



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ

INSTITUTO DE TECNOLOGIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA NAVAL

**ANÁLISE VIBRACIONAL DE SISTEMAS PROPULSIVOS PARA PRÉVIA  
IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS MECÂNICAS**

SAULO DAIBES DE VASCONCELOS

Belém – PA

Agosto/2020



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ

INSTITUTO DE TECNOLOGIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA NAVAL

**ANÁLISE VIBRACIONAL DE SISTEMAS PROPULSIVOS PARA PRÉVIA  
IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS MECÂNICAS**

SAULO DAIBES DE VASCONCELOS

Dissertação de Mestrado Submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Naval da Universidade Federal do Pará como requisito final para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Naval.

Área de Concentração: Vibrações e Sistemas Propulsivos.

Orientador: Prof. Dr Newton Sure Soeiro

Belém – PA

Agosto/2020

## FICHA CATALOGRÁFICA

Vasconcelos, Saulo Daibes de.

Análise Vibracional de Sistemas Propulsivos para Prévia Identificação de Falhas Mecânicas. Saulo Daibes de Vasconcelos -; orientador – Newton Sure Soeiro - Belém, 2020. 127 f.

Orientação: Prof. Dr. Newton Sure Soeiro.

Dissertação de Mestrado, Pós-Graduação em Engenharia Naval – Universidade Federal do Pará, Belém, 2020.

1. Vibração. 2. Sistemas Propulsivos. 3. Falhas Mecânicas.  
UFPA

**SAULO DAIBES DE VASCONCELOS**

**ANÁLISE VIBRACIONAL DE SISTEMAS PROPULSIVOS PARA PRÉVIA  
IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS MECÂNICAS**

Dissertação de mestrado submetida ao corpo docente do programa de pós-graduação em engenharia naval do instituto de tecnologia da Universidade Federal do Pará como parte dos requisitos necessários para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Naval.

Belém-PA, 10 de Agosto de 2020

**BANCA EXAMINADORA**

---

Orientador: Prof Dr Newton Sure Soeiro

---

Membro: Prof Dr Said Mounsif

---

Membro: Prof Dr Alexandre Luiz Amarante Mesquita

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer em primeiro lugar a Deus por permitir que mais esta etapa se concluísse em minha vida. Agradeço também a minha família que sempre me dá suporte e me auxilia quando preciso! Obrigado a minha esposa Fernanda Ataíde e aos meus filhos Laura e Gabriel Otto que são os maiores presentes da minha vida. Obrigado aos meus pais Paulo Douglas Santos Vasconcelos e Maria do Socorro Barbosa Daibes que sempre me incentivaram desde cedo a estudar e me deram todo o suporte necessário. Obrigado ao meu irmão Daniel Vasconcelos e a todos os meus amigos da minha turma de mestrado pela ajuda. Agradeço imensamente ao meu orientador Prof Dr Newton Sure Soeiro pela ajuda na construção dessa dissertação e também o meu muito obrigado ao Prof Dr Said Mounsif e Prof Dr Alexandre Luiz Amarante Mesquita pela avaliação do meu trabalho fazendo parte da banca avaliadora, a qual acrescentou de maneira ímpar no término deste por meio de suas observações bastante construtivas.

## RESUMO

Esta dissertação foi elaborada com o intuito de auxiliar as identificações prévias de falhas mecânicas em sistemas propulsivos, tais como eixo propulsores acoplados a motor de combustão principal, Azimutais e Azipodes, por meio dos métodos de análise de vibração e poder assistir o armador da embarcação a se programar da melhor maneira possível para realizar manutenções programadas, evitando lucrar com a unidade marítima devido a manutenções corretivas e, conseqüentemente, paradas inesperadas para reparo. Inicialmente foi feito uma apresentação do que trata cada sistema propulsivo mencionado e, realizado uma abordagem do que de quais são os principais tipos de vibração em um sistema propulsivo, bem como quais são os principais métodos e meios de diagnosticar os espectros de vibração, em um equipamento, avaliando se o mesmo está em boas condições de operação ou se está começando a apresentar falhas mecânicas. Estas falhas foram interpretadas a fim de saber exatamente de onde provém a alteração do espectro do sistema propulsivo (rolamentos, desalinhamento, desbalanceamento, etc). Por fim, foram apresentados alguns casos reais de falhas geradas por excesso de vibração em sistemas propulsivos e quais foram as medidas tomadas para amenizar ou evitar estes excessos. Desta forma, espera-se que este trabalho possa contribuir para uma melhor assimilação e interpretação dos efeitos causadas pelo excesso de vibração nos sistemas propulsivos citados acima, fazendo assim com que se possa monitorar a vibração excessiva e, quando necessário, se faça a manutenção programada dos equipamentos em questão, evitando assim que haja prejuízos desnecessários para o proprietário da embarcação.

**Palavras-chave:** Sistemas propulsivos, motor de combustão interna, azipode, azimutal, análise de vibração, falhas mecânicas por vibração.

## **ABSTRACT**

This dissertation was designed to assist the early identification of mechanical faults in propulsive systems, such as propellers shaft coupled to main combustion engine, Azimuths and Azipods, through the methods of vibration analysis and to assist the shipowner to perform, in the best time possible, scheduled maintenance, avoiding losing benefits from the marine unit contractor with unexpected corrective maintenance. Initially a presentation was done about each propulsive system deals with, and then an approach was done about the main types of vibration in propeller systems as well as what are the methods and means of diagnosing vibration spectra, doing so an evaluation on the equipment to diagnose whether it was in good operating condition or starting to present mechanical fails. That fails were interpreted in order to know exactly where the change in the propulsive spectrum comes from (bearings, misalignment, unbalance, etc.). Finally, some real cases of faults generated by excessive vibration in propulsive systems was presented and the means these vibration excesses was studied to validate the dissertation. Thus, it is hoped that this dissertation can contribute to a better assimilation and interpretation of the effects caused by excessive vibration in the propulsive systems and their accessories, mentioned above, thus allowing the monitoring of excessive vibration and, when necessary, scheduled maintenance of the equipment in question, thereby avoiding unnecessary damage to the shipowner.

**Keywords:** Propulsive systems, internal combustion engine, azipode, azimuth, vibration analysis, mechanical vibration failures.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> - Fluxograma da Dissertação .....	9
<b>Figura 2</b> - Posição do MCP em um Navio .....	14
<b>Figura 3</b> - Principais Componentes de um Sistema de Propulsão Convencional....	16
<b>Figura 4</b> - Modelo de um Azipode .....	18
<b>Figura 5</b> - Sistema de Propulsão Azipod .....	18
<b>Figura 6</b> - Azimute Thruster .....	19
<b>Figura 7</b> - Motor Elétrico Thruster.....	19
<b>Figura 8</b> - Thruster com propulsor .....	20
<b>Figura 9</b> - Bomba Hidráulico .....	21
<b>Figura 10</b> - Hydraulic Power Unit (HPU).....	21
<b>Figura 11</b> - Bloco de Comando Hidráulico.....	312
<b>Figura 12</b> - Filtros de Óleo Hidráulico .....	22
<b>Figura 13</b> - Sistema de Óleo Lubrificante .....	23
<b>Figura 14</b> - Filtro Duplex, Filtro By-Pass e Manômetros .....	23
<b>Figura 15</b> - Bomba de Dreno .....	24
<b>Figura 16</b> - Tanque de Expansão de Óleo .....	24
<b>Figura 17</b> - Tanque para a Lubrificação das Bombas Hidráulicas .....	25
<b>Figura 18</b> - Planetário/Poço do Thruster.....	25
<b>Figura 19</b> - Tanque de Gravidade .....	26
<b>Figura 20</b> - Freio Eletro-Pneumático.....	26
<b>Figura 21</b> - Freio Manual .....	26
<b>Figura 22</b> - Painel do Thruster com Controlador do Thruster, Indicador de Angulação e Comandos Manuais .....	27
<b>Figura 23</b> - Caixa de Indicação de Angulação local .....	27
<b>Figura 24</b> - Controle do Painel do Thruster .....	28

<b>Figura 25</b> - Esquema Básico do Sistema do Thruster .....	28
<b>Figura 26</b> - Thruster Rebatível.....	29
<b>Figura 27</b> - Thruster Retrátil .....	29
<b>Figura 28</b> - Vibração Longitudinal e Torsional.....	35
<b>Figura 29</b> - Vibração Transversal / Whirling Vibration. ....	36
<b>Figura 30</b> - Sistema de Propulsão Principal como uma Combinação de Eixos e Discos .....	36
<b>Figura 31</b> - Sistema de Vibração Múltipla do Sistema de Propulsão.....	37
<b>Figura 32</b> - Variação do Movimento de uma Hélice.....	50
<b>Figura 33</b> - Efeito da Flexão no Movimento de um Eixo.....	40
<b>Figura 34</b> - Excentricidade entre Centro de Gravidade (CG) e Linha de Centro Ideal (LC) do Eixo Durante o <i>Whirling</i> .....	41
<b>Figura 35</b> - Órbitas do Centro de Gravidade do Eixo para Diferentes Modos de Whirling .....	41
<b>Figura 36</b> - Sistema Massa-Mola.....	43
<b>Figura 37</b> - Forças e Momentos Agindo na Pá do Hélice que são Transferidos ao Eixo .....	45
<b>Figura 38</b> - Distribuição de Carga na pá, para 4 pás diferentes .....	45
<b>Figura 39</b> - Deslocamento, Velocidade e Aceleração, versus frequência.....	46
<b>Figura 40</b> - A Detecção do Sinal em pico, RMS ou pico-a-pico.....	47
<b>Figura 41</b> - Cálculo de Frequência em Rolamentos .....	48
<b>Figura 42</b> - Instrumentação para Coleta e Análise de Dados.....	53
<b>Figura 43</b> - Diagrama Esquemático para Análise de Vibração em um Equipamento .....	53
<b>Figura 44</b> - Esquema do Sistema de Medição de Vibração por Deslocamento Através de “sensor sem contato” por Corrente de Eddy .....	54
<b>Figura 45</b> - Desenho Esquemático de um Sensor de Velocidade .....	55

<b>Figura 46</b> - Sensor de Aceleração (Tipo Compressão) .....	62
<b>Figura 47</b> - Parâmetros de Vibração Relacionados à Frequência .....	62
<b>Figura 48</b> - Esquema de Captura da Onda Mecânica pelo Acelerômetro .....	65
<b>Figura 49</b> - Detecção de Falha em Pista Externa de Rolamento via SPM .....	66
<b>Figura 50</b> - Classificação das Zonas de Severidade de Vibração para Máquinas dos Grupos 1, 2, 3 ,4 Conforme ISO 10816.....	66
<b>Figura 51</b> - Um Típico Navio PSV .....	68
<b>Figura 52</b> - Esquemático do Sistema de Propulsão e Medidas de Vibração com Forma de Onda Circular .....	76
<b>Figura 53</b> - Transdutores Instalados no Motor do Thruster .....	81
<b>Figura 54</b> - Transdutores Instalados na Caixa de Engrenagens do Thruster .....	82
<b>Figura 55</b> - Posição dos Rolamentos do Eixo do Thruster (T1) e do Rolamento do Motor (M1 e M2).....	82
<b>Figura 56</b> - Pontos de Medição Utilizados nos Thrusters .....	83
<b>Figura 57</b> - Caixa de Engrenagens do Thruster X Direção HD ENV3, BPF1 (M) vs Gráfico de Tendência de Velocidade do Motor .....	84
<b>Figura 58</b> - Distribuição do Valor de Onda de Choque Medida da BPF1M vs RPM .	85
<b>Figura 59</b> - Espectro de Velocidade obtido a 467 RPM .....	86
<b>Figura 60</b> - Navio Empurrador Analisado .....	88
<b>Figura 61</b> - Medida SPM do Eixo Axial a 530 RPM .....	89
<b>Figura 62</b> - Localização do Rolamento com Falha no Eixo Propulsor .....	89
<b>Figura 63</b> - Medida SPM do Eixo Axial Após a Troca do Rolamento .....	90
<b>Figura 64</b> - Típica Embarcação PLSV .....	91
<b>Figura 65</b> - Disposição do Propulsor com Suspeita de Falha na Unidade Marítima	91
<b>Figura 66</b> - Espectro de Baixa Frequência Medidas na Direção Y no Thruster #06 a 50% de RPM .....	92

<b>Figura 67</b> - Espectro de Baixa Frequência Medidas na Direção X no Thruster #06 a 75% de RPM .....	92
<b>Figura 68</b> - Espectro de Baixa Frequência Medidas na Direção Y no Thruster #07 a 50% de RPM .....	93
<b>Figura 69</b> - Espectro de Baixa Frequência Medidas na Direção X no Motor Elétrico do Thruster a 50% de RPM.....	94
<b>Figura 70</b> - Disposição dos Sensores de Vibração Utilizados para Análise .....	99
<b>Figura 71</b> - Eixo de Entrada do Thruster .....	99
<b>Figura 72</b> - Espectro de vibração colhido paiol de mantimentos BB direção na vertical.....	102
<b>Figura 73-</b> Espectro de vibração colhido paiol de mantimentos BE direção na vertical.....	103
<b>Figura 74</b> - Espectro de vibração colhido no túnel do eixo, mancal interno do tubo telescópico de BE direção na vertical.....	104
<b>Figura 75</b> - Representação do moente do eixo propulsor BB e BE.....	105
<b>Figura 76</b> – Início dos reparos.....	105
<b>Figura 77</b> - Momento da retirada de uma seção da linha de eixos de BE.....	106

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> - Amplitude nos Sistemas Métrico ou Inglês .....	50
<b>Tabela 2</b> - Condição de Vibração do Motor do Thruster no Ano de 2017 .....	79
<b>Tabela 3</b> - Condição de Vibração do Thruster no Ano de 2018 .....	79
<b>Tabela 4</b> - Valores RMS de Baixa Frequência Medidos nas Três Dimensões.....	94
<b>Tabela 5</b> - Leituras do Thruster#08 em Março de 2015.....	99
<b>Tabela 6</b> - Leituras do Thruster#08 em Junho de 2016 .....	99
<b>Tabela 7</b> - Parâmetros x Característica em Propulsores .....	107
<b>Tabela 8</b> - Falha Mecânica no Propulsor x Parâmetro de Medição x Técnica(s) de Análise mais Apropriada x Casos. ....	108

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MCP – Motor de Combustão Principal

RMS – Root Medium Square

Hz – Hertz

FFT – Fast Fourier Transformer (Transformada rápida de Fourier)

VIB – Vibration Measument

SPM HD – Método de Pulso e Choque de Alta Definição

VIB – Medição de vibração

SLD – Transdutores de vibração da série Solid

CMS – Sistema de Monitoramento de Condição

HDM SPM HD – High Definition Measurment Shock Pulse Mode

HD ENV – Tecnologia de envelopamento em Alta Definição

TLT – Teste de linha do transdutor

FFT – Transformação Rápida de Fourier

RPM – Revoluções por minuto

TLQ – Qualidade da linha do transdutor

BPFO – Frequência da Esfera da Pista Externa do Rolamento

BPFI – Frequência da Esfera da Pista Interna do Rolamento

BPFIM – Frequência da Esfera da Pista Interna do Rolamento

Modulada

BSF – Frequência de Rotação da Esfera do Rolamento

BSFM – Frequência de Rotação da Esfera do Rolamento Modulada

FTF – Frequência Fundamental do Trem de onda / taxa de gaiola

GMF – Frequência de Malha de Engrenagem

EQM – Lado sem Extremidade da Unidade da Máquina

DE – Lado Final da Unidade

X – Direção Longitudinal

Y – Direção Transversal

Z – Direção Vertical

## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO .....	14
1.1 Justificativas .....	15
1.2 Hipótese .....	16
1.3 Objetivos.....	16
1.3.1 Objetivo Geral.....	16
1.3.2 Objetivos Específicos .....	17
1.4 Estrutura do Trabalho .....	17
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	20
3 METODOLOGIA.....	12
4 SISTEMAS PROPULSIVOS .....	24
4.1 Motor de Combustão Interna Principal (MCP):.....	24
4.1.1 Princípio de Funcionamento .....	25
4.2 Azipod e Azimute Thruster .....	27
4.2.1 Componentes Principais de um Azipod.....	27
4.2.2 Componentes Básicos do Azimute Thruster .....	29
4.3 Vantagens do Sistema Azipod e Azimute Thruster em Relação ao MCP .....	39
4.4 Desvantagens do Sistema Azipod e Azimute Thruster em Relação ao MCP ....	40
4.5 Tipos de Thrusters .....	40
5 CLASSIFICAÇÃO DAS VIBRAÇÕES EM UNIDADES MARÍTIMAS.....	43
5.1 Vibrações em Unidades Marítimas.....	43
5.2 Tipos de Fontes de Excitação em uma Embarcação .....	44
5.2.1 Cargas Flutuantes da Hélice .....	44
5.2.2 Excitação do Motor Marítimo.....	45
5.2.3 Erros de Alinhamento do Eixo .....	45
5.2.4 Defeitos de Fabricação no Sistema de Engrenagens .....	45
6 VIBRAÇÕES DA INSTALAÇÃO PROPULSORA.....	46
6.1 Vibração Torsional da Instalação Propulsora.....	46
6.2 Vibração Axial da Instalação Propulsora.....	46
6.3 Vibrações Laterais e Verticais da Instalação Propulsora .....	47
6.4 Vibração em Sistemas Propulsivos com MCP .....	47
6.5 Vibração em Azipodes e Azimutais .....	54

6.6 Efeito da Vibração nos Componentes dos Sistemas Propulsivos .....	54
7 CÁLCULOS VIBRACIONAIS .....	56
7.1 Vibração Livre para um Grau de Liberdade .....	56
7.1.1 Forças de Eixo .....	57
7.1.2 Amplitude de Vibração .....	59
7.1.3 Cálculo de Frequência em Rolamentos .....	60
7.2 Como Evitar as Falhas em Sistemas Propulsivos Através da Análise de vibração.....	61
7.3 Escolha dos Parâmetros de Vibração .....	62
7.3.1 Identificação de Problemas de Acordo com o Parâmetro Escolhido de Análise de Vibração .....	64
8 SENSORES E INSTRUMENTOS PARA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO.....	65
8.1 Medidores e sensores de vibração.....	65
8.1.1 Medidor de Nível Global (Sem Filtro) .....	65
8.1.2 Medidor de Vibração com Análise de Frequência .....	66
8.1.3 Analisadores de Frequência por Transformada de Fourier .....	67
8.2 Aquisição dos Sinais Vibratórios .....	68
8.3 Sensores de Vibração .....	69
8.3.1 Sensor de Deslocamento .....	69
8.3.2 Sensor de Velocidade .....	70
8.3.3 Sensor de Aceleração (Acelerômetro) .....	71
9 PRINCIPAIS MÉTODOS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO .....	73
9.1 Método de Pulso de Choque e suas Variações mais Comuns.....	74
9.1.1 Spm HD.....	75
9.1.2 SPM Spectrum (Dbm/Dbc) e LH/HR métodos.....	76
9.1.3 Análise de Espectro e Tempo de Análise Rápida da Transformada de Fourier (Fast Fourier Transformer - FFT). .....	76
9.1.4 Técnica de Envelope de Aceleração (HD ENV) .....	77
10 NORMAS TÉCNICAS E EXIGÊNCIA DAS SOCIEDADES CLASSIFICADORAS.....	79
10.1 ISO 10816 e 2372.....	70
10.2 Exigência das Sociedades Classificadoras .....	81

11 CASOS REAIS DE FALHAS EM SISTEMAS PROPULSIVOS DESCOBERTOS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO .....	83
11.1 Embarcação de Apoio Marítimo Plataforma Supply Vessel (PSV) com Falha no Sistema Azipode. Caso 1. ....	83
11.2 Relatório de Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Transocean-Petrobras 10000. Caso 2. ....	87
11.2.1 Dados da Maquinaria .....	87
11.2.2 Equipamento de Medição.....	87
11.2.3 Técnicas de Medição Usadas .....	88
11.2.4 Níveis de Alarme .....	88
11.2.5 Visão Geral da Condição Após Análise.....	89
11.2.6 Posição dos Transdutores de Vibração.....	90
11.2.7 Pontos de Medição Utilizados no Thruster e seu Motor .....	92
11.2.8 Caixa de Engrenagens do Propulsor.....	92
11.2.9 Conclusão e Recomendações da Análise Feita.....	95
11.3 Análise de Vibração do MCP de um Navio Empurrador. Caso 3. ....	96
11.3.1 Técnicas de Medições Usadas.....	97
11.3.2 Conclusões e Recomendações.....	99
11.4 Análise de Vibração em um Navio de Instalação e Lançamento de Dutos Flexíveis (Pipe Laying Support Vessels - PLSV). Caso 4. ....	99
11.4.1 Medições Realizadas .....	103
11.4.2 Conclusão e Recomendações.....	104
11.4.3 Medidas e Técnicas Utilizadas .....	105
11.5 Relatório de Análise de Vibração dos Azimute Thrusters da Plataforma Semissubmersível Transocean-706. Caso 5.....	106
11.5.1 Equipamentos e Técnicas Utilizadas Para a Inspeção:.....	107
11.5.2 Disposição dos Sensores Instalados para Análise nos Thrusters .....	108
11.5.3 Análise de Vibração dos Thrusters.....	109
11.5.4 Conclusão e Recomendações.....	110
12 CONCLUSÃO .....	117
REFERÊNCIAS.....	120

## 1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de sistemas propulsivos cada vez mais modernos para embarcações vem evoluindo consideravelmente nas últimas décadas. Atualmente, por exemplo, Azipodes e azimute Thrusters têm se tornado cada vez mais frequentes nas mais diversas unidades marítimas, sejam navios mercantes, embarcações de apoio marítimo ou plataformas de petróleo e gás. O grande diferencial destes equipamentos em comparação ao tradicional sistema de propulsão, que consiste basicamente em um Motor de Combustão Interna Principal (MCP) de dois tempos, de dimensões enormes, que é conectado a um eixo que atravessa um túnel, via tubo telescópico, e se acopla ao propulsor pela parte externa do casco na popa do navio, é facilmente notada pelas dimensões, que são bem menores, e pela grande capacidade de manobrabilidade, consideravelmente superior ao tradicional sistema.

O sistema do Azipod consiste basicamente em um hélice/propulsor o qual é manobrado por um motor elétrico e, o propulsor, é girado pelo leme que é conectado ao sistema. O motor é localizado dentro de um casulo, a fim de ser selado e conectado ao propulsor e a velocidade do hélice é controlada através de um motor de frequência variável, que pode ser controlado por meio de um inversor de frequência.

No caso do Thruster, temos um motor elétrico acoplado ao seu eixo (o que faz o mesmo girar), bombas hidráulicas comandadas por um sistema hidráulico de energia que giram o equipamento 360° em ambos os sentidos no meio flutuante, um sistema de lubrificação e um sistema de selagem, normalmente a base de óleo lubrificante, para evitar que água ingresse e danifique algum equipamento e que também prejudique a estanqueidade da embarcação durante o tempo que está submetido a pressão do mar.

Entretanto, apesar das diferentes características apresentadas pelos sistemas propulsivos citados, todos podem vir a apresentar um sério problema em comum, o excesso de vibração. Esta grande quantidade de vibração a qual estão submetidos podem estar relacionadas a diversos fatores, desde um pequeno desalinhamento ou até mesmo a entrada em ressonância devido ao seu funcionamento natural.

Vale salientar que para a unidade marítima em deslocamento, o sistema propulsor sofrer ainda mais com excesso de vibração devido a não uniformidade da esteira do navio, como afirma HIRATA (1983).

Desta forma, a análise de vibração destes equipamentos tem como objetivo a prévia identificação de falhas. Quando se percebe alguma alteração fora do limite normal de vibração, temos um sinal de que esta irregularidade está relacionada a algum defeito que está por vir. Desta forma, preditivamente identificamos problemas que venham a comprometer o desenvolvimento e eficiência da máquina, podendo assim realizar manutenções programadas, sem grandes paradas que venham a causar uma enorme perda de dinheiro para o proprietário da embarcação, sem contar a economia de dinheiro devido ao prolongamento da vida útil dos componentes.

Com efeito, a elaboração de um estudo sobre os tipos de análises de vibração e como aplicá-los em MCPs, Azipodes e Thrusters será o intuito deste trabalho, visando aumentar a vida útil, manter a eficiência e evitar as paradas não programadas destes equipamentos de extrema importância a bordo, poupando assim, tempo e dinheiro para o armador.

## **1.1 Justificativas**

As vibrações em sistemas propulsivos são muito comuns. Um estudo realizado por JOHANNESSEN e SKARR (1980), mostrou que 80% da vibração proveniente de uma embarcação são causadas pelo meio propulsor e, a grande preocupação é que o excesso dessa vibração pode vir a causar sérias falhas mecânicas em diversas partes do equipamento propulsivo. Os problemas mais comuns causados devido ao excesso de vibração são danos a rolamentos, trincas e torções em eixos, desbalanceamento e desalinhamento de estruturas, atritos excessivos e consequentemente desgastes prematuros de peças, folgas em estruturas, superaquecimento e etc.

Portanto, desenvolver um estudo sobre os tipos mais comuns de falhas mecânicas em sistemas propulsivos devido a vibração excessiva, bem como os métodos de medição destas vibrações para identificação de futuras falhas é de extrema importância para preservar estas máquinas e seus sistemas auxiliares.

Desta forma, fazendo-se uma análise preditiva vibracional, é possível fazer com que o armador do navio possa fazer paradas de manutenções programadas, evitando *downtime* (dinheiro que se deixa de ganhar pelo contratante por hora perdida quando se há paradas não planejadas), e conseguindo obter o máximo de lucro possível.

## **1.2 Hipótese**

Uma vez que se conhece os métodos de análise de vibração e como aplicá-los, é possível prever futuras falhas que possam vir a comprometer o bom funcionamento e até mesmo a quebrar os equipamentos. Os sistemas propulsivos em geral possuem grandes fontes de excitação que geram vibrações acentuadas e que se não forem identificadas e corrigidas com antecedência, acarretarão grandes prejuízos por falhas mecânicas.

É válido saber que dentre os principais parâmetros analisados nas vibrações de máquinas rotativas, temos o deslocamento, velocidade e aceleração, conforme afirmam KARDEC e NASCIF (2001). Estes parâmetros serão abordados neste trabalho a fim de se esclarecer os resultados obtidos nos estudos de casos reais ocorridos nas embarcações, comprovando assim a eficácia do método preditivo em questão.

Sendo assim, faz-se mister conhecer os métodos de análise de vibração e como mitigar o excesso da mesma, para que seja possível prever falhas futuras e qual a melhor maneira de combatê-las, evitando paradas inesperadas para manutenções corretivas e, conseqüentemente, uma diminuição nos lucros do armador.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo Geral**

O objetivo geral será ratificar a importância da análise vibracional para prolongar a vida, manter a eficiência dos sistemas propulsivos citados anteriormente e evitar paradas não planejadas de manutenção devido a inobservância da vibração anormal do equipamento.

### 1.3.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos são:

- Identificar os diferentes tipos de vibração a qual estão sujeitos os sistemas propulsivos;
- Identificar os diferentes métodos utilizados para diagnosticar a vibração em sistemas propulsivos;
- Realizar um estudo de casos reais sobre as mais comuns irregularidades causadas pela anormal vibração em sistemas propulsivos e os métodos mais utilizados, a fim de se fazer um levantamento de quais são as mais prováveis falhas ocorridas em sistemas propulsivos.

### 1.4 Estrutura do Trabalho

Nesta seção, será apresentada a estrutura do trabalho, com intuito de descrever o que cada capítulo irá abordar. A dissertação foi subdividida em 12 capítulos, os quais serão comentados abaixo.

No capítulo 1, faz-se a apresentação do trabalho por meio de sua introdução, em seguida, são colocados os objetivos gerais e específicos e, por fim, descreve-se sua estrutura e seu fluxograma.

No capítulo 2, são destacadas as principais revisões bibliográficas utilizada para a elaboração deste trabalho. Faz-se alusão aos autores que deram embasamento a esta dissertação.

No capítulo 3, é apresentado o detalhamento da metodologia utilizada na dissertação, com a descrição dos estudos de casos a serem analisado. Serão mostrados, de maneira prática e concisa, casos reais ocorridos em unidades marítimas, facilitando assim a construção de uma análise científica sobre a problemática em questão.

Já do capítulo 4 ao 11 é retratado o desenvolvimento do trabalho, buscando mostrar os tipos de vibração que estão sujeitos os sistemas propulsivos, os principais métodos utilizados para análise vibracional, mostrando os resultados destes métodos e como foram aplicados em casos reais. Serão apresentados, quais são as principais

fontes de excitação que ocasionam a vibração e as maneiras de identificar o seu excesso, será mostrado como o excesso de vibração pode interferir de maneira destrutiva nos componentes dos sistemas propulsivos e quais são os principais parâmetros e instrumentos utilizados para as medições. Também aborda-se como funciona o processo de inspeção por vibração e quais são as principais exigências das Sociedades Classificadoras Navais. Nestes capítulos, também é apresentado alguns modelos matemáticos de vibração e os conceitos básicos de sistemas propulsivos com Motores de Combustão Principal (MCP), com Azipodes e com azimute Thrusters, identificando seus principais componentes e suas formas de governo da embarcação. Por fim, são feitos estudos de casos reais de unidades marítimas que passaram por problemas relacionados a vibração excessiva em seus sistemas propulsivos, validando a importância do tema em questão abordado nesta dissertação.

O capítulo 12 é a conclusão do trabalho. Será mostrado a contribuição da dissertação e os resultados obtidos com os estudos de casos reais, tornando assim mais fácil a visualização e objetivação final da dissertação. Trata-se da conclusão do trabalho, destacando qual a importância do mesmo para projetos futuros e o que se espera com a finalização da dissertação.

