

IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS MODAIS DE UM MOTOR
DIESEL MARÍTIMO UTILIZANDO TÉCNICAS DE ANÁLISE
MODAL OPERACIONAL

HUASCAR BRITO FEIJÓ

Manaus - AM
Outubro de 2022

IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS MODAIS DE UM MOTOR
DIESEL MARÍTIMO UTILIZANDO TÉCNICAS DE ANÁLISE
MODAL OPERACIONAL

HUASCAR BRITO FEIJÓ

Projeto Final Submetido ao Corpo Docente do Departamento de Engenharia Naval da Escola Superior de Tecnologia da Universidade do Estado do Amazonas como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Naval.

Orientador: Ricardo Homero Ramirez Gutiérrez

Manaus - AM
Outubro de 2022

Ficha Catalográfica

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Sistema Integrado de Bibliotecas da Universidade do Estado do Amazonas.

F297i Feijó, Huascar Brito

Identificação dos parâmetros modais de um motor diesel marítimo utilizando técnicas de análise modal operacional / Huascar Brito Feijó. Manaus: [s.n], 2022.
52 f: color.; 8cm.

TCC – Graduação em Engenharia Naval – Universidade do Estado do Amazonas, Manaus, 2022.

Inclui bibliografia

Orientador: Ricardo Homero Ramirez Gutiérrez

1. Análise Modal. 2. Motor Diesel. 3. SSI-COV.
4. LSCE. I. Ricardo Homero Ramirez Gutiérrez (Orient.).
II. Universidade do Estado do Amazonas. III. Identificação dos parâmetros modais de um motor diesel marítimo utilizando técnicas de análise modal operacional.

IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS MODAIS DE UM MOTOR
DIESEL MARÍTIMO UTILIZANDO TÉCNICAS DE ANÁLISE
MODAL OPERACIONAL

HUASCAR BRITO FEIJÓ

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA NAVAL DA ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA DA
UNIVERSIDADE DO ESTADO DO AMAZONAS COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO
NAVAL.

Examinado por:

Prof. Ricardo Homero Ramírez Gutiérrez, D.Sc., EN/EST/UEA

Profa. Marina Aranha de Sousa, M^a, EN/EST/UEA

Prof. Ulisses A. Monteiro, D.Sc., COPPE/UFRJ

Prof. Luiz A. Vaz, D,Sc., COPPE/UFRJ

Manaus, AM - Brasil

Outubro de 2022

DEDICATÓRIA

À Jesus Cristo, o único senhor e salvador dos
homens, que tem guiado o meu caminho e
me feito chegar aonde estou.

AGRADECIMENTOS

Sou grato aos meus queridos pais Wallacy e Márcia Feijó que, com muitos sacrifícios investiram na minha educação e não mediram esforços ao renunciar a alguns de seus recursos e tempo para investir nos filhos.

Minha gratidão também é direcionada à minha grande família: aos avós, tios, primos e amigos que me acompanharam e me ajudaram ao longo do curso.

À Universidade do Estado do Amazonas sou grato pela oportunidade de concluir este curso, pelos amigos de turma e professores que conheci no decorrer da graduação.

Por fim, ao professor Ricardo Homero, eu agradeço a oportunidade de ter trabalhado em um tema tão relevante na área das engenharias.

RESUMO

As falhas mecânicas que naturalmente ocorrem em componentes (virabrequim, pistões, bielas, engrenagens etc.) de motores diesel, como: ruídos, desgastes por fadiga e empenamentos, podem ser ampliados com as vibrações mecânicas, decorrentes do funcionamento do motor. Estes danos podem ser agravados quando o motor está operando em condições próximas da ressonância, devido ao aumento significativo dos níveis de vibração. Neste trabalho foi escolhido um motor marítimo para o qual foram identificados seus parâmetros modais a partir dos sinais de vibração medidos durante o teste de parada. Na análise foram utilizadas as técnicas SSI-COV e LSCE, desenvolvidas no domínio do tempo. Entre os resultados obtidos, foram identificadas 22 frequências naturais entre laterais e verticais e 9 frequências torcionais, sendo que apenas 2 das frequências obtidas se encontram dentro da faixa de operação do motor (até 35 Hz), as demais se encontram acima de 200 Hz. Uma possível explicação destas frequências serem elevadas é a bancada de testes, instalada em terreno com rigidez muito maior à rigidez da praça de máquinas do navio onde o motor será instalado.

Palavras-chaves: Análise Modal; Motor Diesel; SSI-COV; LSCE.

ABSTRACT

Mechanical failures that naturally occur in components (crankshaft, pistons, connecting rods, gears, etc.) of diesel engines, such as noise, fatigue wear and warping, can be amplified by mechanical vibrations resulting from engine operation. These damages can be aggravated when the engine is operating in conditions close to resonance, due to the significant increase in vibration levels. In this work, a marine engine was chosen for which its modal parameters were identified from the vibration signals measured during the stall test. In the analysis, the SSI-COV and LSCE techniques, developed in the time domain, were used. Among the results obtained, 22 natural frequencies were identified between lateral and vertical and 9 torsional frequencies, and only 2 of the frequencies obtained are within the operating range of the motor (up to 35 Hz), the others are above 200 Hz. A possible explanation for these high frequencies is the test bench, installed in terrain with much greater rigidity than the rigidity of the ship's engine room where the engine will be installed.

Keywords: Modal Analysis; Diesel engine; SSI-COV; LSCE.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	10
1.1 Justificativa.....	10
1.2 - Objetivos	11
1.3 Metodologia.....	11
2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
3 - FUNDAMENTOS TEÓRICOS	20
3.1 - Conceitos de Vibração	20
3.2 - Análise Modal: uma visão geral.....	23
3.3 - Técnicas de Identificação Modal	25
3.3.1 – EFDD: Enhanced Frequency Domain Decomposition	25
3.3.2 – SSI-COV: Covariance driven Stochastic Subspace Identification.....	28
3.3.3 – LSCE: Least-Squares Complex Exponential	29
3.4 – Modal Assurance Criterion (MAC).....	30
4 – DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO.....	31
4.1 – Arranjo Experimental	31
4.2 – Motor, Sensores e Outros Equipamentos	33
5 – RESULTADOS	36
5.1 – Introdução aos Resultados.....	36
5.2 – Processamento e Análise de Dados	36
5.3 – O Software BR MODAL e Resultados do Teste de Usuário	37
5.4 – O Desenvolvimento da Análise Modal	40
5.5 – Frequências Naturais Verticais e Laterais	43
5.6 – Frequências Naturais Torcionais	45
5.7 – Validação de Frequências.....	46
6 – CONCLUSÕES	48

7. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	49
8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	50

1 - INTRODUÇÃO

Este trabalho apresenta uma análise modal de um motor diesel marítimo de aplicação militar, instalado em uma bancada de teste. Este motor foi instrumentado com acelerômetros instalados nos cabeçotes de cada cilindro, no eixo de transmissão e na região inferior do bloco do motor, de forma a registrar as assinaturas de vibração. O propósito principal deste trabalho é a identificação de parâmetros modais do motor, em específico: as frequências naturais e os modos de vibração; e a verificação de fenômenos de ressonância.

O grande desafio enfrentado é com relação às técnicas para o processamento dos sinais de vibração, onde, os métodos de análise modal operacional possuem bom desempenho quando aplicados em estruturas onde harmônicos de vibração não existem. Estes harmônicos são causados pelas frequências rotativas da máquina, e estas frequências podem ser confundidas com as frequências naturais, “contaminando” assim, os resultados reais. Este problema é superado quando se utilizam sinais de resposta aleatória (meio ambiente) ou sinais transientes (desligamento da máquina, por exemplo). No presente trabalho, o motor foi desligado quando estava operando a 1900 rpm, a partir desse instante foram registrados os sinais de vibração.

O software BR MODAL desenvolvido pelo Laboratório de Ensaios Dinâmicos e Análise de Vibração da COPPE/UFRJ em parceria com o CENPES/Petrobras, foi utilizado para a aplicação dos métodos OMA. O aplicativo é capaz de realizar análise modal em 3 métodos: SSI-COV, EFDD e LSCE, além de realizar a comparação entre os resultados pelo critério MAC. Os métodos SSI-COV e LSCE foram utilizados neste trabalho.

Por fim, após o processamento dos dados, obteve-se as 22 frequências naturais laterais e verticais na estrutura do motor e 9 frequências naturais torcionais no eixo de transmissão.

1.1 Justificativa

Um motor diesel marítimo, quando em funcionamento, apresenta vibrações geradas através do processo cíclico de combustão, do movimento rotativo do virabrequim e do movimento alternativo do pistão, biela e todos outros demais componentes.

Sem um estudo modal confiável, a possibilidade de frequências de operação do motor serem próximas a frequências naturais da estrutura do motor, é desconhecida. Este

desconhecimento pode levar à ressonância e conseqüentemente, às falhas e danos mecânicos. Além disso, no cenário onde os motores estão instalados em embarcações, estas vibrações além de poderem ser prejudiciais à saúde do motor, podem ser transmitidas ao sistema propulsivo e à estrutura do casco.

Portanto, em qualquer realidade de operação da máquina, saber o comportamento dinâmico do motor, através dos modos de vibração e das frequências naturais é primordial para otimizar os parâmetros operacionais de desempenho do motor, evitar fenômenos de ressonância, prolongar a vida útil do equipamento e diminuir os custos de manutenção.

1.2 - Objetivos

O propósito deste trabalho é alcançar os seguintes objetivos:

1. Verificação da aplicabilidade de métodos operacionais modais em uma máquina alternativa;
2. Identificação de frequências naturais de vibração de um motor diesel marítimo e os dos respectivos modos de vibração;
3. Verificar a existência de fenômenos de ressonância na faixa de operação do motor.
4. Realizar teste de usuário no software de análise modal BR MODAL e prestar o feedback aos desenvolvedores.

1.3 Metodologia

A escolha do primeiro objetivo é justificada pelas poucas aplicações de métodos OMA em máquinas alternativas, onde a presença dos harmônicos de vibração dificultam a identificação de frequências naturais.

Para alcançar o segundo objetivo, foi escolhido como estudo de caso o motor diesel MTU modelo 12V 4000 C11R instalado em uma bancada de teste, e foi instrumentado com acelerômetros para realizar a medição de vibração. Em seguida, o motor foi colocado na condição de operação de 1900 rpm e realizou-se o teste de parada da máquina, momento no qual foram coletados os sinais de vibração. Posteriormente, os sinais foram analisados pelas técnicas de identificação modal SSI-COV e LSCE.

O terceiro objetivo foi alcançado comparando os valores de frequências naturais obtidos experimentalmente com a faixa de frequência operacional do motor.

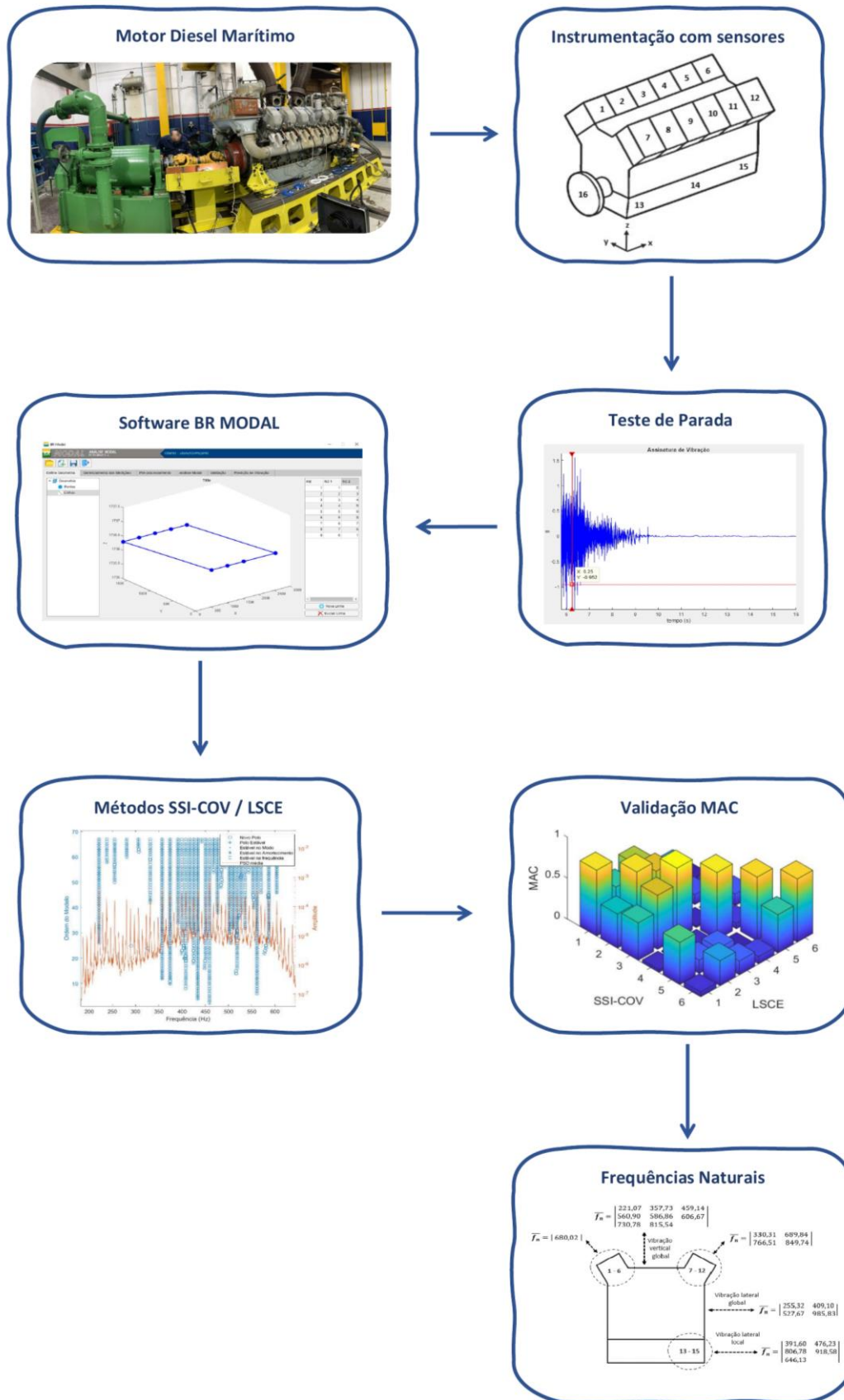


Figura 1.1 – Metodologia de análise modal assumida (Autor)

O quarto e último objetivo foi alcançado utilizando o software BR MODAL desenvolvido no Laboratório de Ensaaios Dinâmicos e Análise de Vibração (LEDAV) da COPPE/UFRJ. Este software está na fase final de teste e foi desenvolvido para a análise modal de diversos tipos de estruturas das engenharias. Este aplicativo foi disponibilizado para o estudo deste trabalho para fins de testes finais do usuário.

