



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**ANÁLISE DE VIBRAÇÕES APLICADAS À
DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS DE
CUBO DE RODA**

**Autor: Prisco Araújo Menezes
Orientador: Henrique Gomes de Moura**

**Brasília, DF
2015**



PRISCO ARAÚJO MENEZES

**ANÁLISE DE VIBRAÇÕES APLICADAS À DETECÇÃO DE FALHAS EM
ROLAMENTOS DE CUBO DE RODA: DESENVOLVIMENTO DE UMA
METODOLOGIA PARA ANÁLISE DE ESPECTROS DE VIBRAÇÕES COM FOCO
NA DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS DE CUBO DE RODA**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: (Dr. Eng. Henrique Gomes de Moura)

**Brasília, DF
2015**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Menezes, Prisco A.

Análise de vibrações aplicadas à detecção de falhas em rolamentos de cubo de roda: Desenvolvimento de uma metodologia para análise de espectros de vibrações com foco na detecção de falhas em rolamentos de cubo de roda / Prisco A. Menezes. Brasília: UnB, 2015. 103 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2015. Orientação: Dr. Eng. Henrique
Gomes de Moura.

1. Detecção de falhas. 2. Análise de vibração. 3. Técnica Envelope I.
Moura, Henrique Gomes. Dr. Eng.

CDU Classificação



REGULAMENTO E NORMA PARA REDAÇÃO DE RELATÓRIOS DE PROJETOS DE GRADUAÇÃO FACULDADE DO GAMA - FGA

Prisco Araújo Menezes

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em (08/07/2015) apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. Eng.: Henrique G. de Moura, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Dr.: Maria A. de A. Nunes, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Me.: Mário Andrade, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr.: Luís Filomeno de Jesus Fernandes, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2015

Esse trabalho é dedicado aos meus pais, Raimundo e Socorro, que sempre me apoiaram e incentivaram durante toda a graduação de modo incondicional.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me dado a oportunidade de poder estudar em um Universidade de excelência e por ter me capacitado ao longo do caminho. Ao meus pais pelo apoio e incentivo durante toda a trajetória. Aos meus professores que sempre se dispuseram prontamente a esclarecer qualquer dúvida, sempre que tive. Aos meus amigos que vivemos momentos de muitas alegrias e aventuras. A minha namorada por me incentivar. Finalmente agradeço a todos que me auxiliaram de alguma forma em qualquer momento.

O temor do Senhor é o princípio da sabedoria, e o conhecimento do Santo a prudência.
Bíblia Sagrada – Provérbios 9:10.

RESUMO

A vibração é um dos principais sintomas de defeitos em máquinas rotativas causada por desgaste, má utilização e lubrificação inadequada, e a manutenção é uma forte aliada no controle e monitoramento da evolução das falhas, determinando o momento mais adequado para intervenção. Este trabalho é baseado em técnicas de manutenção com foco na detecção de falhas em rolamento de cubos de roda automotivos. Utilizando a técnica de análise de vibração chamada envelope, capaz de identificar falhas em rolamentos de cubo de roda, em altas frequências.

Palavras-chave: Vibração, manutenção, falha, rolamento, envelope, espectro.

ABSTRACT

Vibration is one of the main symptoms of defects in rotating machines caused by wear, misuse and inadequate lubrication and maintenance is a strong ally in controlling and monitoring the evolution of the failures, determining the most appropriate time for intervention. This work is based on maintenance techniques with a focus on fault detection in rolling automotive wheel hubs. Using vibration analysis technique called envelope, able to identify characteristic frequencies at high frequencies.

Keywords: Vibration, maintenance, failure, bearing, envelope, spectrum.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Frequência natural. _____	17
Figura 2. Modelo de um sistema mecânico oscilatório com um grau de liberdade. _____	18
Figura 3. Solução homogênea, particular e geral da vibração forçada [Fonte: RAO, 2009]. _	19
Figura 4. Comparação entre movimentos com diferentes tipos de amortecimento [Fonte: RAO, 2009]. _____	19
Figura 5. Representação de um sistema [Fonte: MOURA, 2010]. _____	20
Figura 6. Esquema básico de medição de vibração. _____	23
Figura 7. Componente do acelerômetro piezoelétrico [Fonte: Internet]. _____	23
Figura 8. Técnicas de fixação [Fonte: TEKNIKAO]. _____	24
Figura 9. Curva característica do acelerômetro para as diferentes técnicas de fixação [Fonte: TEKNIKAO]. _____	24
Figura 10. Sistema de medição de vibração [Fonte: Internet]. _____	25
Figura 11. Sinal pico-a-pico, pico, RMS e médio. _____	25
Figura 12. Representação da defasagem dos parâmetros de vibração [Fonte: SPAMER, 2008]. _____	26
Figura 13. Limite de vibração baseado na ISO 2372 [Fonte: ISO 2372]. _____	27
Figura 14. Esquema de desalinhamento paralelo, angular e combinado [Fonte: Internet]. _	27
Figura 15. Esquema de uma base com parafusos folgados [Fonte: Internet]. _____	28
Figura 16. Cubo de roda [Fonte: Internet]. _____	33
Figura 17. Vista em corte do sistema cubo de roda acoplado ao rolamento. _____	33
Figura 18. Mancal de rolamento [Fonte: Internet]. _____	34
Figura 19. Componentes de um rolamento [Fonte: Internet]. _____	34
Figura 20. Tipos de mancais de rolamento classificados em função dos seus elementos rolantes: (A) Esferas, (B) Cilindros, (C) Agulhas, (D) Troncos de Cone [Fonte: BARILLI, 2013]. _____	35
Figura 21. Sinais típicos de falha localizada em mancais de rolamento [Fonte: RANDAL, R. B, 2011]. _____	38
Figura 22. Placa livre excitada por força variável [Fonte: Soeiro, 2001]. _____	38
Figura 23. Resposta da placa [Fonte: SOEIRO, 2001]. _____	39
Figura 24. FRF para a placa [Fonte: SOEIRO, 2001]. _____	39
Figura 25. Sobreposição das respostas [Fonte: SOEIRO, 2001]. _____	40
Figura 26. Formais modais da placa correspondente a cada frequência natural [Fonte: SOEIRO, 2001]. _____	40
Figura 27. Filtro passa-faixa [Fonte: Internet]. _____	41
Figura 28. (a) Transformada de Hilbert de $\sin(2\pi * 60t)$ e (b) Transformada de Hilbert de uma onda quadrada. _____	42
Figura 29. Transformada de Fourier [Fonte: SPAMER, 2008]. _____	42
Figura 30. Envelope de um sinal harmônico. _____	44
Figura 31. Representação esquemática de um sistema com N entradas e saídas e um receptor [Fonte: MOURA, 2010]. _____	44
Figura 32. Conhecimento agregado versus aplicabilidade dos modelos [Fonte: MOURA, 2010]. _____	45
Figura 33. Bancada de teste [Fonte: LIMA, 2014]. _____	4
Figura 34. Sinal no domínio da frequência do rolamento com defeito [Fonte: LIMA, 2014]. _____	46
Figura 35. Esquema elétrico simplificado do circuito envelope [Fonte: NUNES, 1989]. _	46
Figura 36. Técnica envelope método analógico [Fonte: NUNES, 1989]. _____	47

Figura 37. Espectro do envelope – a) pista externa, b) interna e c) esfera [Fonte: NUNES, 1989].	48
Figura 38. Mancais com defeitos diferentes e rotor-kit modelo ABVT [Fonte: BARILLI, 2013].	49
Figura 39. Gráfico FFT para o mancal 1 a 800 RPM [Fonte: BARILLI, 2013].	50
Figura 40. Rolamento com defeito na pista [Fonte: TEKNIKAO].	52
Figura 41. Envelope do sinal e frequência de falha para o rolamento SKF 6205.	54
Figura 42. Envelope do sinal e frequência de falha para o rolamento NSK 6201.	54
Figura 43. Envelope do sinal e frequência de falha para o rolamento SKF 31315.	55
Figura 44. (a) Sinal de um desbalanceamento (b) Sinal falha de rolamento (c) Sinal desbalanceamento + rolamento	56
Figura 45. Sinal filtrado em 395 a 405 Hz.	57
Figura 46. Espectro da falha no rolamento.	57
Figura 47. Sinal filtrado e sinal envelope.	58
Figura 48. Espectro do envelope.	59
Figura 49. Fluxograma do algoritmo.	59
Figura 50. Rolamento MTR	60
Figura 51. Falha provocada na pista externa.	61
Figura 52. Veículo suspenso para medições.	61
Figura 53. Gráficos SDAV (a) Velocidade no domínio da frequência (b) Velocidade no domínio do tempo.	62
Figura 54. Gráficos SDAV (a) Aceleração no domínio da frequência (b) Aceleração no domínio do tempo.	62
Figura 55. Gráficos SDAV (a) Envelope no domínio da frequência (b) Envelope no domínio do tempo.	62
Figura 56. Aceleração no domínio da frequência.	64
Figura 57. Aceleração no domínio do tempo.	64
Figura 58. Comparativo SDAV vs algoritmo.	65
Figura 59. Frequência de maior destaque SDAV.	65
Figura 60. Frequência de maior destaque algoritmo.	66
Figura 61. Espectros de velocidades.	67
Figura 62. Espectro de aceleração.	68
Figura 63. Espectro do envelope.	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Características dos acelerômetros piezoelétricos. _____	24
Tabela 2. Técnicas de manutenção preditiva. _____	32
Tabela 3. Frequências características dos defeitos. _____	46
Tabela 4. Frequências características de falha para 3 rotações. _____	49
Tabela 5. Frequência de falha na gaiola (FTF). _____	51
Tabela 6. Frequência de falha na pista interna (BPFI). _____	51
Tabela 7. Frequência de Falha dos rolamentos. _____	53
Tabela 8. Tipos de falhas para cada rolamento e frequências. _____	55

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1. OBJETIVO DO TRABALHO	15
1.2. MOTIVAÇÃO	15
1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
1.4. DESCRIÇÃO DO TRABALHO	16
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1. VIBRAÇÃO	17
2.1.1. Conceito básico de vibração	17
2.1.2. Classificação de vibrações	18
2.1.2.1. Vibração livre e forçada	18
2.1.2.2. Vibração não amortecida e amortecida	19
2.1.2.3. Vibração linear e não linear	20
2.1.2.4. Vibração determinística e aleatória	21
2.2. ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	21
2.3. MEDIDA DE VIBRAÇÕES	22
2.3.1. Transdutores	23
2.3.1.1. Acelerômetro piezoelétrico	23
2.3.1.2. Técnicas de fixação	24
2.4. MEDIDAS DE VIBRAÇÃO	25
2.4.1. Parâmetros matemático para análise de vibração	26
2.4.2. Critério de avaliação de condição	26
2.5. PRINCIPAIS CAUSAS DE VIBRAÇÃO EM MÁQUINAS	27
2.5.1. Desbalanceamento	27
2.5.2. Desalinhamento	27
2.5.3. Excentricidade	28
2.5.4. Ressonância	28
2.5.5. Folga	28
2.6. CONSIDERAÇÕES SOBRE MANUTENÇÃO	28
2.6.1. Conceitos e objetivos	28
2.6.2. Manutenção preditiva	30
2.6.2.1. Manutenção preditiva pelo nível global de vibração	30
2.6.2.2. Manutenção preditiva pelo espectro de vibração	31
2.6.2.3. Média temporal síncrona, demodulação e diagramas de órbitas	31
2.6.3. Principais técnicas de manutenção preditiva	32
2.7. CUBO DE RODA	32
2.8. TIPO E CARACTERÍSTICAS DOS ROLAMENTOS	33
2.8.1. Defeitos típicos em rolamentos	36
2.9. ANÁLISE DE SINAL	38
2.9.1. Analisador de espectro	40
2.9.2. Filtro passa-faixa	41
2.9.3. Transformada de Hilbert	41
2.9.4. Transformada de Fourier	42
2.10. TÉCNICA DO ENVELOPE	43
2.11. MODELO DE RESPOSTA	44
2.12. ESTUDO DE CASO	45

2.12.1. Bancada experimental UnB e análise via MATLAB	45
2.12.2. Método de diagnóstico de falhas via circuito analógico	46
2.12.3. Bancada experimental UFRJ e análise via Labview	49
3. DESENVOLVIMENTO (METODOLOGIA)	52
3.1. FERRAMENTAS UTILIZADAS	52
3.1.1. Sistema digital de análise de vibrações (SDAV)	52
3.1.2. MATLAB	52
3.2. TÉCNICAS APLICADAS	52
3.3. DESCRIÇÃO DO MÉTODO	53
3.3.1. Simulação no SDAV	53
3.3.2. Sinal analítico	55
3.3.3. Sinal experimental	59
3.3.4. Validação do algoritmo	63
4. CRONOGRAMA	65
5. CONCLUSÕES E RESULTADOS	66
5.1. COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS	66
ANEXO I	71
ANEXO II	75
ANEXO III	80
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92

1. INTRODUÇÃO

Atualmente no mercado as empresas devem sempre estarem atualizadas e atentas as mudanças e evoluções do mercado, com isso, acompanhando o desenvolvimento das novas tecnologias para se manterem competitivas. Tais desafios devem ser enfrentados com total empenho por cada profissional participante do processo.

Com níveis cada vez mais altos de competitividade, as empresas ficam obrigadas a manterem seus produtos sempre em alto nível para poder enfrentar a concorrência. Para atingir tal objetivo as empresas buscam aperfeiçoamento dos seus produtos e processos, por meio de avaliações e monitoramento dos mesmos.

Com isso, a manutenção se tornou grande aliado no processo evolutivo das empresas, proporcionando a regularidade da produção e por consequência regularidade nos lucros. Podendo optar pelo modo de manutenção mais adequado para cada tipo de aplicação, se corretiva, se preventiva ou preditiva. Tal escolha se dá pela quantificação da importância do processo e como ele será monitorado.

A análise de vibração se mostrou uma ferramenta muito útil no monitoramento de falhas nos sistemas de interesse. Pois este tipo de análise informa com boa precisão o estado atual do sistema, bem como, a evolução da falha e aparecimento de novas falhas.

Dentre as técnicas de análise de vibração destaca-se a técnica chamada envelope, pois ela mostra o espectro de frequência da falha, que nada mais é do que a “assinatura da falha”, por ser uma característica singular facilita na identificação dos diferentes tipos de falhas em máquinas rotativas.

1.1. OBJETIVO DO TRABALHO

Este trabalho tem como objetivo identificar e monitorar as prováveis falhas em rolamentos de cubo de roda pelo espectro de frequência gerada pelas mesmas, através da aquisição de sinais obtidos por um sistema comercial e processados por um algoritmo desenvolvido neste trabalho em que consiste em uma metodologia de rotinas computacionais em MATLAB capazes de identificar tais falhas.

1.2. MOTIVAÇÃO

A motivação deste trabalho se deu pela oportunidade observada na área de análise de vibração em máquinas rotativas, tendo em vista que as atuais análises são feitas por meio de equipamentos relativamente de custo alto, dificultando o acesso dos alunos a tal tecnologia.

Portanto foi proposto o desenvolvimento de uma metodologia capaz de identificar as principais falhas em rolamento de cubo de roda automotivo, por uma metodologia mais acessível do que os encontrados comercialmente, com resultados semelhantes.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Revisão das principais técnicas e dos parâmetros necessários para o estudo de vibração com foco na detecção de falhas em sistemas mecânicos.
- Estudo de caso para validação da técnica escolhida e comparação com outras para determinação da eficiência do método proposto.

- As análises de vibração e quantificação da criticidade da falha em rolamentos de cubo de roda será feita mediante ao uso de um pacote comercial (SDAV).
- Utilização do software MATLAB para constituição de uma metodologia voltada para análise de vibrações em rolamentos defeituosos.
- Comparação das técnicas de manutenção preditiva: (1) Envelope, que utiliza filtros, e transformadas para obter o espectro de frequência de falha do rolamento; (2) Sistema Digital de Análise de Vibrações (SDAV), que é um produto desenvolvido pela empresa Teknikao.
- Constituição de um algoritmo para a análise da falha em rolamentos de cubo de roda com base nos sinais obtidos e processados pela metodologia proposta.

1.4. DESCRIÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está estruturado em 4 capítulos, da seguinte forma:

Capítulo 1 – Introdução. Descrição do trabalho, apresentando os objetivos e motivação.

Capítulo 2 – Fundamentação teórica. Constituído por uma síntese nos conceitos de vibração, manutenção e análise de vibração.

Capítulo 3 – Desenvolvimento (Metodologia). Demonstra qual método será utilizado para resolução do problema proposto.

Capítulo 4 – Cronograma. Apresenta a ordem de execução das atividades planejadas durante o trabalho.

Capítulo 5 – Conclusão e resultados. Mostra o comparativo e eficiência entre as metodologias estudadas.

Anexos – Possui tutoriais e o algoritmo desenvolvido neste trabalho.

Ao final as bibliografias consultadas.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. VIBRAÇÃO

Os primeiros estudos feitos na área de vibração concentraram no entendimento dos fenômenos naturais e no desenvolvimento de teorias matemáticas para descrever a vibração em sistemas físicos. Atualmente, as investigações estão sendo motivadas pela aplicação da vibração na área de engenharia, como projeto de máquinas, fundações, estruturas, motores e sistemas de controle (RAO, 2009).

Grande parte dos motores de acionamento tem problemas de vibração em razão do desbalanceamento e outras falhas presente nos motores. Tais vibrações pode ser oriunda de falhas de projeto ou manutenção ruim. Os componentes ou estrutura da máquina podem falhar devido à fadiga do material resultante da variação cíclica da tensão induzida. E também, a vibração causa desgaste acelerado de componentes da máquina como rolamentos e engrenagens e provoca ruído excessivo (RAO, 2009).

Quando a frequência natural de vibração de uma máquina ou estrutura de aproximar significativamente da frequência de excitação externa, acontece um fenômeno conhecido como ressonância, que promove deflexões excessivas e a falha, como mostrado na figura 1. Os efeitos da vibração podem ser devastadores para as máquinas e estruturas, o teste de vibração se faz cada vez mais necessário como procedimento padrão no projeto e desenvolvimento da maioria dos sistemas de engenharia (RAO, 2009).

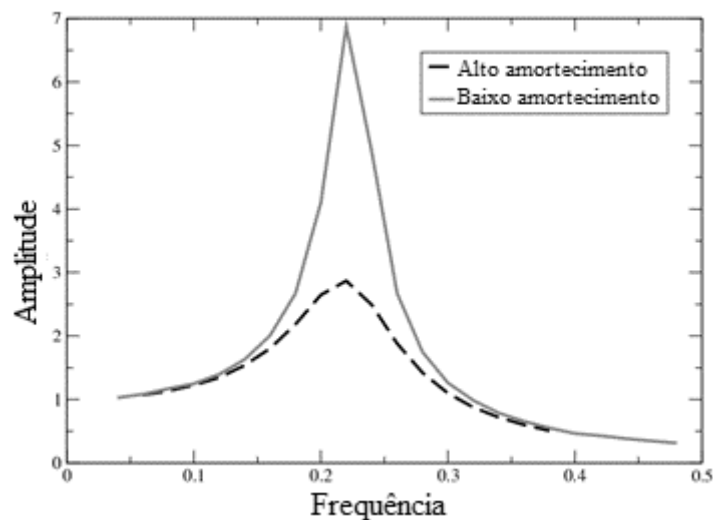


Figura 1. Frequência natural.

2.1.1. Conceito básico de vibrações

Vibração ou oscilação é qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo. Como exemplo podemos citar o dedilhar em uma corda de um violão ou o balançar de um pêndulo. A teoria de vibração trata do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles (RAO, 2009).

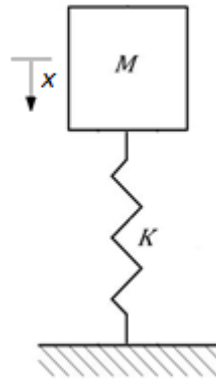


Figura 2. Modelo de um sistema mecânico oscilatório com um grau de liberdade.

A equação do movimento, mostrada abaixo, pode ser descrita por vários métodos diferentes, dentre eles podemos citar: Segunda Lei de Newton, Princípio de D'Albert, Princípio dos deslocamentos virtuais, Princípio da conservação da energia e outros (RAO, 2009). Todos os métodos mencionados acima, considerando o sistema mecânico da figura 2, produzem como resultado a equação mostrada abaixo.

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

Na maioria dos sistemas vibratórios possuem um meio para armazenar energia potencial (mola ou elasticidade), um meio para armazenar energia cinética (massa ou inércia) e um meio de perda gradual de energia (amortecedor).

Um sistema vibratório trabalha com a transferência de energia potencial para energia cinética e de energia cinética para energia potencial. Uma quantidade de energia é dissipada em cada ciclo de vibração se o sistema for amortecido, e caso haja a necessidade de manter o regime permanente é necessário a uma fonte externa de excitação (RAO, 2009).

2.1.2. Classificação de vibrações

2.1.2.1. Vibração livre e vibração forçada

Quando um sistema continua vibrando por conta própria após uma perturbação inicial, a vibração resultante é conhecida como vibração livre, considerando que não há ações de forças externas. Um bom exemplo de vibração livre é a oscilação de um pêndulo simples (RAO, 2009).

A vibração forçada é quando um sistema estiver sujeito a força externa (força repetitiva). Um exemplo de vibração forçada é a oscilação que surge em máquinas, como motores.

Nesse tipo de sistema com vibração forçada a solução geral é composta de uma solução homogênea e uma solução particular. A parte transitória da solução é representada pela solução homogênea, aquela que é produzida pelas condições iniciais do movimento. A solução homogênea que representa a resposta transiente que resulta da aplicação de alguma força com tempo de duração limitado (RAO, 2009).

