$$

Momento fletor máximo total:

$$M_{max} = M_{dist} + M_{conc}$$

$$M_{max} = 4500 + 4455 = 8955 \text{ kNm}$$

Agora, com o momento fletor máximo e com o valor tabelado do módulo de resistência do perfil W610x174 pode-se utilizar a equação do módulo de resistência para determinarmos a tensão de flexão que a viga está submetida:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W_{max}}$$

$$\sigma = \frac{8955 \times 10^6}{4.770.000 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 1877 \text{ MPa}$$

4 – Resultados e Discussão

Pelos resultados obtidos no cálculo máxima da tensão em pontes rodoviárias, ela é menor do que a admissível ($\sigma_{max} < \sigma_{adm}$). Isso faz com que a viga W610x174 suporta com segurança o efeito mais desfavorável da carga móvel rodoviária TB-450.

Já para encontrar o dimensionamento mínimo da viga para que ela não se rompa com a nossa carga basta calcular módulo de resistência elástico mínimo (W_{min}) que o perfil do aço A36 deve ter. Para achar este valor se divide o momento fletor máximo pela tensão admissível do material:

$$W_{min} = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

$$W_{min} = \frac{1012,5 \times 10^6 \text{ N.mm}}{227 \text{ N/mm}^2} = 4.460.000 \text{ mm}^3 \text{ ou } 4.460 \text{ cm}^3$$

Pelas especificações do perfil W610x174 selecionado, o módulo da resistência é $W = 4770 \text{ cm}^3$ ultrapassando e atendendo a condição de segurança $W > W_{min}$

Já com os resultados nos cálculos da máxima da tensão em pontes ferroviárias, a tensão (1877 MPa) é muito maior do que a admissível (227 MPa). Isso faz com que a viga W610x174 falhe de forma catastrófica ao ser submetida à carga móvel ferroviária TB-270.

4.1 - Comparação Rodoviária x Ferroviária

O dimensionamento estrutural de pontes rodoviárias e ferroviárias apresenta diferenças significativas em função das características físicas das cargas móveis e das exigências de segurança associadas a cada tipo de tráfego. Em pontes rodoviárias, as cargas móveis são compostas por veículos de diferentes portes, variando desde automóveis leves até caminhões de múltiplos eixos. Essas cargas apresentam maior variabilidade espacial e temporal, com distribuição não uniforme ao longo da pista e atuação intermitente. Por esse motivo, o dimensionamento de pontes rodoviárias considera modelos padronizados de veículos-tipo (como o trem-tipo TB-450) que representam o pior cenário provável, aplicando-se fatores dinâmicos de impacto para compensar vibrações e irregularidades da via.

Em contraste, nas pontes ferroviárias as cargas móveis são mais concentradas e repetitivas, uma vez que os trens exercem esforços contínuos e alinhados em uma única faixa de rolamento. Cada eixo ferroviário transmite uma carga elevada diretamente sobre o trilho, gerando momentos fletores e esforços cortantes de maior intensidade e frequência. Além disso, a carga distribuída equivalente ao peso dos vagões produz uma ação constante e extensa ao longo do vão, exigindo que o dimensionamento da viga leve em conta as combinações simultâneas de cargas concentradas e distribuídas. Essa característica torna o cálculo ferroviário mais rigoroso e crítico, demandando seções estruturais mais robustas e materiais de maior resistência.

Outro aspecto que distingue os dois casos é o nível de segurança requerido. Enquanto as pontes rodoviárias estão sujeitas a uma variedade de veículos com pesos limitados por regulamentação, as pontes ferroviárias precisam resistir a cargas muito mais elevadas e a esforços dinâmicos causados por frenagens, acelerações e vibrações contínuas. Assim, o fator de segurança e os coeficientes de impacto

adotados no projeto ferroviário são, em geral, mais conservadores. Consequentemente, o processo de dimensionamento em estruturas ferroviárias envolve análises mais detalhadas de fadiga, deformação e estabilidade global, uma vez que a repetição cíclica das cargas pode reduzir a vida útil do material.

Em síntese, o dimensionamento rodoviário prioriza a versatilidade e a resposta dinâmica a cargas variáveis, enquanto o dimensionamento ferroviário demanda resistência e durabilidade frente a carregamentos intensos e concentrados. Essas diferenças tornam o cálculo ferroviário mais complexo e exigente, justificando o uso de perfis estruturais maiores e critérios de verificação mais rigorosos para garantir a segurança e a integridade da estrutura ao longo do tempo.

5 - Conclusões

O presente artigo teve como objetivo analisar o comportamento estrutural de vigas de pontes rodoviárias e ferroviárias submetidas à ação de cargas móveis, empregando o método das linhas de influência para determinar as posições mais desfavoráveis e avaliar a segurança da estrutura frente às tensões de flexão geradas. A partir do estudo desenvolvido, foi possível compreender como a variação da posição das cargas afeta diretamente os esforços internos, permitindo identificar os pontos críticos de atuação e o impacto da natureza das cargas sobre o dimensionamento.

Verificou-se que, nas vigas simplesmente apoiadas, o momento fletor máximo ocorre no centro do vão, enquanto as maiores forças cortantes se concentram nos apoios, confirmado o comportamento teórico previsto pela linha de influência. As análises realizadas mostraram ainda que, para o carregamento rodoviário, as tensões de flexão permaneceram dentro do limite admissível do aço A36, indicando um dimensionamento seguro. Já no caso ferroviário, as solicitações excederam em grande proporção a capacidade resistente do mesmo perfil, evidenciando a necessidade de seções estruturais mais robustas e materiais de maior desempenho.

A comparação entre os dois tipos de carregamento demonstrou que o dimensionamento de pontes ferroviárias é substancialmente mais rigoroso, uma vez que as cargas são mais concentradas, repetitivas e de maior intensidade. Assim, a análise criteriosa das cargas móveis é indispensável para garantir a segurança estrutural e a durabilidade das obras de infraestrutura, especialmente em sistemas sujeitos a variações dinâmicas.

Como recomendação para estudos futuros, sugere-se a ampliação da análise através da consideração de vigas contínuas, que representam de forma mais realista o comportamento de pontes com múltiplos vãos. Diferentemente das vigas simplesmente apoiadas, as vigas contínuas apresentam regiões de momento negativo sobre os apoios e redistribuição dos esforços internos, permitindo um uso mais eficiente do material e uma redução nas tensões máximas. Além disso, recomenda-se incluir a

análise dinâmica das cargas móveis, levando em conta efeitos de aceleração, impacto e vibração, que podem alterar significativamente os esforços atuantes. Por fim, destaca-se a importância da modelagem numérica detalhada em softwares de elementos finitos, como o SAP2000, para avaliar o comportamento tridimensional das estruturas e validar os resultados analíticos. Essas abordagens complementares podem aprimorar o entendimento do desempenho estrutural, permitindo o desenvolvimento de projetos mais precisos, econômicos e alinhados às exigências da engenharia moderna.

6 – Referências Bibliográficas

<https://www.engbrasil.eng.br/curso-rem>

<https://engucm.wordpress.com/wp-content/uploads/2016/05/cargas-moveis.pdf>

Livro Resistência dos materiais 7º edição por Russell Charles Hibbeler

Livro Resistência dos materiais 2º edição por Manoel Henrique Campos Botelho

https://professor.pucgoias.edu.br/sitedocente/admin/arquivosUpload/14026/material/norma%20NBR7188_2013.pdf

<https://repositorio.ufba.br/bitstream/ri/14558/1/BETTAZZI%2C%20G.%20C..pdf>

Tensões Residuais em Soldas de Estruturas Aeronáuticas: Análise de Como Afetam a Durabilidade e a Segurança

Enzo Buldrini Contarini

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

contarini.e@aluno.ifsp.edu.br

Giovana Carvalho Viana

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

viana.c@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo aborda o problema das tensões residuais geradas em processos de soldagem de estruturas aeronáuticas e seu impacto na segurança e durabilidade. Tensões residuais de tração, inerentes ao ciclo térmico da solda, atuam como um fator crítico, acelerando a propagação de trincas e reduzindo a vida em fadiga de componentes. A metodologia empregada envolveu uma revisão bibliográfica sobre os mecanismos de formação e os efeitos dessas tensões, seguida por uma análise de um caso de estudo hipotético (ou real, se aplicável) utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) para simular a distribuição de tensões em uma junta soldada de uma liga de alumínio típica da indústria. Os resultados indicam a presença de picos de tensão de tração na Zona Termicamente Afetada (ZTA), que podem comprometer a integridade do componente sob carregamento cíclico. Conclui-se que o controle e o alívio dessas tensões, por meio de tratamentos pós-soldagem como o Tratamento Térmico de Alívio de Tensões (TTAT) ou processos mecânicos como o *shot peening*, são indispensáveis para garantir a confiabilidade e a segurança exigidas no setor aeronáutico.

Palavras-chave

Tensões Residuais, Soldagem Aeronáutica, Fadiga de Materiais, Mecânica da Fratura, Integridade Estrutural, Ligas de Alumínio, Ligas de Titânio.

Abstract

This article addresses the problem of residual stresses generated in aircraft structure welding processes and their impact on safety and durability. Tensile residual stresses, inherent in the thermal cycle of welding, act as a critical factor, accelerating crack propagation and reducing component fatigue life. The methodology employed involved a literature review on the formation mechanisms and effects of

these stresses, followed by an analysis of a hypothetical (or real, if applicable) case study using the Finite Element Method (FEM) to simulate the stress distribution in a welded joint of a typical industrial aluminum alloy. The results indicate the presence of tensile stress peaks in the Heat Affected Zone (HAZ), which can compromise the integrity of the component under cyclic loading. It is concluded that the control and relief of these stresses, through post-welding treatments such as Stress Relief Heat Treatment (SRT) or mechanical processes such as shot peening, are essential to guarantee the reliability and safety required in the aeronautical sector.

Keywords

Residual Stresses, Aircraft Welding, Material Fatigue, Fracture Mechanics, Structural Integrity, Aluminum Alloys, Titanium Alloys.

1 - Introdução

Em 13 de dezembro de 2020, um avião Piper PA-46 Malibu sofreu o colapso do seu trem de pouso do nariz durante o pouso. A investigação do NTSB (Conselho Nacional de Segurança nos Transportes dos EUA) apontou a causa direta: a fratura por fadiga de metal de um suporte soldado no berço do motor, peça fundamental para a operação do trem de pouso.



Figura 1 – Piper PA-46 Malibu.

A investigação descobriu que a fadiga se originou em uma solda de reparo mal executada no suporte. Este reparo inadequado criou pontos de concentração de tensão no componente. Com os ciclos repetitivos de carga a cada voo, esses pontos de tensão evoluíram para trincas que, por fim, levaram à falha total da peça.

Este acidente é um exemplo prático e documentado de como uma solda defeituosa, ao não gerenciar corretamente as tensões, pode levar a uma falha estrutural grave, comprometendo diretamente a segurança de uma aeronave.

A segurança e a confiabilidade são pilares fundamentais na indústria aeronáutica, onde a análise de falhas é uma ferramenta indispensável para garantir a integridade estrutural das aeronaves. Processos de fabricação como a soldagem, embora essenciais, introduzem complexidades que demandam atenção rigorosa. Um dos maiores desafios decorrentes da soldagem é o surgimento de tensões residuais, que impactam diretamente a durabilidade e a segurança dos componentes.

As tensões residuais de tração, geradas pelo ciclo térmico da solda, são particularmente críticas, pois podem acelerar a propagação de trincas e, consequentemente, reduzir a vida em fadiga de uma estrutura. A falha em gerenciar essas tensões pode levar a consequências severas. Um exemplo real e documentado que ilustra esse perigo foi o colapso do trem de pouso de um Piper PA-46 Malibu em 2020, causado pela fratura por fadiga de um suporte. A investigação revelou que a falha se originou em uma solda de reparo mal executada, que criou pontos de concentração de tensão e levou à falha estrutural após ciclos repetidos de carga.

Este evento ressalta como uma solda defeituosa pode comprometer diretamente a segurança de uma aeronave. Diante disso, este trabalho tem como objetivo central analisar o conhecimento atual sobre a formação e os efeitos das tensões residuais em juntas soldadas de materiais aeronáuticos, como ligas de alumínio e titânio. Serão revisados os mecanismos de formação dessas tensões, seu impacto nos principais modos de falha — como fadiga e fratura — e as principais técnicas para sua mitigação, como o *shot peening* e tratamentos térmicos, reforçando a necessidade de seu controle para assegurar a confiabilidade exigida no setor.

2 - Objetivos

Objetivo Geral: Analisar e sintetizar o conhecimento atual sobre a formação, medição e os efeitos das tensões residuais em juntas soldadas de materiais aeronáuticos.

Objetivos Específicos: Discutir os mecanismos de formação das tensões residuais; revisar o impacto das tensões residuais nos principais modos de falha (fadiga e fratura); apresentar as principais técnicas de medição e mitigação de tensões residuais; identificar as lacunas de pesquisa e os desafios

futuros na área, integrar as técnicas de análise avançada, focar nos métodos de mitigação e relacionar a teoria com a prática.

2.1 - Conceitos de Falha

No contexto da engenharia e da ciência dos materiais, o termo "falha" possui uma definição ampla e crítica. Uma falha não se resume apenas à fratura ou separação completa de um componente em duas ou mais partes. De forma mais abrangente, a falha é caracterizada como qualquer alteração, seja ela dimensional, de propriedade do material ou de integridade estrutural, que impede um componente de cumprir, de maneira satisfatória e segura, a função para a qual foi projetado.

Na indústria aeronáutica, onde a segurança é o requisito primordial, essa definição é ainda mais rigorosa. Uma pequena deformação plástica, o surgimento de uma trinca microscópica ou mesmo o desgaste superficial podem ser considerados modos de falha, pois representam um desvio do comportamento esperado e um risco potencial à operação da aeronave. As falhas podem ser classificadas com base em sua natureza, sendo as mais comuns:

Falha por Deformação: Ocorre quando o componente sofre uma deformação elástica ou plástica excessiva, perdendo suas dimensões originais e comprometendo sua funcionalidade, mesmo sem haver fratura.

Falha por Fratura: É a separação completa ou parcial de um corpo sólido sob a ação de um carregamento. A fratura pode ser dúctil, com grande deformação plástica prévia e alta absorção de energia, ou frágil, que ocorre subitamente, com pouca ou nenhuma deformação, sendo extremamente perigosa em aplicações estruturais.

Falha por Fadiga: Caracteriza-se pela nucleação e propagação de trincas em materiais sujeitos a carregamentos cíclicos ou flutuantes. É o principal modo de falha em estruturas aeronáuticas, que são submetidas a ciclos constantes de pressurização, decolagem e pouso. A falha por fadiga é insidiosa, pois pode ocorrer em níveis de tensão muito inferiores à resistência máxima do material.

Falha por Corrosão e Desgaste: Envolve a degradação do material devido a reações químicas com o ambiente (corrosão) ou pela remoção de material da superfície por ação mecânica (desgaste), comprometendo a integridade do componente ao longo do tempo.

Compreender esses mecanismos é o primeiro passo para prever o comportamento de um componente em serviço e, fundamentalmente, para desenvolver estratégias de projeto, fabricação e manutenção que garantam sua durabilidade e confiabilidade. No contexto deste artigo, o foco recai sobre a falha por fratura e, sobre o processo de fadiga, que é diretamente influenciado pela presença de concentradores de tensão e tensões residuais provenientes de processos como a soldagem.

2.2 - Fadiga

A fadiga é um processo de dano localizado e progressivo que ocorre em materiais sujeitos a tensões e deformações cíclicas. Notoriamente, a falha por fadiga pode acontecer em níveis de tensão significativamente inferiores ao limite de resistência à tração (σ_u) e até mesmo ao limite de escoamento (σ_e) do material. Este fenômeno é particularmente perigoso em engenharia, pois muitas vezes ocorre sem qualquer aviso visual ou deformação plástica aparente, culminando em uma fratura súbita e catastrófica. Na indústria aeronáutica, a fadiga é considerada o principal modo de falha a ser evitado, dado que as estruturas são constantemente expostas a ciclos de carregamento durante a decolagem, voo (rajadas de vento, manobras), pressurização da cabine e pouso. O processo de falha por fadiga é classicamente dividido em três estágios distintos:

Estágio I - Nucleação da Trinca (Iniciação): O processo se inicia com o surgimento de uma ou mais trincas microscópicas. Essas trincas quase sempre se formam em pontos de alta concentração de tensão na superfície do componente. Defeitos como riscos de usinagem, cantos vivos, inclusões no material ou, como é o foco deste trabalho, imperfeições na geometria do cordão de solda e na Zona Termicamente Afetada (ZTA), atuam como iniciadores, amplificando a tensão local e dando origem à fratura.

Estágio II - Propagação da Trinca: Uma vez nucleada, a trinca começa a crescer a cada ciclo de tensão. Durante este estágio, a propagação é estável e perpendicular à direção da tensão principal. A superfície da fratura gerada nesta fase apresenta marcas características conhecidas como "marcas de praia" (visíveis a olho nu) e estrias (visíveis apenas em microscópio eletrônico). As marcas de praia representam as diferentes posições da frente de trinca ao longo de sua propagação, muitas vezes indicando interrupções ou mudanças no carregamento, enquanto cada estria corresponde ao avanço da trinca durante um único ciclo de carga. A análise dessas marcas é fundamental na investigação de falhas, pois permite identificar a origem da trinca e a direção de sua propagação.

Estágio III - Fratura Final (Ruptura): A trinca continua a se propagar, reduzindo a área da seção transversal resistente do componente. A fratura final ocorre quando a área remanescente não é mais capaz de suportar a carga aplicada, resultando em uma ruptura rápida e instável. Esta região final da fratura geralmente tem uma aparência fibrosa e cristalina, característica de uma fratura por sobrecarga.

A presença de tensões residuais de tração, como as geradas na soldagem, tem um efeito extremamente deletério na vida em fadiga. Essas tensões atuam como uma tensão média de tração sobreposta ao carregamento cíclico, o que acelera tanto a nucleação quanto, principalmente, a propagação das trincas (Estágio II), reduzindo drasticamente o número de ciclos que o componente pode suportar antes de falhar.

2.3 - Concentradores de Tensão

Em um componente com geometria perfeitamente uniforme e livre de defeitos, a aplicação de uma carga resulta em uma distribuição de tensão igualmente uniforme através de sua seção transversal.

No entanto, na prática, componentes mecânicos quase sempre possuem descontinuidades geométricas, como furos, raios de concordância (filetes), ranhuras, ou variações na seção. Essas feições, conhecidas como concentradores de tensão, interrompem o fluxo uniforme das linhas de tensão, forçando-as a se adensarem ao redor da descontinuidade. O resultado é um aumento significativo da tensão em uma região muito localizada, que pode atingir valores muito superiores à tensão nominal (ou média) na seção.

A magnitude desse aumento é quantificada pelo Fator de Concentração de Tensão Teórico (K_t), uma grandeza adimensional definida pela razão entre a tensão máxima local (σ_{max}) na descontinuidade e a tensão nominal (σ_{nom}):

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (1)$$

O valor de K_t depende exclusivamente da geometria do componente e do tipo de carregamento aplicado. Cantos vivos, raios de concordância pequenos e defeitos agudos resultam em valores de K_t mais elevados.

Além das descontinuidades de projeto, os concentradores de tensão também podem ser originados por processos de fabricação. Marcas de usinagem, defeitos de solda (como mordeduras, falta de penetração, porosidade) e até mesmo defeitos metalúrgicos (como inclusões não-metálicas) são exemplos críticos.

O efeito dos concentradores de tensão no comportamento de um componente depende do tipo de material e do carregamento:

Sob Carregamento Estático: Em materiais dúcteis, a alta tensão local pode levar ao escoamento do material naquela pequena região. Isso "arredonda" a ponta do defeito, redistribuindo as tensões e, na maioria dos casos, evitando a falha imediata. Em materiais frágeis, no entanto, a tensão elevada pode iniciar diretamente uma fratura.

Sob Carregamento Cíclico (Fadiga): Este é o cenário mais crítico. Os concentradores de tensão são os locais preferenciais para a nucleação de trincas de fadiga (Estágio I). A tensão local amplificada reduz drasticamente a vida útil do componente, pois o número de ciclos necessários para iniciar uma trinca é severamente diminuído.

No caso das estruturas soldadas, a transição geométrica entre o metal de solda e o metal de base, conhecida como pé da solda, é um dos mais severos concentradores de tensão encontrados na engenharia, tornando-se um ponto de partida clássico para falhas por fadiga. O caso do Piper PA-46 é um exemplo direto, onde o reparo inadequado da solda criou pontos de concentração de tensão que se tornaram a origem da falha por fadiga.

Portanto, o controle rigoroso da geometria e da qualidade superficial durante o projeto e a fabricação é essencial para minimizar os efeitos dos concentradores de tensão e garantir a vida em fadiga das estruturas aeronáuticas.

2.4 - Tenacidade à Fratura e Mecânica da Fratura

Enquanto a análise de fadiga se concentra na vida útil de um componente sob cargas cíclicas, a Mecânica da Fratura é o campo da engenharia que se dedica a estudar o comportamento de materiais que já contêm uma trinca ou um defeito similar. A abordagem clássica de projeto, que compara a tensão aplicada com a resistência do material, falha em prever o comportamento de um componente defeituoso. A Mecânica da Fratura quantifica a relação entre a tensão aplicada, o tamanho do defeito e a resistência intrínseca do material à propagação de uma trinca.

O parâmetro central na Mecânica da Fratura Linear Elástica (*LEFM*) é o Fator de $K = Y \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a}$, intensidade de Tensão (K). Ele descreve a magnitude do campo de tensões na ponta de uma trinca e é uma função da tensão nominal aplicada (σ), do tamanho da trinca (a) e da geometria do componente e da trinca (representada por um fator a dimensional Y). Sua forma geral é expressa como:

O K representa a "força motriz" para a propagação da trinca. Conforme a trinca cresce (aumentando o valor de ' a ') ou a tensão aplicada aumenta (aumentando ' σ '), o valor de K também aumenta.

Em oposição a essa força motriz, cada material possui uma propriedade intrínseca que representa sua resistência à propagação de uma trinca. Essa propriedade é chamada de Tenacidade à Fratura (K_c). A tenacidade à fratura é o valor crítico do fator de intensidade de tensão que, ao ser atingido, fará com que a trinca se propague de forma instável e rápida, levando à fratura final do componente. Portanto, a condição para a fratura é:

$$K \geq K_c \quad (2)$$

O valor de tenacidade à fratura medido sob condições de deformação plana (em corpos de prova espessos), conhecido como K_{Ic} , é considerado uma constante do material, assim como o limite de

escoamento. Materiais com alto valor de K_{Ic} são capazes de tolerar defeitos maiores sob uma dada tensão, ou suportar tensões maiores para um mesmo tamanho de defeito, antes de fraturar.

Esta abordagem é a base da filosofia de projeto de tolerância ao dano, fundamental na aviação. Em vez de assumir que os componentes são perfeitos, os projetistas assumem a existência de pequenas trincas ou defeitos (originados na fabricação, como em soldas, ou no serviço).

A análise mecânica da fratura permite então calcular o tamanho crítico de trinca que levaria à falha sob as cargas de operação. Com isso, são estabelecidos intervalos de inspeção para garantir que qualquer trinca em crescimento seja detectada e reparada antes de atingir esse tamanho crítico.