O esquema da metodologia e do passo-a-passo experimental adotados neste trabalho pode ser verificado na Figura 1.1.

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta seção busca descrever alguns dos trabalhos desenvolvidos até o momento no campo da análise modal de estruturas e sistemas mecânicos, como por exemplo: máquinas térmicas, máquinas de fluxo, compressores, bombas ou componentes mecânicos destes equipamentos.

Os autores CARDEN e LINDBLAD (2015) apresentam um dos primeiros estudos de caso em que a Análise Modal Operacional (OMA) é aplicada às máquinas rotativas e alternativas. Os autores afirmam que até aquele momento, a OMA era raramente utilizada para identificar parâmetros modais em máquinas, como motores, compressores, rotores etc. O foco das aplicações desta análise eram as grandes estruturas de engenharia civil. Os autores, portanto, apresentam as primeiras tentativas de aplicação de OMA em três máquinas em escalas reais e em operação: um compressor alternativo acionado por um motor elétrico; uma bomba de combate ao incêndio acionado por um motor diesel; e um sistema de propulsão marítimo.

O objetivo era estimar os modos de torção, e para isto foi utilizado o método SSI-COV. Os resultados obtidos pelo OMA, foram comparados com os obtidos pela Análise Modal Experimental (EMA) e com o previsto no projeto. As frequências naturais de torção e razões de amortecimento obtidas pelo OMA e EMA apresentaram diferenças inferiores a 5%, mas quando comparadas com o previsto, diferenças superiores à 5% eram verificadas. Por fim, as principais conclusões e resultados que o autor pontuou foram: modos de torção podem ser diferentes quando em cargas diferentes e/ou em operação, e por esta razão OMA se mostrou útil, visto que EMA obtém somente modos em rotores parados.

Em SOAL, BIENERT e BEKKER (2015) um navio de pesquisa que atua em regiões polares foi alvo de uma análise para obter os parâmetros modais globais da embarcação. Os autores afirmam que este tipo de navio é constantemente submetido às cargas de ventos, ondas e gelos que podem levar às vibrações excessiva e fratura estrutural do casco e, por esta razão, saber os modos de vibração de interesse é imprescindível para atenuar estes efeitos. Duas análises foram aplicadas ao navio, a primeira com técnicas OMA com o navio à calado de 6,8 m e a segunda análise por elementos finitos, com o navio com calado de 7,7 m.

As técnicas OMA: LMS Operational PolyMax e ARTeMIS CCSSI foram

utilizadas para obter frequências naturais, razões de amortecimento e modos de vibração. Foram instalados 18 acelerômetros no casco e 5 acelerômetros na superestrutura; e 3 modos (combinação entre modos de flexão e torção) de vibração foram identificados nas frequências 1,94, 3,37 e 4,72 Hz.

Esperava-se que, com a maior calado no modelo FEM, as frequências naturais previstas fossem menores com o efeito de massa adicional hidrodinâmica, porém os valores identificados foram: 2,6, 4,28 e 5,63 Hz, portanto maiores do que as previstas em OMA. Uma possível estimativa imprecisa da rigidez dos elementos usados no modelo FEM pode ser a causa desta discordância. Além disto, os autores destacaram que para investigações futuras serão abordadas as influências da maior área molhada do casco e as condições de contorno de ancoragem têm sobre os parâmetros modais.

DI LORENZO et al. (2017) apresentam os desafios que OMA enfrenta quando aplicadas em máquinas rotativas e como as possíveis limitações podem ser tratadas. No primeiro desafio descrito, o autor afirma que um dos pré-requisitos para aplicação de OMA em casos gerais, é a necessidade da estrutura em teste ser invariante no tempo linear, o que não ocorre em máquinas rotativas, visto que várias partes rotativas estão em movimentos simultâneos. Para isto, é preciso um pré-processamento dos dados utilizando técnicas como MBC (Multi-Blade Coordinate transformation) e/ou HPS (Harmonic Power Spectrum method).

Um segundo desafio apontado pelo autor, são os harmônicos gerados pelas cargas periódicas (quando em operação) que excitam frequências determinísticas. Estas frequências quando próximas das frequências naturais, torna difícil a identificação dos parâmetros modais reais. O filtro de Vold-Kalman foi utilizado para identificar tais harmônicos antes da utilização das técnicas OMA. O terceiro e último desafio apontado é o efeito “end-of-order”. Este efeito é identificado durante a medição de vibração em eventos transientes, como a aceleração e desaceleração. Esse efeito resulta em picos nítidos nos espectros de vibração e podem ser tidos como pontos de frequência natural. Por fim, para lidar com todos esses desafios, foi proposto uma adaptação nos métodos OMA, como a técnica OBMA (Análise Modal Baseada em Ordem) que pode ser aplicada numa ampla faixa de máquinas rotativas/alternativas.

No estudo de SALEHI, ESFARJANI e GHORBANI (2018) é investigado o desempenho de técnicas OMA quando aplicada às máquinas rotativas e como os

componentes harmônicos podem ser identificados e eliminados. Um compressor centrífugo 4 estágios de grande porte foi o alvo da análise. Nesta máquina, a presença de harmônicos é dominante e isto dificulta a identificação de parâmetros modais. O sistema era composto de um motor elétrico operando à velocidade de 1500 rpm, uma caixa de velocidade com relação 3,31 e um compressor centrífugo à 4960 rpm.

Uma região próxima ao mancal de rolamento foi instrumentada com 4 sensores de corrente parasita sem contato para obter respostas de vibração. A frequência de amostragem foi de 44100 Hz. A excitação do sistema foram as próprias cargas reais de trabalho e apenas a faixa de frequência operacional foi investigada. As técnicas utilizadas para identificação modal foram: FDD, EFDD e SSI utilizando códigos inseridos no Matlab e o software PULSETM. Para a eliminação dos harmônicos, o diagrama de estabilização em SSI, a decomposição de valores singulares em EFDD e teste de curtose estendida foram utilizados. Ao final, frequências naturais e razões de amortecimento foram extraídas e os autores concluíram que a técnica SSI possui maior precisão quando comparada à FDD e EFDD; mas para razões de amortecimento, o método FDD possui uma melhor estimativa.

REZVANI, JAVANMARDI e MOSTAGHIM (2018) apresentam em sua pesquisa, uma análise de uma biela de um motor diesel de uma locomotiva. Seu principal objetivo era descobrir as causas que levavam as falhas desta biela e como um diagnóstico preventivo poderia ser feito. O autor destaca que este componente sempre está sujeito às forças de inércia e às forças de pressão causada pela combustão, que levam às tensões de compressão axial e tensões de flexão. Tensões de flexão que normalmente levam às falhas de bielas e causam a flambagem. No entanto, até aquele momento, não haviam sido feitos muitos estudos sobre flambagens.

Na investigação, foram feitas uma análise EMA e uma análise por elementos finitos (FEM) para obter os parâmetros modais. Os resultados, quando comparados, apresentaram uma diferença menor que 6%. Em seguida, uma simulação completa do funcionamento motor foi feita usando um software, e as cargas críticas e tensões de flambagem foram calculadas. Os resultados da pesquisa, foram: os 1° e 2° modos de flambagens eram semelhantes aos modos de falha. Estas flambagens eram geradas pelo fenômeno *hidrolock*, resultado de um vazamento de água na câmara de combustão interna que leva à uma alta taxa de compressão.

Em DI LORENZO et al. (2019) é apresentada uma análise de um virabrequim de um motor automotivo da Ferrari. De acordo com os autores, o sistema de transmissão pode ser uma das causas de vibrações e ruídos que levam desconforto aos ocupantes. Além disso, estas vibrações levam à diminuição da vida útil dos componentes do sistema. Diante disto, o objeto do trabalho foi identificar os parâmetros modais, em especial os modos torcionais, de um virabrequim.

O virabrequim foi instrumentado em uma bancada de teste e dados foram processados durante a aceleração de rotação do motor, cuja velocidade foi medida na extremidade do virabrequim. Na análise, verificaram que as técnicas tradicionais tinham limitações quando aplicadas às máquinas alternativas, como exemplo: o efeito “end-of-order” e a presença de harmônicos. Os autores então desenvolveram a técnica Torcional – Order Based Modal Analysis (T-OBMA) para identificar parâmetros modais de torção medindo apenas a velocidade rotacional. Esta técnica é uma extensão da OBMA. Ao final, os modos torcionais foram identificados e, para trabalhos futuros, os autores destacaram a possibilidade de uma análise FEM e uma análise experimental onde haveria vários pontos de medição.

CASTILLO et al. (2019) fizeram uma análise experimental e numérica em uma bomba centrífuga submersa (BCS) utilizada na indústria petrolífera. No trabalho destacam que conhecer o comportamento dinâmico desta bomba é fundamental para diminuir o elevado custo de manutenção e aumentar o tempo médio de operação. Para isto, uma análise por elementos finitos foi feita e o efeito da massa adicional hidrodinâmica foi considerada. Além disso, todos os demais componentes (mancais, tubulação, motor, vedação etc.) foram também modelados. Um total de 19 modos de vibração foram obtidos na faixa de frequência de 0 a 100 Hz e destes, 7 modos estavam na faixa de operação (30 a 62 Hz).

Com o mesmo objetivo, uma análise experimental foi feita. Impactos feitos por um martelo na cabeça do poço de teste excitaram o conjunto da ESP. 8 sensores instalados na bomba capturaram os sinais de vibração e estes foram processados pela técnica ERA (Eigensystem Realization Algorithm). Assim, 13 modos foram identificados, na faixa de 0 a 100 Hz. Comparando as duas análises, experimentalmente não foi possível identificar modos de frequências mais baixas (0 a 5 Hz) e nem modos mais próximos. Isto, segundo o autor, é causado pela posição em que o impacto foi aplicado. Além disto, houve diferenças de até 21,4% com relação às previsões de frequência natural, e isto é explicado

pelas considerações relativas de massa adicional e pela necessidade de calibração do modelo FEM. Ao final, os autores concluem que o teste de impacto é eficiente para identificar parâmetros modais, pois a BSC não precisa estar em operação e nem a força de excitação precisa ser mensurada.

No trabalho de ALBUQUERQUE et al. (2019) é verificado uma comparação entre as abordagens EMA e OMA e uma avaliação da precisão dos resultados que os dois métodos entregam. Uma viga de alumínio com dimensões 2145x25,42x6,17mm foi submetida ao teste de impacto utilizando um martelo para excitar a viga e 9 acelerômetros foram distribuídos igualmente na direção longitudinal da viga. A técnica p-LSCF foi utilizada tanto em EMA quanto em OMA, para processar os sinais de vibrações. Uma análise por elementos finitos também foi feita para comparação com a análise experimental (EMA e OMA).

Nos resultados do experimento, foram obtidos 7 modos de vibração e as frequências naturais obtidas pela análise experimental não apresentaram diferenças maiores que 1,0%, no entanto nas razões de amortecimento as diferenças foram maiores, chegando a 22,8%. Os autores afirmam que esta grande diferença é causada pela presença de ruídos. Quando comparados os resultados da análise experimental e dos elementos finitos, as diferenças entre frequências naturais não foram superiores à 1,15%. Portanto, os autores concluíram que as análises EMA e OMA possuem a mesma precisão nos valores de frequências naturais, porém um cuidado maior deve ser adquirido para os valores das razões de amortecimento.

Diante do trabalho de CASTRO et al. (2021) temos a descrição de uma análise experimental de um catamarã com dois eixos propulsores. Esta embarcação apresentava trincas no casco na região da popa e vibração excessiva. Portanto, o objetivo da investigação era verificar a ocorrência do fenômeno de ressonância, as suas causas e a solução. Técnicas de análise OMA foram aplicadas à análise da embarcação: EFDD, no domínio da frequência e SSI-UPC, no domínio do tempo. Para o teste experimental, a embarcação estava navegando no calado de projeto durante uma prova de mar.

Um total de 13 sensores foram instalados no catamarã e destes, 6 foram instalados no convés principal à bombordo e à boreste. A rotação do motor a bombordo foi mantida na velocidade mínima, enquanto a velocidade de rotação do motor à boreste foi aumentada do mínimo para máximo, de modo que a estrutura do casco fosse excitada

dentro da faixa de operação (até 50 Hz). Assim, após os sinais de vibração serem processados por técnicas OMA, obteve-se 13 modos de vibração da estrutura do casco: 8 modos de flexão e 3 modos de torção. No entanto, na comparação entre técnicas, houve diferenças acima de 10% em duas frequências naturais e de até 95% nas razões de amortecimento, que, de acordo com os autores, são causadas pelos ruídos de medição. Por fim, confirmou-se a presença de ressonância estrutural entre casco e sistema propulsor. A solução proposta foi a troca de hélices de 4 pás para outro de 5 pás.

Em CASTRO e ZURITA (2022) é descrito a aplicação de algumas técnicas OMA com o objetivo de superar as limitações e desvantagens que existem quando máquinas rotativas e alternativas são analisadas. É apontado que estas limitações incluem a presença de harmônicos e a falta de certeza sobre qual técnica/ algoritmo é a melhor para uma determinada estrutura. Para tentar superar estas limitações, os autores realizaram uma análise em uma barra de aço, um motor de indução e em uma caixa de engrenagens. A fim de identificar as frequências naturais, foram utilizadas as técnicas: Decremento Aleatório (RDT), Estimativa de função de Correlação (CFE) e Enhanced Ibrahim Time Method (EITM). Além disso, uma análise EMA foi realizada para fins de comparação.

A primeira parte do experimento consistiu na excitação individual da caixa de engrenagens e do motor de indução por um martelo. Na segunda parte, o motor de indução foi conectado à caixa de engrenagens em velocidades de 1800, 2400 e 3000 rpm e a frequência de amostragem foi de 25,6 Hz. Em relação às técnicas OMA, a RDT teve o objetivo de identificar parâmetros modais a partir dos sinais de vibração em máquinas em operação. A CFE foi utilizada para pré-processar os dados antes do EITM e eliminar os harmônicos. A EITM foi utilizada para identificar valores mais precisos de frequências naturais. Ao final, foram encontradas 5 frequências naturais no motor de indução e 8 frequências naturais referente à caixa de velocidade. Para a barra de aço, as frequências naturais foram previstas utilizando EMA e OMA e 5 modos foram identificados nas frequências de 8, 59, 165, 326 e 534 HZ.