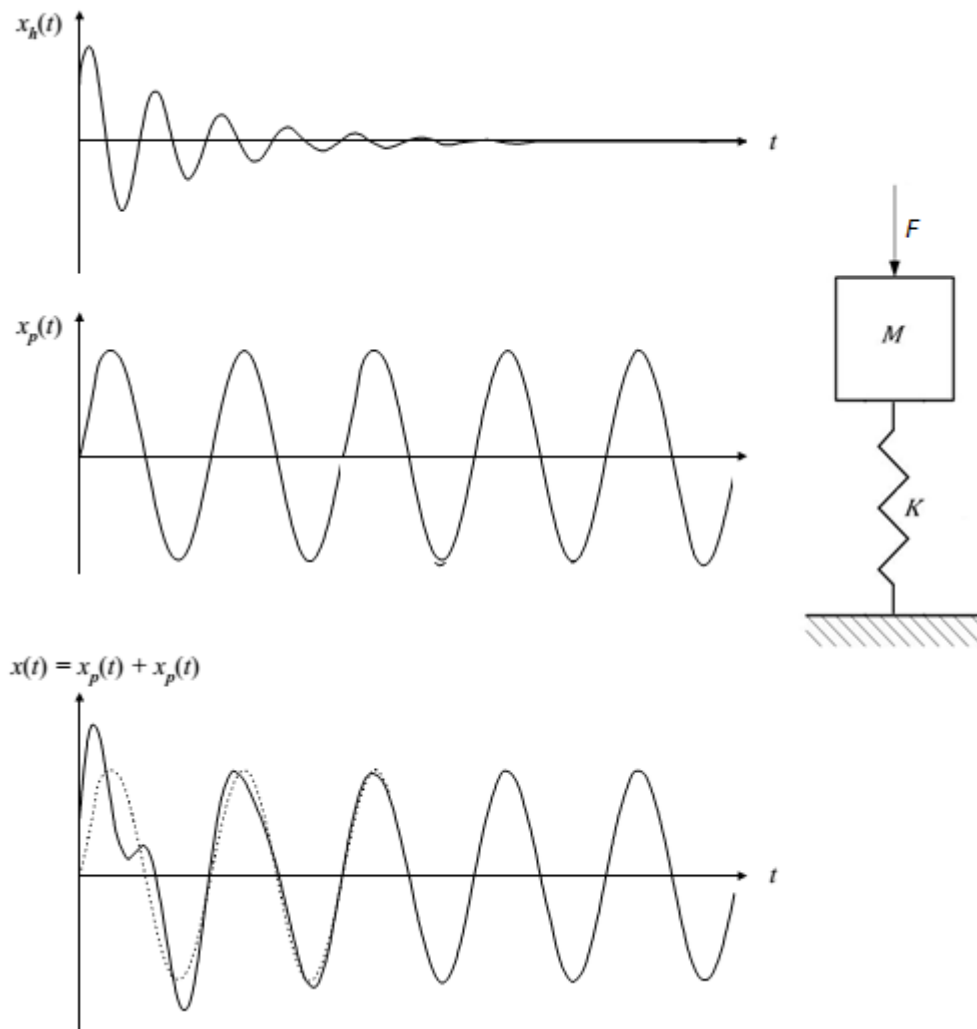


Figura 3. Solução homogênea, particular e geral da vibração forçada [Fonte: RAO, 2009].

A equação do movimento para um sistema sem amortecimento e forçado é dado abaixo.

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos \omega t$$

2.1.2.2. Vibração não amortecida e amortecida

Se durante a oscilação nenhuma energia for perdida ou dissipada por atrito ou outra resistência, a vibração é caracterizada como não amortecida. No entanto, se qualquer energia for perdida dessa maneira, o sistema é classificado como amortecido. A presença de amortecimento está presente em muitos sistemas físicos, porém alguns casos que o amortecimento é tão pequeno que pode ser desprezado para simplificações de engenharia. No entanto nos casos em que devesse considerar o amortecimento é de extrema importância a análise de sistema vibratórios próximos a ressonância (RAO, 2009).

A figura 4 exemplifica vários sistemas com amortecimentos diferentes e suas respostas no tempo, juntamente com seu modelo físico representativo massa, mola e amortecedor. Os gráficos mostram que o período de mantém inalterado quando o movimento apresenta oscilação e também a influência do fator de amortecimento ξ no movimento, diferenciando em não amortecido, subamortecido, criticamente amortecido e superamortecido.

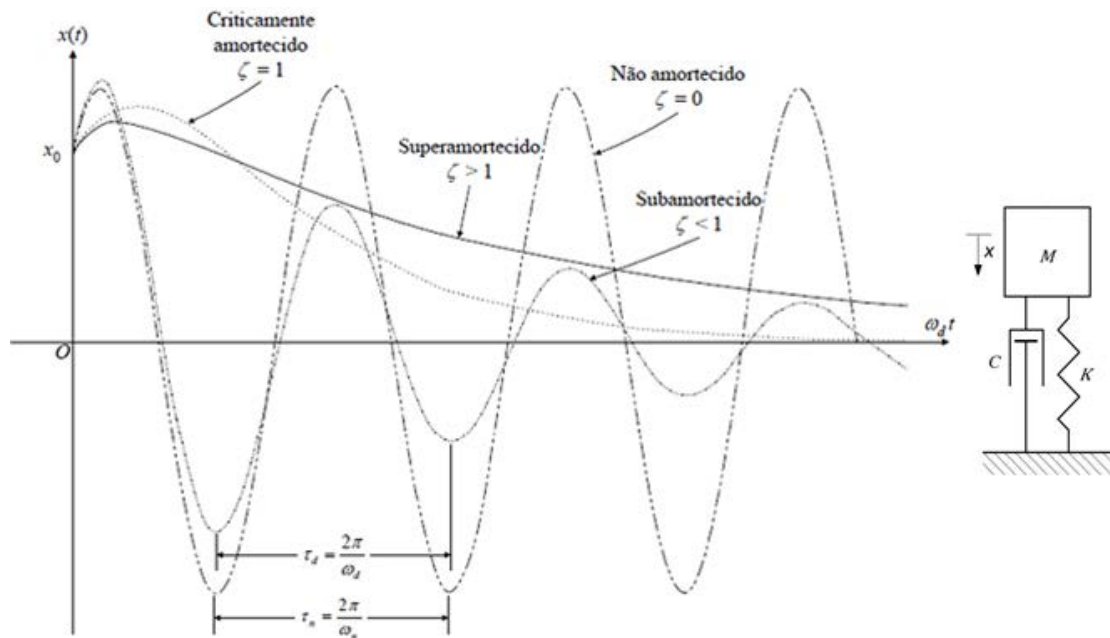


Figura 4. Comparação entre movimentos com diferentes tipos de amortecimento [Fonte: RAO, 2009].

2.1.2.3. Vibração linear e não linear

Um sistema linear é resultante de uma vibração cujo os componentes – mola, massa e amortecedor – comportam-se de maneira linear. Porém, se qualquer um dos elementos se comportar de maneira não linear, a classificação da vibração passa a ser também não linear. Nos casos onde os componentes do sistema se comportam linearmente o princípio da superposição é válido e as técnicas matemáticas de análise são bem desenvolvidas. Quando o sistema é não linear o princípio da superposição não é válido e as técnicas de análise são menos conhecidas (RAO, 2009).

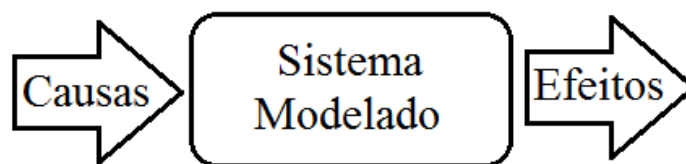


Figura 5. Representação de um sistema [Fonte: MOURA, 2010].

Para que um sistema seja considerado linear, para um determinado par de entradas e saídas, devem apresentar as propriedades da adição e da homogeneidade.

$$x_1(t) + x_2(t) \rightarrow y_1(t) + y_2(t) : \textit{Propriedade da adi\c{c}ao} \quad (3)$$

$$\alpha x_1(t) \rightarrow \alpha y_1(t) : \textit{Propriedade da homogeneidade} \quad (4)$$

sendo α uma constante real.

Sistemas lineares não existem na prática na engenharia, mas podem ser considerados, com as devidas justificativas, para representarem uma grande diversidade de problemas com uma boa aproximação.

A força de amortecimento viscoso, F , proporcional à velocidade \dot{x} ou v e pode ser expressa como,

$$F = -c\dot{x}$$

onde c é a constante de amortecimento ou coeficiente de amortecimento viscoso, e o sinal negativo indica que a força de amortecimento é oposta ao sentido da velocidade. Se x for medida em relação à oposição de equilíbrio da massa m , a aplicação da Lei de Newton dá a equação de movimento:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

Assim, a solução geral da equação (4) é dada por uma combinação de duas soluções, $x_1(t) = C_1 e^{s_1 t}$ e $x_2(t) = C_2 e^{s_2 t}$, onde

$$s_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m}$$

portanto,

$$x(t) = C_1 e^{s_1 t} + C_2 e^{s_2 t}$$

$$x(t) = C_1 e^{\frac{-c + \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} t} + C_2 e^{\frac{-c - \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} t}$$

onde C_1 e C_2 são constantes arbitrárias que podem ser determinadas pelas condições iniciais do sistema (RAO, 2009).

2.1.2.4. Vibração determinística e aleatória

Quando há o conhecimento do valor ou magnitude da excitação (força ou movimento) que age sobre um sistema vibratório em um dado instante, a excitação é chamada de determinística. Porém a vibração pode ser de caráter não determinístico ou aleatória, na qual os valores de excitação em um dado tempo não podem ser previstos. Para tais casos, um grande número de registros de excitações pode exibir uma regularidade estatística (RAO, 2009).

2.2. ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

O conceito de análise de vibração é fazer com que a estrutura das máquinas, excitadas pelos esforços dinâmicos decorrentes de seu funcionamento, respondam com sinais vibratórios com frequência semelhante aquelas dos esforços que às provocam. A soma das respostas vibratórias da estrutura às diferentes frequências dos esforços excitadores representará o sinal de vibração, medido em algum ponto da máquina (TEKNIKAO).

Sabendo que a modificação da “energia vibratória” pode ser traduzida como a deterioração do equipamento, por consequência um aumento do nível de vibração, a partir da tomada do sinal vibratório em pontos determinados do equipamento, o acompanhamento da evolução desses sinais e identificar o aparecimento de novos esforços dinâmicos ou o aumento abrupto da amplitude da resposta, são indicadores de defeitos ou degradação do funcionamento (TEKNIKAO).

Um sistema vibratório é um sistema dinâmico para o qual as variáveis como as excitações (entradas) e respostas (saídas) são dependentes do tempo. Em geral, a resposta de um sistema vibratório depende das condições iniciais, bem como as excitações externas.

Geralmente os sistemas vibratórios são bastante complexos, tornando impossível considerar todos os detalhes para uma análise matemática. Então somente as características mais importantes são levadas em consideração para análise do comportamento do sistema sob condições de entradas especificadas (TEKNIKAO).

Assim, a análise de um sistema vibratório normalmente envolve a modelagem matemática, obtenção de equações governantes e a solução e interpretação dos resultados.

Etapa 1: Modelagem matemática. A finalidade da modelagem matemática é representar todos os aspectos importantes do sistema com propósito de obter as equações matemáticas (ou analíticas) que governam o comportamento de sistema. O modelo matemático deve incluir detalhes suficiente para conseguir descrever o sistema em termos de equações sem torna-lo muito complexos. Às vezes, o modelo matemático é aperfeiçoado gradativamente para obter resultados mais precisos.

No tópico 2.12. será apresentado com mais detalhes os três tipos básicos de modelagem de sistemas mecânicos com foco no modelo de resposta, que conectam as entradas ou estímulos com as saídas ou respostas por meio de equações.

Etapa 2: Derivação das equações governantes. Uma vez disponível o modelo matemático, usamos os princípios da dinâmica e derivamos as equações que descrevem a vibração do sistema. As equações de movimento podem ser derivadas convenientemente desenhando-se os diagramas de corpo livre de todas as massas envolvidas. Há várias abordagens que costumam ser usadas para derivar as equações governantes, entre elas a segunda lei do movimento de Newton, o princípio de D'Alembert e o princípio da conservação de energia.

Etapa 3: Solução das equações governantes. As equações de movimento devem ser resolvidas para determinar a resposta do sistema vibratório. Dependendo da natureza do problema podemos usar as seguintes técnicas para determinar a solução: método padronizado para resolver equações diferenciais, método que utilizam transformada de Laplace, métodos matriciais e métodos numéricos.

Etapa 4: Interpretação dos resultados. A solução das equações governantes fornecem os deslocamentos, velocidades e acelerações das várias massas do sistema. Esses resultados podem ser interpretados com uma clara visão da finalidade da análise e das possíveis implicações dos resultados no projeto (RAO, 2009).

2.3. MEDIÇÃO DE VIBRAÇÕES

As razões pelas quais tornam a medição da vibração necessárias são expostas a seguir:

- As exigências crescentes de produtividade mais alta e projeto econômico resultam em velocidades de operações mais altas para a maquinaria e utilização eficiente de materiais na construção de estruturas leves.
- A medição das frequências naturais de uma estrutura ou máquina é útil para selecionar as velocidades de operação da maquinaria próxima, para evitar condições de ressonância.
- As características da vibração de uma máquina ou estrutura calculadas teoricamente podem ser diferentes dos valores reais por causa das premissas adotadas na análise.

- Em muitas aplicações, a sobrevivência de uma máquina ou estrutura em um ambiente de vibração deve ser determinada.
- Por simplicidade, sistemas contínuos costumam ser aproximados como sistemas com vários graus de liberdade. Se as frequências naturais e formas modais medidas de um sistema contínuo forem comparáveis às frequências naturais e formas modais do modelo com vários graus de liberdade, a aproximação será considerada válida.
- A mediação de características da vibração de entrada e de características de vibração de saída resultantes de um sistema ajudam a identificar o sistema em termos de sua massa, rigidez e amortecimento (RAO, 2009).



Figura 6. Esquema básico de medição de vibração.

Um sistema de medição pode ser composto por sensores, conectados a uma placa de aquisição, podendo ou não passar por um amplificador e este conectado a um computador com um software apropriado para coleta dos dados. Por fim, estes dados são analisados por um método adequado.

2.3.1. Transdutores

Um transdutor é um dispositivo que transforma valores de variáveis físicas em sinais elétricos equivalente. Existe uma grande disponibilidade de diferentes tipos de transdutores, alguns são mais úteis que outros de acordo com a aplicação, considerando a linearidade e velocidade de resposta (RAO, 2009).

2.3.1.1. Acelerômetro piezoelétrico

Os acelerômetros piezoelétricos são constituídos por um sistema que quando está em movimento, a massa exerce uma força sobre a pastilha de cristal piezoelétrico. Este cristal tem propriedades de gerar carga elétrica quando deformado. Estas cargas são transformadas em um sinal elétrico proporcional através do amplificador de carga (TEKNIKAO).

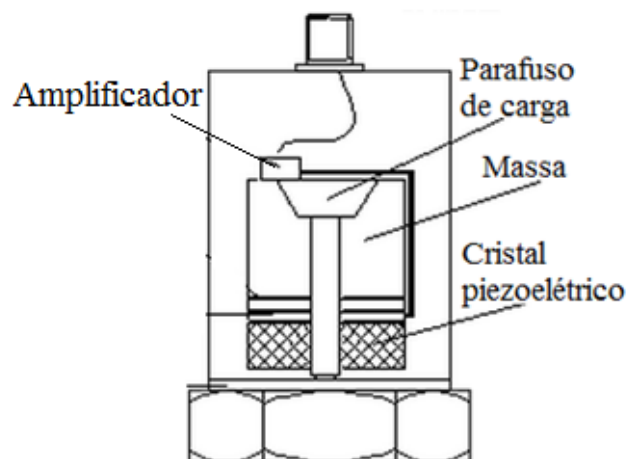


Figura 7. Componente do acelerômetro piezoelétrico [Fonte: Internet].

Tabela 1. Características dos acelerômetros piezoelétricos.

Vantagens	Desvantagens
<ul style="list-style-type: none"> • Encapsulamento hermético e robusto. • Compacto. • Ampla faixa de frequência. • Insensível a campos magnéticos. 	<ul style="list-style-type: none"> • Requer fonte externa.

2.3.1.2. Técnicas de fixação

O modo de fixação do sensor no equipamento tem influência no sinal de resposta, principalmente em altas frequências. No caso de fixação por ponteira é inadequado para sinal de alta frequência. Já o que apresenta melhor resultado é a fixação por parafuso prisioneiro (TEKNIKAO). O gráfico da figura 9 mostra a diferenças entre respostas aos diversos tipos de fixação mostrado na figura 8.

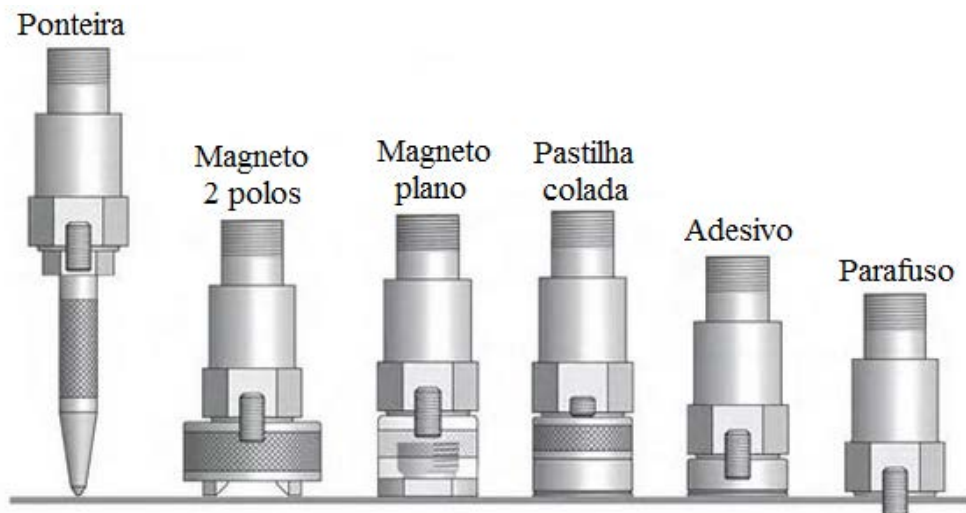


Figura 8. Técnicas de fixação [Fonte: TEKNIKAO].

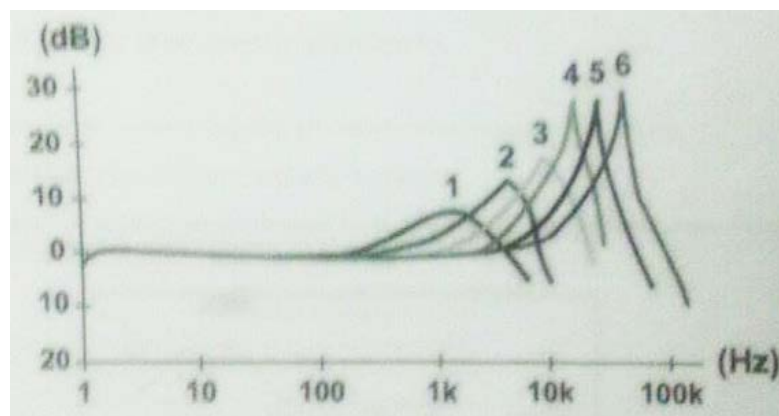


Figura 9. Curva característica do acelerômetro para as diferentes técnicas de fixação [Fonte: TEKNIKAO].

Com apenas um sensor de aceleração podemos obter os valores de velocidade e deslocamento integrando eletronicamente o sinal da aceleração.



Figura 10. Sistema de medição de vibração [Fonte: Internet].

2.4. MEDIDAS DE VIBRAÇÃO

O sinal obtido pelos acelerômetros pode ser medido de três formas diferentes, com três valores distintos. O valor RMS, valor de pico e valor pico-a-pico. O valor RMS (raiz média quadrática) é relacionado com a energia contida no sinal. Um sinal pode ter um valor alto de pico, porém se ele for de curta duração, sua energia será pequena (TEKNIKAO). A figura 11 mostra uma representação simplificada dos valores de leitura de um sinal.

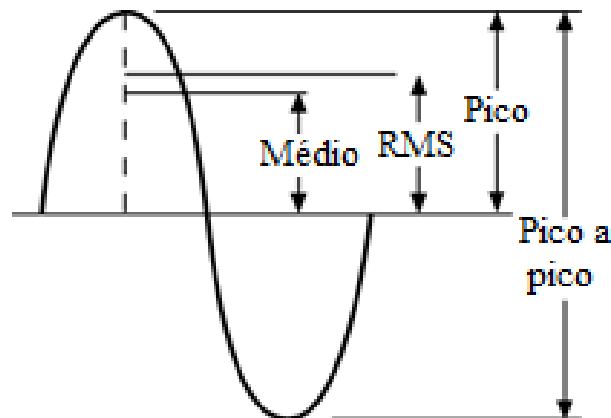


Figura 11. Sinal pico-a-pico, pico, RMS e médio. [Fonte: Internet]

Para um sinal semelhante a um seno puro, a relação entre o valor de pico e o valor RMS é igual à $\sqrt{2}$ (1,41) e é denominado fator de crista e reflete a deformação do sinal. Profissionais da área utilizam desse parâmetro para monitorar o começo de alguns defeitos, quando inicia a deformação do sinal (TEKNIKAO).

A máxima amplitude é o valor de pico (positiva ou negativa), e é utilizado para medir sinais que mesmo tendo uma curta duração possuem valores de amplitude alta. O valor pico-a-pico mede a diferença entre a amplitude máxima e a mínima. O valor RMS é utilizado quando queremos medir a energia contida em um sinal. Para a análise de vibração medimos o sinal de velocidade RMS, que é justamente onde buscaremos encontrar defeitos relacionados a falha mecânica (TEKNIKAO).

2.4.1. Parâmetros matemáticos para análise de vibração

Os parâmetros para medir o nível de vibração são: deslocamento, velocidade ou aceleração. Todas as três representam e quantificam a vibração de um sistema. Para auxiliar na ajuda na identificação da origem da vibração o parâmetro utilizado é a frequência.

Independente de qual parâmetro se escolha para a análise de vibração, deslocamento, velocidade ou aceleração o período permanece o mesmo. Eles se diferem apenas na fase entre os três parâmetros (SPAMER, 2008).

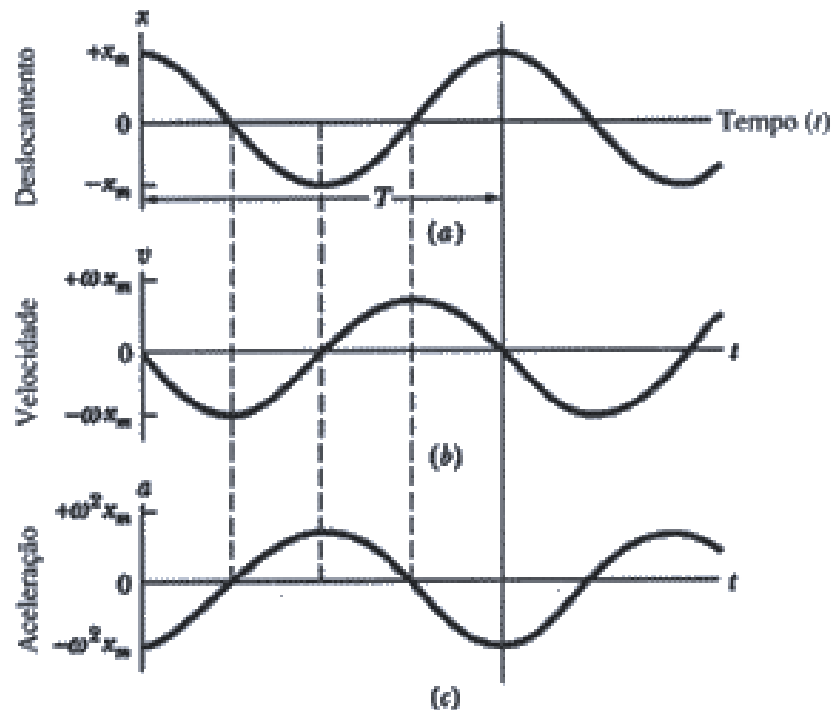


Figura 12. Representação da defasagem dos parâmetros de vibração [Fonte: SPAMER, 2008].