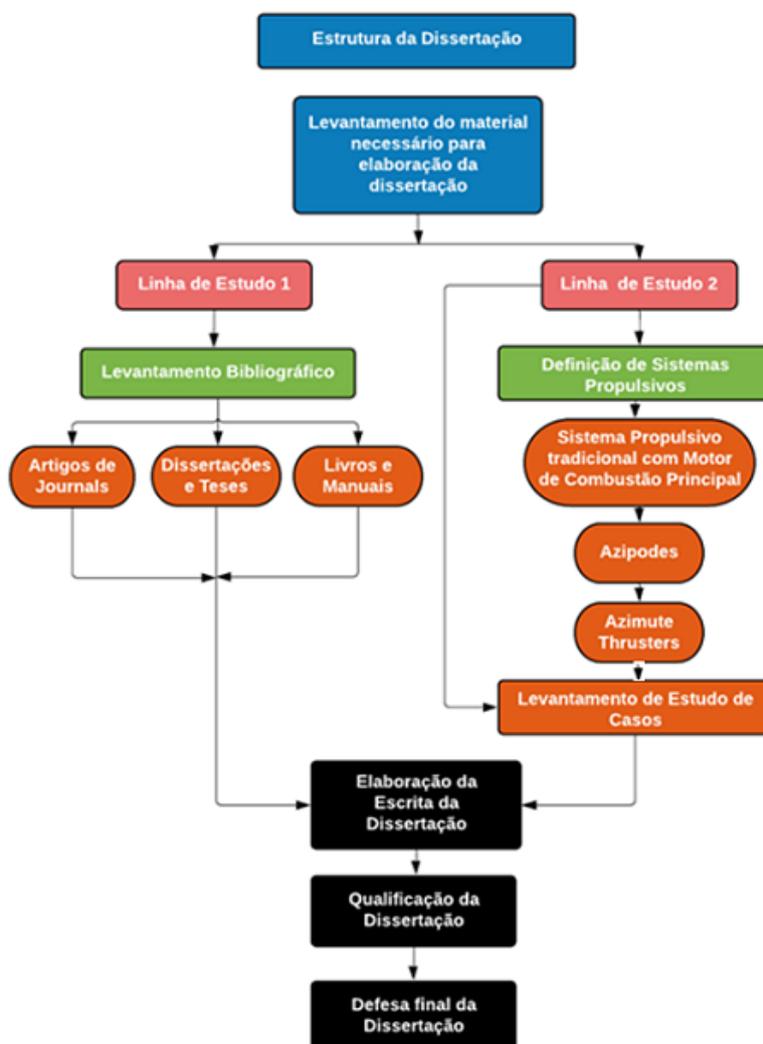
Por fim, são apresentadas as referências utilizadas para elaboração deste trabalho, citando os dados completos da bibliografia mencionada nos itens anteriores.

## 1.5 Fluxograma do Trabalho

O fluxograma do trabalho foi desenvolvido baseando-se em duas linhas de estudo. A primeira relacionada ao levantamento dos dados bibliográficos do trabalho e a segunda baseada na definição e familiarização dos equipamentos a serem estudados nesta dissertação, bem como de estudos de caos sobre a temática em questão.

Desta forma, juntando ambas as linhas de estudo, conseguimos chegar ao propósito final, a conclusão da dissertação para posterior defesa.

**Figura 1** - Fluxograma da Dissertação



Fonte: Autor.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Conforme estudo realizado por JOHANNESSEN e SKARR (1980), 80% da vibração proveniente de uma embarcação são causadas pelo meio propulsor. Desta forma, é possível imaginar a magnitude com a qual estes equipamentos vibram durante seu funcionamento natural. Contudo, imagine se estes equipamentos passarem a apresentar um excesso de vibração, além deste excesso se propagar ainda mais pela embarcação, causaria sérios danos aos seus componentes e sistemas auxiliares da unidade marítima.

É importante saber que o corpo é dito estar vibrando, quando ele descreve um movimento periódico em torno de uma posição de referência. Para corroborar, KARDECK e NASCIF (2001, p. 228) dizem que “vibração é um fenômeno que está presente em qualquer sistema à medida que este responde a uma excitação”.

Desta forma, como todo equipamento rotativo apresenta um determinado nível de vibração normal, uma alteração do comportamento vibratório da máquina pode ser indício de um início de um defeito (MENNA, 2007). Segundo o autor RAO (2008) um dos fatores que mais afetam as vibrações são desbalanceamento de partes rotativas, desalinhamento de eixos, rolamentos danificados, eixo empenado, o sistema operar próximo a frequência natural de demais sistemas e estruturas acabando por entrar em modo ressonante.

Os métodos de identificação desses excessos de vibrações estão baseados na ideia de que as estruturas das máquinas, excitadas pelos esforços dinâmicos, dão sinais vibratórios cuja frequência é idêntica àquelas dos esforços que os tenham provocado (WANG; WILLIANG, 1995). Para HUSTUN e LIU (2011) a análise de vibrações constitui uma das poderosas ferramentas destinadas à manutenção preditiva.

Assim sendo, pode-se acompanhar a evolução da falha de uma máquina rotativa, a partir do monitoramento do espectro de frequência do sinal de vibração em pontos determinados para identificar o surgimento de novos esforços dinâmicos, que são fortes indicadores do início do surgimento de defeitos (CARDOSO et al., 2005).

Geralmente a análise espectral consiste em comparar espectros atuais com espectros que caracterize o sistema sem defeito ou de referência (SILVA et al., 2006).

Os métodos de análise se baseiam na coleta de dados, processamento de sinais, tratamento matemático e um algoritmo para identificação do defeito. Uma revisão sobre esse tipo de abordagem é apresentada em vários autores (BACCARINI, 2005; BRITO et al., 2004; SADOUGHI et al., 2008; DIAS, 2006; COSTA et al., 2004; LEBAROUD et al., 2008).

Os parâmetros a serem medidos devem fornecer informações que permitam a inspeção de elementos específicos da máquina ou do tipo de falha. A opção pelo parâmetro e a forma de investigação mais adequada que retrate com maior acuidade o que se investiga, são fatores relevantes e determinantes. Através dos dados conseguidos pode-se ter uma análise técnica, onde os resultados desta análise indicaram a natureza da falha; que se pode esperar; e estabelecer quais são os elementos críticos do sistema (MARÇAL, 2000). Nos relatórios e análises feitas mostrados nos casos reais desta dissertação será possível ver os parâmetros que foram utilizados para cada caso.

Vale ressaltar que a análise de vibração não repara a falha. Ela indica a possível origem da causa da vibração e suas consequências, ficando a cargo dos responsáveis executarem os devidos reparos no equipamento (COSTA, 2013).

Segundo FREITAS (2013), a possibilidade de antecipar as falhas proporciona o planejamento adequado das intervenções de manutenção, otimizando recursos humanos e financeiros, racionalizando o consumo de materiais sobressalentes e reduzindo os impactos ambientais.

De maneira geral, os resultados econômicos obtidos em curto prazo, através da monitoração da condição baseada na análise de vibração são percebidos na redução de intervenções de manutenção em até 70%, depois de reduzido período de monitoração e pela possibilidade de planejamento de intervenções com conhecimento prévio da época e causa das falhas (NEPOMUCENO, 1989). Manutenção corretiva é a atuação para a correção da falha ou do desempenho menor que o esperado (KARDECK e NASCIF, 2001).

Olhando especificamente para a parte da escolha ideal da hélice de um propulsor em relação a vibração, de acordo com VOLKER (2012), é interessante dizer que o número de pás é um parâmetro importantíssimo para a indução de vibração no

propulsor. Em geral número ímpar de pás, tem característica vibratória melhor que um alto número de pás. Para grandes navios o número de pás característico varia em torno de 4 a 7 pás, já para embarcações menores pode variar de 2 a 4 pás. Quanto menor o número de pás, mais eficiente tende a ser o propulsor, embora produza maior tendência de vibração (KAMIENSKI, 2016).

### 3 METODOLOGIA

Com o intuito de obter os resultados e respostas acerca da problematização apresentada neste trabalho foi utilizado o método de pesquisa explicativa. O estudo basear-se-á em casos hipotéticos e reais de falhas em sistema propulsivo com MCP, azipodes e azimutais em unidades marítimas que foram ou poderiam ter sido previamente identificados por meio da análise de vibração e também da utilização de literaturas (livros de análise de vibração, artigos e trabalhos anteriores relacionados) que se correlacionam com o tema proposto, análise de vibração em sistemas propulsivos.

Foi tomado como base de coleta de dados os Thrusters das plataformas de petróleo da empresa Transocean Brasil Ltda e de outras unidades marítimas, tanto quanto aos MCPs, azipodes e aos azimutais.

A dissertação também transcorrerá a partir do método conceitual-analítico, já que utilizaremos conceitos e ideias de outros autores a respeito de vibração e seus respectivos métodos. Usaremos casos de falhas mecânicas em sistemas propulsivos ocorridos em outras unidades marítimas e também nos faremos por utilizar de resultados de análises vibracionais que mostram quando a falha mecânica é gerada por rolamentos danificados, eixos desalinhados, falta de lubrificação e etc.

Se tratando de um trabalho explicativo e de análise de casos reais, prático, foi necessário entrar em contato com representantes de empresas de análise de vibração, tais como Wartisila e NaproService e também mostrar os últimos relatórios de manutenção preditiva vibracional realizados em algumas unidades da empresa Transocean Brasil Ltda dos seus azimute Thrusters.

Desta forma, nossos objetivos serão mostrados de maneira prática e concisa, facilitando a construção de uma análise científica sobre a problemática em questão.

## 4 SISTEMAS PROPULSIVOS

Para início deste trabalho se faz necessário entender o conceito de cada sistema propulsivo que será abordado, sistema de eixo propulsor com Motor de Combustão Interna Principal (MCP), Azipod e azimute Thruster. Para tanto, vamos definir o que é cada sistema antes de estudarmos as vibrações que estes sofrem e os diversos métodos para diagnosticá-la.

### 4.1 Motor de Combustão Interna Principal (MCP):

O MCP é um motor muito complexo e, por isso, são necessários muitos cuidados para garantir um bom funcionamento desta máquina a bordo. Esta máquina é responsável pela propulsão do navio e por isso qualquer defeito que venha a ocorrer poderá ocasionar interrupção na viagem e, conseqüentemente, grandes prejuízos e perda de tempo.

A maioria dos navios utiliza o motor tipo diesel como principal motor de combustão a bordo devido à sua simplicidade operacional, robustez e economia de combustível em comparação com a maioria dos outros mecanismos, sendo que em sua maioria o combustível a ser queimado para seu funcionamento é óleo pesado. O virabrequim rotativo pode ser acoplado diretamente à hélice com motores de baixa velocidade, através de uma caixa de redução para motores de média e alta velocidade, ou através de um alternador e motor elétrico em embarcações diesel-elétricas.

**Figura 2** - Posição do MCP em um Navio



**Fonte:** Potências de MCP – Lodetti, Julio.

Basicamente, o MCP é um motor que queima combustível e transforma a energia térmica liberada em energia cinética, rotativa. A explosão do combustível gera o movimento linear do pistão, que transmite o movimento ao eixo de manivelas na forma de movimento rotativo. Este pode ser ainda um motor de combustão principal de alta velocidade, dois tempos e uma cruzeta, ou um motor de combustão principal de média velocidade, quatro tempos e tronco (navios menores podem usar motores a diesel de alta velocidade). O motor é conectado a um eixo que atravessa um túnel via tubo telescópico e o acoplamento à hélice pelo lado de fora do casco na popa do navio.

#### 4.1.1 Princípio de Funcionamento

Os motores marítimos a dois tempos têm uma concepção, funcionamento e manutenção muito simples. São máquinas que necessitam exclusivamente de dois movimentos do êmbolo para completar um ciclo, rodando o veio de manivelas uma única vez por ciclo. Quando ocorre a compressão e o pistão sobe, a janela de admissão se abre e a mistura ar/combustível entra no motor e fica alojada na parte inferior do virabrequim. Sendo assim, ocorre a ignição, a qual empurra o pistão para baixo e expelle os gases de escape pela janela superior.

Simultaneamente, a janela de admissão se fecha e o combustível é empurrado para a câmara de combustão pela reentrância do virabrequim pelo seu movimento giratório. Então as velas emitem a centelha e a ignição ocorre novamente, fechando o ciclo. Muito mais simples de que os motores tradicionais.

São, por isso, os motores preferidos a bordo de muitíssimas embarcações, detendo a quase totalidade da cota de motores marítimos de propulsão de grande porte.

Já para os motores a quatro tempos, seu funcionamento é dividido nas seguintes etapas:

- **Admissão** — No início, o pistão está em cima, isto é, no chamado ponto morto superior. Nesse primeiro estágio, a válvula de admissão abre e o pistão desce, sendo puxado pelo eixo virabrequim. Uma mistura de ar e vapor de combustível entra pela válvula para ser “aspirada” para dentro da câmara de

combustão, que está a baixa pressão. O pistão chega ao ponto morto inferior, e a válvula de admissão fecha, completando o primeiro tempo do motor.

- **Compressão** — O pistão sobe e comprime a mistura de ar e vapor de combustível. O tempo de compressão fecha quando o pistão sobe totalmente.
- **Explosão ou combustão** • — Para dar início à combustão da mistura combustível que está comprimida, solta-se uma descarga elétrica entre dois pontos da vela de ignição. Essa faísca da vela detona a mistura e empurra o pistão para baixo, fazendo com que ele atinja o ponto morto inferior.
- **Exaustão ou Escape** — A mistura de ar e combustível foi queimada, mas ficaram alguns resíduos dessa combustão que precisam ser retirados de dentro do motor. Isso é feito quando o pistão sobe, a válvula de escape abre, e os gases residuais são expulsos.

O sistema de propulsão convencional, mostrado na figura 3, basicamente consiste do MCP, uma caixa redutora, sistemas hidráulicos, acoplamentos que vão unir o eixo do motor, caixa redutora e eixo do tubo telescópico até a hélice do navio, mancais e sistema de selagem, para evitar o ingresso da água na embarcação.

**Figura 3** - Principais Componentes de um Sistema de Propulsão Convencional



**Fonte:** Propulsão Diesel Mecânica Wartsila.

## 4.2 Azipod e Azimute Thruster

O sistema Azipod consiste basicamente em um hélice/propulsor o qual é manobrado por um motor elétrico e, o propulsor, é girado pelo leme que é conectado ao sistema. O motor é localizado dentro de um casulo, a fim de ser selado e conectado ao propulsor. Temos que garantir que a selagem deve ser perfeita, caso contrário pode causar avarias ao motor. Uma maneira de controlar a velocidade do hélice é através do motor de frequência variável, que pode ser controlado por meio de um inversor de frequência.

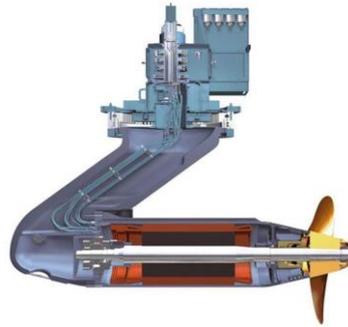
No caso do Thruster, temos um motor elétrico, acoplado ao eixo do mesmo, bombas hidráulicas comandadas por um sistema hidráulico de energia que giram o equipamento 360° no meio flutuante, um sistema de lubrificação e um sistema de selagem, para evitar que água danifique algum equipamento e também que adentre a embarcação durante o tempo que está submetido à pressão do mar.

### 4.2.1 Componentes Principais de um Azipod

Os componentes principais de um Azipod estão apresentados nas figuras 4 e 5, dando-se destaque aos seguintes itens:

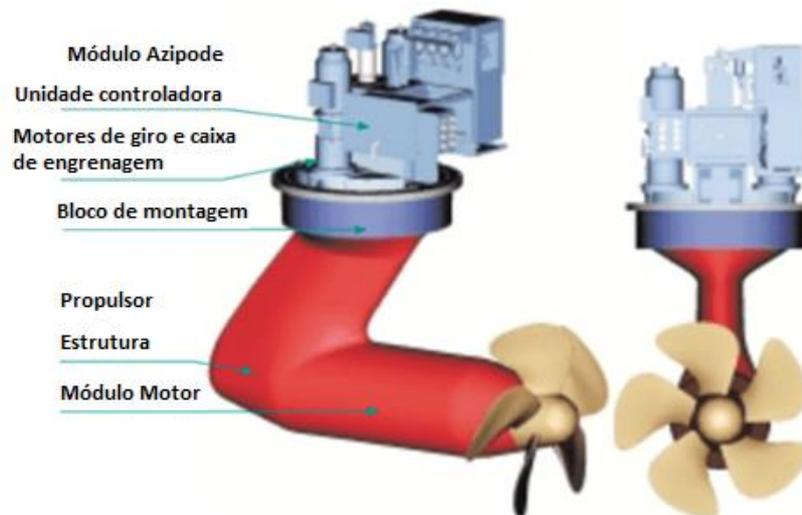
- 1) Motor elétrico:** O motor fica instalado por dentro da embarcação e fornece a potência necessária ao sistema.
- 2) Eixo com Hélice/Propulsor:** É utilizado para produzir impulso ou para manobrabilidade. O sistema precisa de algum método para girar o impelidor e isto é feito com auxílio de motor elétrico.
- 3) Inversor de Frequência:** É utilizado para mudar a frequência e conseqüentemente a velocidade de rotação do motor, chegando a uma faixa de 150 a 200 rpm.
- 4) Casulo:** Envolve o sistema, garantindo uma boa selagem ao sistema.

**Figura 4** - Modelo de um AZIPOD.



**Fonte:** <http://tecnologiamaritima.blogspot.com/2012/07/posicionamento-dinamico-parte-4.html>.

**Figura 5** - Sistema de Propulsão AZIPOD

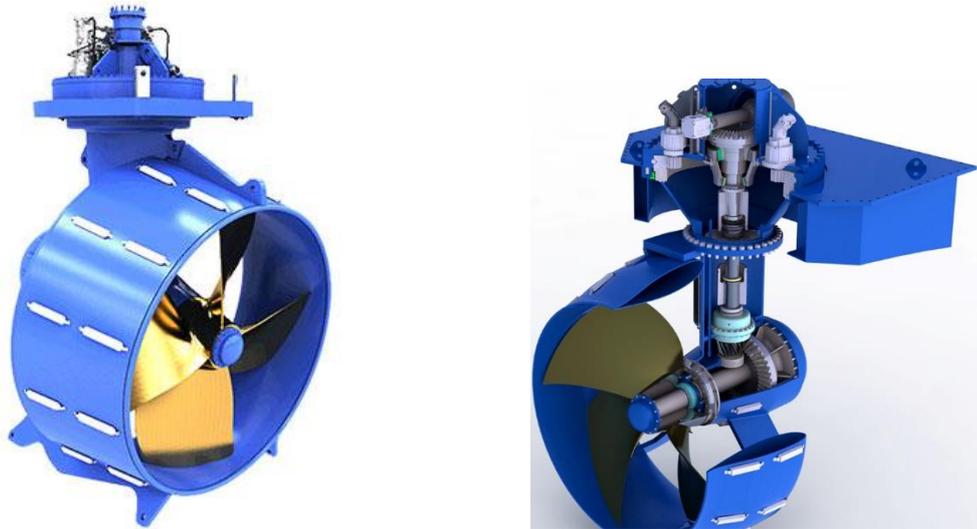


**Fonte:** ABB.

#### 4.2.2 Componentes Básicos do Azimute Thruster

Os componentes básicos de um Azimute Thruster, mostrados na Fig. 6, estão descritos a seguir:

**Figura 6 - Azimute Thruster**



Fonte: <https://www.thrustmaster.net/>.

**1) Motor elétrico:** O motor mostrado na Fig. 7 fica instalado por dentro da embarcação e fornece a potência necessária ao sistema.

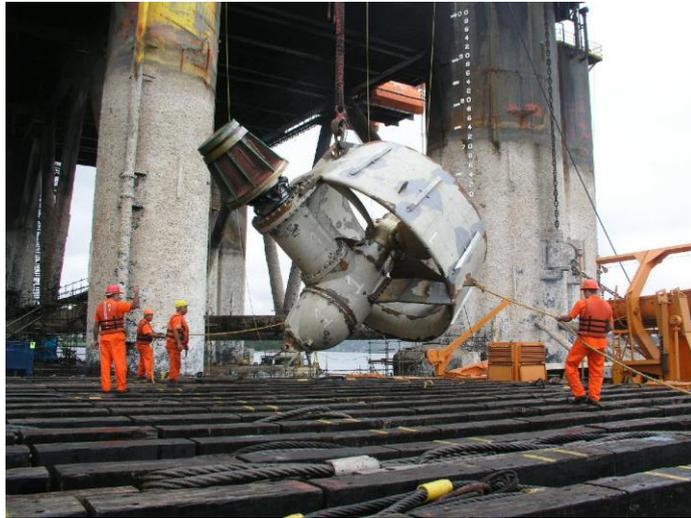
**Figura 7 - Motor Elétrico Thruster**



Fonte: Autor.

**2) Eixo com Hélice/Propulsor (Fig. 8):** É utilizado para produzir impulso ou para manobrabilidade. Seu giro a 360°, ou qualquer ângulo, é feito por meio de bombas hidráulicas.

**Figura 8 - Thruster com Propulsor**



Fonte: Autor.

**3) Bombas Hidráulicas (Fig. 9):** Para girar o eixo propulsor a qualquer angulação.

**Figura 9 - Bomba Hidráulico**



Fonte: Autor.

**4) Sistema Hidráulico de Energia/Hydraulic Power Unit – HPU (Fig. 10):** Fornece a “força” hidráulica para as bombas hidráulicas do sistema. Composto de um tanque de óleo hidráulico, uma bomba hidráulica, bloco de comando hidráulico (Fig. 11),

filtros de óleo (Fig. 12), um trocador de calor para resfriar o óleo e uma bomba de circulação de óleo para o tanque.

#### **Tipos de óleo mais utilizados:**

- Castrol Hyspin AWH-46.
- Mobil DTE 15M.
- Shell Tellus oil T-46

**Figura 10 - Hydraulic Power Unit (HPU)**



**Fonte:** Autor

**Figura 11 - Bloco de Comando Hidráulico**



**Fonte:** Autor.

**Figura 12 - Filtros de Óleo Hidráulico**

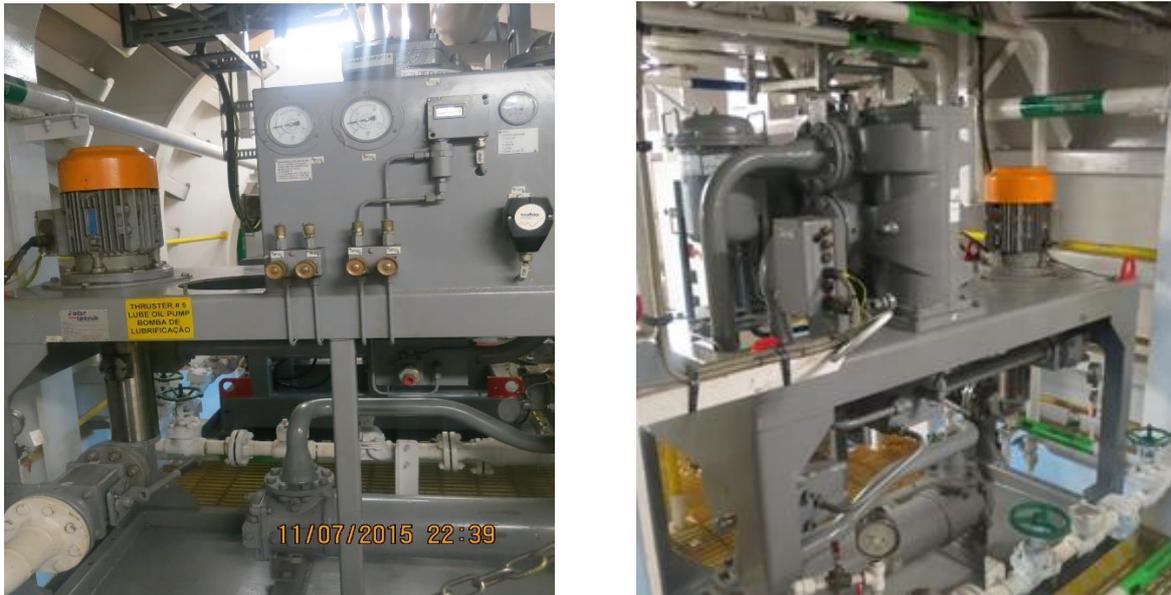


**Fonte:** Autor.

**5) Sistema de lubrificação (Fig. 13 e Fig. 14):** Consiste em bombas de óleo lubrificante, filtro de óleo principal (filtro duplex), filtro by-pass, trocador de calor para resfriar o óleo, tanque de óleo (tanque de expansão) e, para alguns fabricantes, uma bomba de dreno com reservatório que retorna para o tanque de expansão.

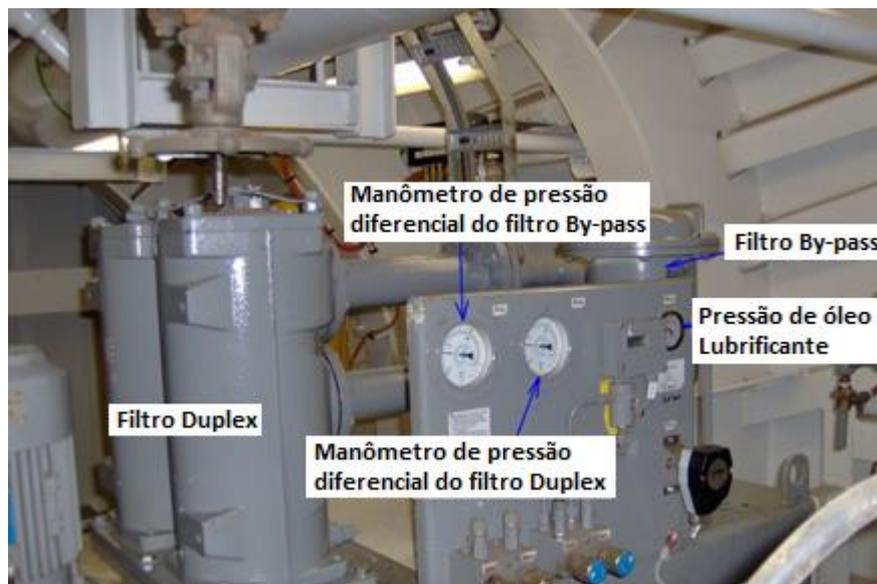
A bomba de dreno (Fig. 15) parte automaticamente assim que o nível do seu reservatório está cheio, retornando o óleo para o tanque de expansão (Fig. 16). Uma boa maneira de completar o óleo do tanque de expansão é utilizando a bomba de dreno. Basta adicionar óleo ao tanque e partir a bomba manualmente até o nível desejado.

**Figura 13 - Sistema de Óleo Lubrificante**



**Fonte:** Autor.

**Figura 14 - Filtro Duplex, Filtro By-Pass e Manômetros**



**Fonte:** Autor.

**Figura 15** - Bomba de Dreno

**Fonte:** Autor.

**Figura 16** - Tanque de Expansão de Óleo

**Fonte:** Autor.

As bombas hidráulicas são lubrificadas por gravidade, através de um tanque menor (Fig. 17) localizado um pouco acima do Planetário do Thruster (Fig. 18), na área circular denominada de poço do Thruster onde fica instalada a parte interna do Thruster. Alguns fabricantes optam pela não instalação do tanque de gravidade e simplesmente pela completação manual do óleo lubrificante no corpo da bomba conforme a necessidade.

**Figura 17** - Tanque para a Lubrificação das Bombas Hidráulicas

**Fonte:** Autor.

**Figura 18** - Planetário/Poço do Thruster



**Fonte:** Autor.

**Tipos de óleo mais utilizado:**

- Castro Alpha SP 150.
- BP Energol GR XP 150.
- Mobilgear 629.

**6) Sistema de selagem:** Consiste em um tanque de gravidade (Fig. 19), localizado a uma altura considerável do Thruster, para que a coluna de óleo tenha uma pressão superior a pressão do meio flutuante, evitando assim com que água adentre a embarcação. Muitas vezes os tanques de gravidades são pressurizados a ar, quando não se tem altura suficiente para gerar uma coluna de óleo com pressão elevada. Nem todo fabricante adota o sistema de selagem por óleo, alguns utilizam selos mecânicos para evitar o ingresso de água.

**Tipos de óleo mais utilizados:**

- Energol GR XP 68
- Castrol Alpha SP 68
- Mobilgear 626

Em alguns casos, podemos usar um óleo com uma viscosidade um pouco maior, como por exemplo os mesmos do sistema de lubrificação (Consultar o fabricante sempre que necessário).

**Figura 19 - Tanque de Gravidade**

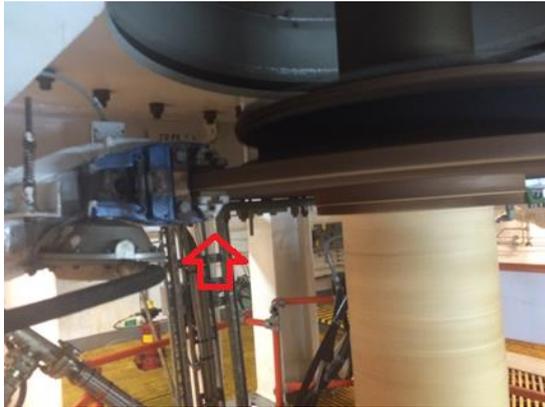


**Fonte:** Autor.

**7) Freios Pneumático e manual:** O freio pneumático consiste em um atuador eletropneumático (Fig. 20) que opera normalmente aberto por meio de molas e, quando atuado, trava o disco de giro do Thruster por meio da atuação pneumática com pastilhas.

O freio manual (Fig. 21) consiste em um conjunto de parafusos, que quando apertados, pressionam duas chapas de ferro contra o disco de giro do Thruster.

Só recomenda-se a utilização dos freios em situações normais com a velocidade da correnteza menor do que 3 nós, conforme mencionam a maioria dos Fabricantes.

**Figura 20** - Freio Eletro-Pneumático

Fonte: Autor.

**Figura 21** - Freio Manual

Fonte: Autor.

**8) Painel de comando com Inversor de Frequência (Fig. 22):** É utilizado para mudar a frequência e conseqüentemente a velocidade de rotação do motor, que opera a uma faixa de 0 a 300 rpm.

No painel pode-se controlar o sistema manualmente. Há um indicador de angulação, que indica a qual grau o Thruster se encontra, e um sistema de controle que informa dados como baixa pressão de óleo lubrificante e hidráulico, baixo nível de óleo lubrificante no tanque de expansão, de gravidade e da unidade HPU bem como alta temperatura de óleo do sistema de lubrificação e hidráulico.

**Figura 22** - Painel do Thruster com Controlador do Thruster, Indicador de Angulação e Comandos Manuais



Fonte: Autor.