De acordo com os autores, o objetivo principal de determinar as frequências naturais dos sistemas citados foi alcançado e todas as técnicas de pré-processamento para eliminar harmônicos e reduzir ruídos são eficientes e podem ser utilizadas para o monitoramento, detecção e diagnóstico de falhas em máquinas utilizando OMA.

3 - FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Este tópico tem o objetivo de descrever os fundamentos básicos que compõem este trabalho. Os conceitos iniciais de vibrações são revisados, como: sistema massa-mola-amortecedor, frequência natural, razão de amortecimento, decremento logarítmico, graus de liberdade e modos de vibração. Em seguida são apresentados os conceitos de Análise Modal Experimental (EMA) e Análise Modal Operacional (OMA). Em seguida, são descritas as técnicas de identificação modal EFDD, SSI-COV e LSCE. Ao final, a análise Modal Assurance Criterion (MAC) utilizada para a validação dos parâmetros modais é brevemente discutida.

3.1 - Conceitos de Vibração

De acordo com RAO (2018), as vibrações são oscilações do sistema em torno de sua posição de equilíbrio, quando uma força interna ou externa é aplicada. Os estudos iniciais na área das vibrações tiveram o objetivo de entender os fenômenos naturais e criar modelos matemáticos que descrevessem o comportamento dinâmico dos sistemas físicos. Na engenharia esses sistemas podem ser mecânicos ou estruturais, como: motores, máquinas rotativas/alternativa, elementos de máquinas e estruturas de engenharia civil e naval.

Em geral, a importância dos estudos das vibrações em estruturas mecânicas está relacionada a dois principais aspectos: vida útil do sistema e o conforto. Quanto ao conforto, grande parte dos sistemas têm algum nível de interação com o ser humano e os níveis de vibração precisam ser previstos. Com relação à vida útil, o sistema precisa ser projetado de modo que a vibração seja minimizada, e para que não sejam alcançadas determinadas frequências que levam à falha e fadiga do sistema. Além disso, a análise das vibrações é necessária para a prevenção do fenômeno da ressonância, que ocorre quando a frequência de excitação externa coincide com uma determinada frequência natural do sistema, levando ao aumento da amplitude de oscilação.

Quanto à física das vibrações, RAO (2018) afirma que a estrutura de um conjunto vibratório é constituída por três elementos de armazenamento de energias: elemento com elasticidade que armazena energia potencial, elemento de massa que armazena energia cinética, e elemento amortecedor que realiza a dissipação de energia. A interação entre estes elementos, é explicado por SINHA (2010), que afirma que sempre que um sistema conter os meios de armazenamento de energia potencial e cinética, haverá vibração,

resultante da troca contínua de energias cinética e potencial até a dissipação de energia por um meio amortecedor. A Figura 3.1. exemplifica um sistema vibratório com todos os elementos descritos anteriormente: massa/inércia (m), mola/elasticidade (k) e amortecedor (c).

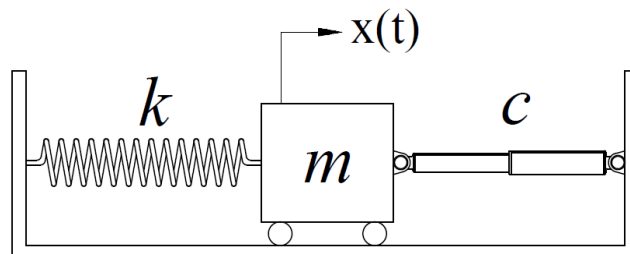


Figura 3.1 - Sistema Massa-Mola-Amortecedor (Autor)

A equação que rege o movimento de um sistema vibratório pode ser extraída pela aplicação da segunda lei de Newton. A equação geral do movimento obtida é a Eq. (3.1). E para a vibração livre, o somatório das forças externas F_{ext} (excitação) é igual a zero.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \sum F_{ext} \quad (3.1)$$

Onde, x é o deslocamento da massa m .

Uma importante classificação dos sistemas vibratórios é quanto aos graus de liberdade. Como é descrito por KELLY (2012), o número de coordenadas cinematicamente independentes necessárias para descrever o movimento de uma partícula equivale ao número de graus de liberdade do sistema. Se uma única variável é necessária para descrever a posição de uma partícula, então este sistema é de um único grau de liberdade (SDOF).

Por exemplo, na Figura 3.2. como as massas M_1 e M_2 estão interligadas por um elemento rígido, somente uma variável é necessária para descrever o movimento e, portanto, o sistema é de somente 1 (um) grau de liberdade. No entanto, na Figura 3.3, são necessárias 2 (duas) variáveis $x_1(t)$ e $x_2(t)$ para descrever a posição das respectivas massas M_1 e M_2 . Por outro lado, RAO (2018) afirma que grande parte dos sistemas reais na engenharia possuem multigrados ou até infinitos graus de liberdade.

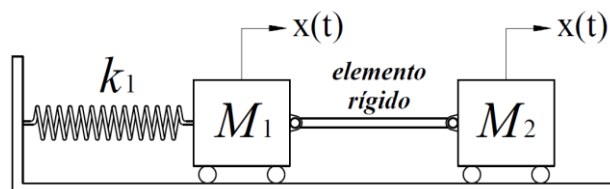


Figura 3.2: Sistema com 1 grau de liberdade (Autor)

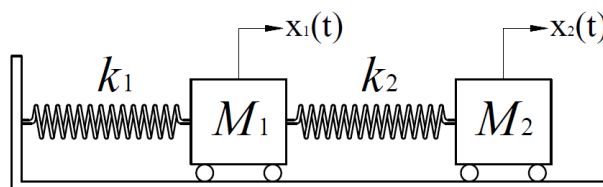


Figura 3.3 - Sistema com 2 graus de liberdade (Autor)

Por conseguinte, afirmar que um sistema possui n graus de liberdade, é dizer também que determinado sistema possui n frequências naturais e n modos de vibração. Quanto à frequência natural, esta é definida como a frequência de oscilação após a aplicação de uma excitação no sistema. Se a M_1 na Figura 3.2 for deslocada uma distância x de sua posição de equilíbrio e for deixada para vibrar livremente, as massas M_1 e M_2 irão vibrar na mesma frequência natural.

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.2)$$

A equação que define a frequência natural de um sistema é a Eq. (3.2). Onde, w_n é a frequência natural, k é a rigidez/elasticidade e m é a massa do sistema.

Para cada frequência natural, existe um modo de vibração único. PIERSOL e PAEZ (2010) descrevem que um modo de vibração é uma característica própria de um sistema em movimento, e este movimento é oscilatório com uma determinada frequência.

A oscilação de um sistema vibratório livre ideal tende a ser infinita, entretanto, as ações externas como o atrito e a gravidade, ou dispositivos de amortecimento interagem com o sistema, fazendo a vibração livre ir diminuindo no decorrer do tempo. Em consequência, a amplitude de oscilação vai diminuindo também. A taxa de decaimento da amplitude é chamada de decremento logarítmico δ , e matematicamente é dada pelo logaritmo natural da razão entre duas amplitudes sucessivas, como x_0 e x_1 da Figura 3.4. Por meio da taxa de decaimento logarítmico, é possível obter a razão de amortecimento do respectivo modo de vibração.

O amortecimento, como descrito anteriormente, é a dissipação de energia de um sistema vibratório. Na física, o amortecimento amplamente conhecido é o amortecimento viscoso, onde a força de amortecimento tem magnitude proporcional e oposta à velocidade do sistema. A razão ou fator de amortecimento ζ é a razão entre o coeficiente de amortecimento c e o coeficiente de amortecimento crítico c_c .

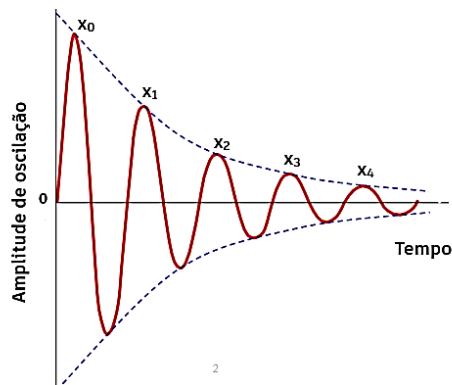


Figura 3.4 - Decaimento da amplitude (Autor)

Este amortecimento crítico é definido como o amortecimento mínimo necessário que faz com que o sistema, uma vez deslocado, volte à sua posição de equilíbrio sem oscilação. O coeficiente de amortecimento crítico é uma característica natural do sistema vibratório, pois depende somente da massa m e da frequência natural w_n , como é visto na Eq. (3.3).

$$c_c = 2mw_n \quad (3.3)$$

3.2 - Análise Modal: uma visão geral

Os diversos sistemas mecânicos possuem propriedades dinâmicas, como as frequências naturais, modos naturais de vibração e razão de amortecimento. Essas características são chamadas de parâmetros modais e podem ser fornecidos pelo fabricante do respectivo dispositivo mecânico. No entanto, quando são desconhecidos estes parâmetros, é possível obtê-los por meios experimentais ou numéricos. Experimentalmente, este processo é chamado de análise modal, e esta é dividida em duas áreas: Análise Modal Experimental (EMA) e Análise Modal Operacional (OMA). Numericamente, os parâmetros modais podem ser obtidos por análise de elementos finitos, porém, esta análise está fora do escopo deste trabalho.

Para HE e FU (2001), o objetivo da análise modal é extrair os parâmetros modais para formulação de um modelo matemático que descreve o comportamento dinâmico do sistema. Quanto ao tipo de análise, o EMA é definido pela realização de testes onde as excitações e as respostas do sistema são medidos. A relação obtida é chamada de função de resposta em frequência (FRF), e diversos arranjos entre sinais medidos de excitação e resposta podem ser feitos, compondo assim, a matriz FRF do sistema. Por conseguinte, os dados coletados são analisados para obter os parâmetros modais.

O OMA, por outro lado, é caracterizado pelo teste experimental onde as forças de excitação não são mensuradas. Para BRINCKER e VENTURA (2015), esta análise pode ser feita sob condições normais de operação (no caso de sistemas mecânicos) ou em condições ambientais (estruturas de engenharia civil). Evidentemente, como é afirmado por BRINCKER e VENTURA (2015), nesta análise não existem as funções de resposta em frequência (FRF's), e, portanto, a análise é baseada em funções de correlação e funções de densidade espectral a partir das respostas operacionais.

Para implementação da análise OMA, o sistema em teste precisa apresentar alguns requisitos. São estes:

1. Linearidade: a resposta dinâmica do sistema à uma determinada combinação de entradas (input) é igual a mesma combinação de saída (output);
2. Estacionariedade: as propriedades dinâmicas do sistema não sofrem alteração ao longo do tempo;
3. Observabilidade: os sensores de coleta de dados devem ser instalados de modo a capturar todos os modos de interesse, evitando a localização de pontos nodais.

O OMA apresenta grandes vantagens em relação ao EMA. Quando é inviável economicamente, fisicamente ou pela logística, aplicar uma força de excitação no sistema a ser analisado, as técnicas EMA são preteridas. Por outro lado, em OMA, a própria operação do sistema favorece a análise, sem quaisquer procedimentos a mais que possam trazer avarias ao sistema. Dado isso, a velocidade e praticidade tornaram as aplicações de técnicas OMA a serem amplamente utilizadas para análise modal.

3.3 - Técnicas de Identificação Modal

Na literatura existem vários métodos para análise modal com suas mais diversas classificações, como a que trata do domínio da implementação. Este domínio é referente ao modo como os dados de entrada são tratados, podendo estes serem abordados no domínio da frequência ou no domínio do tempo. A seguir, são descritas três técnicas de identificação modal: EFDD, técnica no domínio da frequência, SSI-COV, técnica no domínio do tempo e LSCE, técnica no domínio do tempo. Estas técnicas podem ser aplicadas tanto em OMA quanto em EMA.

3.3.1 – EFDD: Enhanced Frequency Domain Decomposition

A técnica EFDD (Enhanced Frequency Domain Decomposition) é uma versão melhorada da técnica FDD. Na FDD é possível calcular as frequências naturais e os modos de vibração. No entanto, na versão aprimorada, as razões de amortecimento e valores mais precisos de frequências naturais e modos de vibração são obtidos. Como afirmam GADE et al. (2005), a abordagem EFDD estima os parâmetros modais a partir das densidades espectrais calculadas, sob a condição de que todos os modos de interesse estejam sendo excitados, e que a estrutura seja levemente amortecida. Posteriormente, uma decomposição de valor singular (SVD) é aplicada a cada conjunto de dados. As formulações matemáticas do método são descritas a seguir:

$$[G_{yy}(w)] = [H(w)]^* [G_{xx}(w)] [H(w)]^T \quad (3.4)$$

Onde, $[G_{yy}(w)]$ é a matriz de densidade de potência espectral (PSD) de saída; $[H(w)]$ é a matriz de resposta em frequência (FRF); $[G_{xx}(w)]$ é a matriz PSD de entrada, * significa o conjugado complexo e T , a transposição da matriz.

A matriz de resposta em frequência, ao ser desmembrada em frações parciais em termos de pólos, λ e resíduos, R , tem o seguinte modo:

$$[H(w)] = \frac{Y(w)}{X(w)} = \sum_{k=1}^m \left(\frac{[R_k]}{jw - \lambda_k} + \frac{[R_k]^*}{jw - \lambda_k^*} \right) \quad (3.5)$$

$$\lambda_k = -\sigma_k + jw_{dk} \quad (3.6)$$

Onde, m é o total de modos de interesse, λ_k é o polo do k -ésimo modo, σ_k é o amortecimento modal, w_{dk} é a frequência natural de amortecimento do k -ésimo modo.

Assim, assumindo que os dados de entrada são aleatórios e que a matriz PSD de entrada é constante, $[G_{xx}(w)] = [C]$, a matriz PSD de saída é simplificada à seguinte forma:

$$[G_{yy}(w)] = \sum_{k=1}^m \left(\frac{[A_k]}{jw - \lambda_k} + \frac{[A_k]^*}{jw - \lambda_k^*} + \frac{[B_k]}{-jw - \lambda_k} + \frac{[B_k]^*}{-jw - \lambda_k^*} \right) \quad (3.7)$$

$$[B_k] = [A_k]^T \quad (3.8)$$

Após a consideração de que o sistema é levemente amortecido e a contribuição dos modos de vibração em uma determinada frequência é limitado a um número finito de 1 ou 2 modos, a matriz PSD de saída toma a seguinte forma:

$$[G_{yy}(w)] = \sum_{k \in sub(w)} \left(\frac{d_k \psi_k \psi_k^T}{jw - \lambda_k} + \frac{d_k^* \psi_k^* \psi_k^{*T}}{jw - \lambda_k^*} \right) \quad (3.9)$$

Onde, $k \in sub(w)$ é grupo de modos de vibração que contribuem para uma frequência particular, ψ_k é o modo de vibração e d_k é o fator de escala para o k -ésimo modo.