O parâmetro de deslocamento é pouco utilizado, pois só é eficiente em rotações abaixo de 600 RPM, devido a essa faixa de frequência produzir pouca vibração em relação a aceleração e velocidade. A velocidade é o parâmetro mais utilizado, pois pode ser aplicada a uma ampla faixa de frequência, variando de 10 Hz até 1000 Hz, além de representar bem o poder destrutivo dos defeitos. Por fim a aceleração é um parâmetro muito utilizado para identificação de defeitos em altas frequências, acima de 1000 Hz, como em engrenagens e rolamentos (SPAMER, 2008).

2.4.2. Critério de avaliação de condição

A norma ISO 2372 de 1974 é o principal critério da avaliação de máquinas rotativas em velocidade RMS, que especifica limites que dependem apenas da potência da máquina e do tipo de fundação. A condição de uma máquina é baseada na alteração da medida relativa, comparando com um espectro de frequência, ou monitorar a evolução da falha (ISO 2372).

A figura 13 estabelece limites de velocidade para cada tipo de máquina classificando quanto ao estado de funcionamento e severidade devido a vibração.

SEVERIDADE DA VIBRAÇÃO		Limites de vibração (Vel.) e classes das máquinas ISO - 2372				
CMVP10 rms mm/s CMVP20 eq. Pico in/s		Máquinas pequenas Classe I	Máquinas Médias Classe II	Máquinas grandes		Severidade
Vrms/mm/s	V eq.Pico/in/s			suporte rígido Classe III	suporte flexível Classe IV	
0.28	0.02	BOM ESTADO				A
0.45	0.03					
0.71	0.04					
1.12	0.06					
1.80	0.10	ALARME 1				B
2.80	0.16					
4.50	0.25	ALARME 2				C
7.10	0.39					
11.20	0.62	ALTO RISCO				D
18.00	1.00					
28.00	1.56					
45.00	2.50					
71.00	3.95					

Figura 13. Limite de vibração baseado na ISO 2372 [Fonte: ISO 2372].

2.5. PRINCIPAIS CAUSAS DE VIBRAÇÃO EM MÁQUINAS

2.5.1. Desbalanceamento

O desbalanceamento é a causa mais comum de vibração em máquinas e é causado por uma má distribuição de massa em um elemento girante, fisicamente o centro geométrico do sistema não coincide com o centro de massa do elemento girante. O desbalanceamento ocorre sempre na frequência de rotação da máquina, com o nível de vibração no sentido radial, vertical ou horizontal.

O desgaste prematuro de algumas máquinas na maioria das vezes pode ser provocado pelo desbalanceamento, pois este desequilíbrio gera vibrações que potencializam os danos na estrutura (TEKNIKAO).

2.5.2. Desalinhamento

O desalinhamento pode ser definido como sendo a não coincidência da linha de centro entre os eixos acoplados. Também é outra fonte de desgaste prematuro nos componentes da máquina. Podendo ocorrer basicamente de duas formas, desbalanceamento paralelo ou desbalanceamento angular, ainda podendo apresentar a combinação dos dois modos.

Os sintomas vibratórios do desalinhamento no espectro é o aparecimento de componentes com uma ou duas vezes a rotação da máquina, na direção radial, já na direção axial a frequência apresentada é de uma vez a rotação da máquina (TEKNIKAO).

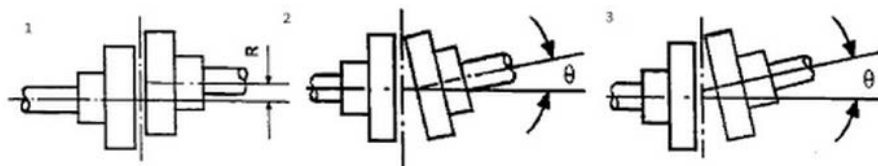


Figura 14. Esquema de desalinhamento paralelo, angular e combinado [Fonte: Internet].

2.5.3. Excentricidade

A excentricidade ocorre quando a linha de centro do eixo, em rotação, não é a mesma linha de centro geométrico do motor. Embora seja uma fonte de desbalanceamento, esse tipo de defeito não pode ser corrigido por um simples balanceamento de massa.

Esse tipo de fenômeno pode ser encontrado, por exemplo, em correias onde as polias possuem excentricidade que provocam vibração durante o movimento. A direção predominante da força de excitação será na direção da linha de centro das duas polias e a maior vibração ocorrerá na frequência de rotação da polia excêntrica (TEKNIKAO).

2.5.4. Ressonância

A ressonância ocorre quando a frequência de excitação da máquina coincide com uma das frequências naturais da máquina. E como característica da frequência natural é o aumento considerável da amplitude de vibração devido a excitação coincidente com a frequência natural, como mostrado na figura 1.

Para corrigir esse tipo de problema é indicado que altere a frequência de funcionamento da máquina de modo a afasta-la da frequência natural da estrutura, caso não seja possível alterar a frequência de funcionamento, outra alternativa é alterar a frequência natural da estrutura, modificando a massa ou rigidez da mesma (TEKNIKAO).

2.5.5. Folga

A folga mecânica é caracterizada como o aumento da vibração na direção de fixação do sistema, quase sempre na vertical, e causam vibração geralmente em frequências múltiplas da rotação do eixo. No entanto a folga pode acontecer nos planos verticais e horizontais, e geram vibrações que podem ser identificadas no espectro do sinal (TEKNIKAO).

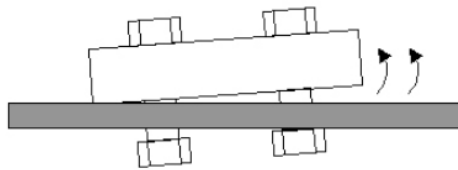


Figura 15. Esquema de uma base com parafusos folgados [Fonte: Internet].

2.6. CONSIDERAÇÕES SOBRE MANUTENÇÃO

2.6.1. Conceitos e objetivos

A manutenção é definida como o conjunto de ações que permitem manter ou restabelecer um bem a um estado operacional específico ou, ainda, assegurar um determinado serviço. Manter significa efetuar operações que possibilitem conservar o potencial do equipamento ou sistema, para garantir a continuidade e a qualidade de seu serviço (produção).

É muito importante observar, a partir do conceito apresentado no item 2.2 de análise de vibração, que o procedimento de manutenção se baseia em um princípio comparativo, ou seja, o que se analisa é a evolução histórica do equipamento a partir de um instante tomado como referência, ou por comparação dos dados estatísticos baseados em equipamentos semelhantes. O instante escolhido para referência é após o restabelecimento operacional decorrente de uma ação de manutenção corretiva (ADYLES, 2004).

Existem basicamente três tipos de manutenção:

Manutenção corretiva;

Manutenção sistemática;

Manutenção condicional ou preditiva.

Manutenção corretiva efetua o conserto após a avaria, é uma manutenção que corresponde a uma atitude curativa. Devido a isso possui muito inconvenientes, acarretando entre outras duas consequências imediatas: o custo de manutenção aumento fortemente à medida que os equipamentos vão envelhecendo; as quebras não previstas traduzem-se por uma parada inesperada, promovendo prejuízo devido a parada de produção (ADYLES, 2004).

Manutenção sistemática utiliza da aplicação de critérios estatísticos, devido a recomendações dos fabricantes dos sistemas que possuem conhecimento prático sobre o equipamento fornecido, estabelecendo um programa de intervenções com intervalos fixos, esse método também é conhecido como manutenção preventiva (ADYLES, 2004).

A vantagem desse tipo de manutenção é que as operações de parada são pré-definidas, permitindo um gerenciamento adequado da produção. Suas desvantagens são: o custo da produção se eleva, pois, ele passa a englobar as perdas devida as paradas; a desmontagem, mesmo parcial, de um equipamento incita a substituição de peças, seja por quebras ou pela síndrome da precaução; a prática das operações de desmontagem/montagem aumento o risco de introdução de novas avarias (ADYLES, 2004).

Manutenção condicional é um tipo de manutenção preventiva em que as intervenções estão condicionadas a informações sobre o estado de evolução de degradação do sistema, com base por análise estatística de parâmetros. A avaliação do estado do equipamento se dá através de medição, acompanhamento ou monitoramento desses parâmetros. Essa pratica se tornou conhecida no Brasil por manutenção preditiva (ADYLES, 2004).

Se o monitoramento dos parâmetros de análise indicarem a existência de um funcionamento não adequado, estima a tendência evolutiva do defeito para uma programação de parada para correção. O acompanhamento desses parâmetros pode ser feito de três formas: monitoração subjetiva, atividade pela qual é feita inspeção utilizando apenas os sentidos humanos; monitoração objetiva, o acompanhamento é feito por meio de instrumentos específicos; monitoração contínua, estabelece um valor limite estipulado no qual o sistema é desativado ao atingir esse nível (ADYLES, 2004).

Escolher a manutenção preditiva significa que somente intervirá sobre uma máquina de forma condicional, isto é, unicamente se os parâmetros de controle evoluírem de forma significativa para níveis que sejam considerados não admissíveis. A principal vantagem desse processo de manutenção e a diminuição do custo de produção devido às interrupções periódicas e a diminuição da probabilidade de introdução de novos defeitos nas operações sistemáticas de montagem/desmontagem. As outras vantagens são: aumento do tempo entre cada revisão; eliminação de panes não atendidas; diminuição do estoque de peças de reposição; diminuição do custo de cada intervenção; eliminação da substituição de componentes em estado operacional; minimização de paradas não programadas decorrentes de quebra de componentes durante o serviço.

A prática da manutenção preditiva envolve três fases: detecção do defeito; estabelecimento de um diagnóstico; análise da tendência.

A detecção do defeito consiste na observação de que os valores medidos dos parâmetros de controle indicam uma evolução mais acelerada que a decorrente da degradação normal do equipamento.

O estabelecimento do diagnóstico é o resultado da análise dos valores dos parâmetros de acompanhamento estabelecido, com base em modelos de desgaste e informações anteriores sobre o equipamento, a origem e a gravidade de seus possíveis defeitos.

A análise da tendência consiste em se ampliar o diagnóstico e se prever, na medida do possível, quanto tempo se dispõem antes da parada forçada pela quebra propriamente dita. Nessa fase, o equipamento é submetido a uma vigilância estrita e se faz a programação do reparo (ADYLES, 2004).

2.6.2. Manutenção preditiva

Na manutenção preditiva por análise de vibração, é necessário utilizar técnicas de processamento do sinal vibratório com o objetivo de extrair as informações que permitam correlacionar algumas características do sinal com o estado do equipamento. Dentre as várias técnicas que podem ser aplicadas, as mais utilizadas, consideradas clássicas e de aceitação universal, são: análise por nível global de vibração, análise por espectro da vibração, média temporal síncrona, demodulação e diagramas de órbita (ADYLES, 2004).

2.6.2.1. Manutenção preditiva pelo nível global de vibração

Neste caso, o controle de estado do equipamento é realizado com base em um valor global calculado para o sinal de vibração medido em pontos críticos da superfície da máquina. Como esse valor é decorrente de um sinal de resposta da estrutura às excitações dinâmicas do funcionamento do equipamento, ele representa uma medida do nível de amplitudes do seu sinal vibratório. No caso da aplicação para manutenção preditiva, as normas técnicas internacionais, dentre elas a ISO, define dois critérios para a adoção de um valor global.

Para máquinas girantes com velocidade de rotação na faixa de 600 a 12000 RPM (10 Hz a 200 Hz), a norma ISO 2372, VDI Richiline 2056, e no Brasil, pela NBR 10082, adotam o valor eficaz da velocidade de vibração, conhecido como velocidade RMS do sinal, como a unidade de medida para identificação da severidade de vibração.

Para máquinas girantes com velocidade na faixa de 60 a 1800 RPM (1 a 30 Hz) e máquinas especiais, tais como grupo de geradores a vapor, turbinas a gás, máquinas hidrelétricas ou bombas hidráulicas, as normas técnicas, como a ISO 7919, escolhem a amplitude de deslocamento relativo eixo-mancal, como critério de severidade.

O procedimento de manutenção consiste em se estabelecer, por comparação com os valores recomendados e considerados pelas normas internacionais como correspondentes a boas condições de funcionamento, o nível inicial da severidade de vibração da máquina. A seguir, mede-se periodicamente a severidade de vibração do equipamento. O sinal de um mal funcionamento será um incremento repentina na taxa de variação da severidade de vibração observada entre as medidas, ou quando, por desgaste, o nível de vibração atingir uma faixa de severidade considerada com inaceitável, segundo a norma técnica adotada (ADYLES, 2004).

2.6.2.2. Manutenção preventiva pelo espectro de vibração

Nesse caso, é realizada uma análise espectral do sinal vibratório obtido. A ideia associada é que, como o sinal é a resposta da estrutura às excitações dinâmicas decorrentes do funcionamento da máquina, a análise espectral vai revelar “picos” de amplitude nas frequências associadas a tais excitações, ou seja, observando o espectro de vibrações é possível identificar as frequências de funcionamento de cada componente da máquina, tais como giro de eixos, passagem de pás de turbinas, acoplamento de engrenagens, entre outros.

De posse dessa informação, a manutenção consiste em se fazer um seguimento periódico do conjunto, e quando se nota uma variação singular na amplitude de uma das frequências fundamentais, ou se verificar o surgimento de outras frequências com amplitudes significativas, diagnostica-se o fato como um defeito do componente que tenha essa frequência associada à sua excitação.

Na aplicação dessa técnica, a análise do espectro pode ser realizada por inspeção visual direta, com a identificação e marcação de pontos chave para estabelecer a sua configuração considerada normal para a máquina particular, ou utilizando-se técnicas de processamento específicas tais como Cepstrum e Espectro Sintetizado. Eles extraem um espectro do espectro de vibrações, ou seja, apresentam um número reduzido de informações convenientemente selecionadas para a análise e o seguimento pretendido (ADYLES, 2004).

2.6.2.3. Média temporal síncrona, demodulação e diagramas de órbitas

Em contraste com os métodos de análise baseado na medição de um nível global de vibração e na obtenção do espectro, a média temporal síncrona, a demodulação e os diagramas de órbita são técnicas de emprego mais específico e direcionadas para o monitoramento de uma classe de equipamentos ou um tipo de defeito. Conceitualmente estas técnicas são definidas da seguinte forma:

Média temporal síncrona – o sinal de vibração é obtido na forma de vários blocos sequenciais de mesmo tamanho, cujo início é sincronizado com algum evento periódico da máquina, como a passagem de um mesmo ponto do eixo. Tira-se a média entre estes blocos do sinal vibratório e procede-se a sua análise. Trata-se de uma técnica muito usada para monitoramento de máquinas compostas por vários elementos girantes sincronizados entre si, tal como redutores de engrenagens.

Demodulação ou técnica do envelope – consiste em obter o contorno externo do sinal vibratório e analisa-lo como se fosse um sinal. Esse novo sinal pode trazer informações sobre fontes de ruído repetitivas dentro da máquina, tal como um rolamento com defeito em uma de suas pistas.

Diagramas do tipo “órbitas” – é o resultado de se traçar um gráfico ordenado X-Y, onde X e Y são dois sinais de vibração síncronos, tomados no mesmo plano com sensores apropriadamente montados em 90° um do outro, de modo a estabelecer um gráfico de movimentação de centro do eixo sob análise. Trata-se de uma técnica muito usada para se analisar a condição do giro de um eixo dentro de um mancal de deslizamento (ADYLES, 2004).

2.6.3. Principais técnicas de manutenção preditiva

Em termos práticos uma técnica de manutenção preditiva, em princípio, deve atender aos seguintes requisitos

- Permitir a coleta de dados com equipamento em funcionamento, com o mínimo de interferência possível no processo de produção.
- Permitir a coleta dos dados que possibilitem a análise de tendência.

Poderíamos classificar as técnicas de manutenção preditiva pela grandeza medida – vibração, temperatura, corrente elétrica etc., ou pelo defeito – vazamento, pitting, corrosão, baixa isolamento etc. poderíamos ainda as classificar pela aplicabilidade – caixa de engrenagens, sistemas hidráulicos, máquinas elétricas etc. apenas para efeito de estudo, vamos classificar as técnicas mais importantes em famílias de especialização (SPAMER, 2009).

Tabela 2. Técnicas de manutenção preditiva.

Radiações Ionizantes Raios X e Gamagrafia	Energia Acústica Ultrassom e Emissão acústica
Energia Eletromagnética Partículas magnéticas Correntes parasíticas	Fenômenos de Viscosidade Líquidos penetrantes
Inspeção Visual Endoscopia ou Boroscopia	Análise de Vibrações Nível global, Espectro de vibrações
Deteção de Vazamentos	Pulso de choque
Análise de óleos lubrificantes ou isolantes Viscosidade, Número de neutralização (acidez ou basicidade), Teor de água, Insolúveis, Contagem de partículas Metais por espectrometria por infravermelho Cromatografia gasosa, Tensão interfacial, Rigidez dielétrica, Ponto de fulgor	Análise de Temperatura – Termometria Termometria convencional Indicadores de temperatura Pirometria de radiação Termografia
Ferrografia Ferrografia quantitativa Ferrografia analítica	Verificações de Geometria Metrologia convencional Alinhamento de máquinas rotativas
Ensaio Elétricos Corrente, Tensão, Isolamento, Perdas dielétricas, Rigidez dielétrica, Espectro de corrente ou tensão	Forças Células de carga, Teste de pressão Teste hidrostático, Teste de vácuo, Deteção de trincas

2.7. CUBO DE RODA

É o suporte do disco ou do tambor de freio e onde são fixados os parafusos ou porcas da roda. Também serve para que a junta homocinética transmita o torque para as rodas do veículo e o ponha em movimento. A figura 16 exemplifica um modelo de cubo de roda.



Figura 16. Cubo de roda. [Fonte: Internet]

A figura 17 mostra uma vista em corte de sistema cubo de roda acoplado ao rolamento.



Figura 17. Vista em corte do sistema cubo de roda acoplado ao rolamento

2.8. TIPO E CARACTERÍSTICAS DOS ROLAMENTOS

Mancais de rolamento têm objetivo de suportar carga, geralmente vinda de um eixo, permitindo seu movimento rotacional em relação a estrutura da máquina rotativa. O funcionamento apropriado dos mancais de rolamento depende, de um contato suave entre seus componentes. Em aplicações industriais, mancais de rolamento são classificados como componentes mecânicos críticos, uma vez que as ocorrências de falhas nesses dispositivos constituem a principal causa de colapso de máquinas rotativas (BARILLI, 2013).

A figura 18 mostra um esquema de um mancal de rolamento suportando um eixo rotativo.



Figura 18. Mancal de rolamento [Fonte: Internet].

O utilização desse dispositivo permite o trabalho do eixo sem acarretar o seu desgaste devido a seu movimento relativo. Os principais componentes de um rolamento são: pista externa, gaiola, elementos rolantes e pista interna. Esses estão mostrados na figura 19.

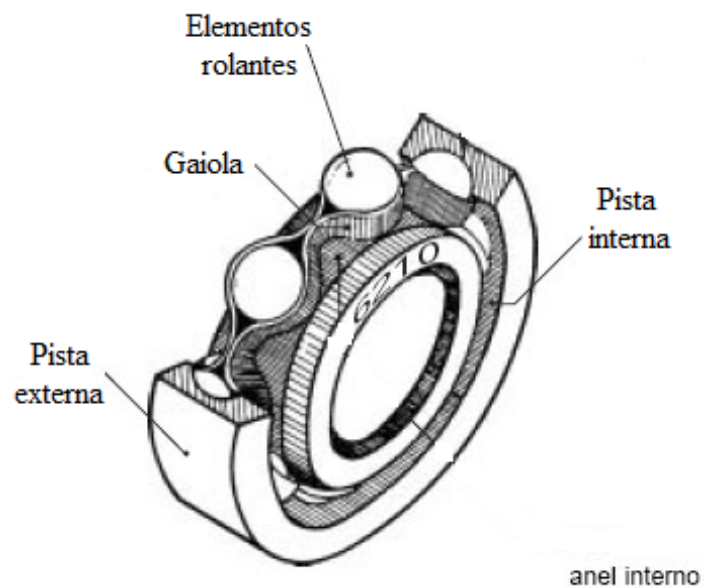


Figura 19. Componentes de um rolamento [Fonte: Internet].

Os elementos rolantes se deslocam ao longo das pistas, com pouca resistência e deslizamento, mantidos separados pela gaiola, a fim de mantê-los adequadamente distanciados para promover uma distribuição de cargas homogênea entre os mesmos.

A figura 20 apresenta os principais tipos de mancais de rolamento existentes classificados em função dos seus elementos rolantes.



Figura 20. Tipos de mancais de rolamento classificados em função dos seus elementos rolantes: (A) Esferas, (B) Cilindros, (C) Agulhas, (D) Troncos de Cone [Fonte: BARILLI, 2013].

Mancais de Esferas possuem pequena área de contato entre as pistas interna e externa, o que faz com que a rotação seja suave. Porém, isso limita sua capacidade de suportar grandes esforços. São modelos tipicamente baratos, empregados em discos rígidos, polias, caixas de transmissão e eixos de motores.

Mancais de cilindros suportam maiores cargas que os rolamentos de esferas, mas perdem a capacidade de suportar cargas se os trilhos estiverem desalinhados. São empregados em transmissões, máquinas de vibração e em rodas de veículos ferroviários.

Mancais de agulhas são os mais compactos dos modelos de mancais de rolamento disponíveis. Possuem grande área de contato com a superfície dos trilhos, mas tendem a sofrer fadiga precoce. São tipicamente empregados em bombas, compressores e transmissões.

Mancais de troncos de cone suportam grandes cargas radiais e axiais. São comumente utilizados com velocidades moderadas, em aplicações que requerem alta durabilidade. São empregados em sistemas de eixos, caixas de transmissão e rodas de automóveis.

Embora os mancais de rolamento tendam a gastar-se com o tempo, em alguns casos é possível fazê-los durar mais que os outros componentes da máquina, desde que tomados os devidos cuidados. Resfriamento, limpeza, lubrificação adequada e utilização apenas nos limites de carregamento de projeto são medidas que ajudam a retardar a formação de defeitos nos componentes do mancal (BARILLI, 2013).

