



**Universidade do Estado do Rio de Janeiro**

Centro de Tecnologia e Ciências

Faculdade de Engenharia

Marcelo dos Reis Farias

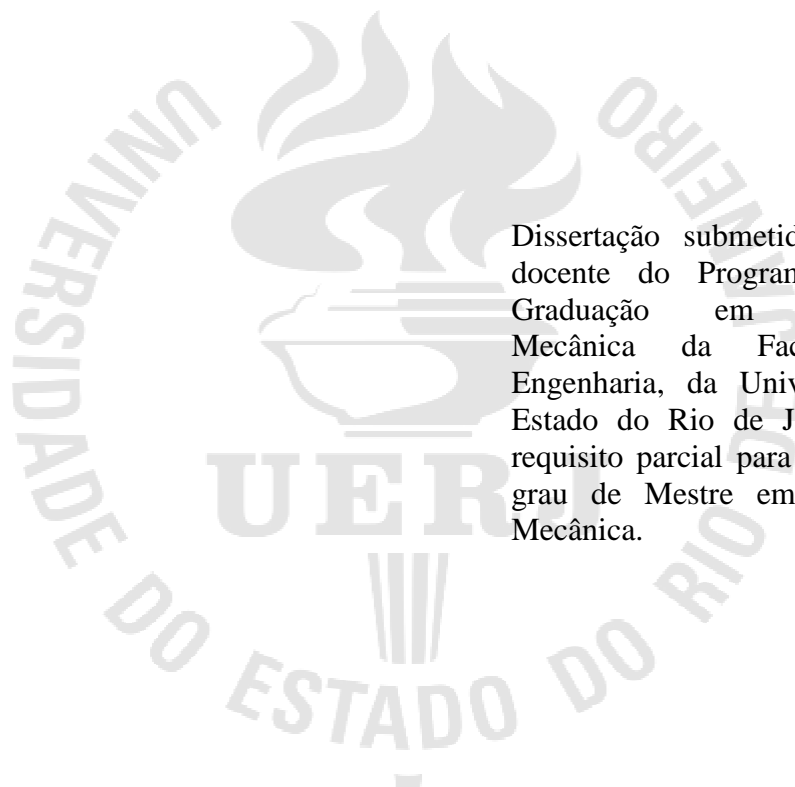
**Avaliação de técnicas não convencionais de análise de vibração para  
detecção de defeitos em máquinas rotativas horizontais**

Rio de Janeiro

2016

Marcelo dos Reis Farias

**Avaliação de técnicas não convencionais de análise de vibração para detecção de defeitos em máquinas rotativas horizontais**



Dissertação submetida ao corpo docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientadores: Prof. Dr. Renato de Oliveira Rocha  
Prof. Dr. Francisco José da Cunha Pires Soeiro

Rio de Janeiro

2016

CATALOGAÇÃO NA FONTE  
UERJ / REDE SIRIUS / BIBLIOTECA CTC/B

F224 Farias, Marcelo dos Reis.  
Avaliação das técnicas não convencionais de análise de vibração para detecção de defeitos em máquinas rotativas horizontais / Marcelo dos Reis Farias. - 2016.  
111 f.

Orientadores: Francisco José da Cunha Pires Soeiro e Renato de Oliveira Rocha.  
Dissertação (Mestrado) – Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia.

1. Engenharia Mecânica. 2. Máquinas elétricas – Dissertações. 3. Vibrações - Dissertações. 4. Máquinas - Manutenção e reparos - Dissertações. I. Soeiro, Francisco José da Cunha Pires. II. Rocha, Renato de Oliveira. III. Universidade do Estado do Rio de Janeiro. IV. Título.

CDU 621.313

Autorizo, apenas para fins acadêmicos e científicos, a reprodução total ou parcial desta dissertação, desde que citada a fonte.

---

Assinatura

---

Data

Marcelo dos Reis Farias

**Avaliação de técnicas não convencionais de análise de vibração para detecção de defeitos em máquinas rotativas horizontais**

Dissertação submetida ao corpo docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 31 de outubro de 2016.

Banca Examinadora:

---

Prof. Dr. Francisco José da Cunha Pires Soeiro (Orientador)  
Faculdade de Engenharia – UERJ

---

Prof. Dr. Renato de Oliveira Rocha (Orientador)  
Faculdade de Engenharia - UERJ

---

Prof. Dr. Jose Geraldo Telles Ribeiro  
Faculdade de Engenharia - UERJ

---

Prof. Dr. Fernando Ribeiro da Silva  
CEFET - Maracanã

Rio de Janeiro

2016

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus por Sua infinita misericórdia, maravilhosa graça e imensurável amor que me levam além dos meus limites, pois reconheço que só com Ele e por Ele eu estou me concluindo mais esta etapa acadêmica.

Agradeço a meus pais e irmão, pelo amor incondicional, por me guiar e instruir pelo caminho correto. Impossível descrever minha gratidão a Deus por nossa família.

Agradeço ao meu grande mentor e amigo Leonard Koornneef por me inspirar ao conhecimento, por acreditar em mim mesmo quando eu mesmo não acredito e por me apoiar durante essa longa jornada.

Agradeço a minha esposa Paula, pelo apoio durante toda a minha caminhada e compreensão dos momentos em que não podíamos ficar juntos por conta dos meus estudos e trabalho.

Agradeço aos meus orientadores Prof. Renato Rocha e Francisco José Soeiro pela confiança depositada e pelos aconselhamentos acadêmicos e amizade construída.

Agradeço a todos da família Naproservice que, direta ou indiretamente, me ajudaram, ensinaram e incentivaram na minha formação.

Tudo é possível ao que crê [Marcos, 9:23]

*Jesus Cristo*

## RESUMO

FARIAS, Marcelo dos Reis. *Avaliação de técnicas não convencionais de análise de vibração, para detecção de defeitos em máquinas rotativas horizontais*. 2016. 111f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

Em termos populares, tem sido dito que: “as máquinas falam e através dos seus sons e vibração podemos ouvir suas queixas e diagnosticar suas doenças”. O monitoramento da condição de máquinas rotativas através da medição e análise de vibração é o processo no qual uma máquina é avaliada periodicamente através da medição e análise de vibração e suas condições são verificadas através dos sinais de vibração. Este monitoramento pode ser realizado em três níveis: 1- Medição global dos níveis de vibração, para conhecer a severidade da vibração e comparar com limites pré-estabelecidos; 2- Análise do espectro de frequência, para detectar de onde vem a vibração e possíveis defeitos; 3- Técnicas especiais, que podem detalhar melhor o nível, local e tipo do defeito ou mal funcionamento. Este trabalho tem o objetivo de avaliar algumas dessas técnicas especiais como: Full Spectrum, SPM spectrum, Órbita, Análise de fase / ODS e Envelope. Estas técnicas foram aplicadas numa bancada experimental que permite introduzir diversos defeitos nos mecanismos presentes como: desalinhamento, desbalanceamento, defeitos em engrenagens, problemas em rolamentos, etc. Os resultados obtidos através de cada técnica foram avaliados e comparados. A análise final dos resultados é expressa utilizando o método da lógica digital para criação de tabelas comparativas das técnicas para cada tipo de defeito, sendo possível identificar qual técnica é melhor para diagnosticar um tipo específico de defeito.

Palavras-chave: Análise de vibração; Detecção de defeitos; Técnicas não convencionais; Máquinas rotativas; Lógica digital.

## ABSTRACT

FARIAS, Marcelo dos Reis. *Evaluation of unconventional techniques of vibration analysis for detection of malfunction in rotating machines*. 2016. 111f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

In popular terms, it has been said that “the machines speak and through sounds and vibration we can hear their complaints and diagnose their diseases”. The condition monitoring of rotating machines by measuring and vibration analysis is the process in which a machine is periodically evaluated by measuring and analyzing its condition by means of vibration signals. This procedure can be carried out at three levels: 1-Overall measurement of vibration levels, to know the severity of vibration and compare with preset limits; 2- Frequency and time dominium spectrum analysis to detect where the defects come from; 3- Special techniques that can better detail the level, location and type of a defect or a malfunction. This study aims to evaluate some of these special techniques such as Full Spectrum, SPM spectrum, Órbita, phase analysis / ODS and Envelope. These techniques were applied on an experimental rig by imposing various defects in these mechanisms such as misalignment, imbalance, gear defects, problems in bearings, etc. and measuring its vibration response. The results obtained by each technique were evaluated and compared. The final analysis is made using the method of digital logic by creating tables of comparative techniques for each type of defect. Doing so, it way possible to identify which technique is best to diagnose a particular type of defect.

Keywords: Vibration Analysis; Defect Detection; Unconventional Techniques; Rotary Machines; Digital Logic.



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tabela demonstrativa do Método da Lógica Digital.....	49
Tabela 2 - Instrumentação utilizada.....	50
Tabela 3 - Frequências dos ensaios e simulações.....	52
Tabela 4 - Frequência de cada Modo de acordo com as rotações para a configuração 1 (um disco centralizado no vão de 590 mm entre mancais).....	52
Tabela 5 – Medições de vibração (acelerômetros) – desbalanceamento estático.....	56
Tabela 6– Técnica SPM - Shock pulse Method (B1 e B2).....	57
Tabela 7 – Técnica Envelope (B1 e B2) –.....	58
Tabela 8 – Medições de vibração (acelerômetros) – desbalanceamento dinâmico.....	60
Tabela 9 – Técnica SPM - Shock pulse Method (B3 e B4).....	61
Tabela 10 – Técnica Envelope (B3 e B4) –.....	61
Tabela 11 – Medições de vibração (acelerômetros) – desbalanceamento em balanço. .	65
Tabela 12 – Técnica SPM - Shock pulse Method (B5 e B6).....	66
Tabela 13– Técnica Envelope (B5 e B6).....	66
Tabela 14 – Nível de desalinhamento nos ensaios A1, A2 e A3.....	71
Tabela 15 – Vibração Convencional - Ensaios A1, A2 e A3. ....	72
Tabela 16 – Técnica Shock Pulse - Ensaios A1, A2 e A3.....	73
Tabela 17 – Técnica Envelope - Ensaios A1, A2 e A3. ....	73
Tabela 18 – Técnica de Análise de fase - Ensaios A1, A2 e A3. ....	73
Tabela 19 – Ensaio de rolamento - Técnica convencional. ....	78
Tabela 20 – Ensaio de rolamento - Técnica SPM. ....	79
Tabela 21 – Ensaio de rolamento - Técnica Envelope. ....	80
Tabela 22 – Ensaio de rolamento - Técnica de Análise de Fase. ....	81
Tabela 23 – Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica SPM.....	85
Tabela 24 – Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica Envelope.....	86
Tabela 25 – Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica convencional. ....	87
Tabela 26 – Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica de análise de fase.....	89
Tabela 27 – Ensaios de defeitos de folgas – Técnica SPM. ....	92
Tabela 28 – Ensaios de defeitos de folgas – Técnica Convencional. ....	93
Tabela 29 – Ensaios de defeitos de folgas – Técnica Envelope. ....	94
Tabela 30 – Ensaios de defeitos de folgas – Técnica Convencional. ....	95

Tabela 31 – Avaliação de desempenho geral. ....	101
---	-----

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Bancada experimental. ....	18
Figura 2 - Severidade de vibração e sintomas de defeitos (adaptado de SPM Instruments). ....	20
Figura 3 - Órbita resultante do par de sensores XY (adaptado de (Bently, 2002)). ....	22
Figura 4 – Representação da órbita através de dois vetores girantes (adaptado de [28]). .....	23
Figura 5 - Processo que resulta no Full spectrum (adaptado de: Felício 2015). ....	26
Figura 6 – Exemplo de Full spectrum. ....	27
Figura 7 - Diferença entre shock pulse (a) e vibração (b) (adaptado de: SPM instrument). ....	29
Figura 8 - Processo de obtenção do Envelope (adaptado de: Grégory Frizon Gusberti, 2014). ....	31
Figura 9 - Sinal de vibração gerado por um rolamento (adaptado de: Mobius Institute). .....	32
Figura 10 - Processo da técnica Envelope (adaptado de: Mobius Institute). ....	33
Figura 11 - Exemplos de ODS Adaptado de [44] e [45]. ....	35
Figura 12 - Diferença de fase. ....	36
Figura 13 - Diferença de fase no desalinhamento paralelo e angular. ....	36
Figura 14 - Desbalanceamento Estático (adaptado de Sanches Blanes). ....	39
Figura 15 - Desbalanceamento Conjugado (adaptado de Sanches Blanes). ....	39
Figura 16 - Desbalanceamento Dinâmico (adaptado de Sanches Blanes [54]). ....	39
Figura 17 - Vibração devido ao desbalanceamento (adaptado de CHARLOTTE). ....	41
Figura 18 - Órbita do rotor devido ao desbalanceamento (adaptado de CHARLOTTE). .....	41
Figura 19 - Tipos de desalinhamento de eixos. ....	42
Figura 20 - Componentes de um rolamento de elementos rolantes. ....	44
Figura 21 - Espectro de engrenagens. Fonte: MOBIUS [04]. ....	46
Figura 22 - Gráfico de engrenagens trincadas ou com dentes quebrados. Fonte: MOBIUS [04]. ....	46
Figura 23 - Corte da forma de onda quando as partes soltas colidem contra os llimitis físicos [58]. ....	47

Figura 24 - Tipos de folgas mecânicas A, B e C [59]. .....	48
Figura 25 - Configuração um disco centralizado no vão de 590 mm entre mancais.....	52
Figura 26 - Modos naturais para a configuração de um disco centralizado. ....	53
Figura 27 - Espectros Completos - Configuração 1 – 1300 rpm (escala 200 $\mu\text{m}$ x 100 Hz). .....	53
Figura 28 - Órbitas - Configuração 1 - 1300rpm (escala de 0,4 x 0,4 $\mu\text{m}$ ). .....	54
Figura 29 - Configuração para ensaio de desbalanceamento estático (B1 e B2). .....	56
Figura 30 - Medição dos acelerômetros – M1 X / M2 X - (B2).....	57
Figura 31 - Resultado de vibração medida pelos proxímetros (B1).....	58
Figura 32 - Resultado de vibração medida pelos proxímetros (B2).....	59
Figura 33 - Configuração para ensaio de desbalanceamento Dinâmico (B3 e B4).....	60
Figura 34 - Medição dos acelerômetros – M1 X / M2 X - (B4).....	61
Figura 35 - Resultado de vibração medida pelos proxímetros (B3).....	62
Figura 36 - Configuração para ensaio de desbalanceamento em balanço (B5 e B6). ....	65
Figura 37 - Medição dos acelerômetros – M1 Z / M2 Z - Em fase (B6).....	66
Figura 38 - Resultado de vibração medida pelos proxímetros (B5).....	67
Figura 39 - Resultado de vibração medida pelos proxímetros (B6).....	68
Figura 40 - Ensaio B6 – Configuração deformada do eixo devido a deflexão do eixo e modo de vibração.....	69
Figura 41 - Configuração com 4 mancais em linha para ensaios de desalinhamento. ....	70
Figura 42 - Acoplamento rígido. ....	70
Figura 43 - Gráfico de espectro comum – Mancal M2, vibração axial Z. ....	72
Figura 44 - Gráficos das técnicas Full spectrum e Órbita (filtrada para 1X) para os ensaios de desalinhamento A1, A2 e A3. ....	74
Figura 45 - Configuração da bancada experimental para os ensaios R1 e R2.....	76
Figura 46 - Rolamento FAG 6203 com o defeito gerado e suas freq. de defeitos. ....	76
Figura 47 - Medição de velocidade do eixo dos ensaios R1 e R2 com Tacômetro.....	77
Figura 48 - Adaptador para sensor da técnica SPM. ....	77
Figura 49 - Comparação de espectro de frequência e no domínio do tempo para os ensaios R1 e R2a 1237,5 RPM (técnica convencional).....	78
Figura 50 - Comparação do espectro da técnica SPM para os ensaios R1 e R2 (a).....	79
Figura 51 - Comparação do espectro da técnica SPM para os ensaios R1 e R2 (b).....	80
Figura 52 - Espectro de frequência e sinal no domínio do tempo da técnica Envelope para o ensaio R1 a 1237RPM. ....	80

Figura 53 - Espectro de frequência e sinal no domínio do tempo da técnica Envelope para o ensaio R2 a 1237RPM. ....	81
Figura 54 - Full spectrum e órbita dos ensaios R1 e R2 para 400 e 1237,5 RPM.....	81
Figura 55 - Desenho esquemático - Configuração da bancada para ensaios de engrenagens. ....	83
Figura 56 - Medição de folga entre as engrenagens 1 e 2. ....	84
Figura 57 - Dente com defeito da engrenagem 2.....	84
Figura 58 - Ensaios E1c – Técnica SPM – Mancal M5.....	85
Figura 59 - Ensaios E1c – Técnica Envelope – Mancal M3. ....	86
Figura 60 - Ensaios E1c – Espectro de frequência e sinal no tempo – Técnica Convencional –M5 - X. ....	88
Figura 61 - Ensaios E2 – Espectro de frequência – Técnica Convencional – Z3.....	88
Figura 62 - Ensaios E3 – Sinal de vibração no domínio do tempo – Técnica Convencional – X4. ....	88
Figura 63 - Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica Full spectrum.....	89
Figura 64 - Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica de análise de Órbita. ....	90
Figura 65 - Configuração da bancada para ensaios de folgas mecânicas.....	92
Figura 66 - Ensaios F1, F2 e F3 – Técnica SPM.....	93
Figura 67 - Ensaios F1, F2 e F3 – Técnica Convencional – Espectro de frequência.....	94
Figura 68 - Ensaios F1, F2 e F3 – Técnica Envelope – Espectro de frequência. ....	95
Figura 69 - Ensaios F1, F2 e F3 – Técnica de análise de Órbita. ....	96
Figura 70 - Ensaios F1, F2 e F3 – Técnica Full spectrum (espectro completo).....	96
Figura 71 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de <b>Ressonância</b> . ....	98
Figura 72 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de <b>Desbalanceamento</b> .....	99
Figura 73 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de <b>Desalinhamento</b> .....	99
Figura 74 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de <b>Rolamento</b> .....	100
Figura 75 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de <b>Engrenagem</b> .....	100
Figura 76 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de <b>Folga</b> .....	101

Figura 77 - Comparação final das técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeitos. ....	102
Figura 78 - Comparação final das técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeitos. ....	102

## LISTA DE SIGLAS

%	: Porcentagem
$\Sigma$	: Somatório
Acc	: Aceleração
cpm	: Ciclos por minuto
Disp	: Deslocamento
f	: Frequência
F	: Força
FPSO	: Floating Production Storage and Offloading
g	: Aceleração da gravidade
GM	: Gear Mesh
Hz	: Unidade de frequência (Hertz)
k	: Rigidez da mola
m	: Metro
M.H.S.	: Movimento Harmônico Simples
P	: Peso
rad	: Radianos
rpm	: Rotações por minuto
seg / s	: Segundos
T	: Período
Vel	: Velocidade
Vib	: Vibração
x	: Deslocamento
$\alpha$	: Ângulo
$\delta$	: Deflexão
$\mu$	: Micro ( $10^{-6}$ )
$\omega$	: Frequência angular

## SUMÁRIO

<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>16</b>
<b>1. APRESENTAÇÃO E ESTRUTURA DO PROJETO .....</b>	<b>18</b>
1.1. HISTÓRICO E APRESENTAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL .....	18
1.2. OBJETIVO .....	19
1.3. METODOLOGIA .....	19
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....</b>	<b>20</b>
2.1. DESCRIÇÃO DAS TÉCNICAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO UTILIZADAS .....	20
2.1.1. Órbita .....	21
2.1.2. Full Spectrum.....	23
2.1.3. Shock Pulse.....	27
2.1.4. Envelope .....	30
2.1.5. ODS (Operational Deflection Shape) .....	34
2.1.6. Análise de fase .....	35
2.2. Características e sintomas de defeitos em máquinas rotativas.....	37
2.2.1. Ressonância:.....	37
2.2.2. Desbalanceamento:.....	38
2.3. Método de avaliação das técnicas de análise de vibração.....	48
<b>3. ENSAIOS REALIZADOS E RESULTADOS.....</b>	<b>50</b>
3.1. INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA:.....	50
3.2. ENSAIOS DE RESSONÂNCIA .....	51
3.3. ENSAIOS DE DESBALANCEAMENTO.....	55
3.3.1. Ensaio de desbalanceamento estático (B1 e B2):.....	56
3.3.2. Ensaio de desbalanceamento Dinâmico (B3 e B4): .....	60
3.3.3. Ensaio de desbalanceamento em balanço (B5 e B6):.....	64
3.4. ENSAIOS DE DESALINHAMENTO .....	70
3.5. ENSAIOS DE DANOS EM ROLAMENTOS .....	76
3.6. ENSAIOS DE DEFEITOS EM ENGRENAGENS .....	83



3.7.	ENSAIOS DE DEFEITOS DE FOLGAS .....	92
<b>4.</b>	<b>ANÁLISE GERAL DOS RESULTADOS E CONCLUSÃO.....</b>	<b>98</b>
4.1.	RESULTADOS FINAIS.....	98
4.2.	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	103
4.3.	CONCLUSÃO .....	104
<b>5.</b>	<b>RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>105</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>107</b>

## INTRODUÇÃO

O monitoramento da condição de máquinas rotativas através da medição e análise de vibração tem se tornado uma ferramenta cada vez mais comum nos programas de manutenção por todo o mundo. O avanço da tecnologia torna cada vez mais acessível a instrumentação básica necessária para este tipo de serviço e a evolução dos sistemas de comunicação facilita cada vez mais o conhecimento básico envolvido nesta atividade. Em termos populares, pode se dizer que: “as máquinas “falam” e através dos seus sons e vibração podemos ouvir suas queixas e diagnosticar suas doenças”.

O monitoramento da condição baseado na vibração é o processo no qual uma máquina é avaliada periodicamente através da medição e da análise de vibração e suas condições são verificadas através dos sinais de vibração de cada um dos seus componentes. Pode-se dizer que este monitoramento é realizado em três níveis: 1- Medição global dos níveis de vibração, comparando-se com valores de referência para saber se existe ou não uma anormalidade / defeito; 2- Análise do espectro de frequência, para detectar de onde vem o problema; 3- Técnicas especiais, que podem detalhar melhor o nível, local e tipo do problema.

Este trabalho tem o objetivo de avaliar algumas dessas técnicas especiais e aplicá-las num contexto experimental através de uma bancada de ensaios e estudos de vibração para máquinas rotativas. A bancada é constituída basicamente por um motor elétrico trifásico que é controlado por um inversor de frequência. Acoplado diretamente ao motor elétrico existe um sistema de eixo (flexível), mancais de rolamento, discos de balanceamento e, paralelamente também, um sistema de dois eixos rígidos com engrenagens redutoras e acionamento através polias e correia. A bancada possibilita diversas configurações de montagem e a introdução de defeitos como: desalinhamento, desbalanceamento, defeitos em engrenagens (folgas, desalinhamento, dentes quebrados), problemas em rolamentos, etc.

Para entender melhor a realidade do cenário atual no diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas foi realizada uma breve pesquisa de campo com alguns analistas de vibração. Num contexto geral foi observado que a demanda de máquinas para serem monitoradas só aumenta a cada dia. Com isso, o volume de dados para serem analisados aumenta consideravelmente ao longo do tempo, necessitando cada vez mais de técnicas mais avançadas para auxiliar no diagnóstico da condição de máquinas. Por isso, o

desenvolvimento e estudo da aplicação das diversas técnicas existentes de análise de vibração se fazem necessários. Ferramentas eficientes e específicas para a detecção de cada tipo de defeito aceleram o processo de análise de dados, podendo até mesmo serem incorporadas a sistemas inteligentes que fazem automaticamente uma análise preliminar e diagnósticos.

Assim, técnicas não convencionais de análise de vibração: Full Spectrum, SPM spectrum, Órbita, Análise de fase / ODS e Envelope, foram aplicadas no contexto experimental da bancada. Afim de avaliar a eficiência no diagnóstico de cada tipo de defeito, introduziram-se, propositalmente, diversos defeitos nos mecanismos presentes e os resultados obtidos através de cada técnica foram avaliados e comparados com outras técnicas (convencionais ou não) de acordo com a sua aplicação específica.

## 1. APRESENTAÇÃO E ESTRUTURA DO PROJETO

### 1.1. HISTÓRICO E APRESENTAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental foi projetada, desenvolvida e construída em 2013 no projeto de graduação de Marcelo Farias (2013), com o seguinte tema: “Construção de Bancada Experimental para Análise Dinâmica de Máquinas Rotativas”. Este projeto inicial foi focado apenas na parte de construção da bancada experimental, com detalhamento dos processos de fabricação, especificação de peças e materiais, cálculos de folgas etc. Em 2015 a bancada foi aprimorada para atender as necessidades de duas futuras dissertações de mestrado e atualmente esta sendo utilizada para o desenvolvimento e estudo de técnicas de análise de vibrações para detecção de defeitos em máquinas rotativas (Marcelo Farias, 2016) e análise de fenômenos em dinâmica de rotores (Paulo Farias Jr, 2016).

A bancada é constituída basicamente por um motor elétrico trifásico que é acionado e controlado através de um inversor de frequência. Acoplado diretamente ao motor elétrico existe um sistema de eixo (flexível), mancais e discos de balanceamento e paralelamente também um sistema de dois eixos rígidos com engrenagens redutoras e acionamento através polias e correia. Todos estes elementos se encontram sobre uma chapa de aço comum apoiada sobre seis molas numa base estrutural também em aço (figuras 1 e 2). Este sistema possibilita diversas configurações de montagem bem como a introdução de defeitos como: desalinhamento, desbalanceamento, defeitos em engrenagens (folgas, desalinhamento, dentes quebrados), problemas em rolamentos, etc.

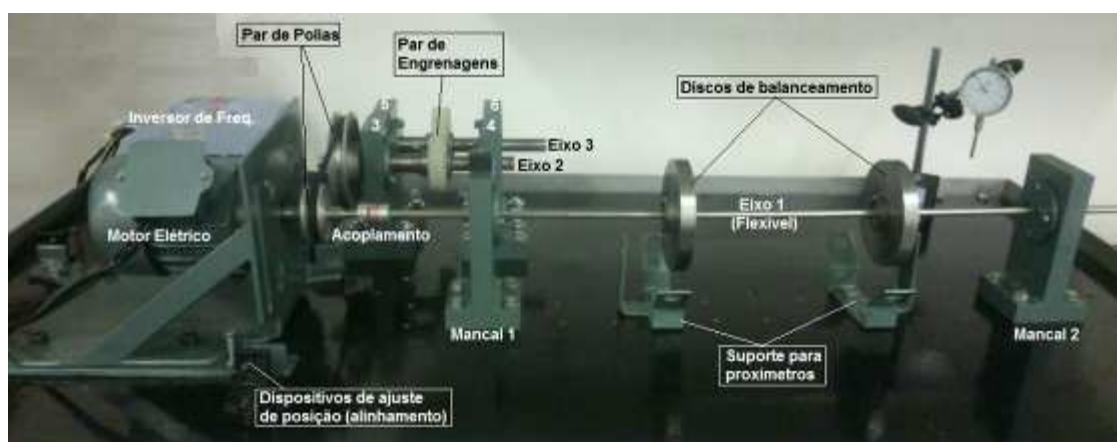


Figura 1 – Bancada experimental.

## 1.2. OBJETIVO

O trabalho tem como objetivo abordar a aplicação de técnicas convencionais e não convencionais de análise de vibrações para determinados tipos de defeitos em máquinas rotativas a fim de avaliar a eficiência na identificação de cada defeito.

As técnicas não convencionais que serão abordadas neste trabalho são: Full Spectrum (espectro completo), SPM – Shock pulse method, Órbita, Análise de fase, Envelope, e ODS. Estas técnicas serão aplicadas nos seguintes tipos de defeitos: desalinhamento, desbalanceamento, defeitos em engrenagens (folgas, desalinhamento, dentes quebrados), defeitos em rolamentos e ressonância.

## 1.3. METODOLOGIA

A metodologia é basicamente baseada em ensaios experimentais através de instrumentos de medição e softwares de coleta e processamento de sinais. Entretanto, foram utilizados dados de outros projetos onde se realizam simulações computacionais.

O método de avaliação das técnicas selecionadas está baseado na eficiência destas na identificação de defeitos específicos. Os resultados obtidos de cada técnica, para os diversos tipos de ensaio, foram analisados e comparados quanto à sensibilidade na percepção de defeitos. O Método da Lógica Digital será utilizado para a realização da conclusão das avaliações de desempenho das técnicas. Este método será devidamente apresentado ao longo do trabalho.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para melhor compreensão dos resultados que serão apresentados ao longo deste trabalho, serão abordados neste capítulo os fundamentos das técnicas que serão utilizadas e as características e sintomas de cada tipo de defeito a ser aplicado na bancada experimental.

### 2.1. DESCRIÇÃO DAS TÉCNICAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO UTILIZADAS

Antes de falar especificamente das técnicas de análise de vibração que serão abordadas neste projeto é importante distinguir a diferença entre as técnicas convencionais e não convencionais. Para isso consideremos três diferentes níveis de monitoramento e análise de vibrações:

1º- Medição Global dos Níveis de Vibração - É a medida da severidade de vibração geralmente utilizada para avaliação preliminar da condição da máquina. Este tipo de medição é expresso geralmente através do valor RMS de vibração que é a média quadrática dos picos de vibração em um determinado range de frequência (geralmente de 1 a 1000 hz). Este seria em inglês o “overall r.m.s. (Root Mean Square) values” em unidade de velocidade (mm/s) ou aceleração (mm/s<sup>2</sup>). Esse tipo de medição resultará em apenas um valor, que é comparado com medições realizadas anteriormente ou com valores de referência através de normas como ISO 10816, ISO 2372 ou até mesmo padrões do fabricante de cada máquina. Para cada determinado tipo de máquina, é possível fazer uma avaliação inicial para saber se existe ou não uma anormalidade nos níveis de vibração e possivelmente já relacionar com defeitos conforme mostra a figura 2;

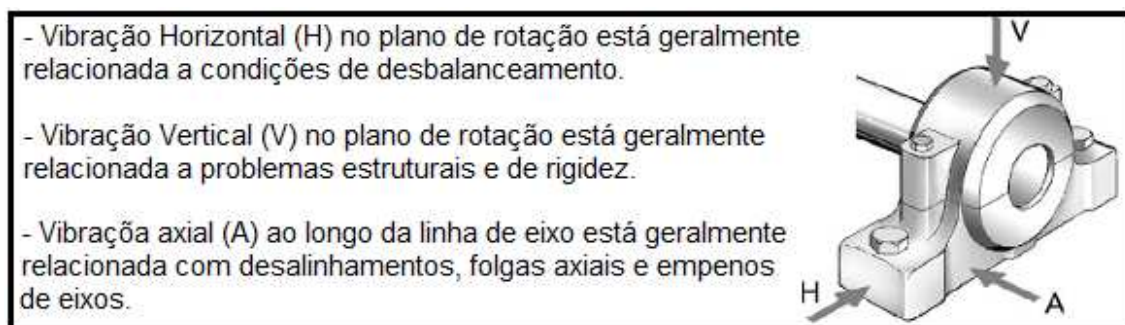


Figura 2 - Severidade de vibração e sintomas de defeitos (adaptado de SPM Instruments [12]).

2º- Análise Espectral ou Análise de Frequência. – É a análise do gráfico de frequência x amplitude de vibração, que é gerado aplicando-se a transformada rápida de Fourier (FFT) no sinal de vibração no domínio do tempo. Este gráfico é chamado de espectro de frequência e possibilita identificar a amplitude de cada frequência de vibração sendo assim possível identificar quais são as frequências mais relevantes para uma determinada medição. Também é possível relacionar as frequências em destaque com as fontes que as geram e assim detectar o defeito e localiza-lo na máquina para intervenção;

3º- Técnicas Especiais de análise de vibração – São consideradas aquelas que através da aplicação filtros, apresentações gráficas e diferentes processamentos de sinais, podem detalhar melhor o nível, local e tipo de defeito em uma máquina.

Assim, o 1º e 2º nível de monitoramento e análise de vibrações apresentados podem ser considerados como técnicas convencionais, pois são as mais usadas e até mesmo mencionadas em normas técnicas, manuais de fabricantes de máquinas, órgãos regulamentadores e seguradoras. Logo as técnicas não convencionais de análise de vibração são aquelas que fazem parte do que foi chamado de terceiro nível de monitoramento e análise de vibrações.

Conforme comentado na introdução, as técnicas não convencionais que serão abordadas neste trabalho são:

- Órbita.
- Full spectrum.
- SPM - Shock Pulse.
- Envelope.
- Análise de fase / ODS.

### 2.1.1. Órbita

A órbita representa a trajetória do centro do eixo no plano de leitura do par de sensores de proximidade, de acordo com Bently, 2002 [23].

A construção da órbita consiste na combinação dos sinais do par de sensores de proximidade, defasados de 90º, de modo a criar um gráfico que exiba o movimento do

centro do eixo relativamente à estrutura da máquina, em duas dimensões como mostra a figura 3. Os sensores são montados rigidamente na estrutura da máquina, próximo às zonas de apoio do eixo (mancais). Devido à fácil interpretação e quantidade de informação que o gráfico contém, a órbita, conciliada com o sensor de velocidade de rotação (*Tacômetro*) é um gráfico eficaz para o diagnóstico de avarias em máquinas rotativas.

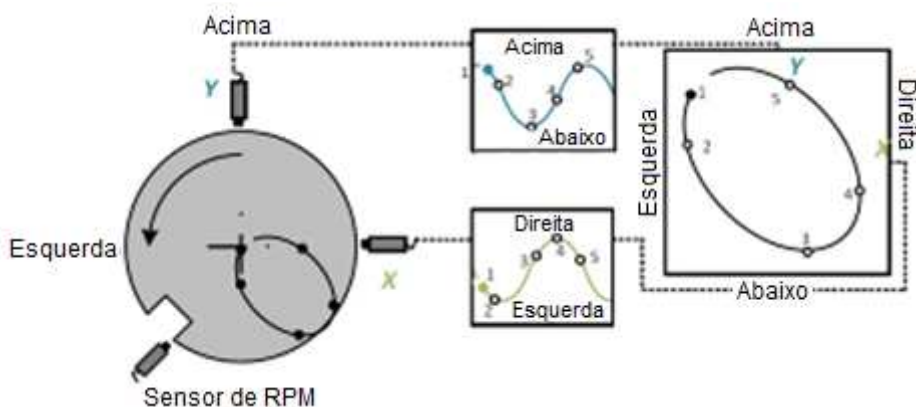


Figura 3 - Órbita resultante do par de sensores XY (adaptado de Bently, 2002).

A órbita, juntamente com o sinal do tacômetro, pode ser utilizada para medir a amplitude pico-a-pico em qualquer direção radial, a frequência relativa da vibração ou o sentido de precessão. O perfil da órbita pode fornecer detalhes importantes sobre o comportamento da máquina, realçar alterações na resposta que seriam imperceptíveis nas técnicas convencionais e ajudar a identificar a localização onde o problema pode ocorrer [23]. A órbita filtrada para uma determinada frequência pode ser utilizada para estimar a fase das duas componentes do sinal [23]. A fase relativa entre dois sinais também pode ser estimada. Eisenman, 1998 [24] afirma que a fase relativa é a relação do ciclo de vibração entre os instantes de máximos dos dois sensores.

Changfeng, Hao e Lixiao [19] dizem que a órbita e as características dinâmicas do eixo contém abundante informação para o diagnóstico de diferentes falhas de máquinas rotativas. A órbita desejada é um círculo quando o rotor está em boas condições. No entanto, o desbalanceamento causado pela alteração na carga conduzirá a uma órbita elíptica. Cada defeito tem uma órbita diferente. Por exemplo, o desalinhamento resultará em uma órbita em formato "8" exterior; O efeito de chicote de óleo "oil whip" levará a um formato de órbita "8" interior. Sinou e Lee, 2004 [22] mostram a evolução da órbita do rotor trincado. Ressonâncias locais e evolução orbital em torno de 1/2, 1/3 e 1/4 da velocidade crítica são estudadas devido a interação de trinca residual e



desbalanceamento [22]. Entretanto, os resultados obtidos por estes autores estão baseados nos ensaios em máquinas com mancais de deslizamento lubrificadas com óleo, onde o eixo, durante rotação a partir de uma determinada velocidade, é sustentado pela pressão de óleo. No entanto para rotores com mancais de rolamento a órbita não se comportará da mesma maneira como nos mancais de deslizamento.

### 2.1.2. Full Spectrum

O espectro de frequências resulta da aplicação da transformada FFT ao sinal no tempo. Já o *full spectrum* pode ser visto como o “espectro de uma órbita”, Southwick, 1993 [26]. O Full spectrum é uma ferramenta de diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas, baseada no espectro complexo, também calculado através da transformada rápida de Fourier (FFT). Este utiliza, porém, os sinais de dois sensores de proximidade (deslocamento), montados perpendicularmente entre si no plano radial do eixo da máquina, conforme indicado na figura 3 através das letras X e Y.

A órbita do eixo, que em geral possui uma forma muito complexa, contém várias frequências, de forma que é conveniente decompô-la em um conjunto de figuras geométricas simples (elipses), cada uma associada a uma única frequência, Souza, 2000 [28]. A resposta vibratória do eixo em uma única frequência, em qualquer ponto ao longo do seu comprimento, pode ser descrita através de uma órbita elíptica. De forma alternativa, esta elipse pode ser representada por dois vetores girantes com a mesma frequência: um no sentido da rotação do eixo (direto / forward) e outro no sentido oposto (reverso / reverse) conforme figura 4.

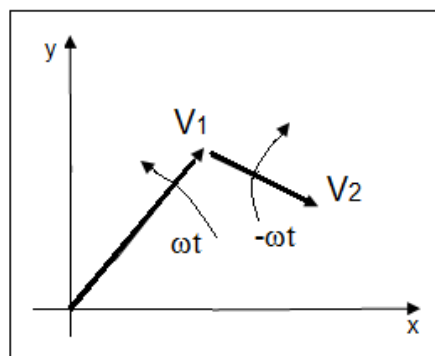


Figura 4 – Representação da órbita através de dois vetores girantes (adaptado de [28]).