Na Eq. (3.9) tem-se a forma da matriz PSD que será decomposta em um conjunto de valores singulares e vetores singulares. Esta decomposição é chamada de SVD (Singular Value Decomposition)

As formulações matemáticas que descrevem a decomposição são descritas a seguir. A SVD é aplicada na matriz $[G_{yy}(w)]$ da Eq. (3.9), em uma frequência discreta, $w = w_i$, e toma a seguinte forma aproximada:

$$[G_{yy}(w_i)] = [U_i] [S_i] [U_i]^H \quad (3.10)$$

Onde U_i é uma matriz unitária que contém vetores singulares e S_i é uma matriz diagonal que contém valores singulares reais. O sobrescrito H aponta que a matriz é hermitiana. Sabe-se também que o produto de uma matriz pela sua hermitiana é igual a matriz identidade ($[U_i] [U_i]^H = [I]$). Logo, a Eq. (3.10) adquire a seguinte expressão:

$$[G_{yy}(w_i)] = [S_i][I] = [S_i] \quad (3.11)$$

$$[U_i] = [\{u_1\} \{u_2\} \{u_3\} \dots \dots \{u_n\}] \quad (3.12)$$

A matriz de valores singulares $[S_i]$, contém os valores que são aproximações das frequências naturais. A Eq. (3.12) descreve a matriz com os vetores singulares $\{u_x\}$ que são aproximações dos modos de vibração. O resultado a decomposição SVD produz uma função PSD no domínio da frequência, com n picos (valores singulares máximos) que representam n frequências naturais e seus modos de vibração. O passo seguinte é isolar parte desta função em torno de cada pico. Este procedimento dará origem a uma função PSD com um único grau de liberdade (SDOF).

A técnica EFDD toma cada função SDOF identificada em torno de um pico (este pico na curva SDOF é o ponto equivalente à frequência natural de um respectivo modo de vibração) e leva-as ao domínio do tempo usando uma Transformada Inversa de Fourier (IFT). Conforme é explicado em GADE et al. (2005), após a transformação para o domínio do tempo, as funções de autocorrelação são obtidas do sistema SDOF. E a partir dessas funções, as frequências naturais são calculadas. Quanto às razões de amortecimento, JACOBSEN et al. (2008) afirmam que estas podem ser obtidas a partir do decremento logarítmico das funções de autocorrelação.

Ao final da aplicação da técnica, os resultados obtidos serão: n frequências naturais de interesse, correspondentes aos n modos de vibração e à n razões de amortecimento.

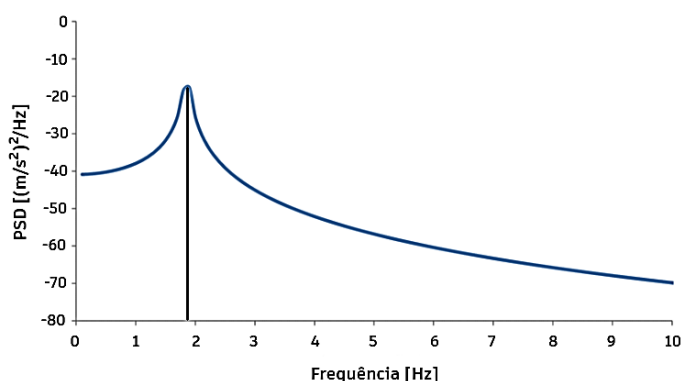


Figura 3.5 – Identificação de uma função SDOF (Autor)

3.3.2 – SSI-COV: Covariance driven Stochastic Subspace Identification

A técnica SSI identifica os parâmetros modais utilizando um modelo de espaço de estados estocásticos. Este método converte um problema de 2º ordem em dois outros problemas de 1º ordem, facilitando assim o tempo e custo de cálculos. HERLUFSEN et al. (2005) afirmam que esta técnica ajusta modelos paramétricos diretamente das respostas temporais medidas. A técnica SSI possui algumas variações quanto ao modo como os dados de entrada são tratados. A SSI-COV é uma delas, onde os dados iniciais de respostas são processados por funções de covariância e utilizados no algoritmo da técnica, como é descrito por CHAUHAN (2016).

As equações a seguir descrevem o espaço de estados de um sistema. Todos os demais detalhes destas formulações podem ser encontradas em MØLLER et al. (2005).

$$\dot{x}(t) = [A]x(t) + [B]u(t) \quad (3.13)$$

$$y(t) = [C]x(t) + [D]u(t) \quad (3.14)$$

A Eq. (3.13) é a equação de estado de espaço que modela o comportamento dinâmico do sistema. A Eq. (3.14) é chamada de observação ou saída. Quanto às variáveis, x e \dot{x} representam a entrada do sistema e sua derivada; y é a saída do sistema; u é a entrada para o sistema combinado; $[A]$ é a matriz do sistema (matriz de estado); $[B]$ é a matriz de entrada; $[C]$ é a matriz de saída ou observação; $[D]$ é matriz de retorno.

A ordem da matriz $[A]$ define a ordem máxima que o modelo descreve. A escolha da ordem da matriz é feita conforme o interesse da análise, pois a ordem determina o número máximo de modos de vibração que o modelo pode descrever. A estimativa desta matriz, como afirma CHAUHAN (2016), é o mais importante pois é a partir da decomposição de autovalores desta matriz que os parâmetros modais são obtidos. Posteriormente, as Eq. (3.13) e (3.14) tomam a forma de espaço de estados de um sistema discreto linear invariante no tempo:

$$x_{t+1} = [A]x_t + w_t \quad (3.15)$$

$$y_t = [C]x_t + v_t \quad (3.16)$$

Onde, x_t é vetor de estado no tempo; y_t é o vetor de resposta no tempo; w_t é o ruído de processo e este influencia a dinâmica do sistema; v_t é o ruído de medição.

A etapa seguinte é a aplicação do filtro de Kalman que estima os vetores de estado do sistema. E após algumas manipulações matemáticas pelo filtro de Kalman, uma decomposição de valor singular (SVD) é aplicada na nova matriz de saída/observação completa e é extraído um subespaço contendo os modos no modelo. Assim, os modos são obtidos por um diagrama de estabilização que seleciona um modelo em uma determinada dimensão do espaço de estado. Os parâmetros estáveis no diagrama são os reais valores que possuem significado estrutural, e quanto aos demais valores, estes são tidos somente como ruídos.

3.3.3 – LSCE: Least-Squares Complex Exponential

O método LSCE é classificado no domínio do tempo, sendo uma extensão da técnica Complex Exponential (CE). É caracterizada pelo processo SIMO (Single Input, Multiple Output), onde uma excitação de uma estrutura em um único ponto leva à medições de respostas em vários locais da estrutura.

Em RAINIERI e FABBROCINO (2014) é descrito que a técnica LSCE é um algoritmo de ajuste de curva que tem o objetivo de extrair os parâmetros modais de funções de correlação. Quando utilizado em análises OMA, a LSCE é caracterizada como uma técnica de duas etapas: os modos de vibração são identificados em um segundo estágio, somente após a identificação de pólos físicos.

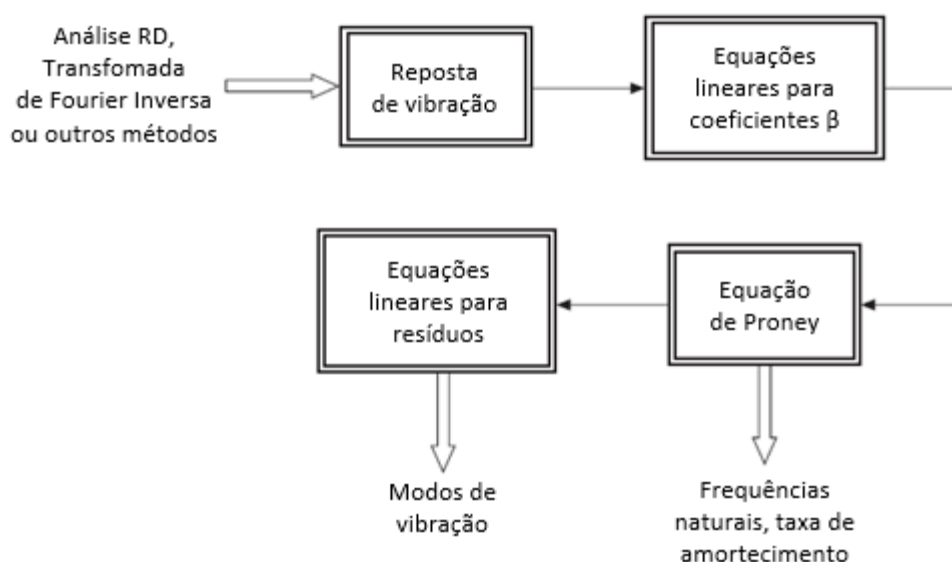


Figura 3.6 – Fluxograma de aplicação LSCE (HE e FU (2001), adaptado pelo autor)

A Figura 3.6 demonstra um pequeno fluxograma procedimental do método. Todas as demais formulações matemáticas do algoritmo LSCE podem ser consultadas em literaturas de análise modal, como: HE e FU (2001) e em RAINIERI e FABBRICINO (2014), por exemplo.

3.4 – Modal Assurance Criterion (MAC)

Para comparar os resultados de estimativas modais de diferentes técnicas de análise OMA, o critério MAC é utilizado para verificar a semelhança entre os modos de vibração. Para BRINCKER e VENTURA (2015), obter as discordâncias entre frequências naturais e razões de amortecimento é bastante simples, pois se trata de valores escalares. No entanto, os modos de vibração são grandezas vetoriais e possuem muitos graus de liberdade que dificultam a comparação entre modos. Por esta razão, MAC é aplicado quando se deseja comparar dois vetores.

$$MAC(\phi_1, \phi_2) = \frac{|\phi_1^T \cdot \phi_2|^2}{(\phi_1^T \cdot \phi_1)(\phi_2^T \cdot \phi_2)} \quad (3.17)$$

Na Eq. (3.17) é verificada a formulação para o cálculo MAC. Onde ϕ_1 e ϕ_2 são vetores e nesse caso (análise OMA) correspondem a um modo de vibração específico em uma determinada frequência natural. O valor de MAC pode variar entre 0 e 1, onde valores próximos de 1 significam semelhança máxima, e valores próximos de 0 significam que a semelhança é mínima ou nula entre os vetores.

4 – DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

Esta seção descreve os procedimentos experimentais deste trabalho. Um motor diesel marítimo instalado em uma bancada de teste, foi instrumentado com 16 sensores: 15 acelerômetros ao longo do bloco e cabeçote e 1 strain gauge na linha de eixo do motor. Os locais das medições, as descrições técnicas do motor e dos sensores são descritos a seguir.

4.1 – Arranjo Experimental

Um motor diesel da fabricante MTU Friedrichshafen utilizado nas corvetas Classe Barroso da Marinha do Brasil, foi analisado em uma bancada de teste e instrumentado com 16 sensores. O aplicativo BR MODAL desenvolvido na plataforma MATLAB e programado para aplicação de técnicas OMA e EMA, foi utilizado para processar os dados obtidos pelos sensores.

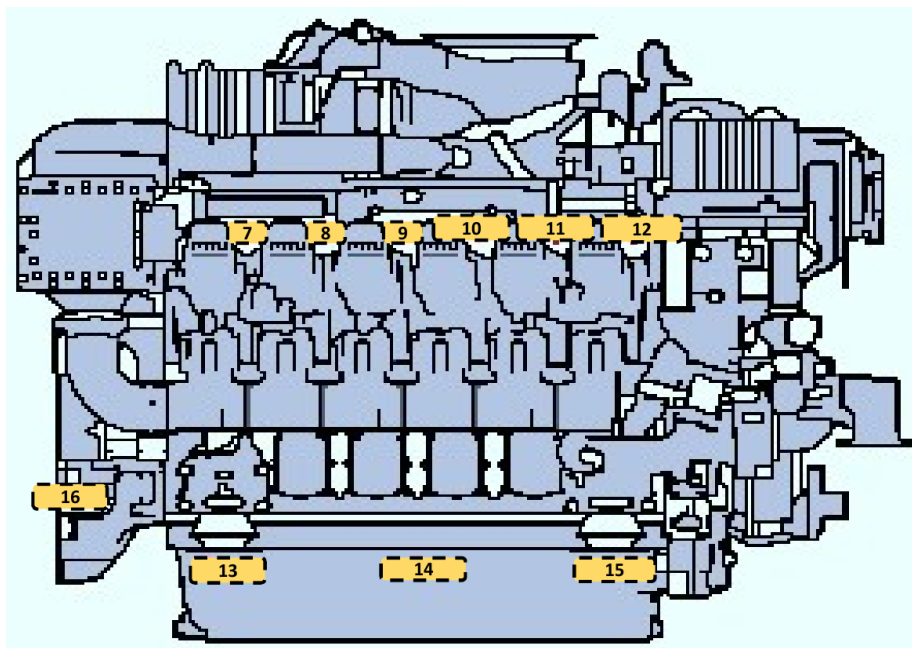


Figura 4.1 – Motor MTU 12V 4000 C11R (Autor)

Na Figura 4.1, o esboço lateral do motor e a localização dos sensores são verificados. A localização simplificada de todos os sensores é vista na Figura 4.2, onde 12 acelerômetros estão fixos nos cabeçotes dos cilindros, 3 acelerômetros fixos na parte inferior do bloco e 1 strain gauge na linha de eixo.

Após a fixação dos sensores, o motor foi colocado em funcionamento à 1900 rpm. Em seguida, o desligamento do motor foi feito. O instante de tempo em que houve a queda

da frequência de rotação até a parada total, foi o momento que os sensores coletaram os dados de vibração do motor.

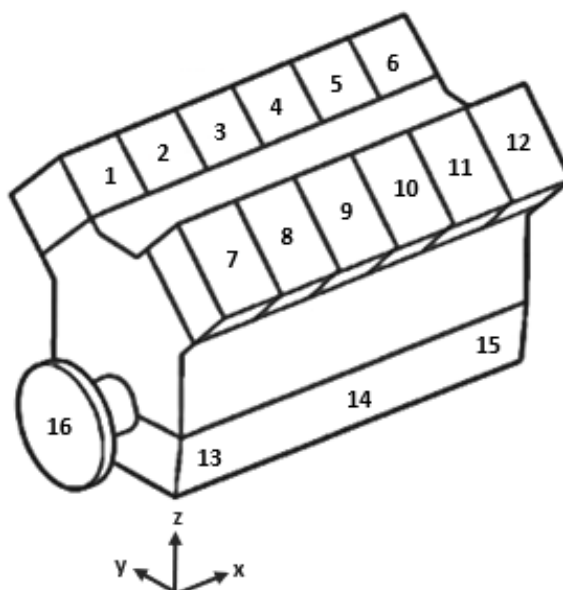


Figura 4.2 – Esboço da localização dos sensores (Autor)

A taxa de amostragem destes dados foi de 2049 Hz. A queda na frequência de rotação pode ser verificada na Figura 4.4 que descreve o decaimento de amplitude identificado pelo sensor 13.