A presença de um defeito altera significativamente os níveis de vibração em um mancal. Logo, é necessário ter conhecimento dos tipos de defeitos e como esses são classificados. Defeitos em mancais podem ser divididos em locais ou distribuídos. Defeitos distribuídos podem ser exemplificados por rugosidades superficiais, ondulações, desalinhamento entre as pistas rolantes e elementos rolantes de tamanhos diferentes, montados de forma incorreta. Esses são causados por erros nos processos de fabricação, instalação inapropriada ou desgaste das partes

Defeitos localizados são exemplificados por trincas, corrosões, lascas ou estilhaços nas superfícies em rotação. O modo de falha predominante em mancais de rolamentos é a fragmentação das pistas, causada a partir da geração de uma trinca por fadiga sob a superfície, a qual se propaga até a superfície do material, até que um pedaço deste se quebra, liberando uma lasca. A trinca por fadiga pode ser causada por um excesso de carga sobre o rolamento ou pela colisão devido ao carregamento durante a operação ou instalação.

Sempre que um defeito local em um elemento interage com outro elemento em contato, mudanças abruptas no contato dessa interface resultam na geração de pulsos de duração muito curta. Tais pulsos produzem vibrações e ruídos que podem ser monitorados a fim de detectar-se a presença de defeitos no rolamento. Os defeitos costumam evoluir de forma lenta, de modo que os mancais emitem sinais com bastante antecedência à falha final.

2.8.1. Defeitos típicos em rolamentos

Sistemas especialistas podem ser definidos como programas de monitoramento dos parâmetros de operação a fim de identificar possíveis indícios de falhas nos componentes da máquina. A técnica mais difundida para previsão de falhas em mancais de rolamento é o monitoramento da vibração seguido de sua análise por meio da identificação das frequências características de falha. Os impactos periódicos, gerados pela passagem dos elementos do rolamento pelos defeitos, excitam vibrações de curta duração em frequências naturais elevadas. Com isso, são geradas bandas espectrais, das quais se pode avaliar a intensidade e distribuição de energia, viabilizando a identificação do estágio de degradação do rolamento. Essa análise demanda a utilização de uma combinação de técnicas de processamento de sinais com vistas a obtenção de informações que possibilitem o diagnóstico das condições do mancal, sob as mais diversas condições de operação. Dentre as técnicas existentes, destaca-se a análise do envelope, já que há registros de sucesso em sua utilização por alguns pesquisadores (TEKNIKAO).

No caso específico de mancais de rolamento onde, vibrações de outras fontes não predominam, é possível detectar deterioração de mancais em seus estágios iniciais. Quatro frequências de rotação são associadas com os rolamentos: a frequência de gaiola (FTF), rotação da esfera/rolo (BSF), defeitos na pista externa (BPFO) e defeitos na pista interna (BPFI). As abreviaturas das equações estão descritas abaixo:

BD = Diâmetro da esfera;

PD = Diâmetro da pista;

β = Ângulo de contato da esfera;

n = Número de esferas;

FR = Rotação relativa entre a pista interna e externa.

- Frequência de gaiola (Fundamental train frequency - FTF)

A gaiola do rolamento gera o FTF enquanto gira em torno das pistas do rolamento. Ela espaça corretamente as esferas ou os rolos dentro das pistas do rolamento, de fato, amarrando os elementos junto e fornecendo a sustentação uniforme. Sempre existirá atrito entre os elementos e as pistas do rolamento, mesmo com lubrificação perfeita. Este atrito é transmitido à gaiola, que faz com que gire em torno das pistas do rolamento. Porque este é um movimento de fricção dirigido, a gaiola gira muito mais lenta do que a pista interna do rolamento. Geralmente, a taxa da rotação é ligeiramente menor de 0,5 da rotação do eixo. O FTF é calculado pela seguinte equação:

$$FTF = \frac{F_R \left(1 - \frac{BD}{PD}\right)}{2}$$

- Frequência de rotação da esfera (Ball-spin frequency - BSF)

Cada uma das esferas ou dos rolos dentro de um rolamento gira em torno de sua própria linha central enquanto gira em torno das pistas do rolamento. Este movimento girando é a rotação da esfera, que gera a frequência (BSF) em uma assinatura da vibração. A velocidade da rotação é determinada pela geometria do rolamento (isto é, diâmetro da esfera ou o rolo, e pista de rolamento) e é calculada pela seguinte equação:

$$BSF = \left(\frac{1PD}{2BD}\right) * F_R \left(1 - \left(\frac{BD}{PD}\right)^2 \cos \beta\right)$$

- Frequência da pista interna (Ball-pass inner-race - BPFI)

A rotação da esfera na pista interna gera a frequência rotatória (BPFI). A pista interna gira na mesma velocidade que o eixo e as esferas giram em uma velocidade mais lenta. Geram uma frequência de passagem que pode ser determinada por:

$$BPFI = \frac{n}{2} * F_R \left(1 + \left(\frac{BD}{PD}\right) \cos \beta\right)$$

- Frequência da pista externa (Ball-pass outer-race - BPFO)

A esfera ou rolos que passam na pista externa geram a frequência da pista externa (BPFO), que é calculada por:

$$BPFO = \frac{n}{2} * F_R \left(1 - \left(\frac{BD}{PD}\right) \cos \beta\right)$$

Abaixo é apresentado um modelo de sinais característicos das frequências de falha com seus respectivos envelopes (TEKNIKAO).

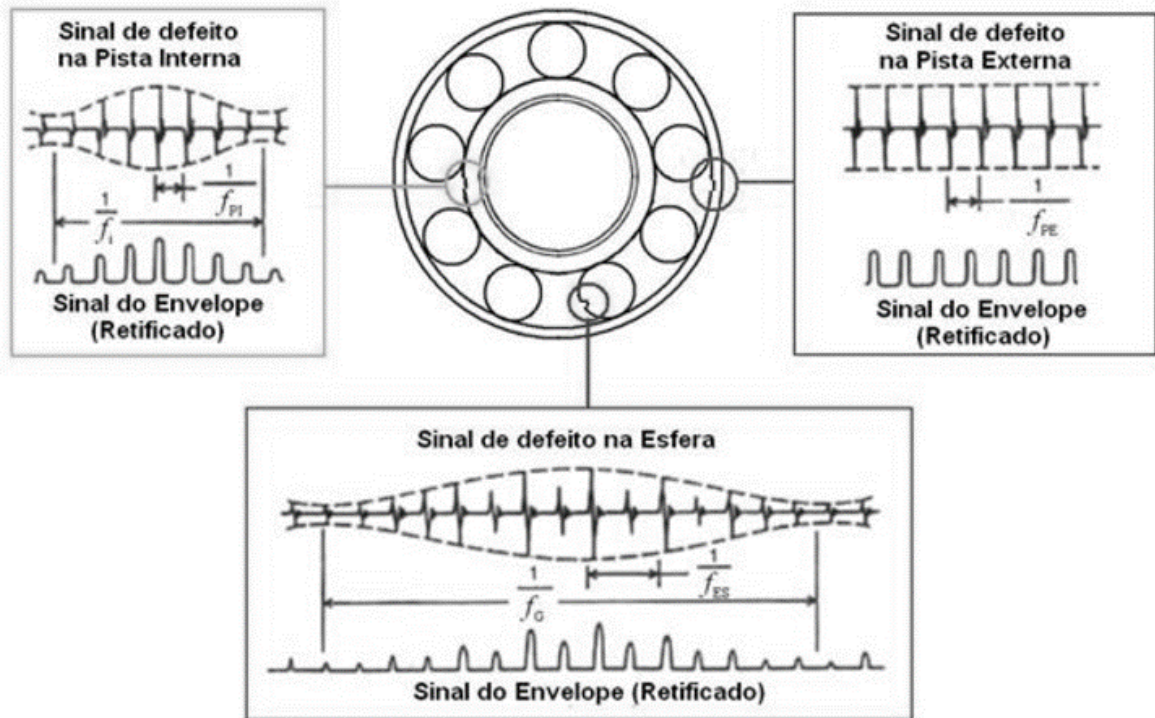


Figura 21. Sinais típicos de falha localizada em mancais de rolamento [Fonte: RANDAL, R. B, 2011].

2.9. ANÁLISE DE SINAL

Na análise de sinal, determinamos a resposta de um sistema sob uma excitação conhecida e a apresentamos em uma forma conveniente. Muitas vezes, a resposta no tempo de um sistema não dará muitas informações úteis. Todavia, a resposta em frequência mostrará uma ou mais frequências discretas ao redor das quais a energia está concentrada. Uma vez que as características dinâmicas dos componentes individuais do sistema geralmente são conhecidas, podemos relacionar a frequência de componente distinto (da resposta em frequência) com componentes específicos (SOEIRO, 2001).

Considere uma placa plana, com as bordas livres, sobre a qual foi aplicada, em um de seus cantos, uma força F , conforme ilustrado na figura 22. É aplicada uma força que varie com o tempo de um modo senoidal. Esta força apresentará um valor de pico constante, mas sua frequência de oscilação pode variar, e a resposta da placa devido a esta força será medida com um acelerômetro fixado na outra extremidade da placa (SOEIRO, 2001).

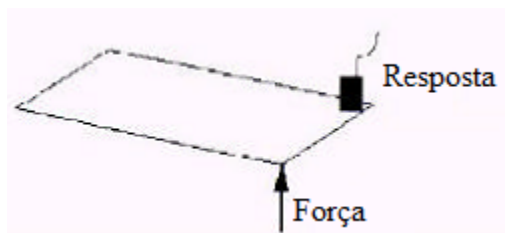


Figura 22. Placa livre excitada por força variável [Fonte: Soeiro, 2001].



Figura 23. Resposta da placa [Fonte: SOEIRO, 2001].

Agora, se for medido a resposta da placa, notaremos que a amplitude de vibração muda quando é modificada a frequência de oscilação da força F aplicada, conforme pode ser visualizado na figura 23. Assim, variando a frequência de oscilação da força, haverá aumentos, como também diminuições, na amplitude de vibração em pontos diferentes da escala de tempo. Apesar de estar sendo aplicado o mesmo pico de força, a sua frequência de oscilação varia e, assim, a resposta amplia quando nós quando a força com uma frequência de oscilação o mais próximo da frequência natural da placa (frequência de ressonância) e alcança um máximo quando a frequência de oscilação for igual à frequência natural da placa.

A figura 23, que apresenta dados no domínio do tempo, fornece informações úteis. Entretanto, se manusearmos os dados que estão no domínio do tempo e transforma-los para o domínio da frequência, usando a transformada de Fourier, é possível obter a Função Resposta em Frequência (FRF), apresentada na figura 24. Nesta figura, existem alguns itens interessantes para serem notados, por exemplo, existem picos nesta FRF que ocorrem nas frequências naturais do sistema, ou seja, estes picos ocorrem exatamente nas frequências que correspondem a parte do diagrama temporal onde foi observado ter um máximo na resposta, devido a excitação de entrada representada pela força F (SOEIRO, 2001).

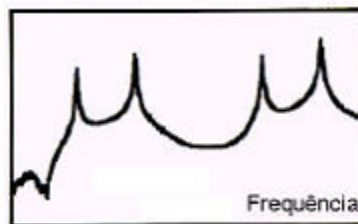


Figura 24. FRF para a placa [Fonte: SOEIRO, 2001].

Assim, sobrepondo as respostas no domínio do tempo e da frequência, conforme se visualiza na figura 25, observaremos que existe uma coincidência entre as posições em que os máximos valores dos dois diagramas ocorrem. Portanto, se pode usar tanto a resposta no domínio do tempo quanto a no domínio da frequência para determinar as frequências naturais do sistema. Por outro lado, é transparente que a Função Resposta em Frequência permite uma avaliação mais direta e, portanto, claramente mais fácil de se realizar.

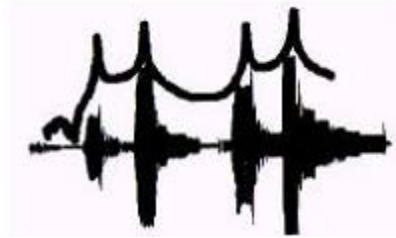


Figura 25. Sobreposição das respostas [Fonte: SOEIRO, 2001].

As características naturais se manifestam na estrutura em forma de deformação. Na realidade, os padrões de deformação da estrutura assumem uma variedade de formas diferentes dependendo de qual frequência é usada para a força de excitação.

A figura 26 mostra os padrões de deformação que resultarão quando a frequência da excitação coincide com cada uma das frequências naturais do sistema. Estes padrões de deformação são denominados de formas modais da estrutura (SOEIRO, 2001).

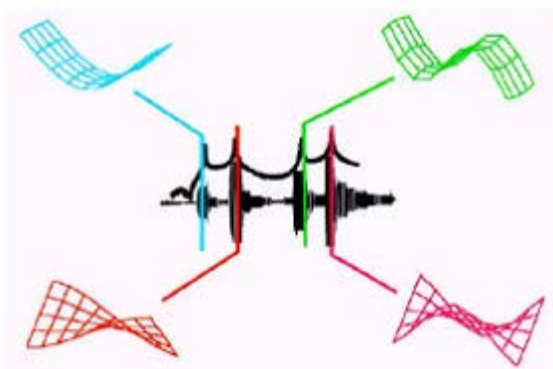


Figura 26. Formas modais da placa correspondente a cada frequência natural [Fonte: SOEIRO, 2001].

2.9.1. Analisadores de espectro

Analisadores de espectro ou de frequência podem ser usados para análise de sinal. Um analisador de espectro ou de frequência é um dispositivo que analisa um sinal no domínio da frequência separando a energia do sinal em várias bandas de frequência. A separação do sinal em bandas de frequência é constituída por meio de um conjunto de filtros. Os analisadores costumam ser classificados de acordo com o tipo de filtro empregado (ADYLES, 2004).

Em uma análise de frequência em tempo real, o sinal é analisado continuamente em todas as bandas de frequência. Assim, o processo de cálculo não teve tomar mais tempo que o tempo que levaria para coletar os dados do sinal. Analisadores de tempo real são especialmente uteis para a monitoração do bom estado da maquinaria, sinto que uma mudança no ruído ou no espectro de vibração pode ser observado ao mesmo tempo me que ocorre essa mudança na máquina. Há dois tempos de procedimentos de análise em tempo real: o método de filtragem digital e o método da Transformada Rápida de Fourier (Fast Fourier Transformer - FFT). O método da filtragem digital é mais adequado para análise de largura de faixa percentual constante, ao passo que o método FFT é mais adequado para análise de largura de faixa constante (ADYLES, 2004).

2.9.2. Filtro passa-faixa

Um filtro passa-faixa é um circuito que permite a passagem de componentes de frequência de um sinal que estão em uma faixa de frequência e rejeita todos os outros componentes de frequência do sinal. Um filtro pode ser constituído com a utilização, por exemplo, de resistores, indutores e capacitores. Em um bom filtro passa-faixa, as ondulações dentro da faixa serão mínimas e as inclinações das saídas do filtro serão acentuadas para manter a largura de faixa real próxima do valor ideal, $B = f_H - f_L$. Na prática, as frequências f_L e f_H de um filtro nas quais a resposta está 3 dB abaixo da média do passa-faixa são denominadas frequências de corte (TEKNIKAO).

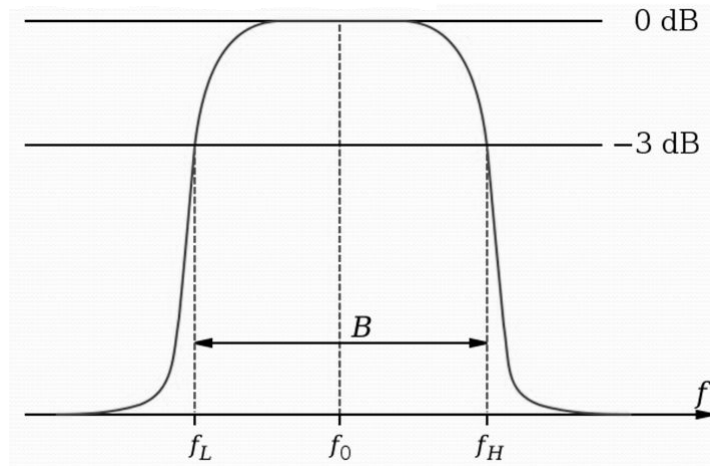


Figura 27. Filtro passa-faixa [Fonte: Internet].

Há dois tipos de filtro passa-faixa utilizados em análise de sinal: os filtros de largura de faixa percentual constante e os de largura de faixa constante. No caso de um filtro de largura de faixa percentual constante, a razão entre a largura de faixa e a frequência central (sintonizada), $(f_H - f_L)/f_0$, é uma constante. Os filtros de oitava, meio-oitava e um terço de oitava são exemplo de filtros de largura de faixa percentual constante. No caso de um filtro de largura de faixa constante, a largura da faixa, $f_H - f_L$, é independente da frequência central (sintonizada), f_0 (TEKNIKAO).

2.9.3. Transformada de Hilbert

A transformada de Hilbert $\mathcal{H}[g(t)]$ de um sinal $g(t)$ é definido como

$$\mathcal{H}[g(t)] = g(t) * \frac{1}{\pi t} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{g(\tau)}{t - \tau} d\tau$$

A transformada de Hilbert de $g(t)$ é a convolução de $g(t)$ com o sinal $1/\pi t$. Isto é a resposta para $g(t)$ de um filtro linear invariante no tempo (conhecido como transformada de Hilbert). A transformada de Hilbert $\mathcal{H}[g(t)]$ pode ser denominada também como $\hat{g}(t)$. [KSCHISCHANG, 2006]

A utilidade da transformada de Hilbert advém do fato que a função $g(t) = x(t) + i\hat{y}(t)$ ser sempre uma função analítica (infinitamente diferenciável e expansível em séries de Taylor), onde a parte imaginária é a transformada de Hilbert da parte real e a parte real da transformada de Hilbert é igual ao sinal.

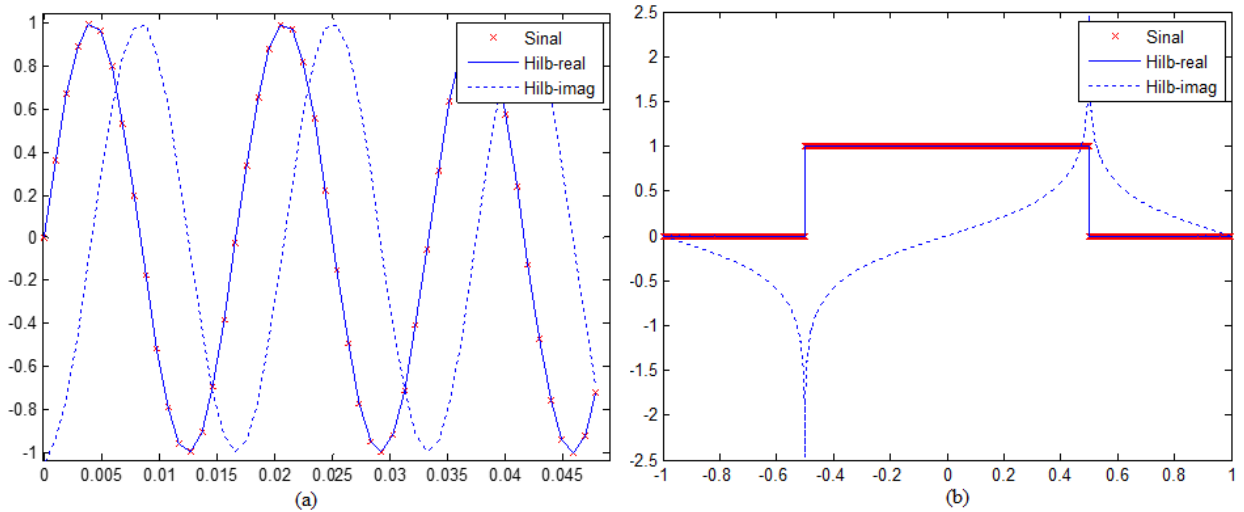


Figura 28. (a) Transformada de Hilbert de $\sin(2\pi * 60t)$ e (b) Transformada de Hilbert de uma onda quadrada.

Assim a transformada de Hilbert é uma maneira prática de se obter a conjugada de uma função real qualquer $g(t)$. Daí decorrem algumas aplicações práticas, dentre elas a de interesse deste trabalho que é a utilização desta transformada para demodular um sinal, obtendo assim seu envelope. [Wikipédia]

2.10.4. Transformada de Fourier

A transformada de Fourier é uma ferramenta matemática capaz de transformar um sinal no domínio do tempo para o domínio da frequência.

A Transformada Rápida de Fourier (FFT) é usada em casos onde se deseja fazer uma análise de frequência sobre um sinal, capaz de transformar um sinal randômico, periódico ou transitório, numa série de Fourier equivalente, denominado espectro de frequência.

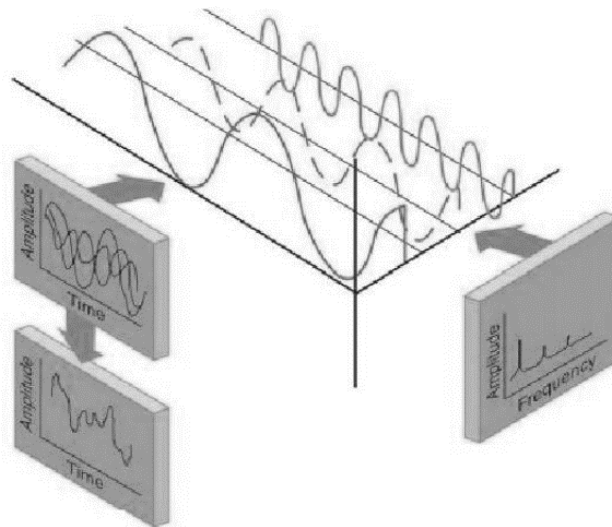


Figura 29. Transformada de Fourier [Fonte: SPAMER, 2008].

Esta técnica é baseada na propriedade de que qualquer sinal pode ser decomposto em uma série infinita de componentes de frequência que representa o mesmo sinal no domínio da

frequência. Cada componente de frequência dessa série pode ser relacionada ao funcionamento dinâmico de determinada máquina (SPAMER, 2009).

A transformada rápida de Fourier é um algoritmo eficiente para calcular a transformada discreta de Fourier e a sua inversa. O algoritmo é baseado no método de desdobramento sucessivos, onde podemos expressar a transformada de Fourier como sendo,

$$F(u) = \frac{1}{2^n} \sum_{t=0}^{2^n-1} f(t) e^{-j2\pi t/2^n}$$

onde n é um número inteiro.

O procedimento de diagnóstico de uma máquina com a utilização desse tipo de instrumento permite que seja feito o levantamento dos espectros de frequência de falha dos diversos elementos da máquina. Com isso permitindo uma comparação do espectro analisado com o espectro de referência denominado “Assinatura da Máquina” (SPAMER, 2009).

2.10. ENVELOPE

Um sinal modulado em amplitude pode ser representado da seguinte forma,

$$a(t) = \text{Re}\{A(t)e^{i\phi(t)}\}$$

onde a função de amplitude $A(t)$ e a função de fase $\phi(t)$ são funções do tempo e Re é a parte real da função. Para uma modulação de amplitude pura, $\phi(t)$ é dado por,

$$\phi(t) = 2\pi ft$$

onde f é a frequência portadora.