Definindo-se os vetores da figura acima como:

$$\mathbf{V}_1 = \mathbf{A}_1 e^{i\omega t} \quad (2.1)$$

$$\mathbf{V}_2 = \mathbf{A}_2 e^{-i\omega t} \quad (2.2)$$

$$A_1 = a_1 + ib_1, \quad A_2 = a_2 + ib_2 \quad (2.3)$$

$$A_1^* = a_1 - ib_1, \quad A_2^* = a_2 - ib_2 \quad (2.4)$$

Onde:

$$A_1 + A_2^* = (a_1 + a_2) + i(b_1 - b_2) \quad (2.5)$$

$$A_2 + A_1^* = (a_2 + a_1) + i(b_2 - b_1) \quad (2.6)$$

$$A_1 - A_2^* = (a_1 - a_2) + i(b_1 + b_2) \quad (2.7)$$

$$A_2 + A_1^* = (a_2 + a_1) + i(b_2 + b_1) \quad (2.8)$$

Onde  $\mathbf{A}_1$  e  $\mathbf{A}_2$  são amplitudes complexas. A soma dos vetores representa a órbita descrita pelo centro do eixo em função do tempo, que nesta frequência é dada por:

$$\mathbf{V} = \mathbf{A}_1 e^{i\omega t} + \mathbf{A}_2 e^{-i\omega t} \quad (2.9)$$

Por outro lado, a órbita gerada por (2.9) também pode ser representada no plano complexo, onde o eixo x está relacionado com a parte real e o eixo y com a parte imaginária. Ou seja, o vetor resultante pode ser escrito da forma:

$$\mathbf{V}(t) = x(t) + iy(t) = \mathbf{A}_1 e^{i\omega t} + \mathbf{A}_2 e^{-i\omega t}, \quad (2.10)$$

Onde:

$$x(t) = \text{Re}[\mathbf{A}_1 e^{i\omega t} + \mathbf{A}_2 e^{-i\omega t}] \quad (2.11)$$

$$y(t) = \text{Im}[\mathbf{A}_1 e^{i\omega t} + \mathbf{A}_2 e^{-i\omega t}] \quad (2.12)$$

A equação (2.11) pode ser escrita em função da equação (2.3) conforme o desenvolvimento abaixo:

$$x(t) = \text{Re}[(a_1 + ib_1)e^{i\omega t} + (a_2 + ib_2)e^{-i\omega t}] \quad (2.13)$$

$$x(t) = a_1 e^{i\omega t} + a_2 e^{-i\omega t} \quad (2.14)$$

$$y(t) = b_1 e^{i\omega t} + b_2 e^{-i\omega t} \quad (2.15)$$

$$x(t) = \frac{1}{2} [(A_1 + A_2^*)e^{i\omega t} + (A_2 + A_1^*)e^{-i\omega t}] \quad (2.16)$$

$$x(t) = \frac{1}{2} \{ [(a_1 + a_2) + i(b_1 - b_2)]e^{i\omega t} + [(a_1 + a_2) + i(b_2 - b_1)]e^{-i\omega t} \} \quad (2.17)$$

$$x(t) = \frac{1}{2} [(a_1 + a_2)(e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}) + i(b_1 - b_2)(e^{i\omega t} - e^{-i\omega t})] \quad (2.18)$$

$$x(t) = \frac{1}{2} [2(a_1 + a_2) \cos(\omega t) + i(b_1 - b_2)2i \sin(\omega t)] \quad (2.19)$$

$$x(t) = (a_1 + a_2) \cos(\omega t) + (b_2 - b_1) \sin(\omega t) \quad (2.20)$$

Resolvendo da mesma forma para  $y(t)$  tem-se:

$$y(t) = \frac{1}{2} i [(A_1 - A_2^*) e^{i\omega t} + (A_2 - A_1^*) e^{-i\omega t}] \quad (2.21)$$

$$y(t) = \frac{1}{2} i \{ [(a_1 - a_2) + i(b_1 + b_2)] e^{i\omega t} + [(a_2 - a_1) + i(b_1 + b_2)] e^{-i\omega t} \} \quad (2.22)$$

$$y(t) = \frac{1}{2} i [ (a_1 - a_2)(e^{i\omega t} - e^{-i\omega t}) + i(b_1 + b_2)(e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}) ] \quad (2.23)$$

$$y(t) = \frac{1}{2} i [ (a_1 - a_2) 2 \sin(\omega t) + i(b_1 + b_2) 2 \cos(\omega t) ] \quad (2.24)$$

$$y(t) = (a_2 - a_1) \sin(\omega t) - (b_1 + b_2) \cos(\omega t) \quad (2.25)$$

Assim:

$$x(t) = (a_1 + a_2) \cos(\omega t) + (b_2 - b_1) \sin(\omega t) \quad (2.26)$$

$$y(t) = (a_2 - a_1) \sin(\omega t) - (b_1 + b_2) \cos(\omega t) \quad (2.27)$$

Desta forma, o movimento captado pelos sensores de deslocamento em cada uma destas direções, é a respectiva projeção da órbita.

Recordando as relações entre o número complexo  $\mathbf{V}$  e seu conjugado  $\mathbf{V}^*$ ,

$$\mathbf{V} + \mathbf{V}^* = 2\text{Re}[\mathbf{V}] \quad (2.28)$$

$$\mathbf{V} - \mathbf{V}^* = 2i\text{Im}[\mathbf{V}] \quad (2.29)$$

Para uma determinada frequência  $\omega$ , os termos das equações (2.26 e 2.27) indicam a contribuição das componentes direta e retrograda do movimento nas duas direções. Contudo, deve ser observado que o movimento captado pelos sensores, para esta frequência, corresponde ao resultado obtido de cada equação, valendo assim, o módulo da componente de maior valor como indicativo do sentido do movimento de precessão do eixo para esta frequência. Desta forma, é necessário relacionar os resultados destas expressões com o sinal medido pelo sensor, que será representado por:

$$x(t) = \mathbf{X} e^{i\omega t} + \mathbf{X}^* e^{-i\omega t} \quad (2.30)$$

$$y(t) = \mathbf{Y} e^{i\omega t} + \mathbf{Y}^* e^{-i\omega t} \quad (2.31)$$

onde  $\mathbf{X}$  e  $\mathbf{Y}$  são números complexos.

É possível determinar os valores dos números complexos  $A_1$  e  $A_2$ , em função de  $\mathbf{X}$  e  $\mathbf{Y}$ .

Após manipulações obtêm-se as seguintes equações:

$$x = x_r + ix_i, \quad A_1 = a_1 + ib_1 \quad (2.32)$$

$$y = y_r + iy_i, \quad A_2 = a_2 + ib_2 \quad (2.33)$$

onde  $x_r$  e  $y_r$  são as partes reais do espectro complexo dos sinais medidos, enquanto que  $x_i$  e  $y_i$  são as partes imaginárias.

Baseado no fato de que cada frequência do sinal de deslocamento radial do centro do eixo possui um componente no sentido de sua rotação e outro no sentido oposto, o Full spectrum tem como função separá-los [28]. Desta forma, obtêm-se dois espectros em um único gráfico, onde a metade direita corresponde aos componentes diretos de precessão do eixo e a outra aos componentes retrógrados, conforme figura 5.

Resumidamente o processamento da técnica Full Spectrum pode ser definido da seguinte forma: Primeiramente cria-se um vetor de números complexos  $z=x+iy$ , onde  $x$  e  $y$  são os sinais dos dois proxímetros, em seguida calcula-se a fft do vetor  $z$  ( $fz$ ) e gera-se o gráfico do valor absoluto  $abs(fz)$ , sendo que o eixo das frequências será dividido em negativo do lado esquerdo e positivo do lado direito. O "sinal"  $z$  no tempo é a órbita bruta e o Full Spectrum " $abs(fz)$ " vai mostrar as contribuições diretas e a retrógradas na formação da mesma,

Quando este processo é concluído, combinam-se os espectros dos dois proxímetros num único gráfico, o *full spectrum* (Figuras 5 e 6):

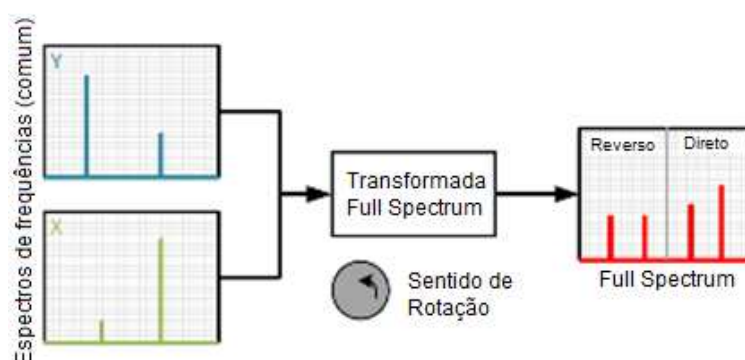


Figura 5 - Processo que resulta no Full spectrum (adaptado de: Felício 2015).

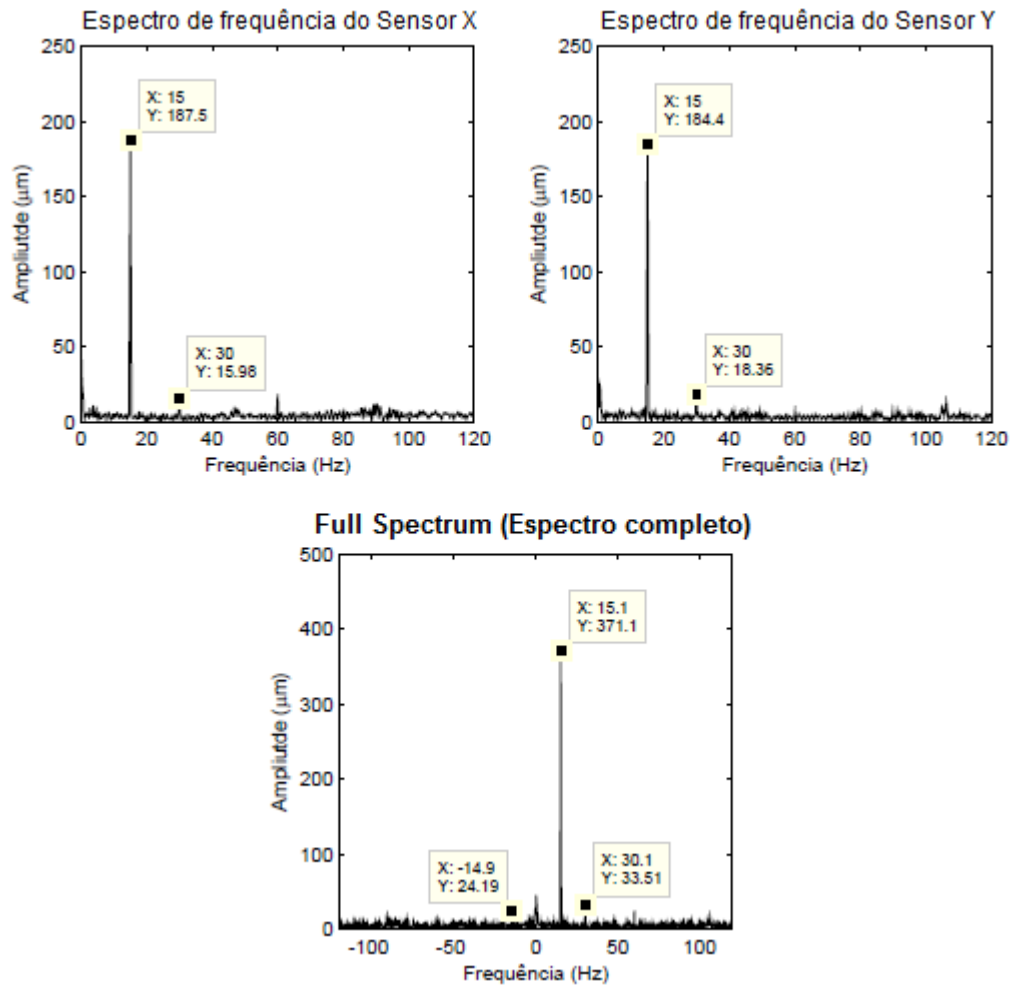


Figura 6 – Exemplo de Full spectrum.

### 2.1.3. Shock Pulse

Os rolamentos estão entre os componentes mais importantes em uma máquina rotativa. Todo rolamento tem uma vida útil limitada que é fortemente influenciada pela maneira na qual foi instalado, condição de operação e pela manutenção preventiva que é feita (lubrificação). A confiabilidade e eficiência da máquina dependem do rolamento funcionando apropriadamente. Quando os rolamentos falham, um dano secundário / colateral é geralmente associado à máquina, gerando perda de produtividade, aumento no custo da manutenção e peças sobressalentes que seria inicialmente apenas uma simples troca de rolamento. Por outro lado, realizar a troca do rolamento apenas baseado na quantidade de horas de trabalho do mesmo pode gerar gastos desnecessários, e assim também perda de produção devido ao tempo de máquina parada em

manutenção. A melhor solução então, é monitorar periodicamente a condição do rolamento e realizar a troca apenas quando realmente for necessário.

Vários métodos são utilizados atualmente para monitorar a condição de rolamentos. Os mais comuns são através da análise de vibração (movimento), mas estes métodos podem ser facilmente influenciados por fatores externos como desalinhamentos, desbalanceamentos, ruídos etc, sem ser propriamente o rolamento. Além disso, e o início de defeitos nos rolamentos não geram vibrações significativas, portanto, por mais sofisticada que seja a técnica de análise de vibração, os primeiros sinais de danos em rolamentos dificilmente serão detectados.

Diferente da medição de vibração comum, a medição de Shock Pulse não mede o movimento mas o impacto que é propagado pelo metal através de frequências na faixa de ultra-som. Em termos simples, o método SPM detecta a onda de impacto mecânico causada pela colisão (contato) de dois corpos. O método SPM é baseado no evento que ocorre nos corpos durante o instante no qual acontece a colisão entre eles. Este período de tempo é curto demais e ocorre antes de qualquer deformação dos mesmos [31].

Analisando o que ocorre durante um impacto mecânico (colisão), temos o exemplo da figura 7 em que uma esfera cai sobre uma chapa e pode ser relacionado com o caso onde um elemento do rolamento colide com um defeito de outro componente. Na figura 7 no primeiro momento, antes do impacto, a chapa esta em repouso e a esfera possui uma velocidade “V”. No instante exato do impacto, a esfera colide com a superfície da chapa com a mesma velocidade de chegada. No ponto de contato, uma grande aceleração do material é iniciada. Durante esta fase inicial de contato, a magnitude dessa aceleração é unicamente dependente da velocidade do impacto e não é influenciada pelo tamanho relativo da esfera e da chapa ou por uma vibração mecânica. A aceleração do material no ponto de impacto estabelece uma onda de compressão que se propaga por ultra-som em todas as direções através da chapa. Outra onda também é propagada através da esfera. A magnitude da onda de impacto é uma medida indireta da velocidade de impacto (V).

Durante a segunda fase do impacto (Figura 7a), as superfícies da esfera e da chapa irão se deformar e a energia do movimento causará flexão na chapa gerando vibrações na mesma. Esta é a vibração normalmente detectada por análise de vibração. O Método SPM detecta e mede a magnitude do impacto, e a compressão resultante dos “pulsos de choque”.

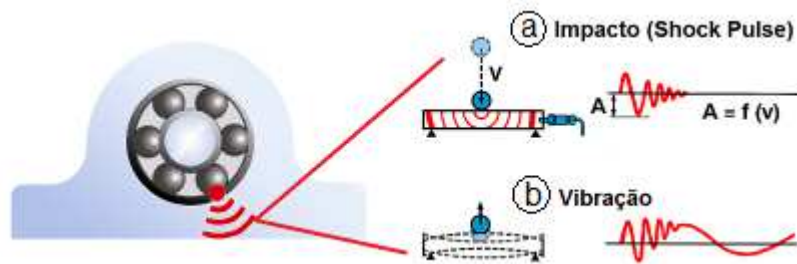


Figura 7 - Diferença entre shock pulse (a) e vibração (b) (adaptado de: SPM instrument).

A técnica SPM usa um acelerômetro piezo-elétrico para medir o impacto mecânico ou pulso de choque, sem ser influenciado por outros fatores, como a vibração de fundo e ruído. Este transdutor está sintonizado mecanicamente e eletricamente em uma frequência de ressonância de 32kHz. O pulso de choque causado por um impacto mecânico provoca uma oscilação amortecida no transdutor, na sua frequência ressonante.

Uma vez que o transiente amortecido é bem definido e de uma taxa de decaimento constante, é possível filtrar eletronicamente todos os outros sinais, isto é, os sinais de vibração. A medida e análise do valor máximo do transiente amortecido (A) é o princípio do método para o monitoramento SPM da condição de rolamentos.

Esta técnica é patenteada pela empresa SPM instruments e por ser patenteada não existem literaturas detalhadas disponíveis para reprodução exata do processamento. Porém, de acordo com Greg Lee, 2015 [35], o processamento da medição de Shock Pulse passa por 3 etapas: 1 – Amplificação do sinal – Os sinais de choque de pulso são relativamente pequenos em amplitude e não viajam grandes distâncias. Por isso precisam ser amplificados. 2- Filtragem - Para distinguir a vibração de pulsos de choque um filtro passa banda em torno do 36 kHz é usado. Isso ajuda a isolar o pulso de choque de outras interferências criadas por vibrações das máquinas. 3 – Conversão para pulsos - O último estágio deste processamento de sinais é a conversão de uma forma de onda para pulsos. Este processo fornece um sinal que pode então ser processado para determinar a condição do rolamento.

O valor do pulso de choque gerado em rolamentos em bom estado, devido a rugosidade da superfície é determinado empiricamente, sendo dependente do diâmetro do eixo (ou diâmetro interno do rolamento) e da velocidade de rotação (rpm). Este valor, chamado de valor inicial, é subtraído do valor de choque do rolamento que está sendo medido para obter um valor de pulso de choque normalizado. A medição de

Shock Pulse resulta em duas informações: valores máximos chamados de dBm e valores mínimos chamados de dBc. Através destes valores e também da avaliação do espectro desta medição é possível diagnosticar a condição de rolamentos e identificar defeitos também se relativos à falta de lubrificação, engrenagens danificadas, etc. O resultado da medição expressa através destes valores (dBm e dBc) normalizados baseado no diâmetro do eixo e na velocidade de rotação, geram uma indicação imediata da condição do rolamento através de uma escala de cores (verde, amarelo e vermelho), sem a necessidade de uma interpretação elaborada dos dados, conforme exigido em alguns outros métodos.

N. Tandon e A. Choudhury, 1999 [36] fazem uma revisão sobre os mais variados métodos de análise de vibração e acústica para detecção de defeitos em rolamentos, e em suas conclusões afirmam que a técnica SPM é uma das que possuem melhor desempenho na detecção de defeitos em rolamentos.

#### 2.1.4. Envelope

A técnica do Envelope, também é conhecida como "demodulação de amplitude". Antes de se falar de "demodulação" é importante entender o conceito de "modulação". A modulação é uma ferramenta chave quando tratamos de transmissão de sinais por exemplo. Esta técnica permitiu que as massivas redes de comunicação fossem construídas, as quais se tornaram o alicerce da sociedade moderna. A ideia de deslocar um sinal de informação através de uma frequência diferente da original permitiu que, simultaneamente por um mesmo canal, diversas mensagens diferentes fossem transmitidas. Sem isso, por exemplo, seria impossível compartilhar junto ao telefone, o sinal de internet.

Na modulação por amplitude (AM) a informação a ser transmitida varia proporcional e linearmente a amplitude de uma onda portadora. A portadora é comumente uma onda senoidal em uma frequência várias vezes maior que a do sinal modulante. No lado do receptor, para obter o sinal novamente, é necessário um circuito demodulador. Gusberti, 2014 [37] resume dizendo que a função do demodulador é de recuperar e separar a informação original da portadora modulada que foi recebida. Ou seja, é o processo que nos permite reverter o processo da modulação.

De acordo com Hans [40], o Envelope é a técnica que extrai o sinal de modulação a partir de um sinal de amplitude modulada. O resultado é a evolução temporal do sinal



modulado. Este sinal pode ser estudado / interpretado através da vibração no domínio do tempo ou pode ser submetido a uma análise de frequência. Esta técnica pode ser utilizada para diagnóstico e investigação de defeitos em máquinas, onde falhas têm um efeito de modulação de amplitudes. Exemplos incluem falhas em engrenagens, turbinas e motores de indução. Esta também é uma excelente ferramenta para o diagnóstico de falhas em rolamentos.

A detecção das frequências características de falhas em rolamentos é difícil de ser realizada por meio da utilização de uma análise espectral simples. Segundo RANDALL et AL 1999 [41], mesmo após a aplicação da FFT, os componentes de vibração espúrios podem contaminar o espectro com frequências indesejadas à análise, tornando-o mais complexo e limitando a resolução do gráfico da FFT. Logo, a Análise do Envelope foi desenvolvida com o principal intuito de substituir a análise de frequências com uma ampla faixa de frequências portadoras para uma faixa menor de frequências de falhas, o que permite sua análise com uma boa resolução.

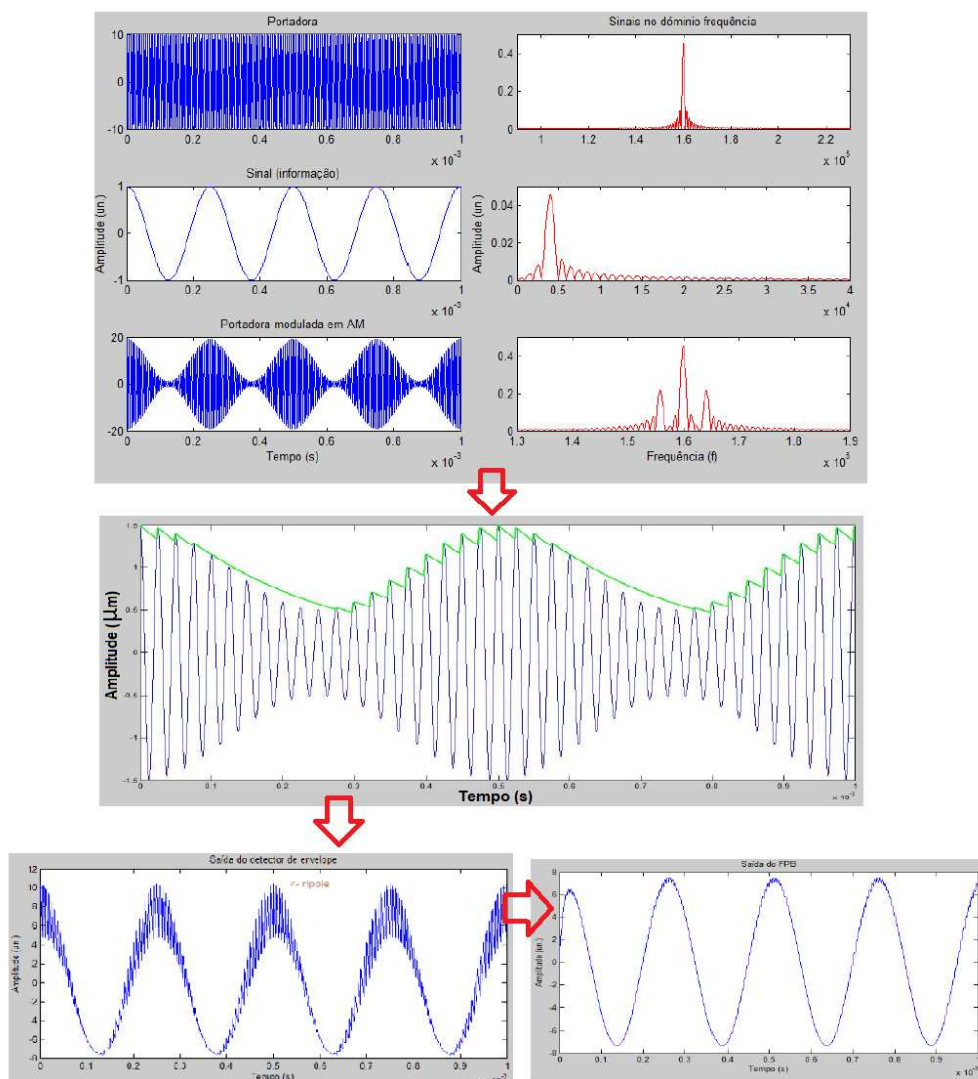


Figura 8 - Processo de obtenção do Envelope (adaptado de: Grégory Frizon Gusberti, 2014).

No exemplo da figura 8 o sinal foi demodulado a fim de se obter o sinal de menor frequência limpo. No exemplo a seguir (figura 9) o sinal será demodulado a fim de se obter um sinal limpo com a periodicidade das altas frequências provenientes dos rolamentos. Consideremos então um rolamento que apresenta um defeito em sua pista externa (representado pelo ponto vermelho na figura 9 a). O eixo gira com uma velocidade X e portanto gera uma onda senoidal simples conforme o gráfico ao lado do rolamento. Porém, a cada vez que uma esfera do rolamento passa pelo defeito da pista externa gera um impacto em frequências muito altas (frequências de ressonância do rolamento) conforme pode ser observado ao longo da linha horizontal do eixo de tempo no gráfico. Quando podemos observar estes impactos claramente no sinal de vibração no domínio do tempo, é possível medir e calcular a frequência em que estes impactos ocorrem (figura 9 b) e assim relacionar com as frequências de defeitos do rolamento. No entanto a maioria das vezes isto não é possível, pois os sinais no domínio do tempo são bem “sujos”. Por isso se faz necessário o uso de filtros para separar a vibração indesejada e buscar as possíveis indicações que desejamos encontrar para avaliação da condição do rolamento e da máquina.

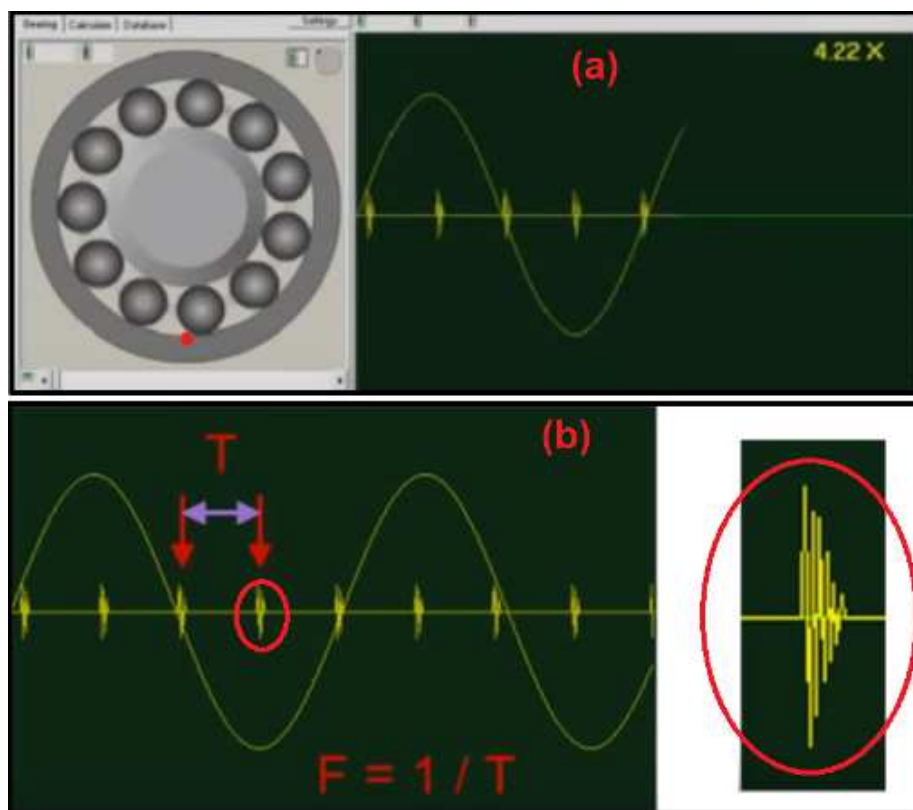


Figura 9 - Sinal de vibração gerado por um rolamento (adaptado de: Mobius Institute).

A figura 10 mostra este processo de filtragem de uma maneira simples. Onde o sinal no tempo é inicialmente filtrado, em seguida retificado, depois demodulado, e assim então se obtém gráficos de vibração no domínio do tempo e da frequência originados pela técnica envelope.

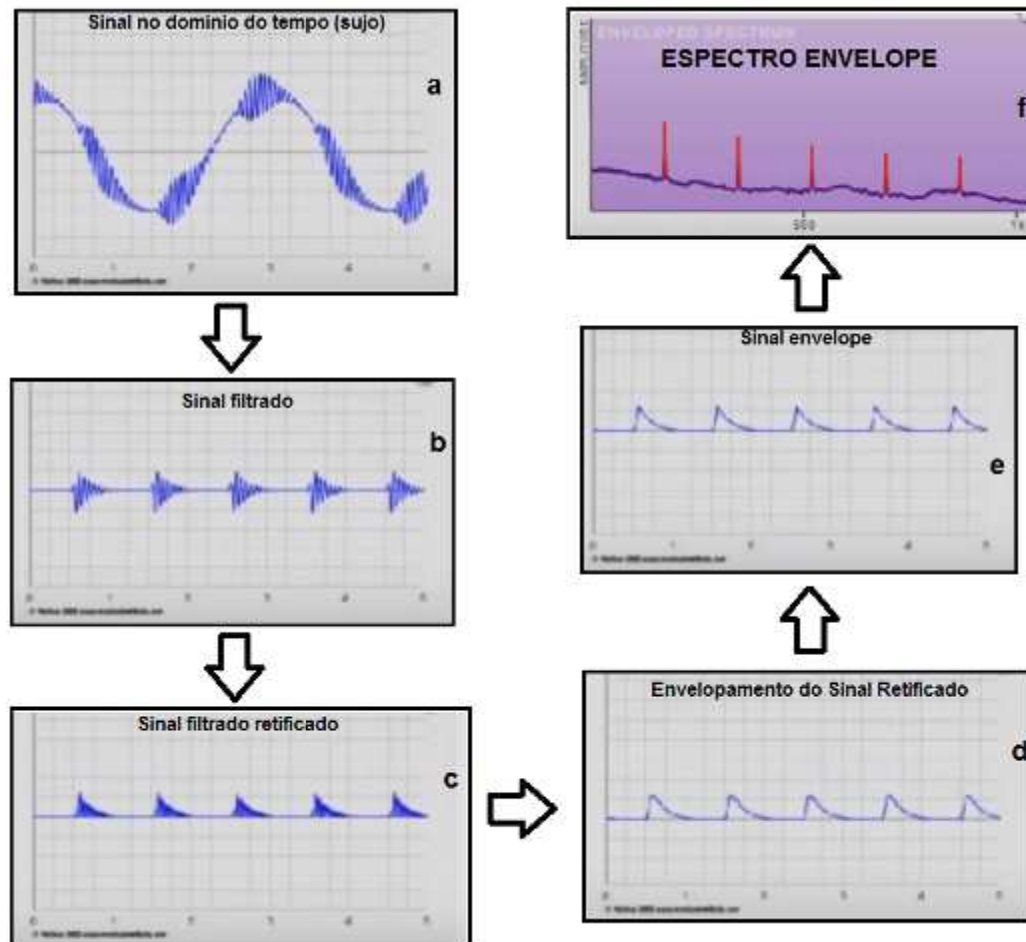


Figura 10 - Processo da técnica Envelope (adaptado de: Mobius Institute).

Na prática, a utilização dessa técnica segue os seguintes passos:

- Inicia-se com a mudança de domínio do tempo para o domínio da frequência por meio da FFT.
- Em seguida, ocorre a filtragem do sinal por meio de um filtro-passa banda em torno de uma frequência de falha ou de alterações indicadas a partir da observação do gráfico da FFT.
- Este sinal filtrado pode ser então demodulado a fim de eliminar-se as componentes de alta energia. Duas abordagens podem ser utilizadas para a realização da demodulação: a) construção de um sinal analítico complexo, no domínio do tempo, por meio da transformada de Hilbert, no qual a parte imaginária é a transformada de

Hilbert da parte real; b) retificação e suavização do sinal por meio de um filtro passa-baixa, buscando-se eliminar a frequência portadora.

- Calcula-se o espectro do sinal do envelope, tomando-se a envoltória das amplitudes, em módulo, do gráfico obtido no passo anterior.
- Através do emprego da FFT, é realizada uma nova mudança de domínio para possibilitar a extração das frequências características de falha do rolamento.

### 2.1.5. ODS (Operational Deflection Shape)

Tradicionalmente, ODS tem sido definido como a deflexão de uma estrutura em uma frequência particular. A análise ODS é um método relativamente simples de ser utilizado para a visualização do padrão de vibração de uma máquina ou estrutura durante sua operação. As medições de vibração são realizadas em diferentes pontos e orientações sobre a estrutura a fim de representar e identificar os graus de liberdade e o padrão de vibração pode ser mostrado em uma série de formatos, incluindo um modelo geométrico de animação da estrutura em deformação durante operação. De acordo com Brian J. 1999 [44], realizar medição de ODS pode ajudar a responder as seguintes questões relacionadas a vibração:

- Quanto a máquina está vibrando?
- Onde ocorre a maior vibração e em qual sentido?
- Qual é a relação do movimento de um ponto em relação a outro (está em modo de deflexão de operação)?
- É um caso de ressonância? Com que se parece o modo de vibração do sistema?
- Existe ruído proveniente da estrutura?
- Existem ações corretivas que podem reduzir os níveis de ruído ou vibração?

Toda vibração é uma combinação de vibração forçada e vibração ressonante (livre), onde a vibração forçada é aquela provocada por um efeito externo que persiste durante o tempo em que o movimento vibratório existir e vibração livre é aquela produzida por uma perturbação inicial que não persiste durante o movimento vibratório (vibração natural do sistema).

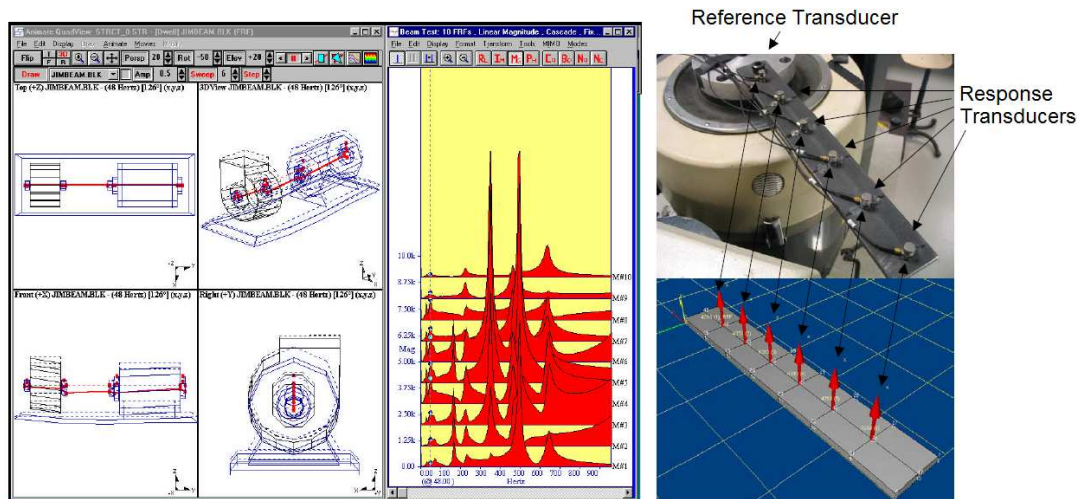


Figura 11 - Exemplos de ODS Adaptado de [44] e [45].

ODS pode ser simulado através de programas de elementos finitos para conhecimento da forma de deflexão do sistema ou medido através do mapeamento da superfície com sensores de vibração sendo acionados simultaneamente.

### 2.1.6. Análise de fase

A análise de fase é uma ferramenta que auxilia na detecção de defeitos e interpretação do movimento da máquina / estrutura assim como a ODS. Determinados tipos de defeitos geram diferenças de fase conhecidas entre dois ou mais pontos de medição ajudando a distinguir o tipo de defeito específico e a ação que deve ser tomada para a correção, como por exemplo, no caso do desbalanceamento estático e dinâmico que podem ser facilmente diferenciados pela diferença de fase entre a vibração de dois pontos, um em cada extremidade do rotor, em mesma direção e sentido. O desbalanceamento estático apresentará medições em fase enquanto o desbalanceamento dinâmico apresentará diferença de fase.

Na teoria, o conceito de diferença de fase pode ser facilmente compreendido. Para isso, consideremos duas partículas, A e B, com movimentos circulares uniformes idênticos num dado referencial. Em  $t = 0$ , a partícula A ocupava a posição  $P_0$  (Fig.12 a). As partículas estão separadas por uma distância  $2\pi R/4$ , medida sobre a trajetória comum de raio R. Esta distância corresponde a um ângulo de  $\pi/2$  entre os segmentos de reta que unem as partículas ao centro da trajetória ou a um intervalo de tempo  $\pi/2\omega$ . Então,

dizemos que entre os dois movimentos circulares uniformes das partículas A e B existe uma diferença de fase  $\Delta\theta = \pi/2$  radianos

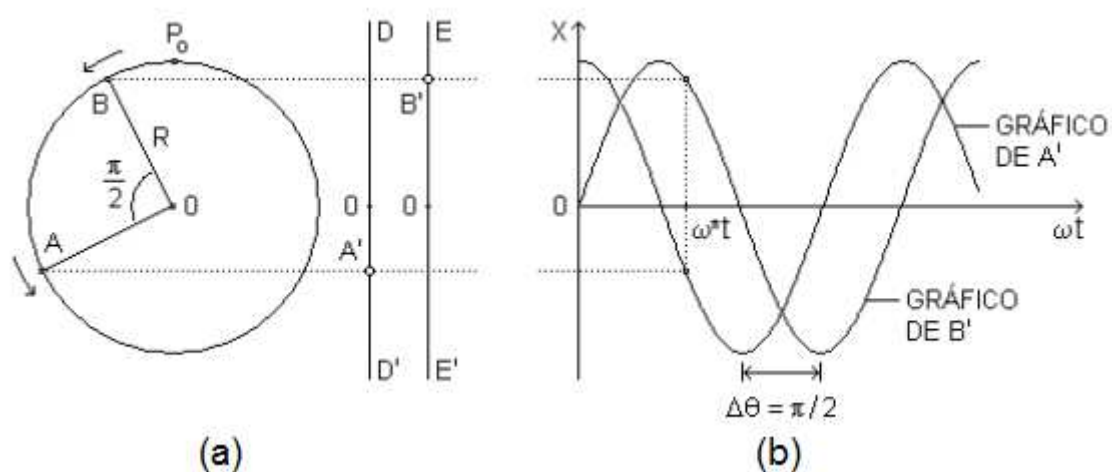


Figura 12 - Diferença de fase.