**Figura 6** - Caixa de Indicação de Angulação Local



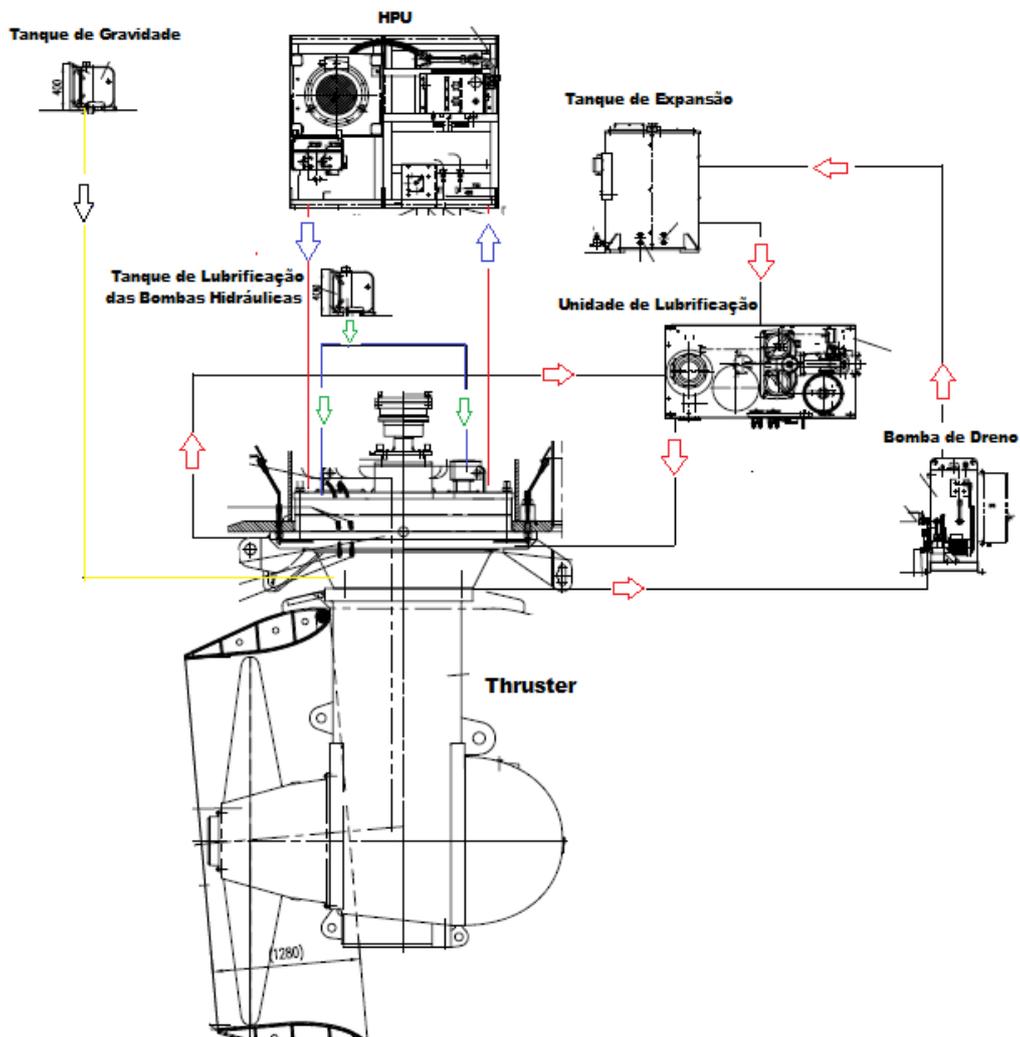
Fonte: Autor.

**Figura 274** - Controle do Painel do Thruster



Fonte: Autor.

**Figura 8 - Esquema Básico do Sistema do Thruster**



**Fonte:** Manual do Fabricante Rolls-Royce. Modificado pelo autor.

### 4.3 Vantagens do Sistema Azipod e Azimute Thruster em Relação ao MCP

- 1) Maior manobrabilidade para a embarcação, uma vez que o Azipode e o Thruster são capazes de girar em todas as direções.
- 2) Substituição do grande maquinário da praça de máquinas já que não será necessário um Motor de Combustão Principal (MCP) para deslocar a embarcação.
- 3) Grande precisão em manobras de aproximação a outras unidades e enorme facilidade de atracação.

- 4) Diminuição na quantidade de vibração e barulho em relação as grandes máquinas propulsoras.
- 5) Baixo consumo de combustível e lubrificantes.
- 6) Baixo nível de poluentes em relação ao MCP.
- 7) Elimina o sistema de governo (leme).

#### **4.4 Desvantagens do Sistema Azipod e Azimute Thruster em Relação ao MCP**

- 1) No sistema Azipod e Azimute Thruster somente poderá ser realizada uma manutenção mais detalhada em estaleiro e a dique seco, uma vez que os equipamentos ficam submersos na água.
- 2) Há uma limitação da potência produzida pelo motor.
- 3) Necessita de monitoramento constante do sistema de selagem, para garantir a estanqueidade e que não haverá avarias ao equipamento e tão pouco água ingressando na embarcação.

#### **4.5 Tipos de Thrusters**

Para este tipo de aplicação, podemos contar com três tipos de Thruster, o rebatível, retrátil ou fixo.

A principal característica do Thruster Rebatível (Fig. 26) é a possibilidade de se recolher o mesmo para um espaço localizado na parte inferior do casco quando sua utilização não é necessária. Desta forma, não ultrapassa a linha da quilha da embarcação, configurando uma importante ferramenta para aqueles navios que necessitem de alta tração e porventura precisem navegar em águas rasas.

**Figura 26** - Thruster Rebatível

**Fonte:** Propulsion 2013, Rolls-Royce.

**Figura 27** - Thruster Retrátil

**Fonte:** Propulsion 2013. Rolls-Royce.

Para o caso do Thruster Retrátil (Fig. 27), temos como característica a inserção dentro do casco quando requerido. Este propulsor é arriado e suspenso por um potente dispositivo hidráulico, oferecendo rapidez e dinamismo ao processo. De forma contrária ao rebatível, este não descreve arcos para ser guardado no casco, o movimento é exclusivamente vertical.

Para o Thruster Fixo, este será usado quando sua função exclusiva for propulsão ou manobranilidade.

Podemos ainda classificar o propulsor em dois tipos quanto ao seu passo, passo fixo ou passo variável.

O passo fixo possui acionamento hidráulico somente do giro do Thruster, porém as pás não se movem, logo necessitamos parar o equipamento, caso não queiramos que o mesmo imponha uma propulsão.

O passo variável possui acionamento hidráulico das pás do impelidor, o que faz com que, mesmo com o Thurster em funcionamento, não seja preciso parar o sistema para cessar a propulsão, bastando apenas mudar a angulação das pás, fazendo com que a resultante das forças entre as mesmas seja nula. Sendo assim, é possível regular a velocidade do navio, a paragem e fazer a inversão da marcha sem a atuação do motor apenas mudando o ângulo entre as pás.

Ambos os sistemas, fixo ou variável, são controlados por um inversor de frequência, o que, neste caso, faz com que a máquina motriz será obrigatoriamente um motor elétrico.

## **5 CLASSIFICAÇÃO DAS VIBRAÇÕES EM UNIDADES MARÍTIMAS**

Para as unidades marítimas podemos classificar as vibrações de dois modos: vibrações causadas no casco pelos meios externos ou vibrações causadas por meio dos maquinários da embarcação. Para o primeiro modo os fenômenos de vibração ocorrem sempre que existem forças dinâmicas que variam ao longo do tempo e atuam no casco e respectivos apêndices da embarcação, ou em determinados elementos estruturais do navio. Para o segundo modo, as vibrações que se originam devido à operação de máquinas são criadas por qualquer maquinário que tenha partes movendo-se a certa frequência que induzam vibrações. Assim, motores principais e auxiliares, eixos de propulsão, caixas de câmbio, hélices, bombas, geradores a diesel, compressores, Thrusters, Azipodes, etc - todas as máquinas transmitem vibrações.

A resposta à vibração de um dado sistema depende da intensidade das forças de excitação e das características (inércia, amortecimento e rigidez) do sistema. Uma das maneiras de combater à vibração pode ser através da criação de uma condição de baixa excitação, prevenindo as condições de ressonância. As fontes de excitação mais comuns podem ser citadas como forças e momentos externos induzidos pelo propulsor ao girar na esteira do navio, forças de superfície induzidas no casco pelo propulsor, forças provocadas pela ação dinâmica das ondas do mar, forças e momentos internos de desequilíbrios produzidos pelos órgãos rotacionais dos motores propulsores e equipamentos auxiliares. Neste trabalho focaremos nesta última fonte de excitação gerada pelos maquinários da embarcação já que o estudo se baseia na análise preditiva destes equipamentos rotativos. Desta forma, é importante conhecer os tipos de vibrações existentes causadas por esses maquinários.

### **5.1 Vibrações em Unidades Marítimas**

Um dos problemas mais comuns e notáveis a bordo dos navios é o alto nível de vibração, seja originado pelo maquinário ou pelos efeitos externos tais como ondas e ventos, por exemplo. JOHANNESSEN e SKARR (1980) afirmam que 80% da vibração proveniente de uma embarcação são causadas pelo meio propulsor. Os dois efeitos mais notáveis que a vibração tem em navio são a fadiga estrutural e dos maquinários e o desconforto da tripulação e passageiros.

Para se ter uma ideia de como a vibração pode ser considerada relevante, há registro de navios que foram descartados por anos devido ao nível inaceitável de vibrações, tornando-os inseguros para operação. Assim, ao longo dos anos, com inspeções de Sociedades Classificadoras, muitas melhorias foram alcançadas em termos de vibrações. As técnicas de projeto sofreram mudanças para incorporar fatores relacionados à redução dos níveis de vibração durante toda a vida útil de uma unidade marítima.

Em se tratando de termos operacionais, cada irregularidade na vibração indica um problema a ser corrigido, tais como desbalanceamento, folgas mecânicas, eixo empenado, defeitos no rolamento, problemas na lubrificação, falhas elétricas, engrenagens defeituosas, desalinhamentos, etc. Problemas esses que podem se agravar e causar até mesmo a perda do equipamento.

Para tanto, antes de conhecermos a fundo as consequências das vibrações em navios, se faz válido conhecer primeiro as fontes de excitação de uma embarcação, quais são os tipos existentes de vibrações em instalações propulsoras e como estas se encontram nas embarcações.

## **5.2 Tipos de Fontes de Excitação em uma Embarcação**

As fontes mais comuns de excitação em uma embarcação que possam causar vibrações, sejam por agente externos ou pelo próprio maquinário são:

### **5.2.1 Cargas Flutuantes da Hélice**

Devido a esteira variável no hélice, o empuxo efetivo fornecido por esta nem sempre será ao longo da linha central do eixo, mas em algum ângulo em relação à linha central do eixo. Isso exerce uma tensão de flexão no eixo, resultando em turbilhonamento. Além disso, como o ângulo entre o eixo axial muda periodicamente, vários modos de turbilhão são observados.

Para contrariar esta questão, o eixo é pré-alinhado de tal forma que, nas condições de operação, esse efeito é minimizado.

### 5.2.2 Excitação do Motor Marítimo

As partes móveis do motor marítimo funcionam como uma fonte primária de excitação para o turbilhão. As pressões da queima do motor atuam como forças excitantes. Os componentes radiais das pressões são responsáveis pelas vibrações radial, enquanto os componentes tangenciais são responsáveis pela vibração torsional.

### 5.2.3 Erros de Alinhamento do Eixo

Se as linhas centrais dos flanges do acoplamento do eixo não forem cuidadosamente coincidentes durante o alinhamento do eixo no estaleiro, isso resultará na perda da continuidade do eixo de rotação da hélice.

Outro defeito de acoplamento que pode levar ao excesso de vibração se dá quando todos os parafusos de acoplamento através dos flanges do acoplamento não são igualmente apertados na mesma extensão, causando um desalinhamento angular entre os flanges do acoplamento. Esse tipo de erro excitará o primeiro modo de excitação giratória e deverá ser evitado com práticas adequadas de construção naval.

### 5.2.4 Defeitos de Fabricação no Sistema de Engrenagens

Sempre que o equipamento de engrenagens estiver sendo instalado, é necessário montar e emparelhar adequadamente para evitar que o excesso de vibração seja induzido por engrenagens inadequadas. Tais defeitos geralmente dão origem a modos de rotação de alta frequência. Mas isso é algo que precisa ser cuidado na fase de construção e não pode ser levado em consideração na análise de vibração durante a fase de projeto.

## **6 VIBRAÇÕES DA INSTALAÇÃO PROPULSORA**

Ao se projetar um navio é importante primeiro entender como cada uma das máquinas que estarão presentes a bordo podem causar vibrações e, em seguida, conhecer os métodos para mantê-las dentro de níveis seguros. Vibrações de máquinas podem ser categorizadas em três tipos, dependendo da natureza das vibrações:

### **6.1 Vibração Torsional da Instalação Propulsora**

A vibração torsional de um sistema propulsor de um navio pode ser provocada pela variação do momento torsor do veio propulsor devido ao fato das pás do hélice se encontrarem rodando em um escoamento irregular, ou pela variação do momento torsor do veio de manivelas, provocado pelas forças geradas pela ação dos gases nos cilindros durante as sucessivas explosões ou pela existência de forças e momentos criados por desequilíbrios internos. No primeiro caso, a frequência de excitação é geralmente igual à frequência da rotação do sistema propulsor multiplicado pelo número de pás, e no segundo caso, a frequência da rotação do veio do motor é multiplicado pelo número de cilindros e pela ordem de queima do motor, que está dependente do caso do motor ser a dois ou quatro tempos.

### **6.2 Vibração Axial da Instalação Propulsora**

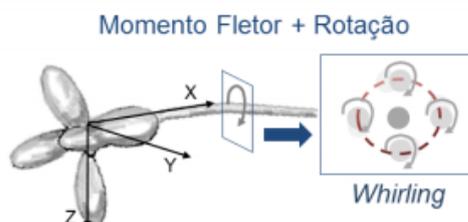
A vibração axial ou longitudinal (Fig. 28) do sistema propulsor pode ser causada pelo propulsor devido às variações da impulsão nas pás da hélice, ou pela ação dos gases nos cilindros do motor. Neste caso a frequência de excitação será igual à frequência de rotação do veio respectivo multiplicada pelo número de pás ou pelo número de cilindros, respectivamente se trate de vibração axial induzida pelo propulsor ou pelo motor. A propósito será conveniente referir qual a importância da escolha do número de pás da hélice para o problema das vibrações. Geralmente, as variações do impulso decrescem com o aumento do número de pás, no entanto, para o caso da hélice com quatro pás acontecem variações superior ao de cinco pás pelo fato de haver simultaneamente duas pás a “cortarem” a zona de maior pressão da esteira do navio.

**Figura 28** - Vibração Longitudinal e Torsional

**Fonte:** Avaliação de propulsores navais em relação a eficiência e excitação de vibração.  
Tonacio, Coracini Victor. Universidade de São Paulo, 2014.

### 6.3 Vibrações Laterais e Verticais da Instalação Propulsora

As vibrações laterais e verticais (ou transversais) do sistema propulsor, conforme mostrado na Fig. 29, podem também ser causadas pelo propulsor devido às variações das componentes horizontais e verticais das forças hidrodinâmicas de sustentação e arrasto geradas nas pás do hélice. Obviamente, que a frequência de excitação será igual à frequência de rotação do veio respectivo multiplicada pelo número de pás.

**Figura 29** - Vibração Transversal (Whirling Vibration).

**Fonte:** Avaliação de Propulsores Navais em Relação a Eficiência e Excitação de Vibração.  
Tonacio, Coracini Victor. Universidade de São Paulo, 2014.

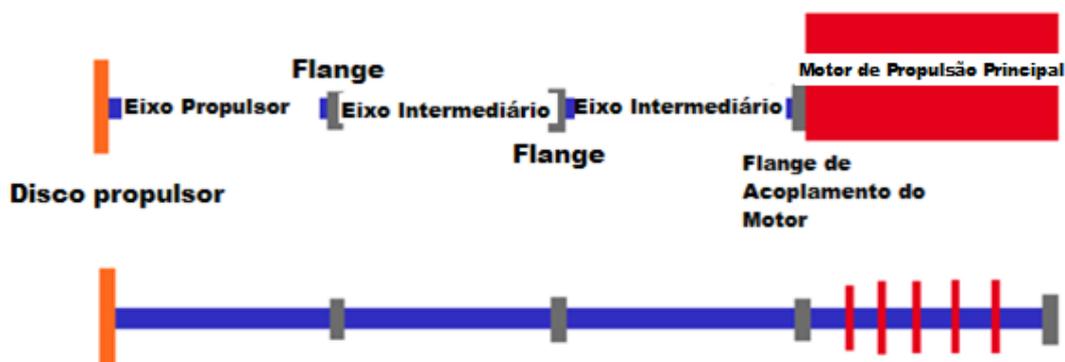
O termo Whirling Vibration faz alusão justamente ao movimento de rodopio do eixo propulsor.

### 6.4 Vibração em Sistemas Propulsivos com MCP

O principal sistema de propulsão de um navio tradicional, mostrado na Fig. 30, consiste no motor principal, que é conectado a uma hélice por um eixo. Normalmente, um eixo marítimo consiste em um eixo intermediário e um eixo de hélice, que são conectados por meio de flanges de acoplamento. A presença de conexões, como flanges de acoplamento, bloco de empuxo, flange de conexão do motor e o sistema

de pistão do cilindro no motor a diesel principal criam torção no sistema do eixo giratório. Em outras palavras, o movimento rotatório do motor cria uma "excitação". Assim, todo o sistema de propulsão pode ser simplificado, para análise vibracional em uma combinação de eixos e discos, como mostrado na figura abaixo.

**Figura 30** - Sistema de Propulsão Principal como uma Combinação de Eixos e Discos

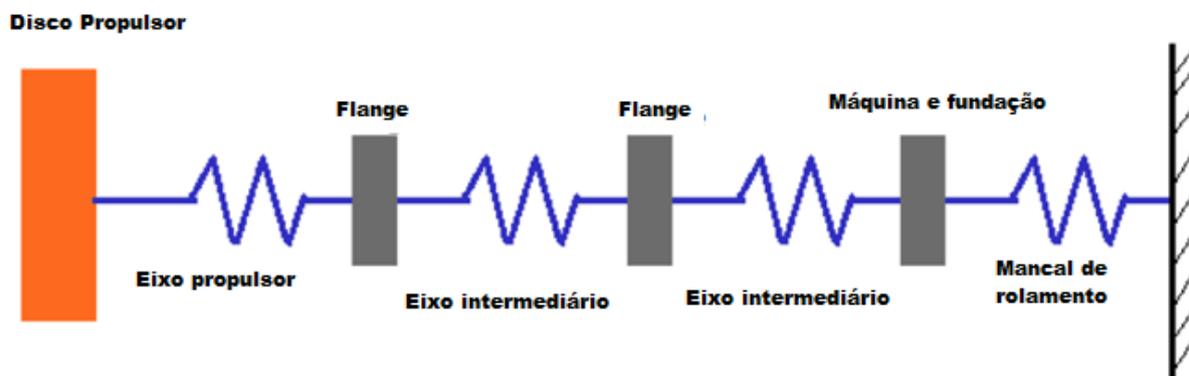


**Fonte:** <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/types-of-vibrations-on-ships-machinery-vibrations/> Modificado pelo autor. Acesso em 11/08/2019 às 09:33.

O sistema de eixos e discos acima deduzido do sistema de propulsão proposto de um navio a ser projetado, é usado para calcular a frequência de torção natural do sistema de propulsão. A tarefa de um projetista é escolher um motor principal de tal forma que a frequência natural do motor principal não esteja dentro de 5% da frequência de torção natural de todo o sistema de propulsão. Em outras palavras, a abordagem pode ser razoavelmente generalizada, afirmando que, as excitações devem ser minimizadas, de modo a evitar a ressonância. De acordo com a faixa de velocidade na qual a ressonância torsional ocorre, a faixa de velocidade crítica é definida de modo que essa faixa seja evitada durante a viagem. Se isso não for resolvido, resultaria em uma falha de torção do eixo.

Um dos casos mais interessantes de vibração de máquinas, e talvez o mais provável de causar vibrações forçadas, é a vibração axial do sistema de propulsão. O modo axial de vibração faz com que o sistema de propulsão se comporte como um sistema múltiplo horizontal de liberdade de massa e mola. Assim, o sistema de propulsão na Fig. 30, pode ser reduzido a um sistema como mostrado na Fig. 31.

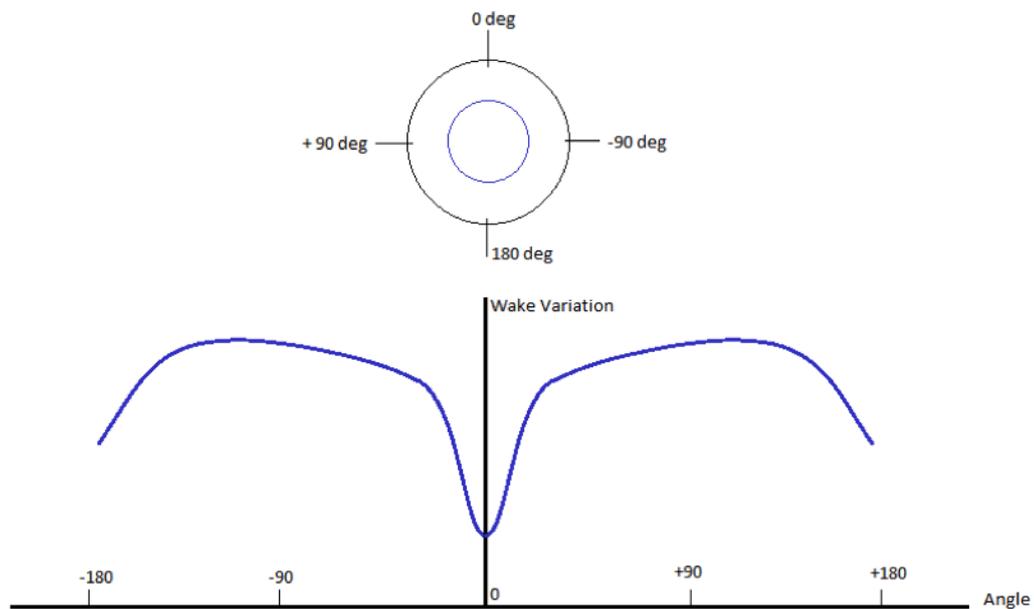
**Figura 31** - Sistema de Vibração Múltipla do Sistema de Propulsão



**Fonte:** <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/types-of-vibrations-on-ships-machinery-vibrations/> Modificado pelo autor. Acesso em 11/08/2019 às 09:38.

Agora, por enquanto, vamos desviar a atenção deste sistema e focar na operação da hélice. O empuxo gerado pela hélice depende da velocidade da água incidente nas pás da hélice (chamada de esteira). Agora, devido à curvatura do casco na popa, a esteira na hélice não é uniforme por natureza, ou seja, a esteira na parte superior do disco da hélice é diferente da esteira na parte inferior do disco. Para obter uma ideia melhor sobre a variação do movimento da hélice, veja a Fig. 32. Ela mostra a variação do movimento em diferentes ângulos ao redor do disco da hélice. Este diagrama é apenas para uma distância específica do centro do disco da hélice (mostrado em azul). Portanto, deve ser bem compreendido que os acordes para cada distância do centro da hélice serão diferentes.

**Figura 32** - Variação do Movimento de uma Hélice



**Fonte:** <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/types-of-vibrations-on-ships-machinery-vibrations>. Modificado pelo autor. Acesso em 11/08/2019 às 09:41.

Portanto, com base no diagrama acima é visível que, quando uma lâmina particular da hélice está na posição de 0 grau ( $0^\circ$ ), a velocidade da água sobre ela é diferente da velocidade da água na mesma lâmina quando girou para a posição de 90 graus. E essa variação é contínua em metade da rotação da hélice. Como resultado disto, o impulso gerado por essa lâmina na posição de zero grau será diferente do empuxo gerado pela mesma lâmina a 90 graus e 180 graus. E isso é repetido a cada revolução, o que significa que o impulso gerado pela hélice é de natureza periódica, o que muitas vezes chamamos de impulso alternado. Assim, um impulso periódico se torna a força excitante para a vibração axial do sistema de propulsão.

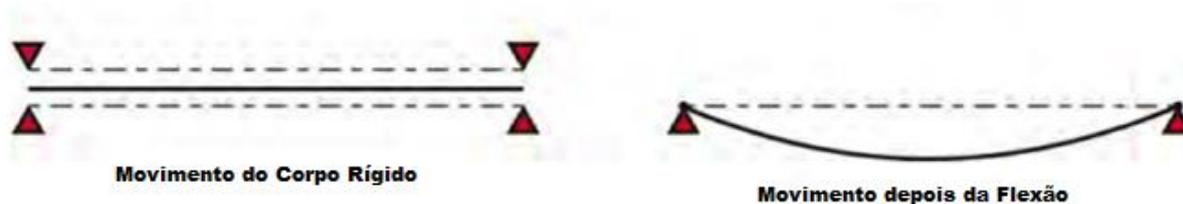
A frequência de excitação da hélice é dada por RPM da hélice x Número de pás. Para evitar ressonância, o engenheiro deve assegurar que as primeiras frequências naturais de vibração axial do sistema de propulsão principal estejam pelo menos 5% afastadas da frequência de excitação da hélice.

Para alterar a frequência de excitação da hélice, o número de pás da hélice deve ser alterado ou a rotação nominal do hélice deve ser alterada. Alterar o número de pás da hélice não é uma opção viável porque o número de pás tem uma alta influência na eficiência da hélice, bem como alterar o RPM nominal também não é uma opção viável, pois a rotação nominal da hélice já é decidida com base no torque e empuxo necessários para fornecer a potência efetiva exigida pelo navio.

Portanto, para evitar ressonância, devemos alterar a frequência natural do sistema de propulsão principal. Essa opção é viável, porque essa etapa não afeta outros fatores do navio. A frequência natural de qualquer sistema depende da rigidez e da massa do sistema. Mudar a massa do sistema de propulsão não é uma abordagem inteligente. Em vez disso, os projetistas de navios se concentram em trabalhar com a rigidez do sistema. O foco principal é o mancal de rolamento e sua base. A base do rolamento axial é o componente que desvia em resposta ao impulso que é transmitido pelo rolamento axial. Em outras palavras, ele se comporta como uma mola. Portanto, a base estrutural do rolamento axial deve ser reprojeta para obter uma rigidez que altere a frequência natural do sistema de propulsão para o valor desejado.

Outro modo de vibração existente em embarcações, conforme citado anteriormente é a lateral ou transversal. Este modo de vibração ocorre na direção perpendicular ao eixo de rotação, conforme mostrado na Fig. 33. Os eixos intermediário e traseiro podem ser considerados como vigas, com os mancais do eixo como pontos de apoio. Devido à flexão dos eixos, o centro de gravidade do eixo não coincide com a linha central ideal, portanto, quando o eixo gira, a força centrífuga no centro de gravidade faz com que ele se afaste ainda mais da linha central ideal, resultando em um movimento vibratório chamado turbilhão de flechas. O número de mancais do eixo e a distância entre eles é o fator decisivo na ocorrência deste modo de vibração, durante a fase de projeto.

**Figura 33** - Efeito da Flexão no Movimento de um Eixo



**Fonte:** <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/types-of-vibrations-on-ships-machinery-vibrations>. Modificado pelo autor. Acesso em 12/08/2019 às 10:13.

Mais uma vez o projetista deve ter o cuidado para que a frequência natural do modo lateral de vibração do eixo não coincida com a frequência natural do motor. Nesse caso, a ressonância resultaria em casos extremos de giro, o que levaria o eixo a estalar e causar danos ou acidentes.

Além disso, quando o motor de um navio é ligado, e sua velocidade aumenta gradualmente, chega um momento em que se sentirá o máximo de vibrações no navio por alguns instantes. Isso porque, durante a aceleração, chega um ponto em que a rotação do motor coincide com a frequência natural de rotação do eixo. Essa velocidade / RPM deve ser cuidadosamente evitada e ela é chamada de Velocidade Crítica ou Faixa de Velocidade Barrada. Um navio nunca deve ser operado nessa faixa de velocidade e, durante a aceleração, essa faixa de velocidade deve ser ultrapassada o mais rápido possível, para evitar vibrações prolongadas no eixo.

Agora, para visualizar a fonte de vibração torsional causada pelo *whirling* (movimento de rodopio do eixo propulsor) com maior clareza, vamos nos relacionar com as figuras 33, 34 e 35. A figura 33 mostra a seção transversal do eixo a meio comprimento após a ocorrência da curvatura.

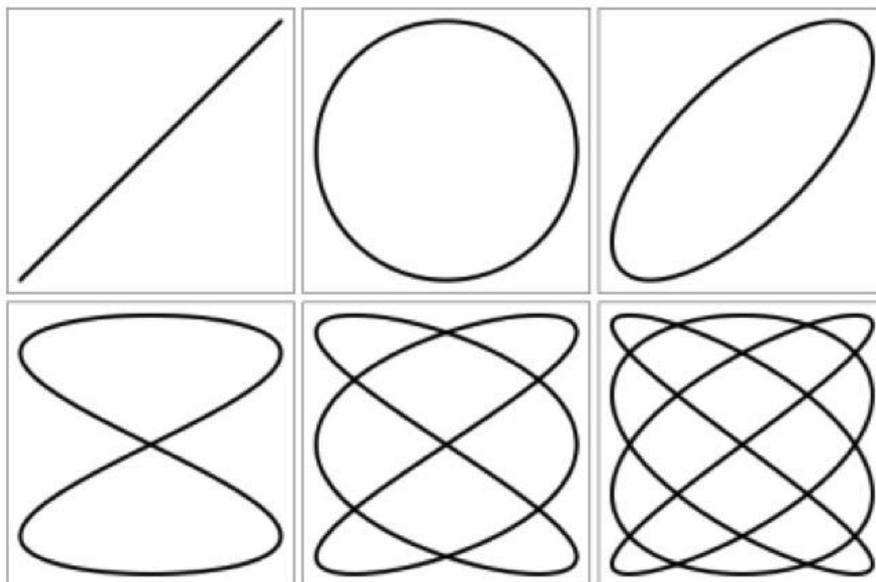
Agora, quando o eixo girar, o centro de gravidade não coincidirá com a linha central do eixo (Fig. 34), resultando em diferentes trajetórias do centro de gravidade do eixo, como mostrado na Fig. 35.

**Figura 34** - Excentricidade entre Centro de Gravidade (CG) e Linha de Centro ideal (LC) do Eixo Durante o *Whirling*



**Fonte:** <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/types-of-vibrations-on-ships-machinery-vibrations>. Modificado pelo autor. Acesso em 12/08/2019 às 10:51.

**Figura 35** - Órbitas do Centro de Gravidade do Eixo para Diferentes Modos de Whirling



**Fonte:** <https://www.marineinsight.com/naval-architecture/types-of-vibrations-on-ships-machinery-vibrations>. Acesso em 12/08/2019 às 11:01.

## 6.5 Vibração em Azipodes e Azimutais

A vibração em azipodes e azimutais a bordo de uma embarcação é geralmente causada pelo efeito ressonante quando um modo de vibração correspondente coincide com a frequência de excitação do motor acoplado a esse sistema propulsivo. Por esta razão, na fase de projeto, as frequências devem ser analisadas nos seguintes modos vibracionais, incluindo: amortecedor viscoso, motor, acoplamento flexível, caixa de engrenagens, eixo e componente do propulsor.