Com a condição do fasor $e^{i\phi(t)}$ contenha apenas frequências positivas, então a função complexa $A(t)e^{i\phi(t)}$ é conhecida como uma função analítica, e sua parte imaginária é a transformada de Hilbert da parte real. Isto é,

$$b(t) = \text{Im}\{A(t)e^{i\phi(t)}\} = \mathcal{H}\{a(t)\}$$

Assim, algum sinal analítico pode ser derivado usando Hilbert, transformando-o para obter a componente imaginária. A amplitude do sinal analítico será o envelope do sinal original.

Pode ser escrito da seguinte forma. Seja $x(t)$ um processo aleatório, que pode ser escrito como a parte real de um processo complexo $g(t)$, conforme demonstrado na transformada de Hilbert,

$$g(t) = x(t) + iy(t)$$

onde $y(t)$ é um processo aleatório.

Logo,

$$a(t) = |g(t)| = (x(t)^2 + y(t)^2)^{1/2}$$

$$\phi(t) = \tan^{-1}\left(\frac{y(t)}{x(t)}\right)$$

então $a(t)$ é conhecido como envelope e $\phi(t)$ é a curva de fase associado a $x(t)$, sendo que o processo aleatório $y(t)$ deve ser escolhido de tal forma que $a(t)$ seja uma curva suave unindo os picos de $g(t)$. Caso a curva não seja suave o envelope não tem significado físico, e outro processo aleatório deve ser escolhido. [NUNES, 1989]

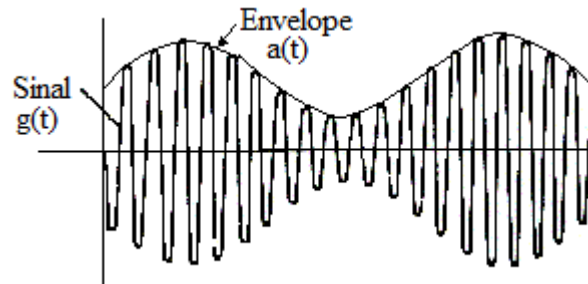


Figura 30. Envelope de um sinal harmônico.

2.11. MODELOS DE RESPOSTA

Na análise dos caminhos de transferências, o tratamento de fontes sonoras, estruturas vibrantes ou máquinas em funcionamento compreende não somente a identificação dos pontos de aplicação de forças, mas principalmente os caminhos pelos quais o ruído trafega no sistema, até chegar ao receptor (MOURA, 2010).

Um caminho de transmissão de ruído pode ser definido em quatro partes elementares: o ponto de aplicação da força, o meio de propagação de ruído estrutural, o meio de propagação de ruído aéreo e o ponto de medição, ou receptor. A menos que tenham modelos matemáticos representativos do comportamento dinâmico do sistema, os caminhos de transmissão, com maior contribuição sobre o ruído gerado, devem ser determinados experimentalmente, por tentativa e erro (MOURA, 2010).

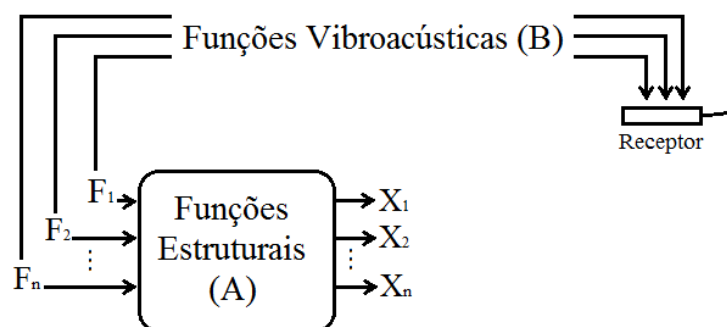


Figura 31. Representação esquemática de um sistema com N entradas e saídas e um receptor [Fonte: MOURA, 2010].

Uma vez determinado, estes caminhos devem ser quantificados e qualificados em relação ao ruído global emitido pelo sistema. Esta estratégia de investigação é conhecida como método de Análise de Caminhos de Transferências (Transfer Path Analysis - TPA).

A Função de Transferência de um sistema é uma propriedade que independe da natureza da natureza e da magnitude da entrada e possibilita um sistema dinâmico ser representado por expressões algébricas de uma variável complexa. Ela não fornece informações a respeito da estrutura física do sistema, mas pode dar a resposta do mesmo através das diferentes formas de

excitações com a finalidade de compreender a natureza e o comportamento do sistema, assim fornecendo uma descrição completa das características dinâmicas do sistema (MOURA, 2010).

A complexidade de um modelo não é sinônimo de qualidade de identificação. Entretanto, modelos mais complexos agregam um maior conhecimento sobre o sistema, o que é bastante útil em projetos de engenharia (MOURA, 2010).

No entanto, a simplicidade de um modelo é uma característica bastante importante, pois reflete diretamente na sua aplicabilidade. O nível de conhecimento agregado e a aplicabilidade do modelo podem ser entendidos com uma relação de custo benefício, conforme a figura 32.

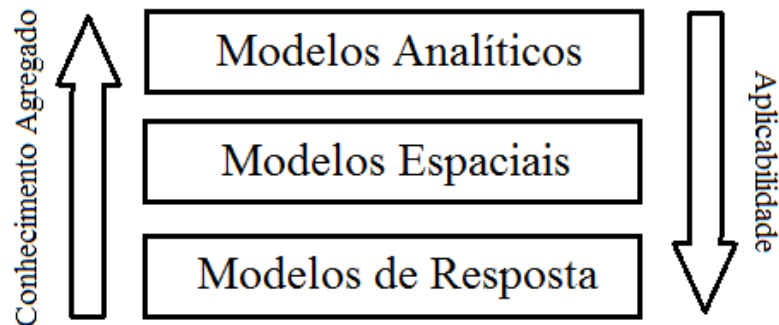


Figura 32. Conhecimento agregado versus aplicabilidade dos modelos [Fonte: MOURA, 2010].

2.12. ESTUDO DE CASO

2.12.1. Bancada experimental UnB e análise via MATLAB

Neste estudo de caso desenvolvido por (LIMA, 2014) na UNB Campus Gama, foi provocado uma falha no rolamento de uma bancada de teste desenvolvida nas dependências da Universidade de Brasília Campus Gama, com o objetivo de testar várias falhas de máquinas rotativas, como, desbalanceamento, desalinhamento e falhas em rolamentos.

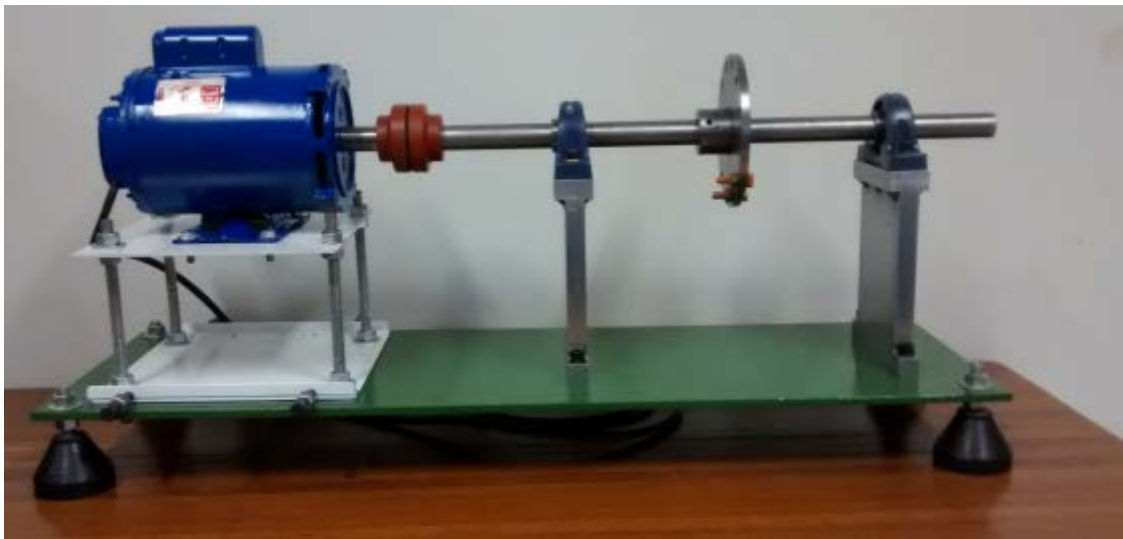


Figura 33. Bancada de teste [Fonte: LIMA, 2014].

O sistema é constituído por um motor elétrico monofásico com rotação de 3520 RPM, potência de $\frac{1}{2}$ cavalo e tensão de alimentação 110/220 V. O rolamento utilizado para análise foi da marca SKF modelo YAR 205-2F, com uma falha provocada na pista externa.

Tabela 3. Frequências características dos defeitos.

Rolamento SKF YAR 205-2F			
BPFI	BPFO	BSF	FTF
214,13 Hz	324,30 Hz	140,13 Hz	23,79 Hz

Foi feito a aquisição dos sinais por meio de sensores e foi feita a análise via MATLAB resultando no gráfico de espectro de frequência mostrado a abaixo, usando a técnica de envelope.

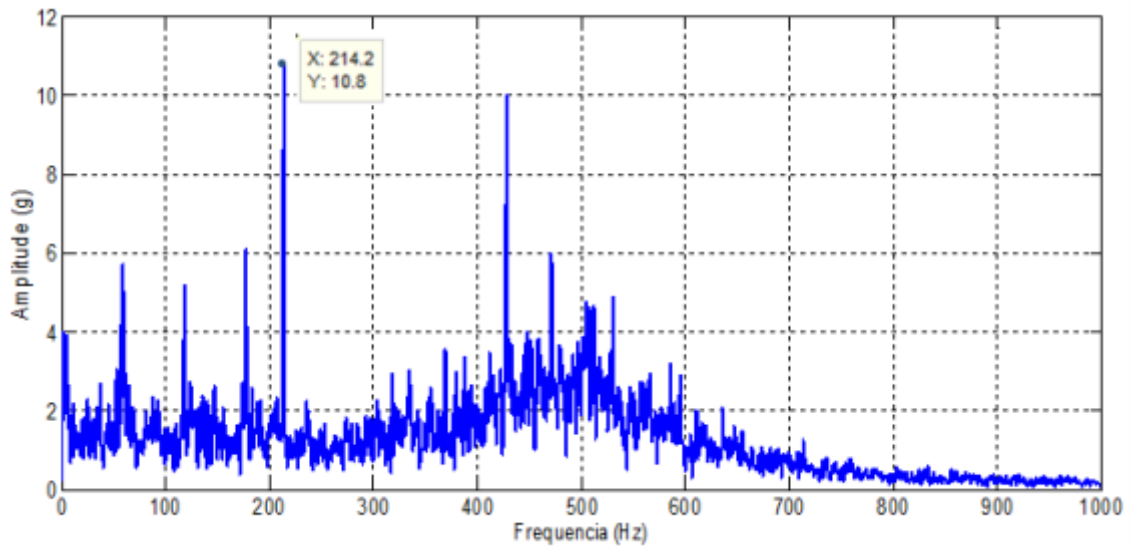


Figura 34. Sinal no domínio da frequência do rolamento com defeito [Fonte: LIMA, 2014].

Tendo posse do envelope do sinal e das frequências características de falha do rolamento é possível determinar qual falha resultou nos picos de frequência, e para este caso foi o pico de amplitude foi em 214,2 Hz que coincide com a frequência de falha da pista externa que é de 214,13 Hz. Portanto o dano de maior influência é o provocado na pista externa no rolamento.

2.12.2. Método de diagnóstico de falhas via circuito analógico

Neste estudo de caso desenvolvido por (NUNES, 1989) na Universidade Federal de Santa Catarina UFRS utiliza um circuito elétrico simplificado de um detector de envelope analógico.

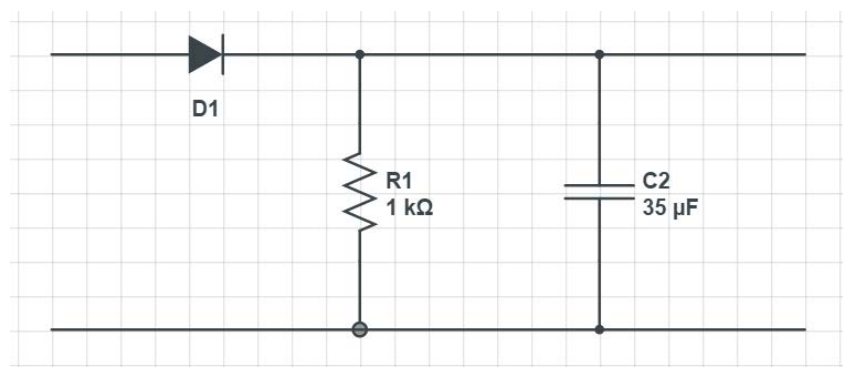


Figura 35. Esquema elétrico simplificado do circuito envelope [Fonte: NUNES, 1989].

Em conjunto com esse circuito, cada sinal medido, foi feito também uma comparação com o método digital (usando a transformada de Hilbert). A figura 36 mostra um esquema simplificado do sistema de detecção de envelope.

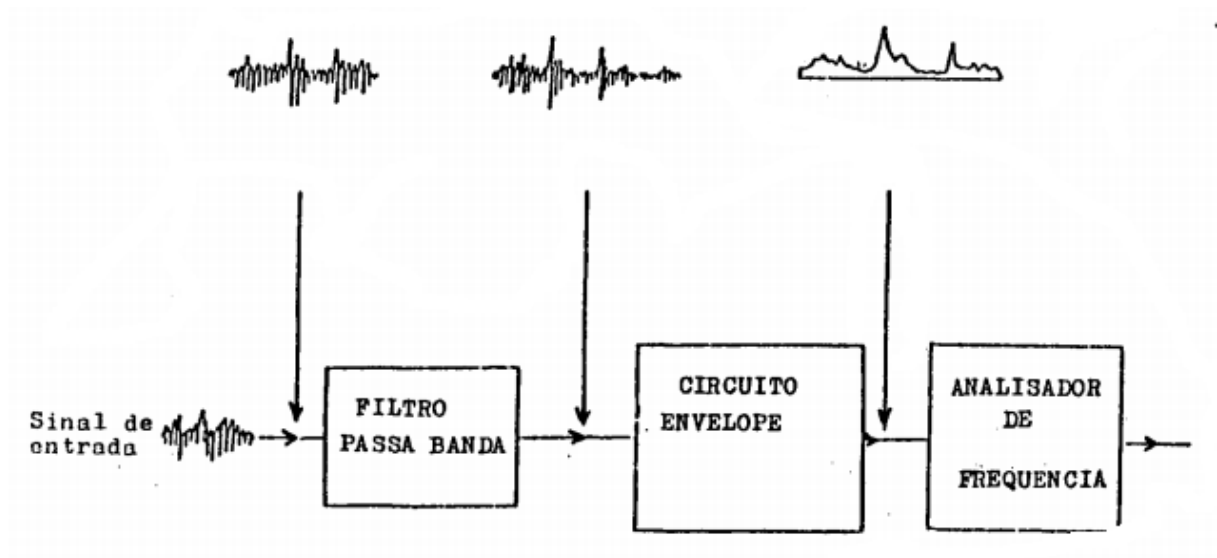


Figura 36. Técnica envelope método analógico [Fonte: NUNES, 1989].

Neste trabalho será mostrado apenas três análises dentre várias feitas por NUNES, nas quais contemplem uma falha em cada elemento do rolamento com exceção do defeito na gaiola.

As frequências características de falha do rolamento NSK tipo 6305, devido às características geométricas, são:

- 1) Pista externa (BPFO): 88,60 Hz
- 2) Pista interna (BPFI): 151,40 Hz
- 3) Esferas (BSF): 106,80 Hz

Para este rolamento com um defeito tipo risco na pista externa, interna e esfera, respectivamente, a figura 37 mostra o espectro do envelope por meio da técnica analógica.

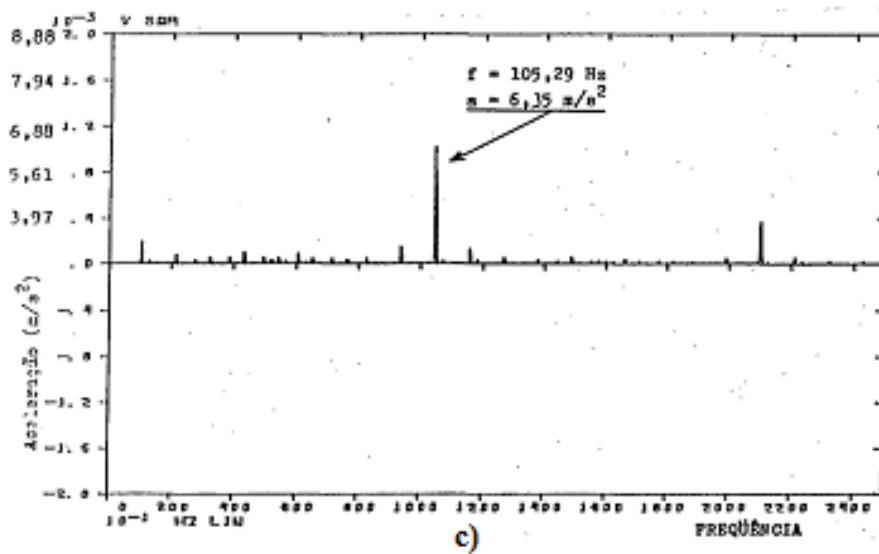
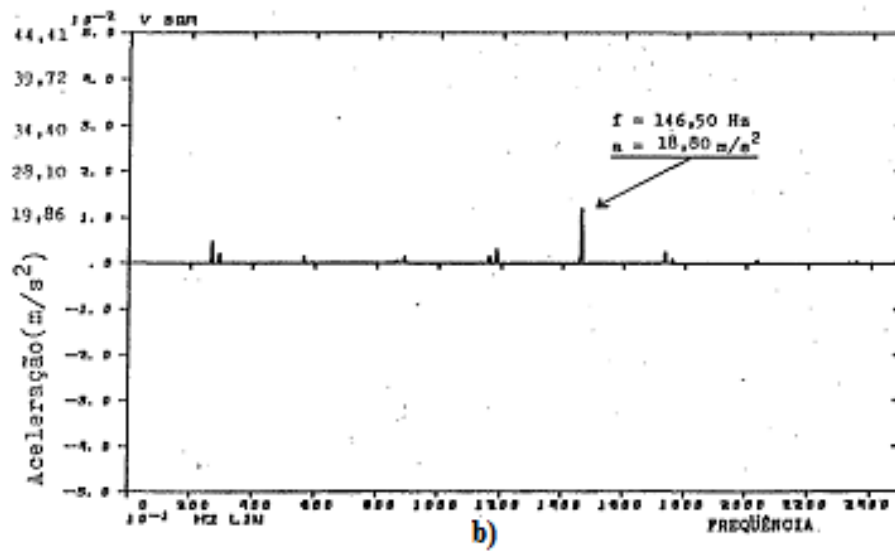
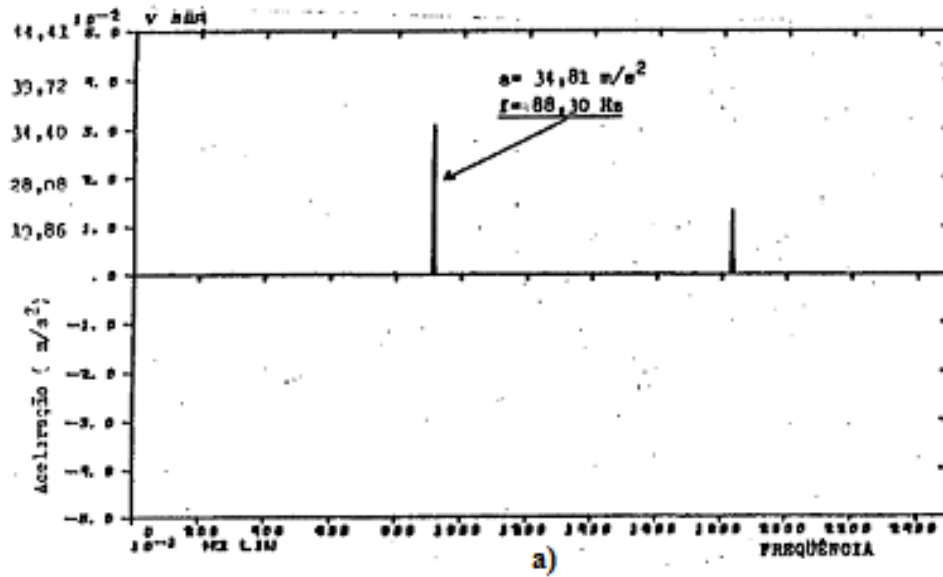


Figura 37. Espectro do envelope – a) pista externa, b) interna e c) esfera [Fonte: NUNES, 1989].

Portanto o método via técnica analítica se mostrou bastante eficiente e os valores mostrados nos gráficos se aproximaram razoavelmente dos valores teóricos das frequências características, com isso fortalecendo a importância da aplicação da técnica envelope em casos de falhas em rolamentos.

2.12.3. Bancada experimental UFRJ e análise via Labview

Este estudo de caso desenvolvido por (BARILLI, 2013) na Universidade Federal do Rio de Janeiro UFRJ, utiliza a plataforma Labview® (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) para o desenvolvimento do software utilizado para a confecção das análises de detecção de falhas. Os sinais adquiridos para quatro mancais contendo falhas diferentes. Esses foram montados, um de cada vez, em um rotor-kit modelo ABVT (Alignment / Balance Vibration Trainer) para possibilitar a simulação de uma máquina rotativa em operação.



Figura 38. Mancais com defeitos diferentes e rotor-kit modelo ABVT [Fonte: BARILLI, 2013].

Os sinais de vibração foram adquiridos na direção vertical, com uma taxa de aquisição de 60.000 amostras por segundo, durante 10 segundos, totalizando 600.000 amostras e tendo um espectro com frequência final máxima de 30.000 Hz.

O próximo passo consistiu no cálculo das frequências de falha, as quais são determinadas teoricamente por meio das expressões apresentadas no subitem 2.8.1. para três rotações distintas.

Tabela 4. Frequências características de falha para 3 rotações.

FALHA	CPM/RPM	Freq. de Falha		
		786,00	1788,00	3600,00
FTF (Hz)	0,375	4,91	11,18	22,50
BSF (Hz)	1,871	24,51	55,76	112,26
BPFO (Hz)	2,998	39,27	89,34	179,88
BPFI (Hz)	5,002	65,53	149,06	300,12

Utilizando o software proposto pelo método, após a coleta de dados, gerou-se um gráfico utilizando a FFT mostrado abaixo.