Nas práticas de manutenção preditiva a medição de fase pode ser realizada entre as partes dianteira e traseira de um motor por exemplo, para saber o motor está vibrando em paralelo a uma certa frequência ou se está com diferença de fase entre a parte dianteira e traseira. Essa diferença de fase pode estar associada a defeitos como desalinhamento, desbalanceamento etc.

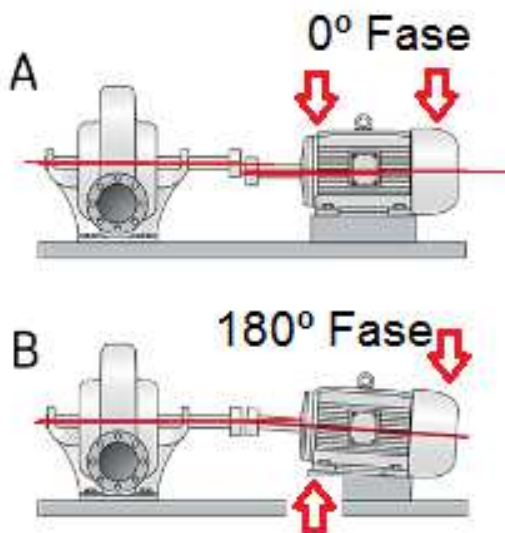


Figura 13 - Diferença de fase no desalinhamento paralelo e angular

## 2.2. Características e sintomas de defeitos em máquinas rotativas

### 2.2.1. Ressonância:

Ressonância é um fenômeno caracterizado pela excitação de frequências naturais.

Todo sistema mecânico possui um conjunto de frequências naturais, que são função da distribuição das suas propriedades de inércia e rigidez. A ressonância amplifica a vibração, podendo chegar a níveis catastróficos como no famoso caso da ponte de Tacoma Narrows, presente em diversas literaturas sobre vibração.

Quando se trata de ressonância em máquinas rotativas pode-se imaginar duas abordagens diferentes: O sistema como um todo pode ser visto como um corpo rígido (avaliação geral do sistema: máquina, base, eixo e componentes) ou como um sistema rotativo flexível de um rotor. Quando a frequência de rotação da máquina coincide com a frequência natural do sistema de corpo rígido ou do rotor caracteriza-se uma condição de ressonância, onde a vibração é amplificada severamente, podendo causar danos aos componentes da máquina e até mesmo o colapso de todo o sistema. As tensões e as deformações podem aumentar acima de 100 vezes, comparado com as tensões e deformações do sistema operando em frequências que estejam afastadas da frequência natural em pelo menos 20%.

Quando a rotação da máquina coincide com uma frequência natural, esta velocidade de rotação é chamada de “velocidade crítica”.

Para identificar problemas de ressonância existem vários métodos, como os relacionados a seguir:

- aspecto de falhas: É uma análise visual onde podem ser observadas falhas que geralmente procedem de ressonância como: trincas nas soldas, tubos, fundação e eixos.
- espectro de frequência: 1- picos altos não usuais , 2- níveis altos de vibração em apenas um eixo/ direção e nos outros não, 3- amplitudes que variam muito com a mudança de velocidade.
- análise modal a partir de teste de impacto ou varredura de frequência (rotação).

- teste de aceleração e desaceleração (“Run-up” and “Coast-down”): teste onde a vibração é medida durante o processo de aumento e diminuição da velocidade.
- Métodos analíticos: Em casos mais simples é possível equacionar o sistema através de métodos analíticos como equação de Rayleigh, que é uma expressão utilizada para determinar a frequência natural fundamental de muitos tipos de rotores e obter as velocidades críticas.

$$\omega = \sqrt{\frac{g \sum P_n y_{0n}}{\sum P_n y_{0n}^2}} \quad (2.34)$$

SHIGLEY, J. E. (2008, pg: 886)

Onde  $\omega$  é frequência natural em rad/s, P é o peso na n-ésima localidade e  $y_{0n}$  é a deflexão na n-ésima localidade do corpo.

- Métodos dos Elementos Finitos (MEF): é uma forma de resolução numérica de um sistema de equações diferenciais parciais, com aplicações em mecânica estrutural, mecânica dos fluidos, eletromagnetismo, etc, onde é possível avaliar os modos de vibração e velocidade críticas de sistemas. Para isso é necessário modelar a geometria do sistema, especificar materiais, pontos de ancoragem e as solicitações desejadas.

Para correção de problemas de ressonância, as soluções serão das mais diversas e sempre bem particulares para cada sistema, porém todas elas envolverão a mudança da velocidade de rotação ou mudança da rigidez do sistema para alterar as velocidades críticas.

Portanto, para resolver problemas de ressonância é necessário conhecer as frequências naturais do sistema. Quando houver coincidência de frequências entre a fonte de excitação e a frequência natural do sistema, deve-se variar a massa ou a rigidez do sistema para modificar a sua frequência natural e sair da condição de ressonância.

### 2.2.2. Desbalanceamento:

O desbalanceamento em um rotor ocorre quando o centro de massa não coincide com o centro geométrico de rotação. O desbalanceamento em um sistema rotativo produz excessivas forças síncronas que reduzem a vida útil dos componentes mecânicos (Machinery Malfunction diagnosis and correction. 1998. Capítulo 11 [24]).



O desbalanceamento pode ser dividido da seguinte forma:

### **Desbalanceamento Estático:**

O desbalanceamento estático (**desbalanceamento em um Plano**) existe quando o eixo que passa pelo centro de massa não coincide com o eixo de rotação e é paralelo a este.

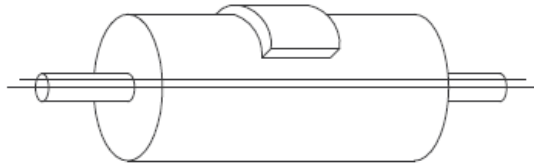


Figura 14 - Desbalanceamento Estático (adaptado de Sanches Blanes [54]).

### **Desbalanceamento Conjugado:**

O desbalanceamento conjugado está presente quando o centro de massa não coincide com o eixo de rotação, no centro de gravidade do rotor.

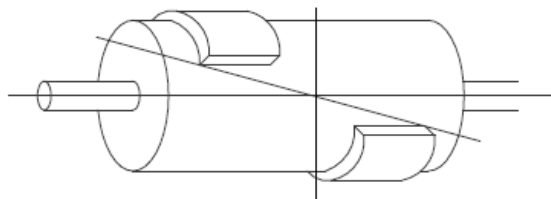


Figura 15 - Desbalanceamento Conjugado (adaptado de Sanches Blanes [54]).

### **Desbalanceamento Dinâmico:**

O desbalanceamento dinâmico é definido como aquela condição onde o centro de massa não coincide com o eixo de rotação, não é paralelo a ele e não o intercepta. Esta condição também é conhecida como **desbalanceamento em dois planos**, e é uma combinação dos desbalanceamentos estático e Conjugado.

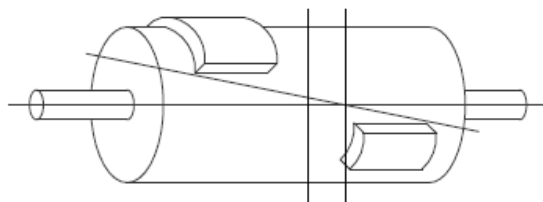


Figura 16 - Desbalanceamento Dinâmico (adaptado de Sanches Blanes [54]).

### Força de Desbalanceamento:

Quando sobre a superfície deste rotor existe um desequilíbrio de massa, durante a rotação do mesmo aparecerá uma força centrífuga “F” de valor:

$$F = m \omega^2 r \quad (2.35)$$

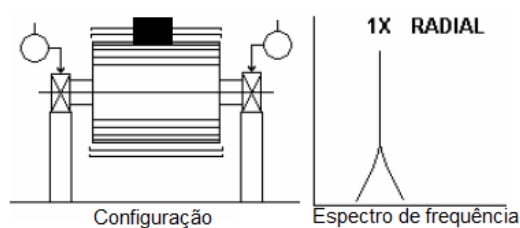
Onde “m” é a massa de desbalanceamento, “ $\omega$ ” é velocidade angular e “r” é a distancia da massa ao centro do eixo.

Esta força gira com o eixo, provocando reações síncronas nos apoios que se traduzem em vibrações nos mancais. O processo de controle destas forças centrífugas é conhecido como balanceamento de massa.

### Vibração devido ao desbalanceamento:

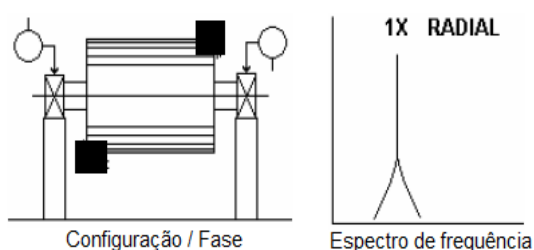
O desbalanceamento aparece na vibração com características bem definidas para cada tipo. Seleccionamos 3 aplicações diferentes de tipos de balanceamento para realização de ensaios na bancada experimental: desbalanceamento estático, dinâmico e em balanço. Para estes tipos de desbalanceamento os estudos sobre vibração nos indicam as seguintes características:

#### Desbalanceamento Estático - Características:



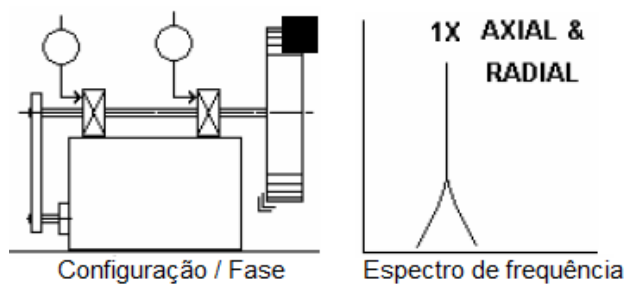
O Desbalanceamento de Forças estará em fase e será permanente. A amplitude devida ao Desbalanceamento crescerá com o quadrado da velocidade de rotação. A frequência de 1X RPM sempre está presente e normalmente domina o espectro.

#### Desbalanceamento Dinâmico - Características:



O Desbalanceamento Dinâmico tende a ficar 180° fora de fase no mesmo eixo. 1X está sempre presente e normalmente domina o espectro. A amplitude varia com o quadrado do crescimento da velocidade de rotação. Pode provocar vibrações axiais e radiais elevadas. A correção exige a colocação de pesos de balanceamento em pelo menos 2 planos.

### Desbalanceamento em Balanço - Características:



O Desbalanceamento do Rotor em Balanço causa elevado 1X RPM tanto na direção radial como na axial. Leituras axiais tendem a estar em fase, enquanto leituras de fase radiais podem ser instáveis.

Figura 17 - Vibração devido ao desbalanceamento (adaptado de CHARLOTTE).

A órbita do rotor devido ao desbalanceamento será uma elipse conforme exemplo da figura 18:

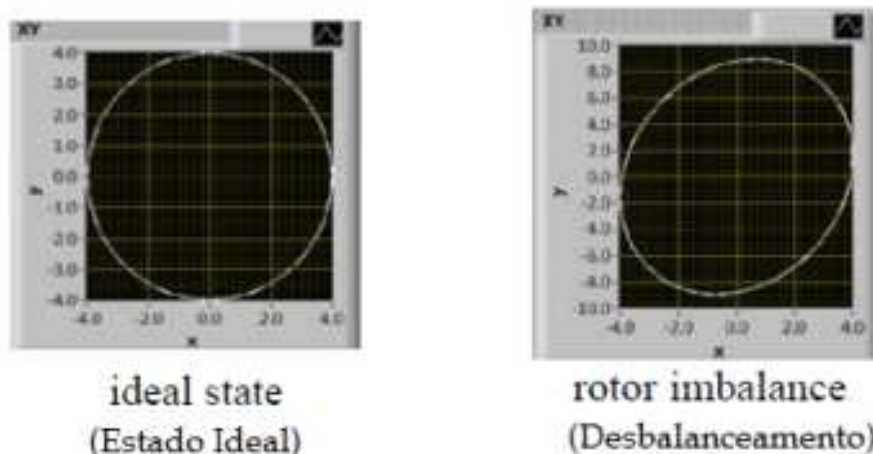


Figura 18 - Órbita do rotor devido ao desbalanceamento (adaptado de CHARLOTTE).

### 2.2.3. Desalinhamento

O desalinhamento em máquinas rotativas é um dos defeitos mais comuns que pode gerar outros defeitos e até mesmo a quebra de máquinas. Alguns estudos, como o de Bogantz [48], apontam o desalinhamento como responsável por até 70% dos defeitos em máquinas rotativas relacionados à vibração. O desalinhamento de eixo gera sobrecarga nos rolamentos e vibrações excessivas, dificultando o processo de diagnóstico. Um alinhamento exatamente perfeito nunca pode ser realizado, até mesmo porque ele varia devido a diferenças de temperaturas e cargas dinâmicas do sistema. Desta forma sempre existirá um desalinhamento residual.

O desalinhamento pode ser classificado como paralelo, angular ou combinado, conforme figura 19.

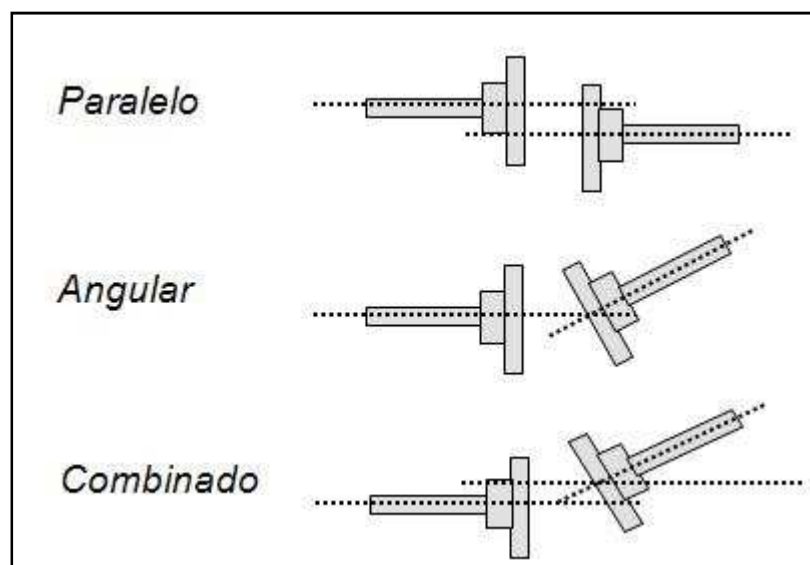


Figura 19 - Tipos de desalinhamento de eixos.

Artigos publicados nesta área geralmente estão relacionados à parte analítica (como [48]), e os trabalhos experimentais são geralmente limitados. No entanto, a maioria destes artigos frequentemente apresentam a componente de frequência de  $2X$  como uma possível indicação para diagnóstico de desalinhamento, apesar de não serem conclusivos analiticamente sobre quando é esperado que esse fenômeno ocorra e o porquê.

Mohsen e Suri [46] em seu trabalho experimental de título “Observations on Dynamic Response of Misalignments” apresentam em suas conclusões que: desalinhamentos em máquinas rotativas podem excitar harmônicos de vibração de  $2x$  a  $10x$ , dependendo dos locais de captação de sinal e direções. Ainda investigando as forças axiais no domínio da frequência revelou significativos harmônicos de  $3x$  e  $5X$  para desalinhamento angular e  $3X$  e  $6X$  para desalinhamentos paralelos.

Dewell e Mitchell [49] investigaram os espectros de vibração produzidos por um acoplamento flexível de disco desalinhado e constataram que as componentes frequências de  $2X$  e  $4X$  podem ser usadas para detectar desalinhamento. Jackson [50] descreve que o aparecimento da componente de frequência de  $2X$  resulta das propriedades não lineares do filme de óleo dos rolamentos, quando pré carregados devido a forças de desalinhamento. Simon [51] modela o desalinhamento para grandes turbo-máquinas e calculou a resposta de vibração baseado em valores assumidos para as forças de reação de acoplamento. Xu e Marangoni [52, 53] estudaram, analiticamente e

experimentalmente, a resposta de vibração de um sistema motorizado desalinhado. O acoplamento foi considerado possuindo características da Lei de Hooke, e assim, levando até mesmo as variações de frequência da velocidade do eixo, resultando em resposta de 2X da frequência do rotor.

Irvin Redmond [47], observou que existe uma necessidade real de um modelo matemático simples de desalinhamento que possa exibir as características básicas de sistemas dinâmicos de rotores reais e, assim, permitir a investigação deste fenômeno comum, mas complexo. Em suas conclusões observou que as equações do sistema mostram claramente que o desalinhamento paralelo introduz um deslocamento estático além das componentes de excitação laterais e de torção da frequência fundamental (1X). Um segundo harmônico discreto termo de excitação torcional (2X) também é evidente no sistema do vetor de força. A magnitude deste termo é diretamente proporcional à anisotropia do apoio e desaparece nos suportes isotrópicos.

A partir destes estudos realizados pode-se dizer que não existe apenas uma forma de vibração para diagnosticar a condição de desalinhamento. Este tipo de defeito pode aparecer na vibração de diversas maneiras diferentes, dependendo de como e onde está sendo medida a vibração, condições e características dos suportes (mancais), e das demais particularidades do sistema. No entanto, na maioria dos casos é possível perceber o aumento ou o destaque da componente de 2X da frequência de rotação do sistema.

#### 2.2.4. Defeitos em rolamentos

Máquinas rotativas de grande porte geralmente são suportadas por rolamentos com filme de óleo (mancais de deslizamento). Quando estes rolamentos e sua lubrificação são projetados corretamente sua expectativa de vida útil é bem longa. No entanto outra classe de rolamentos são normalmente instalados em máquinas de menor porte ou máquinas que requerem pequenas tolerâncias de deslocamento entre componentes. Esta outra classe de rolamentos chama-se rolamento de elementos rolantes. Que são os rolamentos comumente encontrados nos carros, motos, e máquinas comuns. Estes rolamentos possuem uma série de elementos rolantes internos (esferas ou roletes) que trabalham entre o anel interno e externo seguros por uma “gaiola” (figura 20).

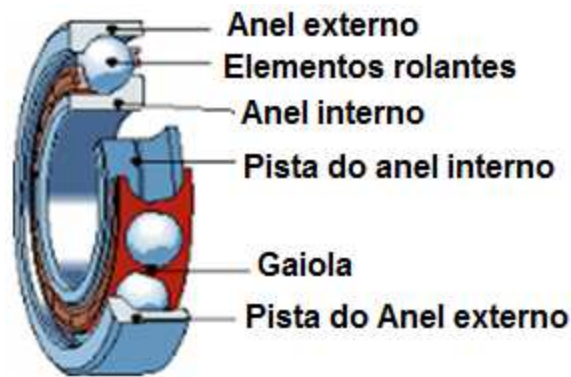


Figura 20 - Componentes de um rolamento de elementos rolantes.

Conforme comentado no item 2.1.3., os rolamentos estão entre os componentes mais importantes em uma máquina rotativa.

As frequências características de defeito em cada componente do rolamento podem ser calculadas baseadas na frequência de rotação de cada componente. No exemplo da figura 9 foi considerado um rolamento que apresenta um defeito em sua pista externa. O eixo gira com uma velocidade  $X$  e cada vez que uma esfera do rolamento passa pelo defeito da pista externa gera-se um impacto. Desta forma é possível observar a existência de defeitos nos rolamentos de elementos rolantes através das técnicas de análise de vibração.

As frequências de defeito em cada componente do rolamento são geralmente fornecidas pelo fabricante de cada rolamento, mas também podem ser calculadas através das expressões a seguir.

Um rolamento defeituoso emite normalmente as seguintes frequências fundamentais [24, 55]:

- FTF - (Fundamental Train Frequency) – frequência emitida por um defeito da gaiola;
- BPFO – (Ball Pass Frequency of the Outer Race) – frequência emitida por uma esfera ou um rolo quando passa por um defeito superficial da pista externa;
- BPFI – (Ball Pass Frequency of the Inner Race) – frequência emitida por uma esfera ou um rolo quando passa por um defeito superficial da pista interna;
- BSF – (Ball Spin Frequency) – frequência emitida por um defeito superficial na esfera ou rolo quando este entra em contacto com a pista interna ou pista externa

$$\begin{aligned}
 FTF &= \frac{1}{2}(f_i) \left( 1 - \frac{d \cos \theta}{D_p} \right) \\
 BPFO &= \frac{N}{2}(f_i) \left( 1 - \frac{d \cos \theta}{D_p} \right) \\
 BPFI &= \frac{N}{2}(f_i) \left( 1 + \frac{d \cos \theta}{D_p} \right) \\
 BSF &= \frac{D_p}{2d}(f_i) \left[ 1 - \left( \frac{d \cos \theta}{D_p} \right)^2 \right]
 \end{aligned}
 \tag{2.36}$$

Onde,

$f_i$  - Frequência de rotação da pista interna,

$d$  - Diâmetro da esfera ou rolo

$D_i$  - Diâmetro da pista interna

$D_e$  - Diâmetro da pista externa

$D_p$  - Diâmetro primitivo

$\theta$  - Ângulo de contacto

$N$  - Número de esferas ou rolos

### 2.2.5. Defeitos em engrenagens

As engrenagens são componentes responsáveis por transmitir movimento e torque de um eixo para o outro. As forças transmitidas entre engrenagens engranzadas fornecem momentos torcionais a eixos, para gerar movimento e transmissão de potência, e criam forças e momentos que afetam o eixo e seus mancais, SHIGLEY [09]. Portanto são extremamente solicitadas em termos de cargas de uma máquina.

No monitoramento de vibração em máquinas que possuem engrenagens como: caixas redutoras, câmbios, propulsores etc, as principais frequências que surgem no espectro de um par de engrenagens são a frequência de rotação do pinhão, a frequência de rotação da coroa, além da frequência fundamental de engrenamento (em inglês usa-se a sigla GM, para o termo “gear mesh”), dada pelo produto entre o número de dentes da engrenagem e sua rotação [56, 57].

Conforme observado descrito por Mobius institute [04] e confirmado pelo autor [43], as engrenagens geram picos no espectro, nas frequências de contato (GM), sendo possível observar que o pico de contato aparece com bandas laterais espaçadas de 1x.

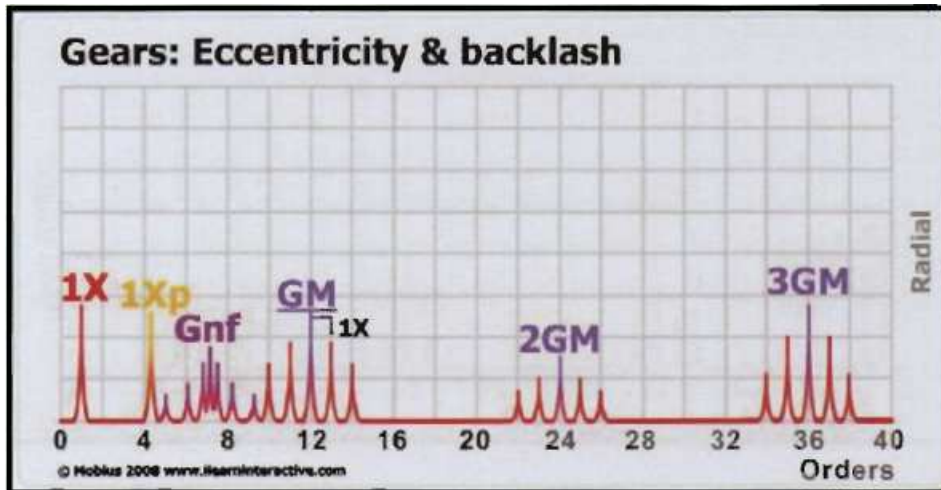


Figura 21 - Espectro de defeito em engrenagens. Fonte: MOBIUS [04].

A análise de vibração é bem relevante na identificação de defeitos em engrenagens, pois o contato de cada dente produz um pulso na forma de onda. Assim é possível identificar diferenças nas amplitudes e fazer relações com dentes danificados, engrenagens desalinhadas, etc. Uma técnica de análise bem específica para engrenagens é a TSA (Time synchronous averaging), que nada mais é do que a análise de vibração no domínio do tempo utilizando filtros para tratamento do sinal. O objetivo desta técnica é remover do gráfico os pulsos relacionados a outras fontes de vibração como: rolamentos, ressonâncias, motor etc.

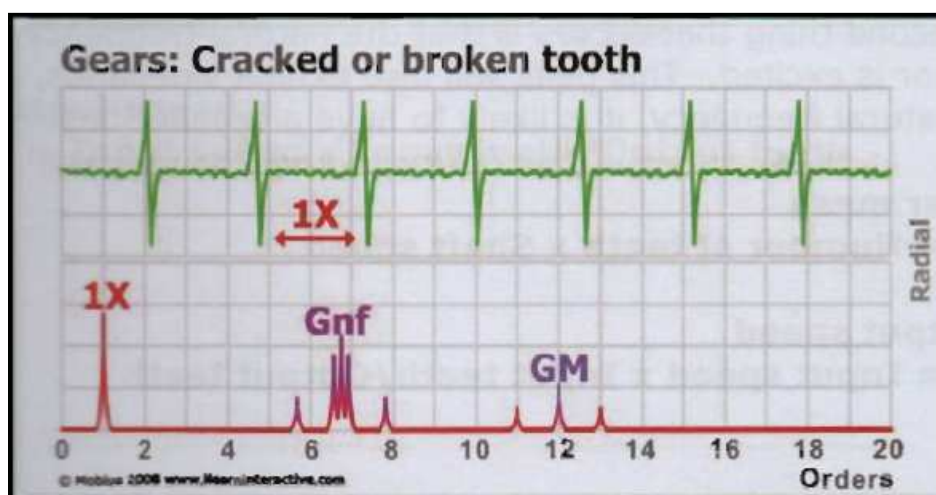


Figura 22 - Gráfico de engrenagens trincadas ou com dentes quebrados. Fonte: MOBIUS [04].



Uma série de defeitos em engrenagens podem ser identificados através da análise de vibração e suas características são geralmente parecidas, podendo chegar a um certo “padrão” de forma no espectro.

#### 2.2.6. Folgas Mecânicas

As folgas mecânicas causam vibrações no sistema geralmente na frequência de rotação da máquina seguida de muitos harmônicos, sendo mais evidente na direção radial e sentido vertical.

Alguns estudos apontam também a presença de sub harmônicos, como no caso de Robert C. Eisenmann [24] que afirma que para rotores flexíveis a presença de sub-harmônicos é geralmente constatada.

Sakshat [58] afirma que folgas mecânicas aparecem na vibração no domínio da frequência, com um grande número de harmônicos da velocidade de rotação quando levemente carregado. Normalmente sub-harmônicos em  $\frac{1}{2}X$  aparecem assim, como  $1\frac{1}{2}X$ ,  $2\frac{1}{2}X$ , etc. Estes sub-harmônicos aparecerem por causa do recorte na forma de onda, que ocorre quando as peças soltas batem contra seus limites de movimento. A Figura 23 é uma ilustração de uma onda sinusoidal que foi cortada por este motivo.

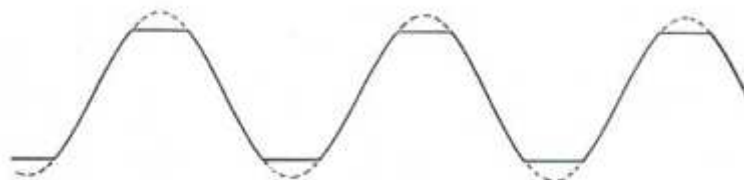


Figura 23 - Corte da forma de onda quando as partes soltas colidem contra os limites físicos [58].

MM Brasil [59] define 3 tipos de folgas mecânicas: “Folgas mecânicas são indicadas através dos espectros do tipo A, B ou C, conforme figura 24. O tipo A é causado por enfraquecimento estrutural do pé da máquina, chapa de apoio ou fundação, também por cimento deteriorado ou por folga nos parafusos do calço; e distorções do quadro ou base (Ex: Pés frouxos). A análise da falha pode revelar. O tipo B é geralmente causado por folgas nos parafusos dos mancais, quebra nos quadros da estrutura ou no pedestal do rolamento. O tipo C ocorre normalmente por encaixes errados entre as partes dos componentes, o que causará muitos harmônicos devido à

resposta linear das partes frouxas, para as forças dinâmicas do rotor, provocando uma forma de onda truncada. O tipo C é causado geralmente por folgas entre revestimento interno do rolamento e sua tampa, espaço morto na luva de encaixe ou nos elementos girantes do rolamento ou por folga no eixo do rotor.”

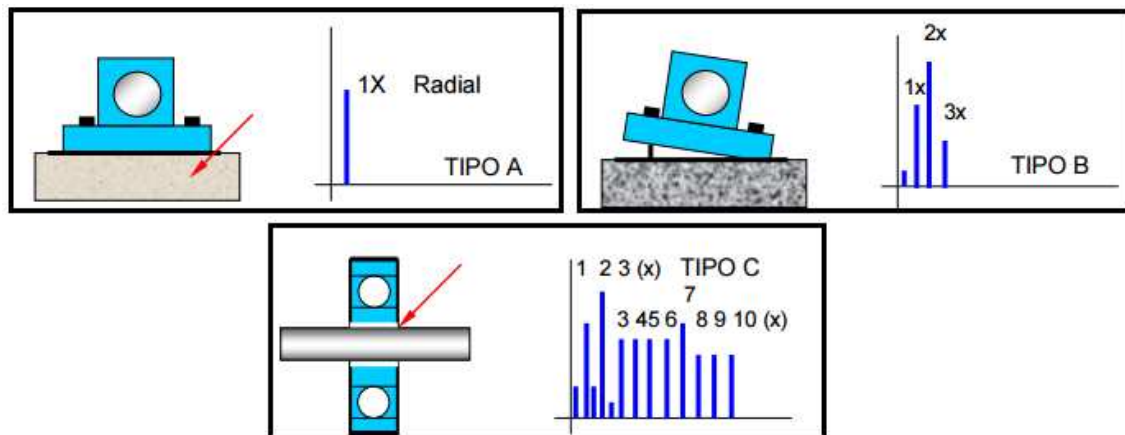


Figura 24 - Tipos de folgas mecânicas A, B e C [59].

Desta forma, as folgas mecânicas são caracterizadas por harmônicos de 1X e possivelmente sub-harmônicos.

### 2.3. Método de avaliação das técnicas de análise de vibração

A abordagem da lógica digital é geralmente utilizada no processo de seleção de materiais para fabricação e neste trabalho será usada como uma ferramenta sistemática para avaliação das técnicas de análise de vibrações.

Foram realizados ensaios na bancada experimental separadamente para cada tipo de defeito, nas condições normais e com defeito. As técnicas selecionadas foram aplicadas em todos os ensaios e os resultados obtidos foram comparados entre as condições “saudáveis” e “com defeito” como também com os padrões de vibração e sintomas esperados para cada tipo de defeito.

Com os resultados obtidos é realizada então uma tabela de comparação / avaliação das técnicas para cada tipo de defeito explorado. Esta tabela de comparação é baseada no método da lógica digital.

### Método da lógica digital

Se muitas técnicas são especificadas e a importância relativa de cada uma não for clara, determinações intuitivas de coeficiente relativo de ênfase ( $\alpha$ ) podem predominar, o que reduz a confiabilidade da seleção de qual técnica será utilizada tendo em vista os tipos de defeitos possíveis e mais comuns para aquele determinado sistema.

A abordagem da **lógica digital** pode ser usada como uma *ferramenta sistemática* para determinação de  $\alpha$ . Neste procedimento, as avaliações são dispostas de tal maneira que *só duas técnicas são consideradas de cada vez*. Toda combinação possível de técnicas é comparada e não há possibilidade de dúvidas, somente **sim** ou **não** para cada avaliação.

Para determinar a importância relativa de cada técnica, é construída uma tabela. As técnicas são listadas na coluna do lado esquerdo e as comparações são feitas em colunas à direita, como mostrado na Tabela a seguir. Na comparação de duas técnicas, à *mais importante* é dado o **número 1** e à *menos importante* é dado **0**. O total de decisões possíveis é  $N = n(n-1)/2$  onde  $n$  é o número de técnicas em consideração.

Um coeficiente relativo de ênfase, ou fator de ponderação,  $\alpha$ , para cada técnica, é obtido pela divisão do número de decisões positivas para cada meta, pelo número total de decisões possíveis ( $N$ ). Nesse caso, o  $\Sigma \alpha = 1$ .

Tabela 1 - Tabela demonstrativa do Método da Lógica Digital.

DEFEITO X	Decisões positivas possíveis (N) (*)						Decisões positivas	Coeficiente relativo de ênfase ( $\alpha$ ) (**)
	1	2	3	4	5	6		
Técnica 1	1	1	1				3	0,50
Técnica 2	0			1	0		1	0,17
Técnica 3		0		0		1	1	0,17
Técnica 4			0		1	0	1	0,16
Total de decisões positivas							6	$\Sigma \alpha = 1$

(\*)  $N = n(n-1)/2$ , sendo neste caso  $n = 4$  (\*\*) Aqui, exemplos hipotéticos.

Através das tabelas geradas para cada tipo de defeito é possível identificar qual técnica é melhor aplicada para diagnosticar um tipo específico de defeito e também é possível selecionar conjuntos de técnicas mais indicadas para determinadas aplicações onde já se prevê a possibilidade de um conjunto específico de defeitos.

### 3. ENSAIOS REALIZADOS E RESULTADOS

Foram realizados testes na bancada experimental utilizando algumas das técnicas mencionadas. Estes testes / ensaios foram realizados ajustando a bancada para condições adequadas de funcionamento (sem defeitos) e em seguida aplicando-se um determinado tipo de defeito. As medições de vibração foram tomadas nas duas condições e comparadas, conforme descrito a seguir.

#### 3.1. INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA:

Para realização dos ensaios foi utilizada instrumentação conforme tabela 02, que foram em parte fornecidos pela própria universidade e em parte emprestados pelo Centro de pesquisas de Energia elétrica (CEPEL) e pela empresa Naproservice (NAPRO).

Tabela 2 - Instrumentação utilizada

<b>INSTRUMENTAÇÃO HARDWARE E SOFTWARES</b>	<b>DESCRIÇÃO</b>	<b>FORNECIMENTO</b>
Motor elétrico	WEG - Trifásico, 3500 rpm	UERJ
Inversor de frequência	WEG - CFW 08	UERJ
Acelerômetro 1	PCD - S/N:	CEPEL
Acelerômetro 2	PCD - S/N:	CEPEL
Acelerômetro 3	PCD - S/N:	CEPEL
Acelerômetro 4	PCD - S/N:	CEPEL
Acelerômetro 5	SPM - Sensitividade: 8,72mV/m/s <sup>2</sup>	NAPRO
Acelerômetro 6	SPM - Sensitividade: 8,62mV/m/s <sup>2</sup>	NAPRO
Proximetro 1	-	CEPEL
Proximetro 2	-	CEPEL
Tacometro 1	-	UERJ
Tacometro 2	SPM – TTP10	NAPRO
Medidor protatil de vib.	SPM - Leonova Infinity S/N: 0903010	NAPRO
Software Coleta de dados	LabView 2011 / Signal express	UERJ
Software Coleta e análise	SPM - CondMaster 2016	NAPRO
Software de process. e análise	MatLab 2011	UERJ
Sensor de pulsos (impacto) SPM	SPM sensor	NAPRO
Hardware de Coleta de dados	National instruments - DAQ :	UERJ

## 3.2. ENSAIOS DE RESSONÂNCIA

No contexto da bancada experimental, foram realizados alguns ensaios iniciais para determinação das frequências naturais, modos de vibração, velocidades críticas e condições de ressonância. Estes testes fazem parte da tese de mestrado de Paulo Roberto Farias Junior (UERJ 2016), que fez um estudo de validação da bancada experimental avaliando os fenômenos dinâmicos nela presentes. Os ensaios foram divididos em duas etapas: a primeira considerando todo o conjunto como corpo rígido e a segunda considerando apenas o sistema de rotor (discos, eixo flexível e mancais 1 e 2).

### 3.2.1. Ressonâncias da bancada como Corpo Rígido:

Para esta etapa, utilizaram-se três diferentes métodos para determinar a frequência natural do sistema para cada um dos seis modos de vibração da bancada (translação e rotação nos eixos X, Y e Z). O primeiro deles foi o de simulação computacional por elementos finitos através do software Solidworks (uma forma computacional de obter o ODS) onde, apesar de discretizar o modelo no programa, foram consideradas apenas as primeiras frequências naturais referentes aos modos de vibração do corpo rígido. O segundo método foi o de varredura de frequência, onde, através do inversor de frequência fomos aumentando gradualmente a velocidade de rotação do motor e monitorando em qual frequência os modos de vibração se destacaram. Para este ensaio utilizou-se apenas a técnica de análise de vibração convencional para avaliação das amplitudes e a técnica de análise de fase para avaliar o posicionamento relativo entre dois sensores posicionados ao longo da bancada de acordo com o modo que se queria observar. O terceiro e último método foi através da aplicação de um deslocamento inicial na direção de cada modo que se desejava excitar, forçando o aparecimento de cada um e medindo a resposta de vibração, através da instrumentação e técnicas do método anterior. Os resultados destes testes foram bem satisfatórios conforme tabela 03.

Tabela 3 - Frequências dos ensaios e simulações

Modos	Ensaio de Varredura (rpm)	Modelo (rpm)	Ensaio de Deslocamento Inicial	Média
Translação em X	300,0	334,2	330,0	321,4
Translação em Z	-	-	360,0	360,0
Translação em Y	393,6	377,3	390,0	387,0
Rotação em Y	431,4	433,8	450,0	338,4
Rotação em X	506,4	480,6	510,0	499,0
Rotação em Z	675,0	658,0	690,0	674,3

### 3.2.2. Ressonâncias do rotor da bancada:

Nesta etapa (sistema de rotor) utilizou-se o Software Rotmef, um programa desenvolvido especificamente para análise dinâmica de rotores (simulação computacional) donde se obteve resultados para diversas configurações de posições de discos e mancais, os quais foram confrontados com resultados experimentais que comprovaram os valores de frequências naturais obtidos, conforme exemplo da configuração 1, referente ao disco posicionado no centro do vão de 590 mm entre mancais, (Tabela 04 Figura 25). Também foram utilizadas as técnicas de Full spectrum e Órbita para caracterização dos modos de vibração do rotor (figuras 26, 27 e 28).

Tabela 4 - Frequência de cada Modo de acordo com as rotações para a configuração 1 (um disco centralizado no vão de 590 mm entre mancais).