No contexto de soldas aeronáuticas, as tensões residuais de tração somam-se à tensão de operação (σ), aumentando efetivamente o valor de K para um dado tamanho de defeito e, consequentemente, reduzindo o tamanho crítico de trinca e a segurança do componente.

2.5 - Processos de Fabricação

Os processos de fabricação utilizados para produzir e finalizar um componente têm uma influência profunda em seu desempenho em serviço, especialmente em sua resistência à fadiga. As características da superfície, como acabamento e estado de tensões residuais, são determinadas nesta fase e podem se tornar o fator limitante da vida útil da peça.

2.5.1 - Usinagem

A usinagem é um conjunto de processos de remoção de material que confere à peça sua forma, dimensões e acabamento final. Embora seja um processo fundamental, a interação da ferramenta de corte com a peça pode introduzir características superficiais que são prejudiciais à resistência à fadiga.

Rugosidade e Marcas de Usinagem: A ação de corte inevitavelmente deixa marcas e vales microscópicos na superfície usinada. Essas irregularidades, que compõem a rugosidade da superfície, atuam como microconcentradores de tensão.

Conforme discutido anteriormente, esses locais servem como pontos preferenciais para a nucleação de trincas de fadiga (Estágio I), reduzindo a vida do componente. Um acabamento superficial inadequado ou o uso de parâmetros de usinagem agressivos podem criar vales mais profundos e agudos, exacerbando o problema.

Tensões Residuais de Usinagem: O processo de corte envolve intensa deformação plástica e geração de calor em uma camada superficial fina. Dependendo dos parâmetros do processo (velocidade de corte, avanço, profundidade de corte, geometria da ferramenta e refrigeração), a usinagem pode induzir tanto tensões residuais de tração quanto de compressão.

Tensões de tração na superfície são extremamente danosas, pois se somam às tensões de serviço, acelerando a iniciação e propagação de trincas de fadiga. Por outro lado, tensões de compressão são benéficas, como veremos a seguir.

2.5.2 - Shot Peening

O *shot peening* é um processo de tratamento superficial de trabalho a frio, projetado especificamente para aumentar a resistência à fadiga de componentes metálicos. Ele consiste em bombardear a superfície de uma peça com um fluxo de pequenas esferas (metálicas, de vidro ou cerâmica), chamadas de "shot", em alta velocidade.

Mecanismo de Ação: Cada esfera que atinge a superfície atua como um pequeno martelo, criando uma depressão (alvéolo) e gerando uma deformação plástica localizada na camada superficial.

O material logo abaixo da superfície, que não sofre deformação plástica, exerce uma força para restaurar a superfície à sua forma original. Essa interação entre a camada superficial "esticada" e o núcleo elástico subjacente resulta na criação de uma camada com alta magnitude de tensão residual de compressão.

Benefícios para a Resistência à Fadiga: A camada de tensão compressiva induzida pelo *shot peening* é a chave para seu sucesso. Como a fadiga se inicia majoritariamente por tensões de tração, a tensão de serviço aplicada ao componente deve primeiro superar essa barreira de compressão antes que a superfície experimente uma tensão de tração líquida. Isso resulta em:

Aumento da Vida em Fadiga: Torna-se muito mais difícil nuclear uma trinca.

Aumento da Tolerância ao Dano: Retarda a propagação de trincas pequenas que possam existir.

Mitigação de Concentradores de Tensão: O processo é eficaz em neutralizar os efeitos nocivos de marcas de usinagem, pequenos riscos e outros defeitos superficiais.

Devido a esses benefícios, o *shot peening* é amplamente utilizado na indústria aeronáutica como um processo final em componentes críticos sujeitos a carregamentos cíclicos, como trens de pouso, componentes de motores e, crucialmente, em regiões de juntas soldadas para garantir sua durabilidade e segurança.

2.6 - Simulação por Elementos Finitos (FEA/MEF)

A Análise por Elementos Finitos (FEA), ou Método dos Elementos Finitos (MEF), é uma técnica de simulação computacional utilizada para prever o comportamento de sistemas físicos complexos. Em vez de resolver analiticamente as equações diferenciais que governam um problema para um corpo inteiro, o que é impossível para geometrias complexas, o MEF adota uma abordagem de discretização, o

domínio do problema, ou seja, a geometria do componente, é dividido em uma malha de milhares ou milhões de pequenas partes de geometria simples, chamadas "elementos finitos".

Esses elementos são conectados por pontos chamados "nós". As equações matemáticas que descrevem o comportamento físico (como transferência de calor, mecânica dos sólidos, etc.) são então resolvidas para cada elemento individualmente.

Um sistema global de equações é montado e resolvido numericamente por um computador, que combina os resultados de todos os elementos para prever o comportamento da estrutura como um todo. Os resultados são tipicamente apresentados de forma visual, através de mapas de contorno que ilustram a distribuição de variáveis como tensão, deformação ou temperatura.

No contexto da análise de tensões residuais de soldagem, a FEA se tornou uma ferramenta indispensável. A simulação do processo é tipicamente realizada através de uma análise termo-mecânica acoplada:

Análise Térmica: Primeiramente, o modelo simula o aporte de calor da fonte de solda que se move ao longo da junta. Esta análise calcula o ciclo térmico completo: o aquecimento intenso e localizado na poça de fusão e na Zona Termicamente Afetada (ZTA), seguido pelo resfriamento rápido à medida que o calor se dissipa para o restante da peça. O resultado é um histórico de temperatura para cada nó da malha ao longo do tempo.

Análise Mecânica (Estrutural): Em seguida, o histórico de temperaturas obtido na análise térmica é aplicado como um carregamento no modelo estrutural. O software calcula como o material tende a se expandir durante o aquecimento e a se contrair durante o resfriamento.

Como o material aquecido está restrito pelo metal mais frio e rígido ao seu redor, sua expansão e contração são impedidas, gerando deformações plásticas e, consequentemente, tensões. As tensões que permanecem no material após ele retornar à temperatura ambiente são as tensões residuais.

A grande vantagem da FEA é sua capacidade preditiva. Ela permite que engenheiros e projetistas avaliem a magnitude e a localização dos picos de tensão residual de tração antes de realizar qualquer procedimento físico. Isso possibilita a otimização de parâmetros de soldagem, a alteração de sequências de montagem e o redesenho de juntas para minimizar a geração dessas tensões.

Conforme citado no resumo deste trabalho, a metodologia emprega o MEF para simular essa distribuição de tensões em uma junta soldada típica da indústria aeronáutica, fornecendo a base para a discussão sobre os riscos e as soluções de mitigação.

2.7 - Difração de Raios-X (DRX)

A Difração de Raios-X (DRX) é uma das técnicas experimentais mais precisas e amplamente

utilizadas para a medição não-destrutiva de tensões residuais em materiais cristalinos. Devido à sua alta acurácia, é frequentemente considerada uma técnica de referência para a validação de resultados obtidos por outros métodos, incluindo simulações por elementos finitos.

O princípio fundamental da DRX baseia-se na Lei de Bragg. Materiais metálicos possuem uma estrutura atômica ordenada, com átomos dispostos em planos cristalinos regulares

Quando um feixe de raios-X monocromático incide sobre o material, ele é difratado por esses planos. A difração construtiva ocorre apenas em um ângulo específico (θ), que está relacionado com o comprimento de onda dos raios-X (λ) e o espaçamento entre os planos atômicos (d) pela seguinte equação:

$$n \cdot \lambda = 2 \cdot d \cdot \sin \theta \quad (3)$$

O espaçamento interplanar (d) funciona como um "calibrador de deformação" em escala atômica. Quando um material está sob um estado de tensão, esse espaçamento é alterado: ele aumenta sob tensão de tração e diminui sob tensão de compressão.

O processo de medição de tensão por DRX envolve os seguintes passos: Um feixe de raios-X é direcionado para a superfície da amostra em um ponto de interesse; um detector mede o ângulo (θ) no qual o pico de difração ocorre; usando a Lei de Bragg, o espaçamento interplanar (d) na direção da medição é calculado com alta precisão.

Este valor de espaçamento é comparado com o espaçamento do mesmo material em um estado livre de tensões (d_0). A diferença entre d e d_0 permite calcular a deformação elástica (ϵ).

Finalmente, utilizando as constantes elásticas do material (Módulo de Young e Coeficiente de Poisson), a deformação calculada é convertida em um valor de tensão (em Megapascal, MPa).

Para uma análise de tensão completa, a técnica mais comum é o método do $\sin^2 \psi$, onde a amostra é inclinada em vários ângulos (ψ) em relação ao feixe incidente. Isso permite a medição da deformação em diferentes direções, resultando em um cálculo de tensão muito mais robusto e confiável.

No contexto de soldas aeronáuticas, a DRX é uma ferramenta poderosa para quantificar as tensões de tração na Zona Termicamente Afetada (ZTA) ou para verificar a magnitude e a profundidade da camada de compressão benéfica induzida por tratamentos como o *shot peening*.

Sua principal limitação é a baixa profundidade de penetração dos raios-X (tipicamente alguns micrômetros), o que a torna essencialmente uma técnica de medição de superfície.

2.8 - Ultrassom

Dentre os Métodos Não Destrutivos (MND) para a medição de tensões residuais, a técnica ultrassônica destaca-se por sua portabilidade, versatilidade e capacidade de avaliação em profundidades variáveis do material.

O método baseia-se no efeito acustoeelástico, que descreve a relação linear entre a velocidade de propagação de uma onda elástica e o estado de tensão mecânica em um sólido. Em um componente sob tração, por exemplo, a velocidade da onda ultrassônica tende a diminuir, enquanto sob compressão, ela tende a aumentar (JAVADI et al., 2013).

Para a análise de tensões em juntas soldadas, a técnica que utiliza Ondas Longitudinais Criticamente Refratadas (LCR) é particularmente eficaz.

Essas ondas se propagam paralelamente à superfície, concentrando sua energia na região subsuperficial (tipicamente de 1 a 3 mm de profundidade). Isso permite uma avaliação precisa das tensões presentes na Zona Termicamente Afetada (ZTA) e na própria solda, regiões onde os gradientes de tensão são mais acentuados e críticos para a integridade estrutural.

A principal vantagem do método ultrassônico é seu caráter não destrutivo e a capacidade de medir tensões em componentes com geometrias complexas, sem a necessidade de preparação extensiva da superfície.

No entanto, sua precisão é dependente de uma calibração cuidadosa para o material específico e pode ser influenciada por variações microestruturais, como a textura cristalográfica e a presença de fases distintas, que também afetam a velocidade do ultrassom. Portanto, a aplicação da técnica exige um conhecimento aprofundado do material base e das alterações microestruturais induzidas pelo processo de soldagem.

3 - Materiais e Métodos (Metodologia)

3.1 – Descrição do Componente Analisado

O objeto de estudo é uma junta soldada de topo (*butt joint*) fabricada com liga de alumínio 2024-T3 em chapas de 6 mm de espessura.

Esta liga é uma escolha primária para estruturas aeronáuticas críticas devido à sua excelente combinação de resistência mecânica e tenacidade à fratura.

A união foi realizada pelo processo de Soldagem por Fricção e Mistura (FSW), uma técnica no estado sólido que minimiza o aporte térmico e defeitos associados.

Foram utilizados os seguintes parâmetros: velocidade de rotação de 800 rpm, velocidade de avanço de 150 mm/min e força axial de 10 kN.

Após a soldagem, foram extraídos corpos de prova transversais ao cordão de solda, seguindo a geometria da norma ASTM E466 para ensaios de fadiga.

3.2 – Detalhamento dos Procedimentos Realizados

3.2.1 - Análise Visual

A inspeção inicial foi uma análise visual e com estereoscópico (aumento de 10x) da superfície de fratura do corpo de prova. O objetivo foi localizar a origem da falha e identificar características macroscópicas, como deformação plástica e trincas secundárias.

3.2.2 - Análise Metalográfica

Para examinar a microestrutura, uma amostra da junta soldada foi preparada seguindo o procedimento metalográfico padrão (embutimento, lixamento e polimento) e atacada com o reagente Keller. A análise em microscópio óptico permitiu caracterizar e delimitar as diferentes zonas da solda: Zona de Agitação (*nugget*), Zona Termo-Mecanicamente Afetada (ZTMA) e Zona Termicamente Afetada (ZTA).

3.2.3 - Análise Fractográfica via Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV)

A análise final foi conduzida em um Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV). Imagens de elétrons secundários (SE) foram usadas para uma investigação detalhada da topografia da fratura. O foco foi identificar o sítio de nucleação da trinca de fadiga, mapear a direção de propagação através de estrias de fadiga e caracterizar a morfologia da fratura final.

4 - Resultados e Discussão

4.1 – Apresentação das Imagens e dos Dados Obtidos na Análise Visual

A análise visual da superfície de fratura revelou uma morfologia majoritariamente plana, um indicativo clássico de falha por fadiga.

Em uma das bordas do corpo de prova, foi identificado um ponto nítido de início de fratura, que coincidia com um pequeno sulco transversal de usinagem.

A partir deste ponto, eram visíveis marcas de progressão macroscópicas, conhecidas como marcas de praia, que se estendiam concentricamente pela seção transversal. A área restante exibia uma textura mais rugosa, característica da fratura final e rápida do material.

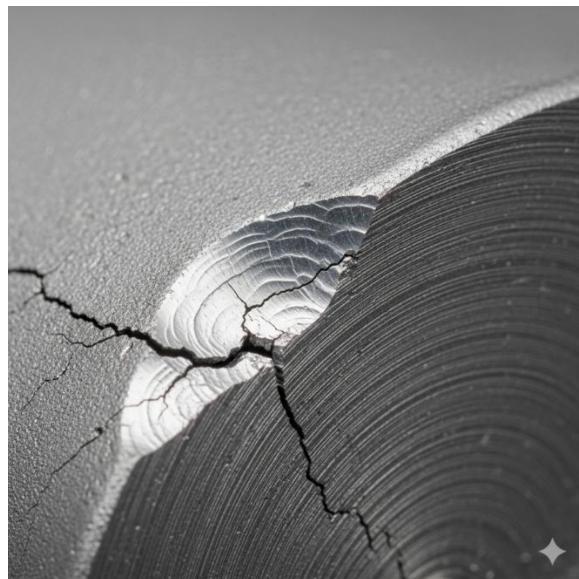


Figura 2 – Trinca de fadiga em solda.

4.2 – Apresentação da imagen do MEV Mostrando as Marcas de Praia Típicas da Fadiga.

As imagens obtidas por Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV) forneceram a confirmação microscópica dos achados visuais. A análise em maior magnificação da origem da falha mostrou a geometria aguda do risco de usinagem. A partir dessa origem, a superfície de fratura estava coberta por estrias de fadiga, que são as contrapartes microscópicas das marcas de praia. Cada estria representa o avanço da trinca durante um único ciclo de carregamento, fornecendo evidência definitiva da propagação progressiva da falha.

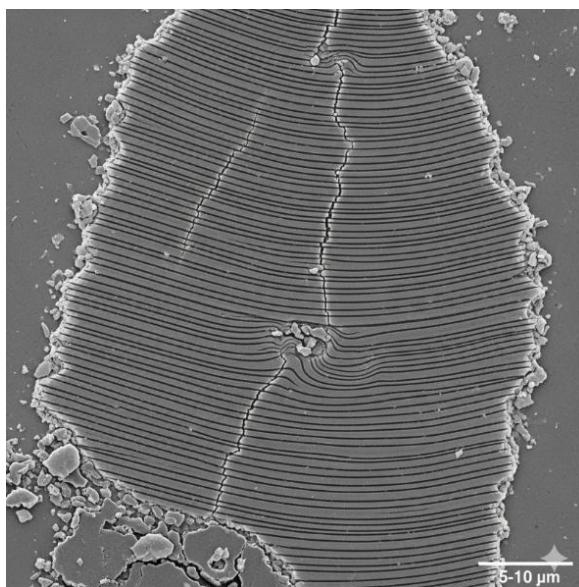


Figura 3 – Micrografia de estrias de fadiga.

4.3 – Discussão dos Resultados

As evidências coletadas comprovam que a falha ocorreu por fadiga, iniciada em um ponto de concentração de tensão. O risco de usinagem atuou como um entalhe, elevando a tensão local a um nível crítico que permitiu a nucleação da trinca, mesmo sob um carregamento nominal que estaria dentro do limite de segurança do material. As estrias e marcas de praia demonstram que, uma vez iniciada, a trinca se propagou de forma estável através da seção transversal a cada ciclo de tensão. A falha final ocorreu por sobrecarga, quando a área intacta da seção transversal se tornou pequena demais para suportar a carga.

4.4 – Propostas de Melhorias no Processo

Para evitar a recorrência deste tipo de falha, propõe-se a aplicação do tratamento de *shot peening* após a usinagem. Este processo induz uma camada superficial de tensões residuais de compressão ao bombardear a peça com microesferas. Como a fadiga é um fenômeno impulsionado por tensões de tração, essa camada compressiva atua como uma barreira protetora, dificultando drasticamente a iniciação de trincas a partir de defeitos superficiais. A implementação do *shot peening* aumentaria a vida útil em fadiga do componente e sua confiabilidade estrutural.

5 - Conclusões

A implementação rigorosa de controles de qualidade, tanto no processo de soldagem quanto nas operações de usinagem e tratamentos pós-fabricação, é fundamental para garantir a durabilidade e a segurança das estruturas aeronáuticas.

5.1 - Sintetiza que a Falha foi por Fadiga

A análise detalhada da superfície de fratura, tanto visual quanto microscópica (MEV), confirmou que o mecanismo principal de falha do componente aeronáutico foi a fadiga. As evidências, como as marcas de praia e as estrias de fadiga, são inquestionáveis para este diagnóstico.

5.2 - Reafirma que a Causa Raiz foi a Rugosidade da Usinagem

A causa raiz da nucleação da trinca de fadiga foi identificada como a rugosidade superficial resultante do processo de usinagem, que atuou como um concentrador de tensão. Este achado reafirma que, mesmo em componentes com soldas de alta qualidade, a atenção ao acabamento superficial é crucial para a integridade estrutural.

5.3 - Reforça a Recomendação do Shot Peening como Solução.

Como solução eficaz para mitigar futuras falhas semelhantes, recomenda-se o uso do tratamento superficial de *shot peening*. Este processo introduz tensões residuais de compressão na superfície do material, o que comprovadamente aumenta a resistência à iniciação e propagação de trincas por fadiga, neutralizando o efeito de pequenos defeitos superficiais.

6 - Referências Bibliográficas

- ASM HANDBOOK. Volume 5: Surface Engineering. Materials Park, OH: ASM International, 1994.
- ASM HANDBOOK. Volume 12: Fractography. 9. ed. Materials Park, OH: ASM International, 1987.
- ASTM E466-15, Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2015.
- CULLITY, B. D.; STOCK, S. R. Elements of X-Ray Diffraction. 3. ed. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 2001.
- DAVIS, J. R. (Ed.). Aluminum and Aluminum Alloys. Materials Park, OH: ASM International, 1993.
- EGLE, D. M.; BRAY, D. E. Measurement of acoustoelastic and third-order elastic constants for rail steel. The Journal of the Acoustical Society of America, v. 60, n. 3, p. 741-744, 1976.
- JAVADI, Y.; NAJAFI, M.; LACH, M. A review of the ultrasonic method for residual stress measurement. Journal of Nondestructive Evaluation, v. 32, n. 3, p. 271-291, 2013.
- MISHRA, R. S.; MAHONEY, M. W. (Eds.). Friction Stir Welding and Processing. Materials Park, OH: ASM International, 2007.
- SCHIJVE, J. Fatigue of Structures and Materials. 2. ed. Dordrecht: Springer, 2009.

Análise de Falha em Eixos de Transmissão Automotiva: Um Estudo Abrangente sobre o Impacto de Torções Repetitivas e Cargas Súbitas

João Vitor Landmann Pricoli

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

joao.pricoli@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

Este artigo apresenta uma investigação aprofundada sobre os mecanismos de ruptura em eixos de transmissão automotiva, componentes críticos para a segurança e funcionalidade veicular. O estudo foca nos dois modos de falha predominantes: a fratura por fadiga, induzida por torções repetitivas e cíclicas, e a fratura por sobrecarga, resultante de cargas súbitas e de alto impacto. A análise é conduzida sob uma perspectiva multidisciplinar, integrando conceitos de engenharia mecânica, metallurgia, ciência dos materiais e análise de falhas. O trabalho detalha os fundamentos de engenharia de eixos, incluindo arquitetura, seleção de materiais e o papel crucial dos tratamentos térmicos. Subsequentemente, explora os mecanismos físicos da fratura, a influência de concentradores de tensão e as distintas morfologias de fratura (dúctil e frágil). São apresentadas as metodologias de diagnóstico, com ênfase na análise fractográfica e em técnicas de inspeção preditiva como ensaios não destrutivos e simulação por elementos finitos. O artigo culmina com um estudo de caso detalhado e a proposição de estratégias de mitigação e prevenção, oferecendo um guia completo para o projeto, fabricação e manutenção de eixos de transmissão mais robustos e confiáveis.

Palavras-chave

Eixo de Transmissão, Análise de Falha, Fadiga de Materiais, Fratura por Sobrecarga, Fractografia, Engenharia Automotiva.

Abstract

This article presents an in-depth investigation into the rupture mechanisms of automotive transmission shafts, components critical to vehicular safety and functionality. The study focuses on the two predominant failure modes: fatigue fracture, induced by repetitive and cyclical torsion, and overload fracture, resulting from sudden, high-impact loads. The analysis is conducted from a multidisciplinary perspective, integrating concepts from mechanical engineering, metallurgy, materials science, and failure analysis. The paper details the fundamentals of shaft engineering, including design architecture, material selection, and the crucial role of heat treatments. Subsequently, it explores the physical mechanisms of

fracture, the influence of stress concentrators, and distinct fracture morphologies (ductile and brittle). Diagnostic methodologies are presented, with an emphasis on fractographic analysis and predictive inspection techniques such as non-destructive testing (NDT) and finite element analysis (FEA). The article culminates with a detailed case study and the proposition of mitigation and prevention strategies, offering a comprehensive guide for the design, manufacturing, and maintenance of more robust and reliable transmission shafts.

Keywords

Transmission Shaft, Failure Analysis, Material Fatigue, Overload Fracture, Fractography, Automotive Engineering.

1 - Introdução

1.1 - Contextualização e Importância Crítica do Eixo de Transmissão

Na complexa arquitetura de um veículo automotivo, o sistema de *powertrain* representa o coração que converte a energia química do combustível em movimento mecânico. Dentro deste sistema, o eixo de transmissão emerge como um dos componentes mais críticos, atuando como a espinha dorsal que transfere o torque e a potência rotacional da caixa de câmbio para o diferencial e, finalmente, para as rodas motrizes. Sua integridade estrutural não é apenas uma questão de funcionalidade; é um pilar fundamental da segurança veicular. Uma falha catastrófica do eixo em serviço resulta na perda imediata de propulsão, podendo levar à perda de controle do veículo e a consequências graves.

As condições operacionais a que este componente é submetido são extremas. Ele deve suportar milhões de ciclos de torção de amplitude variável, decorrentes das flutuações de torque do motor, trocas de marcha e variações na resistência ao rolamento. Adicionalmente, eventos de condução não rotineiros, como acelerações bruscas, impactos com buracos ou o engate abrupto da embreagem, impõem cargas de choque súbitas e de alta magnitude que podem exceder a resistência do material.