## 6.6 Efeito da Vibração nos Componentes dos Sistemas Propulsivos

Esta análise tem sido frequente. Assumimos que os componentes do sistema estão sujeitos a inspeção e manutenção periódica, de acordo com o manual do fabricante. Uma alteração ou modificação de qualquer elemento do sistema de propulsão pode causar vibração ou ruído. De qualquer forma, atenção deve ser dada a:

- **Caixa de engrenagem:** desgaste de anéis de ajuste, mudanças bruscas em andamento são prováveis causas de desgaste nos dentes da engrenagem ou danos prematuros ao rolamento.
- **Acoplamentos flexíveis:** são frequentemente afetados por fatores externos, como: temperatura ou derramamentos de contaminantes. A condição deve ser verificada periodicamente para evitar alterações nos modos de vibração do sistema.
- **Amortecedores:** as causas mais prováveis de danos são altas temperaturas ou vazamento do líquido amortecedor. Muitas vezes, os fabricantes de cada amortecedor recomendam uma vida útil, dependendo do caso.
- **Propulsor:** o envelhecimento está associado aos efeitos de cavitação da hélice ou à corrosão eletrolítica. Ao tentar consertar uma hélice cheia de solda, deve-se tomar cuidado ao final do processo:
  - Equilibrar o passo de cada lâmina.
  - Verificar as alturas relativas de cada lâmina
  - Verificar a distância angular ou fase de cada lâmina

- Executar balanceamento de hélice estática
- É obrigatório o balanceamento dinâmico da hélice, especialmente ao operar o sistema acima de 900 RPM

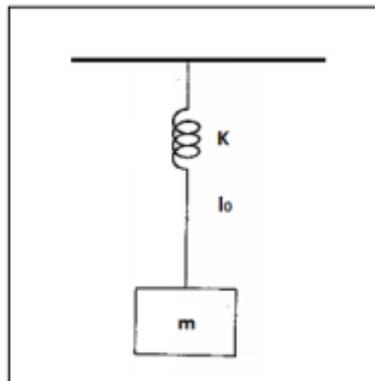
## 7 CÁLCULOS VIBRACIONAIS

Conhecer alguns dos principais cálculos de um sistema vibratório simples faz com que se possa ter uma visão não tão concisa sobre a forma com a qual este sistema opera. Portanto, vejamos como funcionam tais cálculos.

### 7.1 Vibração Livre para um Grau de Liberdade

Um sistema sofre vibração livre quando oscila sob uma perturbação inicial, sem a ação de nenhuma força após essa perturbação inicial. O sistema vibratório mais simples é apresentado através de um sistema massa-mola, conforme a Fig. 36 abaixo:

**Figura 36** - Sistema Massa-Mola



**Fonte:** Análise Integrada do Sistema Propulsivo e do Comportamento Dinâmico de Embarcações.  
LILIANE ALVES DE SOUZA. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Agosto 2015.

A equação geral do movimento que descreve um sistema vibratório é apresentada a seguir:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_{\text{ext}}(t) \quad \text{Eq. \{1\}}$$

Onde:

$F_{\text{ext}}$  = força de atuação externa;

$m$  = massa do sistema;

$c$  = constante de amortecimento

$k$  = constante elástica.

Como a vibração é livre, a força externa é igual à zero. Além disso, pelo mesmo motivo o sistema não possui o fator referente ao amortecimento, logo a expressão acima fica reduzida a:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \rightarrow \ddot{x} + \frac{k}{m}x = 0 \quad \text{Eq. \{2\}}$$

Assumindo a solução da equação geral  $x(t)$  como:

- $x(t) = c_1 \cos(\omega_n t - \phi) \rightarrow$  Posição da massa ao longo do tempo;
- $\dot{x}(t) = -c_1 \omega_n \sin(\omega_n t - \phi) \rightarrow$  Velocidade da massa ao longo do tempo;
- $\ddot{x}(t) = -c_1 \omega_n^2 \cos(\omega_n t - \phi) \rightarrow$  Aceleração da massa ao longo do tempo;

Substituindo as soluções acima na equação do movimento, tem-se:

$$-c_1 \omega_n^2 \cos(\omega_n t - \phi) + \frac{k}{m} c_1 \cos(\omega_n t - \phi) = 0$$

$$-\omega_n^2 + \frac{k}{m} = 0$$

$$\boxed{\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}} \quad \text{Eq. \{3\}}$$

Através da equação apresentada acima, pode-se perceber que a frequência natural do sistema é uma relação entre a rigidez do corpo e sua massa.

### 7.1.1 Forças de Eixo

As forças e momentos transferidos ao eixo são a soma de todas as forças e momentos agindo em cada uma das pás do hélice, conforme mostrado nas figuras 37 e 38.

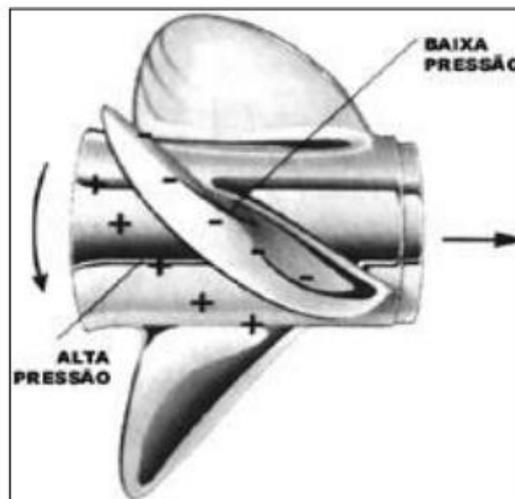
Desde que as distâncias entre as pás sejam iguais, as forças e os momentos transferidos ao sistema de eixos podem ser expressos por uma Série de Fourier, consistindo somente de componentes múltiplos da frequência de passagem da pá. As frequências de excitação são então:

$$\boxed{F_p = \frac{n \times z \times \frac{r}{\text{min}_p}}{60} \text{ (Hz)}}$$

Onde,

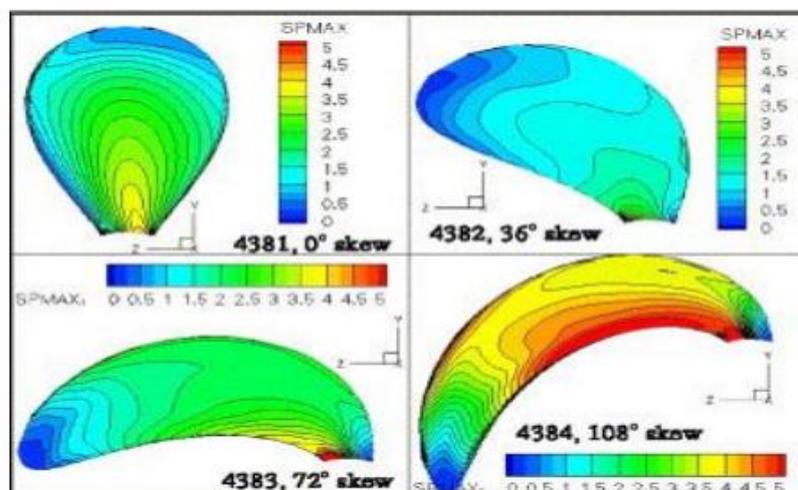
- $F_p$  → frequência de excitação do propulsor
- $z$  → número de pás do propulsor
- $\frac{r}{\text{min}_p}$  → revoluções por minuto do propulsor (rpm)
- $n$  → inteiro [frequência da pá (primeiro harmônico  $n=1$ )]

**Figura 37** - Forças e Momentos Agindo na Pá do Hélice que são Transferidos ao Eixo



**Fonte:** Análise Integrada do Sistema Propulsivo e do Comportamento Dinâmico de Embarcações. LILIANE ALVES DE SOUZA. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Agosto 2015.

**Figura 38** - Distribuição de Carga na Pá, para 4 Pás Diferentes



**Fonte:** [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com). Acesso em 22/08/2020 às 15:16.

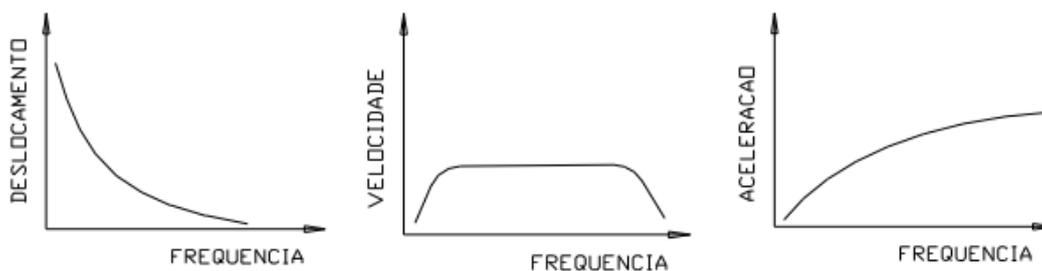
Em princípio, existem dois métodos para mudar as forças de eixo; mudando a carga das pás ou mudando o número de pás. A variação de carregamento na pá pode ser reduzida com a aplicação de pás com um envasamento tal que a pá entre na esteira de forma progressiva.

Geralmente considera-se que os propulsores com números de pás ímpares induzem menores variações de carga, mas maiores momentos fletores do que os propulsores com o número de pás pares. Normalmente, o efeito da cavitação é insignificante nas forças transmitidas do propulsor para o eixo. Importante apenas, para as forças transmitidas do propulsor para a superfície do casco.

### 7.1.2 Amplitude de Vibração

A amplitude relaciona-se com a quantidade de energia contida no sinal vibratório mostrando-nos a criticidade e destrutividade dos eventos presentes, sendo plotada no “eixo y” cartesiano, no qual pode ser tomada em Deslocamento, Velocidade e Aceleração e suas curvas de confiabilidade de respostas são as mostradas na Fig. 39.

**Figura 39** - Deslocamento, Velocidade e Aceleração, versus Frequência



**Fonte:** Análise Integrada do Sistema Propulsivo e do Comportamento Dinâmico de Embarcações. LILIANE ALVES DE SOUZA. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Agosto 2015.

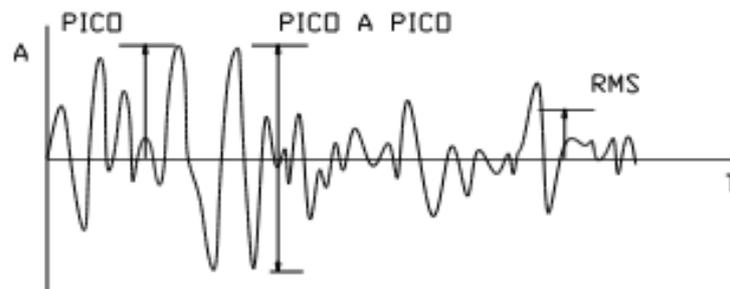
As amplitudes também podem ser obtidas nos sistemas métrico ou inglês, conforme mostrado na tabela 1.

A detecção do sinal de amplitude pode ser em PICO, RMS OU PICO-A-PICO, conforme mostrado na Fig. 40.

**Tabela 1** - Amplitude nos Sistemas Métrico ou Inglês

AMPLITUDE	MÉTRICO	INGLÊS
Deslocamento	microns	mils
Velocidade	mm/s	in/s
Aceleração	G *	G

**Fonte:** Análise Integrada do Sistema Propulsivo e do Comportamento Dinâmico de Embarcações.  
LILIANE ALVES DE SOUZA. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Agosto 2015.

**Figura 40** - A Detecção do Sinal em PICO, RMS OU PICO-A-PICO

**Fonte:** Análise Integrada do Sistema Propulsivo e do Comportamento Dinâmico de Embarcações.  
LILIANE ALVES DE SOUZA. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Agosto 2015.

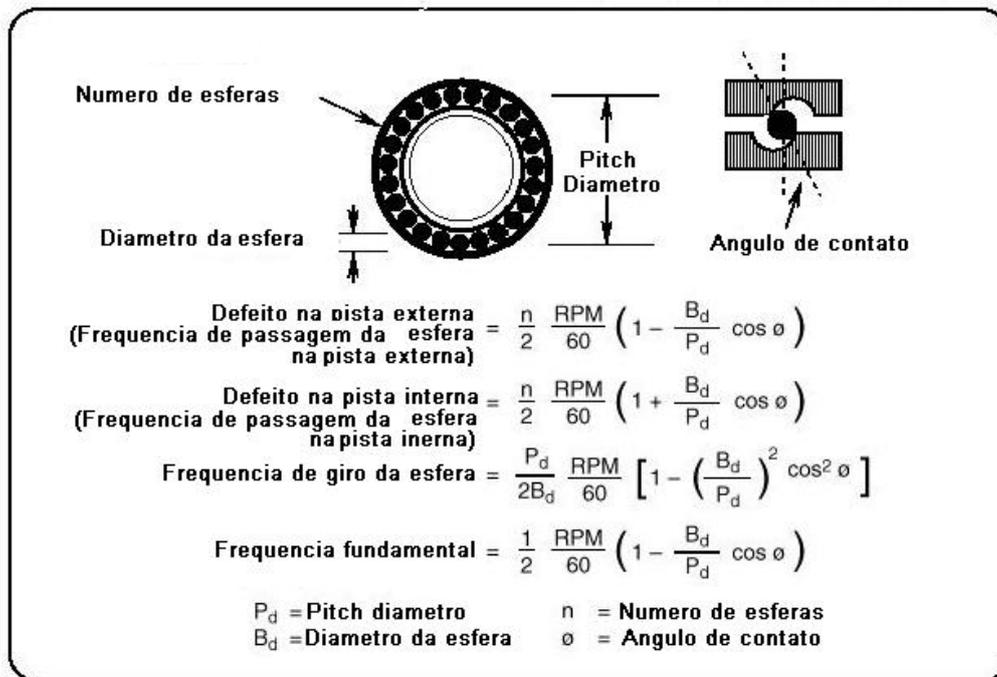
As Normas e Recomendações mais utilizadas são: ISO-2372, VDI-2056 e NBR-10.082 (ABNT).

### 7.1.3 Cálculo de Frequência em Rolamentos

Os primeiros estágios de defeitos de rolamento de esferas ou de roletes produzirão frequências de vibração não-síncronas chamadas “tons de rolamento” e seus harmônicos (picos de vibração não-síncronos não são múltiplos exatos da frequência fundamental). Dependendo da instrumentação, a primeira indicação provavelmente será de tons de alta frequência com faixas laterais de 1ª ordem. A existência de picos de vibração não-síncronos em um espectro gera um sinal

vermelho, o que indica para o analista de que podem existir problemas no rolamento. Os cálculos de frequência de passagem de um rolamento podem ser vistos na Fig. 41.

**Figura 41** - Cálculo de Frequência em Rolamentos



Fonte: <http://www.gatec.com.br/>. Acesso em 11/04/2020 às 15:28.

Softwares modernos são capazes de calcular tais frequências de maneira simples e rápida, o que facilita e agiliza o processo de análise vibracional.

## 7.2 Como Evitar as Falhas em Sistemas Propulsivos Através da Análise de vibração

A maneira mais eficiente de mitigar as falhas mecânicas por excesso de vibração em sistemas propulsivos é através do monitoramento contínuo de vibração via transdutores instalados nos sistemas propulsivos, bem como analisar ainda na fase de projeto da embarcação e da instalação do equipamento quatro elementos importantes na vibração: excitação, rigidez do equipamento e local a ser instalado, relação de frequência e amortecimento com equipamentos próximo ao local de instalação

É importante ressaltar que seguintes tópicos contribuem também de forma efetiva para a redução da vibração:

- Reduzir a Amplitude da Força Excitante.

Nas vibrações induzidas por propulsores, a excitação pode ser reduzida alterando-se a hidrodinâmica instável dos propulsores. Isto pode envolver a remoção ou alteração de linhas para reduzir a não uniformidade do fluxo da esteira ou podem envolver modificações geométricas nos propulsores em si.

- Aumento de Rigidez do Sistema, Quando Possível.

É definida como força de mola por unidade de deflexão. Em geral, a rigidez deve ser aumentada quando as variações na frequência natural são realizadas por variações na rigidez. Não é uma prática recomendada reduzir a rigidez do sistema em tentativas de reduzir a vibração do navio.

- Evitar Razão de Frequência Próxima da Unidade.

Sabendo que  $\omega / \omega_n = 1$  é a condição de ressonância, nota-se que  $\omega/\omega_n$  pode ser alterada através da variação da frequência de excitação  $\omega$  ou da frequência natural  $\omega_n$ . O espectro de  $\omega$  pode ser alterado, alterando a RPM de uma fonte relevante de máquinas rotativas ou, no caso de vibrações induzidas por propulsores, alterando a RPM dos próprios propulsores ou o seu número de pás.

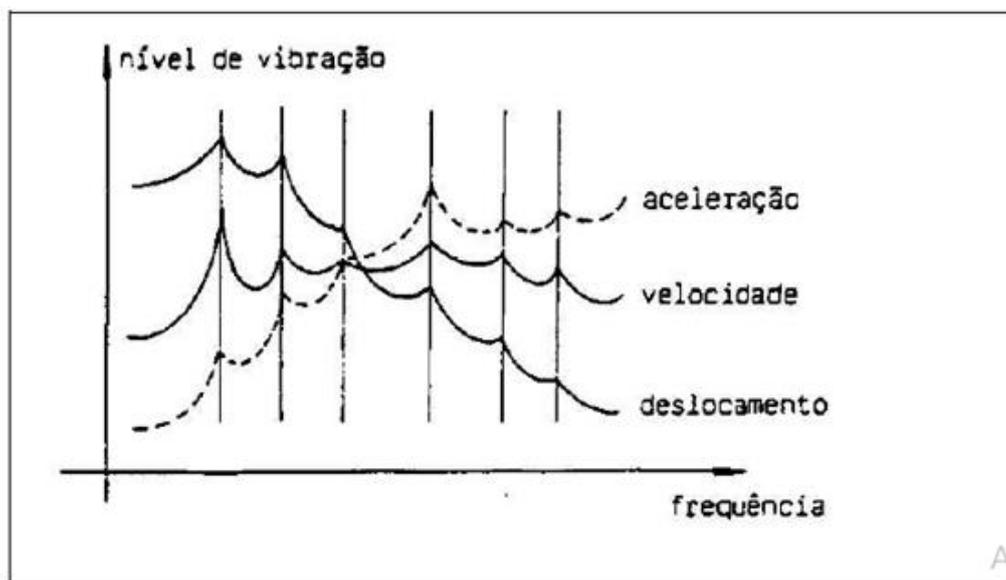
- Aumento de Amortecimento

O amortecimento de sistemas estruturais em geral, e dos navios, em particular, é pequeno;  $\zeta \ll 1$ . Além disso, é difícil aumentar o amortecimento significativamente em sistemas tais como navios;  $\zeta$  é, em geral, o menos eficaz dos quatro parâmetros disponíveis para as mudanças nas características de vibração do navio.

### 7.3 Escolha dos Parâmetros de Vibração

Cada parâmetro tem um comportamento característico em função da frequência. Se for montado um gráfico com os parâmetros descritos pode-se ter o nível e vibração em função da frequência, como mostra a Fig. 47.

**Figura 47** - Parâmetros de Vibração Relacionados à Frequência



**Fonte:** Preditiva, 1999

Deve-se observar que os picos nos espectros de cada parâmetro ocorrem na mesma frequência e, cada parâmetro a seu modo informa a localização da vibração. O deslocamento, por exemplo, realça componentes de baixa frequência, sendo recomendado para medições abaixo de 10 Hz, ou seja, 600 rpm.

Devido a isto, em balanceamento de campo, a medição de deslocamento apresenta boa performance até 20 Hz (ou 1200 rpm) e eventualmente até 30 Hz (ou 1800 rpm), dependendo da rigidez do sistema. Entretanto, normalmente acima de 20 Hz utiliza-se à velocidade eficaz como parâmetro de medição para balanceamento de campo. Os sistemas mecânicos em geral, apresentam deslocamentos vibratórios significativos somente em baixas frequências, o que limita o uso do parâmetro deslocamento em uma análise de espectro com faixa ampla de frequência, ou seja, encontraremos baixos valores de deslocamento em vibrações de alta frequência com poder destrutivo significativo, que seriam revelados usando como parâmetro de medição a velocidade ou aceleração dependendo da faixa de frequência.

Componentes de alta frequência são bem representados com o uso de aceleração como parâmetro, recomendando sua aplicação, como por exemplo, na monitoração de rolamentos entre 1000 Hz a 10000 Hz de faixa de frequência. A velocidade de vibração é o parâmetro menos influenciado por ruídos de baixa ou de alta frequência, mostrando-se num espectro a mais aplainada das curvas, sendo por

isso o parâmetro normalmente escolhido para avaliação da severidade da vibração ou a análise da mesma, entre 10 Hz e 1000 Hz.

### 7.3.1 Identificação de Problemas de Acordo com o Parâmetro Escolhido de Análise de Vibração

Dentre as análises feitas por meio dos parâmetros de vibração citados, podemos destacar que cada um é capaz de identificar as possíveis causas de vibração, como se segue abaixo.

- **Deslocamento**

Esse parâmetro, é utilizado principalmente para identificar as seguintes causas de vibração: desbalanceamento e desalinhamento.

- **Velocidade**

Esse parâmetro é utilizado para identificar as seguintes causas de vibração: desbalanceamento, desalinhamento, folgas, falta de rigidez, excentricidade, problemas elétricos, vibrações hidráulicas, vibrações hidrodinâmicas, correias defeituosas, rolamentos defeituosos, engrenagens defeituosas.

- **Aceleração**

Esse parâmetro é utilizado para identificar as seguintes causas de vibração: desbalanceamento, desalinhamento, folgas, problemas elétricos, problemas em rolamentos (principalmente).

Dentre o parâmetro utilizado com aceleração, podemos realçar duas técnicas:

**1) Aceleração, Root Medium Square (RMS):** Esse nível é medido até uma frequência de 10000 (Hz). Podendo detectar: desgaste do rolamento, problemas de falta de lubrificação, frequência de engrenamento, problemas de desbalanceamento, contato alto de metal com metal.

**2) Medições de Envelope de Aceleração:** É utilizada para identificar falhas mecânicas que geram choques, mesmo que de baixa energia. Aplicada em falhas em rolamentos e engrenamentos.

## **8 SENSORES E INSTRUMENTOS PARA MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO**

Os sistemas de instrumentação para a monitoração periódica de vibração podem ser classificados em 3 níveis: Medidor de vibração de nível global (sem filtro), Medidor de vibração com análise de frequência (com filtro) e Analisadores de Frequência por Transformada de Fourier. A aquisição de sinais e a utilização dos sensores de vibração também são de fundamental importância para se obter uma boa medição de vibração.

### **8.1 Medidores e sensores de vibração**

A escolha do medidor e do sensor de vibração adequado determina a melhor qualidade da análise de vibração realizada. Abaixo veremos os tipos de medidores e sensores para esta aplicação.

#### **8.1.1 Medidor de Nível Global (Sem Filtro)**

Os medidores de vibração de nível global são instrumentos capazes de medir o valor global de vibração (pico ou rms), em uma extensa faixa de frequência, que depende das normas e padrões aplicáveis. Pelo seu funcionamento, este instrumento mede a vibração total resultante da ação de todas as frequências presentes no sinal de vibração, dentro da faixa considerada. As medições são comparadas com padrões gerais (Normas) ou valores de referências estabelecidos para cada máquina. A condição da máquina é assim avaliada no campo, com o mínimo de dados. Este tipo de medidor deve ter a capacidade de medir o valor RMS ou valor de Pico de velocidade, deslocamento e, em alguns casos, aceleração, sobre uma faixa de frequência de 5 Hz a 5.000 Hz.

Em casos de falta de valores de referência, as leituras de velocidade em RMS podem ser diretamente comparadas com critérios de severidade de vibração normalizados que podem indicar a necessidade de manutenção. O medidor de vibração de nível global é um instrumento com grande capacidade de detecção de mau funcionamento de máquinas, porém possui capacidade limitada para a identificação e diagnóstico, tarefas estas que devem ser realizadas por medidores de vibração com análise de frequência ou analisadores por Transformada de Fourier. No caso específico de mancais de rolamentos onde, vibrações de outras fontes não

predominam, é possível detectar deterioração de mancais, em seus estágios ainda iniciais.

Para esta finalidade, o medidor de vibração deve ser chaveado para a leitura simultânea do valor RMS e valor de Pico. Os defeitos nos elementos rodantes e/ou pistas são responsáveis por pulsos de vibração em alta frequência que podem ser medidos através do medidor de nível global de vibração. Nos estágios iniciais de falhas, o pico resultante dos pulsos de vibração tem pouca influência sobre o valor RMS, e grande influência sobre o valor de Pico.

Dessa forma, à medida que a deterioração do rolamento aumenta, a relação entre o Valor de Pico e o Valor RMS aumenta consideravelmente (de 3 para aproximadamente 10 vezes). Por outro lado, nos estágios mais avançados de falhas, os defeitos já não apresentam grande influência sobre o valor de Pico, porém o valor RMS, nesse instante, sofrerá grande alteração. A relação entre o valor de Pico e o valor RMS, denominada Fator de Crista, volta, então, a reduzir-se para aproximadamente 3 vezes. Portanto, é possível, acompanhar a evolução da condição de rolamentos, através da monitoração do Fator de Crista.

#### 8.1.2 Medidor de Vibração com Análise de Frequência

Medidor de Vibração simples, tais como os mencionados no parágrafo anterior, medem o nível de vibração global sobre uma faixa larga de frequência. O nível medido reflete o nível de vibração das componentes de frequência dominantes do espectro, que são, é claro, as componentes mais importantes para serem monitoradas. Mas quando o mesmo sinal de vibração é analisado em frequência e o espectro registrado em forma de gráfico, o nível de muitos componentes, possivelmente também importantes, são revelados. Note que devido às componentes de frequência determinarem o nível de vibração global, aumentos em componentes importantes podem ser detectados nos estágios iniciais somente através da análise em frequência. Assim que a largura da banda é reduzida, um espectro mais detalhado com picos individuais separados é obtido.

Em geral, quanto mais estreita a banda de frequência da análise, mais cedo podem ser detectadas as falhas em desenvolvimento. Mas por outro lado, quanto mais estreita a largura da banda de frequência, mais tempo a análise levará, a não

ser que instrumentos de medição mais sofisticados sejam utilizados. A detecção de falhas nos estágios iniciais, juntamente com o diagnóstico e previsão de quebras torna-se possível com o uso de instrumentos capazes de separar as frequências presentes no sinal de vibração. Através do estudo da máquina analisada, é possível correlacionar cada componente de frequência, com o comportamento dinâmico dos elementos de máquina. A capacidade de separação de frequências dependerá da largura do filtro utilizado pelo instrumento. Quanto mais estreita for a largura do filtro, mais fácil será a separação de frequências muito próximas e conseqüentemente, mais fácil será a detecção de falhas.

Não apenas os aumentos de níveis em componentes de frequência fornecem indicação de falhas, mas também a frequência em que elas ocorrem indicam qual parte da máquina está se deteriorando. Para cada ponto de monitoração, desbalanceamento, desalinhamento, erosão em mancais, quebra de dentes de engrenagens, etc, terão suas frequências características que podem ser reveladas com o auxílio da análise de frequência. As tabelas de defeitos, apresentadas mais adiante, ilustram esta relação. O registro do aumento dos níveis para um ou mais componentes de frequência, sobre um número de medidas periódicas, possibilita a monitoração da tendência dos níveis dessas componentes em função do tempo para as falhas em desenvolvimento.

### 8.1.3 Analisadores de Frequência por Transformada de Fourier

Em casos onde se deseja uma análise de frequência, com larguras de filtro muito estreita, ou deseja-se realizar a análise de frequência sobre um sinal transiente (choques) torna-se necessária a utilização de um sistema capaz de executar a Transformada de Fourier do sinal, que é uma ferramenta matemática capaz de transformar um sinal randômico, periódico ou transitório, numa série de Fourier equivalente, denominado espectro de frequência. Este instrumento baseia-se na propriedade de que qualquer sinal pode ser decomposto numa série infinita de componentes de frequência que representa o mesmo sinal no domínio da frequência. Cada componente de frequência dessa série pode ser relacionada ao funcionamento dinâmico de determinada máquina.

A utilização desse tipo de instrumento, permite que seja levantado o espectro de frequência de referência para cada ponto de medida denominada “Assinatura Espectral” ou “Baseline”.

Dessa forma é possível comparar espectros de frequência de máquinas sob suspeita com seus espectros de referência, identificar as alterações, relacioná-las com as frequências características de falhas dos diversos elementos de máquinas, e assim, proceder ao diagnóstico.

## 8.2 Aquisição dos Sinais Vibratórios

A vibração em um determinado equipamento é codificada em sinal elétrico pelo sensor, que por sua vez transmite através de cabos condutores até o coletor/analizador. A partir daí o mesmo sinal elétrico é interpretado por um software que através de um programa passa a apresentá-lo na forma de sinal no tempo ou espectro de frequência, tornando a análise das condições do equipamento bem mais fácil, veja a Fig. 42, que esquematiza a instrumentação para coleta e análise de dados, segundo COELHO & HANSEN (1993).

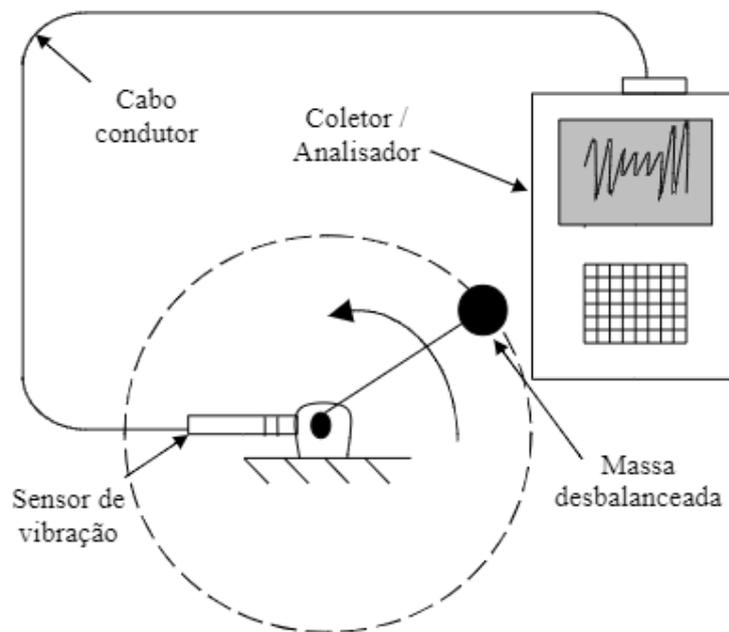
**Figura 42** - Instrumentação para Coleta e Análise de Dados



**Fonte:** MÉTODOS E TÉCNICAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO. Engº Fabiano Vieira (Assessor Técnico - Montagem de Baterias) Setor: UGB 03 / UN 01.

Atualmente existem vários programas para análise de vibração em manutenção preditiva, onde se podem definir quais os equipamentos a acompanhar e também os pontos de cada um que serão monitorados. Além do mais estes programas podem fornecer vários tipos de relatórios de acompanhamento e análise. A figura 43 ilustra, esquematicamente, um sistema de coleta e análise de vibração. O filtro é o responsável por limitar as faixas de frequência de cada tipo de coleta de vibração que se pretenda trabalhar: deslocamento, velocidade ou aceleração.