Rotações (rpm)	Frequência(Hz) dos Modos					
	1	2	3	4	5	6
<b>550</b>	15,4	15,41	84,78	88,72	161,77	162,1
<b>1300</b>	15,39	15,41	82,03	91,34	161,55	162,31
<b>2000</b>	15,38	15,42	79,45	93,7	161,33	162,5

**Velocidade Crítica = 950 rpm**



Figura 25 - Configuração um disco centralizado no vão de 590 mm entre mancais.

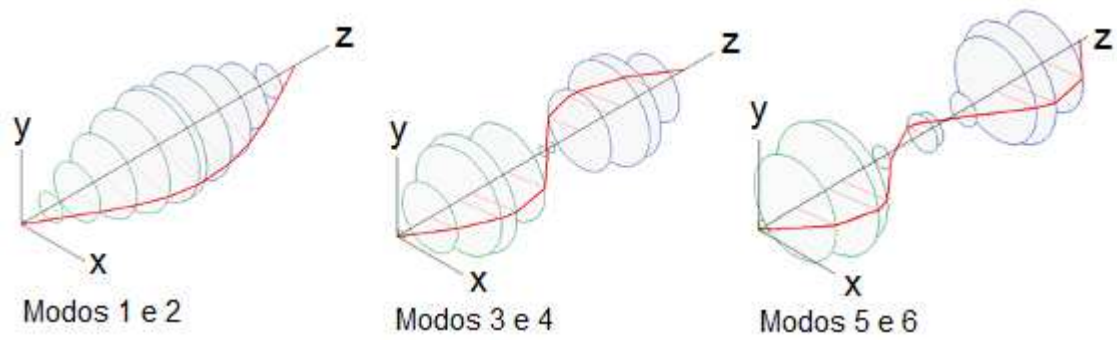


Figura 26 - Modos naturais para a configuração de um disco centralizado.

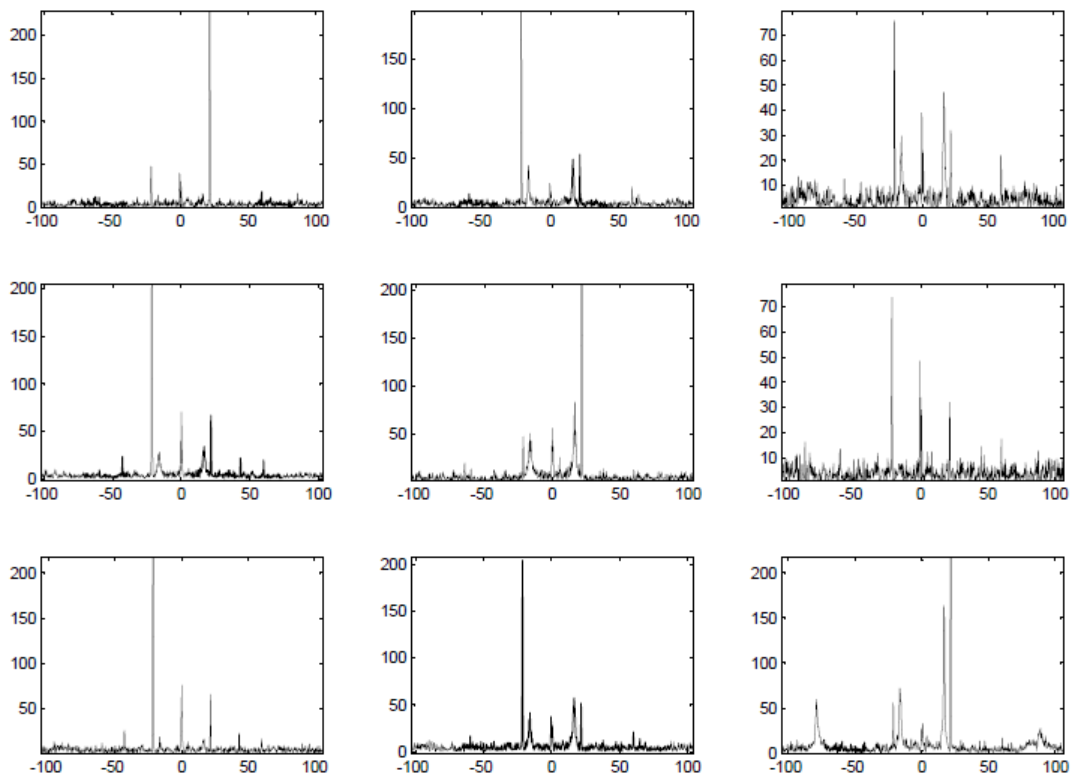


Figura 27 - Espectros Completos - Configuração 1 – 1300 rpm (escala 200  $\mu\text{m}$  x 100 Hz).

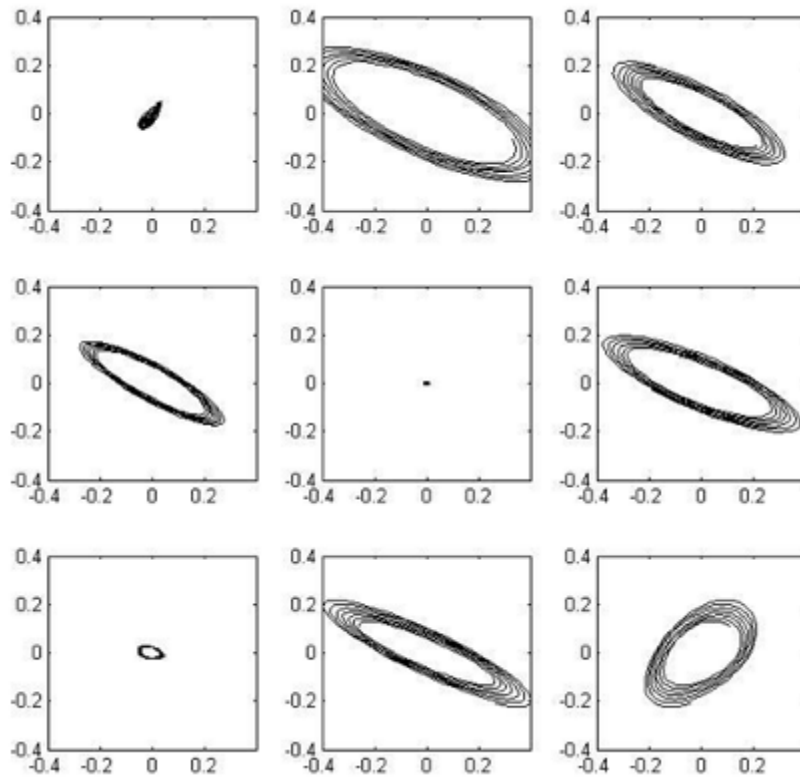


Figura 28 - Órbitas - Configuração 1 - 1300rpm (escala de 0,4 x 0,4  $\mu\text{m}$ ).

### 3.2.3. Ressonância – Avaliação preliminar:

Através dos resultados obtidos no trabalho de FARIAS, Paulo Jr. (2016) [60] é possível observar que algumas técnicas não convencionais de análise de vibração que foram aplicadas apresentaram boas respostas na identificação de casos de ressonância. Separando os dois casos de ressonância e as técnicas recomendadas para detecção, temos que:

#### Ressonância Estrutural / corpo rígido:

- Análise de fase.
- ODS.

#### Ressonância de sistemas rotativos (rotor):

- Full spectrum (espectro completo).
- Órbita.
- ODS.
- Análise de fase.

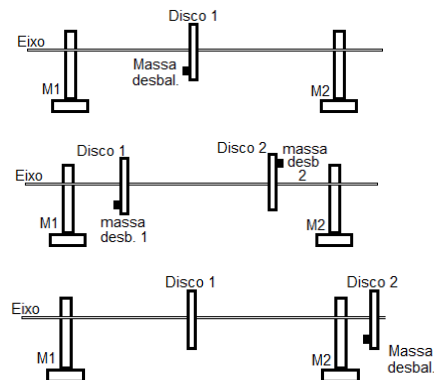


### 3.3. ENSAIOS DE DESBALANCEAMENTO

Os ensaios de desbalanceamento foram subdivididos em seis etapas, sendo duas condições (balanceado e desbalanceado) para cada uma das três configurações: Estático, dinâmico e em balanço.

Nomenclatura dos ensaios de desbalanceamento:

- B1 – Estático (balanceado).
- B2 – Estático (desbalanceado).
- B3 – Dinâmico (balanceado).
- B4 – Dinâmico (desbalanceado).
- B5 – Balanço (balanceado).
- B6 – Balanço (desbalanceado).



A instrumentação utilizada está descrita no item 2.3.2.. Os acelerômetros foram posicionados nos mancais nas direções X, Y e Z conforme necessário e o par de proxímetros foram posicionados radialmente nos discos de balanceamento formando um ângulo de 90° entre eles. Nas configurações B3 e B4 os proxímetros também foram utilizados paralelamente (um em cada disco) para medição de fase dos deslocamentos do rotor.

Para criar o desbalanceamento proposital, foi adicionada uma massa de 9,6g no disco na devida posição de acordo com o tipo de desalinhamento desejado.

A velocidade utilizada para estes ensaios foi de 800 rpm, tendo em vista que velocidades inferiores podiam excitar as frequências naturais da bancada (faixa de 250 a 650 rpm) e velocidades acima de 800 rpm podem excitar as frequências naturais do rotor em suas diferentes configurações que abrangem a faixa de 1000 a 2000 rpm. Sendo assim, 800 rpm é uma frequência de rotação não tendenciosa para as 3 configurações diferentes dos ensaios de desbalanceamento.

### 3.3.1. Ensaio de desbalanceamento estático (B1 e B2):

Para o ensaio de desbalanceamento estático foi utilizada a configuração da figura 29, com apenas um disco centralizado no eixo 1 entre mancais 1 e 2 espaçados em 590 mm.

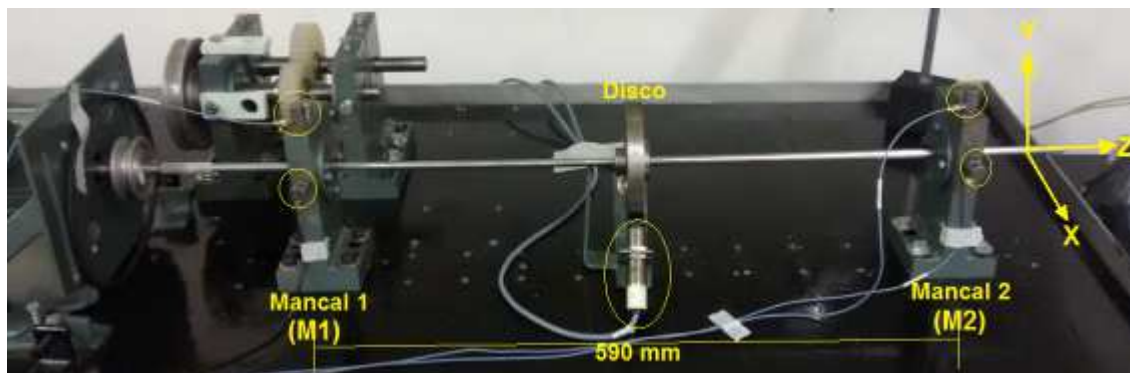


Figura 29 - Configuração para ensaio de desbalanceamento estático (B1 e B2).

As tabelas e gráficos a seguir mostram os resultados das medições de vibração aplicando as técnicas convencionais, SPM, Envelope, análise de fase, Full spectrum e órbita. Foram utilizadas as cores verde e amarelo para destacar o aumento dos níveis de vibração entre o ensaio B1 e B2, onde verde representa os níveis mais baixos, amarelo para níveis moderados e vermelho para níveis elevados de vibração..

Tabela 5 – Medições de vibração (acelerômetros) – desbalanceamento estático.

Medições de vibração dos acelerômetros - Desbalanceamento Estático								
ENSAIO	RPM	PONTO	DIREÇÃO	Vel, Rms (mm/s)	Acc, Rms (g)	1X RPM (mm/s)	Diferença de fase (°)	Aprox. de fase (°)
B1	800	M1	X1	0,5	0,08	0,02	175	180
			Y1	0,75	0,06	0,04		
		M2	X2	0,53	0,07	0,07	56	90
			Y2	0,49	0,06	0,08		
		M1e M2 X	X1	0,49	0,07	0,02	174	180
			X2	0,56	0,08	0,07		
M1e M2 Y	Y1	0,66	0,08	0,05	167	180		
	Y2	1,02	0,06	0,09				
B2	800	M1 B2	X1	2,37	0,08	2,34	120	90
			Y1	1,66	0,07	1,6		
		M2 B2	X2	4,56	0,1	4,51	108	90
			Y2	4,19	0,07	4,14		
		M1e M2 X B2	X1	2,68	0,1	2,6	14	0
			X2	4,1	0,1	4,06		
M1e M2 Y B2	Y1	1,57	0,09	1,47	7	0		
	Y2	4,28	0,07	4,22				

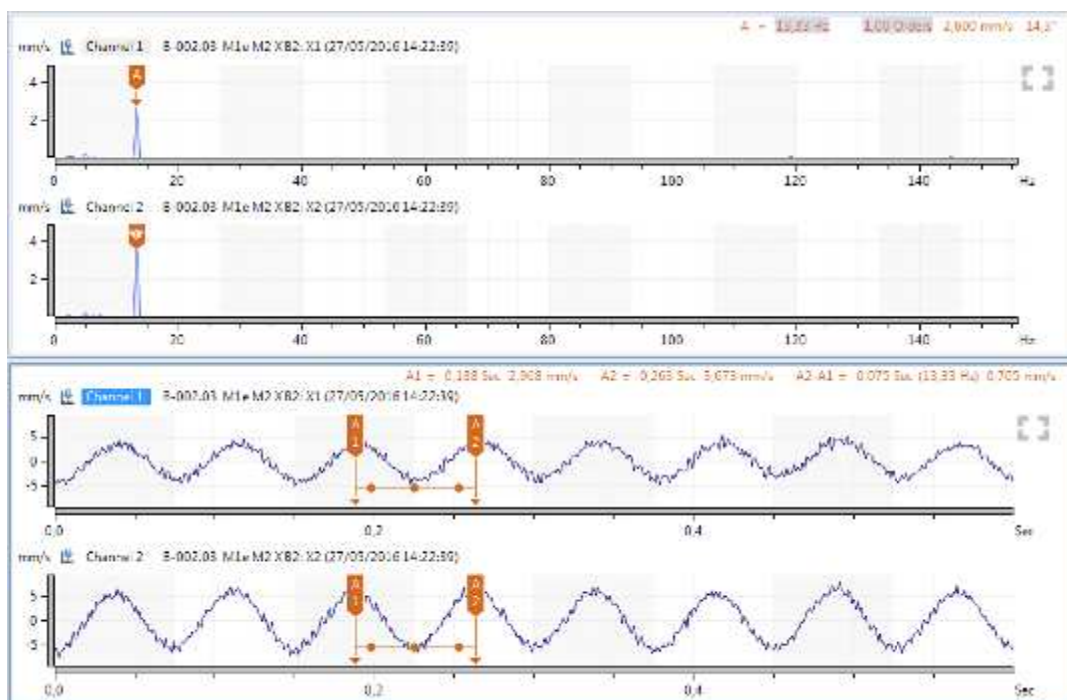


Figura 30 - Medição dos acelerômetros – M1 X / M2 X - (B2).

Tabela 6– Técnica SPM - Shock pulse Method (B1 e B2)

ENSAIO	PONTO	DATA	HORA	SPM		RPM
				dBm	dBc	
B1	M1 B1	27/05/2016	13:57:46	11	-9	800
	M2 B1	27/05/2016	13:57:46	-3	-9	
B2	M1 B2	27/05/2016	14:15:55	10	-9	800
	M2 B2	27/05/2016	14:16:25	5	-9	

Obs.: A técnica Envelope foi criada com o propósito de realizar a modulação de frequências altas para ser capaz de captar frequências de ressonância de componentes do rolamento. Portanto seu processamento está baseado em filtros passa alta, que normalmente se iniciam a partir de 500 hz e vão até a frequência de ressonância do sensor (acelerômetros). Para tipos de defeitos que possuem variação na vibração em frequências baixas a técnica de envelope não é eficiente. Mas a nível experimental e comprobatório, aplicamos esta técnica para confirmação desta avaliação prévia.

Portanto, aplicamos a técnica envelope em duas faixas de filtragem “Env 1” e “Env 2” conforme indicado abaixo:

Env 1 – filtragem em 500 hz passa alta.

Env 2 – filtragem em 5000 hz passa alta.

Tabela 7 – Técnica Envelope (B1 e B2) –

ENSAIO	PONTO	DIREÇÃO	VIBRAÇÃO Envelope	
			Acc, Rms	1X RPM
B1	M1	ENV 1 X	0,4947	0,0017
		ENV 2 X	0,0457	0,0020
		ENV 1 Y	0,5850	0,0013
		ENV 2 Y	0,0456	0,0014
	M2	ENV 1 X	0,3112	0,0039
		ENV 2 X	0,0435	0,0025
		ENV 1 Y	0,3055	0,0017
		ENV 2 Y	0,0441	0,0015
B2	M1	ENV 1 X	0,4020	0,0018
		ENV 2 X	0,0451	0,0027
		ENV 1 Y	0,4601	0,0015
		ENV 2 Y	0,0458	0,0013
	M2	ENV 1 X	0,3544	0,0018
		ENV 2 X	0,0449	0,0022
		ENV 1 Y	0,2656	0,0014
		ENV 2 Y	0,0445	0,0018

Resultado de vibração medido pelos proximetros (Ensaio B1 e B2):

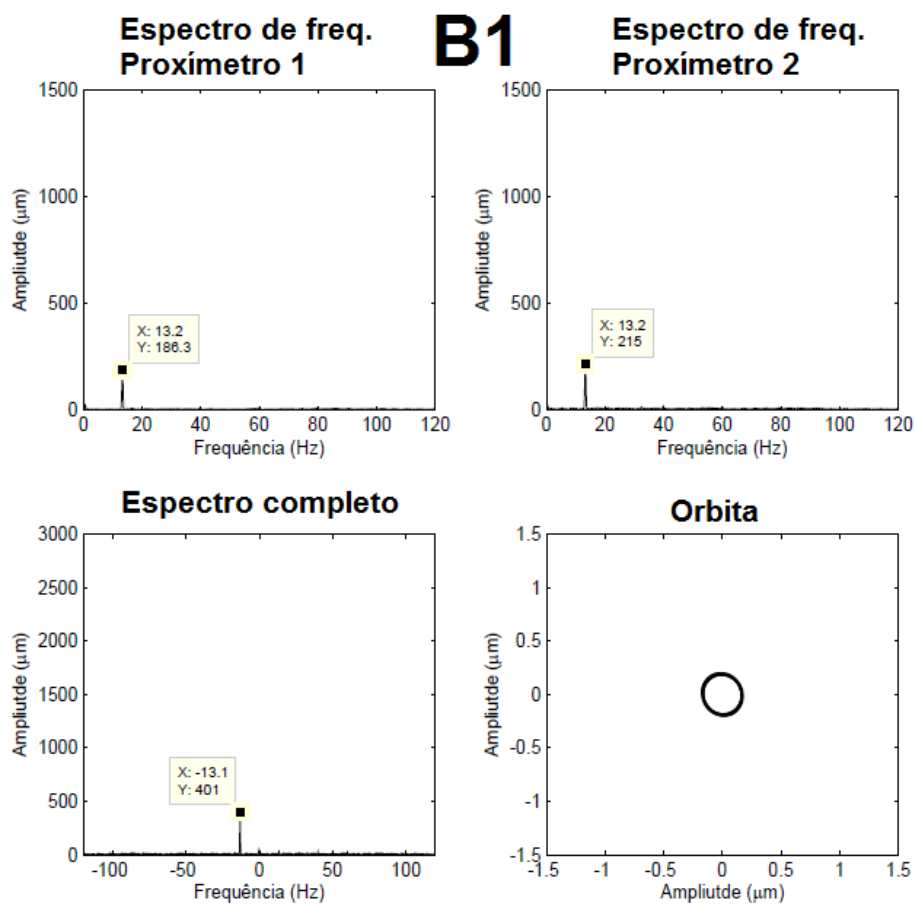


Figura 31 - Resultado de vibração medida pelos proximetros (B1).

## B2

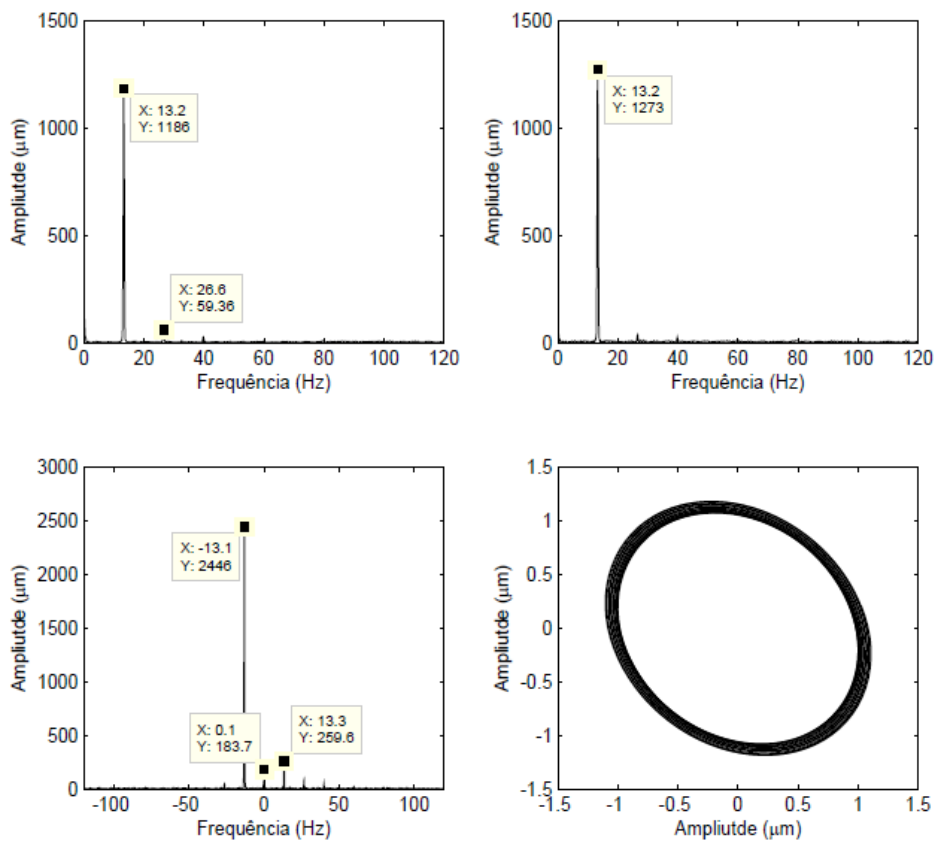


Figura 32 - Resultado de vibração medida pelos proximetros (B2).

### Análise preliminar de resultados (desbalanceamento estático):

Os resultados obtidos nos ensaios B1 e B2 referentes ao desbalanceamento estático foram totalmente satisfatórios, apresentando as seguintes características:

- Aumento de amplitude de vibração de B1 para B2 (média de 50X maior).
- Pico dominante no espectro na frequência de 1 X RPM.
- Medições nos mancais M1 e M2 estão em fase no ensaio B2.
- A órbita de B1 apresenta forma de contorno circular (conforme esperado).
- A órbita de B2 apresenta forma elíptica (conforme esperado para a condição de desbalanceamento).
- O Full spectrum mostra a predominância do modo retrogrado de vibração, devido ao pico predominante no lado esquerdo do gráfico. Ou seja, o movimento vibratório de precessão do rotor ocorre em sentido oposto ao sentido de rotação em torno do seu próprio eixo.
- Medições de Shock pulse e Envelope não apresentaram variações / indicações significativas do ensaio B1 para o B2 (conforme esperado).

### 3.3.2. Ensaio de desbalanceamento Dinâmico (B3 e B4):

Para o ensaio de desbalanceamento dinâmico foi utilizada a configuração da figura 20, mantendo o vão de 590 mm entre os mancais 1 e 2 e posicionando dois discos entre os mancais, com uma distância de 190 mm dos mancais para os discos. Os proximetros P1 e P2 foram utilizados para medição do deslocamento radial do disco 1 estando eles espaçados em 90°, mas também foram utilizados para medir o deslocamento dos discos 1 e 2 simultaneamente, sendo posicionados paralelamente na mesma direção a fim de se obter a diferença de fase entre os dois pontos de medição.

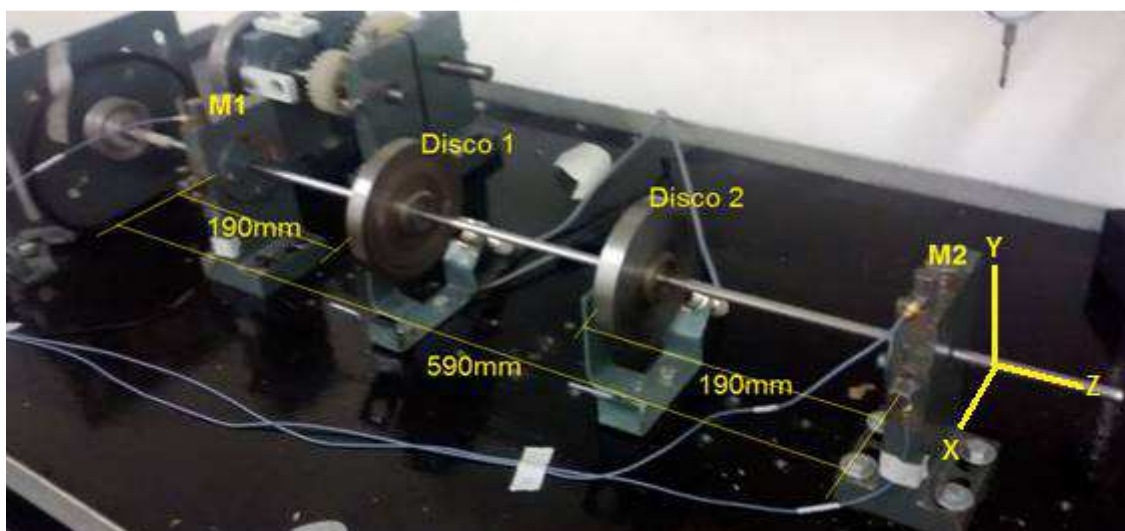


Figura 33 - Configuração para ensaio de desbalanceamento Dinâmico (B3 e B4).

Tabela 8 – Medições de vibração (acelerômetros) – desbalanceamento dinâmico.

Medições de vibração dos acelerômetros - Desbalanceamento Dinâmico								
ENSAIO	RPM	PONTO	DIREÇÃO	Vel, Rms (mm/s)	Acc, Rms (g)	1X RPM (mm/s)	Diferença de fase (°)	Aprox. de fase (°)
B3	800	M1 B3	X1	0,74	0,09	0,34	106	90
		M1 B3	Y1	0,56	0,07	0,15		
		M2 B3	X2	0,89	0,08	0,54	83	90
		M2 B3	Y2	1,06	0,07	0,51		
		M1e M2 X B3	X1	0,65	0,08	0,33	7	0
		M1e M2 X B3	X2	0,86	0,09	0,56		
		M1e M2 Y B3	Y1	0,64	0,08	0,14	14	0
M1e M2 Y B3	Y2	1,25	0,07	0,52				
B4	800	M1 B4	X1	1,48	0,08	1,38	122	90
		M1 B4	Y1	0,97	0,07	0,8		
		M2 B4	X2	2,06	0,08	1,97	70	90
		M2 B4	Y2	2,09	0,07	2,02		
		M1e M2 X B4	X1	1,44	0,08	1,34	12	0
		M1e M2 X B4	X2	1,97	0,09	1,89		
		M1e M2 Y B4	Y1	1,01	0,08	0,76	7	0
		M1e M2 Y B4	Y2	2,27	0,07	2,02		

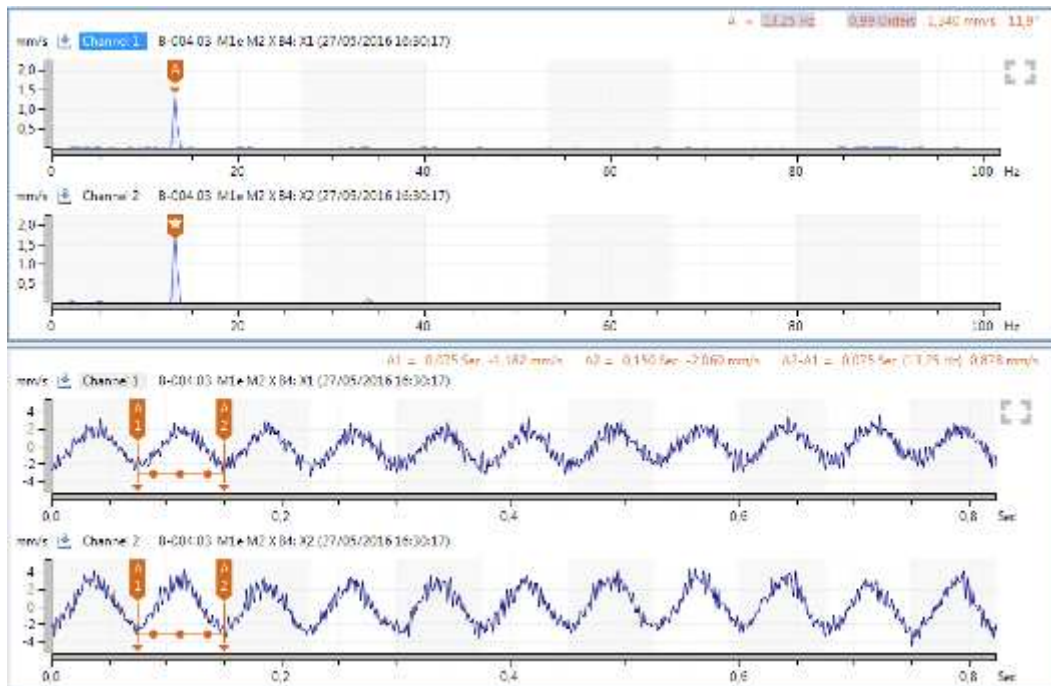


Figura 34 - Medição dos acelerômetros – M1 X / M2 X - (B4).

Tabela 9 – Técnica SPM - Shock pulse Method (B3 e B4)

ENSAIO	PONTO	DATA	HORA	SPM		RPM
				dBm	dBc	
B3	M1 B3	27/05/2016	16:01:09	15	-9	800
	M2 B3	27/05/2016	16:01:35	12	-9	
B4	M1 B4	27/05/2016	16:23:09	14	-9	800
	M2 B4	27/05/2016	16:23:36	9	-9	

Tabela 10 – Técnica Envelope (B3 e B4) –

ENSAIO	PONTO	DIREÇÃO	VIBRAÇÃO	
			Acc, Rms	1X RPM
B3	M1 B3	ENV 1 X	0,3012	0,0022
		ENV 2 X	0,0450	0,0017
		ENV 1 Y	0,3747	0,0018
		ENV 2 Y	0,0449	0,0012
	M2 B3	ENV 1 X	0,4081	0,0036
		ENV 2 X	0,0454	0,0028
		ENV 1 Y	0,4405	0,0031
		ENV 2 Y	0,0449	0,0009
B4	M1 B4	ENV 1 X	0,4748	0,0025
		ENV 2 X	0,0458	0,0035
		ENV 1 Y	0,3464	0,0015
		ENV 2 Y	0,0462	0,0025
	M2 B4	ENV 1 X	0,4362	0,0037
		ENV 2 X	0,0455	0,0017
		ENV 1 Y	0,3923	0,0028
		ENV 2 Y	0,0449	0,0020

Resultado de vibração medido pelos proxímetros (Ensaio B3 e B4):

## B3

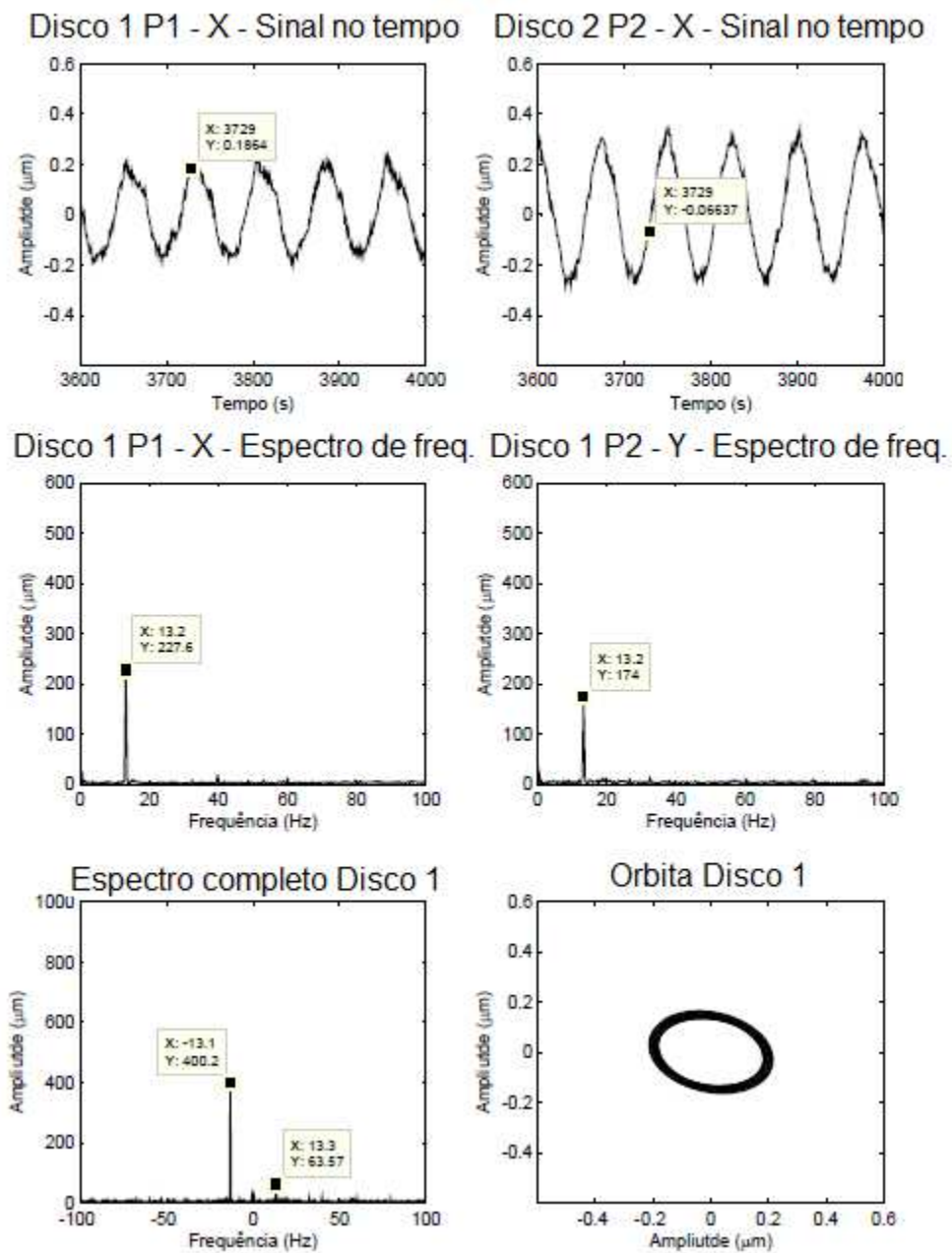
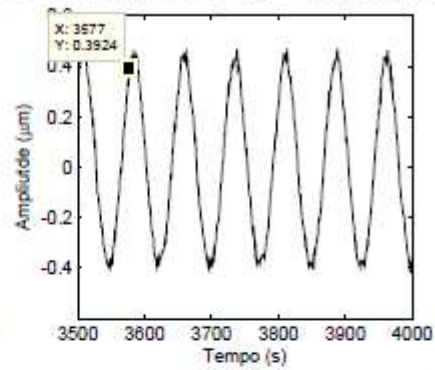
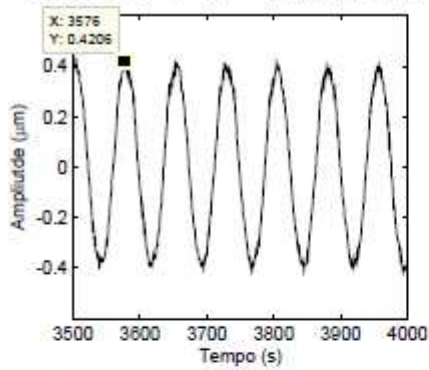


Figura 35 - Resultado de vibração medida pelos proxímetros (B3).



## B4

Disco 1 P1 - X - Sinal no tempo    Disco 2 P2 - X - Sinal no tempo



Disco 1 P1 - X - Espectro de freq.    Disco 1 P2 - Y - Espectro de freq.

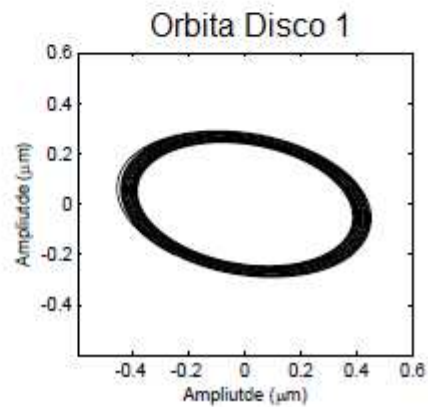
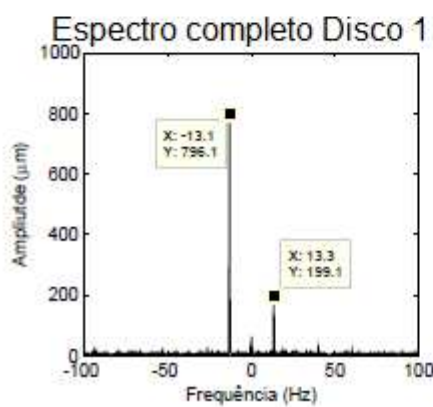
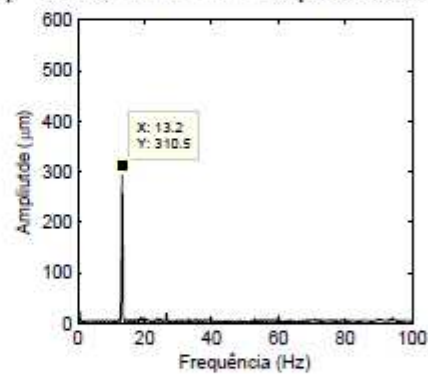
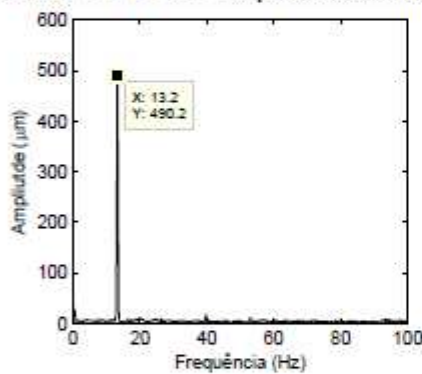


Figura 38 – Resultado de vibração medida pelos proximetros (B4).