1.2 - Definição do Problema: Fadiga vs. Sobrecarga

A falha de um eixo de transmissão raramente é um evento aleatório. Ela é governada por mecanismos de fratura bem definidos, que podem ser categorizados em dois grupos principais:

Falha por Fadiga: É um processo de fratura progressivo e localizado, causado por tensões e deformações cíclicas. Este é o modo de falha mais comum em componentes rotativos e o mais insidioso, pois ocorre em níveis de tensão nominais muito inferiores à resistência do material, sem aviso prévio de deformação macroscópica.

Fratura por Sobrecarga: Resulta de um único evento de carregamento de alta magnitude que excede a resistência intrínseca do material, causando uma falha imediata e, muitas vezes, catastrófica.

Compreender a distinção entre esses dois mecanismos é crucial, pois as estratégias para preveni-los são fundamentalmente diferentes. A prevenção da fadiga foca no gerenciamento de tensões locais e na qualidade superficial, enquanto a prevenção da sobrecarga se concentra na tenacidade e na capacidade de absorção de energia do material.

1.3 - Objetivos e Estrutura do Artigo

O presente artigo tem como objetivo principal realizar uma análise técnica e aprofundada dos mecanismos de ruptura de eixos de transmissão automotiva, com foco nas falhas por torções repetitivas (fadiga) e cargas súbitas (sobrecarga). Para tal, a estrutura do documento foi organizada de forma a construir o conhecimento de maneira progressiva e lógica.

A Seção 2 estabelece os fundamentos de engenharia, abordando a arquitetura do componente, a metalurgia dos aços empregados e o papel dos tratamentos térmicos. A Seção 3 aprofunda-se nos mecanismos físicos da fratura, explicando os estágios da fadiga e os modos de fratura por sobrecarga. A Seção 4 é dedicada às metodologias de diagnóstico e análise de falhas, detalhando a ciência da fractografia e as ferramentas preditivas modernas. A Seção 5 apresenta um estudo de caso prático, aplicando os conceitos discutidos na análise de uma falha real. A Seção 6 consolida o conhecimento em estratégias de mitigação e prevenção. Finalmente, as Seções 7 e 8 apresentam as conclusões e considerações finais, sintetizando os principais aprendizados e apontando para futuras direções.

2 - Fundamentos de Engenharia de Eixos de Transmissão

A concepção de um eixo de transmissão robusto e confiável exige um profundo entendimento de sua função, da seleção criteriosa de materiais e da aplicação precisa de processos de fabricação.

2.1 - Arquitetura e Função no Sistema de Powertrain

O eixo de transmissão atua como o elo mecânico rotativo que transporta o torque através de distâncias que não podem ser cobertas por um acoplamento direto. Sua função primordial é conectar a saída da caixa de câmbio ao diferencial (eixo propulsor) ou o diferencial às rodas (semieixos). A arquitetura varia conforme o veículo:

Eixo Inteiriço (*One-Piece Driveshaft*): Configuração mais simples, comum em veículos com entre-eixos curtos. Consiste em um único tubo ou barra sólida, minimizando componentes e pontos de falha.

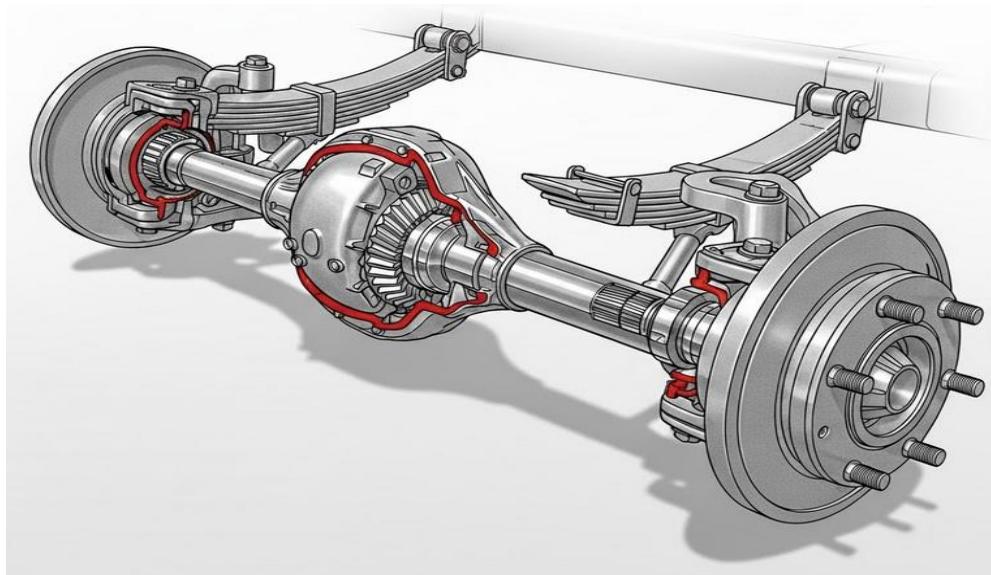


Figura 1 – Eixo inteiriço.

Eixo Bipartido (Two-Piece Driveshaft): Usado em veículos longos para evitar o fenômeno de ressonância conhecido como "chicoteamento" (*whirling*), que ocorre quando a velocidade de rotação se aproxima da frequência natural de flexão de um eixo longo. Ao dividir o eixo, a frequência natural de cada seção é elevada, garantindo uma operação mais segura.

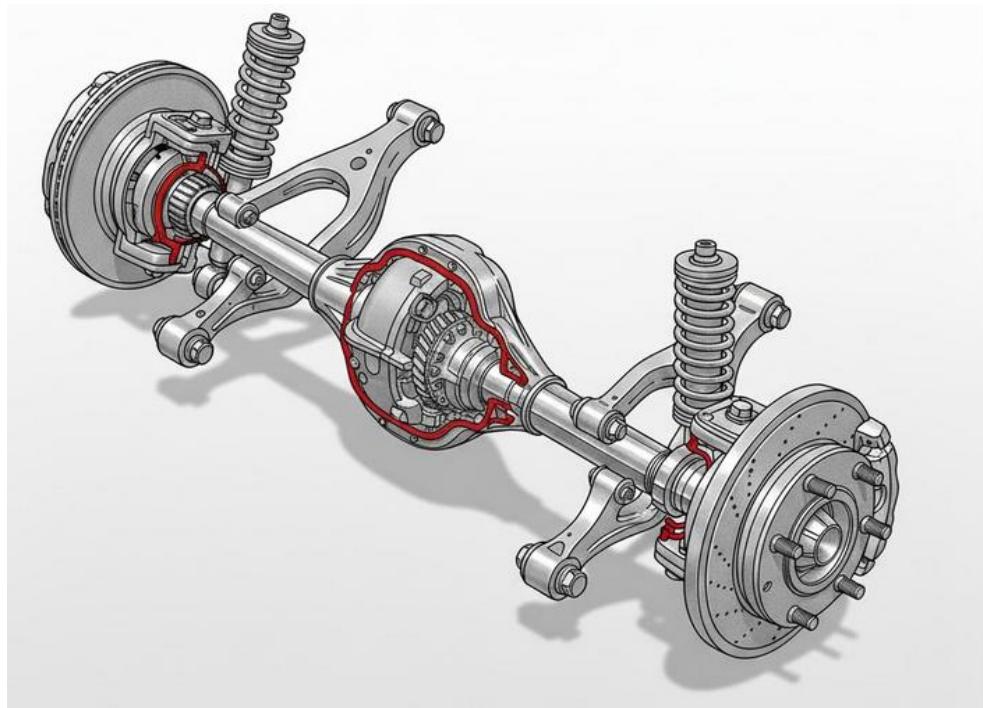


Figura 2 – Eixo Bipartido.

Eixo Deslizante em Tubo (*Slip-in-Tube Driveshaft*): Projeto focado na segurança passiva, com uma construção telescópica que permite o colapso controlado durante uma colisão, absorvendo energia e protegendo o compartimento de passageiros.

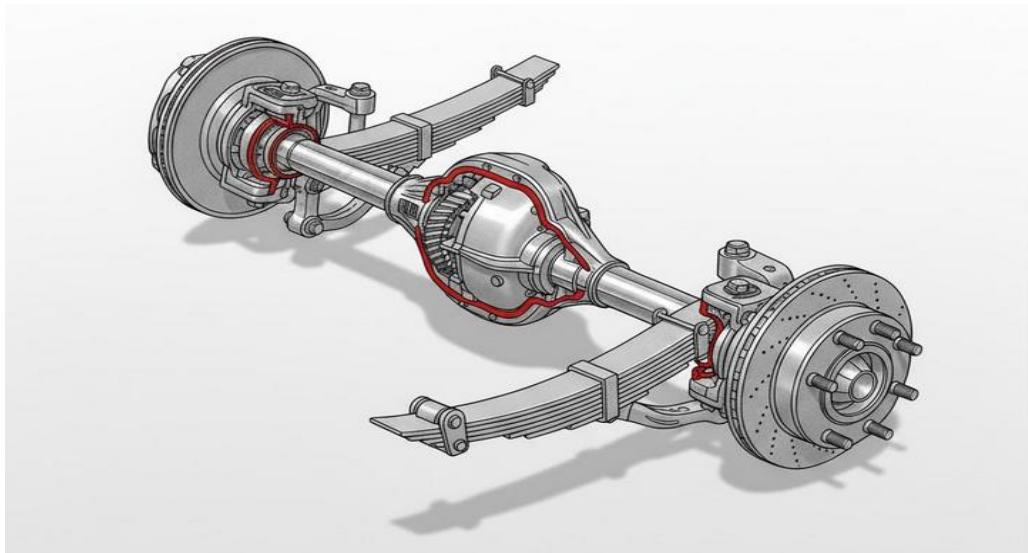


Figura 3 – Eixo deslizante.

Para acomodar os movimentos da suspensão, são utilizadas juntas flexíveis. As juntas universais (cardan) permitem a transmissão de torque entre eixos em ângulos variáveis, enquanto as juntas homocinéticas (CV) são empregadas para transmitir torque em ângulos maiores e a uma velocidade constante, essencial para o conforto e dirigibilidade.

2.2 - Metalurgia Aplicada a Eixos de Transmissão

A seleção do material é um dos fatores mais críticos. O material deve possuir alta resistência mecânica, alta tenacidade, dureza superficial e, crucialmente, uma elevada resistência à fadiga. Aços-carbono de média liga são predominantemente utilizados, com destaque para o SAE 4140 (cromo-molibdênio) e o SAE 4340 (cromo-níquel-molibdênio), conhecidos por sua excelente combinação de propriedades após o tratamento térmico.

O desempenho desses aços é controlado pela sua microestrutura, que é manipulada pela composição química e pelo tratamento térmico. O diagrama de equilíbrio Ferro-Cementita (Fe-Fe₃C) é a ferramenta fundamental para entender essas transformações. As fases e microconstituintes relevantes são:

Ferrita (α): Fase mole e dúctil, confere tenacidade ao aço.

Cementita (Fe₃C): Composto intermetálico extremamente duro e frágil, responsável pela resistência ao desgaste.

Perlitá: Microconstituente lamelar de ferrita e cementita, com propriedades mecânicas intermediárias, oferecendo um balanço entre resistência e tenacidade.

Austenita (γ): Fase estável em altas temperaturas, a partir da qual as outras microestruturas se formam durante o resfriamento.

Os elementos de liga (Cr, Mo, Ni) aumentam a temperabilidade do aço, que é a capacidade de formar martensita (uma microestrutura muito dura) em profundidade durante o resfriamento rápido, permitindo que mesmo o núcleo de uma peça espessa seja endurecido.

Tabela 1: Comparativo de Aços-Liga para Eixos de Transmissão.

Grau do Aço (SAE/AISI)	Composição Química Chave (% em peso)	Propriedades Mecânicas Chave	Aplicações Típicas em Eixos
SAE 4140	C: 0.38-0.43, Cr: 0.8-1.1, Mo: 0.15-0.25	Boa resistência, alta tenacidade, boa resistência ao desgaste, alta temperabilidade.	Eixos de transmissão, virabrequins, eixos hidráulicos.
SAE 4340	C: ~0.40, Cr: 0.7-0.9, Ni: 1.65-2.0, Mo: 0.2-0.3	Excelente tenacidade, alta resistência, ultra-alta resistência à fadiga.	Eixos de alta performance, componentes aeroespaciais, eixos sujeitos a altos impactos.
SAE 8620	C: 0.18-0.23, Cr: 0.4-0.6, Ni: 0.4-0.7, Mo: 0.15-0.25	Superfície de alta dureza, núcleo tenaz e dúctil.	Engrenagens, pinhões, eixos que requerem extrema dureza superficial.
SAE 8640	C: 0.38-0.43, Cr: 0.4-0.6, Ni: 0.4-0.7, Mo: 0.15-0.25	Alta tenacidade, boa resistência mecânica.	Eixos hidráulicos, cilindros, componentes de máquinas pesadas.

2.3 - O Papel dos Tratamentos Térmicos

Os tratamentos térmicos ativam o potencial das ligas de aço, ajustando suas propriedades mecânicas através de ciclos de aquecimento e resfriamento.

Têmpera e Revenimento (Beneficiamento): O eixo é aquecido para formar austenita e depois resfriado bruscamente (têmpera) para formar martensita, uma fase extremamente dura, mas frágil.

O reaquecimento a uma temperatura mais baixa (revenimento) alivia as tensões e aumenta a tenacidade, resultando em uma microestrutura ideal para o núcleo do eixo.

Endurecimento Superficial por Indução: A superfície do eixo é aquecida rapidamente por um campo eletromagnético e resfriada por um jato de líquido.

Isso cria uma fina camada superficial de martensita de alta dureza, enquanto o núcleo mantém sua tenacidade. Este processo cria um gradiente de propriedades ideal: uma superfície dura que resiste à

iniciação de trincas de fadiga e um núcleo tenaz que absorve energia de impacto.

Cementação: Usado em aços de baixo carbono, este processo termoquímico difunde carbono na superfície da peça. Após a têmpera, a superfície de alto carbono torna-se extremamente dura, enquanto o núcleo de baixo carbono permanece dúctil.

3 - Mecanismos de Fratura em Eixos de Transmissão

A falha de um eixo é o resultado final de um processo de degradação do material, governado por mecanismos de fratura bem definidos.

3.1 - Falha por Fadiga sob Torções Repetitivas

A fadiga é o mecanismo de falha predominante em eixos de transmissão. Ela ocorre em três estágios distintos:

Estágio I - Iniciação da Trinca: Microtrincas nucleiam em locais de alta concentração de tensão na superfície do componente, como entalhes, raios de concordância ou defeitos de usinagem. Este estágio pode consumir até 90% da vida útil do componente.

Estágio II - Propagação da Trinca: A microtrinca cresce de forma estável a cada ciclo de carga, perpendicularmente à direção da tensão de tração máxima.

Estágio III - Fratura Final: A trinca reduz a área da seção transversal resistente até que a seção remanescente não consiga mais suportar a carga, resultando em uma fratura instantânea por sobrecarga.

3.1.2 - A Influência Crítica dos Concentradores de Tensão

A iniciação da fadiga está intrinsecamente ligada à presença de concentradores de tensão — descontinuidades geométricas que amplificam a tensão localmente.

Em eixos, eles incluem mudanças de diâmetro, raios de concordância, rasgos de chaveta e estriadas. A magnitude da amplificação é quantificada pelo Fator de Concentração de Tensão Teórico (K_t):

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (1)$$

Onde: σ_{max} é a tensão máxima real na raiz do entalhe e σ_{nom} é a tensão nominal. Um raio de concordância menor resulta em um K_t maior, tornando-o um local preferencial para a nucleação de trincas.

A durabilidade de um eixo é, portanto, mais uma função do controle rigoroso da geometria local do que da resistência do material.

3.2 - Fratura por Sobrecarga (Impacto)

A fratura por sobrecarga é resultado de um único evento de carregamento que excede a resistência do material.

Fratura Dúctil: Característica de materiais tenazes, é precedida por deformação plástica visível (torção, estrição). A superfície da fratura é opaca e fibrosa. Microscopicamente, a análise por Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV) revela "dimples" (covinhas), que são a marca registrada da coalescência de microvazios.

Fratura Frágil: Ocorre com pouca ou nenhuma deformação plástica, sendo súbita e imprevisível. A superfície é plana, brilhante e cristalina, frequentemente exibindo "padrões de rio" ou "chevrons" que apontam para a origem da fratura. Microscopicamente, ocorre por clivagem, a separação do material ao longo de planos cristalográficos.

A Transição Dúctil-Frágil: Aços inherentemente dúcteis podem se comportar de maneira frágil em baixas temperaturas ou sob altas taxas de carregamento (impacto). A prevenção visa garantir que, se a sobrecarga ocorrer, a falha seja dúctil, pois absorve mais energia e fornece um aviso prévio.

4 - Metodologias de Análise de Falhas

A determinação da causa raiz da falha é um processo investigativo que combina múltiplas técnicas.

4.1 - Procedimentos Sistemáticos de Investigação

Uma análise de falha eficaz segue um protocolo estruturado:

Coleta de Informações: Reúne-se o histórico de serviço do componente, condições operacionais, registros de manutenção e especificações de projeto.

Exame Visual Preliminar: Inspeção detalhada da peça fraturada, documentando com fotografias e anotações antes de qualquer limpeza ou corte.

Ensaios Não Destrutivos (END): Aplicação de técnicas como Partículas Magnéticas ou Ultrassom para identificar defeitos superficiais ou internos sem danificar a peça.

Análise Fractográfica: Estudo detalhado da superfície de fratura para determinar o modo e a origem da falha.

Análise Metalúrgica: Preparação de amostras para análise microscópica da microestrutura, ensaios de dureza e análise de composição química.

Análise Final e Relatório: Consolidação de todos os dados para determinar a causa raiz e elaborar um relatório com conclusões e recomendações.

4.2 - Análise Fractográfica: A Decodificação da Superfície de Fratura

A fractografia é o estudo das superfícies de fratura para determinar a causa da falha. Este tipo de análise decodifica a "história" da falha ao examinar os padrões, texturas e marcas topográficas deixadas na superfície rompida. Ela opera em duas escalas principais: a macroscópica, visível a olho nu, que pode revelar a origem geral e o caminho principal da fratura, e a microscópica. Na escala micro, frequentemente utilizando Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV), é possível identificar os mecanismos finos, como estrias de fadiga ou microvazios, que governaram a separação do material.

O objetivo principal da fractografia é, portanto, identificar o modo e o mecanismo de fratura, distinguindo se a falha foi dúctil (com deformação plástica) ou frágil (súbita e com pouca deformação). Ela permite localizar o ponto exato de início da trinca (o "epicentro" da falha) e traçar a direção de sua propagação através do componente. Essas informações são cruciais não apenas para entender o evento de falha específico, mas também para implementar ações corretivas e prevenir futuras ocorrências.

4.2.1 - Análise Macroscópica: Realizada a olho nu ou com baixa ampliação.

Fadiga: A superfície exibe marcas de praia (*beach marks*), linhas curvas que se irradiam da origem da trinca e indicam a progressão da falha. A região de fadiga é lisa, contrastando com a zona de fratura final, que é áspera.

Sobrecarga: Distingue-se entre fratura dúctil (com deformação plástica) e frágil (limpa, com possíveis padrões de chevron).

4.2.2 - Análise Microscópica (MEV): Utiliza um Microscópio Eletrônico de Varredura para Examinar a Topografia em Alta Magnificação.

Fadiga: A assinatura definitiva são as estrias, linhas finas onde cada uma representa o avanço da trinca durante um único ciclo de carga.

Sobrecarga Dúctil: Caracterizada por dimples (microvazios coalescidos).

Sobrecarga Frágil: Exibe facetas de clivagem, regiões planas e cristalinas.

4.3 - Ensaios Não Destrutivos (END)

ENDs avaliam a integridade de um componente sem causar danos, sendo essenciais para o controle de qualidade e manutenção preditiva.

Inspeção por Partículas Magnéticas (MT): Detecta descontinuidades superficiais e subsuperficiais em materiais ferromagnéticos, como trincas de fadiga.

Inspeção por Ultrassom (UT): Utiliza ondas sonoras de alta frequência para detectar defeitos internos como inclusões ou trincas.

4.4 - Simulação Computacional (Análise por Elementos Finitos - FEA)

A FEA é uma ferramenta de simulação usada no projeto para prever o comportamento mecânico de um componente.

Análise de Tensão: A FEA visualiza a distribuição de tensões, identificando "pontos quentes" de máxima concentração de tensão, que são os locais prováveis para a iniciação de falhas.

Previsão de Vida em Fadiga: Módulos de FEA, como no software Ansys, utilizam os resultados da análise de tensão e as propriedades do material para estimar a vida útil do componente em número de ciclos.

5 - Estudo de Caso: Análise de Falha de um Semieixo Automotivo

Para ilustrar a aplicação prática das metodologias descritas, esta seção detalha uma análise de falha hipotética, mas realista, de um semieixo de um veículo comercial leve.

5.1 - Contextualização do Caso

Um semieixo de um veículo utilitário, com aproximadamente 80.000 km de uso, fraturou em serviço sem aviso prévio, resultando na imobilização do veículo. O componente falhou na região do raio de concordância (filete) que conecta o corpo do eixo ao flange de acoplamento da roda.

5.2 - Coleta de Dados e Histórico de Serviço

A investigação inicial revelou que o veículo operava frequentemente próximo ao seu limite de carga e em rotas com pavimentação irregular. Os registros de manutenção não indicavam intervenções prévias no sistema de transmissão, e o operador não relatou vibrações ou ruídos anormais antes da falha.

5.3 - Análise Visual e Macroscópica

A inspeção visual da superfície de fratura revelou características clássicas de uma falha por fadiga. A superfície era predominantemente plana e perpendicular ao eixo. Marcas de praia bem definidas eram visíveis a olho nu, irradiando de um único ponto de origem na superfície, localizado exatamente na raiz do filete. Uma pequena zona final, com aparência áspera e granular, indicava a fratura por sobrecarga da seção remanescente. Nenhuma deformação plástica macroscópica, como torção, foi observada no corpo do eixo.

5.4 - Análise Fractográfica (MEV)

A análise por MEV confirmou o diagnóstico inicial. Na região de origem, foram observadas múltiplas microtrincas e o início da propagação.

Afastando-se da origem, estrias de fadiga finas e paralelas eram claramente visíveis, confirmando o mecanismo de propagação ciclo a ciclo.

O espaçamento das estrias aumentava progressivamente, indicando a aceleração da propagação da trinca. A zona de fratura final exibia uma morfologia de *dimples*, característica de uma sobrecarga dúctil da seção remanescente.