**Figura 43** - Diagrama Esquemático para Análise de Vibração em um Equipamento



**Fonte:** MÉTODOS E TÉCNICAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO. Eng<sup>o</sup> Fabiano Vieira  
(Assessor Técnico - Montagem de Baterias) Setor: UGB 03 / UN 01.

### 8.3 Sensores de Vibração

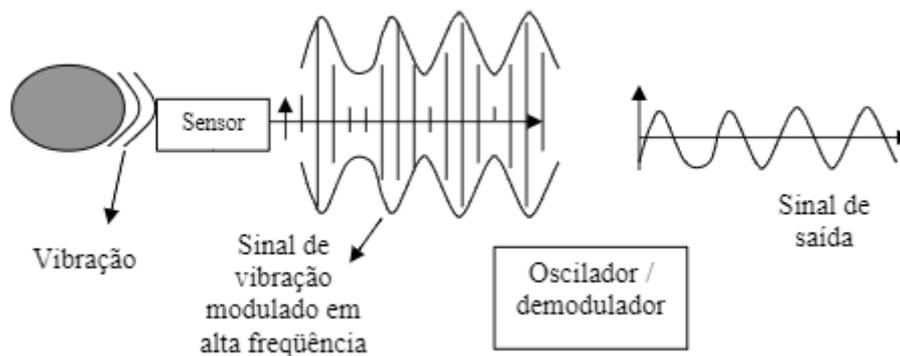
Os sensores de vibração são dispositivos que fazem a codificação de um sinal mecânico em um sinal elétrico representativo. Existem basicamente três tipos de sensores no mercado: de deslocamento, de velocidade e por fim o acelerômetro.

#### 8.3.1 Sensor de Deslocamento

Dentre os vários tipos de sensores de deslocamento podemos citar os conhecidos “sensores sem contato” que são utilizados, na maioria dos casos, em mancais de deslizamento de máquinas, cujos rotores atuam em altas velocidades e possuem pequena massa relativa, contra uma carcaça de massa considerável. Os outros sensores em geral não teriam respostas satisfatórias aos impulsos vibratórios do eixo, pois as vibrações seriam bem atenuadas devido a grande diferença de massa existente entre rotor e carcaça, o que restringe suas utilizações. Os sensores sem contato são fixos nas caixas de mancais, onde transmitem um sinal oscilante de alta frequência, aproximadamente 1,5 MHz, ao eixo giratório da máquina, gerado por um oscilador/demodulador através de um cabo de extensão. A medida que o eixo se aproxima do sensor são induzidas correntes elétricas, chamadas de corrente de Eddy,

através do material condutivo do eixo que extrai energia do sinal excitador. Então, essa variação entre o eixo e o sensor devido a vibração fará produzir na saída do gerador/demodulador um sinal bem característico, que será representativo da vibração equivalente no eixo. A figura 44, mostra esquematicamente o sistema de aquisição conhecido como “sensor sem contato”.

**Figura 44** - Esquema do Sistema de Medição de Vibração por Deslocamento Através de “sensor sem contato” por Corrente de Eddy

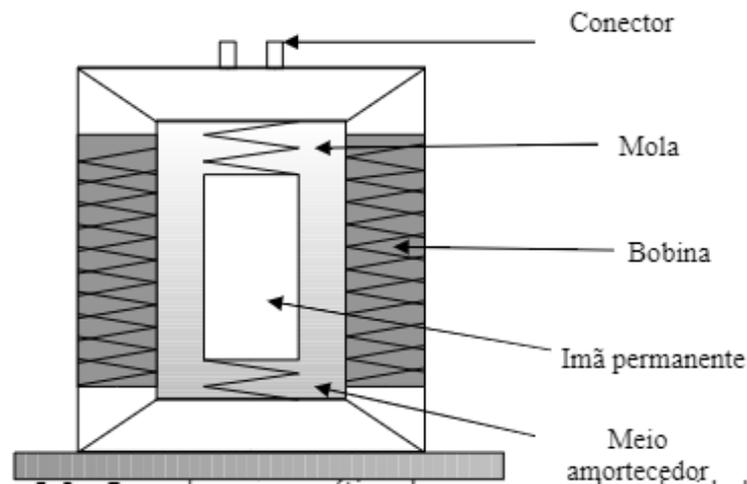


**Fonte:** MÉTODOS E TÉCNICAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO. Eng<sup>o</sup> Fabiano Vieira  
(Assessor Técnico - Montagem de Baterias) Setor: UGB 03 / UN 01.

### 8.3.2 Sensor de Velocidade

Neste tipo de sensor temos uma bobina conectada a sua carcaça, envolvendo um ímã permanente suspenso por mola. O sistema de suspensão da mola é projetado para apresentar baixíssima frequência natural, tal que o sistema permaneça estacionário nas frequências acima de 10Hz. Quando o sensor de velocidade é conectado a uma superfície vibratória, o movimento relativo entre o ímã estacionário e a bobina, que vibrará em sincronismo com a superfície, fará com que as linhas magnéticas do ímã permanente cortem a bobina, induzindo na mesma um sinal de tensão proporcional a velocidade de vibração. O sensor de velocidade é na verdade um sistema que não necessita de sinal elétrico externo para atuar, pois ele gera o sinal elétrico representativo com uma baixa impedância e que pode ser enviado diretamente ao coletor/analizador. A estrutura básica de um sensor de velocidade está representada abaixo na Fig. 45.

**Figura 45** - Desenho Esquemático de um Sensor de Velocidade

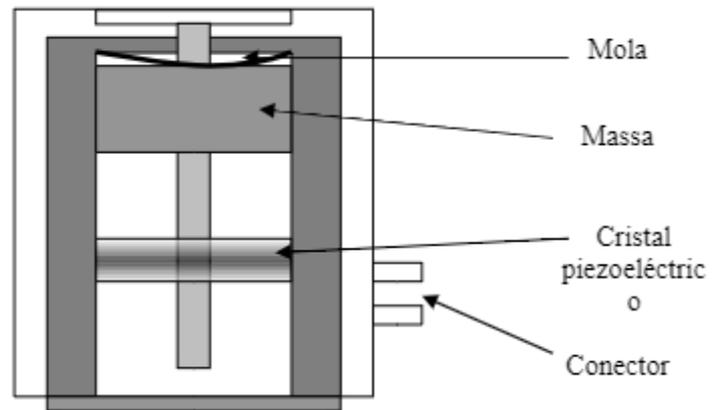


**Fonte:** MÉTODOS E TÉCNICAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO. Engº Fabiano Vieira (Assessor Técnico - Montagem de Baterias) Setor: UGB 03 / UN 01.

### 8.3.3 Sensor de Aceleração (Acelerômetro)

O acelerômetro, quando fixo a uma superfície vibrante, produz em seus terminais de saída uma tensão ou descarga que é proporcional à aceleração na qual está submetido, ou seja, seu princípio de funcionamento está na utilização de discos cerâmicos piezoelétricos, que por sua vez possuem a propriedade física de gerarem descargas elétricas quando solicitados a esforços. No projeto deste sensor, os elementos piezoelétricos são arranjados de tal forma que sejam submetidos a uma carga na forma de massa em uma mola pré-tensionada, onde todo este conjunto é montado assentado em uma base, sendo que o sistema massa-mola fica preso no topo e protegido por um invólucro resistente. A figura 46 ilustra de forma esquemática um acelerômetro do tipo compressão.

**Figura 46** - Sensor de Aceleração (Tipo Compressão)



**Fonte:** MÉTODOS E TÉCNICAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO. Engº Fabiano Vieira (Assessor Técnico - Montagem de Baterias) Setor: UGB 03 / UN 01.

## 9 PRINCIPAIS MÉTODOS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Toda máquina rotativa possui o que é chamado de assinatura vibracional/espectral, que consiste na vibração produzida quando a mesma opera em condições normais e não emitem sinais de defeitos, esse tipo de informação é importante para que se possa fazer um comparativo entre as condições em que a máquina está boa e as condições em que a máquina apresenta falhas em desenvolvimento. Sempre que alguma parte constituinte do sistema mecânico sofre alteração devido ao desgaste, trinca, folga ou outro defeito, ocasionará a alteração ou o surgimento de novas frequências. Segundo MARÇAL (2000), cada tipo de falha mecânica de uma máquina em operação produz uma resposta em frequência específica, que nas condições normais de funcionamento, alcança uma amplitude máxima que dependerá de quão grave é a falha.

Dentre os principais métodos e técnicas de análise de vibração podemos citar principalmente o Método de Pulso e Choque (SPM), que possui diversas variações, tais como SPM HDm/HDc, SPM HD, SPM ENV, HD ENV, LH/HR dentre outros. Métodos com Transformada Rápida de Fourier (FFT) também são aplicáveis em diversos modos.

O Método Pulso e Choque foi desenvolvido especificamente para o monitoramento de condições de rolamentos e corpos rolantes. O método é caracterizado pela facilidade de uso, apresentando informações de fácil compreensão e confiabilidade sobre o estado mecânico do rolamento e sua condição de lubrificação. Exigindo poucos dados de entrada, o método mede os sinais dos rolamentos e avalia instantaneamente a condição, no domínio do tempo, em códigos de condição verde, amarelo e vermelho. Sem a necessidade de habilidades especializadas, os pontos problemáticos são identificados rápida e facilmente.

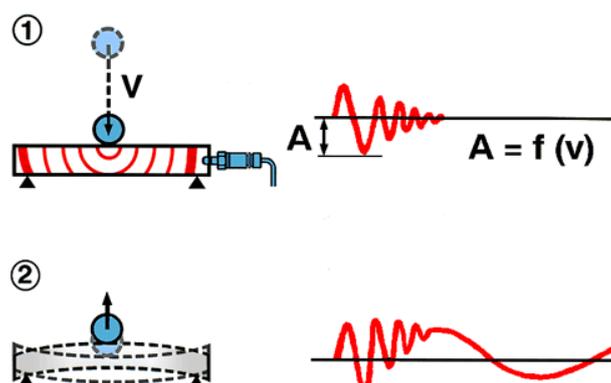
Já a FFT (Fast Fourier Transform) produz uma frequência média existente de um sinal ao longo de toda a aquisição, portanto, utiliza-se a FFT para sinais estacionários ou em casos onde é necessário se obter a média da energia em cada frequência. É possível utilizar a FFT para capturar anomalias nos sinais no domínio da frequência que facilmente passariam despercebidos nos sinais no domínio do tempo, sendo de grande utilidade na prática de análise vibratória de máquinas rotativas para identificação de falhas em engrenagens, desalinhamento de eixos e folgas.

O SPM pode ser combinado com a técnica FFT dependendo da aplicação, como veremos mais à frente.

### 9.1 Método de Pulso de Choque e suas Variações mais Comuns

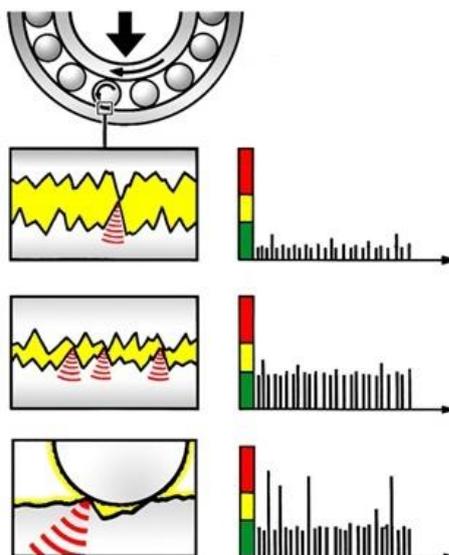
A técnica Shock Pulse Method (SPM), foi criada na Suécia e é patenteada na maioria dos países e agora é amplamente utilizado em muitas indústrias. O Método SPM detecta o desenvolvimento de uma onda de choque mecânica causada pelo impacto entre duas massas. No momento instantâneo do impacto, ocorre o contato molecular e desenvolve-se uma onda de compressão (choque) em cada massa. O método baseia-se nos eventos ocorridos na massa durante o período de tempo extremamente curto após as primeiras partículas dos corpos de colisão entrar em contato. Este período de tempo é tão curto que ainda não ocorre deformação detectável do material. O método SPM detecta e mede a magnitude de um impacto mecânico através da detecção e medição da onda de compressão resultante. O instrumento utiliza um acelerômetro piezoelétrico para medir o impacto mecânico ou o pulso de choque, sem ser influenciado por outros fatores, como vibração de fundo e ruído. Este transdutor é sintonizado mecanicamente e eletricamente a uma frequência ressonante de 32 KHz. A onda de compressão causada por um impacto mecânico configura uma oscilação amortecida no transdutor na sua frequência de ressonância.

**Figura 48** - Esquema de Captura da Onda Mecânica pelo Acelerômetro



**Fonte:** <https://www.manutencaoemfoco.com.br/spm-shock-pulse-method/>. Acesso em 22/12/2019 às 20:21.

**Figura 49** - Detecção de Falha em Pista Externa de Rolamento via SPM



**Fonte:** [https://en.wikipedia.org/wiki/File:SPM\\_3.gif](https://en.wikipedia.org/wiki/File:SPM_3.gif). Acesso em 22/12/2019 às 20:30.

### 9.1.1 Spm HD

A técnica de medição SPM HD é uma evolução patenteada do método SPM e representa um avanço no monitoramento de condições de máquinas de baixa rotação. O SPM HD é único em sua capacidade inédita de medir na faixa de 1 a 20.000 RPM.

Os resultados de medição são apresentados em detalhes nunca vistos antes, fornecendo uma imagem cristalina da condição do rolamento. Espectros extremamente nítidos e sinais de tempo levam a análise de causa raiz a um novo nível de entendimento. Com base em leituras e conhecimento ampliado, a lubrificação do mancal é prontamente otimizada e a vida útil do mancal pode ser significativamente prolongada.

Quando os métodos estabelecidos falham, o SPM HD detecta a deterioração das condições do rolamento e falhas incipientes com precisão impressionante e longos períodos de tempo de pré-aviso. O método SPM HD também é muito eficaz para detectar sinais de engrenagens, causados, por exemplo, por dentes danificados.

### 9.1.2 SPM Spectrum (Dbm/Dbc) e LH/HR métodos

A finalidade do SPM Spectrum é verificar a fonte de leituras de pulso de alto impacto. Os choques gerados por rolamentos danificados normalmente terão um padrão de ocorrência correspondente à frequência de passagem da esfera sobre a pista em rotação. Choques de, por exemplo, engrenagens danificadas têm padrões diferentes, enquanto choques aleatórios de fontes de perturbação não possuem nenhum.

O resultado da medição em dBm/dBc (níveis de som gerados pelos rolamentos) são os dados da condição do rolamento, avaliados em verde, amarelo, vermelho. Uma segunda medição produz um registro de tempo que é submetido a uma Transformada Rápida de Fourier (FFT). O espectro resultante é usado principalmente para reconhecimento de padrões e as amplitudes da linha de espectro são influenciadas por muitos fatores para serem indicadores de condição confiáveis.

O método LR / HR (Low Rate/ High Rate) foi desenvolvido a partir do método original SPM para diagnóstico de condições de rolamentos de corpos rolantes. Ele permite a análise precisa da condição do filme de óleo na interface entre as pistas externa e interna e contém modelos de cálculo para encontrar o lubrificante ideal. O medidor de pulso de choque conta a taxa de ocorrência (pulso de choque recebidos por segundo) e varia o ganho até que dois níveis de amplitude sejam determinados: HR = alta taxa de ocorrência, quantificando o conjunto de choques (aproximadamente 1000 choques recebidos por segundo) e LR = baixa taxa de ocorrência, quantificando os fortes pulsos de choque (aproximadamente 40 choques recebidos por segundo). LR e HR são medidos em “valores brutos”, medidos em dBsv (valor de choque em decibéis).

### 9.1.3 Análise de Espectro e Tempo de Análise Rápida da Transformada de Fourier (Fast Fourier Transformer - FFT).

A Transformada Rápida de Fourier (FFT, do inglês Fast Fourier Transform) é uma importante ferramenta matemática utilizada na análise de vibração. Ela é responsável pela transição entre as variáveis de um sinal no domínio do tempo para o domínio da frequência (espectro de frequência). Os sinais são funções de uma ou

mais variáveis independentes e, tipicamente contêm informações acerca do comportamento ou natureza de um fenômeno físico. (GONÇALVES, 2004). No século XVII o matemático e físico francês Jean Baptiste Joseph Fourier (1768-1830) demonstrou que qualquer forma de onda pode ser representada por uma somatória de senóides e cossenóides de diferentes frequências, amplitudes e fases. As funções periódicas são representadas por séries de Fourier; as não-periódicas são representadas por transformadas de Fourier (espectro do sinal). Uma representação de uma função é uma decomposição em componentes que também são funções, as componentes dessa decomposição são as funções trigonométricas  $\sin(x)$  e  $\cos(x)$ .

A Transformada de Fourier pode ser aplicada na física, química, teoria dos números, análise combinatória, processamento de sinais, teoria das probabilidades, estatística, criptografia e outras áreas. Em aplicações científicas e em processamentos digitais são utilizadas funções discretas. Para isso, usamos a Transformada Discreta de Fourier (DFT, do inglês Discrete Fourier Transform), a qual utiliza um número finito de pontos no domínio do tempo e define uma representação discreta do sinal no domínio da frequência.

Na prática a FFT converte uma função que está no domínio do tempo para o domínio da frequência, separando os harmônicos presentes no sinal, dessa forma é possível detectar as respectivas frequências e amplitudes desses harmônicos bem como a frequência dominante, SPAMMER (2009).

#### 9.1.4 Técnica de Envelope de Aceleração (HD ENV)

A Técnica de Envelope de Aceleração consiste na conversão dos mais altos harmônicos da frequência de defeitos em componentes de frequência dentro da faixa do espectro de uma FFT. Defeitos de rolamentos possuem intensidade de vibração bastante reduzida em comparação com defeitos que dissipam alta energia como desbalanceamento e desalinhamento. A técnica de envelope de aceleração permite eliminar essas componentes, detectando com maior precisão e antecedência apenas os defeitos de rolamentos. Muito utilizada para detectar falhas em rolamentos, o princípio da técnica baseia-se em filtrar o sinal recebido em uma banda estreita de frequência, em torno da frequência natural da caixa do rolamento, seguido da desmodulação em amplitude e apresentação em frequência da onda moduladora (frequência característica da falha do rolamento). Quando a frequência de falha

aparecer no envelope, aparecerá também no espectro de frequência, o que é justamente o sinal de que o dano está presente e pode ser eminente o colapso do rolamento.

O HD ENV consiste em uma tecnologia de envelopamento que é considerada muito relevante no monitoramento de vibrações, tornando possível acompanhar de perto o desenvolvimento dos estágios de vibração. Faz com que seja possível visualizar os espectros bastante nítidos e seus sinais de tempo facilitam a identificação de falhas nos equipamentos e principalmente em rolamentos. HD ENV pode ser usado para monitoramento com RPMs muito baixos ou extremamente altos.

## 10 NORMAS TÉCNICAS E EXIGÊNCIA DAS SOCIEDADES CLASSIFICADORAS

Para os equipamentos propulsivos, as medidas de vibração de suas partes devem se dar principalmente da seguinte forma:

- Medições de vibração (espectro) de todos os rolamentos relevantes.
- Medições de vibração (espectro) do eixo, engrenagens e hélice.

Observação: As medidas de vibrações devem ser tomadas de acordo com a carga correspondente de trabalho de cada motor principal dos sistemas propulsivos e com velocidade correspondente em rpm, normalmente.

### 10.1 ISO 10816 e 2372

A condição do componente a ser analisado pode ser feita de acordo com a **ISO 10816** para níveis de vibração aceitáveis de máquinas montadas rigidamente e resilientemente.

Desta forma, classifica-se as zonas de severidade de vibração para máquinas dos Grupos 1, 2, 3 e 4 conforme consta na Fig. 50 em conformidade com a descrição de cada uma das Zonas:

**Figura 50** - Classificação das Zonas de Severidade de Vibração para Máquinas dos Grupos 1, 2, 3, 4 Conforme ISO 10816

Limites das zonas	ZONA	Avaliação	Velocidade [R.M.S] mm/s				STATUS INFRARED	
			GRUPO 2 15kW a 300kW	GRUPO 4 acima de 15kW acionamento integrado	GRUPO 1 300kW a 50MW	GRUPO 3 acima de 15kW acionamento separado		
			BASE		BASE			
			RIGIDO	FLEXIVEL	RIGIDO	FLEXIVEL		
	<b>A</b>	<b>BOM</b>						<b>N</b>
A/B			1,4	2,3	2,3	3,5		
	<b>B</b>	<b>ACEITÁVEL</b>						<b>A1</b>
B/C			2,8	4,5	4,5	7,1		
	<b>C</b>	<b>INSATISFATÓRIO</b>						<b>A2</b>
C/D			4,5	7,1	7,1	11,0		
	<b>D</b>	<b>SEVERO SUFICIENTE</b>						

**Fonte:** Análise de Vibrações THERMAN SOLUÇÕES - INFRARED SERVICE.

**Zona A:** Vibração de máquinas comissionadas devem cair geralmente dentro desta zona;

**Zona B:** Máquinas com vibração dentro desta zona são consideradas ACEITÁVEIS para operação irrestrita por longos períodos;

**Zona C:** Máquinas com vibração dentro desta zona são geralmente consideradas insatisfatórias para operações contínuas por longos períodos;

**Zona D:** Valores de vibração dentro desta zona são geralmente considerados severos suficientes para causar danos à máquina.

Outra importante norma técnica para análise de vibração é a norma **ISO 2372** para vibrações mecânicas de máquinas com rotação de 600 a 12000 RPM, base para especificação de critérios de avaliação da NBR 10082.

A **ISO 2372** abrange máquinas de 600 a 12000 RPM e intervalo de frequência de 10 a 1000Hz medidas em RMS e banda larga. Convém relacionar alguns pontos importantes estabelecidos nesta norma, uma vez que ela propõe a classificação das máquinas em 6 grupos, dispondo de muitas informações e experiências sobre os 4 primeiros. Os grupos são:

**Classe I:** Partes individuais de motores e máquinas integralmente conectadas à máquina completa em sua condição normal de operação. Motores elétricos de até 15kW são exemplos típicos deste grupo.

**Classe II:** Máquinas médias (tipicamente motores elétricos de 15kW a 75kW) sem fundações especiais, motores rigidamente montados ou máquinas de até 300kW em fundações especiais.

**Classe III:** Grandes motores de acionamento e outras máquinas grandes com massas rotativas montada em fundações pesada e rígidas, a quais são relativamente rígidas na direção da medida da vibração.

**Classe IV:** Grandes motores de acionamento e outras máquinas grandes com massas rotativas montadas em fundações flexíveis, as quais são relativamente flexíveis na direção da medida da vibração (por exemplo conjuntos turbo-geradores especialmente aqueles com estruturas leves).

**Classe V:** Máquinas e sistemas de acionamento mecânico com esforços de inércia de desbalanceamento (partes alternativas) montadas em fundações relativamente rígidas na direção da medida da vibração.

**Classe VI:** Máquinas e sistemas de acionamento mecânico com esforços de inércia devido às partes alternativas, montadas em fundações relativamente flexíveis na direção da medida da vibração; máquinas com pêndulos rotativos tais como martelos de moinhos; máquinas com desbalanceamento variável (tais como centrífugas) capazes de girar como unidade auto-contida sem componentes de conexão; calhas vibratórias, máquinas de teste de fadiga e excitadores de vibração usadas em processos industriais.

## 10.2 Exigência das Sociedades Classificadoras

No meio naval, as Sociedades Classificadoras são empresas, entidades ou organismos reconhecidos para atuarem em nome da Autoridade Marítima Brasileira na regularização, controle e certificação de embarcações nos aspectos relativos à segurança da navegação, salvaguarda da vida humana e prevenção da poluição ambiental. Além dos representantes da Autoridade Marítima devidamente designados, somente as Sociedades Classificadoras formalmente reconhecidas por meio de Acordo de Reconhecimento poderão realizar, em nome da Autoridade Marítima Brasileira, auditorias, inspeções, vistorias, emissões de certificados e demais documentos previstos nas Convenções e Códigos Internacionais, dos quais o país é signatário e/ou nos quais a legislação nacional é aplicável.

Para fins de cálculos relacionados as vibrações, as Sociedades Classificadoras atualmente exigem as seguintes avaliações:

- Inspeções de frequências naturais, excluindo amortecimento.
- Inspeções de amplitudes, torques e tensões resultantes nos elementos do sistema, incluindo amortecimento. Para a excitação do motor recomenda-se componentes harmônicos tangenciais fornecidos pelo fabricante do motor.
- Inspeção da análise transitória do efeito de partida, parando abruptamente ou situação anormal que pode causar excessiva amplitude, torque ou estresse em qualquer componente do sistema de propulsão.

- Na análise transitória forçada mencionada, as Sociedades Classificadoras recomendam analisar a excitação do disparo padrão no motor e, pelo menos, fingir a falha de um bocal, para selecionar a pior magnitude, torque ou estresse causado ao (s) componente (s).

A modelagem lateral ou axial do sistema de propulsão deve incluir dados da linha, incluindo da caixa de engrenagens ou do mancal axial para o componente propulsor em análise. O método mais preciso para essa análise é o Método dos Elementos Finitos.

## 11 CASOS REAIS DE FALHAS EM SISTEMAS PROPULSIVOS DESCOBERTOS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Nesta parte trataremos de casos reais que ocorreram em unidades marítimas relacionado a falhas mecânicas por excesso de vibração a fim de se fazer um levantamento de quais são as mais prováveis falhas ocorridas em sistemas propulsivos e quais os principais métodos vibracionais de identificação destas falhas.

### 11.1 Embarcação de Apoio Marítimo Plataforma Supply Vessel (PSV) com Falha no Sistema Azipode. Caso 1.

Uma embarcação de suporte a plataformas, mostrada na Fig. 51, deslocando-se no Oceano Atlântico entre as costas da África Ocidental e plataformas de petróleo estava experimentando ruído incomum vindo do sistema de propulsão e o Chefe de Máquinas do navio não estava sendo capaz de encontrar a origem do ruído. Como havia um risco óbvio de uma falha em alto mar com riscos severos relacionados à segurança e perda de disponibilidade, havia uma necessidade urgente de análises especializadas de vibração do sistema de propulsão.

**Figura 51** - Um Típico Navio PSV



**Fonte:** <https://www.maintworld.com/Applications/Vibration-Analysis-of-Supply-Vessel-Propulsion2>. Acesso em 28/12/2019 às 10:11.

A fim de responder a esta necessidade urgente, garantindo ao mesmo tempo um alto nível de diagnósticos, obrigatória para uma cinemática tão complicada, o proprietário do navio decidiu escolher a solução de diagnóstico através da análise de vibração. Um técnico local foi enviado a bordo dentro de 4 horas com um coletor de

dados de vibração CSI 2130. Os dados coletados a bordo foram imediatamente transmitidos a uma equipe de análise especializada na Bélgica para descobrir a origem do ruído e determinar se a gravidade do problema exigiria uma ação de manutenção pesada e dispendiosa.

Antes da chegada do técnico de serviço, o armador havia realizado alguns testes preliminares de problemas e ações de manutenção. Os resultados indicaram que o ruído estava presente quando os motores eram conectados à caixa de câmbio, mas desapareciam quando os motores eram desconectados. Os motores foram completamente verificados e os mancais foram trocados sem mudanças significativas no desempenho. O acoplamento entre os motores e a caixa de engrenagens foi verificado, mas não foi encontrado nenhum desgaste ou falha.

O Sistema de propulsão era composto de dois motores CC refrigerados a ar, com rolamentos tipo roletes lubrificados com graxa, conectados em série e acoplados a uma caixa de engrenagens específica que aciona o eixo da hélice. A caixa de engrenagens é lubrificada com óleo e é composta de 3 eixos com conexões angulares, como mostrado na Fig. 52, sendo que a velocidade do eixo de saída da caixa de câmbio é de aproximadamente 180 RPM.

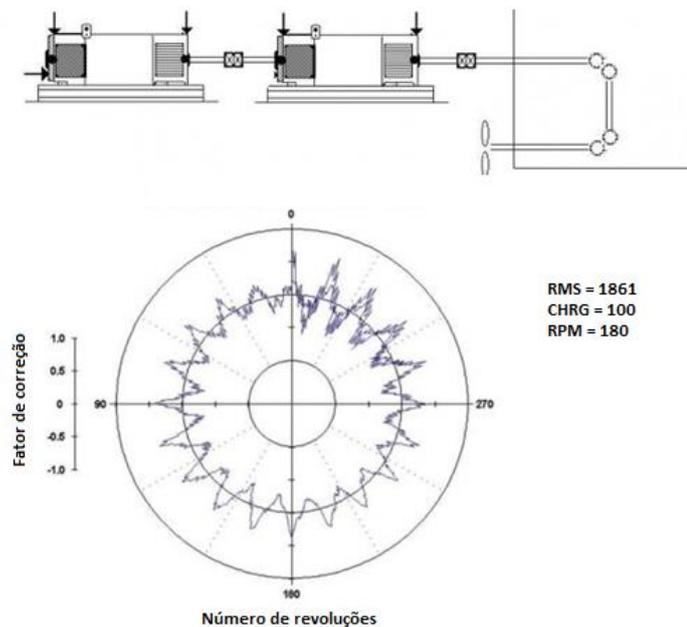
O técnico do serviço utilizou o coletor de dados CSI 2130 com o software Machinery Health Manager 5.1 para todas as medições espectrais de vibração a bordo dos eixos de baixa velocidade. A velocidade do eixo foi medida com um Speedvue, um tacômetro de laser livre de pulso de taquímetro e todos os rolamentos foram verificados por medições espectrais e analisados remotamente.

A análise de vibração dos motores CC não indicou nenhum padrão significativo. Não houve frequências relacionadas a um defeito de rolamento ou falha de lubrificação. Uma frequência de 59,90 Hz foi notada em todos os dados coletados e um desequilíbrio foi observado no ventilador de resfriamento do motor CC número #02. Nenhuma frequência específica de desalinhamento foi observada nas medições (nenhuma Harmônica 1 e 2 da velocidade de rotação), nenhum desequilíbrio de acoplamento foi observado e o acoplamento não apresentou folgas ou desgaste significativo.

## Caixa de Engrenagem

Os dados coletados da caixa de transmissão mostraram um problema de atrito com uma possível fonte de um problema de lubrificação, atrito da rede de engrenagens ou cavitação na hélice (eixo de saída). As medições também indicaram uma frequência de 59,90 Hz com bandas laterais.

**Figura 52** - Esquemático do Sistema de Propulsão e Medidas de Vibração com Forma de Onda Circular



**Fonte:** <https://www.maintworld.com/Applications/Vibration-Analysis-of-Supply-Vessel-Propulsion2>. Acesso em 28/12/2019 às 10:19.

A análise de vibração indicou que os motores e acoplamentos não estavam gerando o ruído e vibrações excessivas. Eles também foram verificados visualmente e nenhum sinal de degradação foi encontrado.