### Análise preliminar de resultados (desbalanceamento dinâmico):

Os resultados obtidos nos ensaios B3 e B4 referentes ao desbalanceamento dinâmico foram parcialmente satisfatórios, apresentando as seguintes características:

- Aumento de amplitude de vibração de B3 para B4 (média de 3,5 X maior).
- Pico dominante no espectro na frequência de 1 X RPM.
- A órbita de B3 apresenta forma de contorno mais circular (conforme esperado).
- A órbita de B4 apresenta forma de contorno mais elíptica (conforme esperado para a condição de desbalanceamento).
- O Full spectrum (espectro completo) mostrou a predominância do modo retrogrado de vibração, devido ao pico predominante no lado esquerdo do gráfico.
- Medições de Shock pulse e Envelope não apresentaram variações / indicações significativas do ensaio B3 para o B4 (conforme esperado).
- A única expectativa não atendida foi o fato das medições nos mancais M1 e M2 estarem em fase no ensaio B4. Esperava-se que estivessem defasadas em 180° conforme posicionamento das massas de desbalanceamento. Analisando os resultados e o arranjo físico da configuração destes ensaios pode-se concluir que devido ao eixo 1 ser esbelto o peso dos discos causaram uma deflexão estática no eixo que teve maior influência do que as massa de desbalanceamento que estavam defasadas em 180° de um disco para o outro.

#### 3.3.3. Ensaio de desbalanceamento em balanço (B5 e B6):

Para o ensaio de desbalanceamento em balanço foi utilizada a configuração da figura 24, reduzindo o vão entre os mancais 1 e 2 para 425mm e posicionando o disco 1 entre os mancais, com uma distância de 185 mm para o mancal 2, e o disco 2 em balanço a 133 mm do mancal 2. Os próxímetros P1 e P2 foram utilizados para medição do deslocamento radial do disco 2 estando eles espaçados em 90°, mas também foram utilizados para medir o deslocamento axial do disco 2, sendo um deles posicionado na direção “Z” axial em relação ao eixo 1.

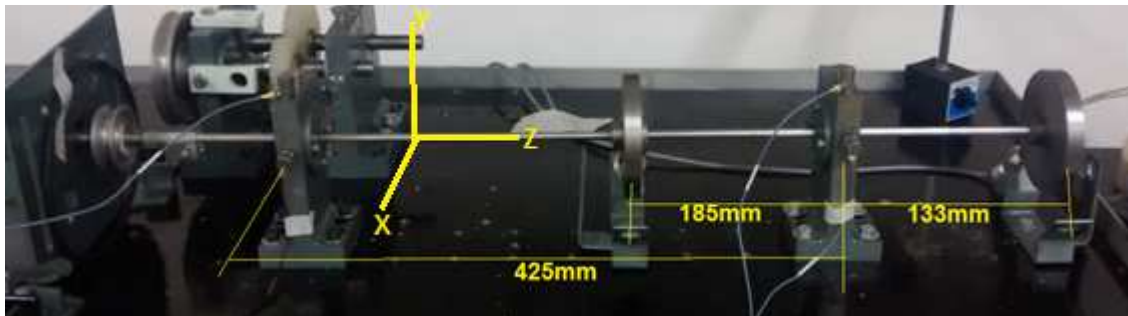


Figura 36 - Configuração para ensaio de desbalanceamento em balanço (B5 e B6).

Tabela 11 – Medições de vibração (acelerômetros) – desbalanceamento em balanço.

Medições de vibração dos acelerômetros - Desbalanceamento em Balanço								
ENSAIO	RPM	PONTO	DIREÇÃO	Vel, Rms (mm/s)	Acc, Rms (g)	1X RPM (mm/s)	Diferença de fase (°)	Aprox. de fase (°)
B5	800	M1 B5	X1	1,63	0,09	1,51	126	90
			Z1	0,86	0,1	0,38		
		M2 B5	X2	2,77	0,09	2,66	83	90
			Z2	1,04	0,09	0,67		
		M1e M2 R B5	X1	1,32	0,08	1,22	5	0
			X2	2,59	0,09	2,51		
		M1e M2 A B5	Z1	0,71	0,09	0,35	13	0
			Z2	0,93	0,11	0,44		
B6	800	M1 B6	X1	2,79	0,08	2,74	97	90
			Z1	1,99	0,07	1,94		
		M2 B6	X2	5,66	0,09	5,61	81	90
			Z2	1,34	0,1	1,2		
		M1e M2 R B6	X1	2,65	0,07	2,58	3	0
			X2	5,36	0,09	5,3		
		M1e M2 A B6	Z1	1,2	0,08	1,05	12	0
			Z2	1,72	0,09	1,55		

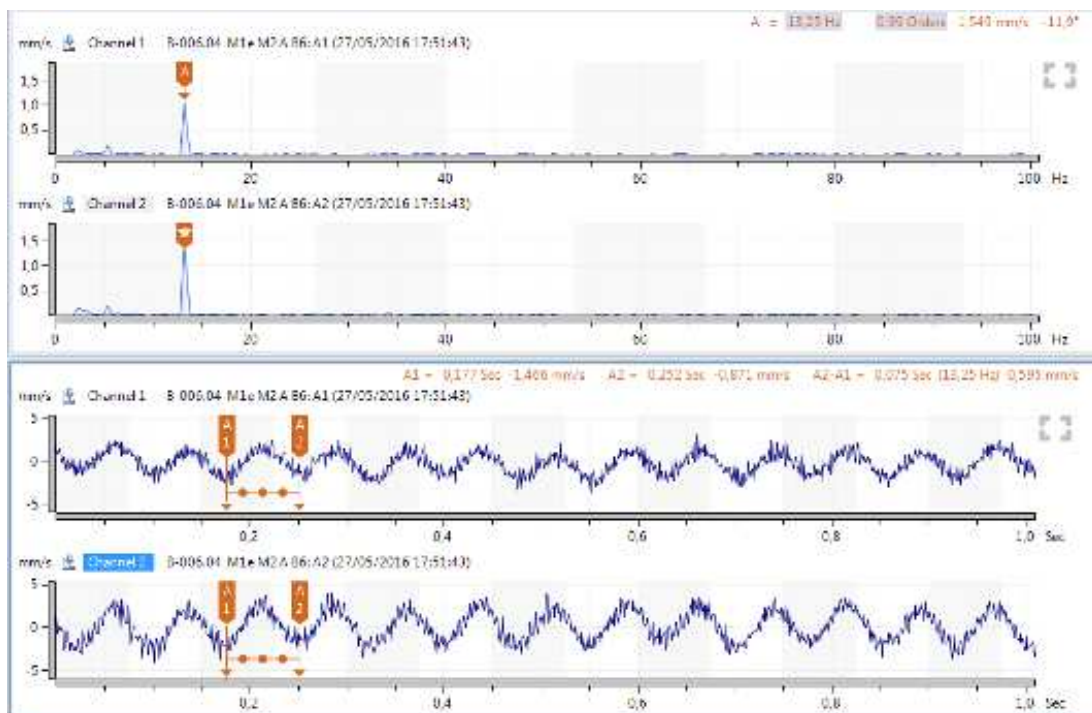


Figura 37 - Medição dos acelerômetros – M1 Z / M2 Z - Em fase (B6).

Tabela 12 – Técnica SPM - Shock pulse Method (B5 e B6)

ENSAIO	PONTO	DATA	HORA	SPM		RPM
				dBm	dBc	
B5	M1 B5	27/05/2016	17:17:37	13	-9	800
	M2 B5	27/05/2016	17:18:02	2	-9	
B6	M1 B6	27/05/2016	17:41:51	11	-9	800
	M2 B6	27/05/2016	17:42:16	-4	-9	

Tabela 13– Técnica Envelope (B5 e B6)

ENSAIO	PONTO	DIREÇÃO	VIBRAÇÃO	
			Acc, Rms	1X RPM
B5	M1 B5	ENV 1 R	0,4663	0,0093
		ENV 2 R	0,0467	0,0024
		ENV 1 A	0,4802	0,0019
		ENV 2 A	0,0458	0,0014
	M2 B5	ENV 1 R	0,1670	0,0013
		ENV 2 R	0,0454	0,0028
		ENV 1 A	0,2029	0,0015
		ENV 2 A	0,0443	0,0022
B6	M1 B6	ENV 1 R	0,5294	0,0024
		ENV 2 R	0,0460	0,0027
		ENV 1 A	0,6387	0,0023
		ENV 2 A	0,0458	0,0019
	M2 B6	ENV 1 R	0,1375	0,0017
		ENV 2 R	0,0460	0,0028
		ENV 1 A	0,1530	0,0019
		ENV 2 A	0,0450	0,0015

Resultado de vibração medida pelos proxímetros (Ensaio B5 e B6):

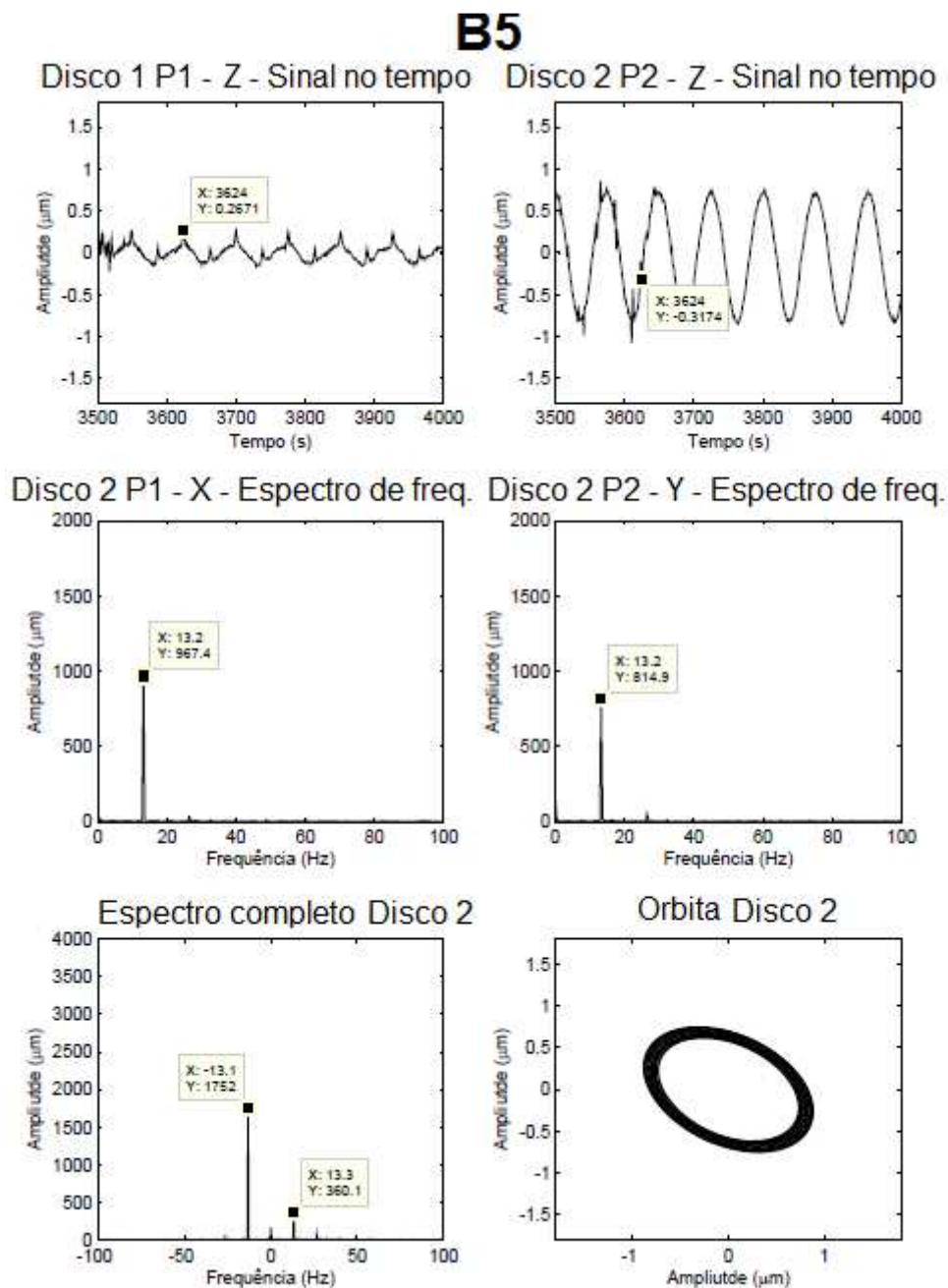


Figura 38 - Resultado de vibração medida pelos proxímetros (B5).

Obs.: Disco 2 é o disco em balanço e Disco 1 é o que está entre mancais, conforme figura 39.

## B6

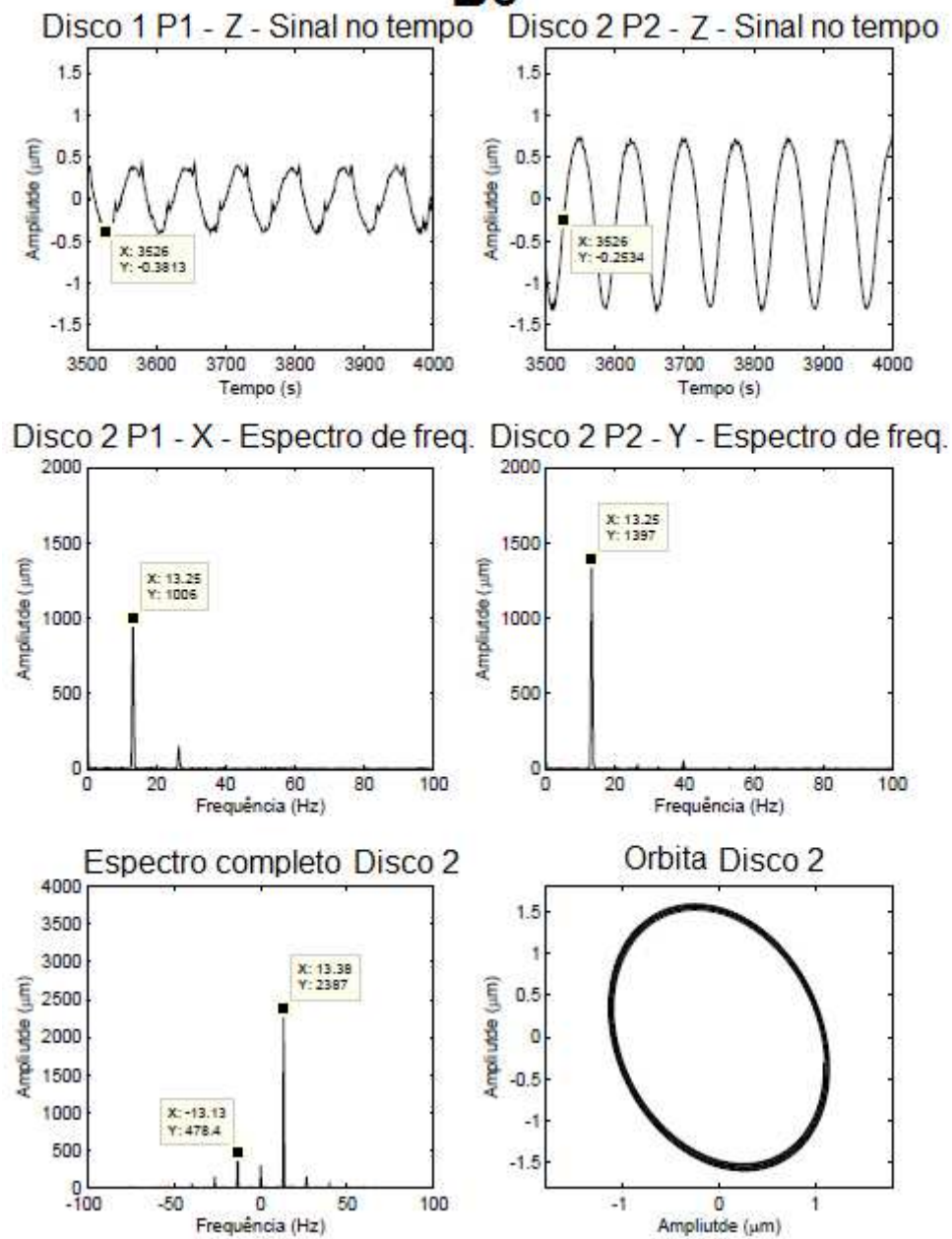


Figura 39 - Resultado de vibraao medida pelos proxímetros (B6).

Análise preliminar de resultados (desbalanceamento em balanço – B5 e B6):

Os resultados obtidos nos ensaios B5 e B6 referentes ao desbalanceamento em balanço foram satisfatórios, embora tenha sofrido influência de deflexão estática, apresentando as seguintes características:

- Aumento de amplitude de vibração de B5 para B6 (média de 1,05 X maior).
- Pico dominante no espectro na frequência de 1 X RPM.
- A órbita de B5 já apresenta forma de contorno elíptica devido a deflexão estática por conta do peso do disco.
- A órbita de B6 apresenta forma de contorno mais elíptica (conforme esperado para a condição de desbalanceamento).
- O Full spectrum mostra a predominância do modo direto de vibração, devido ao pico predominante no lado direito do gráfico. Ou seja, o movimento vibratório de precessão do rotor ocorre no mesmo sentido da rotação em torno do seu próprio eixo.
- Medições de Shock pulse e Envelope não apresentaram variações / indicações significativas do ensaio B5 para o B6 (conforme esperado).
- A vibração axial nos mancais no ensaio B6 está em fase, conforme esperado. Já a vibração axial do Disco 1 em relação ao Disco 2 esta fora de fase aproximadamente 90°. Porém analisando a configuração deformada do eixo é possível compreender essa diferença de fase observada devido à deflexão do eixo e modo de vibração do rotor (figura 40). Sendo assim, pode-se dizer que as expectativas nas medições de fase foram atendidas.

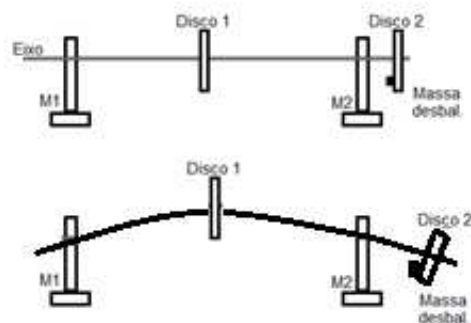


Figura 40 - Ensaio B6 – Configuração deformada do eixo devido a deflexão do eixo e modo de vibração.

### 3.4. ENSAIOS DE DESALINHAMENTO

Os ensaios de desalinhamento foram realizados com a configuração de 4 mancais conforme figura 41, onde 2 eixos de 8 mm de diâmetro foram sustentados pelos mancais M1, M2, M3 e M4. O eixo conectado ao motor elétrico (Eixo 1) suportado pelos mancais M1 e M2 foi mantido em alinhamento com o mesmo, e o desalinhamento foi gerado no segundo eixo (Eixo 2) através dos mancais M3 e M4. Foram utilizados discos de balanceamento em cada um dos eixos para estabilização do sistema. Os sinais de vibração foram coletados nos mancais M1, M2 e M3 e os próxímetros foram posicionados radialmente no disco do eixo 2 com um ângulo de  $90^\circ$  entre eles. O mancal utilizado inicialmente foi um mancal flexível, que não proporcionou bons sinais devido a absorção dos efeitos e esforços gerados pelo desalinhamento através do elemento elástico. Portanto os resultados que serão apresentados para os ensaios de desalinhamento foram obtidos utilizando um acoplamento simples e rígido com folga radial de aproximadamente 0,2 mm conforme figura 42.

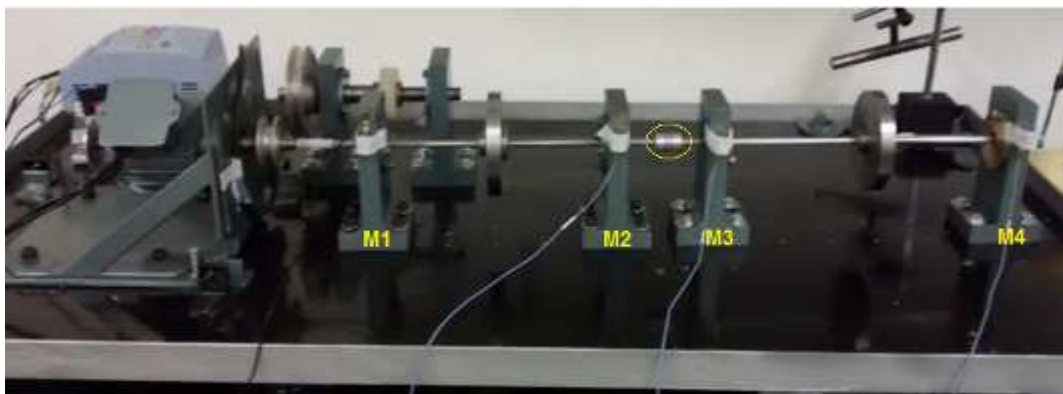


Figura 41 - Configuração com 4 mancais em linha para ensaios de desalinhamento.

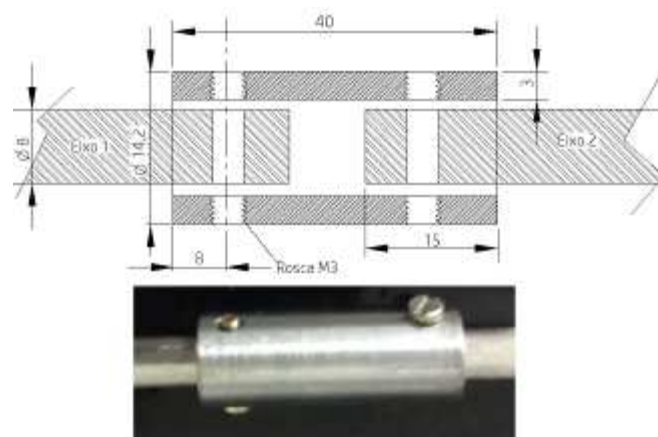


Figura 42 - Acoplamento rígido.



Os ensaios de desalinhamento foram divididos em 3 etapas da seguinte forma:

A1 – Sistema alinhado.

A2 – Sistema desalinhado radialmente (paralelo).

A3 – Sistema desalinhado na direção axial (angular).

A tabela 14 mostra a condição de desalinhamento para cada uma destes ensaios:

Tabela 14 – Nível de desalinhamento nos ensaios A1, A2 e A3.

Ensaio		Desalinhamento	Vertical	Horizontal
A1		Radial (mm)	-0,08	0,00
		Angular (mm / 100mm)	0,07	0,07
A2		Radial (mm)	<b>-1,31</b>	<b>3,52</b>
		Angular (mm / 100mm)	-0,27	0,12
A3		Radial (mm)	0,76	1,40
		Angular (mm / 100mm)	<b>-0,27</b>	<b>2,49</b>

A maior porcentagem de desalinhamento foi gerada na direção horizontal devido aos recursos de movimentação dos mancais disponíveis na bancada.

Para estes ensaios a redução do comprimento do eixo de  $\varnothing 8$  mm e utilização de um acoplamento rígido foram baseadas nos primeiros resultados obtidos através desta bancada experimental em 2013 pelo próprio autor Marcelo Farias [43] durante projeto de graduação, onde foi observado que a flexibilidade dos eixos e dos acoplamentos amorteciam os efeitos esperados para a condição de desalinhamento. No entanto, durante a geração dos desalinhamentos nesta nova configuração, mesmo tendo reduzido o comprimento dos eixos 1 e 2 em relação ao comprimento utilizado nos ensaios de desbalanceamento, eles ainda podem ser considerados flexíveis, pois foi observado que se deformam elasticamente quando aplicado um deslocamento brusco nos mancais. Esta deformação gerada nos eixos influenciou as medições no sentido de atrapalhar a distinção entre os desalinhamentos paralelo e angular. Não foram observadas diferenças consideráveis entre as medições dos ensaios A2 e A3. No entanto, é possível perceber com certa clareza a diferença entre os sinais do ensaio A1 em relação ao A2 e A3.

Os ensaios foram realizados na velocidade de 882 RPM = 14,7 Hz, pois velocidades abaixo de 650 rpm poderiam excitar frequências naturais da bancada em geral e velocidades mais altas poderiam excitar frequências naturais desta nova configuração de eixo onde a primeira delas ocorre em torno de 1500 rpm. Os resultados foram expressos

para as frequências de 1X, 2X e 3X da rotação, tendo em vista que estas são as frequências que caracterizam o defeito de desalinhamento de acordo com o item 2.2.3. Os resultados das medições estão dispostos nas tabelas e gráficos a seguir.

Tabela 15 – Vibração Convencional - Ensaio A1, A2 e A3.

ENSAIO	MANCAL	DIREÇÃO	VIBRAÇÃO - Vel (mm/s) RMS			
			GERAL	1X	2X	3X
A1	M1	X	1,60	0,14	0,07	0,06
		Y	1,57	0,04	0,13	0,03
		Z	3,63	0,10	0,05	0,09
	M2	X	3,47	0,26	0,03	0,01
		Y	1,86	0,09	0,12	0,04
		Z	2,45	0,54	0,20	0,07
	M3	X	1,21	0,17	0,08	0,01
		Y	1,04	0,13	0,07	0,06
		Z	2,71	0,28	0,13	0,10
A2	M1	X	1,85	0,19	0,05	0,11
		Y	1,98	0,82	0,21	0,25
		Z	4,23	0,26	0,12	0,17
	M2	X	2,32	0,14	0,17	0,07
		Y	2,16	0,83	0,10	0,16
		Z	3,97	2,27	0,48	0,23
	M3	X	1,86	0,18	0,04	0,03
		Y	2,55	1,09	0,22	0,31
		Z	2,82	1,24	0,38	0,48
A3	M1	X	2,30	0,19	0,08	0,15
		Y	2,45	0,35	0,41	1,05
		Z	2,95	0,18	0,07	0,29
	M2	X	2,98	0,16	0,18	0,26
		Y	2,62	0,39	0,33	0,57
		Z	3,17	0,95	0,84	0,17
	M3	X	1,42	0,19	0,08	0,03
		Y	1,60	0,40	0,41	0,77
		Z	3,87	0,54	0,52	0,74

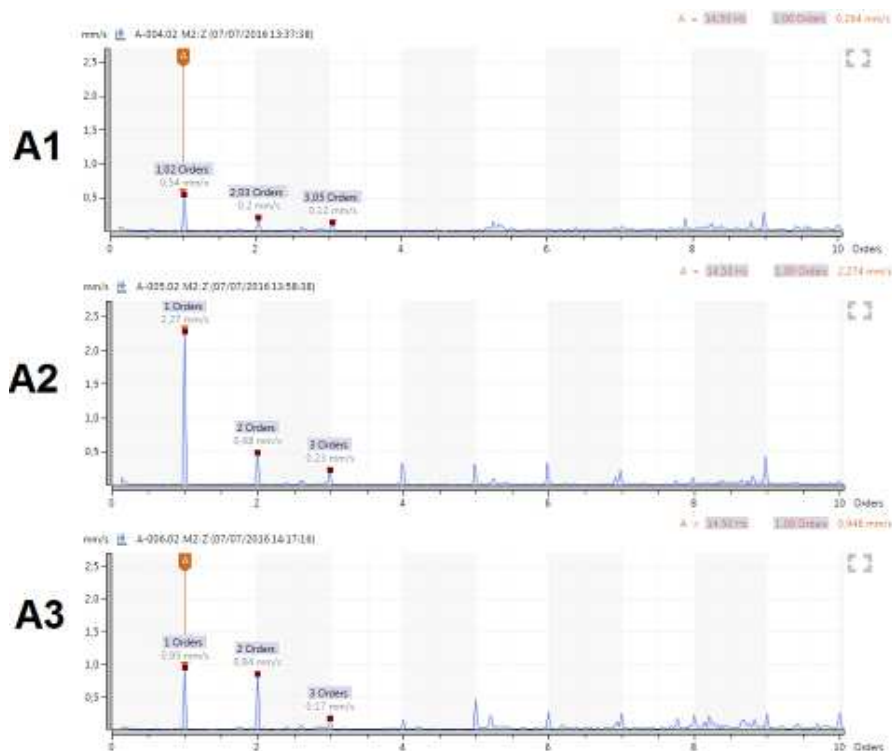


Figura 43 - Gráfico de espectro comum – Manca M2, vibração axial Z.

Tabela 16 – Técnica Shock Pulse - Ensaios A1, A2 e A3.

ENSAIO	MANCAL	SHOCK PULSE		SHOCK LEVEL		
		dBm	dBc	1X (RMS)	2X (RMS)	3X (RMS)
A1	M1	10	-9	0,27	0,97	1,02
	M2	16	2	0,30	0,14	0,06
	M3	2	-9	0,18	0,50	0,10
A2	M1	10	-7	0,34	0,26	0,11
	M2	17	-3	0,13	0,28	0,18
	M3	13	-8	0,74	0,51	0,42
A3	M1	15	-9	0,48	0,26	0,63
	M2	17	1	0,09	0,36	0,07
	M3	12	-9	0,43	0,32	0,92

Tabela 17 – Técnica Envelope - Ensaios A1, A2 e A3.

ENSAIO	MANCAL	DIREÇÃO	VIBRAÇÃO ENVELOPE		
			1X	2X	3X
A1	M1	ENV 1 X	0,08	0,13	0,06
		ENV 1 Z	0,05	0,07	0,06
	M2	ENV 1 X	0,08	0,06	0,05
		ENV 1 Z	0,07	0,04	0,06
	M3	ENV 1 X	0,25	0,09	0,07
		ENV 1 Z	0,06	0,02	0,02
A2	M1	ENV 1 X	0,06	0,05	0,06
		ENV 1 Z	0,11	0,09	0,05
	M2	ENV 1 X	0,19	0,08	0,06
		ENV 1 Z	0,16	0,06	0,03
	M3	ENV 1 X	0,13	0,05	0,02
		ENV 1 Z	0,08	0,02	0,02
A3	M1	ENV 1 X	0,12	0,10	0,05
		ENV 1 Z	0,18	0,05	0,04
	M2	ENV 1 X	0,13	0,08	0,08
		ENV 1 Z	0,08	0,08	0,05
	M3	ENV 1 X	0,11	0,03	0,03
		ENV 1 Z	0,08	0,06	0,04

Tabela 18 – Técnica de Análise de fase - Ensaios A1, A2 e A3.

ENSAIO	FASE ENTRE	FASE (°) 1X	FASE (°) 2X	FASE (°) 3X	DIREÇÃO	VIBRAÇÃO
						Vel(mm/s)
A1	M2e M3 X	68,04	33,1	-25,7	X2	2,11
					X3	1,00
					Z2	2,43
	M2e M3 Z	141,8	-25,7	-87,8	Z3	2,58
					X1	2,78
					X3	2,23
A2	M2e M3 X	54,7	-83,2	17,5	X2	3,98
					X3	3,91
					Z2	4,66
	M2e M3 Z	-5,5	-28,9	-13	Z3	3,29
					X1	3,52
					X3	2,98
A3	M2e M3 X	60,6	57,3	-123,9	X2	3,50
					X3	1,45
					Z2	3,19
	M2e M3 Z	-14,8	-58	-28,2	Z3	3,83
					X1	3,32
					X3	3,42
M1e M3 X	123,7	73,3	48,2			

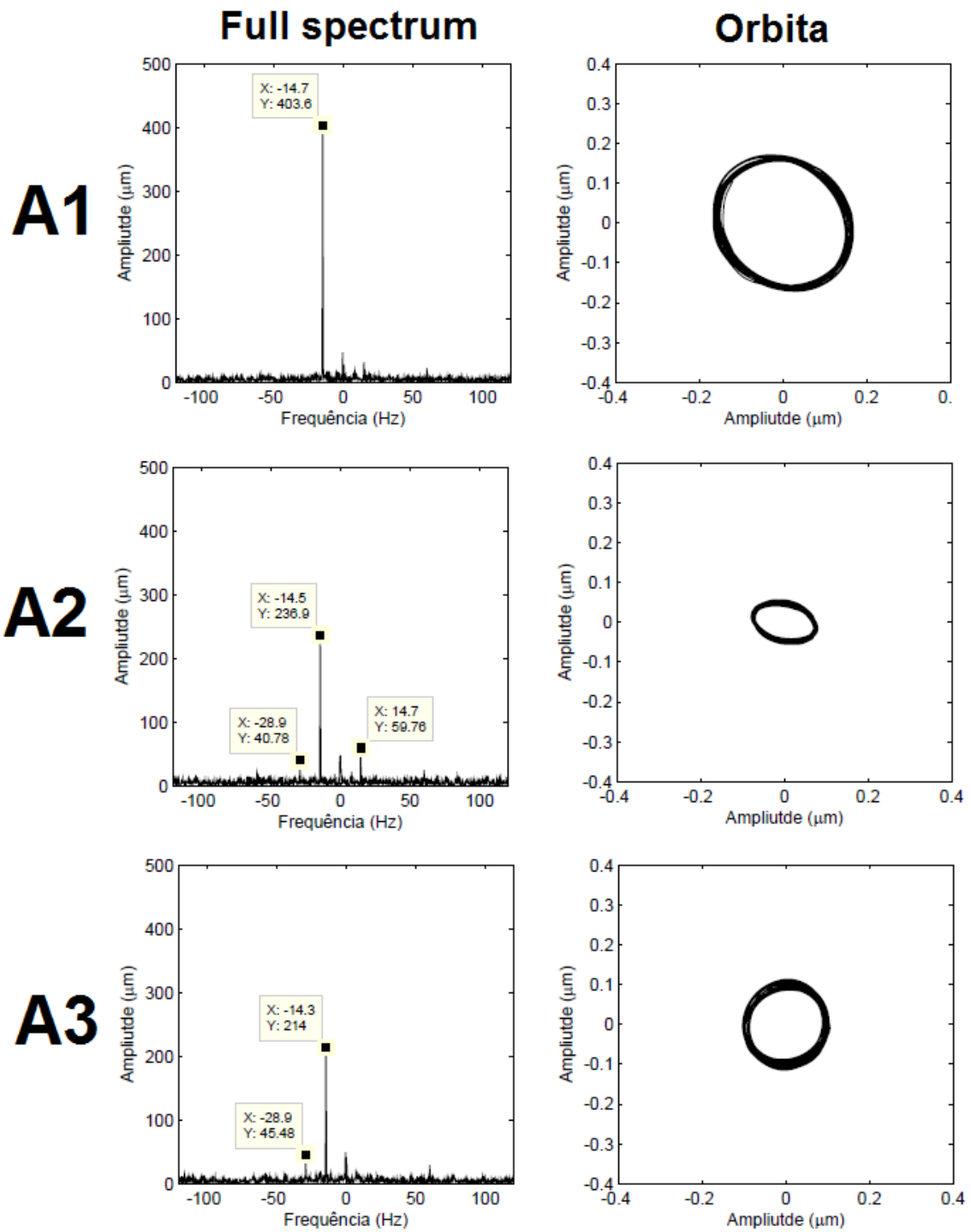


Figura 44 - Gráficos das técnicas Full spectrum e Órbita (filtrada para 1X) para os ensaios de desalinhamento A1, A2 e A3.

### Análise dos resultados para os ensaios de desalinhamento A1, A2 e A3.

- Foi observado aumento dos níveis de vibração axial entre os ensaios nas configurações sem defeito e com defeito através das técnicas convencionais (tabela 15 e figura 43).
- Durante os testes foi observado (embora não tenha sido devidamente monitorado) aquecimento do acoplamento durante os ensaios na configuração desalinhada (conforme esperado).
- As técnicas de Shock Pulse, Envelope e Análise de fase não apresentaram diferenças relevantes entre os ensaios A1, A2 e A3.
- Foi possível observar a redução da amplitude de precessão do eixo e através das técnicas Full spectrum e Órbita.
- A órbita do ensaio A2 de desalinhamento paralelo apresentou forma mais elíptica na direção horizontal e a órbita do ensaio A3 de desalinhamento angular não apresentou diferença de formato considerável em relação ao ensaio A1. Além dos gráficos da figura 44, foram geradas órbitas filtradas para as frequências de 2X e 3X, as quais apresentaram apenas redução de “diâmetro” obedecendo a seguinte relação de tamanho:  $1X > 2X > 3X$ . Para as órbitas de 2X e 3x também não foi observado nenhum formato especial além de círculos e elipses suaves.
- Através da técnica do full spectrum foi possível observar o modo reverso como dominante para os 3 ensaios. Também observado que a frequência de 2X só aparece em mais destaque no modo de rotação dominante. Embora não tenha sido verificado experimentalmente, de acordo com a teoria de dinâmica de rotores, acredita-se que o modo direto irá aparecer quando sistema estiver girando em frequências acima da frequência de ressonância para o primeiro modo de vibração neste caso.

### 3.5. ENSAIOS DE DANOS EM ROLAMENTOS

Para os ensaios de detecção de defeitos em rolamentos foi utilizada uma configuração com eixo rígido (eixo da engrenagem menor) e mancais de rolamento de 16 mm de diâmetro interno (devido a dificuldade de gerar defeitos nos rolamentos pequenos do eixo de 8 mm). Para realizar a transmissão de rotação e torque do motor elétrico para este conjunto de mancais e eixo rígido foi utilizado o sistema de polias e correia com uma relação de velocidades de 2,47:1 do motor para o eixo de testes (figura 45).

Os ensaios foram divididos em duas etapas: R1 – rolamento em boas condições e R2 – rolamento com defeito. O rolamento utilizado foi o FAG 6203 e o defeito foi gerado na pista externa do rolamento com um disco de 1 mm de material abrasivo montado em uma furadeira manual. O defeito foi sendo feito até que gerasse um furo na parte interna do rolamento, conforme figura 46. A instalação dos rolamentos (bom e ruim) foi feita no mancal M4 devido a configuração do sistema.

Obs.: O defeito gerado no rolamento ruim foi feito em 2013 em testes iniciais numa primeira configuração da bancada. Com o passar do tempo este defeito vem se propagando dentro do rolamento gerando possíveis danos em outros componentes do mesmo.



Figura 45 - Configuração da bancada experimental para os ensaios R1 e R2.



Figura 46 - Rolamento FAG 6203 com o defeito gerado e suas freq. de defeitos.