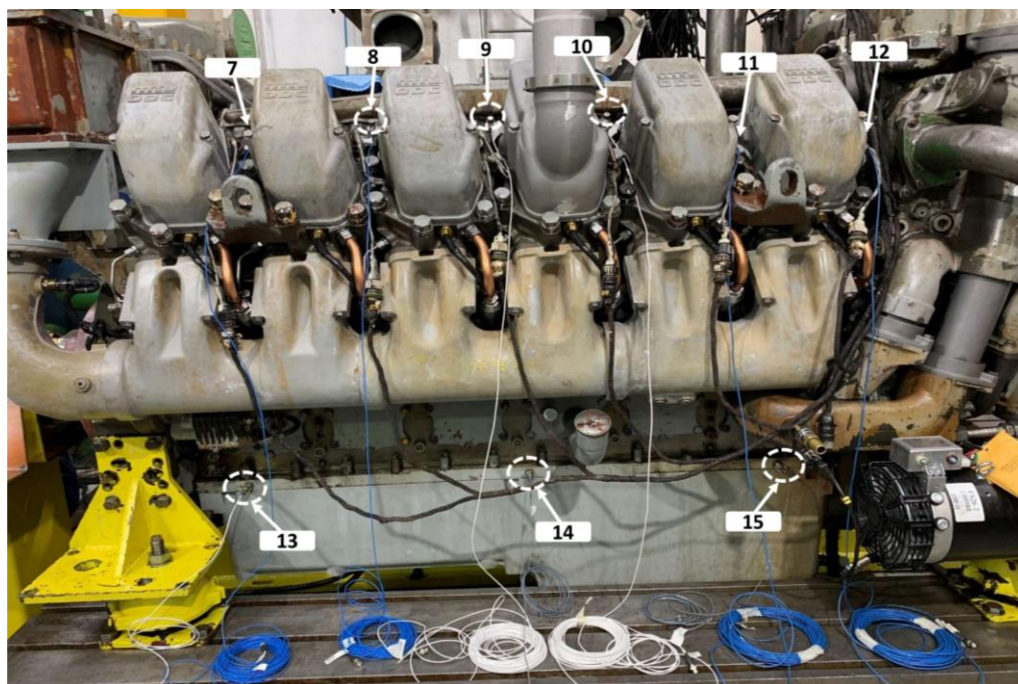


Figura 4.3 – Localização dos acelerômetros no motor (Autor)

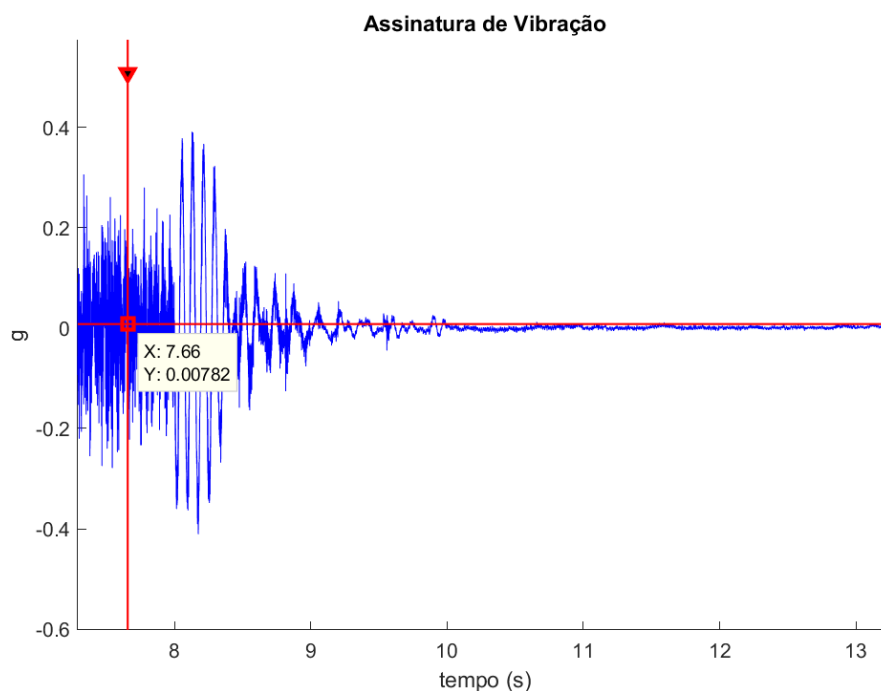


Figura 4.4 – Decaimento da amplitude de vibração obtido pelo sensor 13 (Autor)

4.2 – Motor, Sensores e Outros Equipamentos

A descrição técnica do motor diesel MTU modelo 12V 4000 C11R de 4 tempos é verificada na Tabela 4.1. Este modelo de motor V12 é utilizado pela Marinha do Brasil em navios militares da classe Barroso.

Tabela 4.1 – Informações técnicas do motor (Manual do fabricante)

<i>Propriedades do motor diesel MTU</i>	
<i>Modelo do motor</i>	12V 4000 C11R
<i>Número do modelo</i>	T1237K11
<i>Número de cilindros</i>	12 em V
<i>Dimensões</i>	2537,7 x 1587x8 x 1736,3 mm
<i>Peso líquido</i>	6044 kg
<i>Faixa de rotação / frequência</i>	600 – 2100 rpm / 10 – 35 Hz
<i>Potência nominal</i>	1193 kW / 1600 bhp
<i>Pico de torque (à 1500 rpm)</i>	7595 N.m

O motor é classificado como 5A (motores diesel para operação pesada), o que implica que o motor pode operar continuamente a 100% de carga sem quaisquer restrições quanto ao tempo de funcionamento.



Figura 4.5 – Motor em bancada de teste (Autor)

Para a aquisição dos dados experimentais iniciais, foram utilizados 1 notebook, 4 placas NI 9234, 1 placa NI 9215, 15 acelerômetros e 1 strain gauge. O software LabVIEW foi utilizado na aquisição dos sinais de vibração. A Tabela 4.2 descreve os modelos dos dispositivos de medição. A posição de um acelerômetro é visualizada na Figura 4.6.

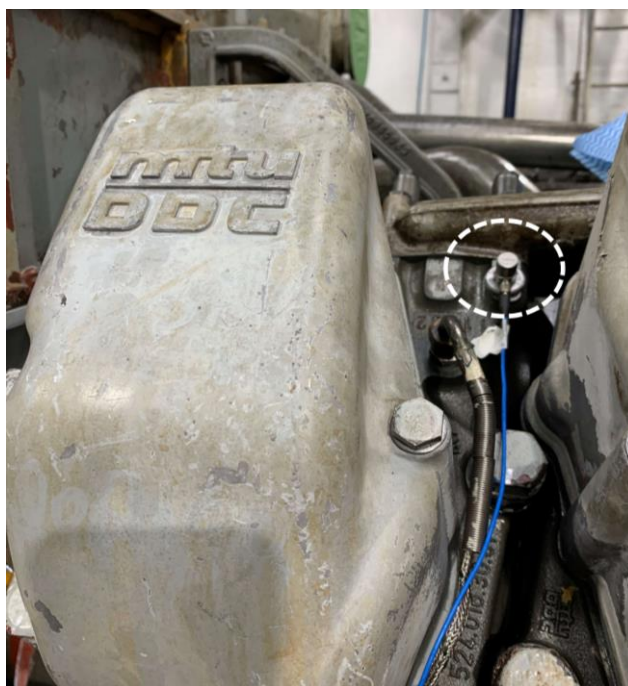


Figura 4.6 – Acelerômetro em destaque (Autor)

Tabela 4.2 – Informações técnicas dos sensores (Autor)

<i>Propriedades dos sensores</i>							
<i>Grau de liberdade</i>	<i>Sensor</i>		<i>Sensibilidade</i>	<i>Grau de liberdade</i>	<i>Sensor</i>		<i>Sensibilidade</i>
1	<i>Acelerômetro</i>	<i>SKF</i>	<i>100 mV/g</i>	9	<i>Acelerômetro</i>	<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>
2		<i>SKF</i>	<i>100 mV/g</i>	10		<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>
3		<i>PCB</i>	<i>100 mV/g</i>	11		<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>
4		<i>PCB</i>	<i>100 mV/g</i>	12		<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>
5		<i>PCB</i>	<i>100 mV/g</i>	13		<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>
6		<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>	14		<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>
7		<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>	15		<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>
8		<i>KISTLER</i>	<i>100 mV/g</i>	16	<i>Strain Gauge</i>		<i>100 mV/g</i>

5 – RESULTADOS

5.1 – Introdução aos Resultados

Algumas observações precisam ser feitas antes da apresentação final dos resultados. Em primeiro lugar, cada arranjo de sensores, descritos na Tabela 5.1, foi analisado e processado pelos métodos SSI-COV e LSCE para a identificação das frequências naturais de um motor diesel marítimo. A princípio, o método EFDD seria utilizado na análise modal juntamente com o SSI-COV, no entanto alguns bugs no algoritmo do software BR MODAL impediram a utilização da técnica EFDD. Do mesmo modo, a representação espacial dos modos de vibração era um dos objetivos deste trabalho, e estes bugs dificultaram o alcance deste objetivo.

Visto que este software está na fase final de testes, estes tipos de problemas são totalmente compreensíveis e serão posteriormente corrigidos. Diante disto, a técnica LSCE foi utilizada em substituição ao EFDD e as representações geométricas dos modos de vibração serão inseridos em trabalhos futuros.

Uma segunda observação é em relação à faixa de frequência da análise modal. Inicialmente, a faixa de frequência de 0 a 1000 Hz seria analisada, porém as frequências identificadas dificilmente estavam no intervalo de 0 a 300 Hz e, isto ocorreu do 1° ao 6° arranjo. Uma das possíveis explicações para esta ocorrência são as condições de contorno do motor. Esta máquina foi analisada em uma bancada de teste, onde a alta rigidez natural do solo fez com que a rigidez do motor fosse aumentada. O motor com esta alta rigidez levou à identificação de elevados valores de frequências naturais.

O mesmo motor instalado em uma embarcação provavelmente apresentaria valores mais baixos de frequências naturais. Esta seção, portanto, apresenta as frequências naturais de vibração identificadas na faixa de frequência de 200 a 1000 Hz, para os modos verticais e laterais.

Outro apontamento é relacionado ao 7° arranjo, onde o sensor 16 identificou as frequências naturais de vibração torcional. Alguns bugs desconhecidos no software BR MODAL impediram a utilização do método SSI-COV na análise deste sensor. Deste modo, somente os valores identificados pela técnica LSCE foram apresentados.

5.2 – Processamento e Análise de Dados

Os sensores foram analisados em diferentes configurações. A Tabela 5.1 descreve

essas combinações experimentais. O 1º arranjo é a combinação entre os sensores 13, 14 e 15; o 2º arranjo é a combinação entre os sensores 7, 8, 9, 10, 11 e 12; e assim sucessivamente nos demais arranjos. As direções de vibração dos sensores adotadas foram três: lateral (y), superior (z) e torcional, conforme o referencial na Figura 4.2.

Tabela 5.1 – Arranjos experimentais (Autor)

<i>Arranjos</i>	<i>Sensores</i>									<i>Direção</i>
1°	13	14	15							y
2°	7	8	9	10	11	12				y
3°	1	2	3	4	5	6				y
4°	7	8	9	10	11	12	13	14	15	y
5°	2	3	4	6	7	8	9	10	11	z
6°	1	2	3	4	5	8	9	10	12	z
7°	16									torcional

De acordo com a norma internacional ISO 10816-6, é estabelecido que para máquinas com potência nominal acima de 100 kW, a análise de vibrações deve ocorrer na faixa de frequência de 2 a 1000 Hz. Portanto, na etapa de pré-processamento, esta ampla faixa de frequência foi segmentada em outras duas faixas: de 200 a 600 Hz e na faixa de 600 a 1000 Hz, exceto para o sensor 16 que identifica as frequências de vibração torcional, onde a faixa de frequência analisada é maior ou igual a 4 Hz. A Tabela 5.2 descreve os respectivos parâmetros de pré-processamento de cada etapa.

Tabela 5.2 – Parâmetros de pré-processamento de sinal (Autor)

	<i>Sensores 1 – 15</i>		<i>Sensor 16</i>
	<i>1º Etapa</i>	<i>2º Etapa</i>	<i>Etapa única</i>
<i>Faixa de frequência</i>	200 – 600 Hz	600 – 1000 Hz	$4 \text{ Hz} \leq f$
<i>Taxa de amostragem</i>	1800 Hz	2049 Hz	2049 Hz

5.3 – O Software BR MODAL e Resultados do Teste de Usuário

Neste trabalho, o software BR MODAL, desenvolvido para identificação de parâmetros modais de diversas estruturas, foi utilizado para a análise dinâmica do motor diesel. O software é resultado do projeto de pesquisa desenvolvido na parceria entre a empresa PETROBRÁS e o Laboratório de Ensaios Dinâmicos e Análise de Vibração (LEDAV) da COPPE/UFRJ.

No software, é possível inserir as posições espaciais dos sensores fixados na estrutura em análise; estabelecer parâmetros de pré-processamento de sinal; selecionar a

técnica de identificação modal; extrair os parâmetros modais e realizar a validação dos resultados pelo critério MAC.