Apenas duas frequências ou fenômenos específicos foram notados, atrito e frequência de 59,90 Hz. A frequência de fricção pode ser gerada por duas causas: problema na lubrificação, atrito da engrenagem ou cavitação da hélice.

A frequência de 59,90 Hz, observada em todas as medidas, pode estar relacionada a três causas raízes:

- 1) **Frequência Elétrica do Motor ou da Unidade de Potência:** O motor nos navios é alimentado por uma frequência de linha exata de 60 Hz. A frequência de 59,90 Hz está próxima da frequência do motor, mas não é exata, e a conclusão foi que a frequência não foi gerada por um elemento elétrico.
- 2) **Vibração Externa:** As medições indicaram desequilíbrio no sistema de refrigeração do motor # 02. O ventilador funciona em teoria a 3600 RPM (60 Hz) e a velocidade real do ventilador foi medida em 3562 RPM (59,38 Hz). Esta frequência foi muito diferente de 59,90 Hz e a conclusão foi que o desequilíbrio do ventilador não era a fonte dessa frequência.
- 3) **Frequência de Engrenagens da na Caixa de Engrenagens:** Bandas laterais em torno da frequência de 59,90 Hz foram notadas em algumas medições. Durante a análise de vibração espectral, as bandas laterais estão ligadas à modulação de amplitude do fenômeno de vibração como repetições da frequência de modulação. Nas medições de vibração a banda lateral tinha a mesma frequência que a velocidade de rotação do eixo de saída, e considerando isso, 59,90 Hz é a frequência da malha de engrenagens entre o eixo vertical e de saída (2ª malha de engrenagens), modulada pela velocidade de rotação do eixo de saída. A amplitude de vibração medida foi maior no motor do que na caixa de câmbio. Isso era esperado, já que os sensores estavam fixados nos mancais do motor diretamente em contato com os eixos, enquanto os sensores para as medições da caixa de engrenagens estavam fixos na carcaça, longe dos eixos e mancais da caixa de engrenagens. Devido à longa distância entre os mancais do eixo da hélice e os sensores, a frequência de base não pôde ser detectada, pois a amplitude foi atenuada pela estrutura mecânica do sistema.

Com efeito, a análise de vibração confirmou que os motores não estavam deteriorados, o acoplamento entre os motores e a caixa de engrenagens estava alinhado corretamente e não era a fonte da vibração. Além disso, o eixo de entrada da caixa de engrenagem não mostrou nenhum sinal de mau funcionamento.

As seguintes hipóteses foram consideradas como a origem da vibração e do ruído: problemas de rolamento no eixo de saída da caixa de engrenagens, incluindo

o sistema de propulsão, problemas de engrenamento entre a saída e os eixos verticais (malha de segunda engrenagem na caixa de engrenagens), deterioração do sistema de propulsão. A recomendação foi verificar os rolamentos, o ângulo do eixo de saída da caixa de engrenagens e o eixo de propulsão na próxima parada do navio.

Os resultados da análise de vibração levaram a um dispendioso trabalho de manutenção de um mês do navio em um dique seco para substituir o sistema de propulsão. Depois que o trabalho de manutenção foi concluído, novas medições foram feitas nas mesmas condições de antes. As medições indicaram uma diminuição considerável no atrito da caixa de velocidades sem ruído ou vibrações anormais. A inspeção das peças substituídas mostrou claramente um defeito de rolamento no eixo de propulsão.

Sem a análise de vibração remota, esse defeito poderia ter levado a um colapso em alto mar, com consequências financeiras e de segurança muito mais sérias do que os custos incorridos nesse trabalho de manutenção.

## **11.2 Relatório de Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Transocean-Petrobras 10000. Caso 2.**

O objetivo deste relatório de análise de vibração era informar ao proprietário sobre a condição mecânica do propulsor com base nas medições da condição de vibração. Com essas informações, as ações de manutenção corretiva ou preventiva necessárias podem ser planejadas para evitar tempo de inatividade não planejado e danos secundários.

### 11.2.1 Dados da Maquinaria

Motor: ABB ami 710lbl vatfmv, potência 4.5MW.

Propulsor: Wartsila fs-3502-671 nu, 4 pás.

### 11.2.2 Equipamento de Medição

- Sistema de monitoramento de vibração on-line: Intellinova compact ins08v
- Acelerômetros Duotech [pulso de choque + condição de vibração]
- Interruptor de proximidade indutivo [medição de velocidade rotacional]
- Software de análise e tendência de dados: condmaster ruby 2016.3.2

### 11.2.3 Técnicas de Medição Usadas

- Análise SPM HD: Técnica de medição da condição do rolamento e análise avançada de pulso de choque no espectro com FFT e domínio do tempo com algoritmos de cálculo para aprimorar choques repetitivos. Diagnósticos para análise de causa raiz de defeitos de rolamentos, análise de condições de engrenagem e outras fontes de choque. SPM HDm/HDc para avaliação da condição do mancal com técnica de pulso e choque de alta definição (detecção de danos no mancal e problemas de lubrificação) para fins de tendências.
- HD ENV para detecção de sinais de choque e impacto com acelerômetros industriais. Análise de causa raiz no espectro da FFT e no domínio do tempo. HDrp para quantificação da energia de impacto para fins de tendências.
- Análise de vibração de espectro e tempo de FFT (Aceleração, Velocidade, Deslocamento). Técnica de aceleração de envelopes e técnica de desmodulação do sinal de choque

As Avaliações da gravidade da vibração foram realizadas de acordo com a norma ISO 10816-3.

### 11.2.4 Níveis de Alarme

Os seguintes níveis de alarme foram definidos:

- Monitoramento de vibração: será usada a norma ISO 10816-3 classe 2. Os níveis de alarme de vibração serão: 7,1mm/s RMS para alerta e 11mm/s RMS para alarme.
- Monitoramento de pulso de choque: as regras de normalização do SPM são usadas para o monitoramento do SPM HD no motor. Os níveis de alarme para o pulso de choque serão: HDm = 21 para alerta e HDm = 35 para alarme. Os níveis de alarme para a caixa de velocidades são baseados em dados históricos de tendências assinatura vibracional (Baseline). Os níveis de alarme para o pulso de choque serão: HDm = 35 para alerta e HDm = 45 para alarme.

### 11.2.5 Visão Geral da Condição Após Análise

As tabelas 2 e 3 fazem um comparativo com a análise de vibração feita no ano de 2017 e no ano de 2018, respectivamente. Podemos notar que houve uma mudança em relação ao Thruster #01.

**Tabela 2** - Condição de Vibração do Motor do Thruster no Ano de 2017

Motor Vibration condition	Alarm	Attention	Normal	Diagnosis	Trend
THRUSTER 1			X	OK	→
THRUSTER 2			X	OK	→
THRUSTER 3			X	OK	→
THRUSTER 4			X	OK	→
THRUSTER 5			X	OK	→
THRUSTER 6			X	OK	→

**Fonte:** Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Petrobras 10000. Ano 2017.

**Tabela 3** - Condição de Vibração do Thruster no Ano de 2018

Thruster Vibration condition	Alarm	Attention	Normal	Diagnosis	Trend
THRUSTER 1		X		BPFI(M) T1 bearing	↗→
THRUSTER 2			X		→
THRUSTER 3			X	BPFI(M) T1 bearing	→
THRUSTER 4			X	OK	→
THRUSTER 5			X	OK	→
THRUSTER 6			X	OK	→

**Fonte:** Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Petrobras 10000. Ano 2018.

Nas tabelas já apresentadas fica disponível uma visão geral das condições mecânicas de cada Thruster e seu respectivo motor, avaliado em código verde (normal), amarelo (atenção) e vermelho (alarme).

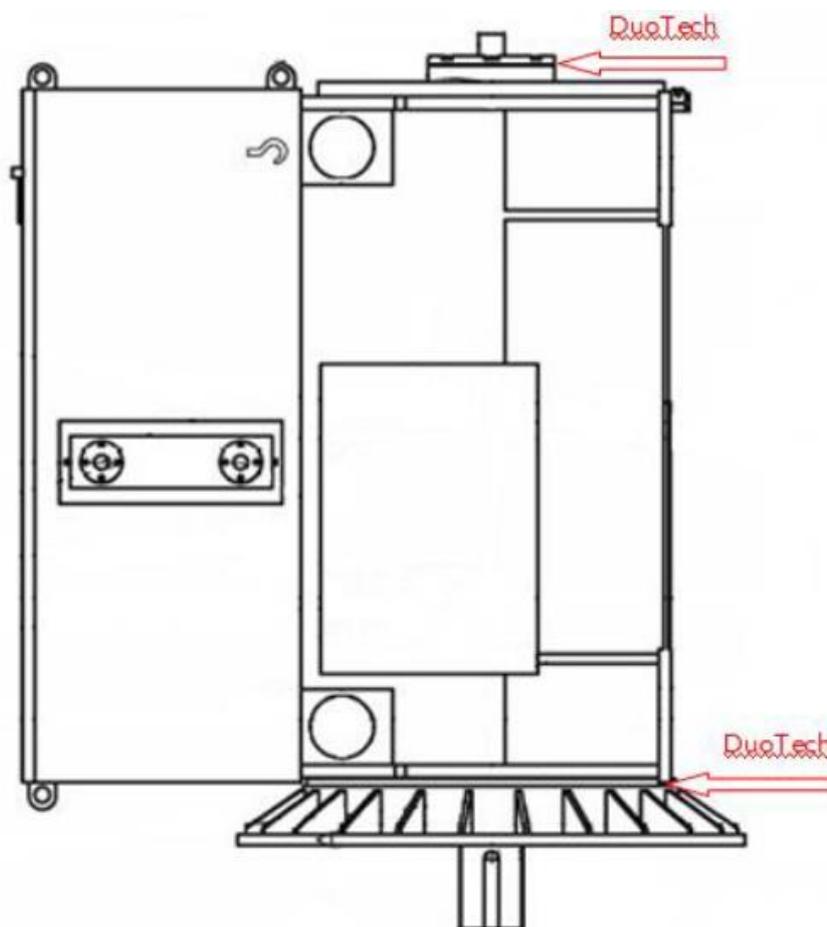
O indicador de seta representa a evolução das tendências (trend) de medição no período atual em comparação com o período relatado anteriormente na análise

feita no ano anterior à análise corrente, da seguinte forma: → tendência / valor medido é estável; ↗ tendência / valor medido está aumentando; e ↘ tendência / valor medido decrescente.

#### 11.2.6 Posição dos Transdutores de Vibração

Na figura 53 são mostrados os transdutores instalados no motor do Thruster.

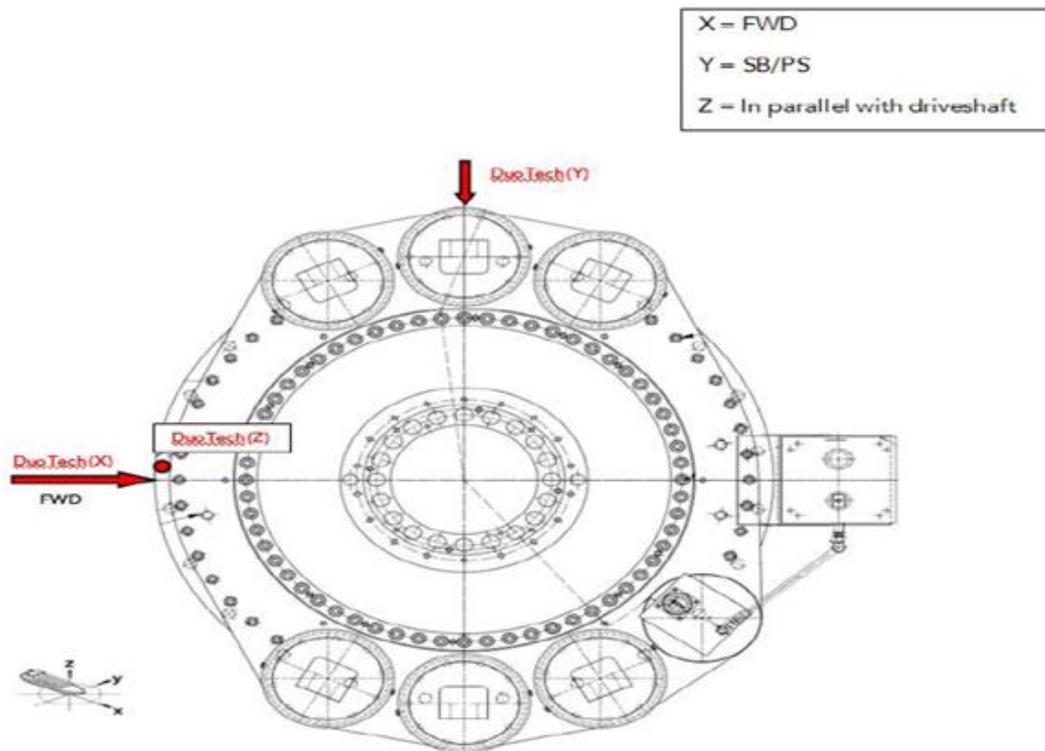
**Figura 53** - Transdutores Instalados no Motor do Thruster



**Fonte:** Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Petrobras 10000. Ano 2018.

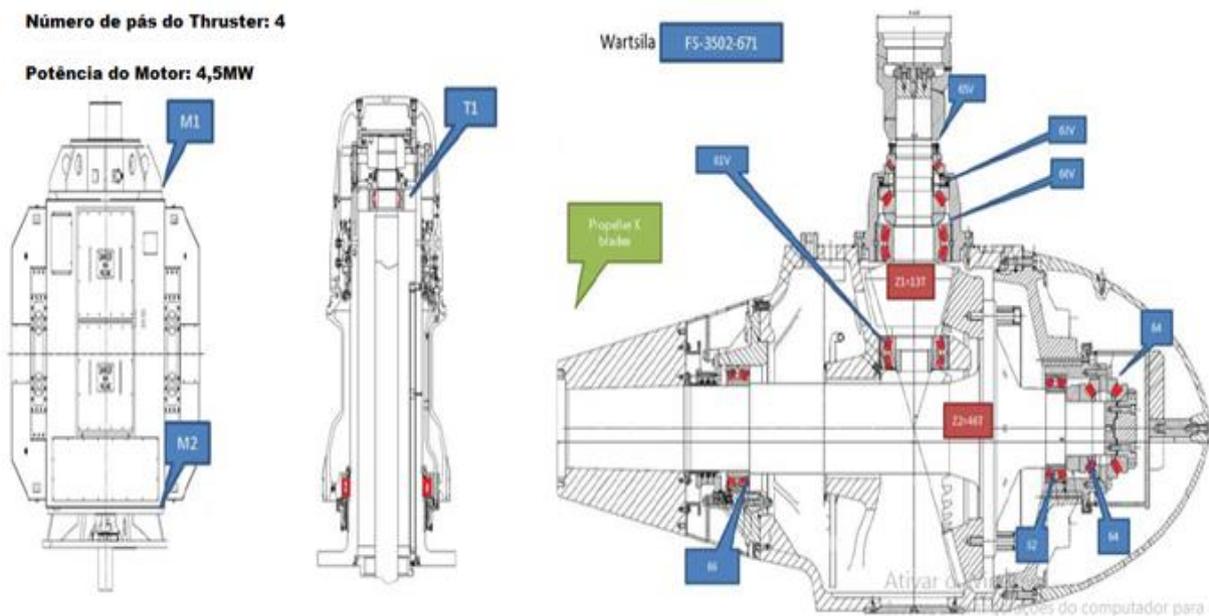
Na figura 54 são mostrados os locais dos transdutores instalados na caixa de engrenagens do Thruster. Por outro lado, na Fig. 55 está sendo mostrado as posições dos rolamentos do eixo do Thruster (T1) e do Motor (M1 e M2).

**Figura 54** - Transdutores Instalados na Caixa de Engrenagens do Thruster



**Fonte:** Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Petrobras 10000. Ano 2018.

**Figura 55** - Posição dos Rolamentos do Eixo do Thruster (T1) e do Rolamento do Motor (M1 e M2)

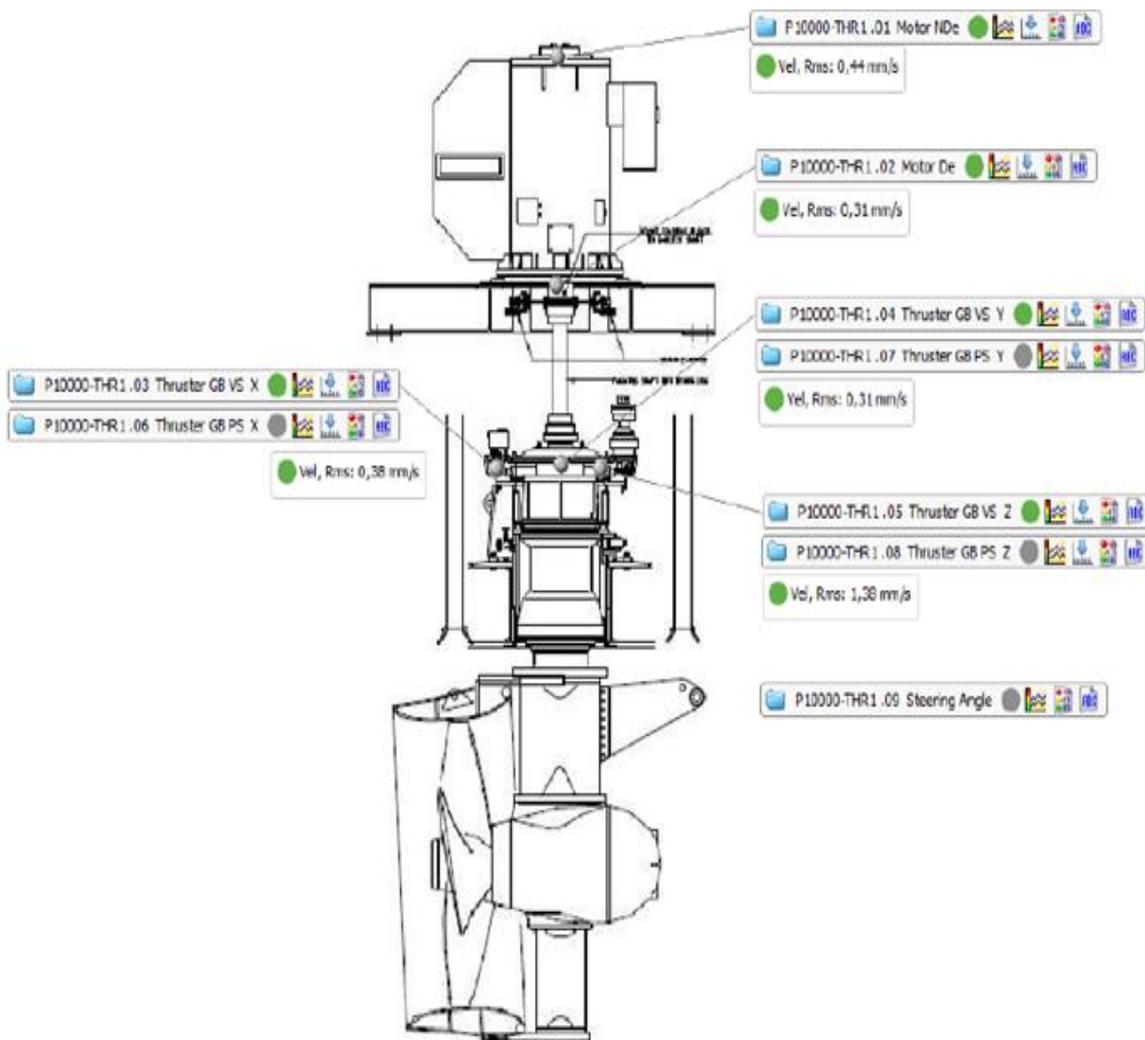


**Fonte:** Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Petrobras 10000. Ano 2018.

### 11.2.7 Pontos de Medição Utilizados no Thruster e seu Motor

A visualização de todos os pontos de medição que foram utilizados para análise de vibração nos Thrusters estão destacados na Fig. 56.

**Figura 56** - Pontos de Medição Utilizados nos Thrusters



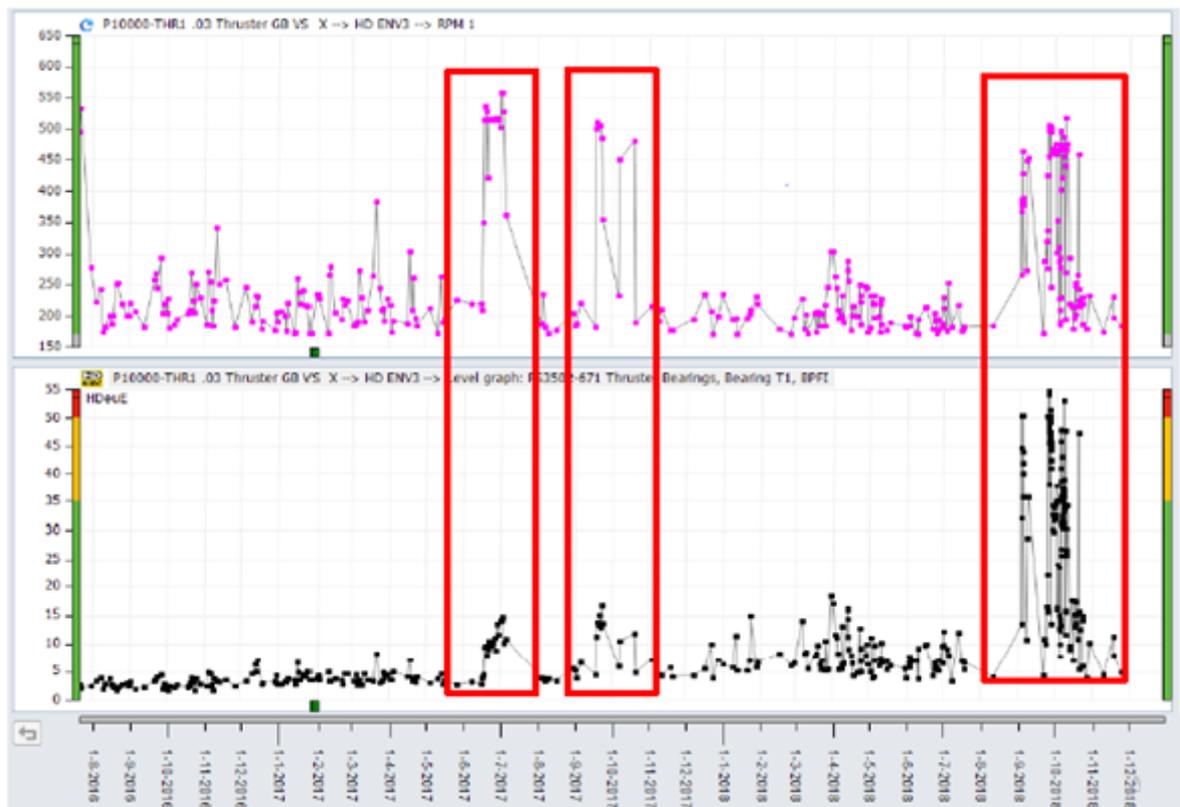
**Fonte:** Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Petrobras 10000. Ano 2018.

### 11.2.8 Caixa de Engrenagens do Propulsor

Para análise da caixa de engrenagens do Thruster podemos observar que as condições permanecem inalteradas em comparação ao ano de 2017 e 2018. Os sinais T1 BPF1 (anel interno da frequência de passagem da esfera) dos rolamentos

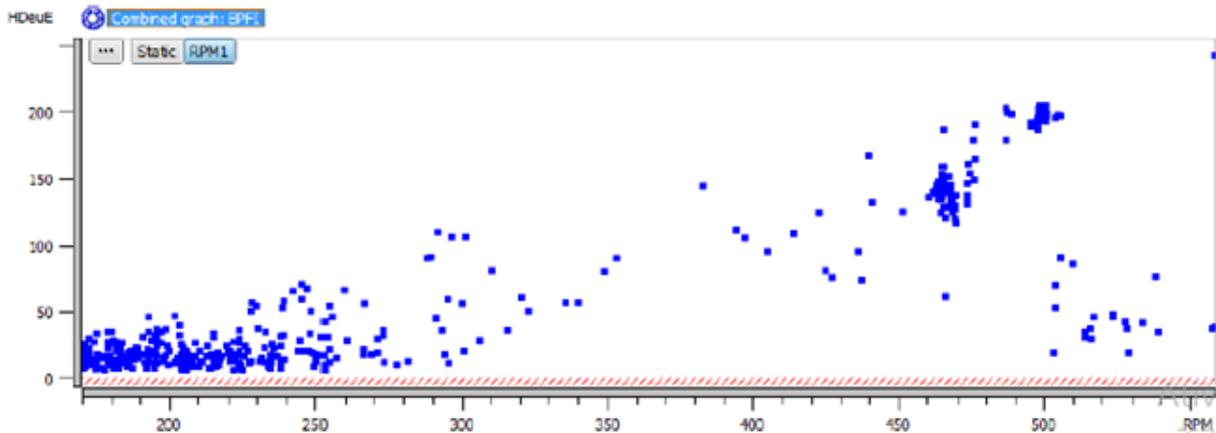
continuam aparecendo na análise em FFT quando o Thruster opera acima de 400 RPM com a observação de que as amplitudes de BPFI são notadamente mais altas em comparação com períodos anteriores em velocidades de rotação mais altas.

**Figura 57** - Caixa de Engrenagens do Thruster X direção HD ENV3, BPFI (M) vs Gráfico de Tendência de Velocidade do Motor



**Fonte:** Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Petrobras 10000. Ano 2018.

**Figura 58** - Distribuição do Valor de Onda de Choque Medida da BPFIM vs RPM



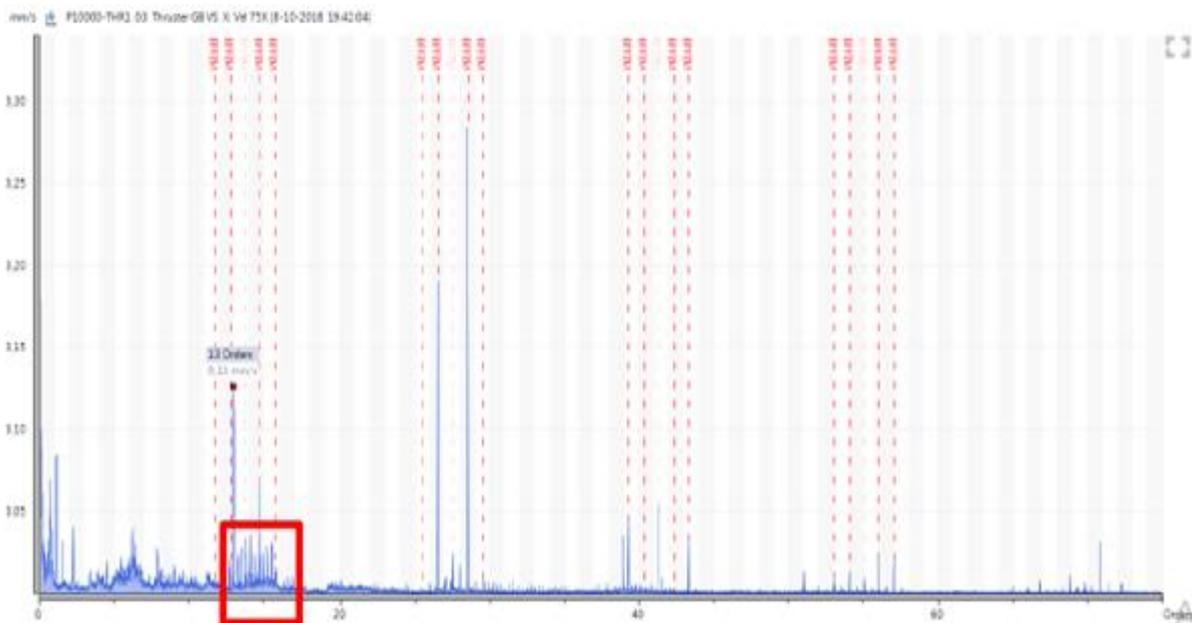
**Fonte:** Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Petrobras 10000. Ano 2018.

No espectro de velocidade da Fig. 57, dois sinais interessantes estão dominando. O pico da ordem de 13x pertence à frequência de malha da caixa de engrenagem e os pequenos picos, mostrados no retângulo vermelho no gráfico, são bandas laterais dos dentes de engrenagem, mas apenas estão presentes no lado superior da Frequência de Malha de Engrenagem (GMF) e provavelmente iniciadas por algum desalinhamento da engrenagem.

O outro sinal interessante é a BPFIM (Modulação de Frequência da Pista Interna), mostrado na Fig. 58, que normalmente nunca deve ser visível em um espectro de velocidade.

Um rolamento produz sinais em forma de impacto e não possui baixa energia de frequência. Quando esses sinais de rolamento estão presentes em um espectro de velocidade (baixa frequência), como mostrado na Fig. 59, isso significa que o rolamento não está apenas iniciando impactos, mas também movendo-se nas frequências de defeitos de rolamento.

**Figura 59** - Espectro de Velocidade Obtido a 467 rpm



**Fonte:** Análise de Vibração dos Azimute Thrusters do Navio-Sonda Petrobras 10000. Ano 2018.

### 11.2.9 Conclusão e Recomendações da Análise Feita

#### **Thruster 1:**

Os sinais da pista interna do rolamento (BPFIM) e da modulação da frequência de passagem das esferas do rolamento T1 são claramente visíveis à velocidade do motor acima de 400 rpm.

Resultados recentes mostraram uma progressão na amplitude do valor do sintoma. Os sinais internos da pista do rolamento também são encontrados nos espectros de velocidade (mm/s), que não são normais e, de acordo com a teoria da vibração, indicam danos graves ao rolamento.

O desenvolvimento de tendência desse sintoma de defeito de rolamento precisa ser seguido de perto e, se possível, o rolamento deve ser inspecionado.

Em caso de aumento adicional do sinal BPFIM, recomendamos a substituição deste rolamento.

**Thruster 2:**

Todas as leituras de vibração são estáveis, não há outros sinais de defeitos mecânicos nos dados de vibração que exijam uma investigação mais aprofundada no momento.

**Thruster 3:**

Na caixa de engrenagens do propulsor, a pista interna da frequência de passagem de esfera (BPFIM) do rolamento T1 está sendo visível, conforme relatado anteriormente. Não há progressão na amplitude do valor do sintoma. Não há outros sinais de defeitos mecânicos observados nos dados de vibração que exijam investigação adicional no momento.

**Thruster 4:**

Todas as leituras de vibração são estáveis, não há outros sinais de defeitos mecânicos nos dados de vibração que exijam uma investigação mais aprofundada no momento.

**Thruster 5:**

Todas as leituras de vibração são estáveis, não há outros sinais de defeitos mecânicos nos dados de vibração que exijam uma investigação mais aprofundada no momento.

**Thruster 6:**

Todas as leituras de vibração são estáveis, não há outros sinais de defeitos mecânicos nos dados de vibração que exijam uma investigação mais aprofundada no momento.