Apesar de não ter sido projetado um dispositivo para gerar carga no sistema, foi gerada uma tensão maior na correia de maneira que o rolamento do mancal M3 sofreu uma carga um pouco maior e uma carga residual foi transmitida ao rolamento de teste instalado no mancal M4. Esta carga gerada pela tensão da correia foi observada através diferença de velocidade do motor de até 20 RPM entre as condições de tensão normal e excessiva da correia.

Os ensaios R1 e R2 foram realizados em duas velocidades diferentes: 400 RPM e 1237,5 rpm afim de avaliar a diferença entre os resultados obtidos para cada velocidade, sabendo que a intensidade dos impactos dos componentes do rolamento passando pelo defeito aumenta proporcionalmente de acordo com a velocidade de rotação da máquina. Estas velocidades foram medidas diretamente no eixo de teste através do instrumento tacômetro (figura 47).



Figura 47 - Medição de velocidade do eixo dos ensaios R1 e R2 com Tacômetro.

Os proximetros (medição de Órbita e Full spectrum) foram instalados no mancal M2 nas direções vertical e horizontal conforme figura 45, para captar os deslocamentos do eixo. Os acelerômetros foram montados no mancal de teste (M4), e foi feita rosca M8 nos mancais para instalação de adaptador para o sensor da técnica SPM (figura 48).

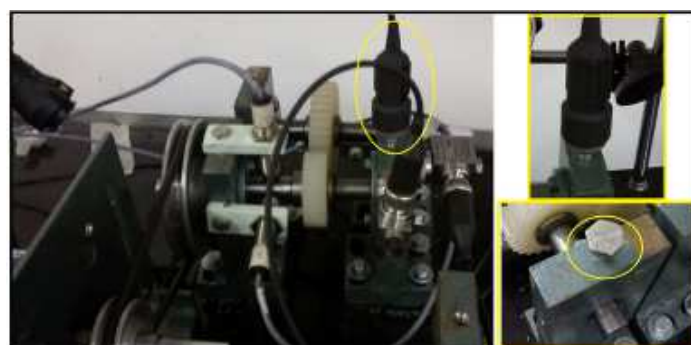


Figura 48 - Adaptador para sensor da técnica SPM.

Os resultados dos ensaios R1 e R2 estão dispostos nas tabelas e gráficos a seguir.

Tabela 19 – Ensaio de rolamento - Técnica convencional.

TÉCNICA CONVENCIONAL - ENSAIOS DE ROLAMENTO					
ENSAIO	RPM	MANCAL	DIREÇÃO	Vel, Rms	Acc, Rms
R1	1237,5	M3	X	1,48	0,47
			Y	1,03	0,57
			Z	0,90	0,55
		M4	X	1,14	0,49
			Y	0,77	0,42
			Z	2,26	1,07
	400	M3	X	0,86	0,33
			Y	1,39	0,42
			Z	0,59	0,33
		M4	X	1,09	0,39
Y			0,67	0,36	
Z			1,06	0,39	
R2	1237,5	M3	X	3,25	1,15
			Y	1,48	0,69
			Z	2,44	1,18
		M4	X	2,49	0,98
			Y	1,54	0,73
			Z	8,85	3,11
	400	M3	X	1,37	0,38
			Y	0,97	0,37
		M4	X	1,61	0,40
			Y	1,39	0,41
Z	2,04	0,44			

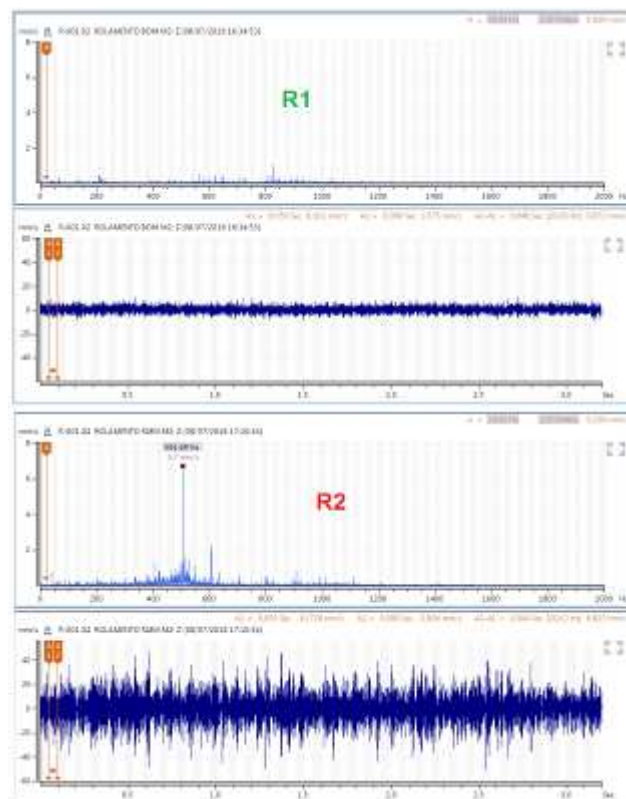


Figura 49 - Comparação de espectro de frequência e no domínio do tempo para os ensaios R1 e R2a 1237,5 RPM (técnica convencional).



Tabela 20 – Ensaio de rolamento - Técnica SPM.

TÉCNICA SPM				
ENSAIO DE ROLAMENTO - Mancal M2				
RPM	R1 (BOM)		R2 (RUIM)	
	dBm	dBc	dBm	dBc
1200	10	2	61	7
	18	2	62	7
	11	3	48	3
	11	4	51	3
400	12	-2	33	-6
	13	-3	35	-6
	8	-2	26	-4
	12	-4	23	-4
	12	-3	25	-3
	10	-2	22	-4
	15	-3	33	-9
	13	-3	23	-4
	8	-3	24	-4
	14	-3	23	-5
	15	-4	39	-9
	15	-3	20	-4
	16	-5	25	-4
	13	-6	35	-6
14	-9	45	-9	

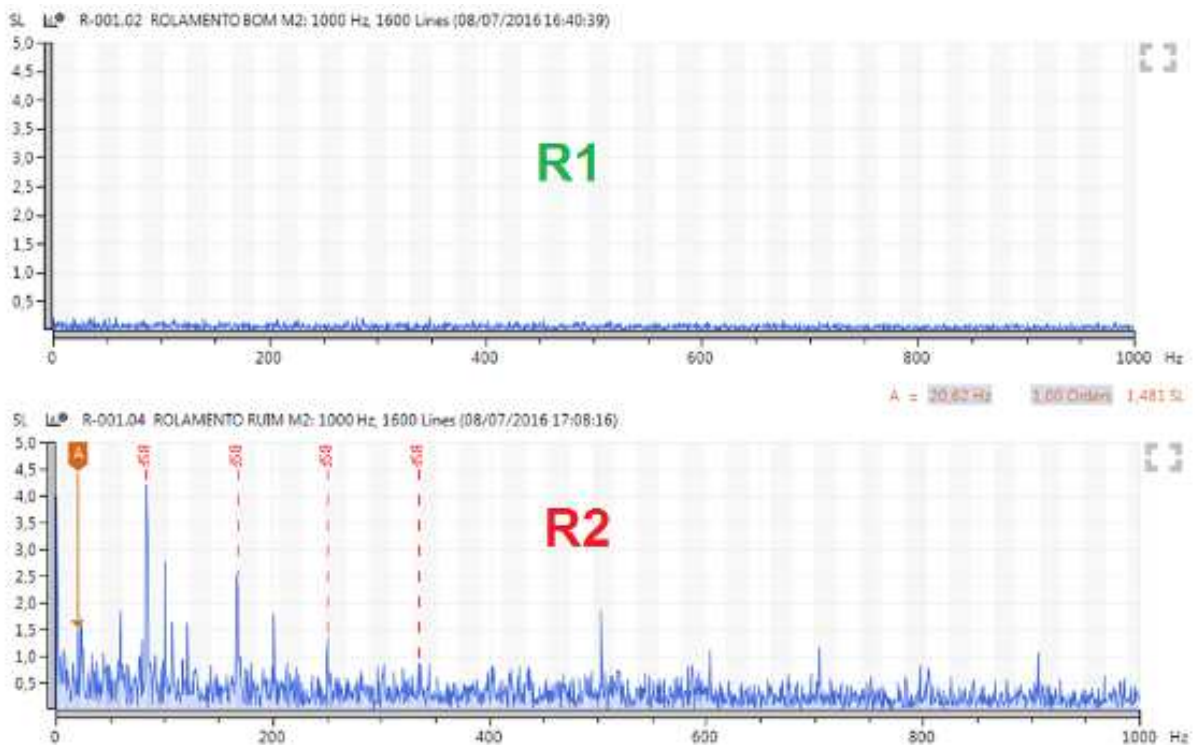


Figura 50 - Comparação do espectro da técnica SPM para os ensaios R1 e R2 (a).

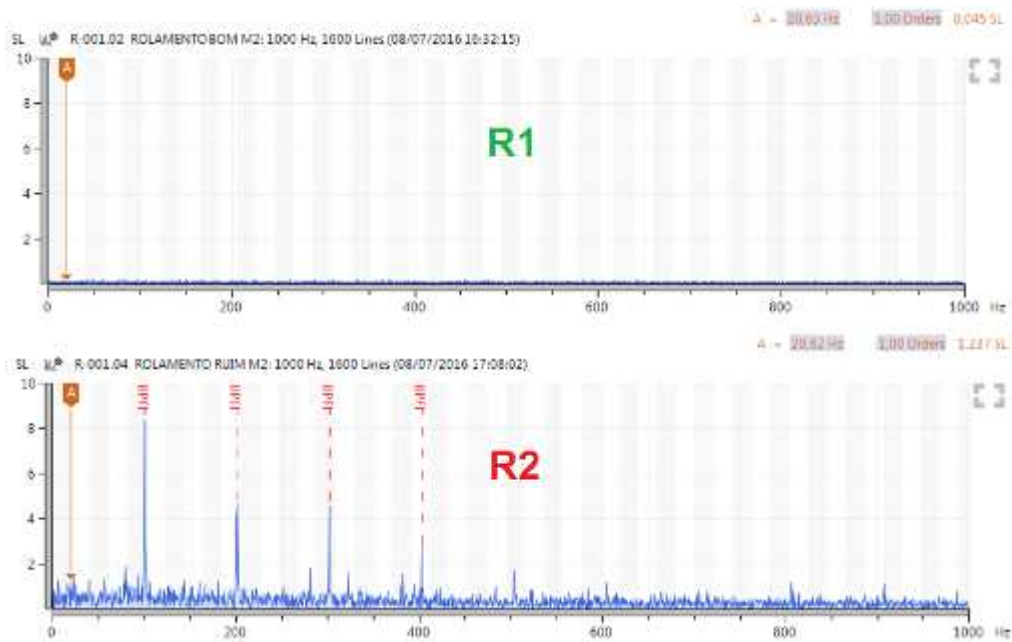


Figura 51 - Comparação do espectro da técnica SPM para os ensaios R1 e R2 (b).

Tabela 21 – Ensaio de rolamento - Técnica Envelope.

TÉCNICA ENVELOPE - ENSAIO DE ROLAMENTO				
ENSAIO	MANCAL	DIREÇÃO	RPM	Acc, Rms
R1 (BOM)	M4	RADIAL	1237	2,11
			400	0,75
R2 (RUIM)	M4	RADIAL	1237	13,80
			400	0,92

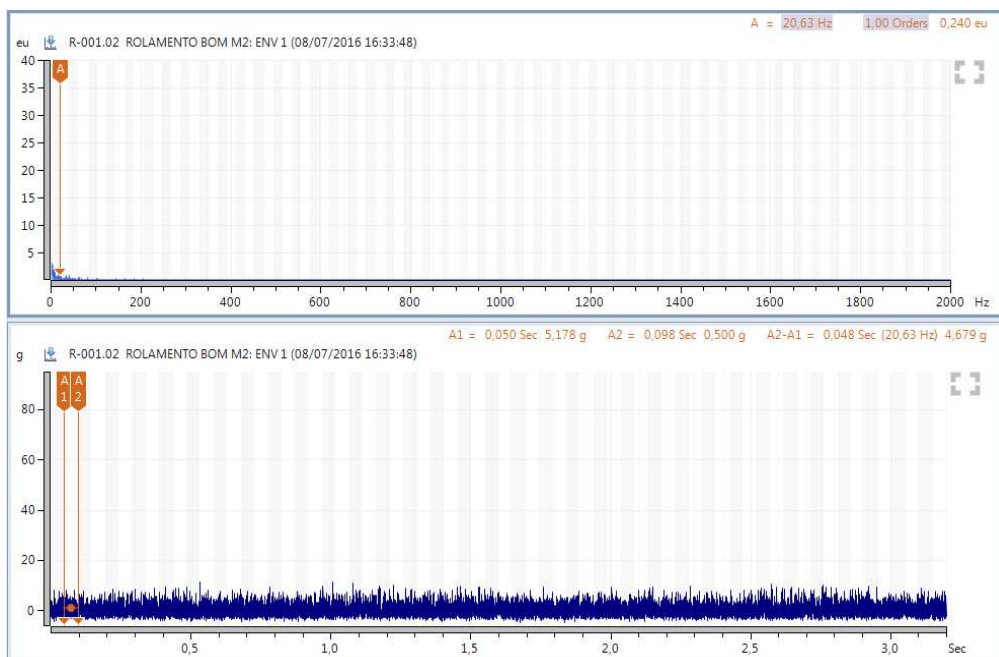


Figura 52 - Espectro de frequência e sinal no domínio do tempo da técnica Envelope para o ensaio R1 a 1237RPM.

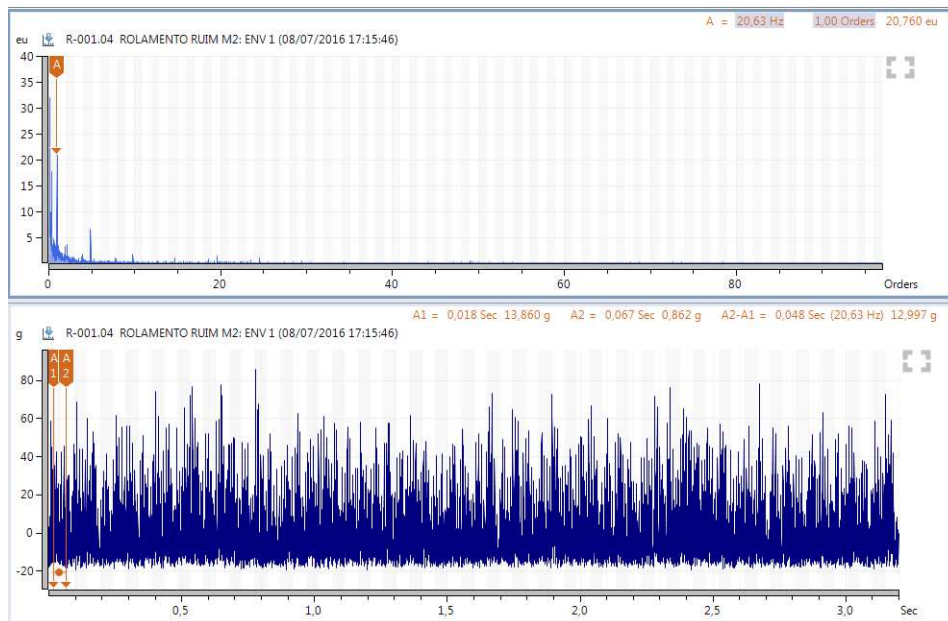


Figura 53 - Espectro de frequência e sinal no domínio do tempo da técnica Envelope para o ensaio R2 a 1237RPM.

Tabela 22 – Ensaio de rolamento - Técnica de Análise de Fase.

ENSAIO	MANCAL	RPM	DIREÇÃO	FASE (°)	
				1X	3,05X
R1	M4	1237,5	X	-144,90	-168,00
			Y		
400		X	16,01	-58,30	
		Y			
R2	M4	1237,5	X	122,20	42,30
			Y		
400		X	117,40	120,30	
		Y			

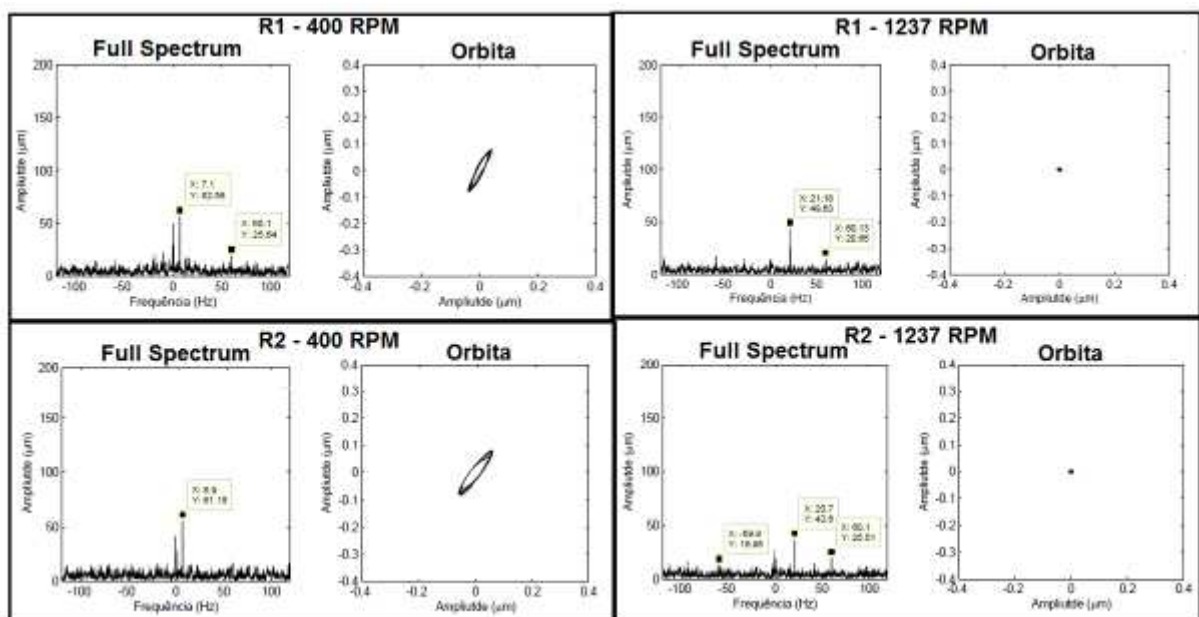


Figura 54 - Full spectrum e órbita dos ensaios R1 e R2 para 400 e 1237,5 RPM.

### Análise dos resultados obtidos para os ensaios R1 e R2.

- A técnica SPM apresenta um desempenho muito bom na detecção de defeitos em rolamentos. Onde a diferença dos níveis de dBm/dBc entre os ensaios com rolamento bom e com rolamento danificado são bruscamente diferenciadas (tabela 20). Além disso a sensibilidade desta técnica permite a observação com facilidade das frequências defeitos do rolamento (figuras 50 e 51).
- A técnica Envelope apresenta bons resultados entre os ensaios com rolamento bom e com rolamento danificado para a rotação mais elevada (tabela 21). No entanto os espectros desta técnica não permitiram a identificação de frequências de defeitos do rolamento, apenas é possível observar um aumento do ruído de fundo, mas não frequências específicas (figuras 52 e 53).
- As técnicas: Full spectrum, órbita, e análise de fase não apresentaram bons resultados para identificação deste tipo de defeito. Estas técnicas não apresentaram diferenças significativas entre os ensaios R1 e R2.
- As técnicas convencionais (valor RMS global, espectro de frequência e sinal no domínio do tempo) apresentaram resultados bons, com diferenças significativas entre os ensaios R1 e R2. Porém, apesar do aumento de amplitude da vibração, não é possível distinguir frequências relacionadas a defeitos no rolamento.

### 3.6. ENSAIOS DE DEFEITOS EM ENGRENAGENS

Para realização dos ensaios de defeitos em engrenagens a bancada foi ajustada para a configuração conforme figura 55, composta de: motor elétrico, transmissão por polias e correia para o eixo 2, mancais M3, M4, M5, M6 e engrenagens 1 e 2 que fazem a transmissão de rotação e torque do eixo 2 para o eixo 3. A relação de velocidades entre o motor e o eixo 2 (polias) é de  $i_1=2,47$  e do eixo 2 para o eixo 3 (engrenagens) é de  $i_2=1,5$  (de acordo com a quantidade de dentes de cada engrenagem  $Z_1=24$  e  $Z_2 = 36$ ). As velocidades de rotação do sistema durante os ensaios estão dispostas na figura 55, onde o motor foi ajustado para 1480 RPM, eixo 2 = 600 RPM e eixo 3 = 400 RPM. Estas velocidades foram selecionadas por estarem numa boa faixa para captação dos sinais tendo em vista a abrangência das frequências envolvidas.

Os ensaios foram divididos em 5 etapas, conforme descrito a seguir:

- E1a – Folga excessiva entre os dentes das engrenagens = 1,65 mm.
- E1b – Folga ideal entre os dentes das engrenagens = 0,63 mm.
- E1c – Folga insuficiente entre os dentes das engrenagens = 0,05 mm.
- E2 - Desalinhamento das engrenagens.
- E3 - Dente quebrado na engrenagem 2.

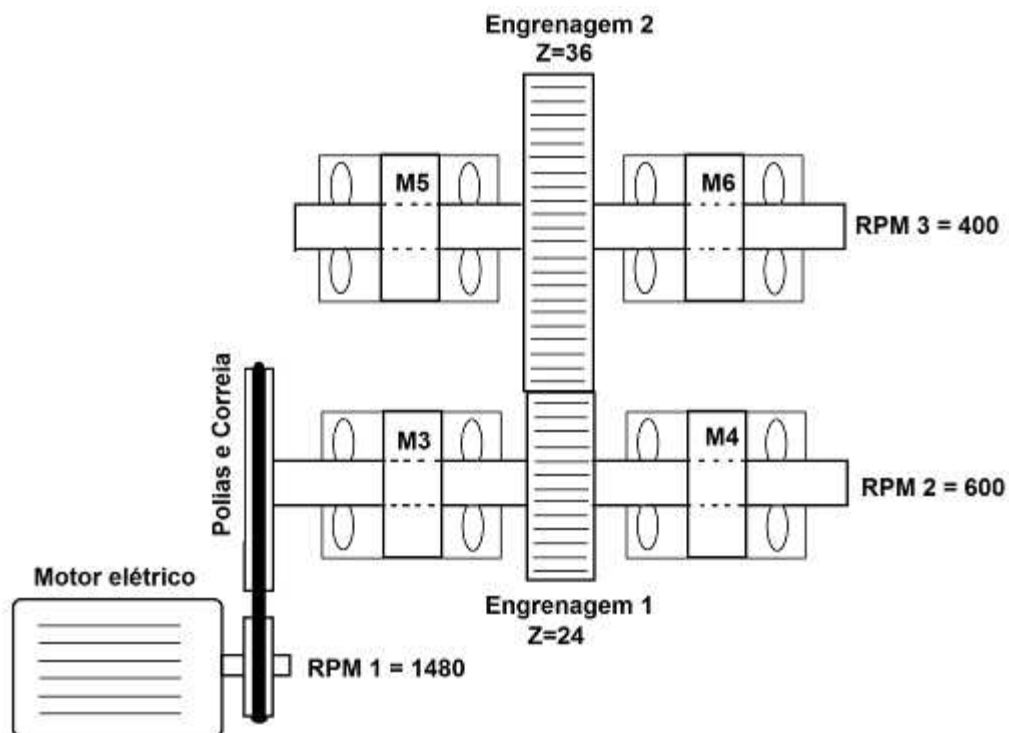


Figura 55 - Desenho esquemático - Configuração da bancada para ensaios de engrenagens.

A medição da folga entre as engrenagens foi feita com relógio comparador, posicionando a haste do mesmo tangencialmente ao diâmetro primitivo da engrenagem 2 no centro do dente. A engrenagem 1 foi fixada enquanto a engrenagem 2 era girada nos sentidos horário e anti-horário limitada pelo pequeno espaço entre os dentes da engrenagem 1, lia-se então o valor da folga através do relógio comparador (figura 56). Esta folga entre engrenagens é chamada de “back lash”.



Figura 56 - Medição de folga entre as engrenagens 1 e 2.



Figura 57 - Dente com defeito da engrenagem 2.

Obs.: Existem duas “engrenagens 2” identicamente fabricadas com as mesma medidas, modulo, número de dentes etc. Porém uma delas foi utilizada para adicionar o defeito.

Os resultados dos ensaios de defeitos em engrenagens estão dispostos nas tabelas e gráficos a seguir, onde foram destacadas as frequências características do sistema e suas respectivas amplitudes.

Tabela 23 – Ensaio de defeitos em engrenagens – Técnica SPM.

ENSAIO	MANCAL	RPM	Shock Pulse levels				
			Global (dB)		Filtrado (Shock level)		
			dBm	dBc	6,6hz	10 hz	240 hz
E1a	M3	600,00	12,10	-11,50	1,34	1,53	1,24
	M5	400,00	23,20	-8,10	19,90	22,79	3,09
E1b	M3	600,51	6,90	-11,20	3,60	7,46	0,80
	M5	400,00	19,40	-8,30	14,83	27,32	5,11
E1c	M3	600,63	23,20	-9,00	12,74	51,27	14,63
	<b>M5</b>	<b>400,00</b>	<b>49,00</b>	<b>-3,00</b>	<b>113,64</b>	<b>379,69</b>	<b>70,19</b>
E2	M3	601,45	9,30	-10,40	1,20	1,61	1,08
	M5	400,00	36,00	-9,50	61,82	11,65	11,65
E3	M3	600	25,90	-10,20	22,20	20,92	11,58
	M5	400	16,20	-9,50	12,98	6,49	2,09

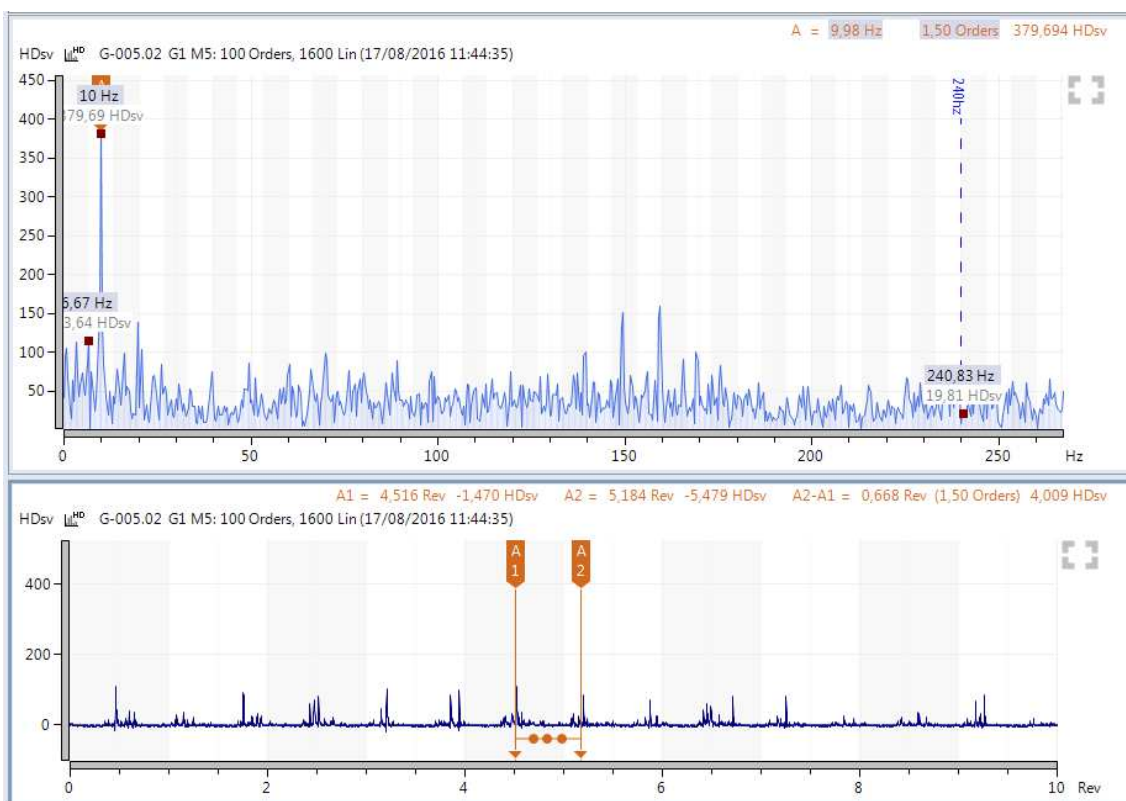


Figura 58 - Ensaio E1c – Técnica SPM – Mancal M5.

Tabela 24 – Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica Envelope.

ENSAIO	MANCAL	RPM	MEDIÇÃO	Envelope - Aceleração (g)			
				Global	Filtrado		
				Acc	6,6hz	10 hz	240 hz
E1a	M3	600	ENV 1	5,24	0,80	1,79	0,15
			ENV 2	3,79	0,51	0,70	0,13
	M5	400	ENV 1	2,67	0,49	0,73	0,17
			ENV 2	2,56	0,41	0,35	0,08
E1b	M3	600	ENV 1	5,29	0,57	1,90	0,14
			ENV 2	4,46	0,56	1,25	0,14
	M5	400	ENV 1	3,14	0,55	1,04	0,12
			ENV 2	2,69	0,26	0,54	0,06
E1c	M3	600	ENV 1	<b>13,45</b>	<b>2,31</b>	<b>5,20</b>	<b>0,27</b>
			ENV 2	<b>17,65</b>	<b>1,66</b>	<b>7,44</b>	<b>1,49</b>
	M5	400	ENV 1	5,87	0,42	2,91	0,30
			ENV 2	9,06	0,54	2,90	0,57
E2	M3	600	ENV 1	3,69	0,82	0,69	0,10
			ENV 2	5,36	0,75	0,61	0,21
	M5	400	ENV 1	3,04	0,36	0,13	0,13
			ENV 2	4,38	0,40	0,14	0,14
E3	M3	600	ENV 1	<b>13,00</b>	<b>2,29</b>	<b>2,38</b>	<b>1,23</b>
			ENV 2	5,10	0,78	0,65	0,31
	M5	400	ENV 1	8,96	2,08	1,57	0,30
			ENV 2	3,24	0,67	0,12	0,20

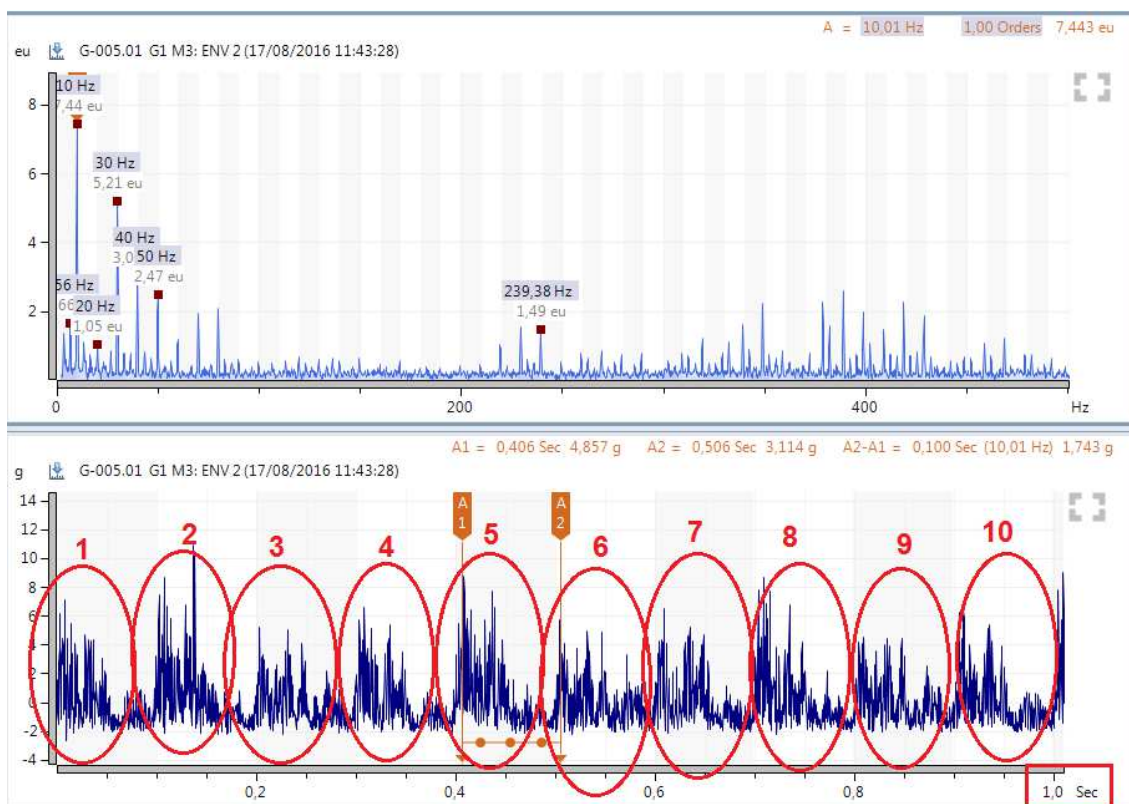


Figura 59 - Ensaios E1c – Técnica Envelope – Mancal M3.



Tabela 25 – Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica convencional.

ENSAIO	RPM	DIREÇÃO / MANCAL	VIBRAÇÃO - VEL (mm/s) RMS			
			GLOBAL	6,6hz	10 Hz	240 Hz
E1a	600,00	X3	2,53	0,02	0,22	0,21
		Y3	2,19	0,03	0,24	0,13
		Z3	3,90	0,07	0,32	0,13
		X4	3,19	0,03	0,10	0,15
		Z4	3,68	0,01	0,20	0,17
	400,00	X5	2,40	0,16	0,08	0,29
		Y5	1,47	0,04	0,17	0,12
		Z5	2,36	0,16	0,02	0,16
		X6	2,35	0,07	0,06	0,12
		Z6	2,86	0,32	0,03	0,18
E1b	600,51	X3	2,20	0,02	0,30	0,21
		Y3	2,11	0,05	0,14	0,08
		Z3	3,18	0,08	0,35	0,21
		X4	2,91	0,03	0,11	0,10
		Z4	4,16	0,12	0,22	0,10
	400,00	X5	2,05	0,17	0,08	0,22
		Y5	1,43	0,05	0,20	0,11
		Z5	2,37	0,17	0,04	0,17
		X6	1,81	0,07	0,02	0,07
		Z6	2,04	0,15	0,04	0,09
E1c	600,63	X3	<b>14,43</b>	0,12	0,28	<b>4,03</b>
		Y3	<b>9,54</b>	0,12	0,76	<b>2,17</b>
		Z3	<b>14,25</b>	0,07	0,37	<b>1,30</b>
		X4	<b>12,24</b>	0,09	0,57	<b>3,77</b>
		Z4	<b>11,59</b>	0,10	0,28	<b>2,18</b>
	400,00	X5	<b>20,22</b>	0,27	0,50	<b>3,44</b>
		Y5	<b>11,35</b>	0,26	1,27	<b>1,97</b>
		Z5	<b>20,01</b>	0,15	0,61	<b>4,93</b>
		X6	<b>13,81</b>	0,15	0,50	<b>4,57</b>
		Z6	<b>8,94</b>	0,28	0,27	<b>2,29</b>
E2	601,45	X3	<b>3,31</b>	0,05	0,28	0,61
		Y3	<b>3,51</b>	0,08	0,14	0,43
		Z3	<b>5,27</b>	0,04	0,37	0,26
		X4	<b>4,05</b>	0,02	0,10	0,49
		Z4	<b>5,82</b>	0,07	0,21	0,52
	400,00	X5	<b>4,79</b>	0,21	0,07	0,27
		Y5	<b>3,38</b>	0,12	0,17	0,27
		Z5	<b>3,82</b>	0,16	0,06	0,16
		X6	<b>4,90</b>	0,21	0,09	0,22
		Z6	<b>4,80</b>	0,27	0,04	0,22
E3	600,21	X3	2,02	0,11	0,07	0,13
		Y3	2,43	0,06	0,12	0,12
		Z3	3,04	0,05	0,11	0,23
		X4	3,44	0,08	0,07	0,20
		Z4	4,06	0,09	0,03	0,24
	400,00	X5	2,11	0,03	0,03	0,13
		Y5	2,24	0,08	0,10	0,21
		Z5	3,80	0,10	0,05	0,31
		X6	1,99	0,03	0,04	0,14
		Z6	3,29	0,11	0,06	0,23

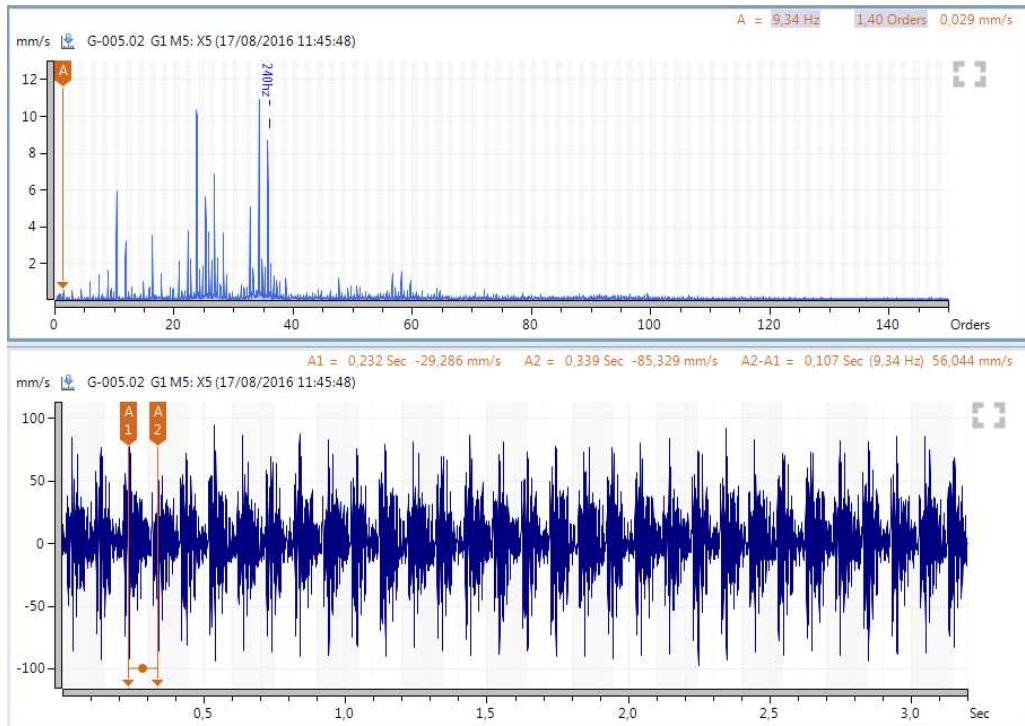


Figura 60 - Ensaios E1c – Espectro de frequência e sinal no tempo – Técnica Convencional –M5 - X.