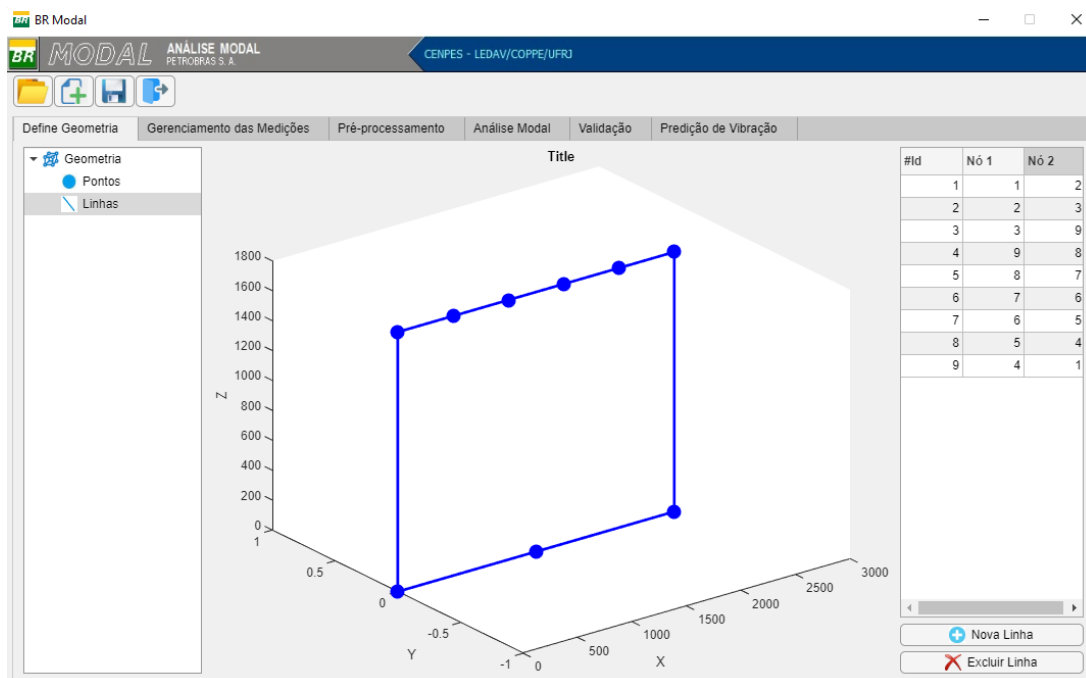


Figura 5.1 – Interface inicial do software BR MODAL (Autor)

No momento da publicação deste estudo, o software está na fase beta e, consequentemente, apresenta alguns bugs que futuramente serão resolvidos. Portanto, este trabalho tem o objetivo secundário de reportar todos os bugs e problemas de programação encontrados. Os principais problemas encontrados estão listados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Erros identificados no software BR Modal (Autor)

Item	Bugs BR MODAL	Descrição
1	Limitação na quantidade de sensores processados	Foi identificado que o limite de sensores processados na etapa de pré – processamento é de 9 sensores. Se um número maior for inserido, alguns dados não são lidos e impedem as etapas subsequentes.
2	Erro nas representações geométricas dos modos	Modos espaciais no plano 2D e com contorno fechado apresentaram erros, como: pontos em posições aleatórias, falta de contorno e pontos sem conexão.
3	Erro na aplicação do método EFDD	O método EFDD não processou os dados de vibração do motor. É possível que haja algum problema de programação da técnica no software BR Modal.

4	<i>Erro na identificação de modos torcionais pelos métodos SSI – COV e EFDD</i>	<i>Os métodos EFDD e SSI – COV não processaram os dados de vibração do strain gauge que tinha os dados torcionais do eixo de transmissão.</i>
---	---	---

As Figuras 5.2, 5.3, 5.4 e 5.5 apontam os problemas encontrados e descritos na Tabela 5.3.

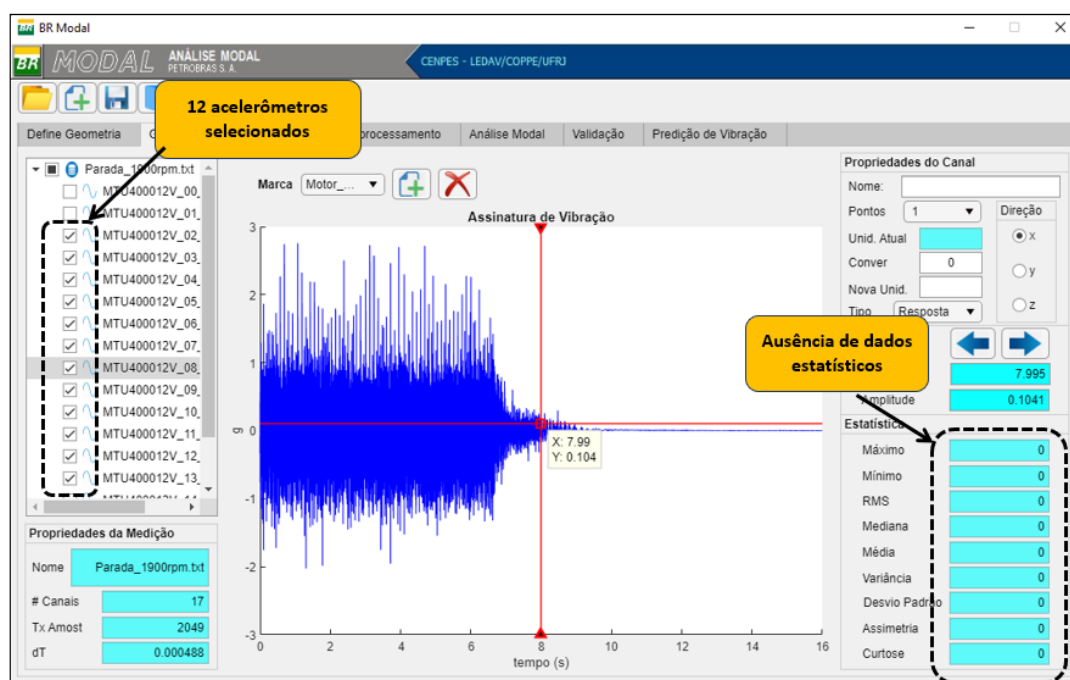


Figura 5.2 – Bug 01: Limitação na quantidade de sensores processados (Autor)

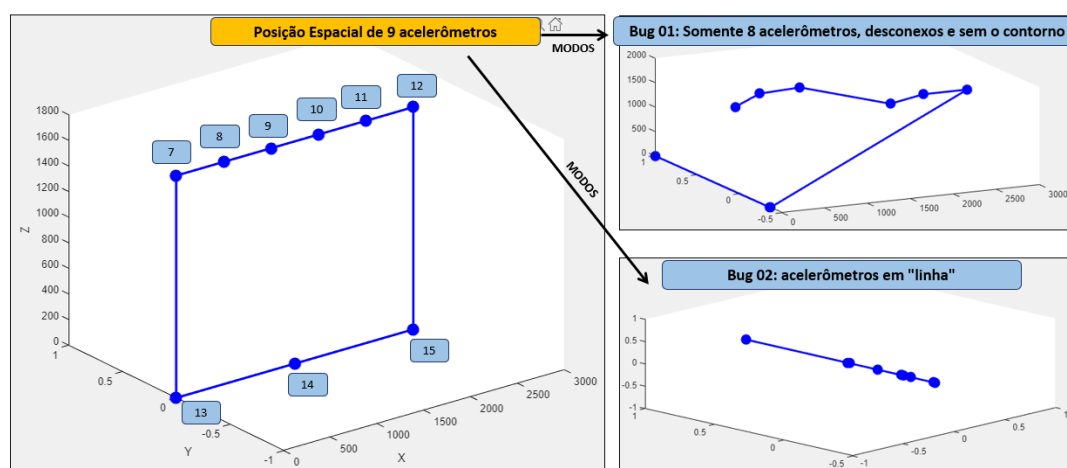


Figura 5.3 - Bug 02: Erro na representação geométrica dos modos (Autor)

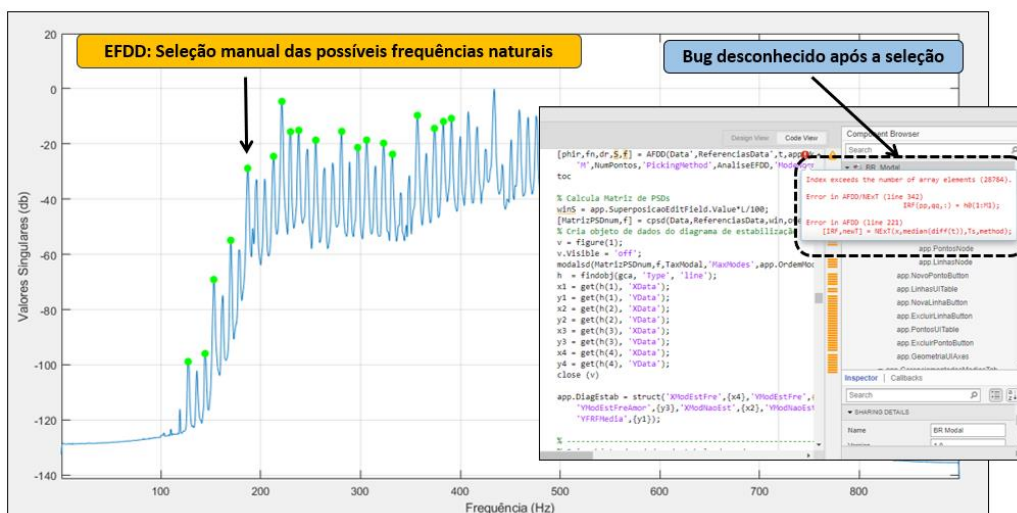


Figura 5.4 – Bug 3: Erro na aplicação do método EFDD (Autor)

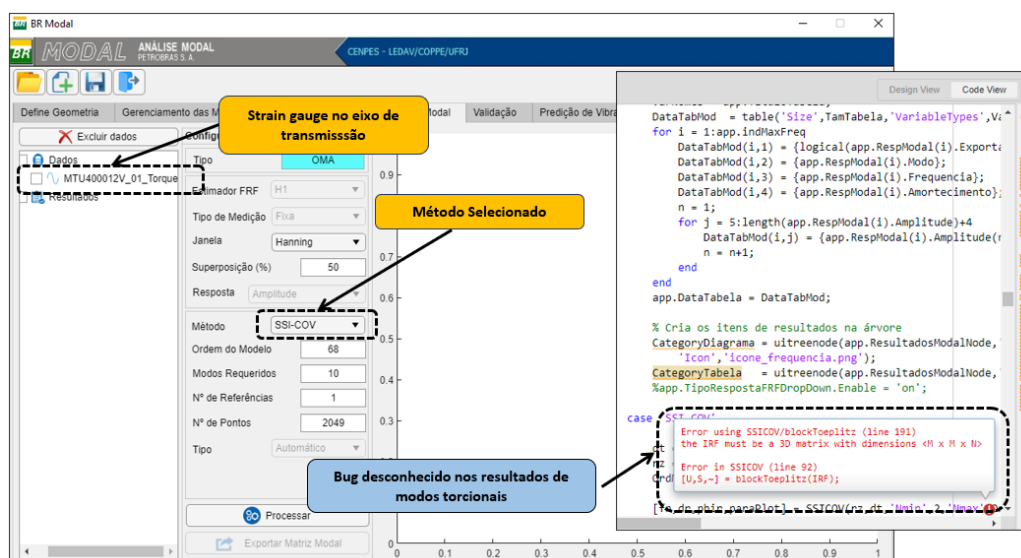


Figura 2.5 – Bug 04: Erro na identificação de modos torcionais pelos métodos SSI-COV e EFDD (Autor)

5.4 – O Desenvolvimento da Análise Modal

Os resultados deste trabalho foram alcançados seguindo o fluxograma representado na Figura 5.6. Nele é descrito o procedimento adotado para identificação de frequências naturais. Todos os sete arranjos de sensores, um a um, seguiram este mesmo fluxo. Após a definição da disposição espacial e da direção de vibração de cada sensor, um filtro foi aplicado aos dados iniciais.

Do 1º ao 6º arranjo, os métodos SSI-COV e LSCE foram aplicados. As frequências escolhidas em cada método foram aquelas que estavam aparecendo em ambos

os métodos, ou seja, os valores que estavam na interseção. O passo seguinte foi a etapa de validação. As frequências selecionadas na etapa anterior foram analisadas pelo critério MAC. Os valores de frequências que tiveram MAC acima de 0,7, foram considerados como frequências naturais. Os demais valores foram tidos como valores puramente numéricos. Para o 7º arranjo, a análise foi feita somente pelo LSCE para identificação de modos torcionais.

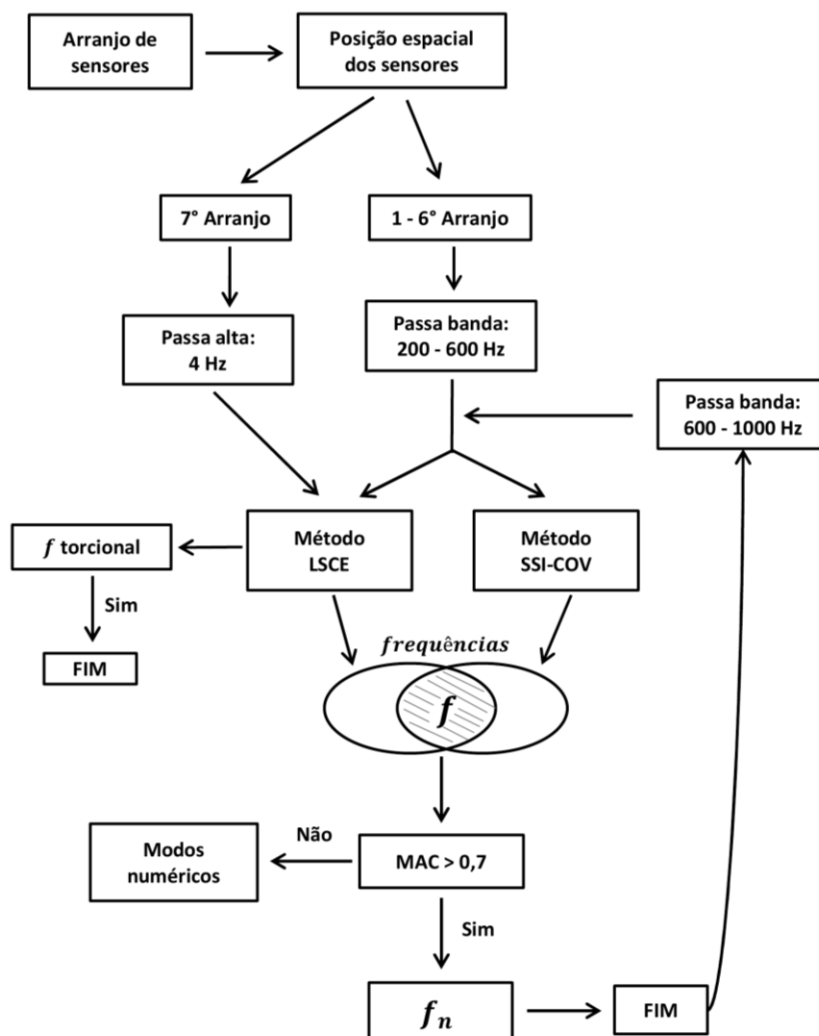


Figura 5.6 – Fluxograma de análise modal (Autor)

A praticidade dos métodos SSI-COV e LSCE, quando aplicados a uma máquina alternativa, como o caso deste trabalho, foi confirmada por meio dos resultados. Os diagramas de estabilização dos métodos apresentaram a coerência esperada. Os parâmetros estáveis encontrados nos diagramas representam os valores com significância estrutural. As Figuras 5.7 e 5.8 são os diagramas de estabilização do 6º Arranjo na faixa de frequência de 200 a 600 Hz. Quando estes diagramas são comparados, é possível

confirmar a semelhança nos valores estáveis.