**11.3 Análise de Vibração do MCP de um Navio Empurrador. Caso 3.**

A seguir veremos uma abordagem sobre a análise de vibração feita em um Navio Empurrador apresentado na Fig. 60, o qual apresentou excesso de vibração proveniente do seu MCP, o que estava ocasionando desgaste dos componentes do

sistema de propulsão, bem como causando um desconforto considerável para o casaril (acomodação) da embarcação.

**Figura 60** - Navio Empurrador Analisado



**Fonte:** Relatório de Análise de Vibração. Empresa Napro Service.

Os sintomas presentes na embarcação eram alta vibração no casaril da embarcação, rachaduras que começaram a aparecer na estrutura da embarcação, danos nos mancais e eixo do motor, operação limitada apenas a condições de baixa carga para evitar, alto ruído e desgaste nos componentes do sistema, bem como uma possível quebra do maquinário.

Através das medições feitas por análise de vibração, foi possível encontrar a causa raiz do problema.

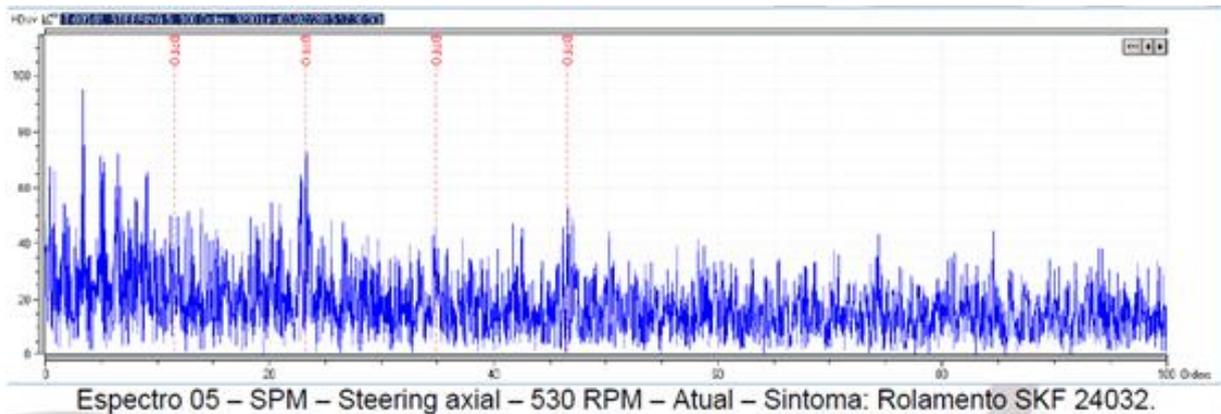
#### 11.3.1 Técnicas de Medições Usadas

Dentre as técnicas utilizadas para medição das vibrações excessivas foram utilizadas SPM HDm/HDc, para avaliação da condição do mancal e desalinhamento do eixo, com técnica de pulso e choque de alta definição.

As Avaliações da gravidade da vibração foram realizadas de acordo com a norma ISO 10816-3. Após as medidas tomadas, foram encontrados os seguintes resultados:

A figura 61 mostra que a medida SPM do eixo axial a 530 RPM, apresenta picos que foram encontrados em uma escala da ordem de 0 a 100 (eixo das abscissas) nos parâmetros medidos de 0 a 100 (eixo das ordenadas), o que indica uma alteração do espectro de vibração normal (assinatura espectral) de operação do rolamento do sistema propulsivo.

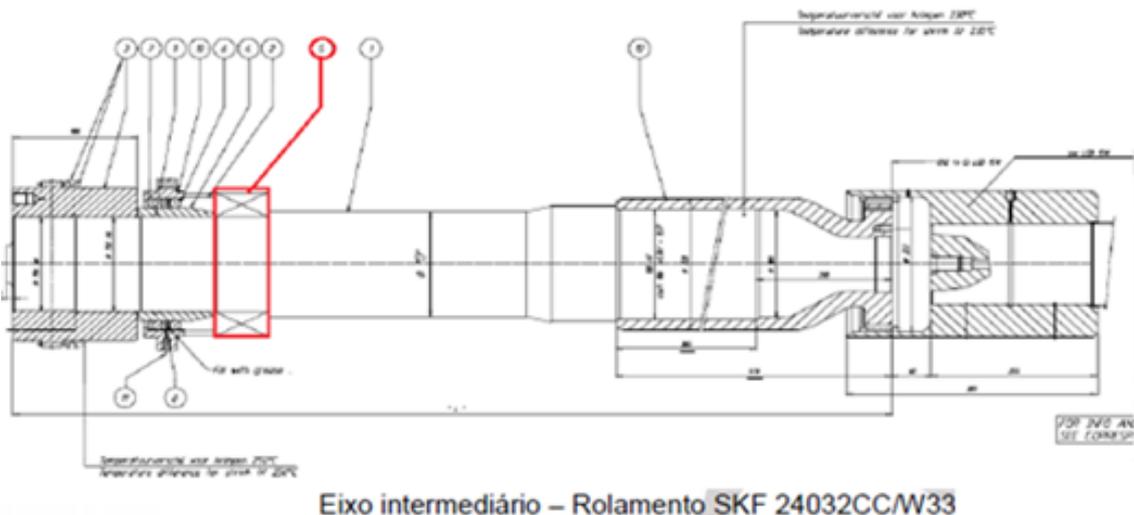
**Figura 61** - Medida SPM do Eixo Axial a 530 RPM



**Fonte:** Relatório de Análise de Vibração. Empresa Napro Service.

A figura 62 mostra a localização do rolamento danificado no eixo propulsor.

**Figura 62** - Localização do Rolamento com Falha no Eixo Propulsor



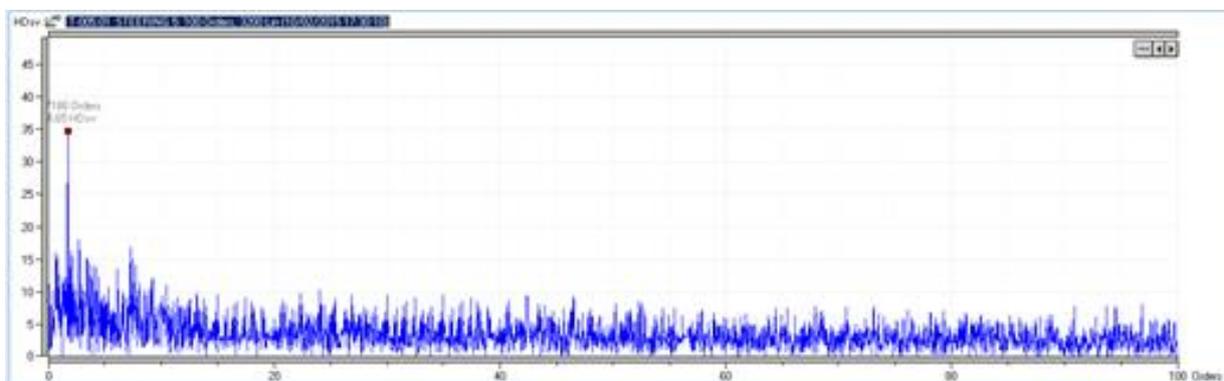
**Eixo intermediário – Rolamento SKF 24032CC/W33**

**Fonte:** Relatório de Análise de Vibração. Empresa Napro Service.

### 11.3.2 Conclusões e Recomendações

Consultando as medições e análises de vibrações feitas foi possível suspeitar de uma falha no alinhamento do eixo do motor, o que causou um dano ao rolamento em questão. Após o alinhamento corrigido e a instalação de um novo rolamento, a vibração anterior, que era da ordem de 115 mm/s (medida no parâmetro de velocidade) em carga livre, tornou-se 12 mm/s em 100% de carga em condições de amarração e 3 mm/s em carga livre, uma mudança considerável. Desta forma, foi observado que não havia mais a presença de vibrações excessivas no sistema propulsivo, bem como na embarcação.

**Figura 63** - Medida SPM do Eixo Axial Após a Troca do Rolamento



Fonte: Relatório de Análise de Vibração. Empresa Napro Service.

### 11.4 Análise de Vibração em um Navio de Instalação e Lançamento de Dutos Flexíveis (Pipe Laying Support Vessels - PLSV). Caso 4.

Uma embarcação PLSV estava apresentando um forte sintoma de vibração excessiva em um de seus Thrusters, de tal forma a qual poderia ocorrer uma quebra eminente do equipamento propulsivo em questão e conseqüentemente um grande prejuízo para o armador. Portanto, foi solicitada a uma empresa terceirizada para que se fizesse uma análise de vibração no Thruster sintomático (Thruster#06) com o objetivo de descobrir o que estava causando este excesso de vibração.

Na figura 64 vemos uma típica embarcação PLSV e na Fig. 65 a disposição do propulsor, localizado na unidade marítima, com suspeita de falha.

**Figura 64** - Típica Embarcação PLSV

**Fonte:** <http://www.sapura.com.br/nossa-frota/>. Acesso em 11/04/2020 às 12:46.

**Figura 65** - Disposição do Propulsor com Suspeita de Falha na Unidade Marítima

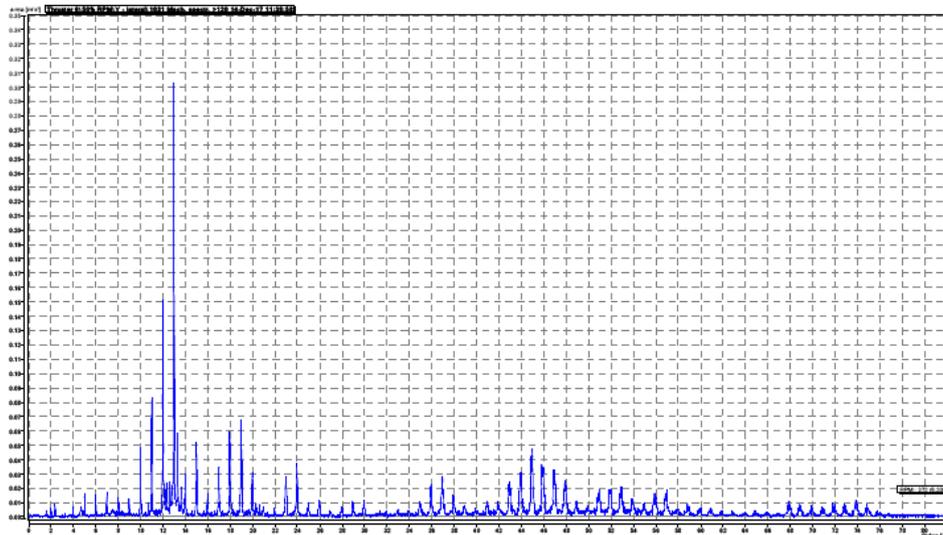
**Fonte:** Relatório de Análise de Vibração da Empresa Sapura, feito pela Empresa Wartsila.

Um engenheiro da Wartsila foi instruído a executar um conjunto de medições de vibração no propulsor número 6 da embarcação e determinar os níveis de vibração para possíveis falhas. As medições foram realizadas com várias velocidades de entrada em várias direções na parte superior e inferior do propulsor e na parte superior do motor elétrico. As medições foram realizadas no eixo longitudinal (direção x), direção lateral (direção y) e vertical (direção z) em relação ao navio.

Os resultados podem ser vistos no gráfico abaixo da Fig. 66, onde os espectros de baixa frequência (LF) mostram claramente muitos picos que provavelmente estão relacionados a uma engrenagem potencialmente danificada. Os picos são espaçados a uma distância correspondente ao eixo de entrada. Em alguns espectros LF bandas

laterais ao redor da GMF (Frequência de Malha da Engrenagem) são visíveis, o que corresponde ao eixo da hélice.

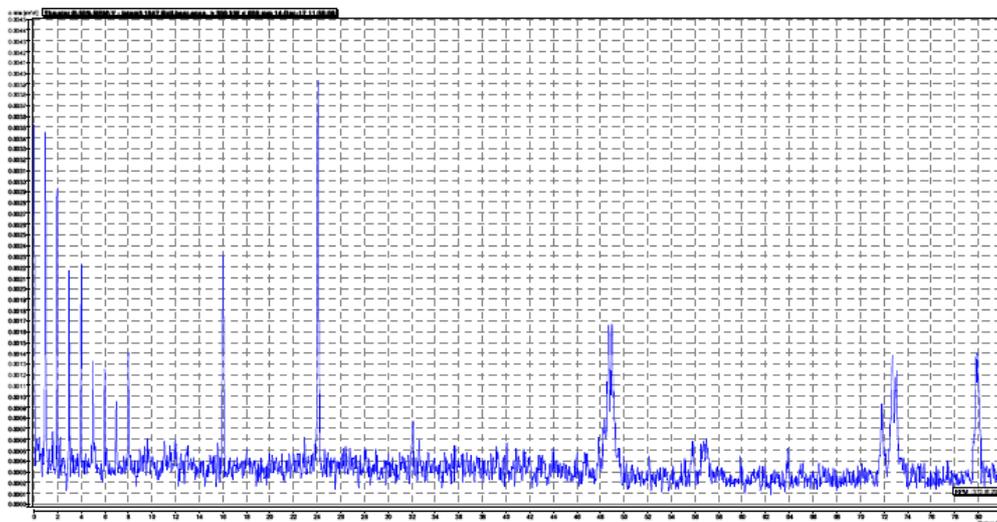
**Figura 66** - Espectro de Baixa Frequência Medidas na Direção Y no Thruster #06 a 50% de RPM



**Fonte:** Relatório de Análise de Vibração da Empresa Sapura, feito pela Empresa Wartisla.

Os picos relacionados ao eixo de entrada são claramente visíveis nos espectros de envelope (Env) do propulsor. Estes são provavelmente os resultados de falhas em potencial da engrenagem no Thruster. Além disso, são visíveis picos que correspondem à frequência de passagem do polo do motor e seus harmônicos. Isso, no entanto, é um fenômeno normal.

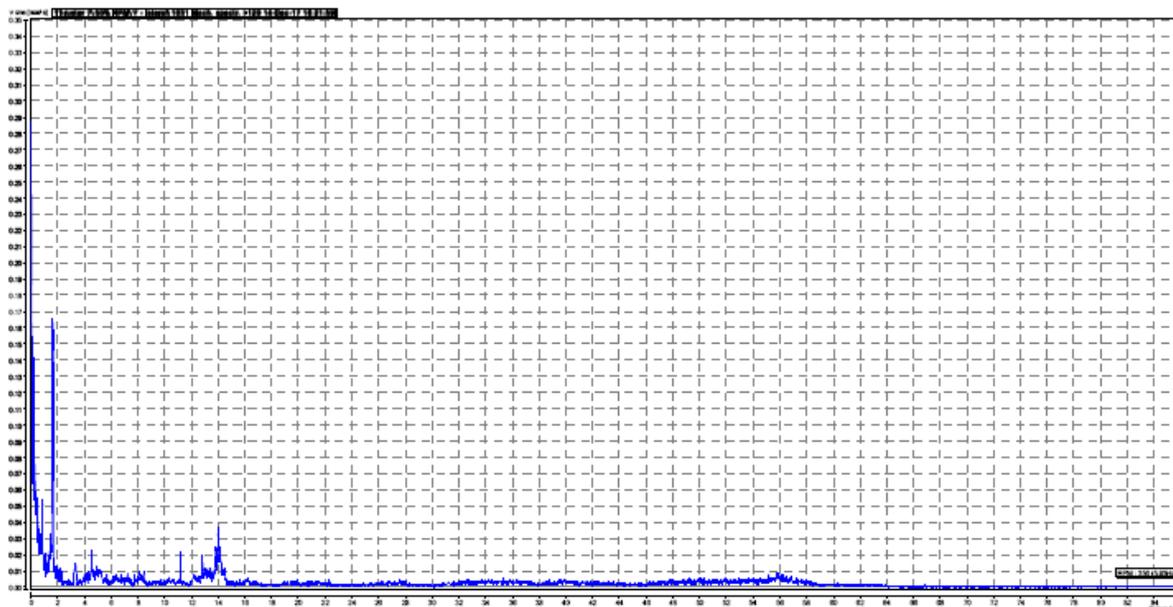
**Figura 67** - Espectro de Baixa Frequência Medidas na Direção X no Thruster #06 a 75% de RPM



**Fonte:** Relatório de Análise de Vibração da Empresa Sapura, feito pela Empresa Wartisla.

Fazendo um comparativo com um dos Thrusters da embarcação que foi considerado com níveis de vibração aceitáveis e normais, podemos verificar uma grande diferença entre os gráficos realizados.

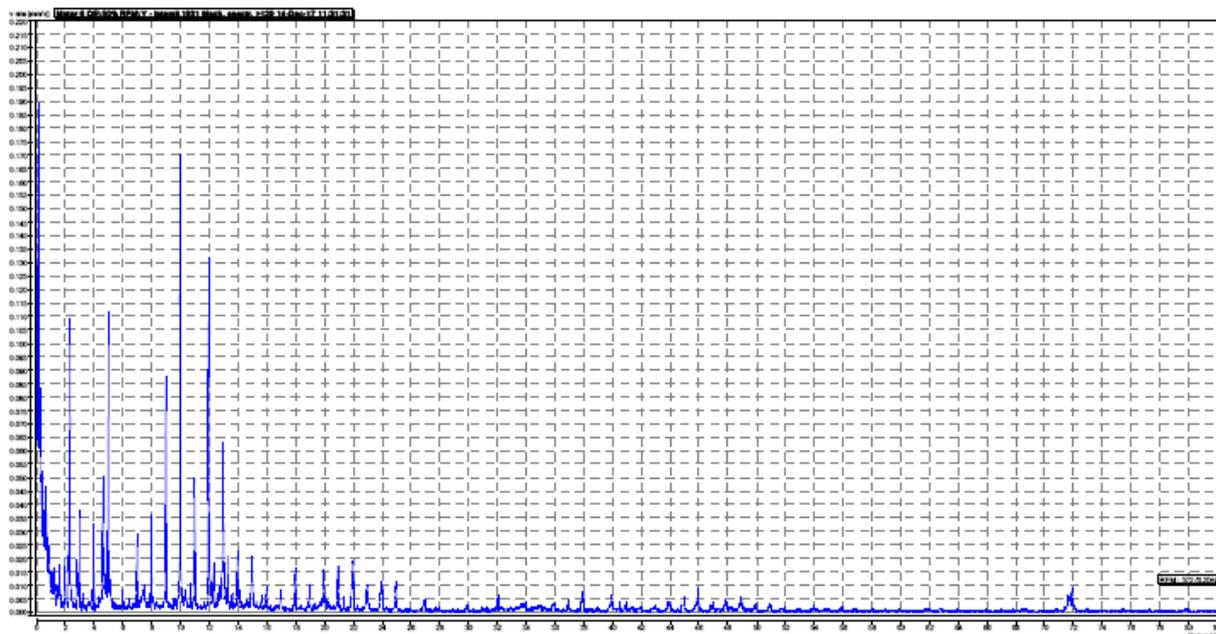
**Figura 68** - Espectro de Baixa Frequência Medidas na Direção Y no Thruster #07 a 50% de RPM



**Fonte:** Relatório de Análise de Vibração da Empresa Sapura, feito pela Empresa Wartisila.

Medidas de análise de vibração realizadas no motor do Thruster#06, sobre análise de falha, mostraram que as medições do motor elétrico são dominadas pelas indicações de falhas da engrenagem potencialmente danificada. Além disso, os picos correspondentes à frequência de passagem do polo também são visíveis nos espectros LF e Env do o motor elétrico. Este é um fenômeno normal para um motor elétrico saudável. O motor elétrico parece estar em boas condições.

**Figura 69** - Espectro de Baixa Frequência Medidas na Direção X no Motor Elétrico do Thruster a 50% de RPM



**Fonte:** Relatório de Análise de Vibração da Empresa Sapura, feito pela Empresa Wartisila.

#### 11.4.1 Medições Realizadas

Para a avaliação das medições nos propulsores, o primeiro foco está nos valores gerais de RMS dos espectros de baixa frequência (até 1000 Hz). A tabela 4 mostra os resultados. Todos os valores RMS estão dentro dos limites especificado pela ISO 10816.

Com as medidas tomadas a 50% de RPM, podemos ver com clareza a diferença entre o Thruster #06 e os demais analisados, Thruster #05 e #07.

**Tabela 4** - Valores RMS de Baixa Frequência Medidos nas três Dimensões

Equipment	Position	RMS value at 25 / 50 / 75 / 80 % RPM [mm/s]							
		X:	0.51	X:	0.99	X:	1.19	X:	1.62
Thruster 6	Starboard	Y:	0.33	Y:	0.87	Y:	1.12	Y:	2.57
		Z:	0.60	Z:	0.84	Z:	1.77	Z:	1.18
		X:	0.44	X:	0.48	X:	0.62	X:	0.63
E-Motor 6 DE		Y:	0.46	Y:	0.44	Y:	0.54	Y:	0.61
		Z:	1.03	Z:	1.34	Z:	1.35	Z:	1.40
		X:	0.43	X:	0.98	X:	1.75	X:	1.41
E-motor 6 NDE		Y:	0.65	Y:	0.93	Y:	1.21	Y:	1.24
		Z:	0.64	Z:	1.36	Z:	1.58	Z:	1.83
		X:	-	X:	0.31	X:	-	X:	-
Thruster 5	Portside	Y:	-	Y:	0.35	Y:	-	Y:	-
		Z:	-	Z:	0.53	Z:	-	Z:	-
		X:	-	X:	0.24	X:	-	X:	-
E-motor 5 DE		Y:	-	Y:	0.42	Y:	-	Y:	-
		Z:	-	Z:	0.47	Z:	-	Z:	-
		X:	-	X:	0.41	X:	-	X:	-
E-motor 5 NDE		Y:	-	Y:	0.66	Y:	-	Y:	-
		Z:	-	Z:	0.54	Z:	-	Z:	-
		X:	-	X:	0.33	X:	-	X:	-
Thruster 7	Centre	Y:	-	Y:	0.43	Y:	-	Y:	-
		Z:	-	Z:	0.51	Z:	-	Z:	-
		X:	-	X:	0.22	X:	-	X:	-
E-motor 7 DE		Y:	-	Y:	0.33	Y:	-	Y:	-
		Z:	-	Z:	0.45	Z:	-	Z:	-
		X:	-	X:	0.52	X:	-	X:	-
E-motor 7 NDE		Y:	-	Y:	0.41	Y:	-	Y:	-
		Z:	-	Z:	0.61	Z:	-	Z:	-

**Fonte:** Relatório de Análise de Vibração da Empresa Sapura, feito pela Empresa Wartisila.

Com as medidas tomadas a 50% de RPM, podemos ver com clareza a diferença entre o Thruster #06 e os demais analisados, Thruster #05 e #07.

#### 11.4.2 Conclusão e Recomendações

Os Thrusters #05 e #07 foram medidos apenas a 50% RPM para servir como medida de referência para o Thruster #06. Os valores RMS, conforme apresentados na tabela 4, estão todos dentro dos limites aceitáveis. A frequência de passagem do polo e seus harmônicos são claramente visíveis no espectro do motor #06, o que é normal para um motor elétrico saudável. Não são encontradas irregularidades nos espectros do motor elétrico do propulsor 6.

Os dados espectrais do propulsor #06 mostram indicações claras de um grave dano na engrenagem. Recomenda-se limitar a operação do propulsor e agendar uma substituição o mais rápido possível da engrenagem danificada. Se o equipamento não pode ser substituído em pouco tempo, são recomendadas medições adicionais para acompanhar o desenvolvimento do dano.

#### 11.4.3 Medidas e Técnicas Utilizadas

No equipamento, as vibrações foram medidas nas direções X, Y e Z a 25, 50%, 75% e 80% RPM. As medições são realizadas das seguintes maneiras:

- **Medições de frequências baixas e medições do espectro de frequência:**

Unidade: velocidade

Filtro HP: 1,00 Hz

Frequência máxima: 1000 Hz

Número de linhas: 6400

Janela: Hanning

Média: 6 vezes linear com sobreposição de 60%

- **Medições do sinal de tempo:**

Unidade: velocidade

Filtro HP / LP: 2,00 - 1000,00 Hz

Tempo de medição: 5000,0 ms

Taxa de amostragem: 16384 Hz

- **Medições de frequências altas (filtro passa-baixo de 30 kHz)**

Unidade: aceleração

Filtro HP: 10,00 Hz

Frequência máxima: 10000 Hz

Número de linhas: 12800

Janela: Hanning

Média: 10 vezes linear com sobreposição de 60%

- **Medições de espectro de frequência envolvente**

Unidade: aceleração

Filtro HP / LP: 1000,00 - 10000,00 Hz

Frequência: 1000 Hz

Número de linhas: 3200

Janela: Hanning

Média: 6 vezes linear

- **Medições do sinal de tempo**

Unidade: aceleração

Filtro HP / LP: 10,00 - 10000,00 Hz

Tempo de medição: 5000,0 ms

Taxa de amostragem: 65536 Hz

### **11.5 Relatório de Análise de Vibração dos Azimute Thrusters da Plataforma Semissubmersível Transocean-706. Caso 5.**

A proprietária da embarcação solicitou para que a Napro Service fizesse uma inspeção via análise de vibração de algumas máquinas do navio Transocean-706, tais como os oito Thrusters da unidade, para verificar as condições de operação dos equipamentos quanto a excesso de vibrações e potencial de falhas ou mau funcionamento. Além disso, as medidas visavam criar um banco de dados de cada máquina, para monitorar a tendência dos sinais durante a vida útil de cada equipamento, tornando periódicas as medições a fim de obter uma resposta sobre o comportamento dinâmico e a condição do maquinário. Desta forma, é possível

planejar os reparos antes das falhas ocorrerem, reduzindo o tempo de inatividade para manutenção, reduzindo custos com peças de reposição e aumento da produtividade e confiabilidade dos sistemas.

Dentre os equipamentos inspecionados, vamos concentrar apenas nos de sistemas propulsivos, os Thrusters, que são os de interesse do trabalho em questão. As características do propulsor são mostradas abaixo:

- 8 Thrusters Rolls Royce Ulstein;
- AquaMaster UUC 305 FP;
- Razão de engrenagens: 3,5:1;
- 4 pás;
- MOTOR Siemens trifásico de 2300KW.

#### 11.5.1 Equipamentos e Técnicas Utilizadas Para a Inspeção:

Foram utilizados os seguintes equipamentos para fazer as medições de vibração de vibração:

- 1) Analisador de vibração portátil SPM LEONOVA infinity TM.S/N: 0901030
- 2) Software SPM CONDMASTER Ruby para PC.

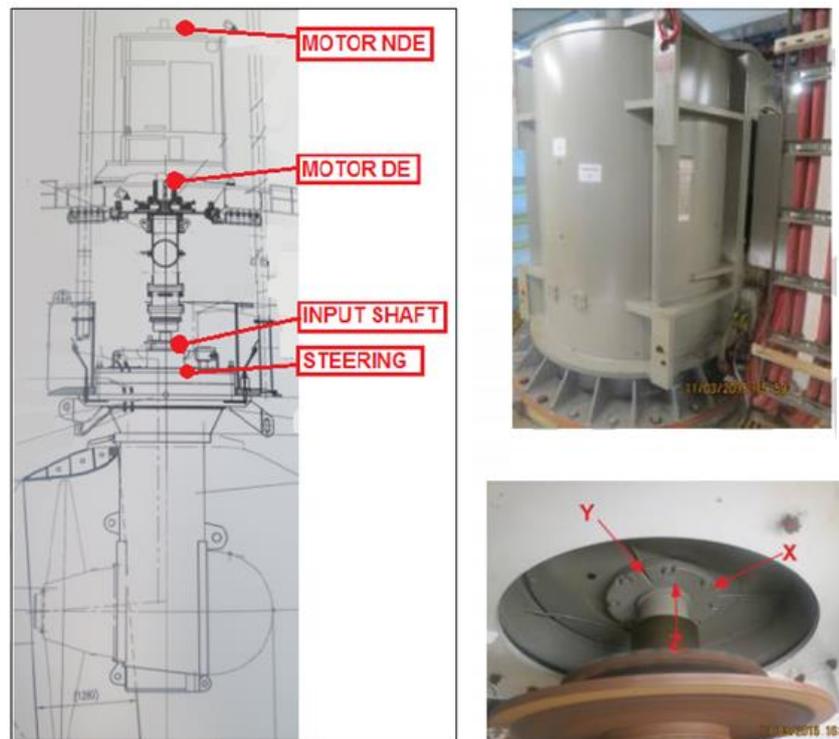
As técnicas de vibração utilizadas para a análise foram:

- 1) Análise de espectro e tempo de FFT (aceleração, velocidade, deslocamento e envelope aceleração).
- 2) Método de pulso de choque SPM HDm/HDc e dBm/dBc para avaliação da condição do rolamento (detecção de problemas de danos e lubrificação) em alta definição.
- 3) SPM Spectrum para avaliar as engrenagens a analisar a frequência de defeitos de rolamentos e sua causa raiz.
- 4) Avaliação da gravidade do nível de vibração ISO 2372

### 11.5.2 Disposição dos Sensores Instalados para Análise nos Thrusters

A figura 70 demonstra os locais de medição das vibrações do conjunto motor e Thruster.

**Figura 70** - Disposição dos Sensores de Vibração Utilizados para Análise



**Fonte:** Preliminary Vibration Report - June/2016 Engine/Generators/Thrusters Transocean-706.

**Figura 71** - Eixo de Entrada do Thruster



**Fonte:** Preliminary Vibration Report - June/2016 Engine/Generators/Thrusters Transocean-706.

### 11.5.3 Análise de Vibração dos Thrusters

Após realizada as leituras de análise de vibração dos Thrusters, foi observado que o Thruster #08 apresentou significativa mudança de leitura, comparado com o ano de 2015, quando foi feita a última inspeção. Nas tabelas 5 e 6, é possível fazer um comparativo do desenvolvimento deste aumento de vibração.