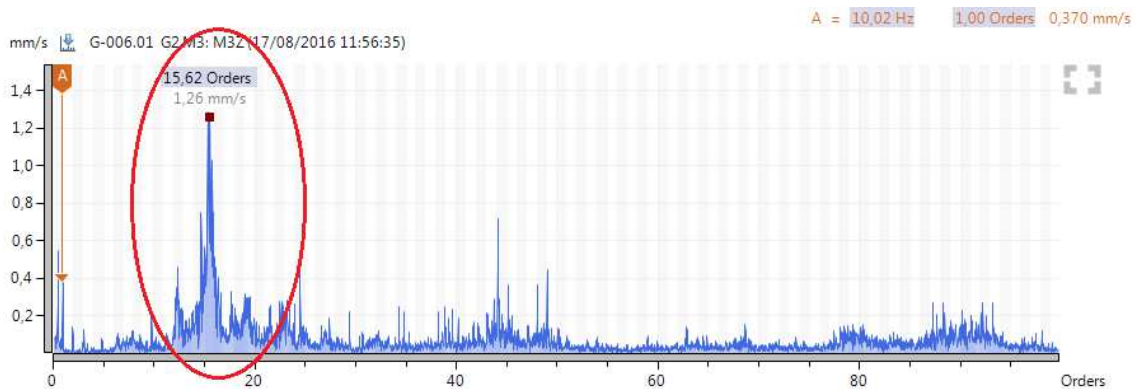


Figura 61 - Ensaios E2 – Espectro de frequência – Técnica Convencional – Z3.

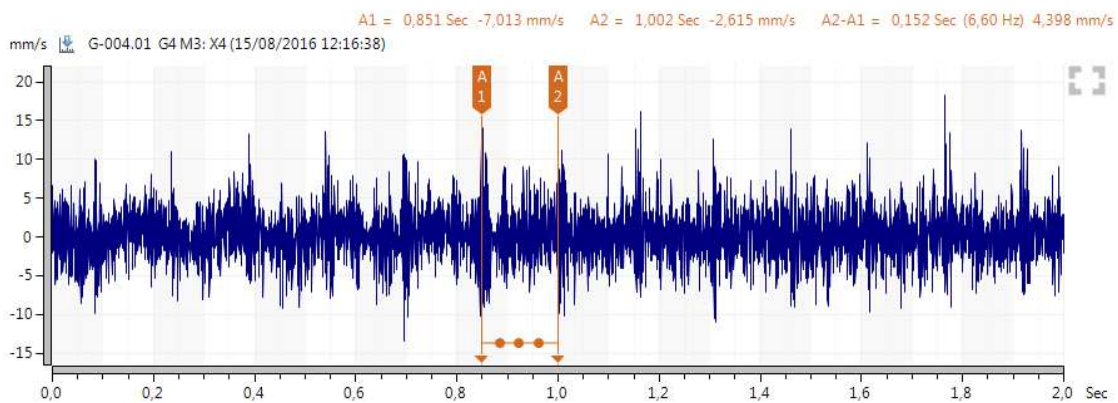


Figura 62 - Ensaios E3 – Sinal de vibração no domínio do tempo – Técnica Convencional – X4.

Tabela 26 – Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica de análise de fase.

ENSAIO	EIXO	MANCAL	MEDIÇÃO	FASE (°)		
				6,6hz	10 Hz	240 Hz
E1c	EIXO 2	M3	X,Y	59,4	-46,7	-51,5
		M3	X,Z	-159,3	32,1	-73,2
		M3, M4	X,X	35,3	-24,9	170,7
	EIXO 3	M3, M4	Z,Z	-41,2	17,5	161,6
		M5	X,Y	-178,2	87,7	-56,1
		M5	X,Z	78,8	152,4	62,1
E1b	EIXO 2	M5, M6	X,X	84,2	3,9	83,5
		M3	Z,Z	14,3	5,3	-134,7
		M3	X,Y	-40,6	138,3	19,1
	EIXO 3	M3	X,Z	-137	-126,1	2,8
		M3, M4	X,X	30,3	146,4	-154,8
		M3, M4	Z,Z	-21,7	30	1,4
E1a	EIXO 2	M5	X,Y	-151,7	79,3	-15,6
		M5	X,Z	111,6	-128,2	-40,2
		M5, M6	X,X	166,4	-108,7	-106,7
	EIXO 3	M5, M6	Z,Z	76,6	-116,1	14,4
		M3	X,Y	-133,3	-178,1	29,4
		M3	X,Z	-128,7	-120	8,3
E2	EIXO 2	M3, M4	X,X	74,8	116,2	161,7
		M3, M4	Z,Z	-0,9	23,5	-8,3
		M5	X,Y	106,2	116,3	-0,9
	EIXO 3	M5	X,Z	120,9	-43,1	-7,8
		M5, M6	X,X	152,9	27,3	-123,5
		M5, M6	Z,Z	81,8	-142,9	-0,4
E3	EIXO 2	M3	X,Y	-109,3	169,1	-64
		M3	X,Z	-44,7	-122,8	54,3
		M3, M4	X,X	-56,5	-147,8	135,2
	EIXO 3	M3, M4	Z,Z	7,1	21,6	-51,5
		M5	X,Y	-141,4	11,8	-45
		M5	X,Z	165,8	-46,3	54,6
E3	EIXO 2	M5, M6	X,X	179	19,5	47,4
		M5, M6	Z,Z	57,8	-172,9	161,5
		M3	X,Y	-94,1	64	22,1
	EIXO 3	M3	X,Z	136,1	-66,3	57,7
		M3, M4	X,X	-31,6	-169,1	127,2
		M3, M4	Z,Z	-49,9	47,6	9,5
E3	EIXO 3	M5	X,Y	-175,8	37,5	14,1
		M5	X,Z	-115	-167,6	-52
		M5, M6	X,X	165	6	38,6
E3	EIXO 3	M5, M6	Z,Z	-175,5	175,6	172,5

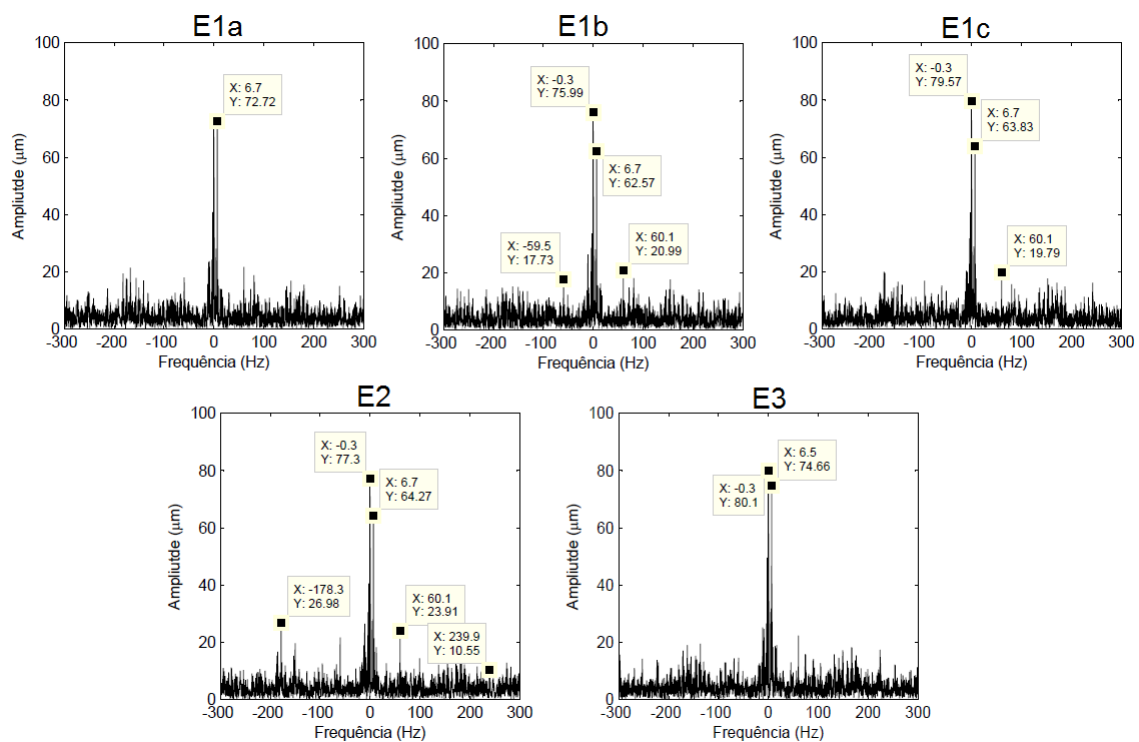


Figura 63 - Ensaios de defeitos em engrenagens – Técnica Full spectrum.

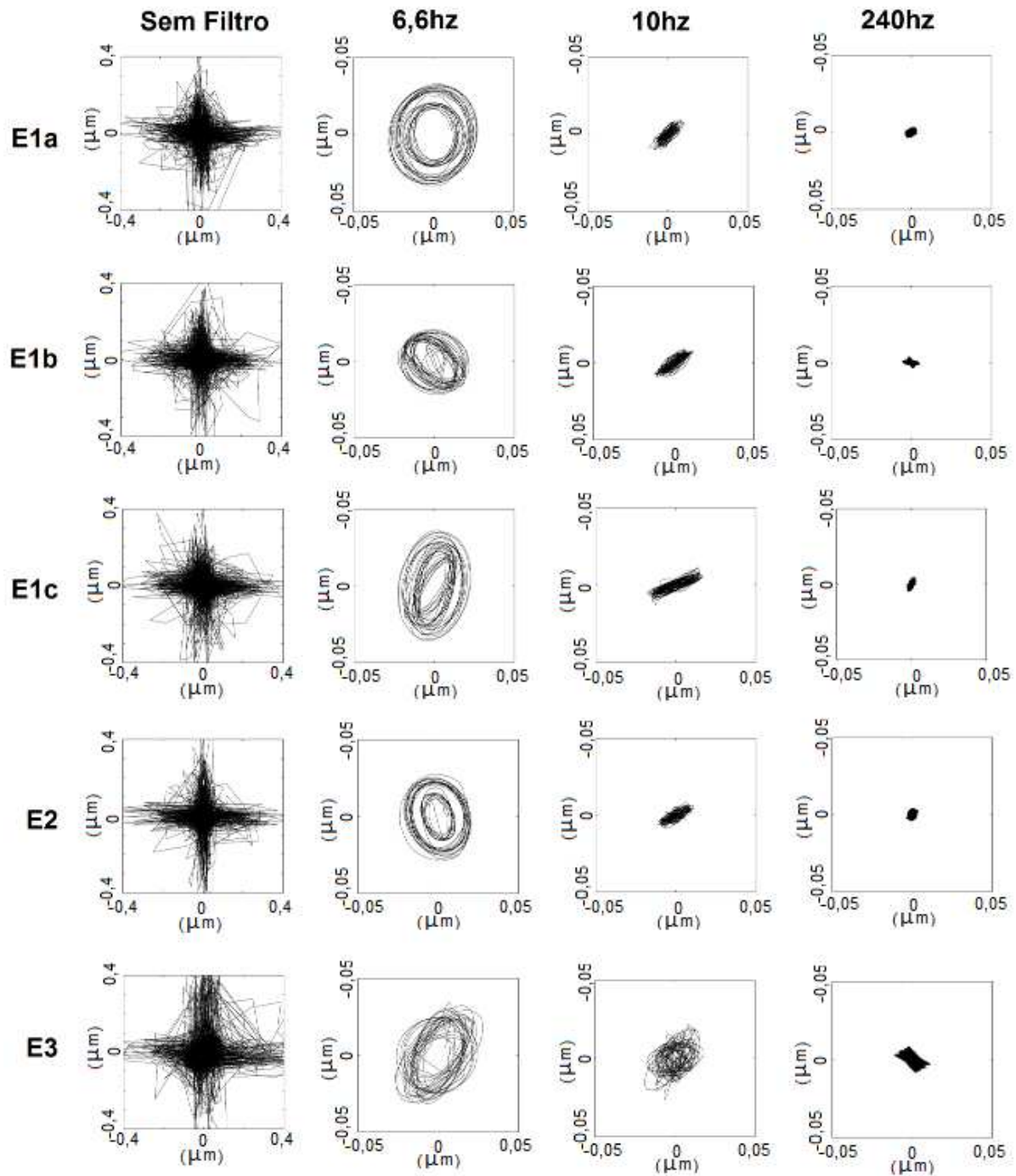


Figura 64 - Ensaio de defeitos em engrenagens – Técnica de análise de Órbita.

### Análise dos resultados obtidos para os ensaios R1 e R2.

- Através dos resultados obtidos observou-se que, para velocidades de rotação constantes, o aumento da folga entre as engrenagens não é tão prejudicial ao sistema quanto a redução da folga.
- Folga insuficiente gera atritos indesejáveis entre as engrenagens e conseqüentemente sobrecarregamento dos rolamentos, desgastes excessivos, vibrações e ruídos.
- Neste caso, devido a algumas pequenas irregularidades na fabricação das engrenagens de nylon, os sinais de vibração apresentaram bastante ruído entre a frequência de contato entre os dentes e as frequências de rotação de cada eixo.
- As técnicas SPM e Envelope detectaram uma irregularidade da engrenagem 1, que é a excentricidade. Através do ensaio E1c, com folga bem reduzida entre as engrenagens, os contatos se intensificam e este tipo de defeito passa a influenciar bastante no comportamento vibratório do sistema. Conforme mostrado nas figuras 58 e 59.
- As técnicas convencionais (valor global de vibração, espectro de frequência e sinal de vibração no domínio do tempo) apresentaram bons resultados para o diagnóstico de falhas em engrenagens, não só com aumentos de amplitudes entre as configurações com e sem defeito, mas também com boas indicações gráficas das frequências características do sistema.
- A análise de fase não apresentou indicações relevantes entre as configurações dos ensaios E1a, E1b, E1c, E2 e E3.
- As órbitas filtradas para a frequência de rotação do eixo 2 = 6,6 Hz, apresentou um formato bem específico formando duas elipses, uma dentro da outra. Porém não houve variação significativa entre os ensaios.
- O full spectrum evidenciou apenas as frequências mais baixas devido a limitação dos proxímetros em captar frequências médias e altas. Portanto, nenhum defeito foi evidenciado através desta técnica.

### 3.7. ENSAIOS DE DEFEITOS DE FOLGAS

Estes ensaios foram realizados com a mesma configuração dos ensaios de rolamento, apenas com o motor e o conjunto de mancais de sustentação do eixo 2, onde a rotação é transmitida do motor para o eixo 2 através de polias e correia (figura 65).

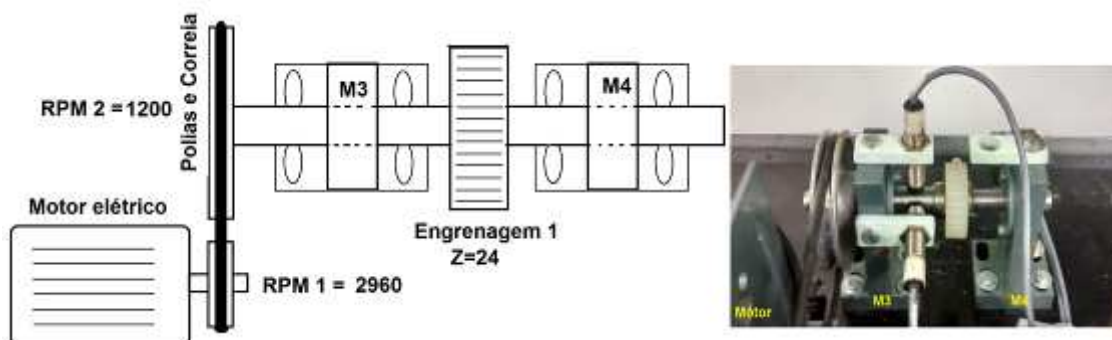


Figura 65 - Configuração da bancada para ensaios de folgas mecânicas.

Os ensaios foram divididos em 3 etapas:

- F1 – Sem folga – Condição normal do sistema.
- F2 – Folga no mancal M4.
- F3 – Folga nos mancais M3 e M4.

As folgas foram introduzidas no sistema afrouxando os parafusos de fixação dos mancais. Os ensaios foram realizados com a rotação de aproximadamente 1200 RPM no eixo 2. Esta velocidade foi selecionada visando obter uma frequência de valor inteiro (20Hz) e foi limitada pela velocidade de rotação do motor elétrico de ~ 3000 rpm.

Os resultados dos ensaios de defeitos de folgas estão dispostos nas tabelas e gráficos a seguir, onde foi destacada a frequência de 1X e seus harmônicos conforme visto no capítulo 2 como característica de defeitos de folgas.

Tabela 27 – Ensaios de defeitos de folgas – Técnica SPM.

ENSAIO	MANCAL	Shock pulse (dB)		Shock Level - Filtrado do espectro SPM				
		dBm	dBc	1X	2X	3X	4X	5X
F1	M4	7,30	-5,40	1,50	2,46	3,36	1,32	1,69
F1	M3	14,40	-2,00	4,50	4,24	4,07	10,84	2,68
F2	M4	4,70	-4,60	3,11	3,07	1,69	2,03	1,70
F2	M3	26,90	-3,40	4,26	6,86	4,71	19,55	4,06
F3	M4	1,80	-5,10	1,61	1,77	2,58	0,86	2,68
F3	M3	29,10	1,30	63,30	29,61	32,17	48,02	21,77

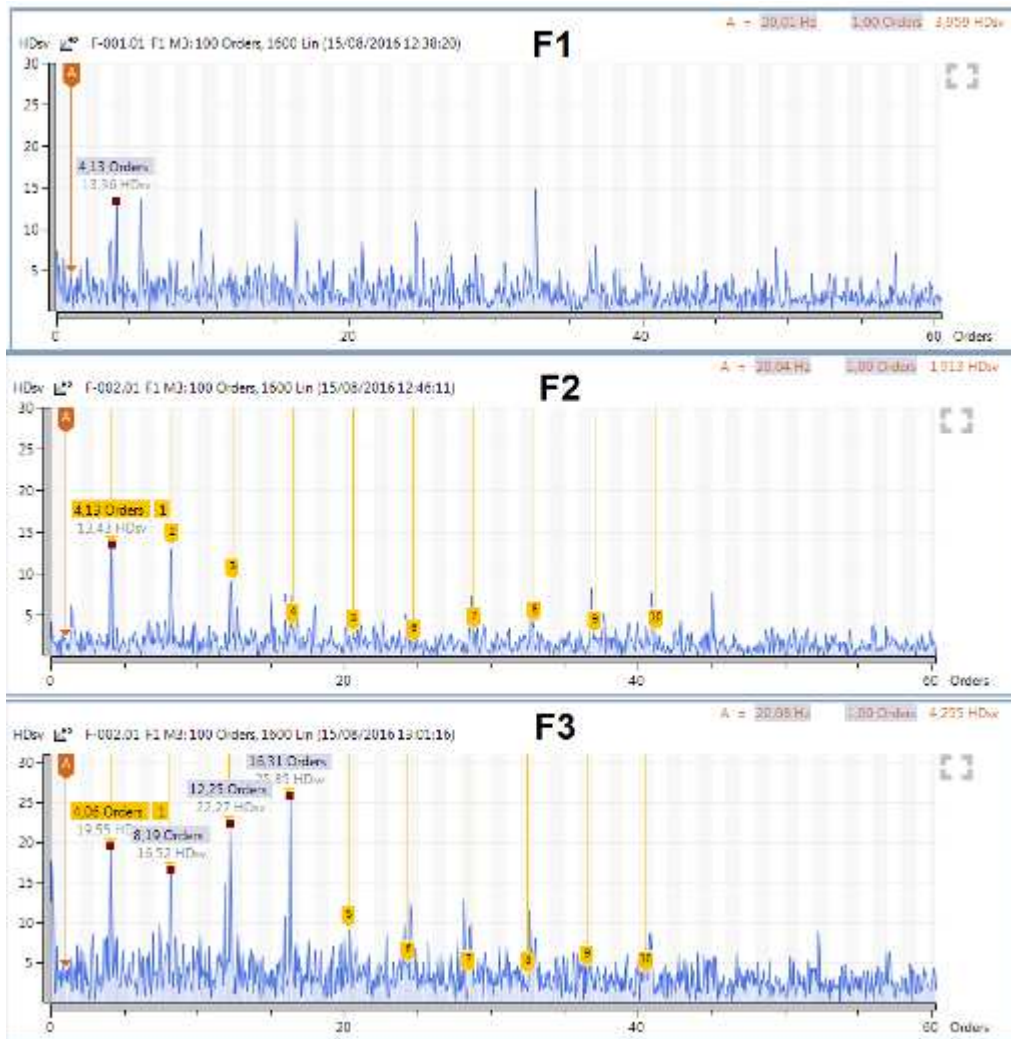


Figura 66 - Ensaio F1, F2 e F3 – Técnica SPM.

Tabela 28 – Ensaio de defeitos de folgas – Técnica Convencional.

ENSAIO	DIREÇÃO	Vibração - Velocidade (mm/s) RMS					
		GLOBAL	Filtrado				
			1X	2X	3X	4X	5X
F1	X3	1,71	0,23	0,11	0,01	0,06	0,02
	Y3	2,17	0,05	0,08	0,02	0,23	0,01
	Z3	1,70	0,07	0,02	0,01	0,05	0,01
	X4	1,32	0,18	0,13	0,01	0,13	0,01
	Z4	5,02	0,13	0,17	0,02	0,14	0,03
F2	X3	1,55	0,13	0,20	0,06	0,40	0,24
	Y3	1,52	0,08	0,08	0,02	0,18	0,04
	Z3	1,30	0,13	0,05	0,02	0,03	0,02
	Z4	3,13	0,31	0,07	0,14	0,07	0,03
F3	X3	2,01	0,11	0,06	0,04	0,10	0,02
	Y3	2,35	0,08	0,04	0,03	0,21	0,01
	Z3	3,38	0,24	0,08	0,05	0,26	0,11
	X4	12,12	11,05	2,57	1,43	0,52	0,26
	Z4	4,00	0,42	0,06	0,11	0,14	0,04

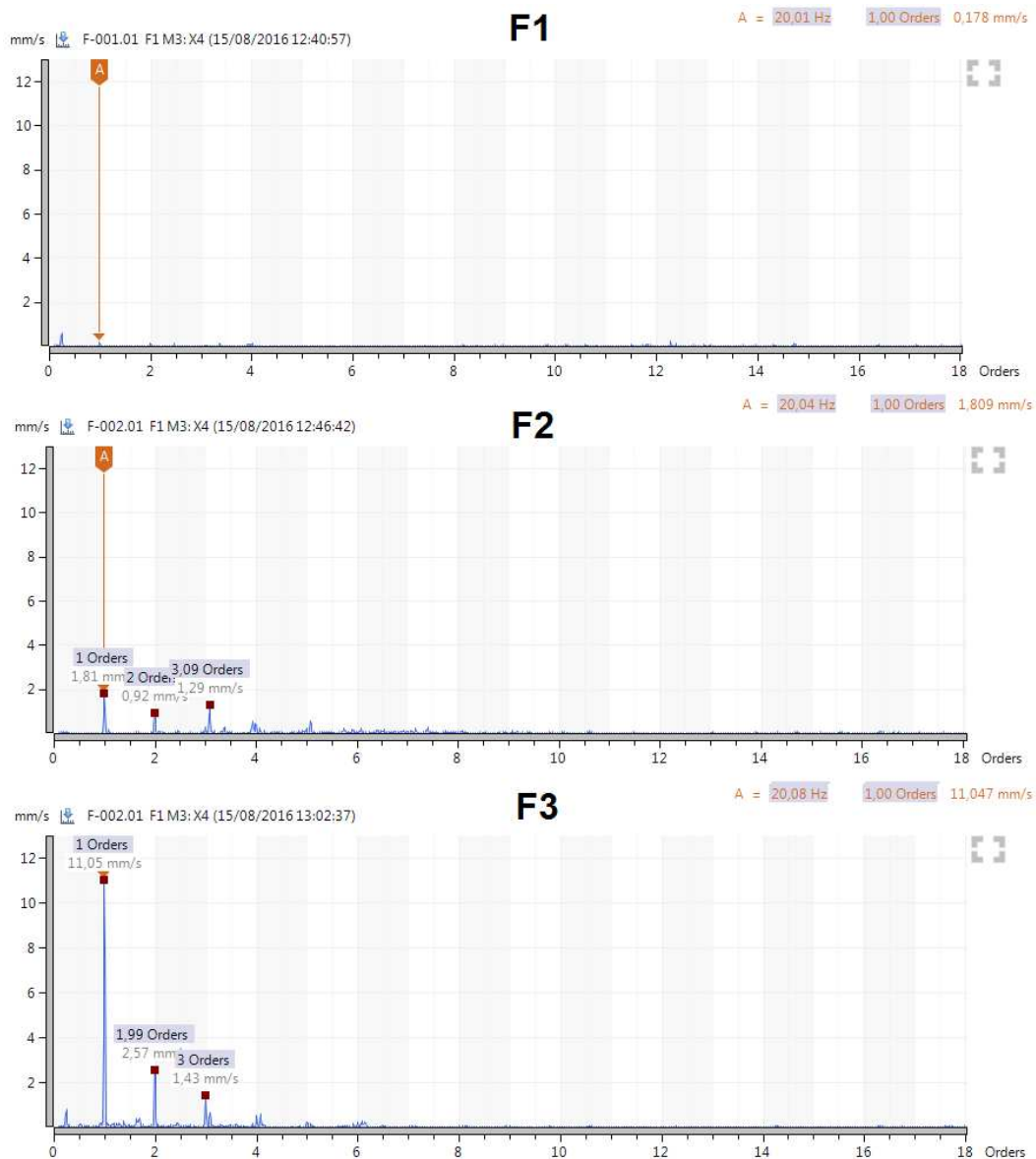


Figura 67 - Ensaios F1, F2 e F3 – Técnica Convencional – Espectro de frequência.

Tabela 29 – Ensaios de defeitos de folgas – Técnica Envelope.

ENSAIO	MANCAL	FILTRO ENVELOPE	Vibração - Velocidade (mm/s) RMS					
			GLOBAL	Filtrado				
				1X	2X	3X	4X	5X
F1	M3	ENV 1	0,13	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01
		ENV 2	2,89	0,55	0,30	0,20	0,19	0,15
	M4	ENV 1	<b>0,10</b>	<b>0,00</b>	<b>0,01</b>	<b>0,01</b>	<b>0,01</b>	<b>0,01</b>
		ENV 2	2,41	0,42	0,25	0,17	0,17	0,07
F2	M3	ENV 1	0,15	0,01	0,01	0,01	0,01	0,00
		ENV 2	2,03	0,55	0,15	0,07	0,07	0,07
	M4	ENV 1	<b>0,48</b>	<b>0,08</b>	<b>0,13</b>	<b>0,11</b>	<b>0,02</b>	<b>0,03</b>
		ENV 2	1,58	0,50	0,32	0,22	0,09	0,09
F3	M3	ENV 1	0,42	0,09	0,05	0,03	0,01	0,01
		ENV 2	3,17	1,25	0,80	0,42	0,28	0,21
	M4	ENV 1	<b>1,42</b>	<b>0,67</b>	<b>0,74</b>	<b>0,43</b>	<b>0,59</b>	<b>0,11</b>
		ENV 2	2,88	0,82	0,37	0,31	0,27	0,12



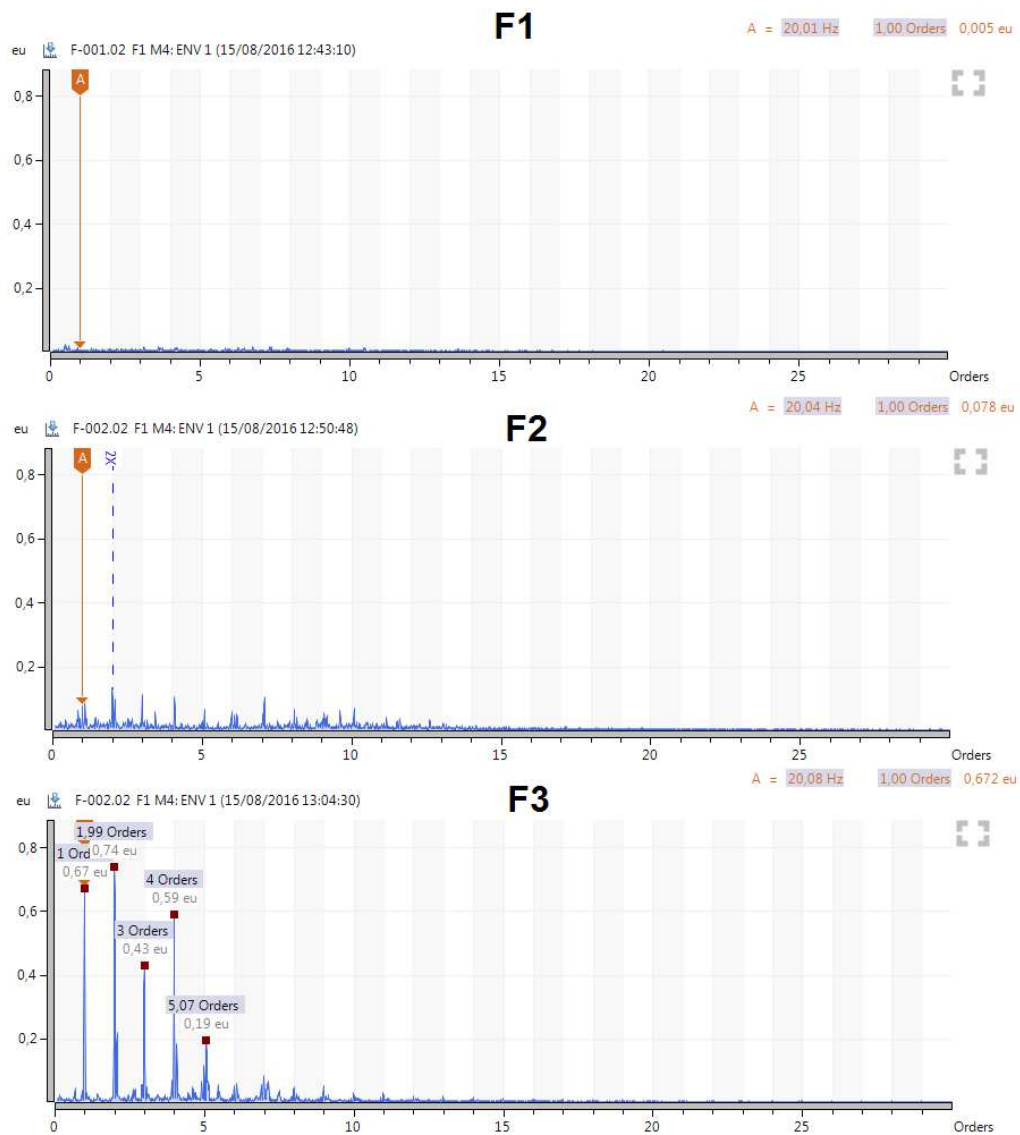


Figura 68 - Ensaios F1, F2 e F3 – Técnica Envelope – Espectro de frequência.

Tabela 30 – Ensaios de defeitos de folgas – Técnica Convencional.

MANCAL	DIREÇÃO	FASE (°)		
		F1	F2	F3
M3	XY	58,6	22	111
M3	XZ	-104,7	-124,4	-26,8
M3 M4	XX	-177,2	165,2	-179,2
M3 M4	ZZ	2,3	8,3	-11,6

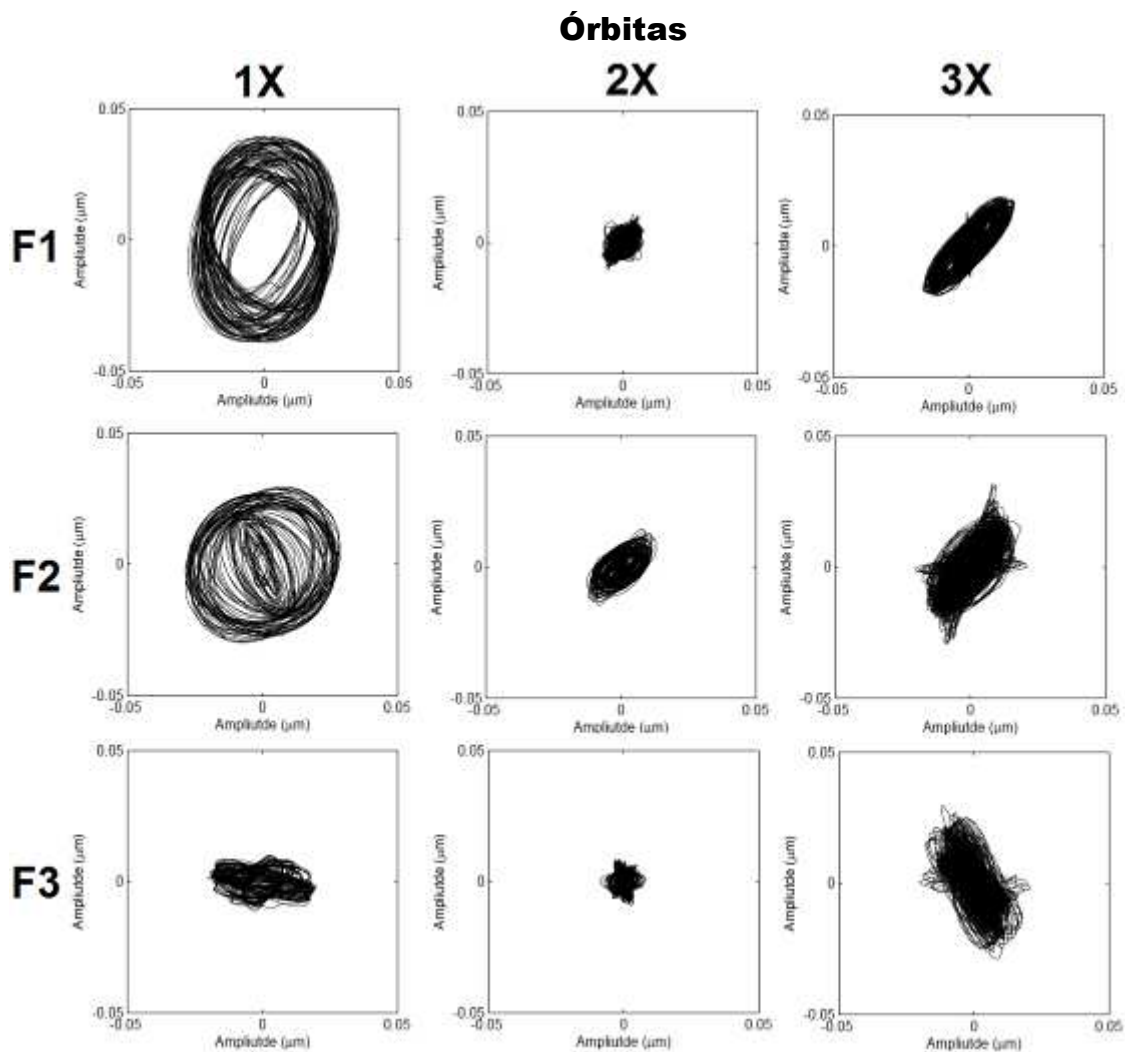


Figura 69 - Ensaios F1, F2 e F3 – Técnica de análise de Órbita.

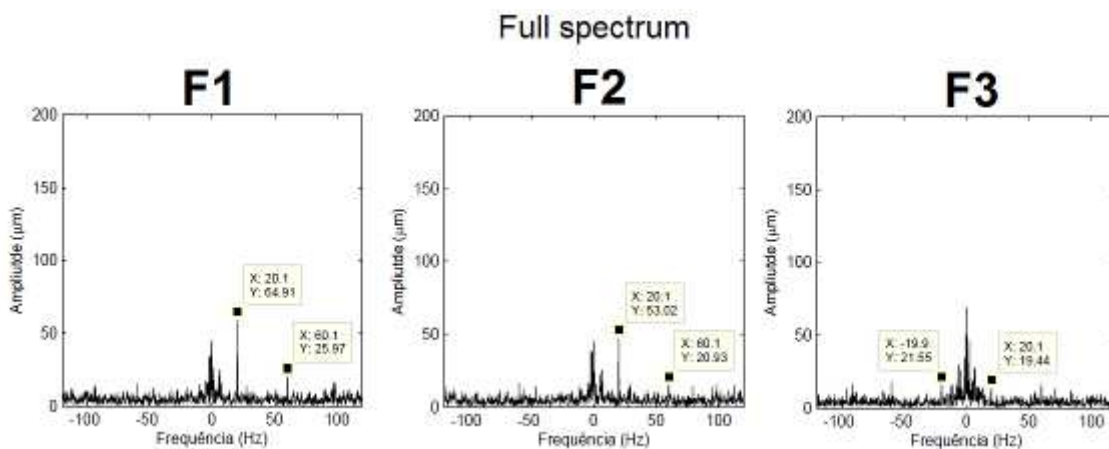


Figura 70 - Ensaios F1, F2 e F3 – Técnica Full spectrum (espectro completo).

### Análise dos resultados obtidos para os ensaios F1, F2 e F3.

- Através dos resultados obtidos observou-se que, para detecção de defeitos de folga é essencial o acompanhamento da máquina antes e depois do defeito, pois as indicações deste defeito são bem parecidas com outros defeitos.
- As técnicas full spectrum e análise de fase não apresentaram indicações significativas para detecção deste tipo de defeito.
- A técnica SPM detectou apenas harmônicos da frequência de 4X (figura 66).
- A técnica convencional foi capaz de detectar o aumento do pico de primeira ordem e seus harmônicos, que apareceram nos espectros frequência de forma gradual em termos de amplitude (figura 67), conforme esperado.
- Através da técnica Envelope os harmônicos da frequência de 1X apareceram de forma mais intensa no espectro de frequência.
- As órbitas não apresentaram sinais muito expressivos que permitam a detecção direta do defeito mas podem ajudar no diagnóstico da máquina pois a forma da órbita de 1X vai perdendo o formato circular e fechando o centro que originalmente é vazio.