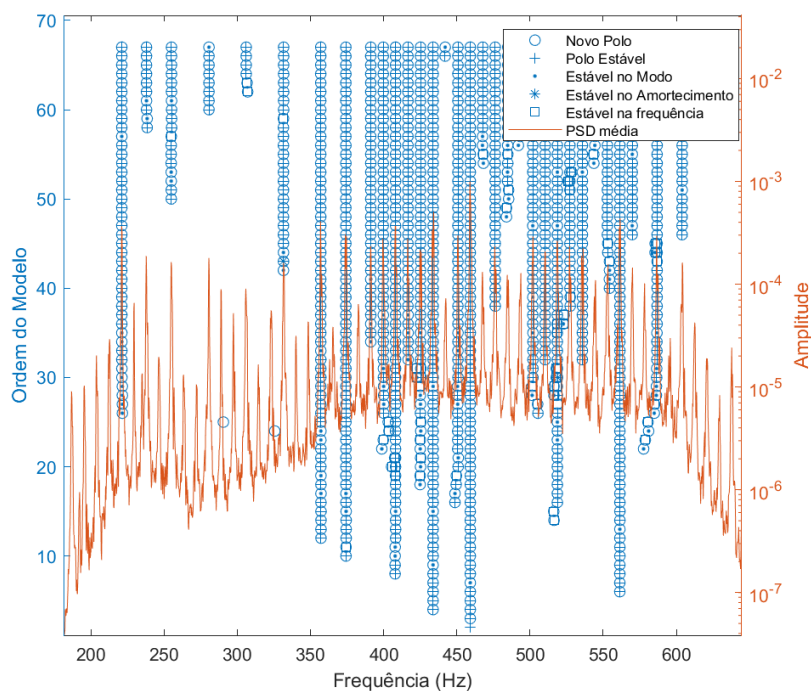


Figura 5.7 – Diagrama de estabilização do 6º Arranjo pelo método SSI-COV (Autor)

Além disto, uma das principais razões para a faixa de frequência de 2 a 1000 Hz (estabelecido em norma) ser segmentada em outras duas (200 a 600 Hz e 600 a 1000 Hz) foi a nitidez que o diagrama de estabilização apresentou em uma faixa de frequência menor.

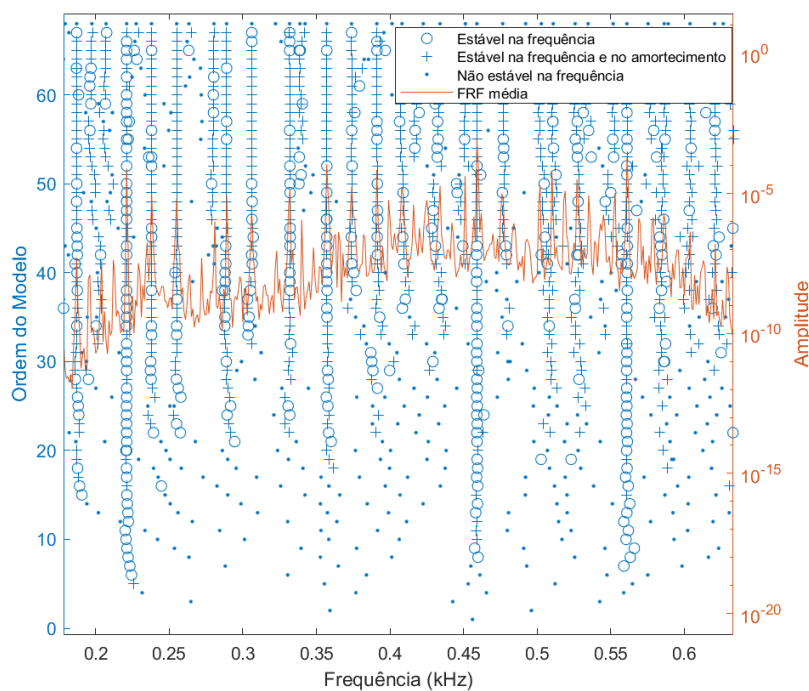


Figura 5.8 - Diagrama de estabilização do 6º Arranjo pelo método LSCE (Autor)

5.5 – Frequências Naturais Verticais e Laterais

A Figura 5.9 é a representação da localização dos conjuntos de frequências naturais médias de cada arranjo descrito na Tabela 5.4. Como era esperado, certos valores de frequências estão distribuídos ao longo da parte lateral e superior do motor. Estes valores são frequências naturais globais do motor. Por outro lado, há valores que apareceram em um único arranjo, e estas são consideradas como frequências naturais locais do motor.

Tabela 5.4 – Frequências naturais por arranjo (Autor)

1° Arranjo		2° Arranjo		3° Arranjo	
Sensores: 13, 14 e 15		Sensores: 7, 8, 9, 10, 11 e 12		Sensores: 1, 2, 3, 4, 5 e 6	
$f_{n\ SSI-COV}$ [Hz]	$f_{n\ LSCE}$ [Hz]	$f_{n\ SSI-COV}$ [Hz]	$f_{n\ LSCE}$ [Hz]	$f_{n\ SSI-COV}$ [Hz]	$f_{n\ LSCE}$ [Hz]
255,02	256,79	221,20	221,04	221,21	220,94
391,24	391,95	331,74	328,88	255,07	254,4
476,28	476,18	357,10	358,41	357,03	359,76
527,35	528,15	408,20	410,03	459,27	458,94
646,19	646,06	459,22	458,88	586,83	588,32
807,95	805,60	688,95	690,72	680,37	679,67
918,74	918,42	765,42	767,59	850,49	848,99
986,53	984,81	986,57	985,50		
4° Arranjo		5° Arranjo		6° Arranjo	
Sensores: 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 e 15		Sensores: 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10 e 11		Sensores: 1, 2, 3, 4, 5, 8, 9, 10 e 12	
$f_{n\ SSI-COV}$ [Hz]	$f_{n\ LSCE}$ [Hz]	$f_{n\ SSI-COV}$ [Hz]	$f_{n\ LSCE}$ [Hz]	$f_{n\ SSI-COV}$ [Hz]	$f_{n\ LSCE}$ [Hz]
221,22	221,02	221,18	221,12	221,18	220,57
408,2	409,95	731,49	730,07	357,11	356,99
459,25	458,84			459,25	459,46
986,53	985,05			527,30	527,87
				561,00	560,8
				586,87	585,41
				603,98	609,36
				816,46	814,62

Foram encontradas um total de 22 frequências naturais. A coluna referente às frequências previstas por SSI-COV na Tabela 5.5, contém a média de todas as frequências encontradas em todos os arranjos. O mesmo ocorre para a coluna de frequência de LSCE. Quando comparadas, a discrepância máxima entre os valores previstos está no 12° modo com 0,89 % de diferença.

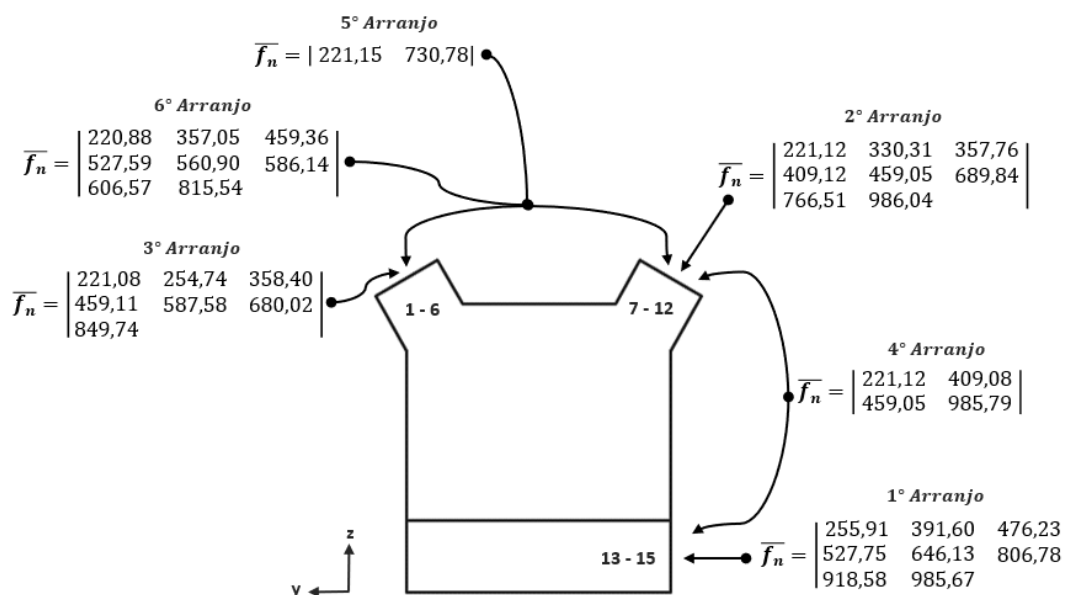


Figura 5.9 – Frequências naturais por região do motor (Autor)

Paralelamente, identificou-se a direção de vibração de alguns modos, descrito na Tabela 5.5. Os modos globais, ou seja, aqueles pertencentes à estrutura geral do motor, puderam ser identificados ou como laterais ou verticais. Por outro lado, os modos locais, aqueles que foram encontrados pontualmente em um único arranjo, foram classificados de duas formas: os modos locais do 1º arranjo são modos laterais; os modos locais identificados no 2º e 3º arranjo não puderam ter sua direção definida. A posição diagonal dos sensores destes arranjos e a ocorrência pontual das frequências, levaram à não identificação da direção.

Tabela 5.5 – Frequências naturais do motor (Autor)

<i>Frequências naturais média de todos os arranjos</i>					
<i>Modo</i>	\bar{f}_n SSI-COV [Hz]	\bar{f}_n LSCE [Hz]	<i>Diferença</i> [%]	<i>Direção</i>	<i>Perspectiva</i>
1º	221,20	220,94	-0,12%	<i>Vertical</i>	<i>Global</i>
2º	255,05	255,60	0,22%	<i>Lateral</i>	<i>Global</i>
3º	331,74	328,88	-0,86%	-	<i>Local</i>
4º	357,08	358,39	0,37%	<i>Vertical</i>	<i>Global</i>
5º	391,24	391,95	0,18%	<i>Lateral</i>	<i>Local</i>
6º	408,20	409,99	0,44%	<i>Lateral</i>	<i>Global</i>
7º	459,25	459,03	-0,05%	<i>Vertical</i>	<i>Global</i>
8º	476,28	476,18	-0,02%	<i>Lateral</i>	<i>Local</i>
9º	527,33	528,01	0,13%	<i>Lateral</i>	<i>Global</i>
10º	561,00	560,80	-0,04%	<i>Vertical</i>	<i>Global</i>
11º	586,85	586,87	0,00%	<i>Vertical</i>	<i>Global</i>
12º	603,98	609,36	0,89%	<i>Vertical</i>	<i>Global</i>

13°	646,19	646,06	-0,02%	Lateral	Local
14°	680,37	679,67	-0,10%	-	Local
15°	688,95	690,72	0,26%	-	Local
16°	731,49	730,07	-0,19%	Vertical	Global
17°	765,42	767,59	0,28%	-	Local
18°	807,95	805,60	-0,29%	Lateral	Local
19°	816,46	814,62	-0,23%	Vertical	Global
20°	850,49	848,99	-0,18%	-	Local
21°	918,74	918,42	-0,03%	Lateral	Local
22°	986,54	985,12	-0,14%	Lateral	Global

A Figura 5.10 é a exemplificação da Tabela 5.5. Nela é possível ver o conjunto de frequências naturais referente à direção de vibração. Os modos que vibram na direção vertical são 8 e são todos globais. Os que oscilam na lateral são 9 sendo, 4 globais e 5 que vibram somente na base do motor. Os demais modos, como descrito anteriormente, localizados próximo ao cabeçote do motor não puderam ter sua direção definida.

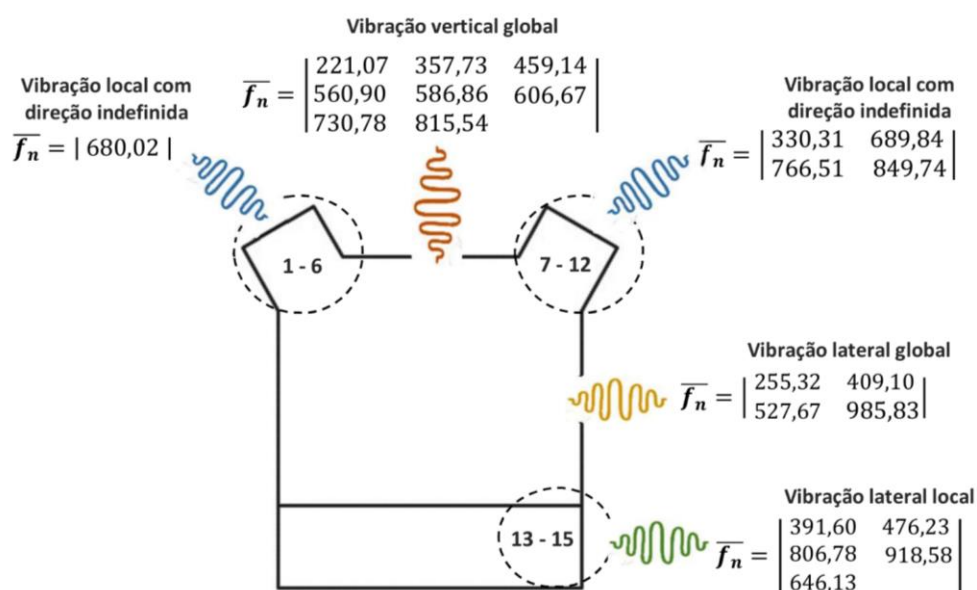


Figura 5.10 – Direção de vibração e frequências naturais (Autor)

5.6 – Frequências Naturais Torcionais

Por meio do sensor 16, as frequências torcionais de vibração foram obtidas pelo método LSCE. Diferente da análise dos modos verticais e laterais, aqui é verificado a presença de algumas frequências mais baixas, e mesmo assim foram identificados somente dois modos dentro da faixa de frequência de operação do motor: o 1° e 2° modo torcional.