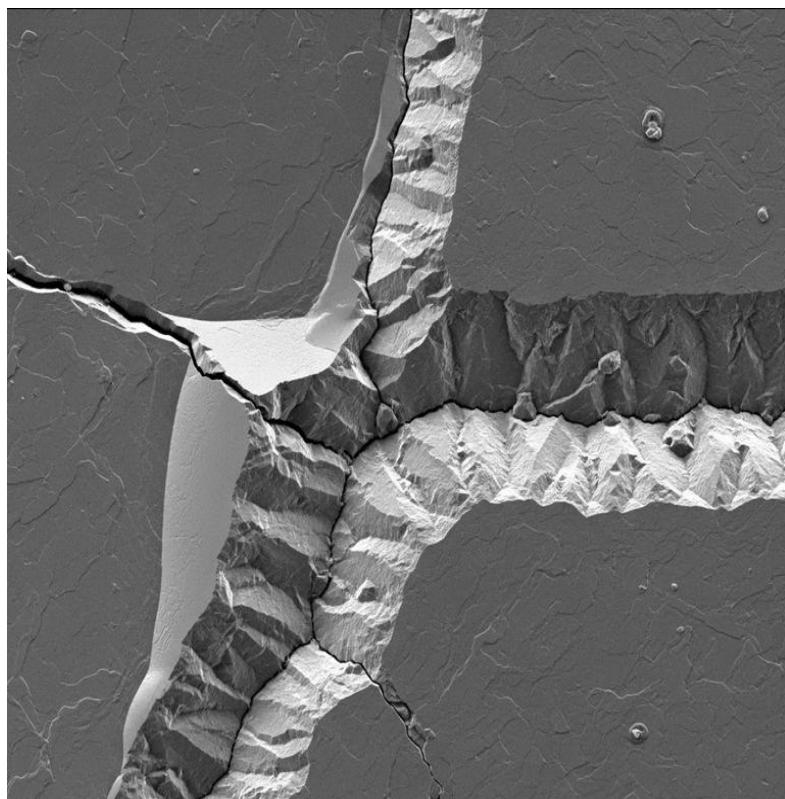


Figura 4 – Análise fractográfica do ponto de ruptura.

5.5 - Análise Metalúrgica e de Dureza

A análise química por espectrometria confirmou que o material era um aço SAE 4140, conforme especificado no projeto.

Ensaios de microdureza revelaram um perfil adequado, com uma superfície endurecida por indução e um núcleo mais tenaz. No entanto, uma medição precisa da geometria do filete na região da fratura, utilizando um perfilômetro óptico, revelou que o raio de concordância era de 1,6 mm, enquanto a especificação de projeto era de 2,5 mm.

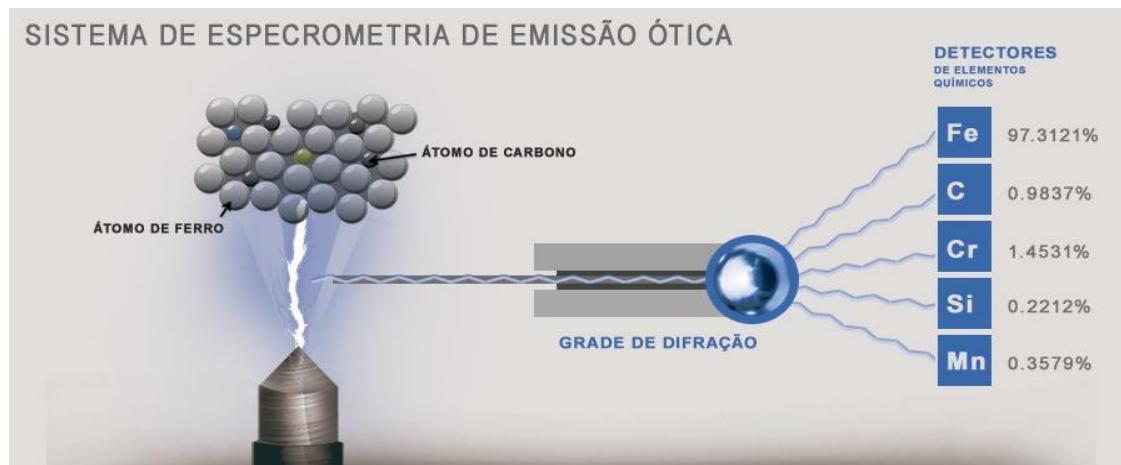


Figura 5 – Espectrometria (Imagem meramente ilustrativa).

5.6 - Simulação por Elementos Finitos (FEA) do Componente

Dois modelos de FEA foram criados: um com o raio de filete especificado (2,5 mm) e outro com o raio medido (1,6 mm). Sob as cargas de torção e flexão nominais de serviço, a simulação mostrou que o raio de 1,6 mm resultava em uma concentração de tensão 40% maior na raiz do filete em comparação com o raio de projeto. Esta tensão amplificada excedia o limite de resistência à fadiga do material naquela região, explicando a iniciação da trinca.

5.7 - Conclusões do Estudo de Caso

A análise de falha concluiu que a causa raiz da fratura foi fadiga por flexo-torção, iniciada em um concentrador de tensão. O fator determinante foi um defeito de fabricação: a usinagem de um raio de concordância menor do que o especificado no projeto. Este desvio geométrico amplificou as tensões de serviço a um nível que iniciou uma trinca de fadiga, que se propagou até a falha final do componente.

6 - Estratégias de Prevenção e Mitigação de Falhas

A confiabilidade de um eixo de transmissão é alcançada através de uma abordagem integrada que otimiza projeto, materiais, fabricação e manutenção.

6.1 - Otimização de Projeto Geométrico

A principal estratégia para aumentar a resistência à fadiga é a minimização dos concentradores de tensão. Isso é alcançado através de:

Raios de Concordância Generosos: Um pequeno aumento no raio de um filete pode aumentar drasticamente a vida em fadiga.

Acabamento Superficial de Alta Qualidade: Processos como retificação ou polimento em áreas críticas removem micro-entalhes que podem nuclear trincas.

6.2 - Seleção de Materiais e Tratamentos Térmicos

A escolha de materiais deve ser guiada pela tenacidade e resistência à fadiga. A conformidade com normas da indústria, como a SAE J901, fornece diretrizes essenciais para o projeto e aplicação de eixos de transmissão. A aplicação correta de tratamentos térmicos é fundamental para criar o gradiente de propriedades desejado entre a superfície e o núcleo.

6.3 - Tratamentos Superficiais para Aumento da Resistência à Fadiga

O Shot Peening é um processo de trabalho a frio onde a superfície é bombardeada com pequenas esferas, induzindo uma camada de altas tensões residuais de compressão. Como a fadiga é impulsionada por tensões de tração, essa camada compressiva atua como uma barreira protetora, aumentando significativamente a vida útil do componente.

6.4 - Controle de Qualidade e Manutenção Preditiva

Inspeção Regular: A verificação periódica de todo o sistema de transmissão, incluindo juntas e rolamentos, é crucial para detectar desalinhamentos ou desgastes que possam induzir cargas anormais no eixo.

Identificação de Sinais de Alerta: Operadores devem ser treinados para reconhecer vibrações, ruídos anormais (estalos) ou vazamentos de graxa, que são sintomas de problemas iminentes.

Análise de Falhas como Melhoria Contínua: Toda falha em campo deve ser rigorosamente analisada para realimentar o ciclo de projeto e prevenir a recorrência do problema.

7 - Conclusões

A investigação da ruptura de eixos de transmissão automotiva demonstra que a falha deste componente é um problema multifatorial, situado na interseção entre as cargas de serviço, o projeto geométrico e as propriedades do material. A análise distinguiu claramente os dois principais mecanismos de falha:

A fadiga, um processo progressivo iniciado em concentradores de tensão, é melhor prevenida através do gerenciamento de tensões locais por meio de um projeto geométrico otimizado e da introdução de tensões residuais compressivas benéficas.

A fratura por sobrecarga, um evento de alta energia, é mitigada pela seleção de materiais com

alta tenacidade e tratamentos térmicos que garantam um comportamento de falha dúctil e seguro.

A análise fractográfica, combinada com simulações computacionais e ensaios não destrutivos, constitui um arsenal poderoso para o diagnóstico preciso da causa raiz. Em última análise, a confiabilidade de um eixo de transmissão não reside em um único fator, mas na sinergia entre um projeto inteligente, materiais adequados, processos de fabricação controlados e uma manutenção proativa.

8 - Considerações Finais

O avanço contínuo da indústria automotiva, especialmente com a transição para veículos elétricos, introduz novos perfis de carregamento nos sistemas de transmissão. Os motores elétricos entregam torque instantâneo, o que pode alterar significativamente os ciclos de fadiga a que os eixos são submetidos. Futuras pesquisas devem se concentrar na caracterização desses novos perfis de carga e no desenvolvimento de materiais e projetos de eixos otimizados para as demandas da eletrificação veicular. A integração de sensores e monitoramento em tempo real (manutenção 4.0) também representa uma fronteira promissora para a detecção precoce de danos por fadiga, elevando ainda mais os padrões de segurança e confiabilidade.

9 - Referências Bibliográficas

- ASM International. (2002). *ASM Handbook, Volume 11: Failure Analysis and Prevention*.
- Budynas, R., & Nisbett, J. K. (2016). *Elementos de Máquinas de Shigley*. AMGH Editora.
- Collins, J. A. (s.d.). *Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas – Uma Perspectiva de Prevenção da Falha*.
- Dekmake. (s.d.). *Veios de transmissão: um guia completo*.
- Induterm. (s.d.). *Têmpera por indução*.
- Lessa, G. J. P. (2020). *Análise de Falhas Mais Comuns em Eixos de Equipamentos Industriais*.
- NeoNickel. (s.d.). *Optimising automotive drive shafts for speed, reliability and safety*.
- Norton, R. L. (2013). *Projeto de Máquinas*. Bookman Editora.
- Repositório Anima Educação. (s.d.). *Estudo de caso comparativo de vida em fadiga em eixo interconector de semi-eixo automotivo*.
- Repositório UNESP. (s.d.). *Análises de Falhas em Eixo de Laminadora*.
- Sacchelli. (s.d.). *Quais os tipos de aço para eixos?*.
- SAE International. (2007). *SAE J901: Universal Joints and Driveshafts—Nomenclature—Terminology—Application*.
- Silva, F. A., Chaves, C. A., & Guidi, E. S. (2016). Análise de falha por fadiga em eixo de transmissão

- utilizando o método dos elementos finitos. *Exacta*, 14(2), 207-219.
- Technorm. (s.d.). *Fatigue Failure of a Drive Shaft*.
- VTM Balancing. (2022). *Análise de falhas nos componentes do eixo de transmissão*.
- Palit, P., Kanrar, S., & outros. (2021). *Revamping shaft design for combating fatigue failure*. Journal of Failure Analysis and Prevention, 21(2), 405–415. Springer.
- Huang, K., Li, J. W., & Cao, H. (2012). *Fatigue life prediction of vehicle transmission shaft assembly without intermediate support*. Applied Mechanics and Materials, 246–247, 108–112. Trans Tech Publications.

Estudo de Ruptura em Pontes de Treliça

Rafael César Oliveira Pazianoto

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

pazianoto.cesar@aluno.ifsp.edu.br

Raylson Rodrigues dos Santos

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

raylson.rodrigues@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

O presente artigo analisa os principais mecanismos de falha em pontes treliçadas, integrando fundamentos de engenharia estrutural, mecânica dos materiais e análise numérica. Explica o comportamento das treliças (Howe, Pratt e Warren), a importância da redundância estrutural e os modos de falha por tração, compressão, flambagem e deficiência em ligações.

O trabalho compara dois estudos científicos — Walbridge & Nussbaumer (2008) e Chen et al. (2024) — para demonstrar como fadiga e ruptura súbita podem comprometer a integridade de pontes. Também revisa colapsos históricos, como o da Ponte I-35W (2007) e o da Ponte de Quebec (1907), destacando falhas de projeto e flambagem.

Na parte experimental, apresenta análises de esforços cisalhantes em conexões rebitadas e reforçadas, mostrando que o aumento da ductilidade e da robustez das ligações eleva a segurança global. Conclui apontando a necessidade de integração entre monitoramento, modelagem numérica e manutenção preditiva para prevenir falhas e prolongar a vida útil das pontes treliçadas.

Palavras-chave

Pontes treliçadas; ruptura estrutural; fadiga; flambagem; colapso progressivo; conexões rebitadas; robustez estrutural; análise numérica; mecânica da fratura; engenharia estrutural.

Abstract

The article presents a comprehensive analysis of the main failure mechanisms in truss bridges, integrating concepts from structural engineering, materials mechanics, and numerical modeling. It explains the behavior of classical truss types (Howe, Pratt, and Warren), emphasizing structural redundancy and the main modes of failure such as tension, compression, buckling, and joint deficiencies.

The work compares two scientific studies — Walbridge & Nussbaumer (2008) and Chen et al. (2024) — to illustrate how fatigue and sudden member rupture can compromise bridge integrity. It also revisits historical collapses, including the I-35W Bridge (2007) and the Quebec Bridge (1907), highlighting design errors and buckling failures.

In the experimental section, the article analyzes shear behavior in riveted and reinforced connections, showing that improved ductility and joint robustness significantly enhance overall safety. The study concludes by stressing the importance of integrating structural monitoring, numerical simulation, and predictive maintenance to prevent failures and extend the service life of truss bridges.

Keywords

Truss bridges; structural failure; fatigue; buckling; progressive collapse; riveted connections; structural robustness; numerical analysis; fracture mechanics; structural engineering.

1 - Introdução

Pontes treliçadas são estruturas formadas por barras retilíneas conectadas em nós, que transferem esforços por triangulação e trabalham predominantemente à tração e à compressão. Essa configuração dá eficiência material e clareza ao caminho das cargas, mas também traz sensibilidade a modos específicos de ruptura — tanto nos membros quanto nas ligações. Em termos de segurança estrutural, falha é a perda de capacidade de um componente, ou de toda a estrutura, de suportar os carregamentos atuantes; pode manifestar-se de modo frágil (fratura) ou dúctil (escoamento).

Do ponto de vista sistêmico, a redundância tem papel decisivo. Em sistemas redundantes (hiperestáticos), a ruptura de um elemento não implica, por si só, o colapso global, pois há reserva de resistência e redistribuição de esforços; já em sistemas isostáticos (em série), a falha de um componente crítico pode desencadear o colapso da estrutura. Treliças isostáticas, em particular, podem colapsar quando uma barra sofre falha frágil sob grandes esforços de tração ou compressão — cenário típico de pontes em que a continuidade não fornece caminhos alternativos de carga.

Nesta revisão, “ruptura” é tratada com foco nos estados limites últimos (ELU), cobrindo: (I) tração (escoamento/ruptura da seção líquida); (II) compressão (esmagamento e instabilidade); (III) flambagem elástica, inelástica e local; e (IV) ligações (cisalhamento de parafusos, esmagamento em furos, arrancamento de bloco, resistência de soldas e de chapas-gusset). Os casos de colapso relatados para pontes com tabuleiros treliçados mostram que ligações deficientes e processos de corrosão/fadiga figuram entre os principais gatilhos de colapso progressivo — isto é, um dano localizado que evolui em cadeia até o colapso parcial ou total.

A análise do comportamento tensão-deformação fundamenta a compreensão desses modos de falha: o diagrama de engenharia (Figura 1) destaca limite de escoamento, limite de resistência e tensão de ruptura, essenciais para interpretar resultados experimentais e estimativas numéricas.

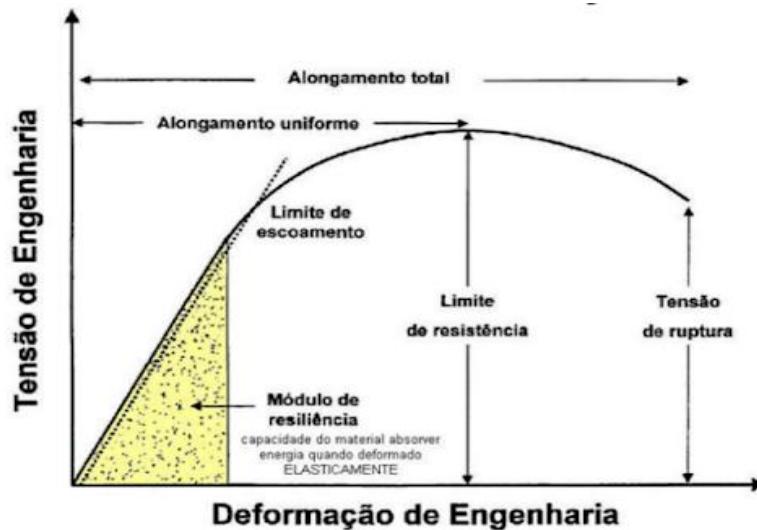


Figura 1 - Gráfico Tensão-Deformação

Em modelos de treliças tipo Warren, frequentemente empregados em vãos médios, as simulações e ensaios apontam concentração de tensões na região central sob carregamentos simétricos — um indicativo de onde a ruptura pode iniciar e, portanto, de onde o detalhamento e a inspeção devem ser mais rigorosos (Figura 2).

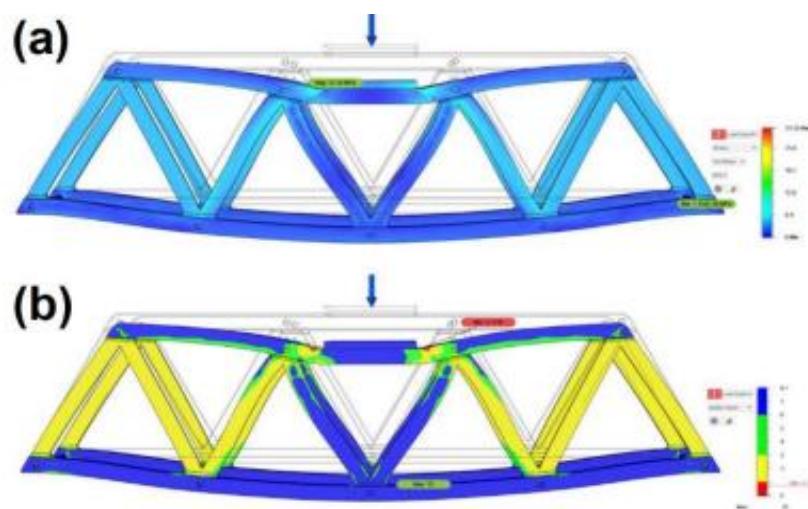


Figura 2 - Mapa de deslocamentos na treliça sob carga vertical central (seta).

A análise realizada no presente artigo articula resultados de ensaios de ruptura (tração, compressão e flambagem) e de estudos numérico-experimentais sobre treliças e módulos treliçados, destacando que, mesmo em soluções eficientes, ligações costumam governar o desempenho último — achado recorrente na literatura técnico-experimental.

O estudo realizado tem por objetivo consolidar a partir de múltiplas fontes experimentais e analíticas, critérios de resistência e verificação de ruptura aplicáveis a pontes de treliça, conectando evidências laboratoriais e em campo com as exigências normativas e boas práticas de projeto. Como resultado, propõe-se uma leitura integrada dos modos de falha por faixa de esbeltez, tipologia de treliça e condição de ligação, visando apoiar o estudo do limite de resistência e a tomada de decisão em projeto, reforço e gestão de risco. Casos reais de colapso e acidentes estruturais também são considerados para contextualizar consequências e priorizar medidas de prevenção e inspeção.

2 – Fundamentação Teórica

2.1 - Conceitos de Treliças

“Treliça é uma estrutura de elementos relativamente delgados ligados entre si pelas extremidades”, conforme a definição clássica de Hibbeler (2005, p. 220, apud Fuzaro, 2019). A essência estrutural está na geometria triangular: barras retilíneas (banzos, montantes e diagonais) conectadas em nós articulados formam módulos indeformáveis, o que confere rigidez geométrica com baixo consumo de material.

Quando as cargas são aplicadas aos nós e as ligações se aproximam de pinos (sem transmissão de momento), cada barra comporta-se, em primeira aproximação, como membro de duas forças, solicitada predominantemente por tração ou compressão. Esse arranjo explica a difusão das treliças em coberturas e pontes: a forma triangulada direciona os esforços de modo axial, reduzindo efeitos fletores e cisalhantes típicos de vigas maciças.

Sob carregamentos verticais usuais, o banzo superior tende à compressão e o banzo inferior à tração, enquanto diagonais e montantes fecham os painéis, redistribuindo as ações entre as barras.

A literatura técnica destaca justamente essa “axialização” das forças como razão da eficiência em vãos médios e longos: com membros articulados, as resultantes internas alinham-se ao eixo das barras, minimizando solicitações de flexão e permitindo alcançar maiores vãos com menor massa estrutural.

Em termos de concepção, tal economia decorre tanto da geometria (triângulos sucessivos) quanto do caminho de cargas aplicadas nos nós, as ações são transmitidas como forças axiais ao longo das barras da treliça e, por fim, são conduzidas aos apoios, onde se equilibram com as reações.

2.2 - Pontes e Caminho de Cargas

Uma ponte é um sistema estrutural cuja função é transferir ações (peso próprio, cargas móveis, vento etc.) à infraestrutura por meio de um caminho de cargas contínuo até as fundações. Em tabuleiros treliçados, o fluxo típico é: laje/longarinas → travessas → nós da treliça → barras (banzo superior/inferior e diagonais) → aparelhos de apoio → pilares/fundações. Essa cadeia de transmissão é essencial para entender onde nascem os esforços de tração e compressão em cada barra. A modelagem deve refletir esse fluxo, classificando a estrutura como isostática/hiperestática conforme a relação ($r+b=2n$) (reações (r), barras (b), nós (n)) e resolvendo os esforços com equilíbrio dos nós, método de Ritter (seções) ou Cremona (gráfico de forças).

Equilíbrio Global: $\Sigma F_x = 0$, $\Sigma F_y = 0$, $\Sigma M = 0 \rightarrow$ reações de apoio.

Equilíbrio Local em Cada Nó: duas equações ($\Sigma F_x = 0$, $\Sigma F_y = 0$) para achar os esforços normais (N_i) nas barras (positivos em tração, negativos em compressão).

No pré-dimensionamento e na verificação, além do peso próprio e das ações permanentes, as combinações de ações incluem cargas móveis de tráfego (trem-tipo, multidão, frenagem) e efeitos dinâmicos/impactos verticais. Em estudos aplicados de pontes treliçadas modulares, esses itens estruturam a memória de cálculo, e os limites de serviço incluem, por exemplo, flecha máxima ($\frac{L}{200}$) quando pertinente ao material, guiando as verificações nas aplicações práticas.

2.3 – Tipos de Treliças (Pratt, Howe e Warren)

Entre as diversas tipologias de treliças aplicadas a pontes, três arranjos clássicos estruturaram a maior parte das soluções desde o século XIX: Howe, Pratt e Warren. Seus nomes advêm dos projetistas que os difundiram e patentearam: William Howe (patente de 1840), Caleb e Thomas Willis Pratt (patente de 4 de abril de 1844) e James Warren em parceria com Willoughby T. Monzani (patente inglesa de meados do século XIX, com fontes mencionando 1848 e outras 1846). Além de fixarem marcos históricos, essas patentes registram escolhas geométricas que condicionam o caminho das forças e os modos prováveis de falha — aspectos centrais quando o foco é o limite de resistência.

Treliça Howe: Concebida por William Howe para explorar a combinação madeira + ferro típica do período ferroviário, essa treliça utiliza diagonais comprimidas (tradicionalmente de madeira) e montantes tracionados (barras/varões de ferro).