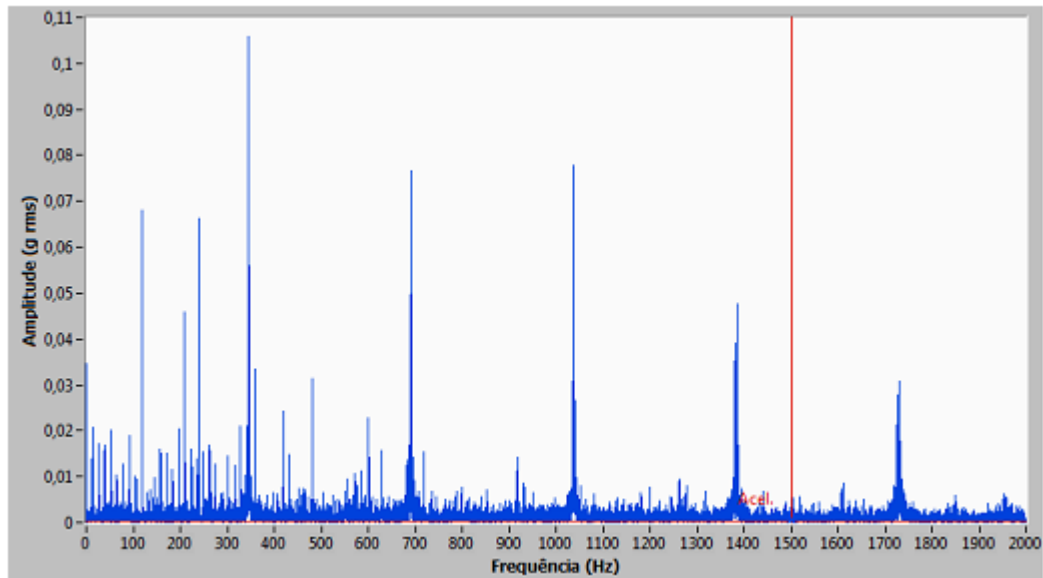


Figura 39. Gráfico FFT para o mancal 1 a 800 RPM [Fonte: BARILLI, 2013].

Essa análise resultou na identificação de um número significativo de ocorrências para as frequências de falha na gaiola (FTF) e falha na pista interna (BPFI), as quais estão apresentadas nas Tabelas 5 e 6 para o mancal 1:

Tabela 5. Frequência de falha na gaiola (FTF)

Rotação (RPM)	Harmônico da Rotação mais Próximo (Hz)	FTF (Hz)				
		Harmônico da falha (#)	Calculado (Hz)	Variação (<2%)	Gráfico (Hz)	Gráfico (acel) (g pk-pk)
-	-	-	-	-	-	-
788,00	694,30	141	692,66	0,03	692,90	0,014330
	1048,00	210	1031,63	0,63	1038,10	0,006666
	1310,00	280	1375,50	0,61	1383,85	0,008443
	1703,00	352	1729,20	0,10	1731,00	
1788,00	745,00	66	737,55	-0,59	733,20	0,040800
	1102,60	98	1095,15	0,42	1099,80	0,013089
	1460,20	131	1463,93	0,01	1464,10	0,005923
	1847,60	164	1832,70	0,02	1833,10	0,006578
3600,00	1060,00	47	1057,50	-0,16	1055,80	0,012300

Tabela 6. Frequência de falha na pista interna (BPFI).

Rotação (RPM)	Harmônico da Rotação mais Próximo (Hz)	BPFI (Hz)				
		Harmônico da falha (#)	Calculado (Hz)	Variação (<2%)	Gráfico (Hz)	Gráfico (acel) (g pk-pk)
-	-	-	-	-	-	-
788,00	589,50	9	589,74	1,72	599,90	0,022801
	720,50	11	720,79	-0,11	720,00	0,015380
	917,00	14	917,37	0,08	918,10	0,014121
	1270,70	19	1245,00	1,51	1263,80	0,008177
	1637,50	25	1638,16	-1,66	1611,00	0,008463
1788,00	596,00	4	596,24	0,65	600,10	0,012319
	745,00	5,00	745,30	-1,62	733,20	0,079085
	1043,00	8	1043,42	5,14	1097,10	0,049972
	1341,00	9	1341,54	0,03	1342,00	0,009250
3600,00	1490,00	10	1490,60	-1,65	1466,00	0,035002
	900,00	3,00	900,36	0,07	901,00	0,015322
	1200,00	4,00	1200,48	0,03	1200,80	0,010590
	1500,00	5,00	1500,60	0,10	1502,10	0,007051

Com análise dos dados obtidos pode-se ver que os valores de amplitude para as falhas na pista interna (BPFI) são maiores do que as falhas na gaiola (FTF), isso pode indicar que a falha predominante para este rolamento é a falha na pista interna (BPFI).

3. DESENVOLVIMENTO (METODOLOGIA)

3.1. FERRAMENTAS UTILIZADAS

3.1.1. Sistema digital de análise de vibrações (SDAV)

O Sistema Digital de Análise de Vibrações - SDAV é um poderoso e completo sistema para medidas e análise de vibrações, visando a manutenção preditiva.

A operação do SDAV é fácil e intuitiva, com monitoração periódica ou contínua. A aquisição e análise são configuradas por janelas gráficas. O SDAV possui um banco de dados com mais de 30 mil frequências de rolamentos cadastradas.

Além da análise de Envelope, realiza também análises de corrente elétrica em motores, análise de redutores e análise de órbitas. Registros da forma de onda, espectros de frequência e gráficos de tendência.

O SDAV pode ser baixado gratuitamente no próprio site da empresa no link [<http://www.teknikao.com.br/download-de-sofwares/downloads>]. As opções disponíveis para download são as seguintes versões: SDAV 02 canais; SDAV 04 canais; SDAV Driver USB.

3.1.2. MATLAB

É uma ferramenta computacional poderosa de alta performance, cuja a base computacional são as matrizes, que o torna bastante versátil em cálculos numéricos, modelagens, simulações, análises, processamentos, visualizações e gráficos, desenvolvimento de algoritmos e etc. E possui linguagem semelhante ao Fortran, Basic ou C, e as soluções dos problemas são expressas no MATLAB quase idêntico ao modo como são escritas matematicamente, isto torna a ferramenta mais intuitiva para maioria dos usuários.

3.2. TÉCNICAS APLICADAS

Os defeitos nos elementos rolantes e pistas são responsáveis por pulsos de vibração em alta frequência que podem ser medidos através de um processo de demodulação do sinal, chamado envelope, conforme mostrado no item 2.10.

Para exemplificar o conceito de envelope será apresentado um rolamento com defeito na pista interna. Cada vez que uma esfera passa no defeito da pista é gerado um pulso de alta frequência. No instante do impacto da esfera com o defeito, a amplitude da vibração atinge seu valor máximo, depois do qual começam a ressoar até os próximos impactos.

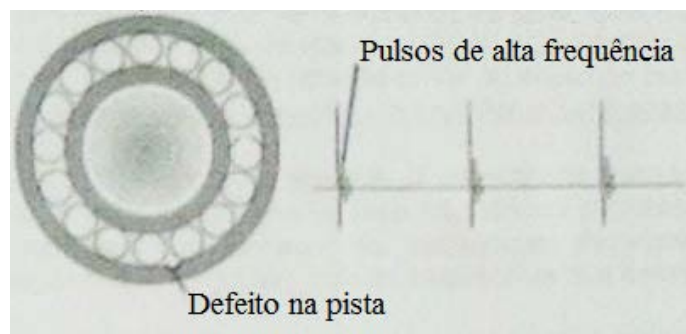


Figura 40. Rolamento com defeito na pista [Fonte: TEKNIKAO].

Será desenvolvido um código em MATLAB para a metodologia descrita acima, com a finalidade de facilitar a análise das falhas. Onde esse código mostrará ao usuário o envelope da falha e o espectro, tendo os dados geométricos do rolamento testado, pode-se determinar quais falhas possuem maior influência no resultado.

Essa metodologia deve contemplar as seguintes escolhas:

- Um modelo matemático (Resposta)
- Escolha da medida adequada de vibração (Deslocamento, velocidade ou aceleração), conforme a escolha do transdutor.
- Ciência previa do tipo de falha a ser identificada, no caso de rolamentos elas podem ser (FTF, BSF, BPFI, BPFO).
- Utilização de técnicas para análise dos espectros de frequência.

O método proposto neste trabalho é constituído das seguintes etapas:

- Obtenção das frequências características do rolamento pelos dados geométricos do mesmo, para a determinação das BPFO, BPFI, BSF e FTF.
- Aquisição do sinal.
- Aplicado um filtro passa-faixa em torno da frequência característica de interesse.
- Sinal filtrado aplica-se a FFT para obtenção do espectro da falha.
- Utilização da transformada de Hilbert no sinal filtrado.
- Obtenção do sinal do envelope.
- Criado o espectro de frequência do envelope através da FFT.

Afim de validação dos resultados a metodologia descrita acima será comparada com os resultados obtidos pelo Sistema Digital de Análise de Vibrações (SDAV) desenvolvido pela Teknikao.

3.3. DESCRIÇÃO DO MÉTODO

3.3.1. Simulação no SDAV

Para a simulação de falhas no rolamento será utilizado uma Máquina Virtual presente no SDAV, e como procedimento de montagem foi usado a rotina presente no “Anexo I”.

Ao selecionar o rolamento desejado é possível visualizar as frequências de falha correspondentes ao defeito de: Gaiola (FTF); Elemento (BSF); Pista Externa (BPFO); Pista Interna (BPFI). Utilizando a técnica de medida envelope, os defeitos são identificados com muita precisão, pois o hardware separa os defeitos gerados pelo rolamento de outros defeitos mecânicos.

O procedimento descrito no “Anexo I” foi repetido para três rolamentos diferentes, cada um analisado separadamente com índice de defeito em 60%. As frequências de falha de cada um são mostrada abaixo.

Tabela 7. Frequência de Falha dos rolamentos

	BPFI	BPFO	BSF	FTF
SKF 6205	160,5 Hz	106,8 Hz	70,2 Hz	12,2 Hz
NSK 6201	131,8 Hz	76,3 Hz	50,7 Hz	11,0 Hz
SKF 31315	275,3 Hz	200,2 Hz	80,0 Hz	12,2 Hz

Para o rolamento SKF 6205 a gráfico abaixo mostra o envelope da simulação juntamente com as frequências de falhas (linhas verdes).

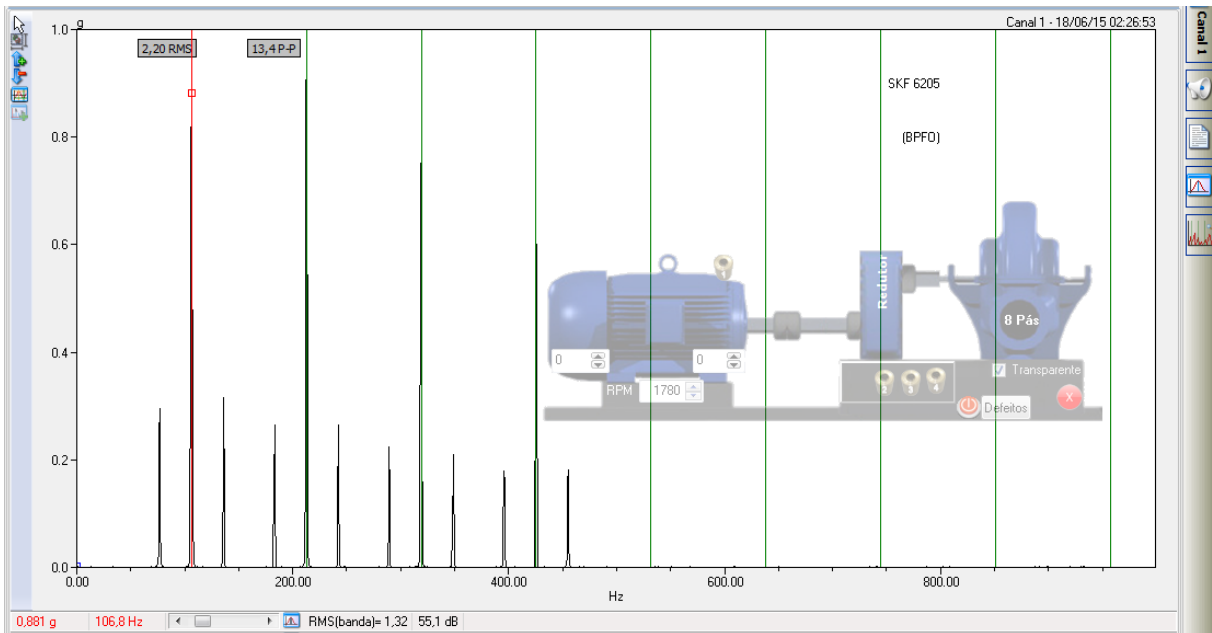


Figura 41. Envelope do sinal e frequência de falha para o rolamento SKF 6205.

As frequências de falha coincidentes com os picos de frequência para o rolamento SKF 6205, indicam a presença de falha na pista externa (BPFO) do rolamento.

Repedida a simulação para o rolamento NSK 6201 e o gráfico obtido é apresentado abaixo.

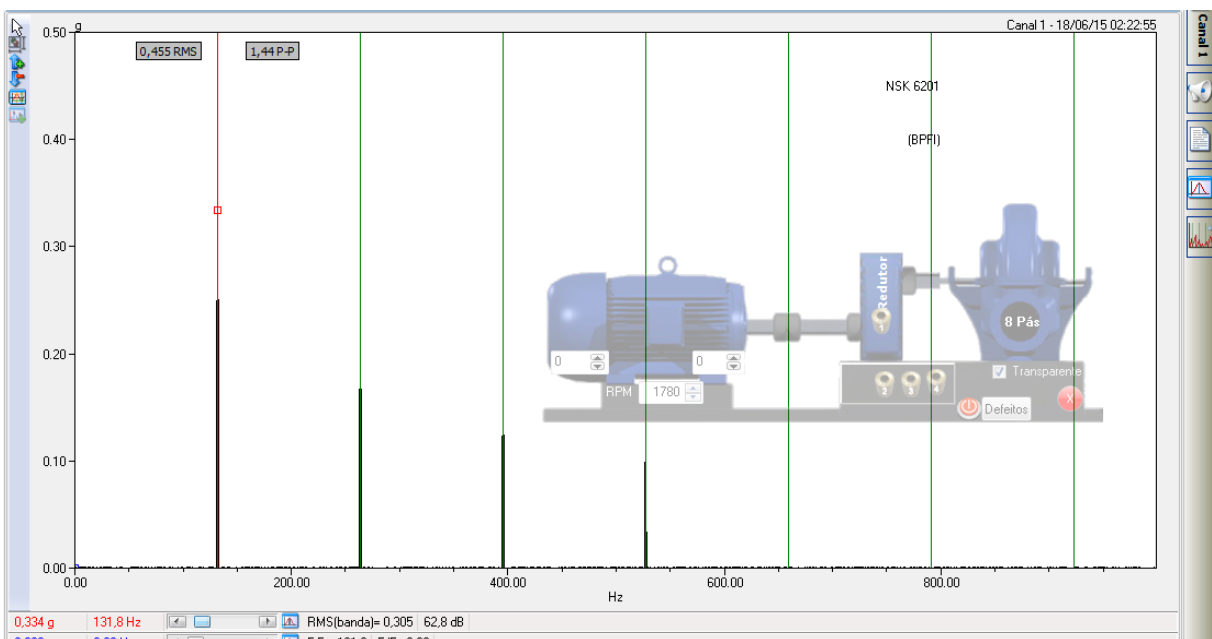


Figura 42. Envelope do sinal e frequência de falha para o rolamento NSK 6201.

As frequências de falha coincidentes com os picos de frequência para o rolamento NSK 6201, indicam a presença de falha na pista interna (BPFI) do rolamento.

Novamente o procedimento foi repetido para o rolamento restante e os gráfico é mostrados abaixo.

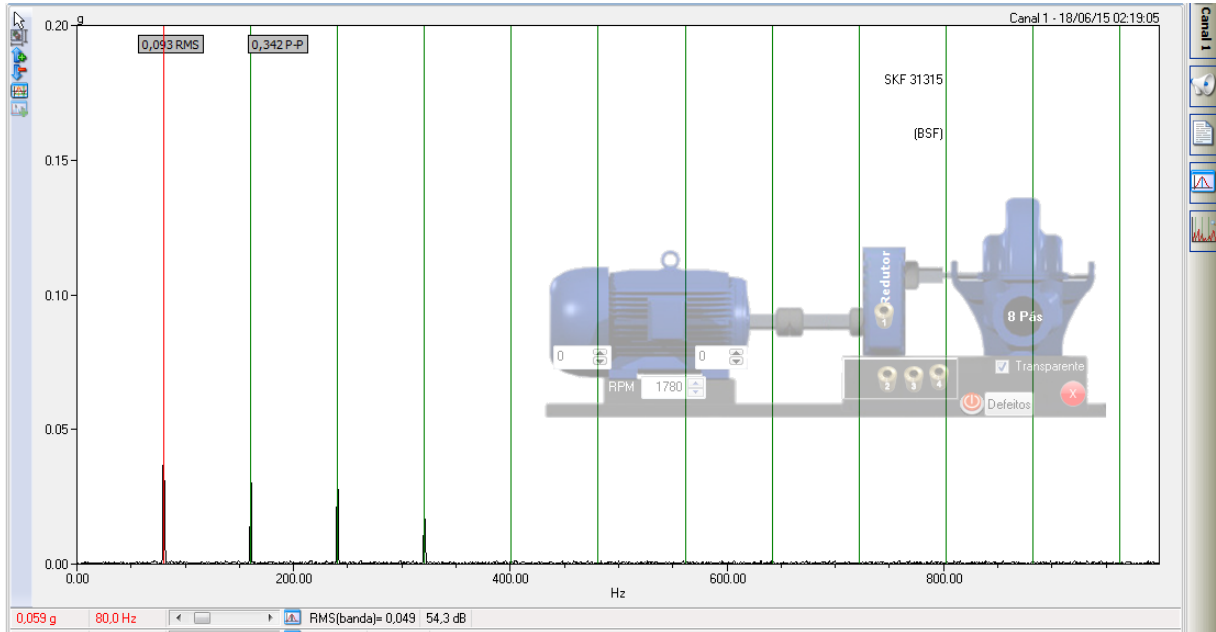


Figura 43. Envelope do sinal e frequência de falha para o rolamento SKF 31315.

A seguir uma tabela comparativa com as falhas apresentadas nas simulações.

Tabela 8. Tipos de falhas para cada rolamento e frequências.

Rolamento	Falha	Frequência de falha	Frequência do sinal
SKF 6205	BPFO	106,8 Hz	106,2 Hz
NSK 6201	BPFI	131,8 Hz	131,8 Hz
SKF 31315	BSF	80 Hz	80 Hz

3.3.2. Sinal analítico

Para exemplificar o método foi criado um sinal no algoritmo desenvolvido neste trabalho, que se assemelha a uma falha de rolamento conjuntamente com um desbalanceamento, onde a falha do rolamento corresponde a alta frequência e a falha devido ao desbalanceamento é referente a baixa frequência, e podem ser observadas na figura 44.

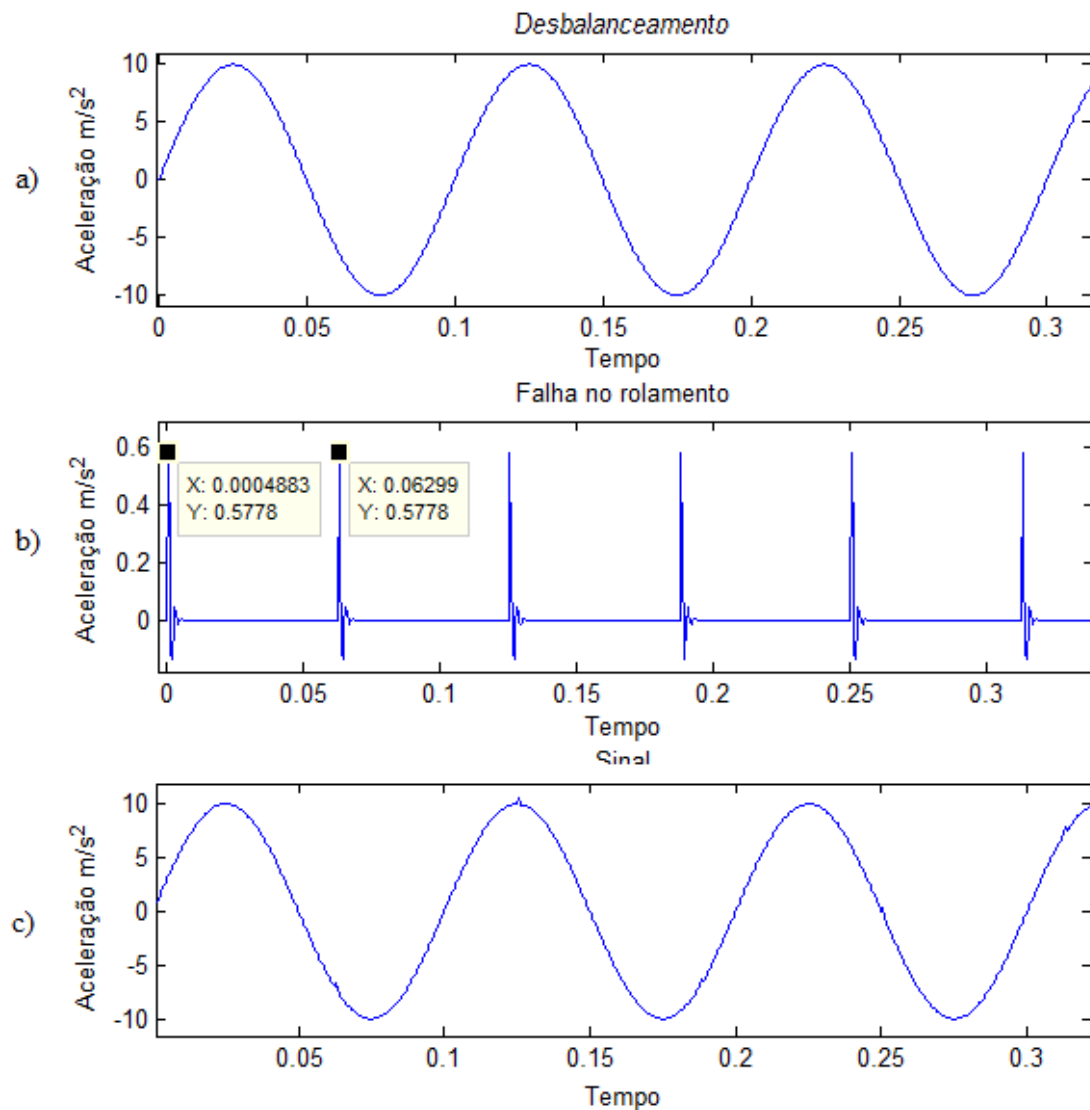


Figura 44. (a) Sinal de um desbalanceamento (b) Sinal falha de rolamento (c) Sinal desbalanceamento + rolamento

E em b) podemos determinar qual é a frequência de repetição do evento a partir do período subsequente entre dois eventos, e pode ser calculado por,

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0,06299 - 0,0004883} = 16 \text{ Hz}$$

tal frequência deve ser aproximada da frequência mostrada no espectro do envelope ao final. E a frequência característica de falha $f_0 = 400 \text{ Hz}$ referente a falha na pista externa.