#### 4. ANÁLISE GERAL DOS RESULTADOS E CONCLUSÃO.

Conforme comentado no item 2.3., a análise final dos resultados foi expressa utilizando o método da lógica digital para criação de tabelas comparativas das técnicas para cada tipo de defeito. Através das tabelas geradas para cada tipo de defeito é possível identificar qual técnica é melhor aplicada para diagnosticar um tipo específico de defeito e também é possível selecionar conjuntos de técnicas mais indicadas para determinadas aplicações onde já se prevê a possibilidade de um conjunto específico de defeitos.

As tabelas e gráficos a seguir expressam a comparação da eficiência das técnicas avaliadas na detecção dos defeitos estudados com base nos resultados obtidos dos ensaios experimentais realizados.

##### 4.1. RESULTADOS FINAIS

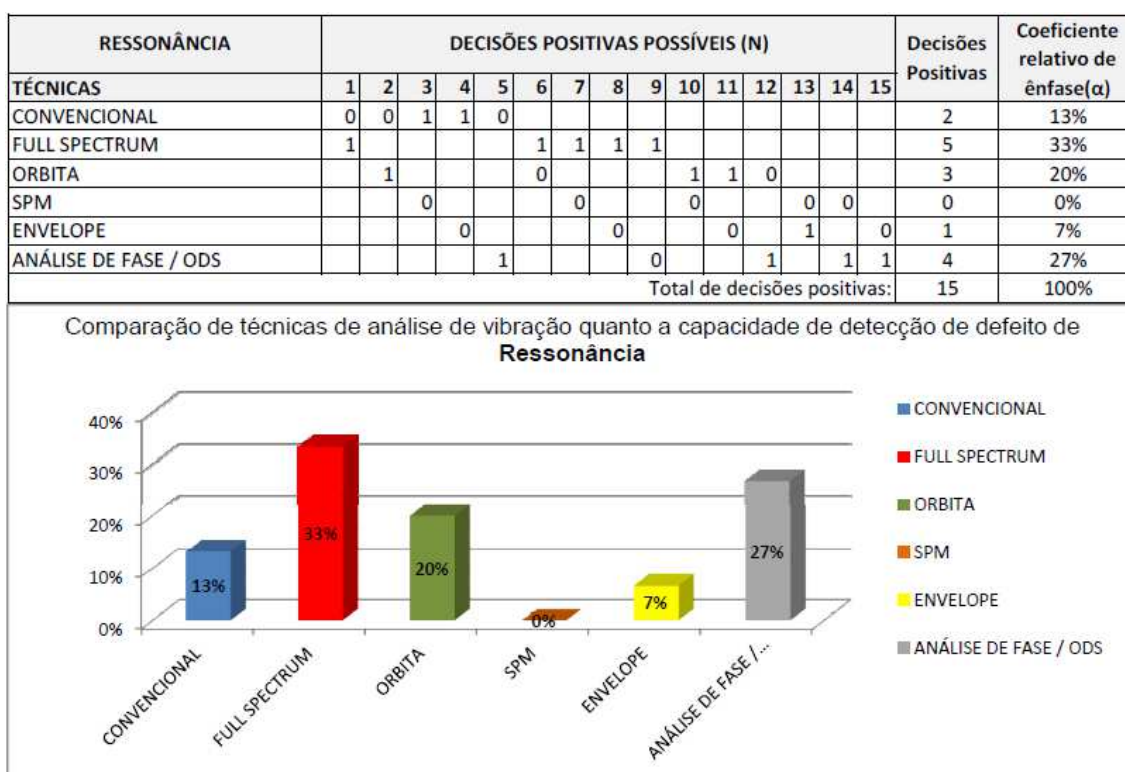


Figura 71 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de Ressonância.



Figura 72 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de **Desbalanceamento**.

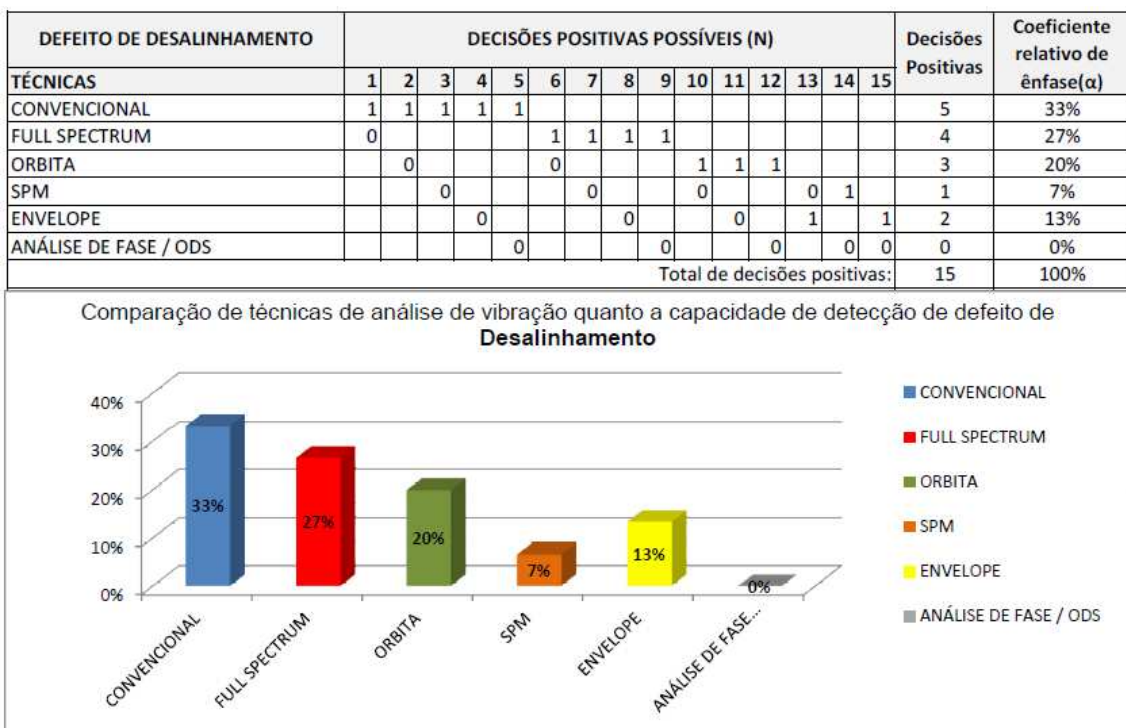


Figura 73 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de **Desalinhamento**.

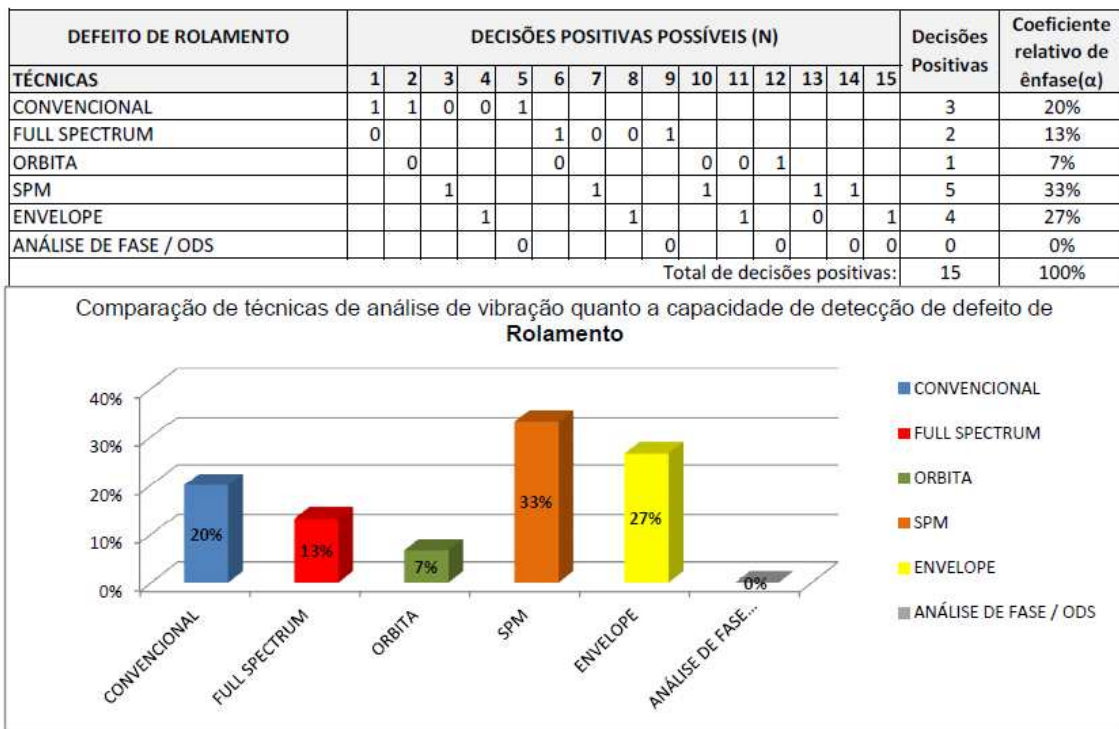


Figura 74 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de Rolamento.

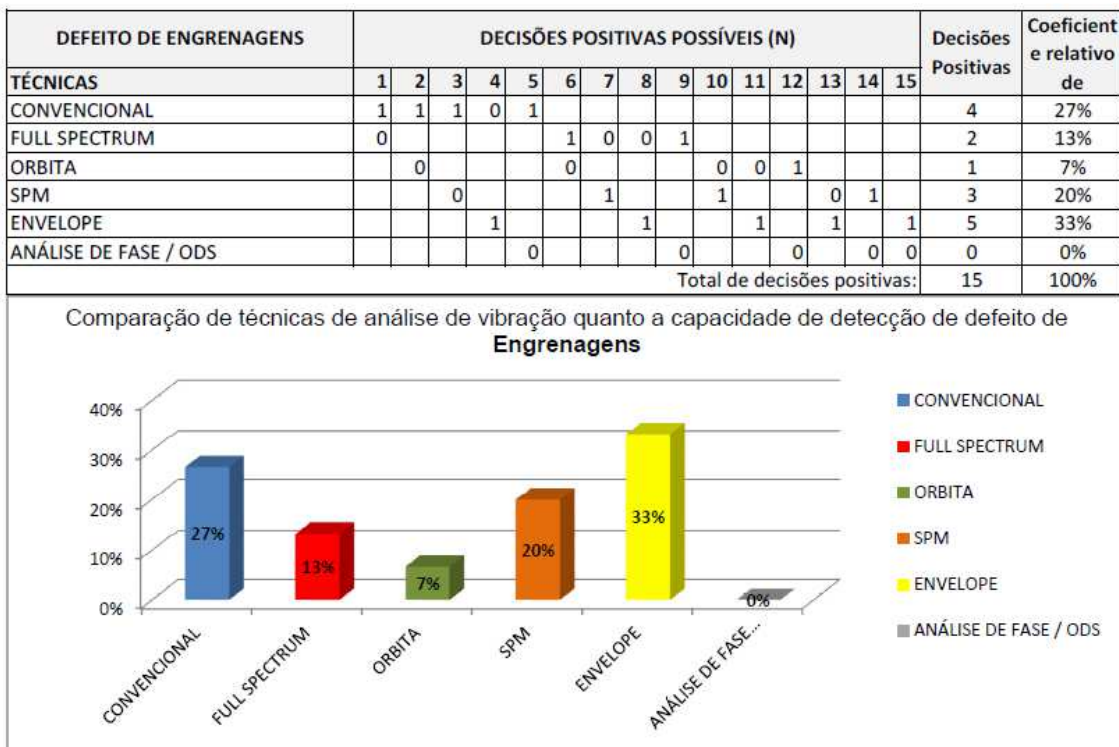


Figura 75 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de Engrenagem.

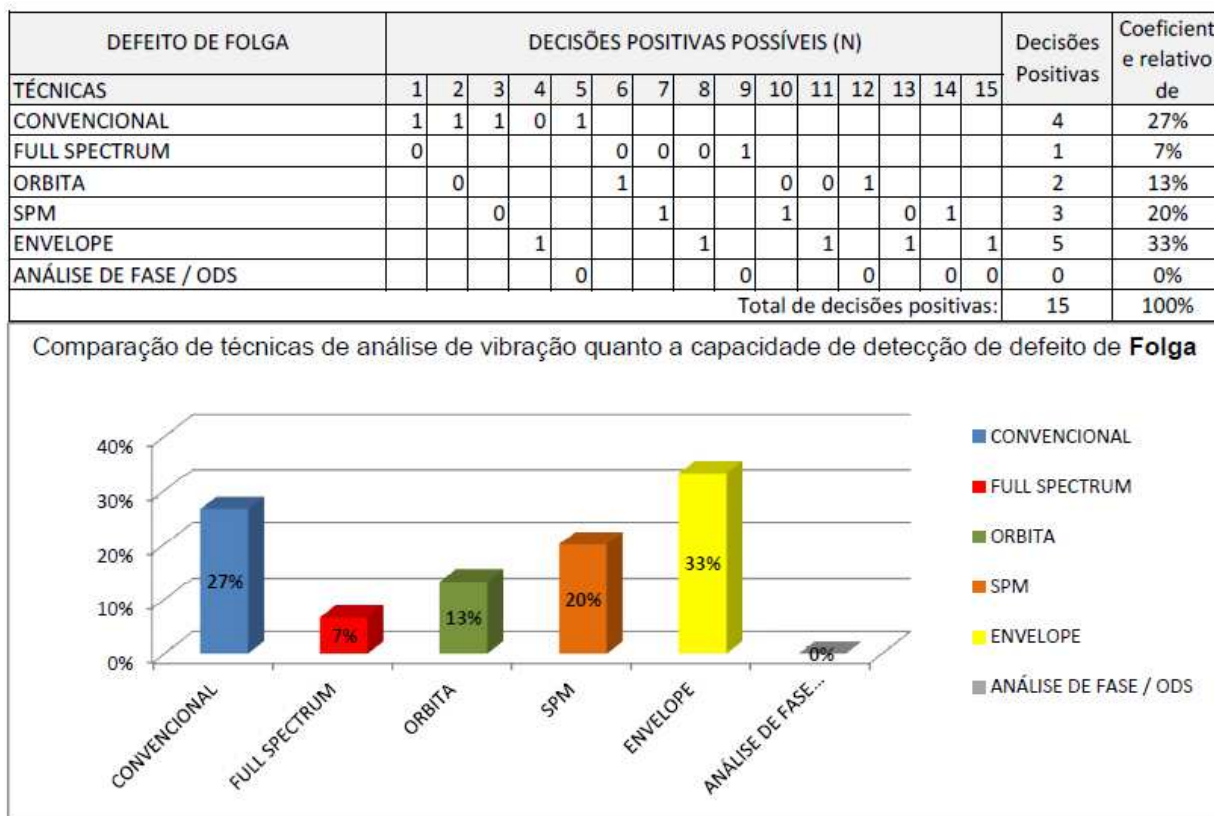


Figura 76 - Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de **Folga**.

Tabela 31 – Avaliação de desempenho geral.

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE CADA TÉCNICA							
TECNICAS / DEFEITOS	RESONÂNCIA	DESBALANÇAMENTO	DESALINHAMENTO	ROLAMENTO	ENGRENAGEM	FOLGA	MÉDIA
CONVENCIONAL	13%	13%	33%	20%	27%	27%	<b>22%</b>
FULL SPECTRUM	33%	27%	27%	13%	13%	7%	<b>20%</b>
ORBITA	20%	20%	20%	7%	7%	13%	<b>15%</b>
SPM	0%	0%	7%	33%	20%	20%	<b>13%</b>
ENVELOPE	7%	7%	13%	27%	33%	33%	<b>20%</b>
FASE	27%	33%	0%	0%	0%	0%	<b>10%</b>

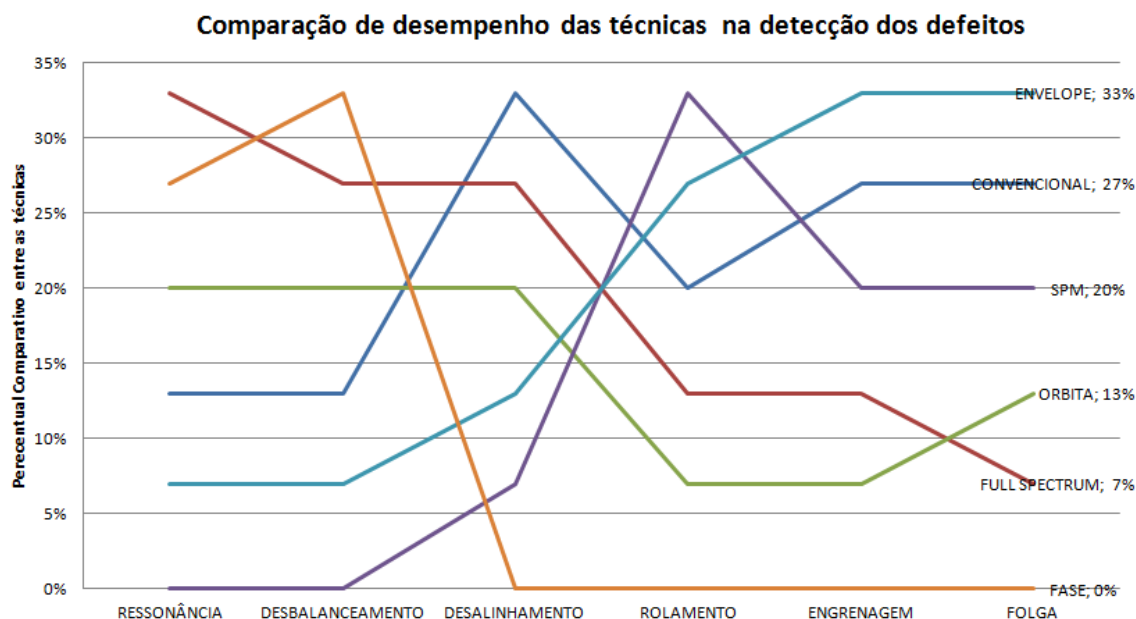


Figura 77 - Comparação final das técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeitos.

**Comparação de técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeito de Ressonância, Desbalanceamento, Desalinhamento, Rolamento, Engrenagem e Folga**

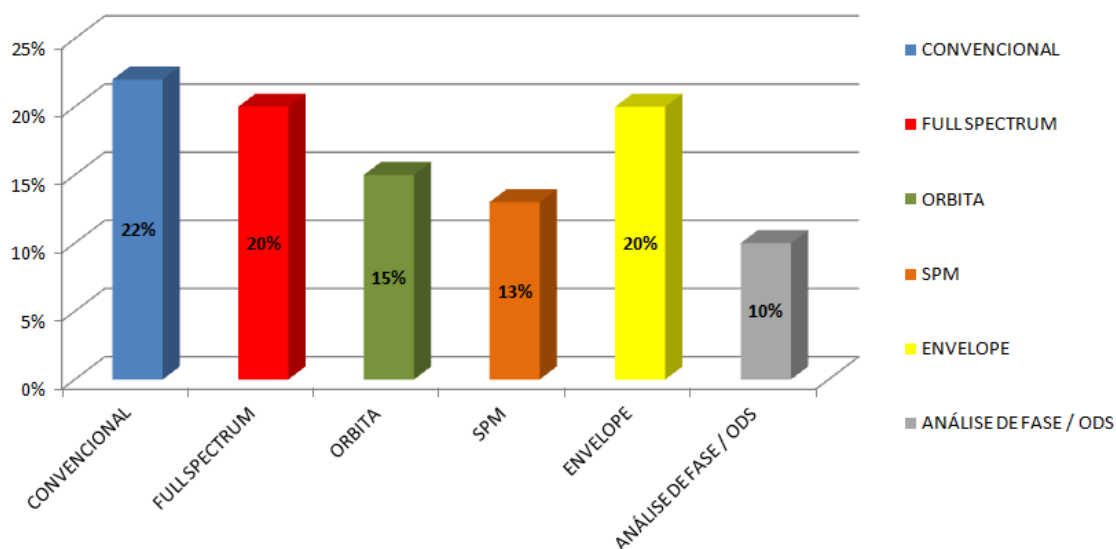


Figura 78 - Comparação final das técnicas de análise de vibração quanto a capacidade de detecção de defeitos.

As figuras 77 e 78 apresentam de forma resumida e objetiva a comparação entre os resultados de desempenho das seis técnicas exploradas neste trabalho através da média dos desempenhos de cada uma delas para cada tipo de defeito específico.

Os resultados mostram que para os seis defeitos selecionados as técnicas convencionais possuem um melhor desempenho na média geral. Este resultado justifica



a grande utilização destas técnicas no mundo inteiro como base para análise de vibração. A combinação do valor global de vibração, sinal no domínio do tempo e o espectro de frequência podem expressar muito bem a maior parte do comportamento vibratório de uma máquina.

Desta forma, através das figuras 77 e 78 pode-se concluir que as técnicas convencionais devem ser sempre utilizadas nas análises de vibrações para diagnóstico de defeitos em máquinas. Já as figuras 71 a 76 indicam técnicas especiais que podem ser utilizadas em paralelo com as convencionais para aumentar o desempenho na detecção de defeitos específicos.

#### 4.2. CONSIDERAÇÕES FINAIS

- Na construção das tabelas de comparação entre as técnicas selecionadas, inicialmente foi obedecido o critério de desempenho nos ensaios realizados. Porém para avaliar técnicas que não obtiveram um desempenho relevante num determinado conjunto de ensaios, foi avaliado e comparado também os recursos de cada uma delas baseados também nas características específicas, obtidas através da literatura e referências mencionadas no capítulo 2.
- Os resultados finais obtidos, ainda que estejam bem coerentes com os ensaios realizados e com a prática observada em manutenção preditiva de máquinas reais, não podem ser generalizados para todos os casos, pois a bancada experimental possui recursos limitados comparados às máquinas reais e também devido à próprias particularidades em cada máquina em um monitoramento de vibração.
- Ruídos e possíveis influências indesejadas nos sinais de vibração devem ser levado em consideração devido às dificuldades experimentais encontradas ao longo dos ensaios.
- Mesmo muitas vezes não obtendo um sinal limpo como desejado para uma condição de laboratório, a avaliação entre os resultados obtidos por cada técnica é válida, pois todas elas estavam sobre influência dos mesmos ruídos e condições indesejáveis.
- Após realização de todos os ensaios foi observado que a técnica de análise de fase não apresentou bons resultados. Este baixo desempenho pode ter ocorrido

por conta da configuração e das características da bancada experimental. Em máquinas reais com corpo rígido entre mancais provavelmente a análise de fase terá melhor desempenho na detecção de defeitos.

#### 4.3. CONCLUSÃO

Este trabalho, de caráter experimental, avaliou o desempenho e eficiência de técnicas convencionais e não convencionais de análise de vibrações para detecção de defeitos comuns em máquinas rotativas. Os resultados finais apresentaram coerência com as práticas de manutenção preditivas atuais e foi possível concluir que, para um melhor desempenho na detecção de defeitos em máquina rotativas a combinação das técnicas convencionas com técnicas especiais de análise de vibração aumentam consideravelmente as chances de um diagnóstico preciso e rápido da condição da máquina.

Estes resultados se tornam ainda mais interessantes quando confrontados com a importância da manutenção preditiva em máquinas nos diversos seguimentos da indústria, onde a velocidade e precisão no diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas podem salvar milhões de reais evitando manutenções preventivas desnecessárias, reduzindo custo com equipe de manutenção, reduzindo o risco danos colaterais com quebras repentinas, prevenindo acidentes que podem ser gerados com quebras bruscas e inesperadas das máquinas, reduzindo custos com material sobressalente e etc.

Os objetivos deste projeto foram alcançados, pois através dos resultados finais pode se obter uma avaliação geral entre as técnicas selecionadas. Foi constatado, conforme esperado, que as técnicas convencionais numa média geral apresentam melhor desempenho na detecção de defeitos e por isso são comumente utilizadas. Porém, alguns defeitos que podem ser facilmente detectados através de técnicas especiais não são tão simples de serem identificados através das técnicas convencionais. Portanto a combinação das técnicas convencionais com técnicas especiais de análise de vibração se torna mais eficiente no diagnostico de defeitos em máquinas rotativas.

## 5. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.

Este trabalho possui diversos ramos de investigação de defeitos e desenvolvimento de estudos em dinâmica de máquinas rotativas. Além disso, a estrutura da bancada experimental permite a realização de estudos da parte estrutural (não rotativa) e sem contar com outros mecanismos e dispositivos que podem ser adicionados / acoplados a bancada, possibilitando uma variedade bem extensa de integração da dinâmica e vibração com outros estudos.

Durante desenvolvimento deste projeto alguns itens e sugestões surgiram e podem facilmente servir de base para originar outros trabalhos de graduação ou pós-graduação. Alguns destes itens estão relacionados a seguir:

- Adicionar mecanismo de aplicação de carga no sistema.
- Realizar estudo da relação custo X benefício da manutenção preditiva em máquinas rotativas através da análise de vibração.
- Projeto de instrumentação fixa da bancada e desenvolvimento de software para monitoramento contínuo (online).
- Desenvolvimento e construção de um sistema de eixo com mancais hidrodinâmicos para estudo e comparação do comportamento vibratório entre eixos suportados por mancais de rolamentos e por mancais hidrodinâmicos.
- Desenvolvimento e construção / adaptação de caixa de engrenagem onde as engrenagens trabalhem imersas em óleo.
- Desenvolvimento e construção / adaptação de máquina com eixo vertical a partir engrenagens cônicas.
- Avaliação da corrente elétrica do motor de acordo com a aplicação gradual de defeitos.
- Desenvolvimento de software de balanceamento dinâmico.
- Estudo de transmissibilidade de vibração: Máquina X estrutura.
- Desenvolvimento de dispositivo de absorção de vibração para a bancada utilizando materiais com memória de forma.
- Desenvolvimento de material didático para aulas experimentais de vibrações mecânicas.
- Desenvolvimento de material didático para curso de extensão sobre análise de vibração em máquinas rotativas.

- Reprodução de casos reais de vibração em máquinas rotativas / estudos de caso.
- Avaliar a influência da vibração em engrenagens para tipos de materiais diferentes (exemplo: Nylon, teflon, polímeros, aço, madeira, etc).
- Avaliar a influência de médias no processamento dos sinais de vibração para uma medição real experimental.

## REFERÊNCIAS

- [01] MECHEFSKE, C. K. ; **Machine Condition Monitoring and Fault Diagnostics**. Queen's University. Mechanical Engineering. Kingston, 04. Oct. 2010.
- [02] MICHALSKI, Angelo de C. ; & ABRANTES, Marcus Vinicius G. D.; **Projeto e construção de uma bancada experimental para estudos em dinâmica de rotores horizontais**, Projeto de graduação, UFRJ, 2002.
- [03] MILFONT, G; **Elementos de máquinas: Eixos chavetas e acoplamentos** – Baseado em: NORTON , R. L. – Editora Bokman. 2.ed. 2004. Cap 9. Exercício 5. Disponível em:  
<[http://www.poli.br/~gilfran.milfont/ELEMENTOS\\_I/7\\_EIXOS,%20CHAVETAS%20E%20ACOPLAMENTOS.pdf](http://www.poli.br/~gilfran.milfont/ELEMENTOS_I/7_EIXOS,%20CHAVETAS%20E%20ACOPLAMENTOS.pdf)>, Acesso em: 13 Nov. 2013.
- [04] MOBIUS INSTITUTE. **Vibration training course book cat.II**. Washington. Rev. 20-01-2012. 2012. [www.ilearninteractive.com](http://www.ilearninteractive.com)
- [05] – NSK - **Tabela NSK Para montagem de rolamentos**. Disponível em:  
<<http://www.fem.unicamp.br/~sergio1/graduacao/EM335/toler.pdf>>, Acesso em: 10 Set. 2013.
- [06] – RAO, S. S., **Mechanical Vibrations**, 4th Ed., New Jersey: Pearson Education, Inc., Upper Saddle River. 2004
- [07] – RESPEITA, N. ; **Análise de defeitos mecânicos em Motores Eléctricos**. ITEAG – Instalações Técnicas Especiais Ltda. Disponível em: <[www.iteag.net](http://www.iteag.net)>, Acesso em 13 Nov. 2013, Seixal, Portugal, 21. Abr. 2010.
- [08] – ROBICHAUD, Michael J.; - **Reference Standards for Vibration Monitoring and Analysis**; Saint John, NB Canada, 2011.
- [09] – SHIGLEY, J. E. ; MISCHKE, C. R. ; BUDYNAS, R. G.; **Projeto de Engenharia Mecânica**, 7.ed. Editora Bookman, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2007.
- [10] – SKF ROLAMENTOS; Catálogo Eletrônico – **Rolamento rígidos de esferas**. Disponível em: <<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>> Acesso em: 5 dez. 2013.
- [11] – SOEIRO, N. S. ; **Curso de fundamentos de vibração de rotores**, ITEC – Instituto de tecnologia – Universidade federal do Pará. 2008.

- [12] – SPM Instruments – **EVAM - Evaluated Vibration Analysis**- Strängnäs, Sweden. 2002.
- [13] SPM Instrument – **Técnica dBm/dBc**. Disponível em: <<http://www.spminstrument.se/en/Measuring-techniques/Shock-Pulse-Monitoring/dBmdBc/>>, Acesso em 20 Nov. 2013.
- [14] – SPM Instruments – **User Guide** - Strängnäs, Sweden , 2006.
- [15] – TRANDER, Jason - Mobius institute - **ilearn vibration**; Saint John, Washington, USA, 2001.
- [16] – UNICAMP - **Escolha dos ajustes**. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~sergio1/graduacao/EM335/oitavaaula.html>>, Acesso em: 12 dez. 2013.
- [17] – VIBTEC - **Amortecedores Vibtec** – (201-?). Disponível em: <<http://www.vibtech.com.br/upload/catalogo/15.pdf>> Acesso em: 02 Jan. 2014.
- [18] – WEG MOTORES; Catálogo Eletrônico – **Guia de especificação de motores**; (201-?). Disponível em: <<http://www.weg.net>>. Acessado em: 2 dez. 2013.
- [19] Changfeng YAN<sup>1,2</sup>, Hao ZHANG<sup>2</sup>, Lixiao WU<sup>1</sup>: **Automatic Recognition of Orbit Shape for Fault Diagnosis in Steam Turbine Generator Sets**  
<sup>1</sup>School of Mechanical & Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, 730050, China. <sup>2</sup>CIMS Center, Tongji University, Shanghai, 200092, China
- [20] J-J. Sinou, A.W. Lees, **The influence of cracks in rotating shafts**, *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 285:1015~1037.
- [21] D.F. Shi, W.J. Wang, P.J. Unsworth, and L.S. Qu, **Purification and Feature Extraction of Shaft Orbits for Diagnosing Large Rotating Machinery**, *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 279:581~600.
- [22] J. Gómez-Mancilla, Jean-Jacques Sinou, V.R. Nosov, F. Thouverez, A. Zambrano, **The influence of crack-imbalance orientation and orbital evolution for an extended cracked Jeffcott rotor**, *C. R. Mecanique*, 2004, 332:955~962.
- [23] Bently, D. E. (2002). **Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics**. Minden: Bently Pressurized Bearing Press.
- [24] Robert C. Eisenman, AS., P.E. e Robert C. Eisenman Jr. – **Machinery Malfunction Diagnosis and Correction**. Prentice Hall PTR, 1998.

[25] Felício, Gonçalo Miguel Godinho (2015). **Diagnóstico de Avarias em Máquinas Rotativas utilizando a Análise de Órbitas** – Tese de Mestrado. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.

[26] Southwick, D., 1993, “**Using Full Spectrum Plots**”, Orbit Magazine, 19-21.

[27] Goldman, P., & Muszynska, A., 1999, “**Application of Full Spectrum to Rotating machinery diagnostics**”, Orbit Magazine, , first quarter, p. 17-21.

[28] Souza, Sanderson Pereira Simões de, **Estudo de Técnicas não Convencionais de Processamento de Sinais para Diagnóstico de Máquinas Rotativas** [Rio de Janeiro] 2000, COPPE/UFRJ, M. Sc., Engenharia Mecânica, 2000)

[29] MUSZYNSKA, A. Forward and backward precession of a vertical anisotropically supported rotor. **Journal of sound and vibration**, v. 192, n.1, p. 207-222, 1995.

[30] Sousa, Hairton de Jesus, **Uso da ferramenta *Full Spectrum* para detecção de danos em máquinas rotativas [Campinas] 2010**, Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas.

[31] **The shock pulse method for determining the condition of antifricition bearings**, SPM Technical Information. Sweden: SPM Instruments AB.

[32] Butler DE. **The shock pulse method for the detection of damaged rolling bearings**. NDT Int 1973:92–5.

[33] Morando LE. **Measuring shock pulses is ideal for bearing condition monitoring**. Pulp & Paper 1988;62(12):96–8.

[35] Greg Lee – Reability web.com (2015) – **What is Shock Pulse?** - LUDECA, INC. 1425 NW 88th Avenue, Miami.

[36] N. Tandon <sup>a</sup>, and A. Choudhury <sup>b</sup> (1999) - **A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings**. Tribology International 32 (1999) 469–480, <sup>a</sup> *ITMME Centre, Indian Institute of Technology, Hauz Khas, New Delhi 110016, India* <sup>b</sup> *Department of Mechanical Engineering, Regional Engineering College, Silchar 788010, India*

[37] Gusberti, Grégory Frizon, **Modulação AM e demodulador de envelope**, 2014/1. Site : All eletronic.

[38] (Modulação e demodulação) – ENVELOPE <http://cefiredes10.webnode.pt/modula%C3%A7%C3%A3o-e-demodula%C3%A7%C3%A3o/>

- [39] Mobius institute - (Envelope)  
<https://www.youtube.com/watch?v=5MNYLM0N6l0>.
- [40] Hans, Konstantin-Hansen (2003), Envelope Analysis for Diagnostics of Local Faults in Rolling Element Bearings, Envelope PULSE™ Type 7773. PULSE is a trademark of Brüel&Kjær Sound & Vibration Measurement A/S.
- [41] RANDALL, R.B.; ANTONI, J. , 2011. “Rolling element bearing diagnostic – A tutorial”. Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 25, Pages 485-520.  
 Brian J. Schwarz & Mark H. Richardson (1999) - Vibrant Technology, Inc. Jamestown, California 95327 - INTRODUCTION TO OPERATING DEFLECTION SHAPES – CSI Reliability Week.
- [42] Barilli, Rodrigo Jorge de Castilho, (2013) “Análise de Falhas em Mancais de Rolamento Utilizando a Técnica do Envelope” – Projeto de graduação - Universidade Federal do Rio de Janeiro – Escola politécnica – Engenharia Naval e oceânica.
- [43] Farias, Marcelo dos Reis – (2013) Projeto de graduação – Construção de bancada experimental para análise dinâmica de máquinas rotativas - UERJ .
- [44] Brian J. Schwarz & Mark H. Richardson Vibrant Technology, Inc. Jamestown, **Introduction to Operating Deflection Shapes, (1999)** California 95327.
- [45] Heaton, Richard MPhys and Hewitt, Sue MSc BA, **The use of Operating Deflection Shapes (ODS) to model the vibration of sanders and polishers**, HSL/2006/104, Health and Safety Laboratory, (2006), Harpur Hill, Buxton Derbyshire, SK17 9JN W: [www.hsl.gov.uk](http://www.hsl.gov.uk).
- [46] Nakhaeinejad, Mohsen & Ganeriwala, Suri, **Observations on Dynamic Response of Misalignments**, Tech Note, SpectraQuest Inc. (Sep. 2009), 8201 Hermitage Rd, Richmond, VA 23228.
- [47] Redmond, Irvin, **Shaft Misalignment and Vibration - A Model** Dynamic Analysis Unit, Consulting Services Department, Saudi Arabian Oil Company, Dhahran 31311, Eastern Province, Saudi Arabia. Email: [irvin.redmond@aramco.com](mailto:irvin.redmond@aramco.com)
- [48] Bognatz, S. R., 1995, “**Alignment of Critical and Non Critical Machines**,” Orbit, pp. 23–25.
- [49] Dewell, D.L., Mitchell, L.D. “**Detection of a Misaligned Disk Coupling Using Spectrum Analysis**” Trans. ASME, Jnl of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol
- [50] Jackson, C. “**Considerations in Hot and Cold Alignment and Couplings**”, Proc. 7th Intl. Pump Users Symposium, Texas, Texas A&M University, 1990, pp 27 - 38.
- [51] Simon, G. “**Prediction of Vibration Behaviour of Large Turbo-Machinery on Elastic Foundations Due to Unbalance and Coupling Misalignment**”, Proc. Instn Mech Engrs, ImechE, Vol 206, pp29 – 39, 1992



[52] Xu, M., Marangoni, R.D. “**Vibration Analysis of a Motor-Flexible Coupling-Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance, Part I: Theoretical Model and Analysis**”, Jnl of Sound and Vibration, Vol 176(5), pp663 – 679, 1994.

[53] Xu, M., Marangoni, R.D. “**Vibration Analysis of a Motor-Flexible Coupling-Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance, Part II: Experimental Validation**”, Jnl of Sound and Vibration, Vol 176(5), pp663 – 691, 1994.

[54] Sanches Blanes S.A. (Balanceamento) (<http://www.sanchesblanes.com.br/informativos/inf06.pdf>).

[55] A. Roque, T. A. N. Silva, J. M. F. Calado, e J. C. Q. Dias, **Detecção de defeitos em rolamentos – Uma aproximação didáctica**. Departamento de Engenharia Mecânica ISEL - Instituto Superior de Engenharia de Lisboa Rua Conselheiro Emídio Navarro, 1, 1959-007 Lisboa.

[56] Wilver B. Menegatti <sup>a</sup> e Marcus A. V. Duarte <sup>b</sup> , **IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS EM ENGRENAGENS DE CÂMBIOS**, <sup>a</sup> Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica Campus Santa Mônica, Bloco M, 38400-902, Uberlândia/MG, <sup>b</sup> Universidade Federal de Uberlândia, Departamento de Engenharia Mecânica Campus Santa Mônica, Bloco M, 38400-902, Uberlândia/MG. XV Congresso brasileiro de engenharia mecânica.

[57] Randall, R. B., 1982, “**A New Method of Modeling Gear Faults**”, ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 104, pp. 259-267.

[58] Sakshat Virtual labs – Mechanical loosenes - <http://iitkgp.vlab.co.in/?sub=40&brch=213&sim=740&cnt=1>

[59] MM BRASIL – Engenharia Industrial – **Boletim da Manutenção Preditiva (BMP N.º: 09 / ANO 6)**. Autor: Charlotte.

[60] Farias Jr., Paulo Roberto, “**Validação de bancada experimental com ênfase em fenômenos de dinâmica de rotores**” (2016), Tese de Mestrado, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Programa de pós graduação em Engenharia mecânica.