O arranjo mostrou-se particularmente adequado a vãos médios em estruturas de madeira, pois a tração concentrava-se nos varões metálicos ajustados por porcas, enquanto os elementos comprimidos de madeira exigiam atenção à flambagem — um traço que permanece como desvantagem intrínseca quando a geometria impõe esbeltez às diagonais. Com a difusão do aço, a Howe perdeu terreno em pontes metálicas justamente porque diagonais comprimidas tendem a demandar seções mais robustas para conter instabilidade.

Treliça Pratt: Desenvolvida por Caleb e Thomas W. Pratt, essa configuração inverte o papel dos elementos secundários: diagonais em tração e montantes em compressão sob cargas verticais usuais. A vantagem decisiva, sobretudo em estruturas metálicas, está em colocar os membros oblíquos (mais longos) trabalhando à tração, permitindo soluções mais esbeltas e leves; a compressão concentra-se nos montantes (mais curtos), reduzindo o risco de flambagem global.

A Pratt foi largamente empregada em pontes metálicas a partir da década de 1840 e atravessou o fim do século XIX pela eficiência e pela facilidade construtiva, embora suas “hip-verticais” próximas aos encontros possam exigir verificação particular. Como desvantagem, sob certos esquemas de cargas móveis podem ocorrer inversões de esforço em diagonais, demandando barras de contraventamento (counters) e detalhamento criterioso.

Treliça Warren: Proposta por James Warren e Willoughby T. Monzani, organiza a alma em triângulos (quase) equiláteros, sem montantes, de modo que as diagonais alternem tração e compressão de painel a painel.

A principal virtude é a distribuição relativamente uniforme de esforços quando a carga é mais espalhada (p.ex., carga distribuída do tabuleiro), com menos peças distintas do que arranjos com montantes, o que simplifica o traçado e a fabricação. Em contrapartida, sob cargas pontuais (concentradas em poucos nós) a Warren tende a concentrar solicitações nos membros vizinhos ao ponto de aplicação, podendo exigir reforços locais, e apresenta deflexões maiores em vãos longos se não houver rigidez suficiente.

Essas características explicam sua adoção recorrente em passarelas e vãos médios, bem como em modelos didáticos — inclusive o protótipo experimental deste estudo.

Em síntese comparativa, a Howe favorece soluções mistas históricas (madeira comprimida + tirantes metálicos), mas cobra cuidado com flambagem nas diagonais; a Pratt capitaliza a tração nas diagonais e reduz riscos de instabilidade, mostrando-se particularmente eficiente em estruturas metálicas; e a Warren distribui esforços de forma elegante quando o carregamento é uniforme, exigindo, porém, verificação criteriosa para cargas concentradas e flechas em vãos maiores.

A Figura 3 ilustra, para uma situação típica de carga vertical, a tendência de tração (vermelho), compressão (branco) e membros pouco solicitados/zero (preto) em cada tipologia, reforçando visualmente os caminhos de força discutidos e antecipando os pontos críticos a observar nos ensaios de ruptura.

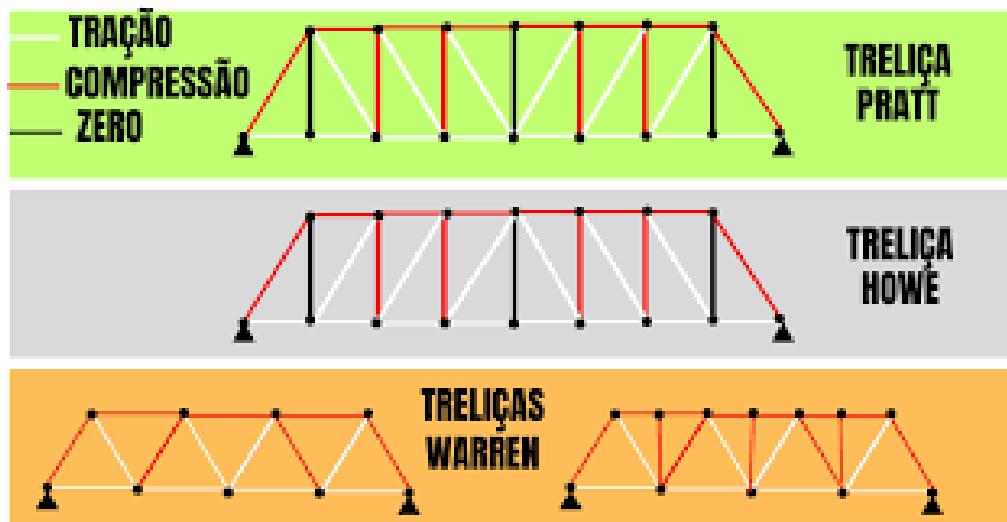


Figura 3 - Tipos de Treliças.

2.4 - Mecânica dos Materiais Aplicada (Tração, Compressão, Cisalhamento)

Para barras retilíneas com seção constante carregadas axialmente, valem as definições básicas:

Tensão normal média: $\sigma = \frac{N}{A}$ (tração se $N > 0$, compressão se $N < 0$).

Deformação específica: $\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0}$.

Lei de Hooke (regime elástico): $\sigma = E \varepsilon$, com E o módulo de elasticidade.

Alongamento elástico: $\Delta L = \frac{NL}{AE}$ (definindo a rigidez axial EA).

Coeficiente de Poisson: $\nu = \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon_l}$ (ordem $0 < \nu < 0,5$ para materiais isotrópicos), importante para estados triaxiais e avaliação volumétrica de energia de deformação.

A curva $\sigma - \varepsilon$ distingue limite elástico, limite de resistência e ruptura, além do comportamento dúctil versus frágil, utilizado nas verificações de ELU. Evidências experimentais em treliças mostram a

separação clara de regiões sob tração (banzo inferior) e compressão (banzo superior), com curvas carga-tensão e carga-deslocamento que calibram o modelo analítico.

Energia de Deformação (Trabalho Elástico): Para uma barra elástica com força axial crescente

$$0 \rightarrow N: U = \int_0^{\Delta L} N_x dx = \frac{N \Delta L}{2} = \frac{N^2 L}{2AE} \quad (\text{útil para checar compatibilidade e para métodos energéticos}).$$

Critério de Dimensionamento Simples (Tensão Admissível): $\frac{N}{A} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_{max}}{\gamma}$, onde $\frac{\sigma_{max}}{\gamma}$ é um coeficiente de segurança (ligado a incertezas de cargas e materiais).

Cisalhamento: Nas barras ideais de treliça o cisalhamento é desprezível, mas ele governa as ligações (parafusos, rebites, soldas, chapas-gusset). Ainda que as barras sejam modeladas axialmente, o cisalhamento aparece com relevância nas ligações, sendo recorrente em rotas de colapso. Relatos de campo associam perda de eficiência do nó a corrosão e afrouxamento de elementos de ligação, com consequente redistribuição de esforços e aumento das tensões. Falhas locais por cisalhamento, esmagamento de furos e arrancamento de bloco são documentadas para pontes treliçadas antigas.

2.5 - Estabilidade de Barras (Flambagem)

Sob compressão, além do esmagamento, a barra pode perder estabilidade por flambagem. A formulação clássica para a flambagem elástica usa $N_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$ (com K o fator de comprimento efetivo), enquanto a flambagem inelástica exige curvas de resistência e verificação além do regime linear. O regime é classificado pela esbeltez λ (função do comprimento efetivo K, L e da inércia/raio de geração), com fronteiras elástico–inelástico definidas pelos índices λ_r e λ_{pl} do material.

Tensão Crítica Elástica (Euler): $\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(\lambda)^2}$.

Comentário Prático: em estruturas de treliça para construção de pontes, imperfeições geométricas e semi-rigidez dos nós reduzem significativamente a capacidade e alteram deslocamentos, devendo ser incorporadas na análise (p.ex., por rigidezes de mola de nó ou por análise não linear quando necessário).

2.6 - Modelagem e Cálculo de Esforços (Distribuição de Peso na Treliça)

A distribuição de cargas na treliça é obtida a partir do equilíbrio global do vão (para reações de apoio) e, em seguida, do equilíbrio de cada nó (método dos nós) ou de um recorte (método das seções/Ritter).

Esse procedimento é a base para determinar as forças axiais (N) em cada barra a partir das componentes de equilíbrio locais, assumindo barras biarticuladas e carregamentos aplicados nos nós.

A literatura didática reúne esses métodos e ressalta que treliças podem ser isostáticas ou hiperestáticas conforme a contagem. Em termos operacionais:

Calcular reações (equilíbrio global).

Escolher um nó com duas incógnitas; aplicar $\Sigma F_x = 0$, $\Sigma F_y = 0$ para obter N_1, N_2 .

Avançar nó a nó até fechar o sistema (ou usar Ritter para "cortar" o conjunto).

Alternativamente, usar Cremona: construir o polígono de forças e obter módulos e sinais (tração quando o vetor "foge" do nó; compressão quando "aponta" para o nó).

Deformações e flechas. As deformações axiais calculadas por $\Delta L_i = \frac{N_i L_i}{A_i E_i}$ permitem estimar a flecha no vão (compatibilidade), bem como a energia elástica total ($U = \sum \frac{N_i^2 L_i}{2 A_i E_i}$). Trabalhos com treliças modulares mostram coerência entre análises numéricas (por exemplo, via Ftool/MEF) e ensaios, inclusive com curvas de esforço normal e flecha no meio do vão, respeitando limites de serviço ($\frac{L}{200}$) e verificações de tração/compressão e de ligações.

2.7 - Ligações e Cenários de Colapso

A literatura de acidentes com treliças mostra que muitos colapsos se iniciaram nas ligações (chapas/gussets, rebites/parafusos), por corrosão, perda de pré-aperto e subespessuras em placas de reforço, com evolução para colapso progressivo do tabuleiro. A análise de colapsos como o da I-35W (Minneapolis) e de treliças metálicas antigas no Brasil ilustra o mecanismo: deformação/fratura em nós críticos (U10, no caso americano) → aumento das compressões nas barras vizinhas → sequência de falhas.

Caso Goiana-PE: sobrecarga aliada a forte corrosão nas ligações desencadeou a sequência de falhas durante a passagem do caminhão.

Reforços em Ligações Rebitadas: substituição por parafusos de alta resistência é prática comum em reabilitação.

Do ponto de vista de confiabilidade do sistema, documentos técnicos discutem que sistemas redundantes (hiperestáticos) têm reserva de resistência e permitem redistribuição de esforços; já sistemas isostáticos podem colapsar quando o "elo mais fraco" falha. Para tabuleiros treliçados isostáticos, as barras mais comprimidas e zonas de ligação aparecem como zonas vulneráveis sujeitas a corrosão, fadiga e deficiências construtivas.

3 – Estudo Avançado do Rompimento em Pontes de Treliça

O colapso de pontes de treliça representa um campo de estudo crítico para a engenharia, onde a mecânica dos sólidos, a ciência dos materiais e a análise estrutural convergem. Do ponto de vista da engenharia mecânica, o rompimento não é um evento instantâneo, mas o culminar de processos de degradação que podem ser modelados, previstos e, em muitos casos, mitigados.

A análise de falhas em treliças transcende a simples verificação de sobrecarga estática, aprofundando-se em fenômenos complexos como a fadiga, a fratura, a flambagem e o colapso progressivo.

Dois estudos de caso recentes oferecem perspectivas complementares sobre esses mecanismos de falha, ilustrando a complexidade do problema e as diferentes abordagens analíticas necessárias para garantir a segurança e a robustez dessas estruturas essenciais.

3.1 - Análise Comparativa de Estudos de Caso sobre Falha em Pontes de Treliça

Para aprofundar a compreensão dos mecanismos de rompimento, analisamos dois artigos científicos distintos: um focado na análise probabilística da fadiga em juntas soldadas e outro que investiga a robustez estrutural frente à ruptura súbita de um membro. A comparação entre eles revela a natureza multifacetada das falhas em pontes de treliça.

Tabela 1 – Comparaçāo entre artigos.

Característica	Estudo 1: Walbridge & Nussbaumer (2008) [1]	Estudo 2: Chen et al. (2024) [2]
Foco Principal	Análise de fadiga em juntas de treliças tubulares soldadas	Análise de robustez e colapso progressivo após a ruptura súbita de um membro.
Mecanismo de Falha	Propagação de trincas por fadiga devido a carregamentos cílicos (tráfego).	Falha em cadeia (colapso progressivo) iniciada pela remoção abrupta de um elemento estrutural.
Metodologia	Análise probabilística e mecânica da fratura para estimar a vida útil.	Simulação computacional (análise de elementos finitos) e monitoramento experimental em campo.
Tipo de Estrutura	Ponte de treliça tubular em serviço.	Ponte de treliça de aço em fase de construção.
Principal Conclusão	O tratamento pós-soldagem	A estrutura possui redundância para

	(punctionamento) aumenta significativamente a vida útil à fadiga, sendo mais eficaz quando aplicado após a incidência das cargas permanentes.	redistribuir cargas após uma falha inicial, mas a resposta dinâmica à ruptura súbita pode ser crítica e deve ser controlada.
Perspectiva da Eng. Mecânica	Foco na ciência dos materiais e na mecânica da fratura. A análise centra-se no comportamento microscópico do material junto às soldas, onde a concentração de tensão acelera o dano por fadiga.	Foco na dinâmica estrutural e na análise de sistemas. A análise avalia a resposta global da estrutura a um evento de falha localizado e a sua capacidade de encontrar caminhos de carga alternativos.

3.2 - Estudo 1: Ameaça Silenciosa da Fadiga e a Mecânica da Fratura

O trabalho de Walbridge e Nussbaumer [1] aborda um dos inimigos mais insidiosos das estruturas metálicas: a fadiga. Este fenômeno, responsável por uma vasta maioria das falhas em serviço de componentes mecânicos, ocorre devido a carregamentos cíclicos que, individualmente, não seriam suficientes para causar a falha do material.

Em pontes de treliça, o fluxo contínuo de tráfego gera esses ciclos de tensão, que levam à nucleação e propagação de trincas, especialmente em regiões de alta concentração de tensão, como as juntas soldadas.

3.2.1 - Mecânica da Fratura Elástica Linear (LEFM)

Para analisar o comportamento dessas trincas, a engenharia mecânica utiliza a Mecânica da Fratura Elástica Linear (LEFM). A LEFM parte do princípio de que defeitos e trincas preexistem em todas as estruturas.

O parâmetro central desta teoria é o Fator de Intensidade de Tensão (K), que quantifica a magnitude do campo de tensões na ponta de uma trinca. Existem três modos básicos de carregamento de uma trinca:

Modo I (Abertura): Resultante de tensões normais à face da trinca. É o modo mais comum e perigoso em pontes.

Modo II (Cisalhamento no Plano): Causado por forças de cisalhamento que atuam no plano da trinca.

Modo III (Cisalhamento Fora do Plano): Resultante de forças de cisalhamento que atuam paralelamente à frente da trinca.

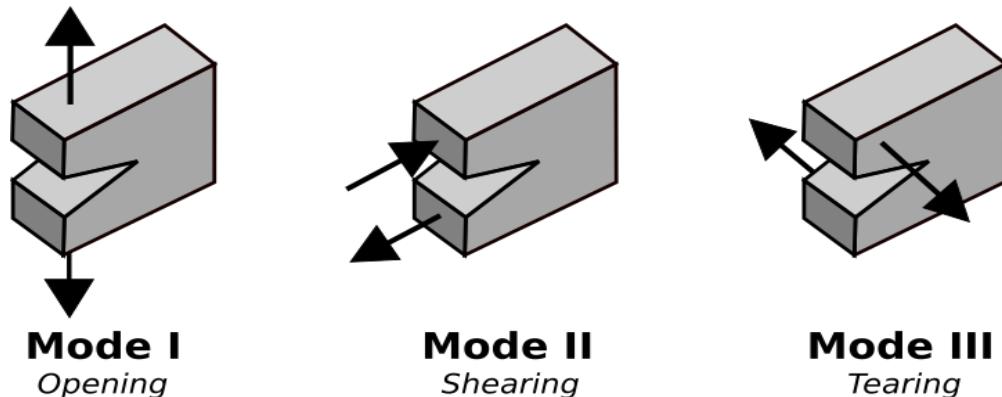


Figura 4 - Os três modos de carregamento de uma trinca: Modo I (abertura), Modo II (cisalhamento no plano) e Modo III (cisalhamento fora do plano).

A fratura ocorre quando o Fator de Intensidade de Tensão atinge um valor crítico, conhecido como Tenacidade à Fratura (K_{Ic}), que é uma propriedade intrínseca do material. No Fator de Intensidade de Tensão \geq Tenacidade à Fratura, a trinca se propagará de forma instável, levando à fratura súbita do componente.

3.2.1.1 - Propagação de Trinca por Fadiga: A Lei de Paris

Em condições de fadiga, a trinca cresce um pouco a cada ciclo de carregamento, mesmo quando o Fator de Intensidade de Tensão é significativamente menor que Tenacidade à Fratura. A taxa de crescimento da trinca por ciclo (taxa de crescimento do comprimento de trinca por ciclo) é governada pela variação do fator de intensidade de tensão (Variação do Fator de Intensidade de Tensão = Fator de Intensidade de Tensão máximo - Fator de Intensidade de Tensão mínimo) e pode ser descrita pela Lei de Paris: $\frac{da}{dN} = C * \Delta K^m$.

Onde 'a' é o comprimento da trinca, 'N' é o número de ciclos, e 'C' e 'm' são constantes do material. Esta equação é a espinha dorsal da análise de vida útil à fadiga. Integrando- a, pode-se estimar o número de ciclos (e, portanto, o tempo de serviço) que uma estrutura pode suportar antes que uma trinca inicial atinja um tamanho crítico e cause a falha final.

O estudo de Walbridge e Nussbaumer [1] aplica esses conceitos de forma probabilística. Ele reconhece que tanto as cargas (ΔK) quanto a resistência do material (K_{Ic} , C, m) são variáveis. O tratamento de *needle peening* é eficaz porque introduz tensões residuais de compressão na superfície, o que reduz o valor efetivo de ΔK para um dado ciclo de carregamento, diminuindo drasticamente a taxa de propagação da trinca (da/dN) e, consequentemente, aumentando a vida útil da ponte.

3.3 - Estudo 2: O Efeito Dominó do Colapso Progressivo e a Dinâmica Estrutural

Em contraste com a degradação gradual por fadiga, o estudo de Chen et al. [2] aborda um cenário de falha de alta energia: a ruptura súbita de um membro estrutural. Este evento pode ser desencadeado por impacto, corrosão extrema, ou, como no caso analisado, uma falha durante a construção. A principal preocupação aqui é o colapso progressivo, um fenômeno em que a falha inicial de um componente leva a uma redistribuição de cargas que os elementos adjacentes não conseguem suportar, resultando em uma falha em cascata que pode comprometer a integridade de toda a estrutura.

3.3.1 - Robustez, Redundância e Caminhos de Carga Alternativos (ALPs)

A capacidade de uma estrutura de resistir ao colapso progressivo é definida por sua robustez. Uma estrutura robusta é aquela que, mesmo sofrendo um dano localizado, consegue manter sua estabilidade geral.

A robustez está intrinsecamente ligada à redundância, que é a existência de múltiplos caminhos para que as cargas sejam transferidas para os apoios. Em treliças, a redundância é o que permite a formação de Caminhos de Carga Alternativos (ALPs) quando um membro falha.

O estudo de Chen et al. [2] utilizou simulações computacionais para verificar a existência e a eficácia desses ALPs. Ao remover virtualmente um membro, os engenheiros puderam observar como as forças internas se rearranjaram.

Os resultados positivos indicaram que a treliça possuía um grau de redundância, sendo capaz de redistribuir as cargas e evitar o colapso imediato.

3.3.2 - O Fator de Amplificação Dinâmica (FAD)

No entanto, a análise não é tão simples quanto uma redistribuição estática. A ruptura de um membro é um evento súbito, que libera a energia de deformação elástica armazenada no componente de forma quase instantânea. Do ponto de vista da engenharia mecânica, isso transforma o problema de estático para dinâmico.

A carga não é simplesmente transferida; ela é "jogada" sobre os membros restantes, gerando um impacto.

Este efeito é quantificado pelo Fator de Amplificação Dinâmica (FAD), que é a razão entre a resposta dinâmica máxima da estrutura e a resposta que ela teria se a carga fosse aplicada estaticamente.

Para uma carga aplicada instantaneamente em um sistema elástico linear, o FAD pode chegar a um valor teórico de 2.0. Isso significa que a tensão nos membros que assumem a carga pode ser o dobro daquela que seria calculada em uma análise estática simples.

3.3.3 - Análise Não-Linear e o Método dos Elementos Finitos (MEF)

A análise de muitos mecanismos de falha, especialmente a flambagem e o colapso progressivo, exige ir além das suposições da análise linear. A engenharia mecânica moderna depende fortemente da Análise por Elementos Finitos (AEF ou MEF) para simular o comportamento não-linear de estruturas complexas. Existem dois tipos principais de não-linearidade que são cruciais para a análise de pontes de treliça:

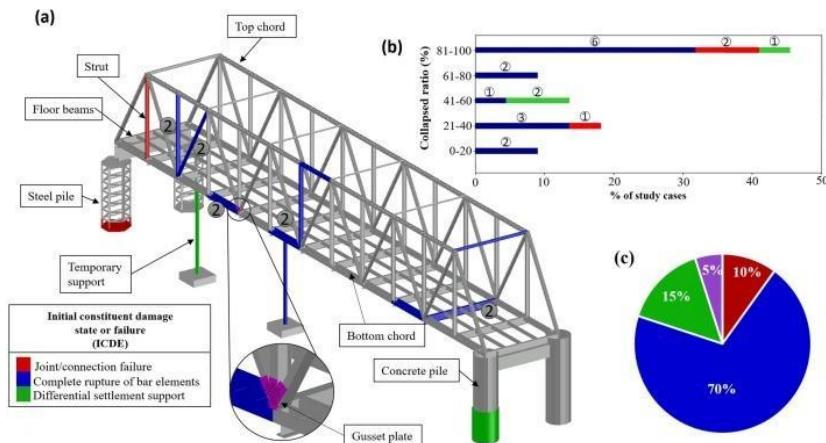


Figura 5 - Modelo computacional mostrando a análise de colapso progressivo em uma ponte de treliça.

A Não-Linearidade Geométrica ocorre quando as deformações da estrutura são grandes o suficiente para alterar significativamente sua geometria e, consequentemente, a forma como as cargas são suportadas. A flambagem é um exemplo clássico de não-linearidade geométrica. Não-Linearidade do Material: Ocorre quando o material da estrutura (neste caso, o aço) excede seu limite de escoamento e entra no regime plástico. A relação entre tensão e deformação deixa de ser linear (Lei de Hooke) e o material começa a sofrer deformações permanentes.

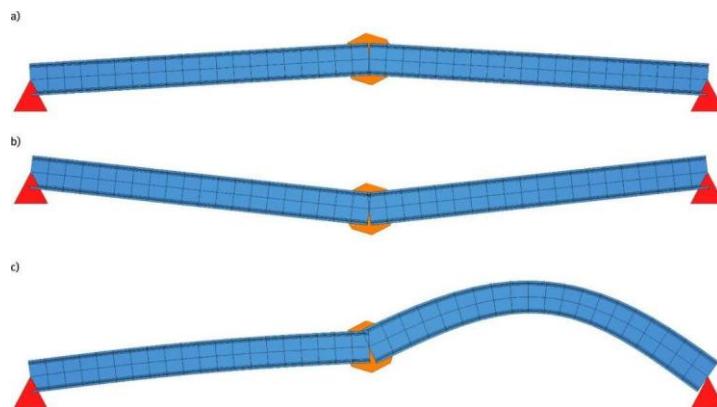


Figura 6 - Análise de flambagem não-linear utilizando o Método dos Elementos Finitos para determinar a carga crítica e o modo de colapso de uma ponte em arco treliçada.