Foi usando um filtro passa-faixa de ordem 12 cuja a frequência central $f_0 = 400 \text{ Hz}$ e a largura de banda $l_b = 5$ que resultou no gráfico mostrado na figura 45.

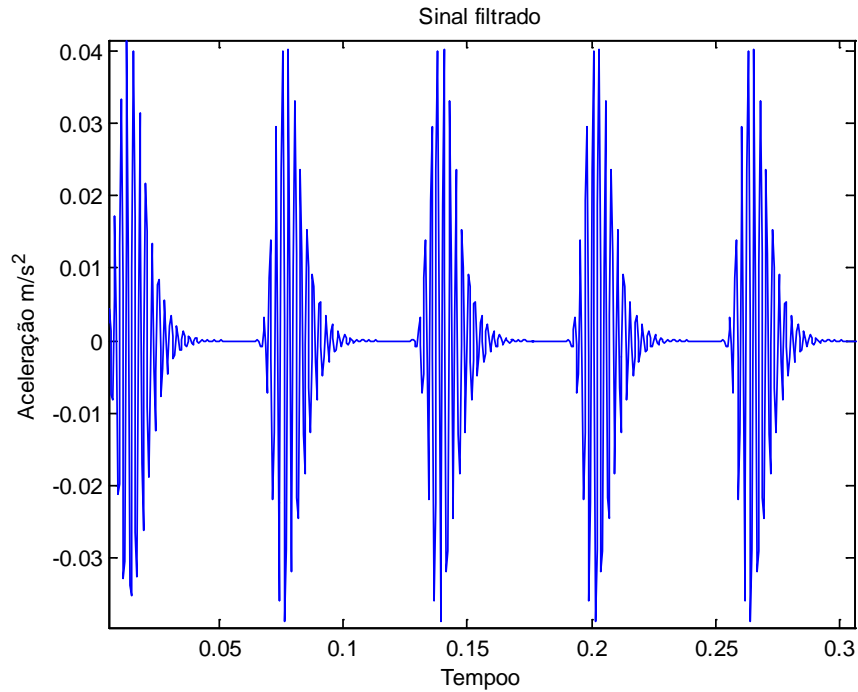


Figura 45. Sinal filtrado em 395 a 405 Hz.

Tal sinal filtrado quando é aplicado a FFT obtemos o espectro de falha do rolamento mostrado na figura 46.

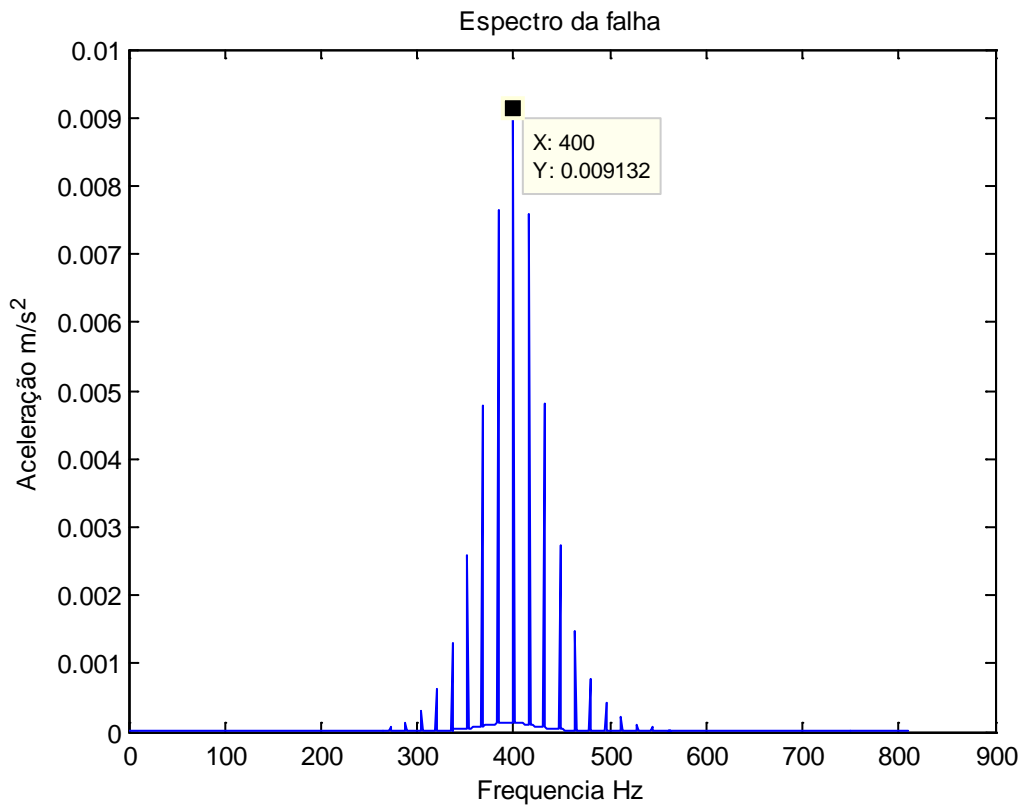


Figura 46. Espectro da falha no rolamento.

Após a utilização do filtro passa-faixa, é aplicado a transformada de Hilbert no próprio sinal filtrado que gera como resultado a figura 47.

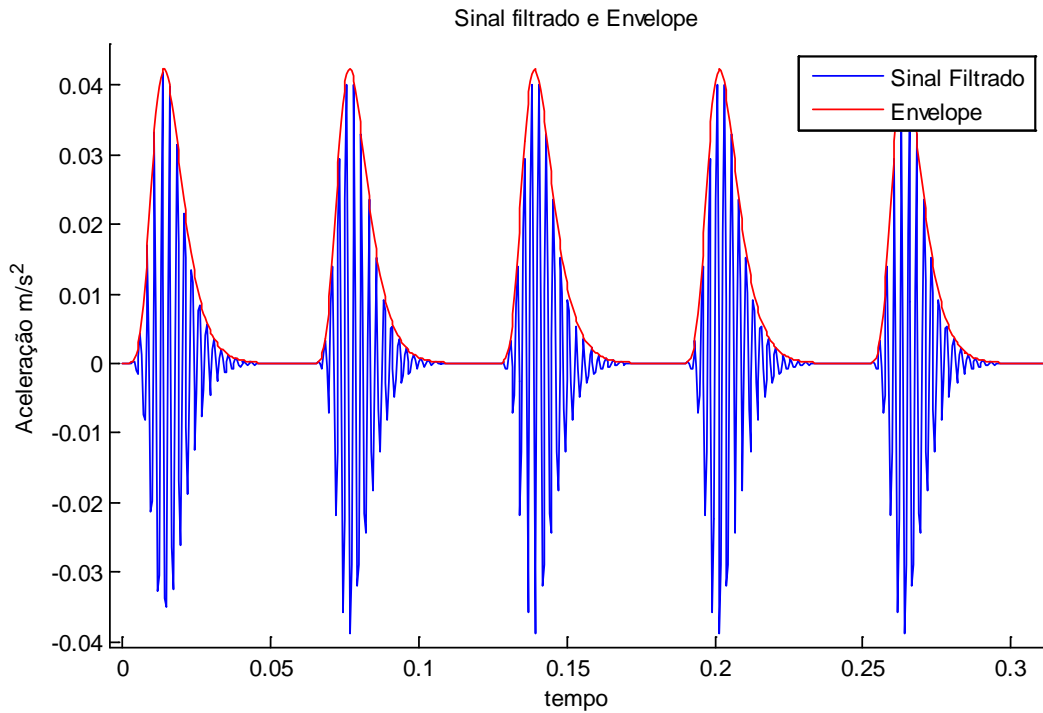


Figura 47. Sinal filtrado e sinal envelope.

Por fim é aplicado a FFT para se obter o espectro de frequência do sinal do envelope, que resulta na figura 48.

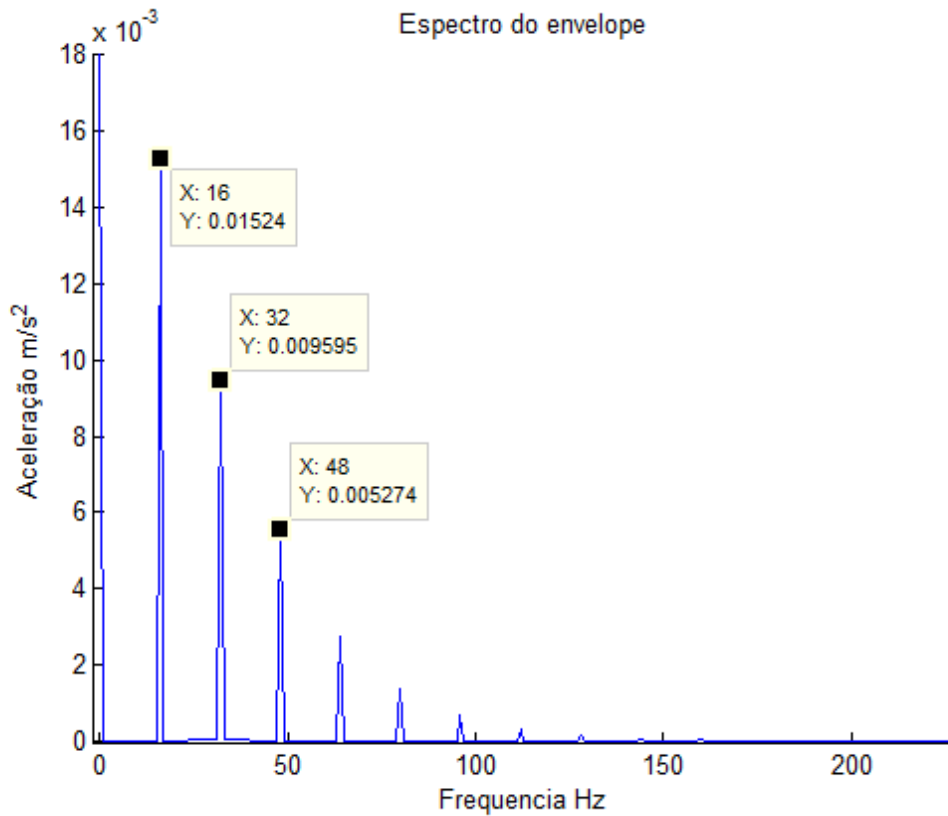


Figura 48. Espectro do envelope.

Portanto para o sinal analítico criado, a técnica do envelope se mostrou bastante precisa na identificação da frequência de ocorrência do evento de falha no rolamento, eliminando completamente a frequência referente ao desbalanceamento. Os demais picos apresentados na figura 48 são os harmônicos múltiplos de números inteiros da primeira frequência.

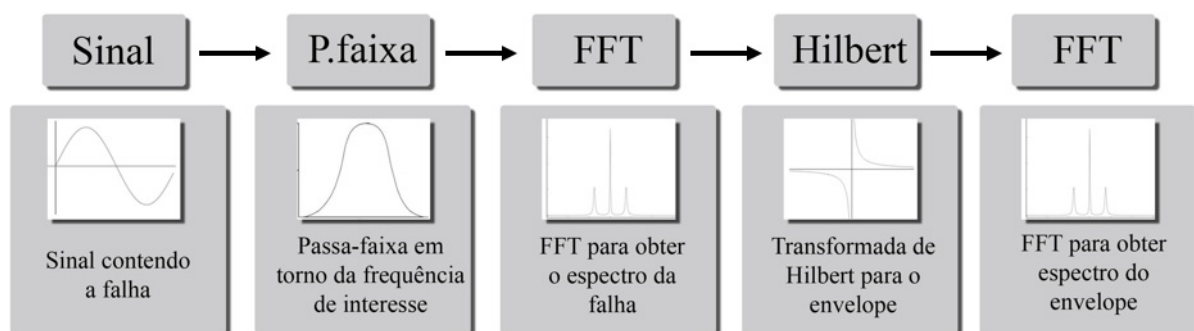


Figura 49. Fluxograma do algoritmo.

3.3.3. Sinal experimental

Este sinal foi coletado pelo SDAV nas instalações do SENAI Gama, onde foi provocado uma falha na pista externa do rolamento e foi feita a aquisição dos dados.

Para este experimento o rolamento escolhido foi o MTR modelo DAC397439 que é utilizado no GM Vectra no cubo de roda dianteiro, e possui as seguintes características geométricas: diâmetro externo 74 mm; diâmetro interno 39 mm; 28 esferas. Demais informações do rolamento não pode ser fornecida pela fabricante devido a confidencialidade de

alguns dados, assim comprometendo o cálculo das frequências características para este rolamento. Em alternativa, foi feita uma pesquisa de outros rolamentos para o modelo GM Vectra e contactou que o rolamento SKF BAHB 636096A também é utilizado, porém quando solicitado ao fabricante os parâmetros geométricos a resposta foi semelhante ao do fabricante anterior. Com isso, comprometendo novamente o cálculo das frequências de falha.

No entanto, podemos estimar aproximadamente as frequências tendo em mãos as demais dimensões como diâmetros, número de esferas e a rotação, apenas variando o ângulo de contato de 0° até 45° teremos uma estimativa das frequências de falha. Tais características geram as frequências características abaixo:

FTF = 59 Hz até 90 Hz.

BPFO = 827 Hz até 1265 Hz.

BPFI = 2672 Hz até 2234 Hz.

BSF = 171 Hz até 219 Hz.



Figura 50. Rolamento MTR

A falha foi provocada com uma dremel na pista externa do rolamento, a figura 51 mostra mais detalhadamente a aparência da falha.



Figura 51. Falha provocada na pista externa.

Para a coleta dos dados o veículo foi suspenso por um macaco mecânico conforme a figura 52, no qual o rolamento defeituoso estava localizado no cubo de roda esquerdo e no cubo de roda direito estava um rolamento em condições perfeitas de uso.



Figura 52. Veículo suspenso para medições.

Os sensores magnéticos do SDAV foram instalados na bandeja da suspensão da melhor forma para a aquisição do sinal. Com as rodas livres e suspensas o veículo foi acionado até atingir a rotação de 1000 RPM aproximadamente, e verificada pelo estroboscópio. Então iniciou-se a coleta dos dados, nas quais os resultados são apresentados a seguir.

Os gráficos gerados pelo SDAV para o rolamento defeituoso são apresentados da figura 53 até a figura 55.

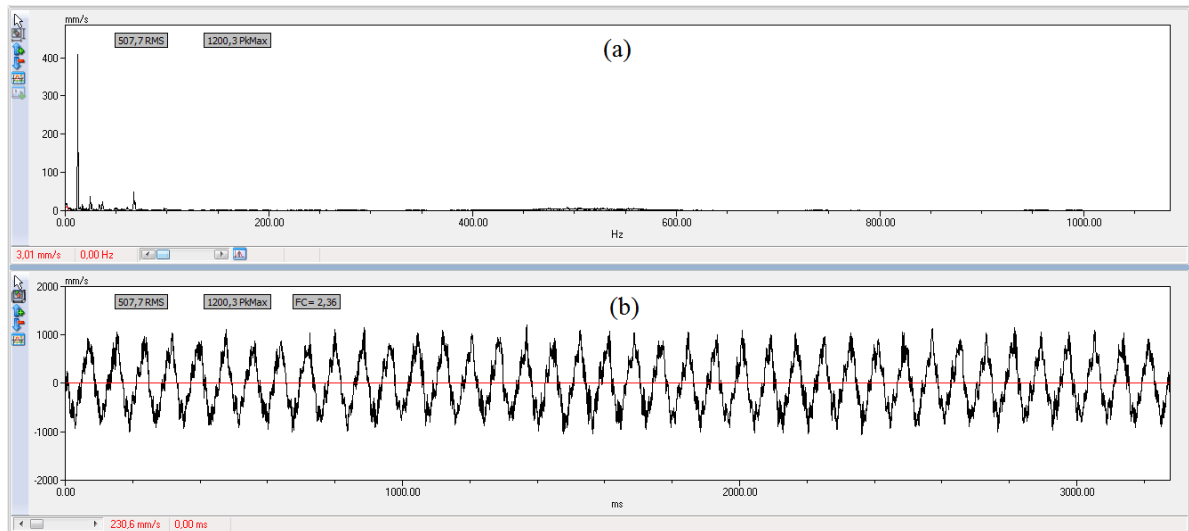


Figura 53. Gráficos SDAV (a) Velocidade no domínio da frequência (b) Velocidade no domínio do tempo.

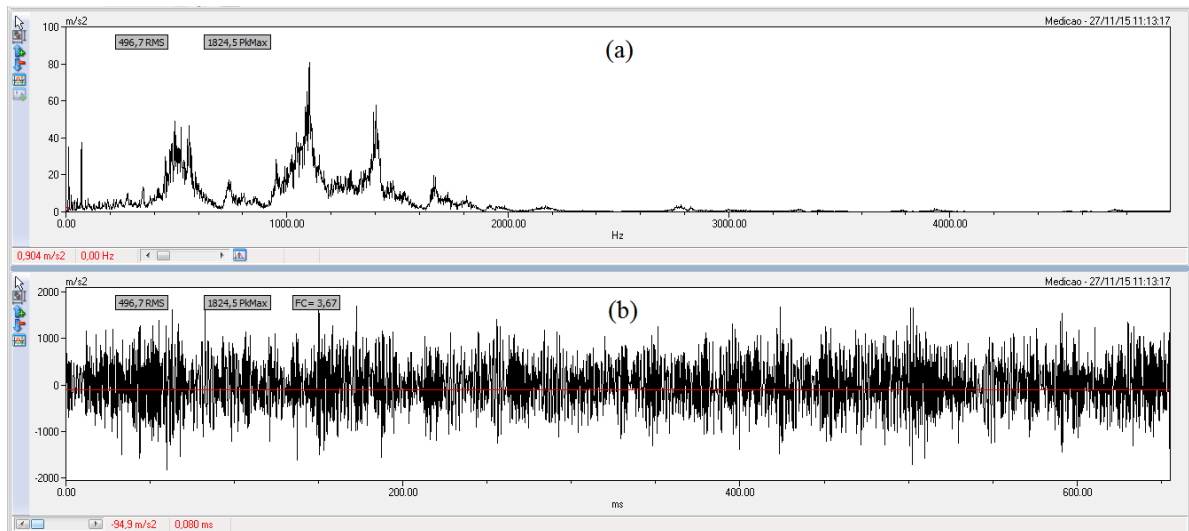


Figura 54. Gráficos SDAV (a) Aceleração no domínio da frequência (b) Aceleração no domínio do tempo.

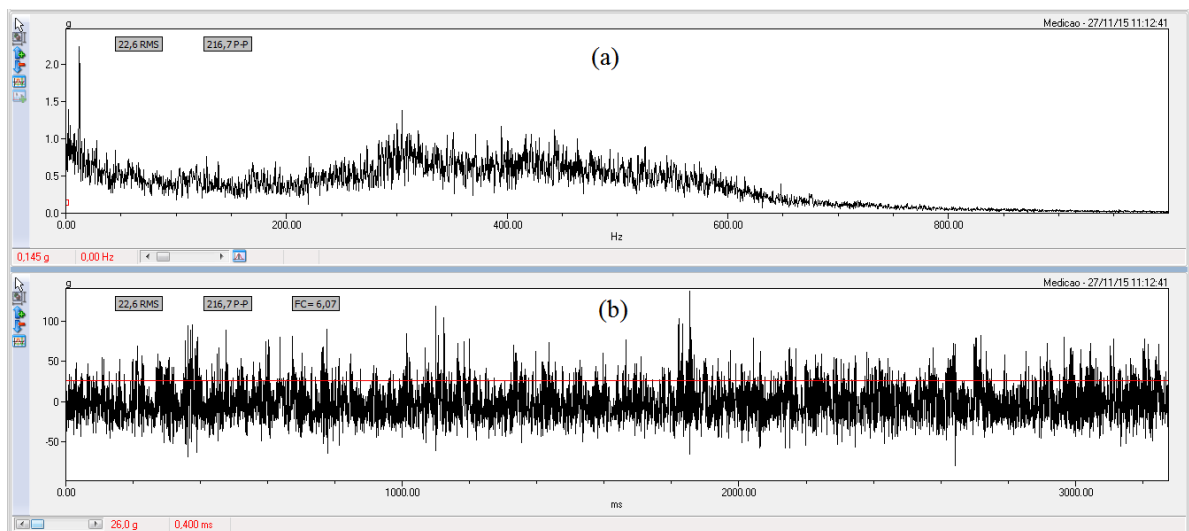


Figura 55. Gráficos SDAV (a) Envelope no domínio da frequência (b) Envelope no domínio do tempo.

Pode-se notar que a frequência de maior pico no gráfico da aceleração corresponde a 1100 Hz, que se aproxima da frequência característica de BPFO calculada anteriormente. Este resultado já era esperado por conta da falha inserida propositalmente na pista externa.

3.3.4. Validação do algoritmo

Para a validação do algoritmo proposto neste trabalho, os dados colhidos pelo SDAV foram convertidos em um arquivo de texto onde apenas a aceleração no tempo é fornecida e todo o processamento é feito pelo algoritmo.

É feito a leitura do arquivo e atribuição dos vetores de tempo e aceleração.

```
%-----
%Aquisição do sinal experimental
%-----
%Lendo arquivo com sinal
Arq = load('Acel_Tempo_02.txt');
t = Arq(:,1);
S = Arq(:,2)/sqrt(2);    %Valor RMS
```

Ocorre a definição dos parâmetros de amostragem.

```
%-----
%Parâmetros de amostragem sinal experimental
%-----
fmax = 5000;    %Fmax SDAV (5k Hz)
fa = fmax*2;    %Frequência de aquisição
N = 3200*2;    %Resolução do SDAV(3200 linhas)
df = fa/N;
dt = 1/fa;
ff = 0:df:(N-1)*df;
tt = 0:dt:(N-1)*dt;
```

É aplicada a transformada rápida de Fourier no sinal para obter o espectro do sinal.

```
%-----
%Transformada de Fourier
%-----
STF2 = fft(S);
phiEH = rad2deg(angle(STF2));
absEH = (2/N)*abs(STF2);    %Espectro
```

Plota-se os gráficos.

```
%-----
%Gráficos
%-----
figure(1)
plot(t,S)
title('Sinal')
xlabel('Tempo ms')
ylabel('Aceleração m/s^2')

figure(2)
plot(ff(1:N/2),absEH(1:N/2))
title('Espectro do sinal')
xlabel('Frequencia Hz')
```

```
ylabel('Aceleração m/s^2')
```

Os gráficos gerados pelo algoritmo são apresentados abaixo.