Tabela 5.6 – Frequências Naturais Torcionais por LSCE (Autor)

<i>Frequências naturais torcionais</i>	
<i>Modo</i>	<i>$f_{n\text{ LSCE}}$ [Hz]</i>
1°	17,59
2°	32,72
3°	182,28
4°	327,16
5°	407,46
6°	526,11
7°	559,42
8°	785,91
9°	870,38

Fazendo uma comparação entre os modos torcionais, laterais e verticais, constatou-se que quatro modos possuem frequências semelhantes entre si, conforme descrito na Tabela 5.7. Isto indica um possível acoplamento entre frequências naturais. E se algumas destas frequências estivessem dentro da faixa de operação do motor, a ressonância seria a mais crítica possível.

Tabela 5.7 – Comparação entre frequências naturais torcionais, laterais e verticais (Autor)

<i>Torcional [Hz]</i>	<i>Vertical Local [Hz]</i>		<i>Lateral Global [Hz]</i>		<i>Vertical Global [Hz]</i>	
<i>$f_{n\text{ LSCE}}$</i>	<i>$\bar{f}_{n\text{ SSI-COV}}$</i>	<i>$\bar{f}_{n\text{ LSCE}}$</i>	<i>$\bar{f}_{n\text{ SSI-COV}}$</i>	<i>$\bar{f}_{n\text{ LSCE}}$</i>	<i>$\bar{f}_{n\text{ SSI-COV}}$</i>	<i>$\bar{f}_{n\text{ LSCE}}$</i>
327,16	331,74	328,88				
407,46			408,20	409,99		
526,11			527,33	528,01		
559,42					561,00	560,80

5.7 – Validação de Frequências

A comprovação das frequências naturais pelo critério MAC por ser observada, por exemplo, na Figura 5.11, onde as seis frequências naturais do 6° arranjo são analisadas. Todos os doze (seis valores de SSI-COV e seis de LSCE) valores de frequências foram comparados entre si, resultando em 36 comparações e, conseqüentemente, 36 valores de MAC. Destes valores, 6 apresentaram MAC superior à 0,7. Isto era esperado, pois somente os valores de frequências aproximados devem ter MAC próximos à 1 e indicam os modos naturais de vibração.

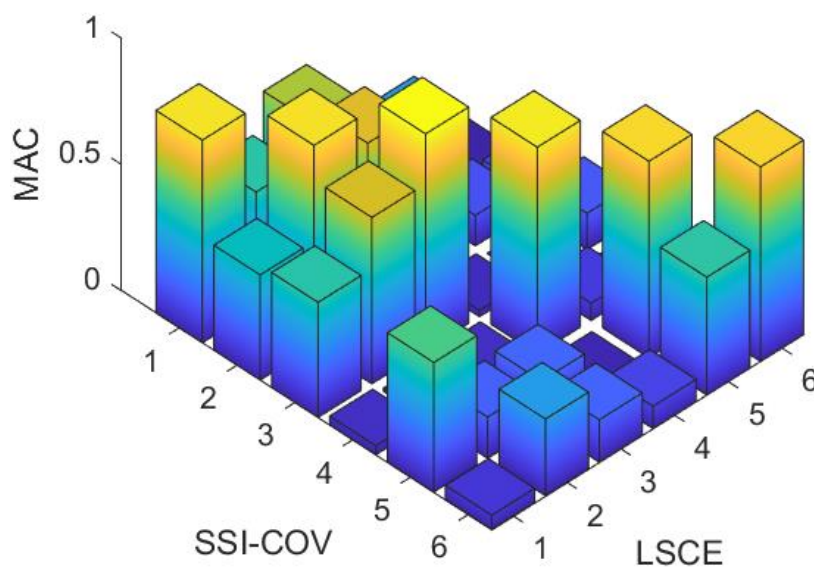


Figura 5.11 –MAC do 6° arranjo entre frequências de SSI-COV e LSCE (Autor)

De modo semelhante, a Tabela 5.8 descreve os valores absolutos de MAC. Os elementos da diagonal principal da matriz indicam que o cruzamento entre os respectivos valores são indicativos de frequências naturais.

Tabela 5.8 – Matriz MAC do 6° arranjo

		6° Arranjo: (200 – 600 Hz)					
SSI – COV	221,18 Hz	0,8024	0,4642	0,6124	0,0238	0,2998	0,0004
	357,11 Hz	0,4165	0,7967	0,6724	0,0241	0,1211	0,0904
	459,25 Hz	0,4555	0,6589	0,8571	0,0250	0,0000	0,1438
	527,30 Hz	0,0349	0,0128	0,0362	0,8190	0,0684	0,0099
	561,00 Hz	0,5128	0,1638	0,1740	0,0124	0,7781	0,1643
	586,87 Hz	0,0557	0,3037	0,1680	0,0888	0,4669	0,7710
		220,57 Hz	356,99 Hz	459,46 Hz	527,87 Hz	560,80 Hz	585,41 Hz
		LSCE					

6 – CONCLUSÕES

As frequências naturais de vibração de um motor diesel marítimo foram identificadas por meio da análise modal operacional. Os valores de frequências verticais e laterais encontradas estão fora da faixa de operação do motor, que é de até 35 Hz. Isto é justificado pelo local de instalação do motor: uma bancada de teste, onde a rigidez do solo influenciou a rigidez do motor, elevando as frequências naturais para valores dentro do intervalo de 200 a 1000 Hz.

Por outro lado, identificaram-se dois modos torcionais com frequências de 17,59 e 32,72 Hz, portanto dentro da faixa de operação do motor. Um estudo posterior precisa ser feito para saber a influência destas frequências no comportamento dinâmico do motor e se os fenômenos de ressonância podem ocorrer.

Fez também uma comparação entre os modos torcionais, verticais e laterais. Foram encontrados: dois modos torcionais na mesma frequência de dois modos verticais; e dois modos torcionais com a mesma frequência de dois modos laterais. Esta sincronia nos valores de frequência pode indicar uma condição crítica de acoplamento.

Simultaneamente, a representação espacial dos modos identificados era um dos objetivos deste trabalho, porém, conforme apresentado no tópico de resultados, alguns bugs de programação no software BR MODAL dificultaram a representação destes modos.

Como explicado ao longo da revisão bibliográfica deste trabalho, os métodos de Análise Modal Operacional (OMA) possuem limitações quando aplicadas às máquinas alternativas, onde a presença de harmônicos é dominante e dificulta a identificação de parâmetros modais. A fim de evitar a presença destes harmônicos, somente o intervalo de tempo da queda de carga do motor foi analisada. Quando somente o decaimento vibratório foi processado, o desempenho das técnicas OMA foi satisfatório para a identificação real dos parâmetros modais.

Por fim, o objetivo de realizar os testes finais no software BR MODAL foi concluído. Algumas limitações e problemas no algoritmo do aplicativo foram encontrados e serão corrigidos em futuras aplicações.

7. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para as futuras abordagens sobre o tema discutido neste trabalho, ficam sugeridos as seguintes possibilidades:

A análise OMA, utilizada neste trabalho, pode ser aplicada a um motor diesel instalado na praça de máquina de uma embarcação. Novos resultados de frequências naturais e modos de vibração podem ser identificados, pois, neste caso, as condições de contorno são diferentes de uma bancada de testes. Além disso, pode-se também averiguar a influência dos parâmetros modais no comportamento dinâmico do casco e no sistema propulsivo.

Após a finalização da versão final do software BR MODAL, outras técnicas OMA podem ser utilizadas para a determinação de parâmetros modais, aumentando assim a confiabilidade dos resultados.

Por fim, identificar geometricamente os modos de vibrações pode ser o passo seguinte da pesquisa iniciada neste trabalho.

8 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBUQUERQUE, L. DA C. et al. **Modal parameter identification of a rectangular beam using experimental and output-only modal analysis**. XL CILAMCE: Ibero-Latin American Congress on Computational Methods in Engineering. Anais...Natal: 11 nov. 2019.

BRINCKER, R.; VENTURA, C. **Introduction to operational modal analysis**. 1. ed. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd, 2015.

CARDEN, E. P.; LINDBLAD, M. **Operational modal analysis of torsional modes in rotating machinery**. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 137, n. 2, 1 fev. 2015.

CASTILLO, M. A. et al. **Modal parameters estimation of an electrical submersible pump installed in a test well using numerical and experimental analysis**. Ocean Engineering, v. 176, p. 1–7, 15 mar. 2019.

CASTRO, B. M. et al. **Operational modal analysis of a catamaran using time and frequency domain methods and main engine sweep test**. Marine Systems and Ocean Technology, v. 16, n. 3–4, p. 237–245, 1 out. 2021.

CASTRO, G.; ZURITA, G. **Applications of operational modal analysis in gearbox and induction motor, based on random decrement technique and Enhanced Ibrahim Time Method**. Applied Sciences, v. 12, n. 10, 23 maio 2022.

CHAUHAN, S. **Subspace algorithms in modal parameter estimation for operational modal analysis: perspectives and practices**. (J. de Clerck, D. Epp, Eds.)34° IMAC: Conference and Exposition on Structural Dynamics. Anais...Naerum: 2016.

DILORENZO, E. et al. **Operational modal analysis for rotating machines: challenges and solutions**. 7° IOMAC: International Operational Modal Analysis Conference. Anais...Ingolstadt: 10 maio 2017.

DI LORENZO, E. et al. **Identification of torsional vibration modal parameters: application on a Ferrari engine crankshaft**. 6° International Conference on Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operation. Anais...Santander: Springer, 20 jun. 2019.

GADE, S. et al. **Frequency domain techniques for operational modal analysis**. 1° IOMAC: International Operational Modal Analysis Conference. Anais...26 abr. 2005.

HE, J.; FU, Z.-F. **Modal analysis**. 1. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.

HERLUFSEN, H. et al. **Identification techniques for operational modal analysis - an overview and practical experiences**. 1° IOMAC: International Operational Modal Analysis Conference. Anais...26 abr. 2005.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 10816-6: Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.** , 1995.

JACOBSEN, N.-J.; ANDERSEN, P.; BRINCKER, R. **Applications of frequency domain curve-fitting in the EFDD technique.** 26° IMAC: Conference and Exposition on Structural Dynamics. Anais...Orlando: 4 fev. 2008.

KELLY, S. G. **Mechanical vibrations: theory and applications.** 1. ed. Stamford: Cengage Learning, 2012.

MØLLER, N.; GADE, S.; HERLUFSEN, H. **Stochastic subspace identification technique in operational modal analysis.** 1° IOMAC: International Operational Modal Analysis Conference. Anais...26 abr. 2005.

PIERSOL, A. G.; PAEZ, T. L. **Harris' shock and vibration handbook.** 6. ed. [s.l.] The McGraw-Hill Companies, 2010.

RAINIERI, C.; FABBROCINO, G. **Operational modal analysis of civil engineering structures an introduction and guide for applications.** New York: Springer Science, 2014.

RAO, S. S. **Mechanical vibrations.** 6. ed. Harlow: Pearson Education, 2018.

REZVANI, M. A.; JAVANMARDI, D.; MOSTAGHIM, P. **Diagnosis of EMD645 diesel engine connection rod failure through modal testing and finite element modeling.** Engineering Failure Analysis, v. 92, p. 50–60, 1 out. 2018.

SALEHI, M.; ESFARJANI, S. M.; GHORBANI, M. **Modal parameter extraction of a huge four stage centrifugal compressor using operational modal analysis method.** Latin American Journal of Solids and Structures, v. 15, n. 3, fev. 2018.

SINHA, A. **Vibration of mechanical systems.** 1. ed. New York: Cambridge University Press, 2010.

SOAL, K.; BIENERT, J.; BEKKER, A. **Operational modal analysis on the polar supply and research vessel the S.A. Agulhas II.** 6° IOMAC: International Operational Modal Analysis Conference. Anais...Gijón: 12 maio 2015. Disponível em: <<https://www.researchgate.net/publication/280445237>>

1. Tipo de Obra (Livro, Capítulo de Livro, TCC, Artigos de periódicos, vídeos etc):

Trabalho de Conclusão de Curso - TCC

2. Identificação do Autor

Nome: Huascar Brito Feijó
 RG: 2969064-1 CPF: 033.330.032-79 Email: huascarbrito77@gmail.com
 Celular: (92) 99343-8278

3. Identificação do Documento

Título da obra: Identificação dos Parâmetros Modais de um Motor Diesel Marítimo Utilizando Técnicas de Análise Modal Operacional
 Número de páginas: 52
 Palavras-Chave: Análise Modal; Motor Diesel; SSI-COV; LSCE

4. Informações de Acesso ao Documento

Este documento é confidencial?* Sim Não
 Este trabalho ocasionará registro de patente? Sim Não
 Este trabalho pode ser liberado para reprodução: Total Parcial

Em caso de reprodução parcial, especifique quais os capítulos:

Na qualidade de titular dos direitos de autor da publicação supracitada, de acordo com a Lei nº 9.610/98, autorizo a Universidade do Estado do Amazonas a disponibilizar gratuitamente, sem ressarcimento dos direitos autorais, conforme permissões assinaladas acima, o documento em meio eletrônico na Rede Mundial de Computadores, no formato digital PDF, para fins de leitura, impressão ou download, a título de divulgação científica gerada pela Universidade, a partir desta data. Estou ciente que o conteúdo disponibilizado é de inteira responsabilidade.

Huascar Brito Feijó 25/10/2022 Manaus - AM
Assinatura **Data** **Local**

*A restrição poderá ser mantida por até um ano a partir da data de autorização da publicação. A extensão deste prazo suscita justificativa junto à Coordenação do Curso. Todo resumo estará disponível.

5. Trabalho em processo de submissão/ publicação em periódicos de acesso restrito

Este trabalho está em processo de ajustes para submissão? Sim Não

Em caso afirmativo, solicitar assinatura do orientador.

[Assinatura] 25/10/2022 MANAUS
Assinatura do orientador **Data** **Local**

Este trabalho foi submetido para revistas de acesso restrito? * Sim Não

Este trabalho foi publicado em revista de acesso restrito? * Sim Não

Estou ciente que a biblioteca não fará o depósito do meu trabalho no Repositório institucional e que o mesmo será inserido apenas no acervo físico da biblioteca. Compreendo os impactos desta decisão tanto para a avaliação do curso quanto no tocante à visibilidade do autor e desta pesquisa.

Huascar Brito Feijó 25/10/2022 Manaus - AM
Assinatura **Data** **Local**

* Em caso afirmativo, anexar os comprovantes de submissão ou publicação.