O MEF é uma ferramenta numérica poderosa que divide a estrutura em uma malha de "elementos" menores, permitindo a resolução de complexas equações diferenciais que governam o comportamento não-linear. Para a análise de flambagem, por exemplo, o MEF pode ser usado para determinar as cargas críticas e os modos de flambagem de uma treliça, fornecendo uma visão muito mais precisa do que as fórmulas analíticas clássicas.

3.4 - Estudos de Caso Históricos: Lições Aprendidas com o Colapso

A teoria da engenharia é forjada no fogo da prática, e em nenhum lugar isso é mais verdadeiro do que na análise de falhas estruturais. O colapso de grandes pontes ao longo da história serviu como um catalisador brutal, mas necessário, para o avanço do conhecimento em projeto, análise e manutenção. Três casos são emblemáticos e oferecem lições cruciais sob a ótica da engenharia mecânica.

3.4.1 - O Colapso da Ponte I-35W (Minneapolis, 2007): A Falha na Chapa de Ligação

O colapso da ponte I-35W sobre o rio Mississippi é um dos exemplos mais estudados de falha estrutural moderna. A investigação, conduzida pelo *National Transportation Safety Board (NTSB)*, concluiu que a causa primária foi a falha de uma chapa de ligação (*gusset plate*) no nó U10 da treliça principal. A análise revelou um erro de projeto chocante: as chapas naquele nó tinham apenas metade da espessura necessária (1/2 polegada em vez de 1 polegada) para suportar as cargas de serviço, um erro que permaneceu latente por 40 anos.

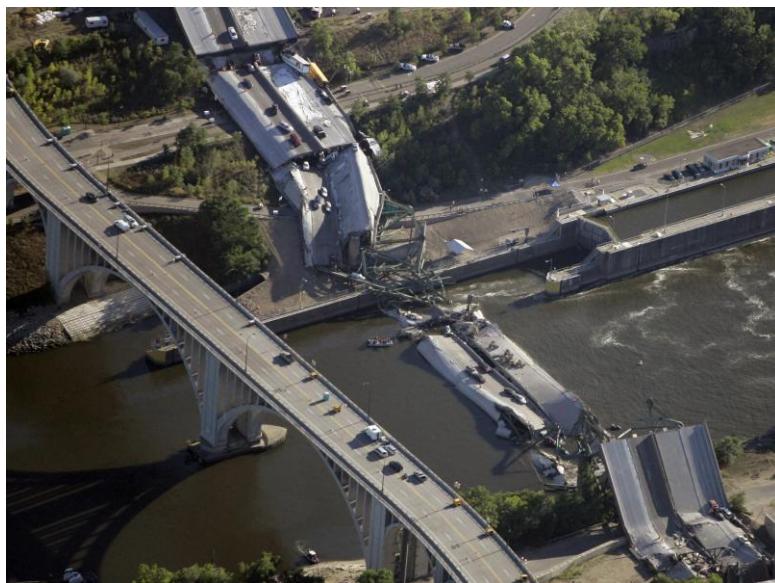


Figura 7 - Vista aérea do colapso da ponte I-35W em Minneapolis, 2007. A investigação apontou a falha em uma chapa de ligação subdimensionada como o gatilho para o colapso. Fonte: NTSB.

Do ponto de vista da engenharia mecânica, o colapso da I-35W foi uma falha clássica de flambagem de placa. A chapa de ligação, sob intensa compressão dos membros que nela convergiam, encurvou-se para fora do plano e perdeu sua capacidade de carga. O erro foi agravado pelo peso adicional de equipamentos de construção e materiais na ponte no dia do colapso. Este caso sublinha a importância crítica da verificação de todos os componentes de uma estrutura, não apenas os membros principais, e demonstra como um erro de projeto aparentemente pequeno pode ter consequências catastróficas.

3.4.2 - O Desastre da Ponte de Quebec (1907): A Flambagem do Membro de Compressão

A construção da Ponte de Quebec foi marcada por não um, mas dois colapsos. O primeiro, em 1907, é um estudo de caso fundamental em flambagem de membros de compressão. Durante a construção, o braço sul da ponte cantilever desabou, matando 75 trabalhadores. A comissão de inquérito concluiu que a falha se originou nos cordões inferiores de compressão próximos ao pilar principal.

A análise de engenharia mecânica revelou que os projetistas haviam extrapolado incorretamente as fórmulas de flambagem para membros de uma escala nunca antes tentada. Os cordões de compressão, compostos por múltiplas placas de aço unidas por treliças de contraventamento, não possuíam a rigidez necessária para atuar como uma unidade coesa. Sob a imensa carga de compressão, eles encurvaram e falharam. Este desastre levou a uma revisão completa das teorias de flambagem e à compreensão de que a análise teórica deve ser sempre validada e usada com cautela ao se extrapolar para novas escalas e configurações.



Figura 8 - Ruínas da Ponte de Quebec após o colapso de 1907. A falha foi atribuída à flambagem dos membros inferiores de compressão, um erro crasso de projeto. Fonte: Library and Archives Canada.

3.5 - Conclusão Geral da Análise e Perspectivas Futuras

A análise aprofundada do rompimento de pontes de treliça, sob a ótica da engenharia mecânica, revela uma interação complexa entre a ciência dos materiais, a mecânica dos sólidos, a dinâmica estrutural e a análise numérica. A segurança e a durabilidade dessas estruturas não dependem de um único fator, mas de uma abordagem holística que integre:

Análise de Fadiga e Fratura: Para prever e gerenciar a degradação lenta de componentes críticos, como as juntas soldadas.

Análise de Robustez e Colapso Progressivo: Para garantir que a estrutura possa tolerar danos localizados sem uma falha catastrófica, considerando os efeitos dinâmicos.

Análise Não-Linear: Para capturar com precisão os modos de falha complexos, como a flambagem e o escoamento do material, que governam a capacidade última da estrutura.

Lições Históricas: Para informar o projeto e a prática de inspeção com base em falhas passadas, garantindo que os erros não se repitam.

A evolução contínua dos métodos computacionais, juntamente com o desenvolvimento de sistemas de monitoramento de saúde estrutural (SHM) em tempo real, oferece novas ferramentas para os engenheiros garantirem a segurança das pontes de treliça.

A integração de sensores de fibra ótica, análise de emissão acústica e modelos digitais (Digital Twins) permitirá uma transição de uma manutenção baseada em calendário para uma manutenção preditiva, baseada na condição real da estrutura, representando o próximo passo na prevenção de futuros colapsos.

4 - Estudo de Esforços Cisalhantes nas Conexões de Pontes Treliçadas

4.1 - Considerações Iniciais

As conexões em pontes treliçadas constituem regiões críticas onde se concentram os mecanismos de transferência de esforços entre elementos estruturais.

O comportamento dessas ligações sob solicitações de cisalhamento tem sido objeto de investigações experimentais e numéricas, particularmente no contexto de estruturas existentes que requerem avaliação e eventual reforço.

Esta seção apresenta uma análise comparativa de estudos recentes sobre o comportamento de conexões rebitadas, baseando-se principalmente nos trabalhos experimentais de Liu et al. (2025) sobre juntas reforçadas da Ponte Songpu e nas investigações numéricas de Jost (2011) sobre mecanismos de colapso progressivo em estruturas treliçadas.

4.2 - Mecanismos de Transferência de Esforços em Conexões Rebitadas

A transferência de cisalhamento em conexões rebitadas ocorre através de mecanismos complexos que evoluem com o nível de carregamento. Inicialmente, as forças são transmitidas por atrito entre as superfícies das chapas em contato, mobilizado pela força de aperto residual do processo de rebitagem a quente. Esta fase inicial, caracterizada por comportamento aproximadamente linear, persiste até que a força aplicada supere a resistência ao deslizamento da conexão.

Superada a resistência por atrito, inicia-se o deslizamento relativo entre as chapas, resultando no contato direto entre o fuste do rebite e a parede do furo. Neste estágio, desenvolvem-se tensões de apoio que crescem progressivamente com o aumento do carregamento. O comportamento força-deslocamento resultante apresenta características não-lineares distintas, com rigidez inicial elevada seguida de uma transição gradual para um patamar de escoamento.

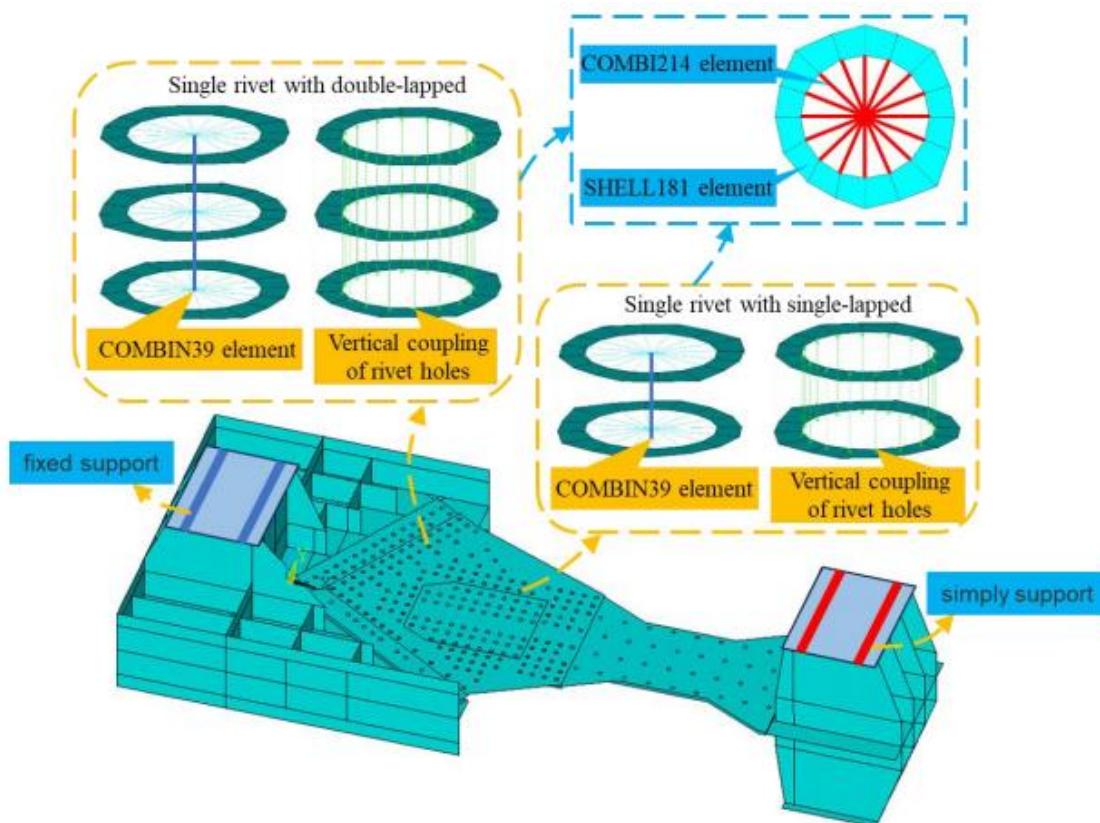


Figura 9 - Modelagem numérica de conexões rebitadas utilizando elementos finitos: (a) rebite com dupla chapa (double-lapped) e (b) rebite com chapa simples (single-lapped), com indicação dos elementos COMBIN39 (cisalhamento), COMBI214 (compressão) e SHELL181 (chapas), além dos vínculos aplicados.

A modelagem computacional desses mecanismos requer consideração adequada das não-linearidades envolvidas. A utilização de elementos especializados, como os elementos COMBI214 para simular ação de apoio e COMBIN39 para representar o comportamento ao cisalhamento, permite capturar a resposta complexa da conexão. As curvas constitutivas obtidas experimentalmente indicam capacidade última de 210 kN por plano de cisalhamento para configurações de duplo cisalhamento, valor que se mantém relativamente estável até deformações da ordem de 8 mm.

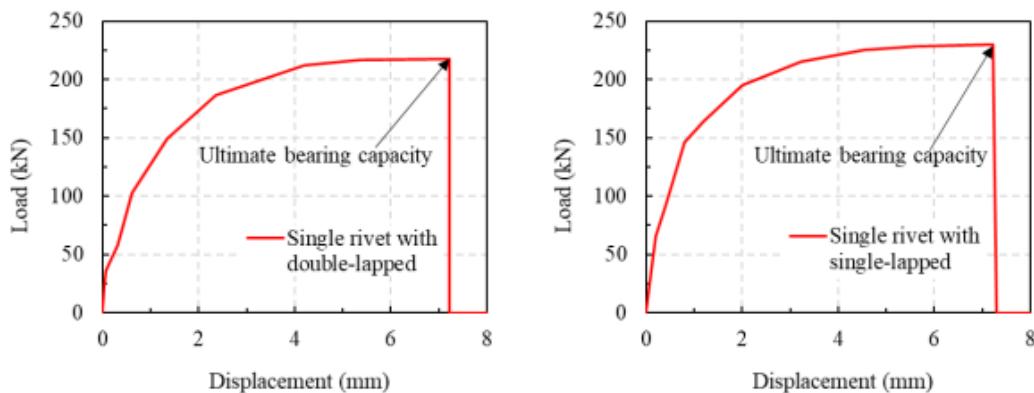


Figura 10 - Curvas carga × deslocamento obtidas em ensaios de cisalhamento para rebites simples em configurações de dupla e simples sobreposição.

A formulação de Palmgren para determinação da rigidez radial dos elementos de apoio estabelece uma relação potencial entre a rigidez e a espessura das chapas conectadas:

$$K_l = \frac{3,84 \times 10^{-5}}{l^{0,8}}$$

Esta relação, validada através de correlações experimental-numéricas, fornece valores de rigidez de $2,4 \times 10^5$ N/mm e $4,0 \times 10^5$ N/mm para chapas de 30 mm e 16 mm de espessura, respectivamente. A incorporação desses valores nos modelos numéricos resulta em previsões acuradas do comportamento global da conexão.

4.3 - Distribuição de Esforços e Efeitos de Concentração

A distribuição de forças cisalhantes entre múltiplos rebites em uma conexão apresenta significativa não-uniformidade, influenciada pela rigidez relativa das chapas, espaçamento entre conectores e excentricidades do carregamento. Análises numéricas detalhadas revelam variações de até

40% nas forças cisalhantes entre rebites de uma mesma conexão, com concentrações máximas ocorrendo nas extremidades do grupo de conectores.

Este fenômeno de concentração de esforços nas bordas resulta da deformação diferencial das chapas conectadas. Os rebites extremos, submetidos a maiores deslocamentos relativos, absorvem parcela desproporcional do carregamento total. A progressão da plastificação local ao redor desses conectores mais solicitados leva à redistribuição gradual de esforços para os rebites internos, processo que continua até o estabelecimento de um estado de plastificação generalizada.

O efeito da rigidez das chapas de ligação (gusset plates) na distribuição de esforços é particularmente pronunciado. Chapas com menor rigidez flexional apresentam deformações fora do plano significativas, induzindo momentos fletores secundários nos rebites que reduzem sua capacidade efetiva ao cisalhamento. Observações experimentais registraram separações de até 5 mm entre chapas adjacentes no estado limite último, evidenciando a magnitude desses efeitos secundários.

4.4 - Análise Comparativa de Abordagens Metodológicas

Tabela 2 - Comparações entre estudos.

Aspecto analisado	Liu et al. (2025)	Jost (2011)	Síntese / Convergência
Tipo de estudo	Experimental (escala real)	Numérico (modelagem por elementos finitos)	Abordagens complementares: dados reais × simulação sistêmica
Objeto de análise	Junta rebitada reforçada da Ponte Songpu	Estruturas treliçadas metálicas genéricas (colapso progressivo)	Ambos investigam ligações submetidas a cisalhamento
Objetivo principal	Avaliar comportamento e capacidade última de conexões reforçadas	Simular propagação de falhas locais até o colapso global	Entender a influência das conexões na robustez estrutural
Metodologia	Ensaios monotônicos até ruptura; 254 strain gauges; medições de deformação e deslocamento	Modelos não lineares (geométrica e materialmente); remoção súbita de elementos	Ambos tratam não linearidades e calibração de rigidez e ductilidade
Resultados principais	Carga última ≈ 11.868 kN; aumento de até 3,07× após reforço; falha dúctil predominante	Retenção de 40–70 % da capacidade após perda de um membro; redistribuição dinâmica observada	Reforço e ductilidade das conexões aumentam a robustez global

Modos de falha observados	Cisalhamento de rebites → necking nos membros diagonais	Falha localizada → redistribuição → colapso parcial	Sequência análoga: inicia localmente e se propaga progressivamente
Validação / Confiabilidade	Diferença de apenas 3,1 % entre resultados experimentais e numéricos	Modelos validados por comparação com casos experimentais de literatura	Consistência entre previsões teóricas e resultados físicos
Conclusões principais	Reforços bem projetados aumentam capacidade e mudam o modo de falha para dúctil	Redundância estrutural e ductilidade das ligações são decisivas para evitar colapso progressivo	Conexões robustas e dúcteis são chave para segurança e durabilidade

A investigação do comportamento ao cisalhamento de conexões tem sido conduzida através de abordagens metodológicas complementares. Estudos experimentais em escala real, como os realizados na junta A17 da Ponte Songpu, fornecem dados fundamentais sobre modos de falha, sequência de ruptura e capacidade última. Nesses ensaios, espécimes representando um quarto da geometria completa da junta foram submetidos a carregamento monotônico até a ruptura, com instrumentação extensiva incluindo 254 strain gauges para captura detalhada do campo de deformações.

Paralelamente, investigações numéricas focadas em colapso progressivo abordam o problema sob perspectiva sistêmica, avaliando como falhas localizadas podem propagar-se através da estrutura. Estas análises empregam modelos de elementos finitos com consideração de não-linearidades geométricas e materiais, simulando cenários de remoção súbita de elementos para quantificar a capacidade de redistribuição de esforços.

As duas abordagens convergem na identificação de mecanismos críticos, embora em escalas diferentes. Experimentalmente, observa-se a sequência: deslizamento inicial, ovalização de furos, cisalhamento de rebites extremos e falha dúctil dos membros. Numericamente, identifica-se progressão similar em escala estrutural: falha localizada, redistribuição dinâmica, sobrecarga de elementos adjacentes e propagação do colapso.

4.5 - Comportamento de Juntas Reforçadas

O reforço de conexões existentes através da adição de chapas suplementares demonstra eficácia significativa no aumento da capacidade portante. Ensaios em juntas reforçadas revelam aumento de capacidade de até 3,07 vezes em relação às cargas de projeto originais, com modo de falha transitando de ruptura frágil dos conectores para escoamento dúctil dos membros principais.

A interação entre elementos originais e de reforço apresenta complexidades adicionais. A diferença de rigidez entre componentes novos e existentes resulta em distribuição não-uniforme de esforços durante os estágios iniciais de carregamento. Progressivamente, com o aumento das deformações e desenvolvimento de plastificações locais, ocorre equalização das tensões, mobilizando plenamente a capacidade do sistema composto.

Resultados experimentais indicam que a ruptura em juntas reforçadas inicia-se tipicamente pelo cisalhamento dos rebites que conectam as chapas originais às novas, seguida por necking nos membros diagonais. A carga última de 11.868 kN observada experimentalmente correlaciona-se satisfatoriamente com previsões numéricas de 12.242 kN, diferença de apenas 3,1% que valida os modelos computacionais desenvolvidos.

4.6 - Análise de Modos de Falha

Os modos de falha observados em conexões rebitadas sob cisalhamento apresentam características distintivas dependentes da configuração geométrica e proporções da ligação. Para conexões curtas com poucos rebites, a falha ocorre predominantemente por cisalhamento dos conectores ou esmagamento localizado dos furos. Em conexões longas, o rasgamento das chapas (block shear) emerge como modo crítico, com superfícies de ruptura desenvolvendo-se através de combinações de cisalhamento e tração.

A transição entre modos de falha é governada pela relação entre as resistências ao cisalhamento dos rebites, ao esmagamento dos furos e ao rasgamento das chapas. Análises paramétricas demonstram que o aumento do número de rebites sem correspondente aumento na área das chapas pode transformar o modo de falha de cisalhamento dos conectores para rasgamento do material base, alteração que deve ser considerada em projetos de reforço.

O desenvolvimento de modelos preditivos para esses diferentes modos requer consideração adequada das interações entre mecanismos. A verificação normativa tradicional, baseada em análise independente de cada modo, pode resultar em previsões não-conservadoras quando múltiplos mecanismos atuam simultaneamente. Abordagens mais refinadas, incorporando critérios de interação, fornecem estimativas mais precisas da capacidade última.

4.7 - Efeitos Dinâmicos e Colapso Progressivo

A consideração de efeitos dinâmicos é fundamental para avaliação realista do comportamento de conexões sob condições de falha súbita. O Fator de Amplificação Dinâmica (FAD), relacionando a resposta máxima dinâmica à resposta estática equivalente, pode atingir valores teóricos de 2,0 para

aplicação instantânea de carga. Em situações práticas, considerando amortecimento estrutural e tempo finito de aplicação, valores de FAD entre 1,3 e 1,7 são mais representativos.

A capacidade de estruturas treliçadas resistirem ao colapso progressivo depende fundamentalmente da existência de caminhos alternativos de carga (Alternative Load Paths - ALPs). Análises numéricas indicam que estruturas com adequada redundância podem manter 40% a 70% da capacidade original após perda de um membro crítico. Esta capacidade residual é fortemente influenciada pela robustez das conexões, que devem possuir ductilidade suficiente para acomodar as redistribuições de esforços sem ruptura frágil.

A quantificação da vulnerabilidade ao colapso progressivo através de índices de robustez permite identificação de elementos críticos cujo reforço prioritário maximiza o benefício estrutural global. Conexões identificadas como pontos de articulação na topologia estrutural requerem particular atenção, dado seu potencial de iniciar sequências catastróficas de falha.

4.8 - Implicações para Projeto e Avaliação

A síntese dos estudos analisados estabelece diretrizes importantes para projeto e avaliação de conexões rebitadas. A capacidade ao cisalhamento deve ser verificada considerando tanto estados limites últimos quanto de serviço, com atenção particular aos efeitos de fadiga em estruturas sujeitas a carregamento cíclico. Fatores de segurança diferenciados devem ser aplicados conforme o modo de falha esperado, com valores mais conservadores para modos frágeis.

A inspeção de estruturas existentes deve priorizar a identificação de sinais precursores de falha, incluindo ovalização excessiva de furos, corrosão em interfaces de contato e evidências de deslizamento relativo entre chapas. A detecção precoce desses indicadores permite intervenção preventiva antes do desenvolvimento de danos irreversíveis.

Estratégias de reforço devem buscar não apenas aumento de capacidade local, mas também melhoria da redundância estrutural global. A adição de conectores ou chapas suplementares deve ser projetada considerando compatibilidade de deformações entre elementos novos e existentes, evitando concentrações de tensão que possam precipitar novos modos de falha.