**Tabela 5** - Leituras do Thruster#08 em Março de 2015

THRUSTER #8										
POSITION	DATE	TIME	RPM	Vibration			Temp (°C)	Shock pulse		Steering Direction
				X	Y	Z		HDm	HDc	
MOTOR NDE 8	12/03/2015	12:20:50	410	0,57	0,83	0,59		16,5	11	FWD - AFT
MOTOR NDE 8	12/03/2015	12:11:43	410	8,19	1,84	1,01	40,2	15,7	10	STB - PS
MOTOR DE 8	12/03/2015	12:25:25	410	0,33	0,34	0,64	46,7	12,6	5,3	FWD - AFT
INPUT SHAFT 8	12/03/2015	12:29:04	410	0,35	0,32	0,85	42,5	8,9	-12,2	FWD - AFT
STEERING 8	12/03/2015	12:31:11	410	0,25	0,25	0,85		5,1	-22,8	FWD - AFT

**Fonte:** Preliminary Vibration Report - June/2016 Engine/Generators/Thrusters Transocean-706.

**Tabela 6** - Leituras do Thruster#08 em Junho de 2016

THRUSTER	MEASUREMENT POINT	DATE	TIME	RPM	DIRECTION	VIBRATION			SHOCK PULSE	
						Disp, Rms	Vel, Rms	Acc, Rms	dBm	dBc
#8	MOTOR NDE 8	16/06/2016	10:44:28	246,0	X	34,93	2,57	0,15	22	16
			10:45:01		Y	13,91	0,99	0,15		
			10:45:28		Z	29,54	1,54	0,16		
	MOTOR DE 8		10:41:26	246,0	X	23,35	0,88	0,15	17	11
			10:42:46		Y	5,88	0,49	0,15		
			10:41:44		Z	31,77	1,39	0,15		
	INPUT SHAFT 8		10:06:45	233,1	X	11,30	0,46	0,15		
			10:06:45		Y	6,48	0,48	0,17		
			10:25:28		Z	12,36	0,70	0,16		
	STEERING 8			10:25:28		Z	11,80	0,63	0,17	
	MOTOR NDE 8	16/06/2016	17:17:31	470,0	X	22,85	1,68	0,15	17	11
		16/06/2016	17:15:48	445,0	X	24,88	1,82	0,15		
		16/06/2016	17:14:06	430,0	X	38,86	3,56	0,16		
		16/06/2016	17:13:13	430,0	X	40,97	4,00	0,16		
		16/06/2016	17:11:57	430,0	X	29,87	2,59	0,16		
		16/06/2016	10:53:29	433,0	X	210,09	19,76	0,24		
		16/06/2016	10:53:03	433,0	X	231,40	22,26	0,27		
		16/06/2016	17:17:55	470,0	Y	12,76	1,54	0,15		
		16/06/2016	10:54:10	433,0	Y	72,49	6,95	0,17		
		16/06/2016	17:18:26	470,0	Z	26,15	2,49	0,17		
16/06/2016	10:54:47	433,0	Z	26,24	2,56	0,17				
MOTOR DE 8	16/06/2016	10:50:04	411,4	X	36,36	2,88	0,17	12	6	
	16/06/2016	10:51:26	411,4	Y	24,04	2,24	0,16			
	16/06/2016	10:50:25	411,4	Z	22,64	2,38	0,19			
INPUT SHAFT 8	16/06/2016	10:15:03	416,0	X	12,30	0,58	0,16			
	16/06/2016	10:15:03	416,0	Y	11,47	0,61	0,18			
	16/06/2016	10:29:50	410,4	Z	13,28	1,19	0,17			
STEERING 8	16/06/2016	10:29:50	410,4	Z	15,88	0,88	0,17			

**Fonte:** Preliminary Vibration Report - June/2016 Engine/Generators/Thrusters Transocean-706.

#### 11.5.4 Conclusão e Recomendações

De acordo com a inspeção de março de 2015, observou-se que durante a medida na direção radial de vibração boreste x bombordo x boreste (de um bordo para o outro) na direção “X”, a vibração aumenta no propulsor. Observa-se isto com mais detalhes nos pontos de medição do “Motor NDE”. Quando a direção do Thruster está no sentido de proa para popa, todas as leituras de vibração apresentam bons níveis, de acordo com a ISO 2372.

Analisando os dados reais de vibração, também foi observado que durante uma faixa de RPM em torno de 430 RPM, os níveis de vibração aumentam. Na tabela 06, as linhas laranja estão mostrando os resultados da combinação de fatores críticos, velocidade e posição crítica do propulsor durante o movimento da embarcação. Isto gera uma forte vibração na parte superior do motor. Em uma visão geral, não foi encontrada indicação de mau funcionamento nos propulsores, apenas na parte superior do motor, mas é necessário tomar cuidado com a combinação de velocidade crítica e direção crítica. Recomenda-se fazer inspeções regulares de vibração nos Thrusters (pelo menos a cada 6 meses). Não trabalhar com o Thruster#08 com RPM elevado, abaixo dos 400 RPM.

#### **11.6 Navio da Marinha Francesa com Problema no se Eixo Propulsor com MCP. Caso 6.**

Um navio da Marinha de Guerra Francesa docou sua embarcação em dezembro de 1999, especificamente para inspecionar os mancais externos do eixo propulsor. As folgas encontravam-se acima do recomendado para instalação, o que sugeria uma substituição completa das taliscas dos mancais. Entretanto, por falta de sobressalentes, foram apenas substituídas as taliscas inferiores dos mancais a rém (AR) do tubo telescópico. De acordo com as especificações a folga mínima de montagem era de 2mm e folga máxima admissível de todos os mancais era de 8,8mm.

A partir de junho de 2002 em função da falta de confiança nas folgas encontradas, iniciou-se uma pesquisa dos níveis de vibrações das linhas de eixos. Foram então efetuadas diversas medições entre junho e novembro daquele ano. Considerando-se duas velocidades de rotação dos eixos (90 e 120rpm), constatou-se altos níveis de vibrações em baixas frequências. Em novembro do mesmo ano,

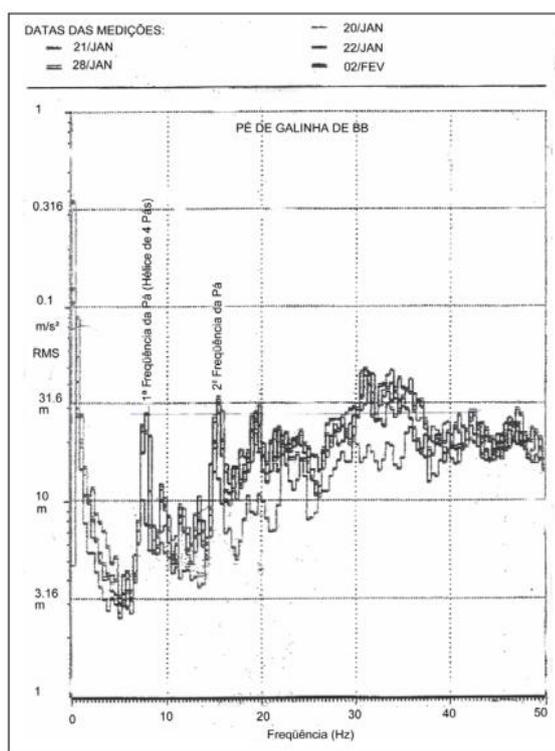
após as análises dos espectros de vibração, recomendou-se ao navio não operar o eixo de bombordo (BB) com velocidade de rotação maior do que 120rpm e o eixo de boreste (BE) maior do que 135rpm, como forma de manter os níveis de vibração em valores aceitáveis.

As medições dos níveis de vibrações efetuadas entre junho e novembro de 2002, em conjunto com as medidas de folgas efetuadas por mergulhadores (embora não muito confiáveis), permitiram interpretar que os mancais externos das linhas de eixos estavam com folgas excessivas. Neste caso, a recomendação evidente foi docar o navio e substituir as taliscas destes mancais.

### 11.6.1 Espectros de Vibração

A seguir são apresentados os espectros de vibração colhidos durante o período compreendido entre os dias 16 de janeiro a 03 de fevereiro de 2003, que serviram como base para a definição da docagem e dos reparos nas linhas de eixos.

**Figura 72** - Espectro de vibração colhido paiol de mantimentos BB direção na vertical.

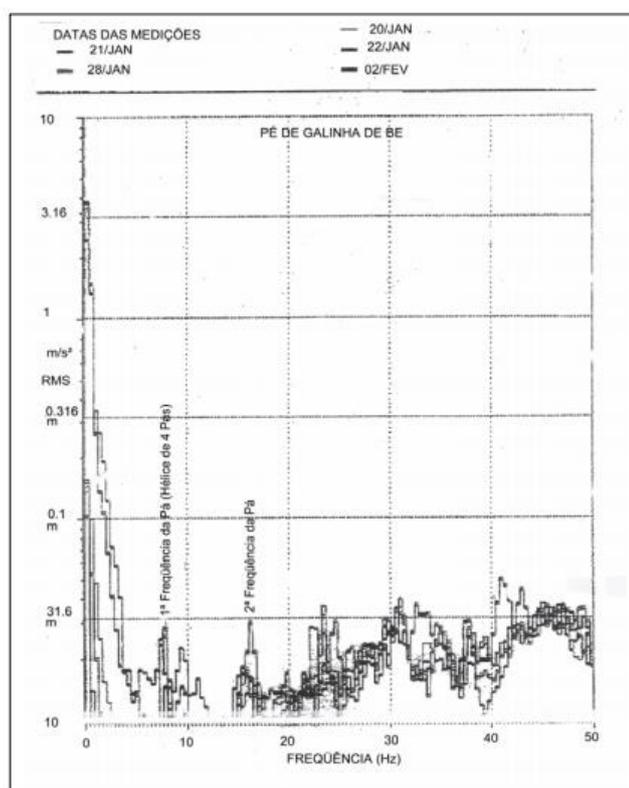


**Fonte:** Diagnóstico de Equipamentos de Propulsão Naval Através de Análise de Vibração. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Maio, 2016.

A figura 72 é referente aos sinais adquiridos no paiol de mantimentos sobre a estrutura do pé-de-galinha de BB, nas condições de operação do navio com uma velocidade de rotação do eixo de 120rpm. Este gráfico é composto de uma superposição de medições feitas em diversos dias (20, 21, 22, 28/jan e 02/fev), para uma melhor avaliação das condições do equipamento.

A figura 73 é referente aos sinais adquiridos no paiol de mantimentos sobre a estrutura do pé-de-galinha de BE, nas mesmas condições de operação do navio com rotação do eixo de 120 rpm.

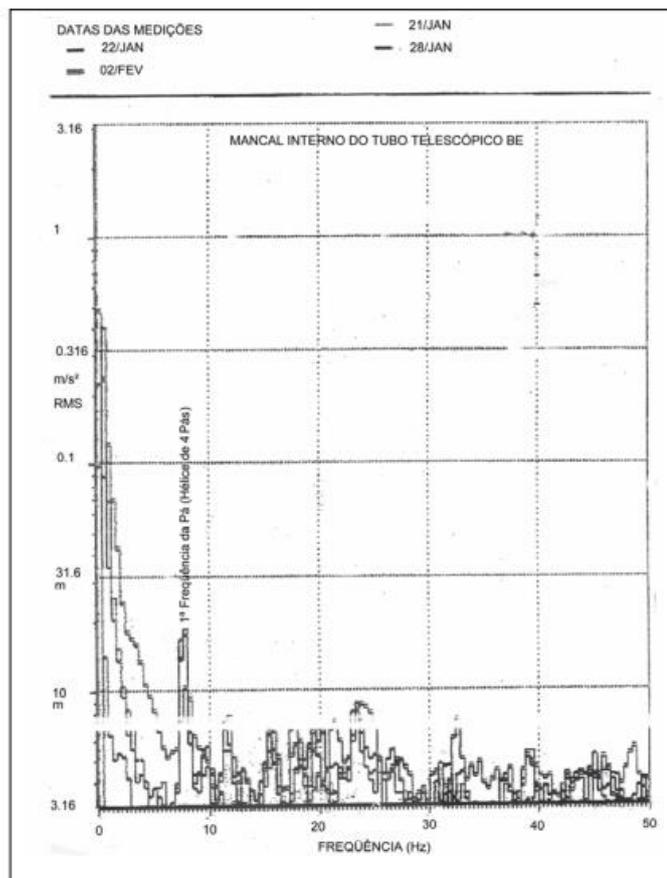
**Figura 73-** Espectro de vibração colhido paiol de mantimentos BE direção na vertical.



**Fonte:** Diagnóstico de Equipamentos de Propulsão Naval Através de Análise de Vibração. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Maio, 2016.

A figura 74 é referente aos sinais adquiridos no compartimento do túnel do eixo no mancal interno do tubo telescópico da linha de eixos de BE, nas mesmas condições de operação do navio com rotação do eixo de 120 rpm.

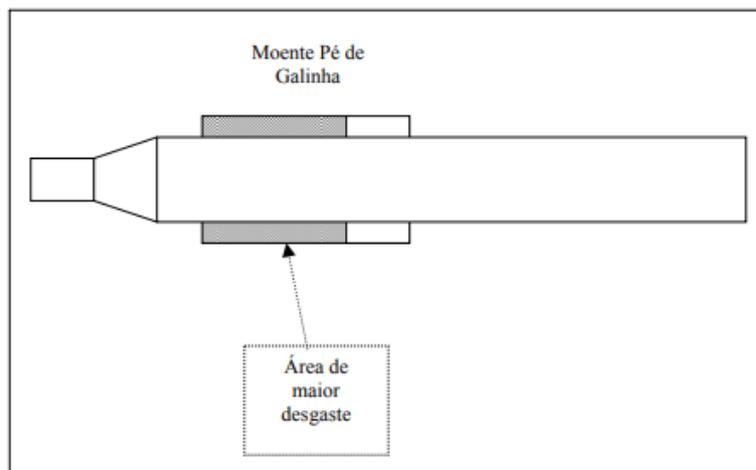
**Figura 74** - Espectro de vibração colhido no túnel do eixo, mancal interno do tubo telescópico de BE direção na vertical.



**Fonte:** Diagnóstico de Equipamentos de Propulsão Naval Através de Análise de Vibração. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Maio, 2016.

As inspeções Após Análises dos Espectros de Vibração Após a análise feita tomou-se a decisão de fazerem-se os reparos recomendados pela equipe técnica que avaliou as condições das linhas de eixos do navio.

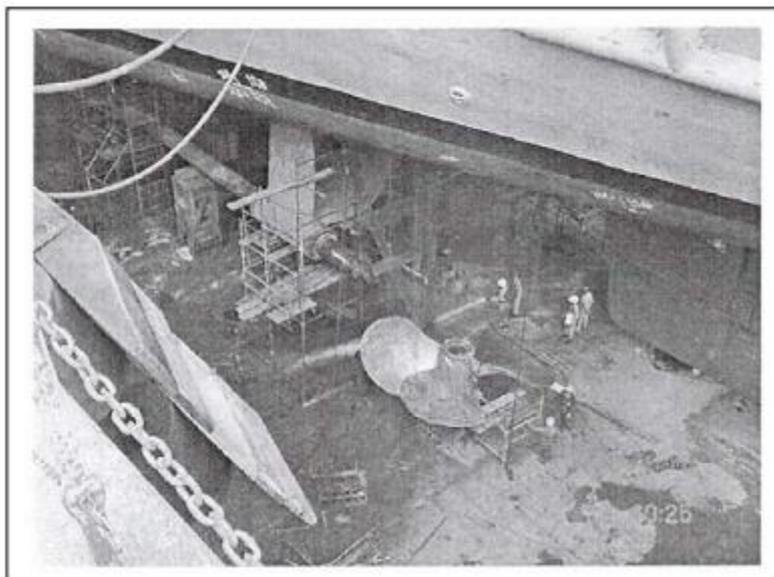
**Figura 75** - Representação do moente do eixo propulsor BB e BE



**Fonte:** Diagnóstico de Equipamentos de Propulsão Naval Através de Análise de Vibração.  
Universidade Federal do Rio de Janeiro. Maio, 2016.

Reparos das Linhas de BB e BE Após docagem do navio e inspeções iniciais que definiram o reparo a ser realizado, iniciou-se a retirada dos hélices e das linhas de eixos de BB e de BE. A figura 76 mostra o hélice de BB já retirado no fundo do dique e a preparação para a retirada dos eixos dos dois bordos

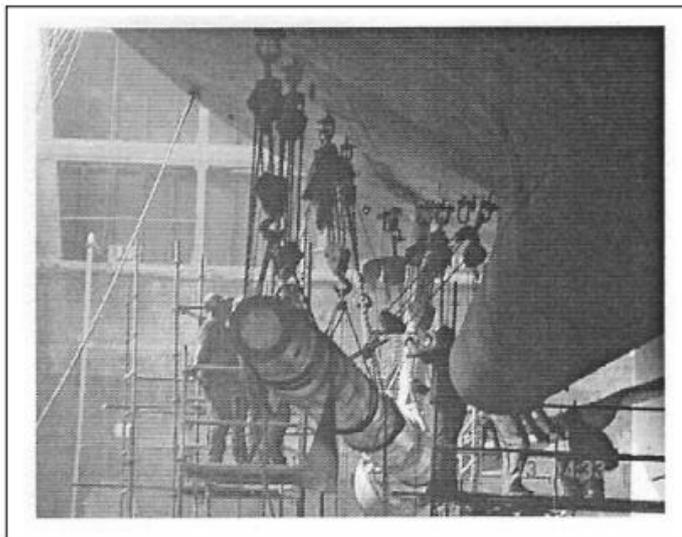
**Figura 76** - Início dos reparos



**Fonte:** Diagnóstico de Equipamentos de Propulsão Naval Através de Análise de Vibração.  
Universidade Federal do Rio de Janeiro. Maio, 2016.

A figura 77 mostra o momento da retirada pela equipe de mecânicos do estaleiro de uma das seções da linha de eixo de BE.

**Figura 77** - Momento da retirada de uma seção da linha de eixos de BE.



**Fonte:** Diagnóstico de Equipamentos de Propulsão Naval Através de Análise de Vibração. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Maio, 2016.

#### 11.6.2 Conclusão

Como pode ser observado, a decisão de parar o navio e iniciar os reparos das linhas de eixos de BB e BE só foi tomada após a análise dos espectros de vibrações coletados durante comissão realizada no ano de 2003. Embora já se tivessem medido as folgas das buchas dos pés de galinha com o apoio de mergulhadores, estas informações mostraram-se pouco confiáveis. Tomou-se a decisão de coletar os espectros e através de sua análise definir-se o reparo. Os gráficos apresentados confirmaram as suspeitas com relação às folgas excessivas nos mancais externos dos eixos, vendo-se nitidamente uma predominância das frequências de  $1x$  e  $2x$  a frequência de rotação do hélice, que caracterizam folgas, desbalanceamento e desalinhamento em mancais. As amplitudes nestas frequências demonstram que estão acima do padrão para uma planta propulsora deste porte. Outro fator complicador é a falta de histórico sobre acompanhamentos anteriores de níveis de vibração realizado pelo antigo proprietário do navio para servir como parâmetro para análise. Após docagem, foi realizada uma inspeção minuciosa nestes mancais

externos das linhas de eixos, confirmando o diagnóstico dado através da análise do espectro de vibrações.

Após a realização do reparo foi possível atingir a velocidade máxima de rotação do eixo e o seu espectro de vibração ficou dentro de limites aceitáveis.

## 12 CONCLUSÃO

Tendo em vista a grande facilidade de instalação e o baixo custo de uma implementação de monitoramento e análise de um sistema vibratório, se faz totalmente viável fazer uso desta ferramenta tão importante, pois comparado com o alto custo e tempo perdido com uma manutenção não programada em um sistema propulsivo o custo benefício é de ordem bem elevada. É sabido ainda que a viabilidade técnica e comercial da análise de vibração, hoje em dia é a melhor forma de monitorar equipamentos rotativos a fim de reduzir custos de manutenção corretiva e até mesmo preventiva. A bordo de diversas unidades marítimas já se vê o monitoramento constante da vibração dos sistemas propulsivos, sem contar as análises periódicas feitas pelo pessoal de bordo ou por empresas terceirizadas especialistas no ramo.

Sendo assim, identificar quais os tipos de vibração estão sujeitos os equipamentos propulsivos, conhecer inúmeros métodos de análise de vibração, conhecer os parâmetros que se usam para identificar falhas e conhecer as diversas falhas mecânicas geradas por excesso de vibração são uma das contribuições deste trabalho, contudo, há uma contribuição principal, que é o fator tempo. Esta dissertação traz os casos mais comuns de falhas em sistemas propulsivos causadas por excesso de vibração e quais os métodos de análise foram utilizados para identificar tais falhas, bem como qual o melhor parâmetro utilizado para cada análise, o que é essencial para se poupar tempo e conseqüentemente dinheiro em termos de manutenção.

Desta forma, façamos uma simples abordagem do cotidiano. Imagine você, um Oficial de Máquinas, um Engenheiro ou um Técnico que precisa fazer uma análise de vibração em um equipamento propulsivo, seja por mera prevenção ou por estar com uma suspeita de uma falha eminente. A primeira pergunta que se faria seria que tipo de falha mecânica eu espero encontrar neste equipamento? Qual seria o melhor parâmetro de vibração a se utilizar para encontrar tais falhas? Quais seriam os melhores métodos e técnicas de vibração para achar com clareza e precisão as possíveis falhas? Sem dúvida se já tivermos estas respostas, isto faria toda a diferença em termos de qualidade, confiabilidade e tempo gasto no serviço.

Com efeito, baseado em casos práticos de falhas em sistemas propulsivos estudados, bem como pelos mais de oito anos trabalhando como oficial de máquinas a bordo de inúmeras embarcações, foi criada uma tabela de tendências sobre a natureza da falha ou o defeito a ser detectado, parâmetro de vibração mais eficaz a ser utilizado e o método de análise mais apropriado a ser aplicado.

Desta forma, como foi visto nas tabelas 7 e 8, dependendo da falha mecânica que se espera encontrar, há um parâmetro ideal a ser utilizado, juntamente com um método mais adequado. É válido ressaltar uma vez mais que estamos falando de casos práticos, a tabela foi construída baseado no que de fato se vê e se aplica a bordo das unidades marítimas, o que torna a sua confiabilidade elevada.

**Tabela 7 - Parâmetros x Característica em Propulsores**

<b>PARÂMETRO</b>	<b>CARACTERÍSTICA EM PROPULSORES</b>
Deslocamento	Ideal para frequências baixas. Realça frequências abaixo de 10Hz (600 RPM). Tem boa performance até 20Hz (1200 RPM).
Velocidade	Parâmetro menos influenciado por ruídos de baixa ou de alta frequência. Realça frequências intermediárias (10Hz a 1000Hz).
Aceleração	Realça frequências acima de 10Hz (600 RPM), contudo, é Ideal para frequências altas (1000Hz a 10000Hz).

**Fonte:** Elaborado pelo Autor

**Tabela 8** - Falha Mecânica no Propulsor x Parâmetro de Medição x Técnica(s) de Análise mais Apropriada x Casos.

FALHA MECÂNICA NO PROPULSOR	PARÂMETRO DE MEDIÇÃO	TÉCNICA(S) DE ANÁLISE MAIS APROPRIADA	CASOS
Desalinhamento	Deslocamento	SPM HDm/HDc	CASO 3
Desbalanceamento	Deslocamento	SPM HDm/HDc	CASO 6
Folgas Excessivas	Deslocamento	HD ENV e SPM HD	CASO 6
Rolamentos Danificados	Aceleração	HD ENV e SPM HD	CASO 1, 2 , 3 e 5
Falta de Lubrificação em Rolamento	Aceleração	SPM HD	CASO 1
Engrenagens Danificadas	Velocidade	HD ENV e SPM HD	CASO 2 e 4
Acoplamento Danificado	Deslocamento	HD ENV e SPM HD	CASO 6

**Fonte:** Elaborado pelo Autor

Doravante, espera-se que este trabalho possa contribuir de forma a otimizar as análises vibracionais em sistemas propulsivos, por meio da rápida análise de quais os melhores parâmetros a serem usados, bem como os melhores métodos para identificar as diferentes falhas mecânicas presentes pelo excesso de vibração. Espera-se também que este trabalho possa auxiliar futuras pesquisas e estudos na área vibracional, com o objetivo de tornar cada vez mais menos concisa a sua aplicabilidade e interpretação dos métodos.

## REFERÊNCIAS

ABS. **GUIDANCE NOTES ON SHIP VIBRATION**. Houston, 2006.

ALVES DA SILVA, ALVES. **DIAGNÓSTICO DE EQUIPAMENTOS DE PROPULSÃO NAVAL ATRAVÉS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO**. PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO. Maio, 2016.

BANDEIRA, GUILHERME, ABREU GUILHERME, GIANELLI, RAFAEL. **VIBRAÇÃO E RUÍDO EM MANUTENÇÃO PREDITIVA**. Setembro, 2010.

CASTRO, RICARDO DE. **APOSTILA DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS**, Rio de Janeiro, Junho 2018.

DEN HARTOG J.P. **MECHANICAL VIBRATION**, 1966.

DET NORSKE VERITAS. **GUIDANCE FOR CONDITION MONITORING**, Outubro, 2008.

FISCHER, RAYMOND. **REPORT OF BOW THRUSTER INDECED NOISE AND VIBRATION**, Outubro, 2000.

FUJIWARA, A. SAKURAI, N. **EXPERIMENTAL ANALYSIS OF SCREW COMPRESSOR NOISE AND VIBRATION**, 1986.

HIRATA,K. **UMA METODOLOGIA DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM PROPULSORES DEVIDO À ESTEIRA NÃO UNIFORME**. Universidade de São Paulo, 1983.

IST- SECÇÃO AUTÓNOMA DE ENGENHARIA NAVAL. **ASPECTOS PRÁTICOS DAS VIBRAÇÃO EM NAVIOS**. 2014.

JOHANNESSEN, H., SKARR, K.T. **GUIDELINES FOR PREVENTION OF EXCESSIVE SHIP VIBRATION**. SNAME, 1980.

KAMIENSKI, MARCOS ALEXANDRE. **ANÁLISE EXPERIMENTAL DE HÉLICES: ENSAIO SIMPLIFICADO DE TRAÇÃO ESTÁTICA**. Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville. Curso de Engenharia Naval, 2016.

KOŁODZIEJSKY, MARCIN, MATUSZAK ZBIGNIEW. **SELECTED PROBLEMS EXPLOITING THRUSTERS ON DYNAMIC POSITIONING VESSELS**. Setembro 2017.

LAFRAIA, J. R. B. **MANUAL DE CONFIABILIDADE, MANTENABILIDADE E DISPONIBILIDADE**: Rio de Janeiro. Qualitymark, 2001. 388 p.

LEWIS, E.V. **PRINCIPLES OF NAVAL ARCHITECTURE. THE SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS**. New York, 1988.

LEWIS, F.M. **PROPELLER VIBRATION**. SNAME vol.43, 1935.

MANUTENÇÃO - FUNÇÃO ESTRATÉGICA, ESCRITA PELOS ENGENHEIROS ALAN KARDEC PINTO E JÚLIO DE AQUINO NASCIF XAVIER. JAN 2012

MARÇAL, RUY FRANCISCO MARTINS. **UM MÉTODO PARA DETECTAR FALHAS INCIPIENTES EM MÁQUINAS ROTATIVAS BASEADO EM ANÁLISE DE VIBRAÇÃO E LÓGICA FUZZY**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica de Minas e dos Materiais - PPGEM. Universidade Federal do Rio Grande do Sul- UFRGS. Dezembro, 2000.

MARQUES, ANA CLAUDIA, BRITO, JORGE NEI. **IMPORTÂNCIA DA MANUTENÇÃO PREDITIVA PARA DIMINUIR O CUSTO EM MANUTENÇÃO E AUMENTAR A VIDA ÚTIL DOS EQUIPAMENTOS**. UFSJ - Universidade Federal de São João Del-Rei. Julho, 2019.

MESQUITA, ALEXANDRE L.A. et al. **DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS USANDO TRANSFORMADAS TEMPO-FREQÜÊNCIA-COMPARAÇÃO COM ANÁLISE DE ENVELOPE**. Faculdade de Engenharia Mecânica, FEM Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP. Outubro, 2012.

NEPOMUCENO, L.X. **TÉCNICAS DE MANUTENÇÃO PREDITIVA**, Ed. Edgard Blucher, Vol.1, São Paulo, Brasil, 1989.

REIS, MARCELO. **SEDCO 706 PRELIMINARY VIBRATION REPORT ENGINE / GENERATORS / THRUSTERS**. Junho, 2016.

RUIZ, FRANKLIN JHONNY DOMINGUEZ. **ANALYSIS OF MOST FREQUENTE CASES OF VIBRATION IN PROPULSION SYSTEMS**, Julho, 2013.

SILVA, BRUNA TAVARES VIERA DA. **BANCADA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO: ANÁLISE DE FALHAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS.** Universidade de Taubaté – SP, 2012.

SILVA, JOSÉ ADRIANO BRITO DA. **ANÁLISE DE SISTEMAS DE CONTROLE DE VIBRAÇÃO EM MÁQUINAS ROTATIVAS UTILIZANDO ATUADORES FORMADOS POR LIGAS COM MEMORIA DE FORMA,** 2009.

SINGIRESU S. RAO. **VIBRAÇÕES MECÂNICAS,**4º EDIÇÃO, 2009. EDITORA PEARSON UNIVERSIDADES

SKF SERVIÇO. **INTRODUÇÃO À VIBRAÇÃO DE MÁQUINAS.** TECNOLOGIA DE VIBRAÇÕES. SÃO PAULO, 2001, CAP 3.

SOUZA, LILIANE ALVES DE. **ANÁLISE INTEGRADA DO SISTEMA PROPULSIVO E DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE EMBARCAÇÕES.** 2015.

SOUZA, RUDINEI JULIANO. **SISTEMA ESPECIALISTA PARA DETERMINAÇÃO DE DEFEITOS EM MOTORES ELÉTRICOS ATRAVÉS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES.** Dezembro, 2004.

TEUNENBROEK, ELOI VAN. **VIBRATION ANALYSIS REPORT AZIMUTH THRUSTERS TRANSOCEAN PETROBRAS 10000.** Novembro, 2018.

TONACIO, VICTOR CORACINI. **AVALIAÇÃO DE PROPULSORES NAVAIS EM RELAÇÃO A EFICIÊNCIA E EXCITAÇÃO DE VIBRAÇÃO.** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Engenharia Naval, 2014.

**TYPES OF VIBRATIONS ON SHIPS – MACHINERY VIBRATIONS** (2019). Disponível em: <<https://www.marineinsight.com/naval-architecture/types-of-vibrations-on-ships-machinery-vibrations/>>. Acesso em: 7 de Julho de 2019, às 14:48. (PESQUISA OFICIAL).

**VIBRATION ANALYSIS OF SUPPLY VESSEL PROPULSION.** (2013). Disponível em: <<https://www.maintworld.com/applications/vibration-analysis-of-supply-vessel-propulsion>>. Acesso em: 6 de agosto de 2019, às 10:25. (PESQUISA OFICIAL).

VITORINO, MARCO ANTONIO. **MANUTENÇÃO PREDITIVA-ANÁLISE DE VIBRAÇÃO,** 2013.

VIZENTIN, GORAN, VUKELIC, GORAN, SROK MATEO. **COMMON FAILURES OF SHIP PROPULSION SHAFTS**, 2017.

WANG, H.; WILLIAMS, K., 2003, **THE VIBRATIONAL ANALYSIS AND EXPERIMENTAL VERIFICATION OF A PLANE ELECTRICAL MACHINE STATOR MODEL**”, **MECHANICAL SYSTEMS AND SIGNAL PROCESSING**, P.429-438.

WARD, G.; WILLSHARE, G.T. **PROPELLER-EXCITED VIBRATION WITH PARTICULAR REFERENCE TO FULL-SCALE MEASUREMENTS**. The Royal Institution of Naval Architects. London, 1975