A validação experimental permanece essencial para calibração de modelos numéricos e verificação de hipóteses de projeto. A complexidade dos mecanismos envolvidos e a variabilidade inerente a estruturas antigas tornam a abordagem puramente analítica insuficiente para garantia adequada de segurança. Programas de monitoramento estrutural, incorporando medições periódicas de deformações e deslocamentos, fornecem dados valiosos para avaliação contínua da integridade estrutural.

5 - Conclusões

A análise realizada ao longo deste estudo evidencia que a segurança e a durabilidade de pontes treliçadas dependem de uma abordagem integrada que combine fundamentos de engenharia estrutural, ciência dos materiais e análise numérica avançada. Os modos de ruptura observados — fadiga, flambagem, falha em ligações e colapso progressivo — mostram que a falha raramente é resultado de um único fator, mas sim da interação entre degradação material, deficiências construtivas e ausência de redundância estrutural.

Os estudos comparativos apresentados demonstram que conexões reforçadas e detalhamentos que priorizam a ductilidade aumentam significativamente a robustez global da estrutura, reduzindo o risco de colapsos em cadeia. Do mesmo modo, o uso de modelagem não linear e simulações de elementos finitos mostrou-se essencial para prever o comportamento real das treliças sob condições extremas, permitindo avaliar com precisão efeitos dinâmicos e modos de falha complexos.

As lições aprendidas com colapsos históricos, como os das pontes de Quebec e I-35W, reforçam a importância de inspeções periódicas, controle de qualidade em ligações e aplicação rigorosa das normas de projeto. O avanço de tecnologias de monitoramento estrutural em tempo real, associado a estratégias de manutenção preditiva, representa o futuro da gestão segura dessas estruturas.

Conclui-se, portanto, que o estudo de ruptura em pontes de treliça não se limita à compreensão dos mecanismos de falha, mas envolve a criação de sistemas estruturais resilientes, capazes de suportar danos localizados sem perda global de estabilidade. A combinação de conhecimento teórico, validação experimental e inovação tecnológica é o caminho para garantir pontes mais seguras, duráveis e eficientes.

6 - Referências Bibliográficas

Walbridge, S., & Nussbaumer, A. (2008). Probabilistic fatigue analysis of shop and field treated tubular truss bridges. *Journal of Constructional Steel Research*, 64(2), 156-166. <https://estudogeral.sib.uc.pt/bitstream/10316/10742/1/Probabilistic%20fatigue%20analysis%20of%20shop%20and%20field%20treated%20tubular%20truss%20bridges.pdf>

Chen, Y., Liao, Y., Zhu, L., Chen, L., & Chen, Y. (2024). Robustness of a Steel Truss Bridge Subjected to Sudden Member Breakage during the Continuous-to-Simply-Supported Transition. *Buildings*, 14(10), 3035. <https://www.mdpi.com/2075-5309/14/10/3035>

Fracture Mechanics. (2024). *Loading Modes I, II, III*. <https://www.fracturemechanics.org>

ScienceDirect. (2023). *Learning from failure propagation in steel truss bridges*. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630723004429>

SOFiSTiK. (2024). *Nonlinear Buckling Analysis of Network Arch Bridges*. <https://sofistikforyou.com>

ANJOS, Edinelson Cavalcanti dos; GALDINO, Ian Lucas; SÁ, Ronaldo Cardoso de. **Análise de estabilidade estrutural para uma treliça metálica.** In: **CONSTRUMETAL 2016 – Congresso Latino-americano da Construção Metálica**, 20–22 set. 2016, São Paulo. *Anais....* [São Paulo]: [s.n.], 2016.

FERNÁNDEZ, Bianca Oliveira. **Sistemas de treliças modulares para pontes de madeira: uma boa alternativa para o Estado do Pará.** 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

VILELA, Paula Moura Leite. **Modelagem de ligações parafusadas pelo método dos elementos finitos.** 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas) – Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Belo Horizonte, 2016.

VALLE, Ângela do; LA ROVERE, Henriette Lebre. **ECV 5219 – Análise Estrutural I: apostila.** Florianópolis: Departamento de Engenharia Civil, UFSC, 2009.

FERREIRA, Mateus Evangelista Duque; PELARIN, André Luis; BENTO, Rodrigo Teixeira. **Designing and qualitative structural analysis of a Warren truss bridge.** *Revista Caderno Pedagógico*, Curitiba: Studies Publicações e Editora Ltda., v. 20, n. 5, p. 1345-1361, 2023. DOI: 10.54033/cadpedv20n5-017.

VITÓRIO, José Afonso Pereira. **Casos de colapsos estruturais em pontes, viadutos e passarelas.** Recife, 12 nov. 2015. Seminário “Riscos e acidentes estruturais em obras de engenharia civil”. Material de apresentação.

VITÓRIO, José Afonso Pereira. **Uma análise das falhas estruturais em obras de arte especiais.** [S.l.]: [s.n.], [s.d.]. Artigo técnico (manuscrito).

UNIVAG – Centro Universitário. **Resistência dos materiais: tração, compressão e lei de Hooke.** [Várzea Grande]: UNIVAG, [s.d.]. Apostila.

Avaliação da Integridade Estrutural de Parafusos e Juntas Automotivas Submetidos a Cargas Vibratórias

Matheus Guilherme Silva Passarelli

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo

matheus.passarelli@aluno.ifsp.edu.br

Resumo

O artigo apresenta uma análise técnica detalhada sobre a integridade estrutural de **parafusos e juntas** automotivas **submetidos a cargas vibratórias**. O estudo aborda os principais modos de falha mecânica, com ênfase na ruptura por cisalhamento, discutindo seus mecanismos, causas e consequências para a segurança veicular. São examinadas as influências das vibrações na redução da vida útil dos fixadores e as metodologias de dimensionamento, ensaio e monitoramento aplicadas pela engenharia automotiva. A pesquisa integra conceitos teóricos, normas técnicas (ISO, SAE, ABNT) e estudos de caso, demonstrando que a combinação entre carga tangencial e vibração representa o cenário mais crítico de falha. Conclui-se que estratégias preventivas — como a seleção adequada de materiais, aplicação de tecnologias de travamento, ensaios experimentais e manutenção preventiva — são fundamentais para garantir a confiabilidade e prolongar a vida útil das juntas estruturais em veículos.

Palavras-chave:

Cisalhamento; Fixações Automotivas; Vibrações; Fadiga Mecânica; Juntas Estruturais; Segurança Veicular; Parafusos; Falha Estrutural; Engenharia Automotiva; Manutenção Preventiva.

Abstract

This article presents a detailed technical analysis of the structural integrity of automotive bolts and joints subjected to vibrational loads. It discusses the main mechanical failure modes, focusing on shear rupture, its mechanisms, causes, and safety implications.

The study explores how vibrations affect the service life of fasteners and examines design, testing, and monitoring methodologies used in the automotive industry. Integrating theoretical principles, technical standards (ISO, SAE, ABNT), and case studies, the research demonstrates that the combination of tangential loads and vibration is the most critical scenario for joint failure.

The study concludes that preventive strategies — including proper material selection, locking technologies, experimental testing, and preventive maintenance — are essential to ensure reliability and extend the operational life of automotive structural joints.

Keywords

Shear failure; Automotive fasteners; Vibrations; Mechanical fatigue; Structural joints; Vehicle safety; Bolts; Structural integrity; Automotive engineering; Preventive maintenance.

1 - Introdução

A indústria automotiva é uma das mais exigentes do ponto de vista da engenharia de materiais e da confiabilidade estrutural.

Todos os componentes de um veículo, desde o motor até os sistemas de suspensão e freios, precisam funcionar de forma integrada e segura ao longo de sua vida útil. Dentro desse universo de elementos críticos, os parafusos e juntas estruturais ocupam uma posição de destaque.

Embora muitas vezes sejam vistos como peças simples e padronizadas, sua falha pode comprometer de forma direta a integridade estrutural e a segurança do veículo. No ambiente automotivo, as fixações não estão sujeitas apenas a esforços estáticos.

Pelo contrário, são constantemente submetidas a carregamentos dinâmicos, principalmente em função das vibrações geradas pelo motor, pela transmissão e pelas irregularidades do pavimento. Essas condições operacionais fazem com que parafusos e juntas experimentem solicitações repetitivas, que podem conduzir a fenômenos como o afrouxamento, a fadiga e, em casos mais críticos, a falha por cisalhamento.

A falha por cisalhamento ocorre quando a força aplicada tangencialmente à seção transversal do parafuso ou do conjunto fixado ultrapassa sua resistência mecânica. Em estruturas automotivas, esse tipo de falha pode aparecer em regiões de alto carregamento, como em fixações de suspensão, pontos de fixação do motor, sistemas de direção e freios.

Quando associada à vibração contínua, a situação torna-se ainda mais complexa, pois o movimento oscilatório favorece a redistribuição de tensões, acelera o desgaste e pode levar ao colapso da junta em intervalos de tempo menores do que o projetado.

Do ponto de vista da segurança veicular, compreender e prevenir esse fenômeno é fundamental. Estima-se que uma parcela significativa dos problemas de manutenção e até mesmo de falhas catastróficas em veículos esteja relacionada ao desempenho inadequado de fixações mecânicas. Além disso, em um cenário em que a indústria busca veículos cada vez mais leves, econômicos e sustentáveis, os parafusos sofrem maior pressão de projeto: devem ser menores, mais leves e, ao mesmo tempo, capazes de resistir a cargas severas e ambientes vibracionais extremos.

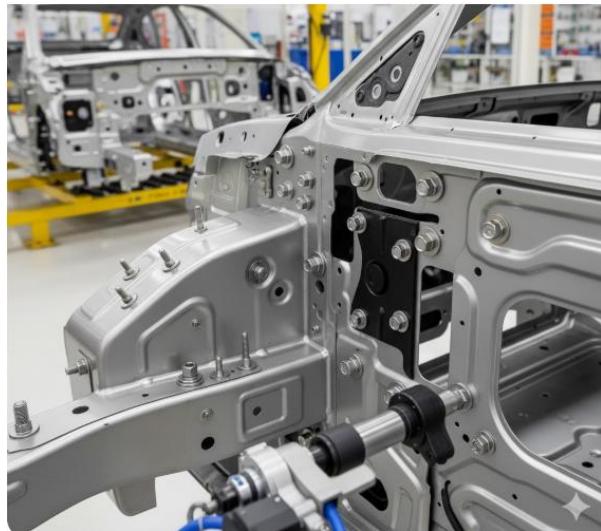


Figura 1 – Aplicações de parafusos em carrocerias de automóveis.

Nesse contexto, o presente artigo tem como objetivo analisar a falha por cisalhamento em parafusos e juntas estruturais automotivas, com foco na avaliação de segurança em fixações submetidas a vibrações. Serão discutidos os mecanismos de falha, os efeitos das vibrações sobre a integridade das juntas, as metodologias de avaliação utilizadas pela engenharia automotiva e, finalmente, as estratégias de prevenção que permitem aumentar a confiabilidade e prolongar a vida útil desses componentes.

Em termos específicos, este estudo busca:

Compreender o comportamento mecânico de parafusos submetidos a esforços de cisalhamento;

Investigar o impacto das vibrações sobre o desempenho e a segurança das juntas automotivas;

Apresentar métodos de avaliação e critérios de dimensionamento aplicados na indústria;

Discutir soluções tecnológicas e de manutenção que possam mitigar os riscos associados.

A abordagem adotada será tanto teórica quanto aplicada, com base em literatura técnica, normas de projeto e casos práticos da indústria automotiva. A ideia é construir uma visão abrangente, mas ao mesmo tempo acessível, de um tema que, embora aparentemente restrito ao campo da engenharia, possui reflexos diretos na segurança dos usuários e na confiabilidade de sistemas de transporte em escala global.

2 – Fundamentação Teórica

A análise de falhas em fixações mecânicas exige uma base teórica sólida, capaz de conectar conceitos da mecânica dos materiais, dinâmica estrutural e engenharia automotiva. Neste capítulo, serão apresentados os fundamentos necessários para compreender a natureza das juntas estruturais, os tipos de carregamentos a que estão sujeitas, os modos de falha mais comuns e, por fim, a relevância das vibrações no contexto automotivo.

2.1 - Juntas Estruturais Automotivas

Juntas estruturais são elementos de união que permitem conectar diferentes partes de um sistema mecânico, transmitindo esforços entre elas. No setor automotivo, tais juntas desempenham papéis críticos, já que permitem a integração de componentes que vão desde o chassi e a carroceria até o motor, a transmissão e a suspensão.

Os parafusos, porcas e arruelas constituem a forma mais comum de fixação nessas juntas. Além da facilidade de montagem e desmontagem, eles oferecem versatilidade, custo reduzido e padronização. Contudo, por serem elementos relativamente pequenos diante da massa total de um veículo, muitas vezes sua importância é subestimada. Uma falha localizada em um único parafuso pode gerar efeitos em cascata, comprometendo a estabilidade do veículo e a segurança dos ocupantes.

De modo geral, as juntas automotivas devem atender a critérios de:

Resistência Mecânica: suportar os esforços de tração, cisalhamento, compressão e torção.

Durabilidade: manter desempenho mesmo em condições de fadiga e vibração.

Confiabilidade: evitar falhas súbitas que possam gerar acidentes.

Manutenibilidade: permitir inspeção e substituição quando necessário.

2.2 - Tipos de Carregamentos em Fixações

Os parafusos podem ser solicitados por diferentes tipos de esforços mecânicos. Entre os principais:

Tração: ocorre quando o parafuso é solicitado ao longo do seu eixo, geralmente devido ao aperto da porca ou à tentativa de separar as peças fixadas. A resistência à tração é fundamental para garantir o fechamento adequado da junta.

Compressão: forças de compressão atuam esmagando o parafuso contra a peça, podendo levar a deformações plásticas localizadas.

Torção: está associada ao momento de aperto e ao torque aplicado na instalação. Um aperto excessivo pode alongar permanentemente o parafuso, enquanto um aperto insuficiente pode facilitar o afrouxamento.

Cisalhamento: ocorre quando forças paralelas ao plano da junta atuam, tendendo a cortar o parafuso transversalmente. Esse é o tipo de falha foco deste trabalho.

Na prática automotiva, as fixações raramente estão sujeitas a apenas um tipo de esforço. Normalmente, há uma combinação de cargas, com destaque para situações em que o cisalhamento é acompanhado por vibração, o que intensifica o risco de falha.

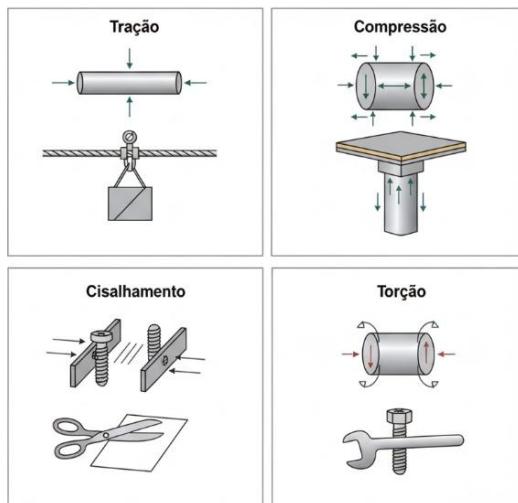


Figura 2 – Esforços de tração, compressão, cisalhamento, torção.

2.3 - Modos de Falha em Fixações Mecânicas

As juntas estruturais podem falhar de diversas formas, cada uma com características próprias. Os principais modos de falha incluem:

Afrouxamento: geralmente causado por vibração ou torque insuficiente no aperto, levando à perda de pré-carga.

Fadiga: resultado da aplicação repetitiva de esforços, que gera trincas progressivas até a ruptura.

Fluência e Relaxamento: ocorrem em materiais submetidos a altas temperaturas, alterando as tensões internas.

Corrosão: reduz a seção resistente do parafuso e pode induzir falhas prematuras.

Cisalhamento: a falha de interesse neste artigo, caracterizada pela ruptura transversal do parafuso devido a forças tangenciais.

Cada um desses modos pode interagir entre si. Por exemplo, o afrouxamento facilita a ação do cisalhamento, e a corrosão acelera processos de fadiga. Essa interação torna o problema ainda mais desafiador para os engenheiros automotivos.

2.4 - Vibrações no Ambiente Automotivo

Um dos aspectos mais críticos para o desempenho das juntas é a exposição constante a vibrações. Em um veículo, as fontes de vibração são múltiplas:

Motor e sistema de transmissão: geram vibrações cíclicas devido à rotação e aos ciclos de combustão.

Contato Pneu/Pavimento: causa excitações contínuas, principalmente em vias irregulares.

Frenagem e Aceleração: induzem variações bruscas de carga, transmitidas para a estrutura.

Aerodinâmica: em altas velocidades, o fluxo de ar pode induzir vibrações adicionais.

Essas vibrações podem ser classificadas em:

Forçadas: provocadas por uma fonte externa, como o motor.

Livres: resultantes da resposta natural do veículo após uma perturbação.

Ressonantes: ocorrem quando a frequência da excitação coincide com a frequência natural do sistema, amplificando as amplitudes.

No caso das fixações, o perigo maior está no afrouxamento progressivo e no acúmulo de tensões cíclicas, que reduzem a vida útil do parafuso e aumentam a chance de cisalhamento.

2.5 - Relevância para a Segurança Automotiva

A literatura e a experiência prática mostram que a segurança veicular depende fortemente da integridade das juntas estruturais. Estudos de falhas em campo e relatórios de recalls revelam que problemas aparentemente simples, como o aperto inadequado de parafusos ou a escolha incorreta de materiais, podem levar a consequências graves: perda de controle do veículo, falha de freios, desprendimento de componentes e, em casos extremos, acidentes fatais.

Por isso, normas internacionais como a ISO 898 (propriedades mecânicas de parafusos de aço), a SAE J429 (padrões automotivos norte-americanos) e regulamentações nacionais (ABNT) estabelecem requisitos mínimos de resistência, dimensionamento e ensaio. Essas normas são ferramentas essenciais para projetistas e fabricantes garantirem que os componentes atendam a níveis de segurança aceitáveis.

Em síntese, a fundamentação teórica mostra que compreender os carregamentos, modos de falha e efeitos das vibrações não é apenas um exercício acadêmico, mas uma necessidade prática para a preservação da vida útil dos veículos e, principalmente, da segurança dos ocupantes e pedestres.

3 – Mecanismo da Falha por Cisalhamento em Parafusos

A falha por cisalhamento é um fenômeno de grande relevância em fixações automotivas, pois ocorre quando a força tangencial aplicada sobre o corpo do parafuso ultrapassa sua capacidade resistente. Diferente da falha por tração, que tende a alongar o parafuso até a ruptura, o cisalhamento atua de forma perpendicular ao eixo da peça, “cortando-a” transversalmente.

Em juntas estruturais automotivas, essa condição é particularmente crítica, já que muitas fixações são projetadas para transmitir esforços significativos entre componentes que sofrem movimentações relativas, como ocorre em sistemas de suspensão, direção e fixação de chassis.

3.1 - Conceito de Cisalhamento em Fixações

Do ponto de vista mecânico, o cisalhamento é definido como a tensão tangencial que surge quando duas forças paralelas, aplicadas em sentidos opostos, atuam sobre planos adjacentes de um corpo. A tensão de cisalhamento pode ser expressa pela relação:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (1)$$

onde:

F é a força tangencial aplicada, A é a área resistente ao cisalhamento (no caso do parafuso, geralmente a área da seção transversal em contato).

Quando a tensão cisalhante excede a resistência ao cisalhamento do material, ocorre a ruptura. Em parafusos, essa ruptura pode ser simples (em um único plano) ou dupla (em dois planos simultâneos, como em juntas com sobreposição de chapas).

3.2 - Como a Falha por Cisalhamento se Manifesta em Parafusos

O processo de falha por cisalhamento em parafusos costuma seguir uma sequência:

Início: o parafuso é submetido a esforços tangenciais repetitivos, seja por carga estática elevada ou pela ação contínua de vibrações.

Deformação Plástica Localizada: surgem pequenas deformações na região de contato entre o corpo do parafuso e as paredes do furo.

Microfissuras: tensões localizadas favorecem o surgimento de trincas microscópicas, que se propagam progressivamente.

Ruptura: quando a seção resistente não suporta mais a carga aplicada, o parafuso rompe de forma abrupta, cortando-se transversalmente.

Visualmente, a superfície de fratura em falhas por cisalhamento tende a ser relativamente plana e perpendicular ao eixo do parafuso, diferindo da superfície típica de fratura por tração, que apresenta inclinação em forma de cone.

3.3 - Exemplos Práticos no Setor Automotivo

O cisalhamento em fixações pode ser observado em diferentes sistemas automotivos:

Suspensão: parafusos que conectam braços de controle, amortecedores e buchas são submetidos a forças laterais constantes. Uma falha nesse ponto pode comprometer a dirigibilidade e causar perda de controle do veículo.

Chassi: pontos de fixação do chassi à carroceria sofrem esforços de cisalhamento quando o veículo trafega em pisos irregulares.

Sistemas de Freio: parafusos que prendem pinças de freio ao suporte recebem forças tangenciais intensas durante frenagens bruscas.

Motor e Transmissão: vibrações e torques alternados podem induzir cisalhamentos em fixações de suportes e bases.

Casos reais de falha por cisalhamento em fixações automotivas já levaram a recalls de veículos em diversos países, justamente pelo risco de perda de integridade estrutural e acidentes graves.



Figura 3 – Aplicações de parafusos em suspensão de automóveis.

3.4 - Particularidades em Juntas Submetidas a Vibração

Embora o cisalhamento possa ocorrer em condições puramente estáticas, no ambiente automotivo ele está quase sempre associado à vibração. Esse fator traz duas particularidades importantes:

Redistribuição Dinâmica de Tensões: vibrações fazem com que as cargas se alternem de direção e magnitude, acelerando o processo de nucleação de trincas.

Afrouxamento Progressivo: vibrações podem reduzir a pré-carga de aperto do parafuso, ampliando as folgas e aumentando a área de contato sujeita a cisalhamento.

Assim, a combinação de carga tangencial + vibração constitui o cenário mais crítico, responsável por grande parte das falhas em campo observadas na indústria automotiva.

3.5 - Importância do Estudo

Compreender o mecanismo da falha por cisalhamento em parafusos vai além de uma análise puramente acadêmica: trata-se de um pilar para a segurança veicular. Projetistas precisam considerar não apenas a resistência estática dos materiais, mas também os efeitos acumulativos das vibrações, da fadiga e do ambiente de operação (temperatura, corrosão, umidade).

Nesse sentido, a avaliação criteriosa do cisalhamento em fixações é parte fundamental das etapas de projeto, homologação e manutenção de qualquer veículo moderno.

4 – Vibrações e seus Efeitos nas Fixações

As vibrações constituem um dos fatores mais desafiadores para a durabilidade e segurança de fixações mecânicas em veículos. Diferente de outros esforços que podem ser previstos com relativa precisão, as vibrações possuem natureza dinâmica, cíclica e frequentemente imprevisível, o que dificulta o controle de seus efeitos.

No contexto automotivo, elas estão presentes desde o momento em que o motor é acionado até a condição de rodagem em diferentes pavimentos, tornando-se uma das principais causas de afrouxamento, fadiga e falha por cisalhamento em parafusos e juntas estruturais.

4.1 Fontes de Vibração em Veículos

Diversos elementos do veículo atuam como fontes geradoras de vibração, transmitindo energia oscilatória às juntas mecânicas:

Motor e Transmissão: geram vibrações periódicas devido à rotação de eixos, combustões cíclicas e desequilíbrios residuais.

Contato Pneu/Pavimento: superfícies irregulares, buracos, lombadas e deformações do asfalto induzem excitações contínuas.

Sistema de Freios: frenagens intensas ou irregulares provocam vibrações abruptas, transmitidas a discos, pinças e suportes.

Carroceria e Aerodinâmica: em altas velocidades, o fluxo de ar e a ressonância estrutural podem intensificar os níveis vibratórios.

Essas excitações não atuam isoladamente, mas sim de forma combinada, o que torna o ambiente vibracional de um veículo bastante complexo.

4.2 - Tipos de Vibração Relevantes para Fixações

As vibrações em fixações podem ser classificadas em três categorias principais:

Vibração Livre: ocorre quando o sistema, após sofrer uma perturbação, oscila em sua frequência natural até dissipar a energia.

Vibração Forçada: resultado da ação contínua de uma fonte externa, como o funcionamento do motor.

Ressonância: fenômeno crítico que ocorre quando a frequência de excitação coincide com a frequência natural da junta ou do componente, amplificando drasticamente as amplitudes de vibração.

No caso das fixações, a ressonância é especialmente perigosa, pois pode acelerar a propagação de trincas e aumentar o risco de falha por cisalhamento em intervalos muito menores que os previstos em projeto.

4.3 - Consequências das Vibrações em Juntas Parafusadas

O impacto das vibrações sobre parafusos e juntas estruturais automotivas pode ser analisado em diferentes dimensões:

Afrouxamento Progressivo: vibrações reduzem a pré-carga aplicada no momento do aperto, fazendo com que o parafuso se solte gradualmente. Esse fenômeno é conhecido como self-loosening e representa uma das principais causas de manutenção em campo.

Redistribuição de Tensões: a oscilação contínua gera variação nas tensões internas, favorecendo concentrações em regiões críticas da rosca e da seção transversal.

Fadiga: ciclos de carregamento repetitivo induzem microtrincas, que se propagam até a ruptura. Em condições vibracionais, a vida em fadiga pode ser reduzida de forma significativa.

Cisalhamento Acelerado: a combinação de forças tangenciais e vibrações aumenta a probabilidade de falha por corte transversal, especialmente em parafusos submetidos a cargas dinâmicas laterais.

Essas consequências não apenas reduzem a vida útil dos componentes, mas também aumentam os riscos de falhas súbitas em serviço.

4.4 - Estudos de Caso na Indústria Automotiva

A literatura técnica e relatórios de recalls automotivos evidenciam a importância de controlar os efeitos das vibrações em fixações. Alguns exemplos incluem:

Parafusos de Suspensão: fabricantes já convocaram recalls devido ao afrouxamento de parafusos em braços de suspensão, que poderiam se soltar em condições de rodagem, comprometendo a dirigibilidade.

Fixações de Pinças de Freio: vibrações repetitivas levaram ao cisalhamento de parafusos em veículos de carga, resultando em falhas de frenagem parcial.

Suportes de Motor: em alguns modelos, a combinação de vibração do motor e torque dinâmico provocou rupturas por fadiga e cisalhamento em pontos de fixação.

Esses casos mostram que o problema não é apenas teórico, mas uma realidade enfrentada por fabricantes de diferentes portes e países.

4.5 - Relação entre Vibração, Cisalhamento e Segurança

Do ponto de vista da segurança automotiva, a presença de vibrações transforma um problema de resistência estática em uma questão dinâmica e de confiabilidade. Um parafuso que, em condições ideais, suportaria determinado nível de cisalhamento, pode falhar precocemente quando submetido a vibrações contínuas.

Essa realidade impõe aos projetistas a necessidade de:

Considerar fatores dinâmicos de segurança além dos coeficientes estáticos tradicionais;

Utilizar ensaios laboratoriais de vibração (como testes em mesas excitadoras) para simular condições reais de uso;

Empregar ferramentas de análise modal e dinâmica estrutural para prever frequências críticas e evitar situações de ressonância

Assim, o estudo das vibrações não é apenas um complemento, mas um elemento central no dimensionamento seguro de juntas automotivas.

Em resumo, as vibrações representam um fator decisivo para o desempenho das fixações automotivas, atuando como catalisador de falhas por afrouxamento, fadiga e cisalhamento. A compreensão de suas fontes, mecanismos e consequências permite aos engenheiros desenvolver soluções mais seguras e duráveis, reforçando a importância de abordagens dinâmicas no projeto e manutenção de veículos modernos.

5 – Avaliação de Segurança em Juntas Estruturais

A segurança em juntas estruturais automotivas não depende apenas da resistência intrínseca dos materiais, mas também de metodologias adequadas de dimensionamento, ensaio e monitoramento. O desafio está em garantir que os parafusos e fixações mantenham sua integridade mesmo quando

submetidos a cargas dinâmicas, vibrações e condições ambientais adversas. Este capítulo apresenta os principais critérios utilizados na avaliação de segurança e as normas que orientam o projeto de fixações automotivas.

5.1 - Critérios de Dimensionamento

O dimensionamento de parafusos contra falha por cisalhamento parte da análise da tensão de cisalhamento admissível do material. De modo simplificado, adota-se o critério:

$$\tau \leq \tau_{adm} \quad (2)$$

onde:

τ é a tensão de cisalhamento aplicada,

τ_{adm} é a tensão admissível, definida em função da resistência ao cisalhamento do material e de um fator de segurança.

Em fixações automotivas, é comum adotar fatores de segurança dinâmicos, superiores aos utilizados em projetos estáticos, devido à presença de vibrações. Além disso, deve-se considerar o estado combinado de tensões, já que em muitos casos o parafuso sofre simultaneamente esforços de tração, compressão e torção, além do cisalhamento.

Outro ponto crítico é o dimensionamento da pré-carga de aperto. Uma pré-carga insuficiente facilita o afrouxamento e aumenta a área sujeita ao cisalhamento. Já uma pré-carga excessiva pode alongar ou plastificar o parafuso. Assim, é essencial encontrar o equilíbrio adequado, normalmente definido por meio de curvas torque-tensão obtidas em ensaios práticos.

5.2 - Normas Técnicas Aplicáveis

A indústria automotiva conta com um conjunto de normas nacionais e internacionais que estabelecem os requisitos de projeto e ensaio para fixações. Entre as principais:

ISO 898-1: define as propriedades mecânicas dos parafusos de aço carbono e aço-liga, incluindo resistência à tração e ao cisalhamento.

ISO 2320: trata de porcas autotravantes, que são fundamentais na prevenção de afrouxamentos induzidos por vibração.

SAE J429: norma amplamente utilizada na América do Norte para classificação de parafusos automotivos.

ABNT NBR 5580 e Correlatas: especificações brasileiras para fixadores roscados.

Diretrizes Internas de Montadoras: cada fabricante de veículos costuma adotar parâmetros internos mais rigorosos, baseados em testes próprios.

Essas normas oferecem valores de referência para propriedades mecânicas, mas o engenheiro de projeto deve sempre considerar os cenários reais de uso, como cargas dinâmicas, temperatura e corrosão.

5.3 - Ensaios e Simulações

A avaliação de segurança em juntas automotivas combina ensaios laboratoriais e simulações numéricas:

Ensaios de Cisalhamento: aplicam cargas tangenciais até a falha do parafuso, determinando a resistência prática do componente.

Ensaios de Vibração em Mesa Excitadora: simulam condições reais de rodagem e permitem observar o comportamento do afrouxamento e da fadiga.

Simulações Computacionais (FEA): ferramentas como o método dos elementos finitos possibilitam prever distribuições de tensão, modos de vibração e pontos críticos da junta.

Testes de torque residual: medem a pré-carga após ciclos vibratórios, indicando a tendência de afrouxamento.

A integração dessas técnicas permite ao engenheiro avaliar não apenas a resistência estática, mas também a confiabilidade em longo prazo, que é o fator decisivo para a segurança em veículos.

5.4 - Importância da Avaliação Contínua

Não basta projetar fixações seguras; é igualmente necessário estabelecer processos de monitoramento e manutenção preventiva. Inspeções periódicas em oficinas autorizadas, aplicação de torquímetros calibrados durante a montagem e substituição programada de fixadores críticos são práticas essenciais para garantir que a segurança prevista em projeto se mantenha durante toda a vida útil do veículo.

A avaliação de segurança em juntas estruturais automotivas baseia-se em uma combinação de critérios de dimensionamento, normas técnicas, ensaios experimentais e simulações computacionais. Essa abordagem integrada é indispensável para lidar com o ambiente vibracional severo a que os veículos estão expostos, prevenindo falhas por afrouxamento, fadiga e cisalhamento.

6 – Estratégias de Prevenção e Mitigação

Se por um lado as falhas por cisalhamento em parafusos e juntas estruturais representam riscos sérios à segurança automotiva, por outro a engenharia dispõe de um conjunto de soluções que buscam

prevenir ou mitigar esses problemas. As estratégias vão desde a seleção adequada de materiais até a aplicação de tecnologias de travamento, passando por práticas de projeto, montagem e manutenção.

6.1 - Seleção de Materiais e Tratamentos Superficiais

A escolha do material do parafuso é um dos fatores mais importantes para garantir resistência ao cisalhamento. Normalmente, utilizam-se aços de médio a alto carbono, tratados termicamente, capazes de atingir elevada dureza e limite de escoamento.

Além disso, os tratamentos superficiais desempenham papel fundamental na durabilidade da fixação:

Galvanização e Zincagem: aumentam a resistência à corrosão, prevenindo perda de seção resistente.

Nitretação e Cementação: elevam a dureza superficial, reduzindo desgaste e deformação localizada.

Revestimentos Anti Fricção: melhoram a relação torque-tensão durante a montagem, garantindo pré-carga mais uniforme.

Ao evitar corrosão e deformações iniciais, esses tratamentos prolongam a vida útil do parafuso e reduzem o risco de falhas associadas a vibrações.

6.2 - Tecnologias de Travamento

Uma das maiores ameaças às fixações submetidas a vibração é o afrouxamento progressivo. Para contornar esse problema, diversas soluções de travamento são empregadas:

Arruelas de pressão ou dentadas: criam atrito adicional, dificultando o giro espontâneo da porca.

Porcas Autotravantes: possuem insertos de nylon ou deformações plásticas que aumentam a resistência ao desaperto.

Travas Químicas (adesivos anaeróbicos): preenchem a folga da rosca, impedindo o movimento relativo entre filetes.

Sistemas de Dupla Porca: aplicam carga adicional de travamento por atrito entre duas porcas.

Cada técnica apresenta vantagens e limitações, sendo comum a combinação de mais de um método em aplicações críticas.

6.3 - Práticas de Montagem Adequadas

Mesmo com materiais de alta qualidade e tecnologias de travamento, a falha pode ocorrer se a montagem não for realizada corretamente. Entre as boas práticas destacam-se:

Utilizar torquímetros calibrados para garantir o aperto correto.

Seguir a sequência de aperto recomendada pelo fabricante, especialmente em juntas múltiplas (como cabeçotes de motor).

Aplicar lubrificantes específicos quando indicado, evitando variações na pré-carga.

Realizar inspeção visual e tátil para verificar o assentamento adequado da cabeça do parafuso e da porca.

Esses cuidados reduzem significativamente a chance de cisalhamento prematuro devido a tensões desbalanceadas ou pré-cargas insuficientes.

6.4 - Ensaios Experimentais e Monitoramento

A prevenção de falhas também envolve a aplicação de ensaios acelerados de fadiga e vibração, que simulam condições reais de operação antes do veículo chegar ao mercado. Testes em mesas excitadoras, câmaras climáticas e bancadas de carga permitem identificar pontos críticos e validar soluções de travamento.

Além disso, em veículos de grande porte ou aplicações especiais (como caminhões e aeronaves automotivas híbridas), já se utilizam sistemas de monitoramento eletrônico de fixações, capazes de medir torque residual e detectar afrouxamento em tempo real.

6.5 - Manutenção Preventiva

Por fim, a manutenção periódica é um elemento-chave na mitigação de falhas. Oficinas autorizadas e centros de revisão devem inspecionar fixações críticas, substituindo parafusos que apresentem sinais de desgaste, corrosão ou deformação. Em muitos casos, fabricantes recomendam a troca de parafusos após desmontagens, evitando sua reutilização em pontos de alta responsabilidade estrutural.

Portanto, as estratégias de prevenção e mitigação de falhas por cisalhamento em juntas automotivas envolvem um conjunto integrado de soluções: escolha de materiais adequados, tratamentos superficiais, dispositivos de travamento, boas práticas de montagem, ensaios experimentais e manutenção preventiva. Apenas a combinação desses fatores pode garantir que os parafusos desempenhem seu papel crítico de forma confiável ao longo da vida útil do veículo.

7 – Discussão Crítica

A análise da falha por cisalhamento em parafusos e juntas estruturais automotivas revela um equilíbrio delicado entre projeto, operação e manutenção. Embora o tema seja amplamente estudado, a prática em campo mostra que problemas simples, como aperto incorreto ou desgaste por vibração, ainda representam riscos consideráveis.

Um ponto central da discussão é o conflito entre redução de peso e segurança estrutural. A indústria automotiva, pressionada por metas de eficiência energética e menor consumo de combustível, tende a utilizar parafusos menores ou materiais mais leves. Essa escolha, embora válida do ponto de vista econômico e ambiental, aumenta a sensibilidade das juntas a cargas dinâmicas e vibrações, exigindo soluções avançadas de travamento e monitoramento.

Outro aspecto relevante é a integração entre simulação e testes experimentais. Ferramentas de análise de elementos finitos permitem projetar fixações resistentes e prever pontos críticos, mas não substituem ensaios em condições reais de vibração, temperatura e carga. Estudos de caso mostram que muitas falhas poderiam ser evitadas com uma combinação equilibrada de modelagem computacional e validação prática.

A discussão também evidencia a importância da manutenção preventiva. Parafusos que se desgastam ou perdem pré-carga devido a vibrações são mais comuns do que se imagina. A adoção de inspeções periódicas, torque residual e substituição programada de fixações críticas é, portanto, essencial para garantir a confiabilidade e a segurança do veículo.

Em termos normativos, embora existam diretrizes internacionais e nacionais robustas (ISO, SAE, ABNT), ainda há uma variação significativa nas práticas de implementação entre fabricantes. Essa lacuna reforça a necessidade de engenheiros e técnicos aplicarem critérios próprios de avaliação de risco, complementando as normas existentes com análises de fadiga, vibração e simulação dinâmica.

Em síntese, a falha por cisalhamento em juntas automotivas não é apenas uma questão mecânica isolada, mas um fenômeno multifatorial, envolvendo material, geometria, pré-carga, vibração e manutenção. A compreensão crítica desses fatores permite projetar veículos mais seguros e confiáveis, minimizando riscos à integridade estrutural e à segurança dos ocupantes.

8 – Conclusões

A análise da falha por cisalhamento em parafusos e juntas estruturais automotivas evidencia a complexidade envolvida na engenharia de fixações. Apesar de sua aparente simplicidade, os parafusos desempenham um papel crítico na integridade estrutural e na segurança do veículo, sendo essenciais em sistemas que vão desde a suspensão até o motor e a transmissão.

O estudo mostrou que a combinação de carga tangencial e vibrações constitui o cenário mais crítico, favorecendo afrouxamento, fadiga e, eventualmente, ruptura por cisalhamento. A presença de vibração contínua não apenas reduz a vida útil das fixações, como também potencializa riscos de falhas súbitas, que podem ter consequências graves para a segurança dos ocupantes.

Para minimizar esses riscos, a engenharia automotiva adota uma abordagem integrada que envolve:

- Seleção criteriosa de materiais e tratamentos superficiais;
- Dispositivos de travamento para reduzir o afrouxamento;
- Dimensionamento e análise de pré-carga adequados;
- Ensaios experimentais e simulações computacionais para prever comportamentos críticos;
- Manutenção preventiva e inspeções regulares.

Além disso, normas técnicas como ISO, SAE e ABNT fornecem diretrizes essenciais, mas devem ser complementadas por análises de campo e estudos específicos de cada aplicação. A combinação de teoria, simulação e prática é fundamental para garantir que os parafusos resistam às condições reais de operação.

Por fim, a pesquisa sobre falhas em fixações ainda apresenta espaço para avanços. Tecnologias emergentes, como monitoramento eletrônico de torque, sensores de fadiga e materiais de alta performance, oferecem oportunidades para aumentar a confiabilidade das juntas automotivas. Estudos futuros podem focar em otimização de pré-carga dinâmica, análise de fadiga em condições extremas e métodos de previsão de falhas em tempo real, fortalecendo ainda mais a segurança veicular.

Em síntese, compreender e prevenir falhas por cisalhamento não é apenas um exercício acadêmico, mas uma necessidade prática que impacta diretamente a vida útil dos veículos e a segurança dos ocupantes, consolidando a importância de fixações confiáveis e bem projetadas na indústria automotiva moderna.

9 – Referências

ISO 898-1:2013 – Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel – Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes – Coarse thread and fine pitch thread. International Organization for Standardization, 2013.

ISO 2320:2003 – Prevailing torque type steel nuts – Mechanical and performance properties. International Organization for Standardization, 2003.

SAE J429 – Mechanical and Material Requirements for Externally Threaded Fasteners. Society of Automotive Engineers, 2020.

ABNT NBR 5580:2009 – Parafusos e porcas – Classificação, requisitos e métodos de ensaio. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2009.

DIN 267-1: 2002 – Bolts, screws and studs – General requirements – Germany.

Shigley, J. E.; Mischke, C. R. Mechanical Engineering Design. 10th Edition. McGraw-Hill Education, 2021.

Norton, R. L. Machine Design: An Integrated Approach. 6th Edition. Pearson, 2019.

Kulkarni, S. V.; Jadhav, S. R. Fatigue failure analysis of automotive fasteners under vibratory loads. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2020; 20: 1201–1214.

Chopra, A. K. Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering. 5th Edition. Prentice Hall, 2017.

Papadopoulos, C. A.; Koronis, G. P. Study of self-loosening phenomena in automotive bolts under vibrational loads. Engineering Failure Analysis, 2018; 87: 29–40.

ASTM F606/F606M-20 – Standard Test Methods for Determining the Mechanical Properties of Externally and Internally Threaded Fasteners, Washers, Direct Tension Indicators, and Rivets. ASTM International, 2020.

Recalls e estudos de caso automotivos:

National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). Recall Reports: Fastener Failures in Suspension Systems. <https://www.safercar.gov/recalls>, 2022.

European Commission Rapid Alert System – Automotive Component Failures, 2021.

Anderson, T. L. Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications. 4th Edition. CRC Press, 2017.

Bhandari, V. B. Design of Machine Elements. 4th Edition. McGraw-Hill Education, 2017.

Hibbeler, R. C. Engineering Mechanics: Dynamics and Statics. 15th Edition. Pearson, 2020.

Sobre a Revista

ISSN - 2965-2537

Contato Principal

Luiz Eduardo Miranda José Rodrigues
Editor Científico
E-mail: luizaerodesign@gmail.com

Editor

Luiz Eduardo Miranda José Rodrigues

Conselho Editorial

Prof. Luiz Eduardo Miranda José Rodrigues
Engenheiro, Professor do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo - Campus Salto, Orientador da Equipe Taperá AeroDesign.

Administrador do Portal

Luiz Eduardo Miranda José Rodrigues

Capa e Design

Luiz Eduardo Miranda José Rodrigues

Foco e Escopo

A Revista Eletrônica Taperá AeroDesign dedicar-se-á a publicação de artigos científicos diretamente relacionados ao desenvolvimento da engenharia aeronáutica. Haverá três âmbitos de abrangência: disciplinar, interdisciplinar e transdisciplinar.

Os artigos serão submetidos à Comissão Avaliadora e sua revisão final caberá ao Conselho Editorial.

Editorial

Esta seção visa apresentar as matrizes epistemológicas que orientam a revista a partir da proposta de interlocução entre diferentes áreas do conhecimento mediante sua interface com a ciência aeronáutica.

Entrevistas

O objetivo principal desta seção corresponde à publicação de entrevistas relacionadas as experiências vividas na engenharia aeronáutica.

Periodicidade

Publicação anual no mês de dezembro.

Arquivamento

Esta revista utiliza arquivos permanentes para preservação e restauração.

Revista Eletrônica Taperá AeroDesign

A Revista Eletrônica Taperá AeroDesign abrange temáticas relevantes à teoria e prática da ciência aeronáutica. Destaca-se seu compromisso com a contemporaneidade e a velocidade das informações em uma rede universal de interação comunicativa.

Declaração de Direito Autoral

Direitos Autorais para artigos publicados nesta revista são do autor, com direitos de primeira publicação para a revista. Em virtude da política adotada pela revista, o acesso é público, gratuito e os trabalhos pesquisados e entregues para a publicação são de responsabilidade de seus autores e representam o seu ponto de vista. Ficam reservados os direitos à propriedade intelectual do autor.

Política de Privacidade

Os nomes e endereços de e-mail neste site serão usados exclusivamente para os propósitos da revista, não estando disponíveis para outros fins.

Histórico da Revista

A Revista Eletrônica Taperá AeroDesign Magazine apresentou em 2021 sua primeira edição com o Volume 1, nº 1. Trata-se de uma revista virtual dedicada para o desenvolvimento da engenharia aeronáutica. A revista foi elaborada pela coletânea de produções científicas de professores e estudantes que se dedicam ao projeto de aeronaves e ao desenvolvimento da engenharia aeronáutica no Brasil.

O objetivo da Revista Eletrônica Taperá AeroDesign é um só: possibilitar a difusão e a democratização do conhecimento científico. Para tanto, em 2021, foi criado um sítio na Internet para permitir ampla acessibilidade, a tantos quantos necessitassem e/ou desejasse obter o conteúdo do periódico no site <http://www.taperaaerodesign.com.br>, onde se passou a depositar o arquivo completo das edições da revista em formato pdf.

O Conselho Editorial é responsável pelo desenvolvimento e acompanhamento das políticas e critérios de qualidade científica da revista, e a avaliação dos trabalhos enviados para análise e publicação, incumbido da verificação da linha editorial e da proposição de políticas e critérios de qualidade científica do periódico.

O nascimento de uma Revista Eletrônica é, sem dúvida, motivo de orgulho e comemoração, até porque “livros não mudam o mundo, quem muda o mundo são as pessoas. Os livros só mudam as pessoas”.

A Revista Eletrônica Taperá AeroDesign permanecerá para sempre, imune ao tempo, consolidando o saber e refletindo as funções que das pessoas que se dedicam ao estudo da engenharia aeronáutica se esperam, quais sejam, o ensino, a pesquisa e a extensão.

Prof. Luiz Eduardo Miranda José Rodrigues

Ficha Catalográfica

Revista Eletrônica Taperá AeroDesign – RODRIGUES, LEMJ
Ano 1, v.1, n.1 (2021). Salto-SP: www.taperaaerodesign.com.br
ISSN - 2965-2537

Periodicidade Anual

1. Engenharia Aeronáutica - Periódico. 2. Artigos. 3. Resenhas. 4. Notas de Aulas. 5. Entrevistas.