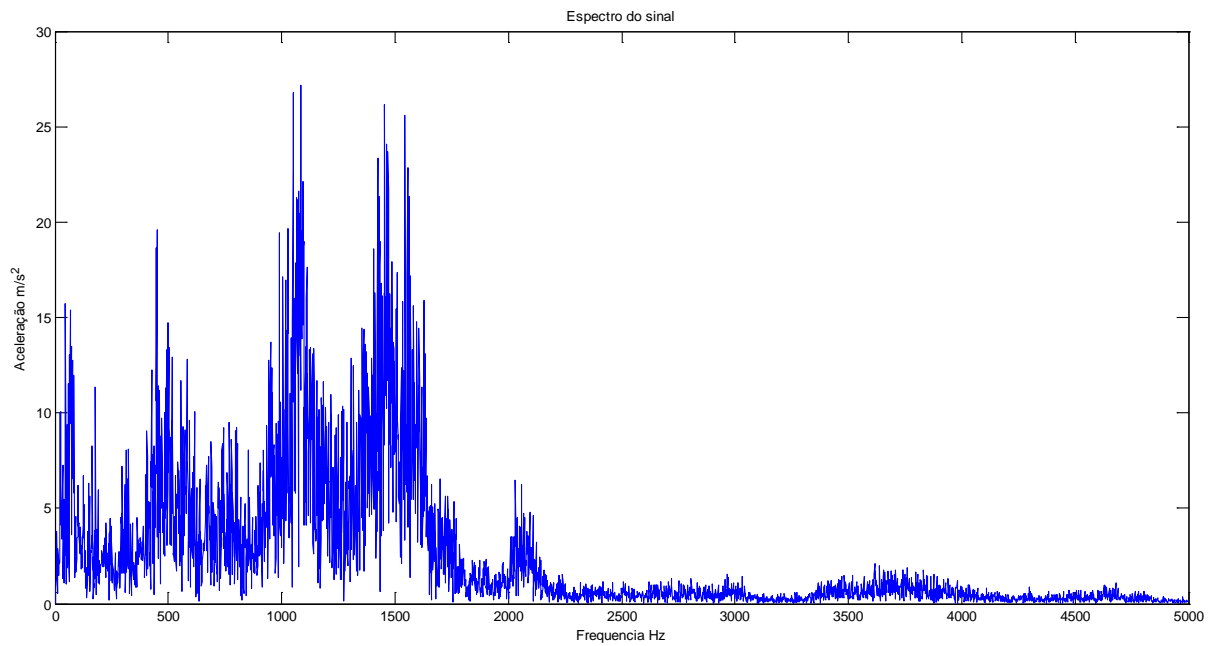


Figura 56. Aceleração no domínio da frequência.

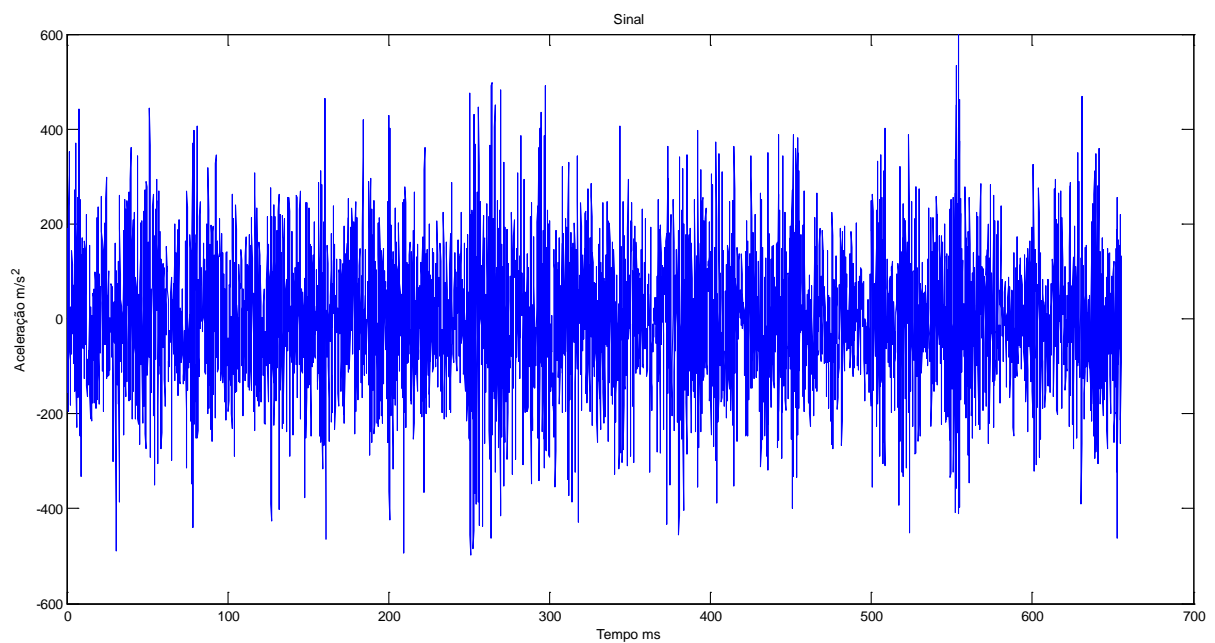
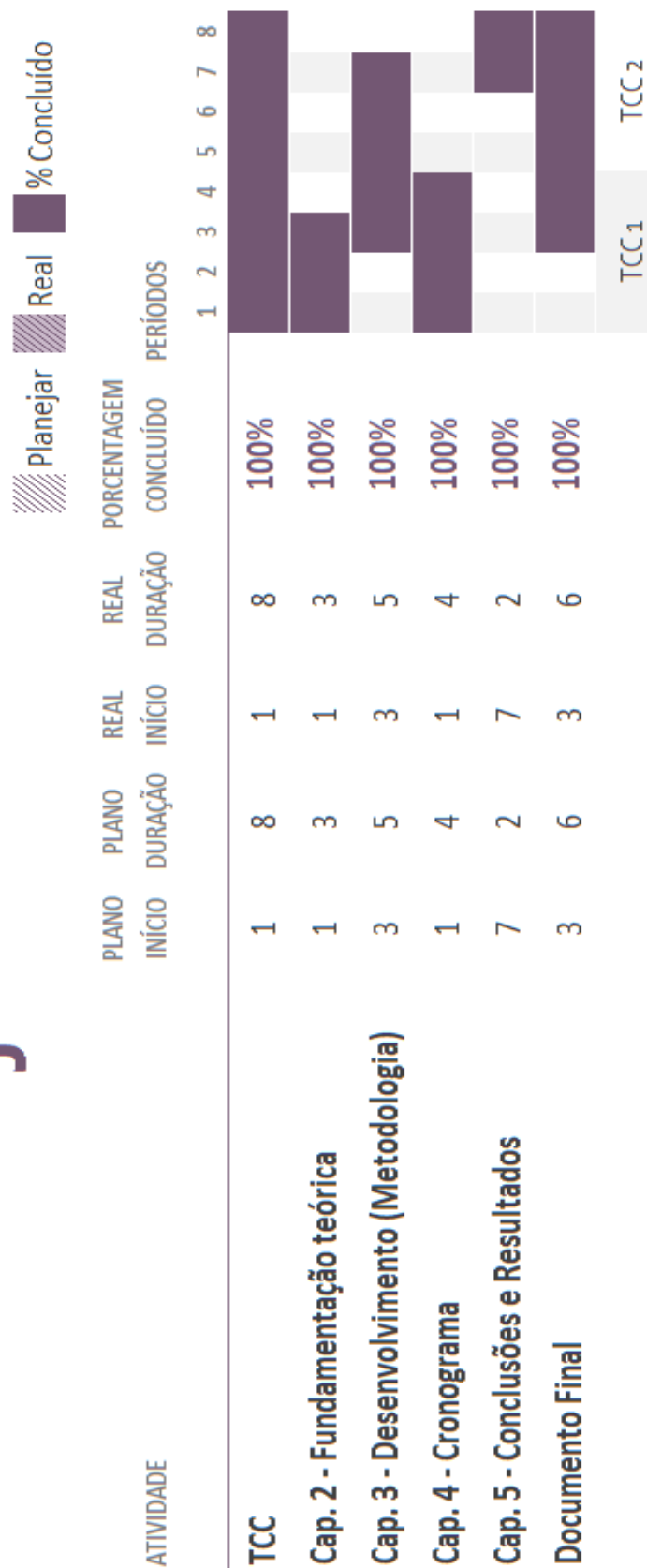


Figura 57. Aceleração no domínio do tempo.

4. CRONOGRAMA

Neste capítulo será apresentado o cronograma de atividades relacionadas a este Trabalho de Conclusão de Curso.

Planejamento TCC



5. CONCLUSÕES E RESULTADOS

5.1. COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Graficamente pode-se perceber que os resultados do SDAV e do algoritmo proposto são bastante próximos quanto a frequência de falha, ficando mais evidente quando os gráficos são sobrepostos conforme a figura 58.

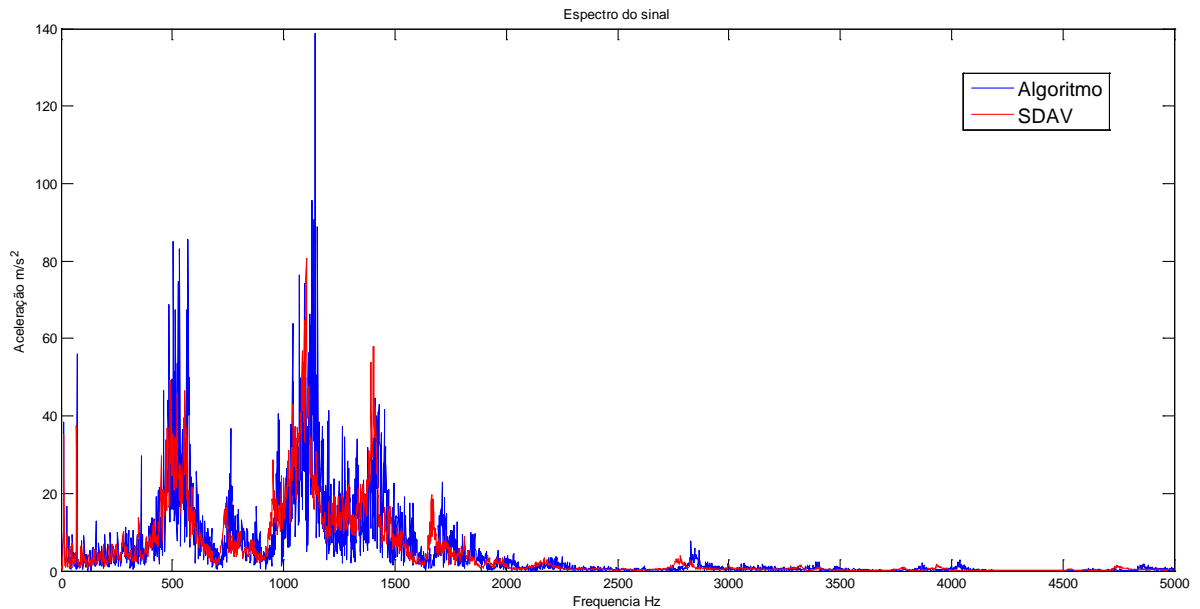


Figura 58. Comparativo SDAV vs algoritmo.

O pico de maior destaque gerado pelo SDAV se encontra em 1101 Hz e o pico máximo gerado pelo algoritmo fica em torno de 1141 Hz, e podem ser observados nas figuras 59 e 60.

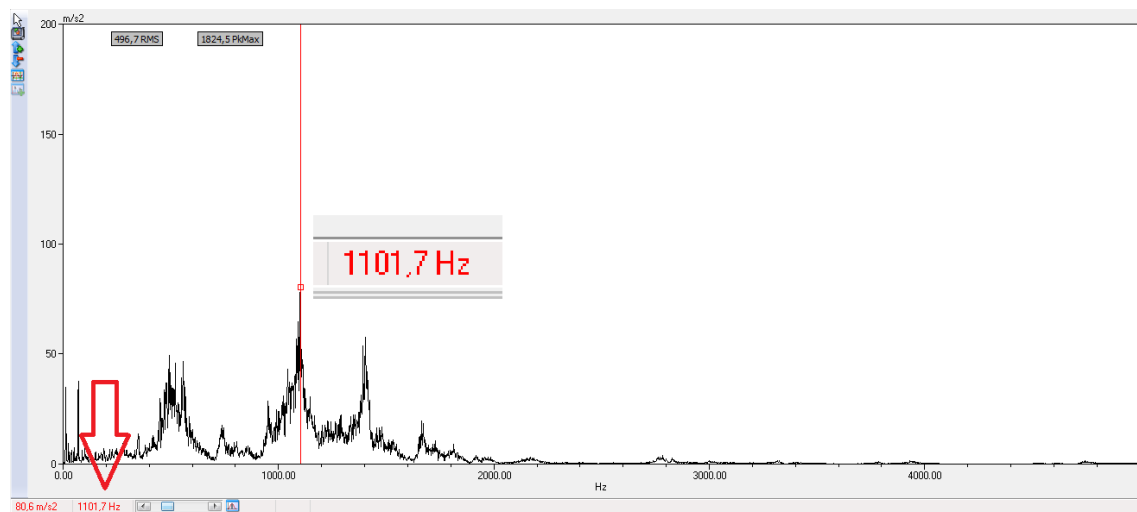


Figura 59. Frequência de maior destaque SDAV.

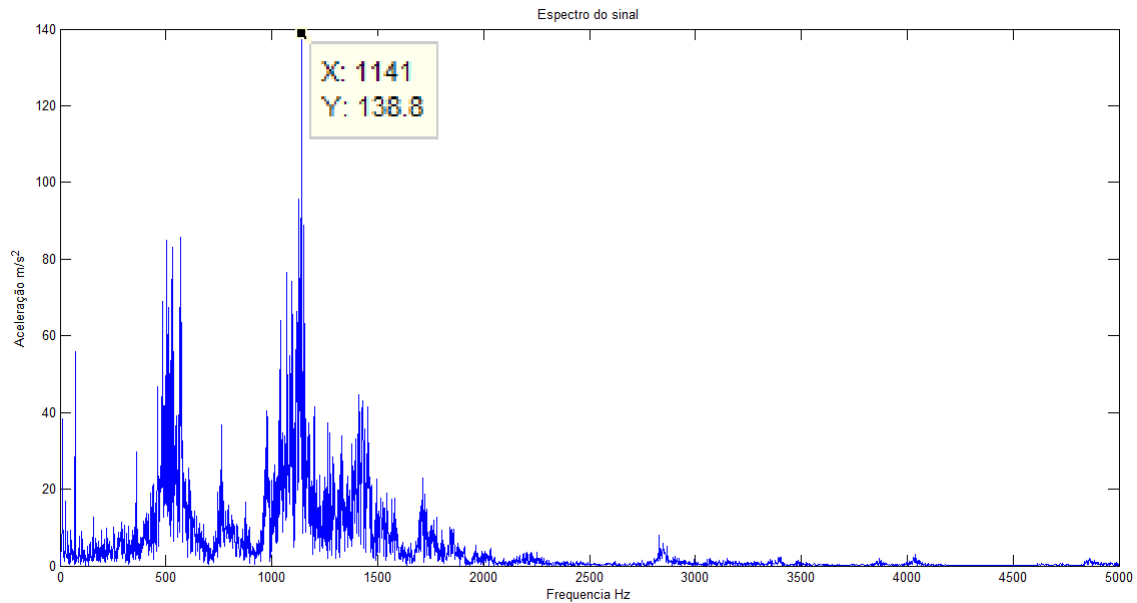


Figura 60. Frequência de maior destaque algoritmo.

Comparativamente o erro entre os métodos, SDAV e algoritmo, fica em torno de 3,44%, que experimentalmente é um valor aceitável. Tal diferença pode ser explicada pela distinção dos métodos, pois o SDAV utiliza o método analógico por meio de um circuito, e neste trabalho o método é digital.

Os gráficos apresentados abaixo fazem o comparativo entre todos os resultados gerados por ambas as metodologias.

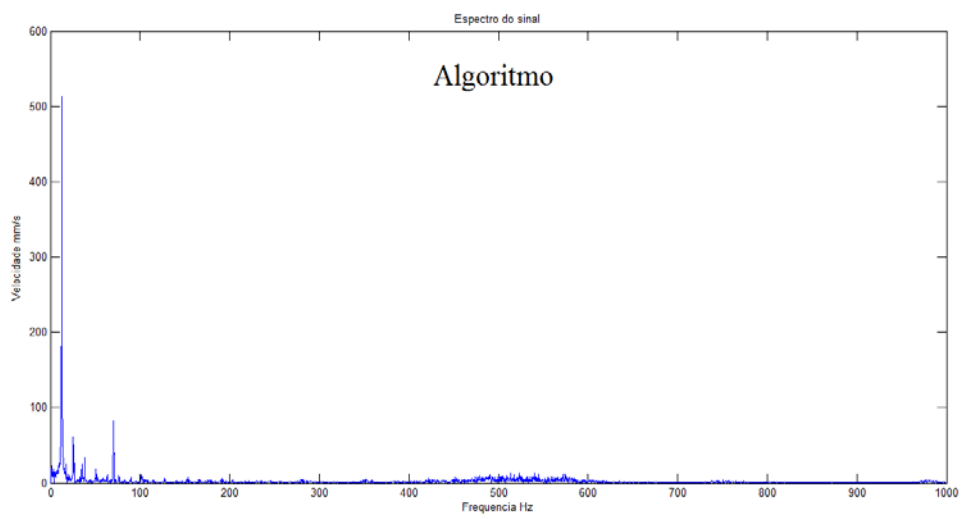
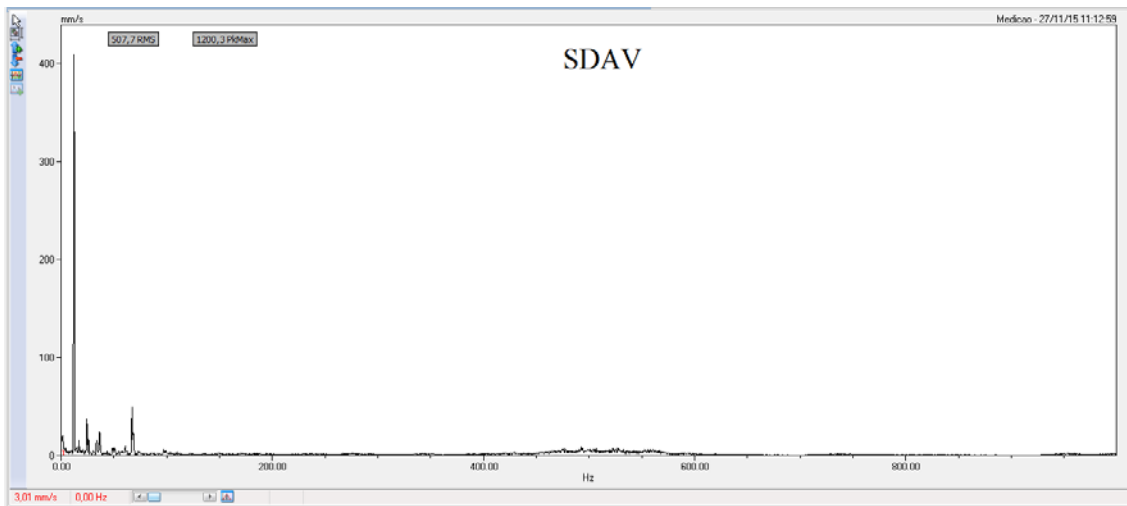


Figura 61. Espectros de velocidades.

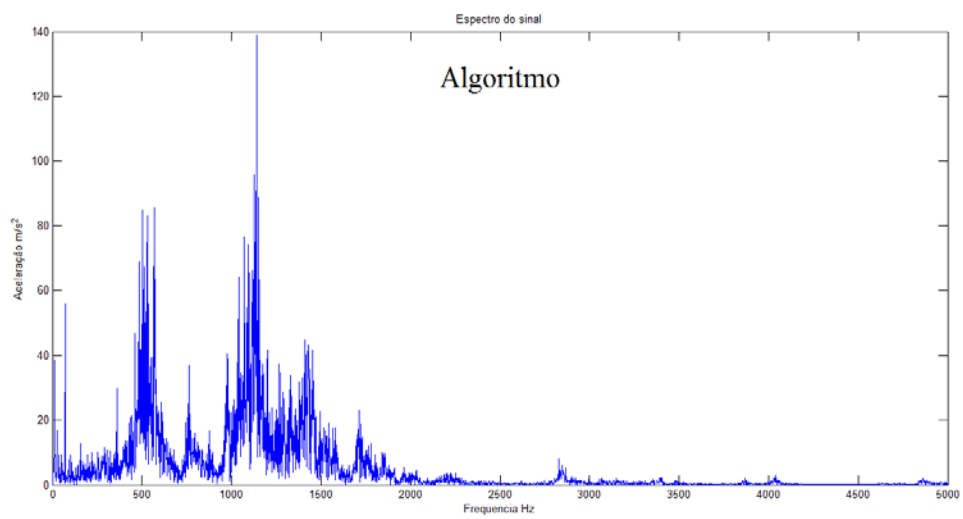
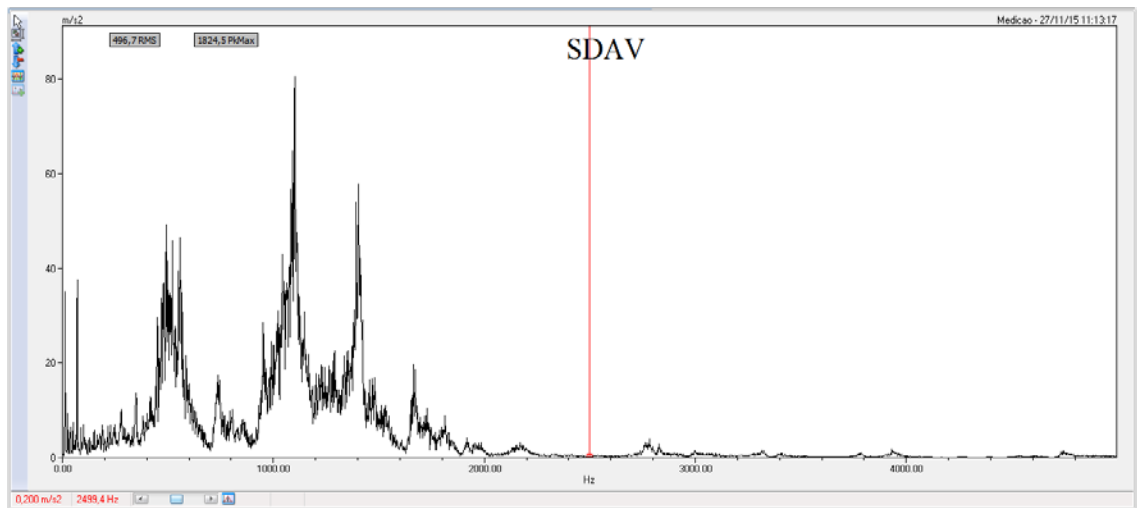


Figura 62. Espectro de aceleração.

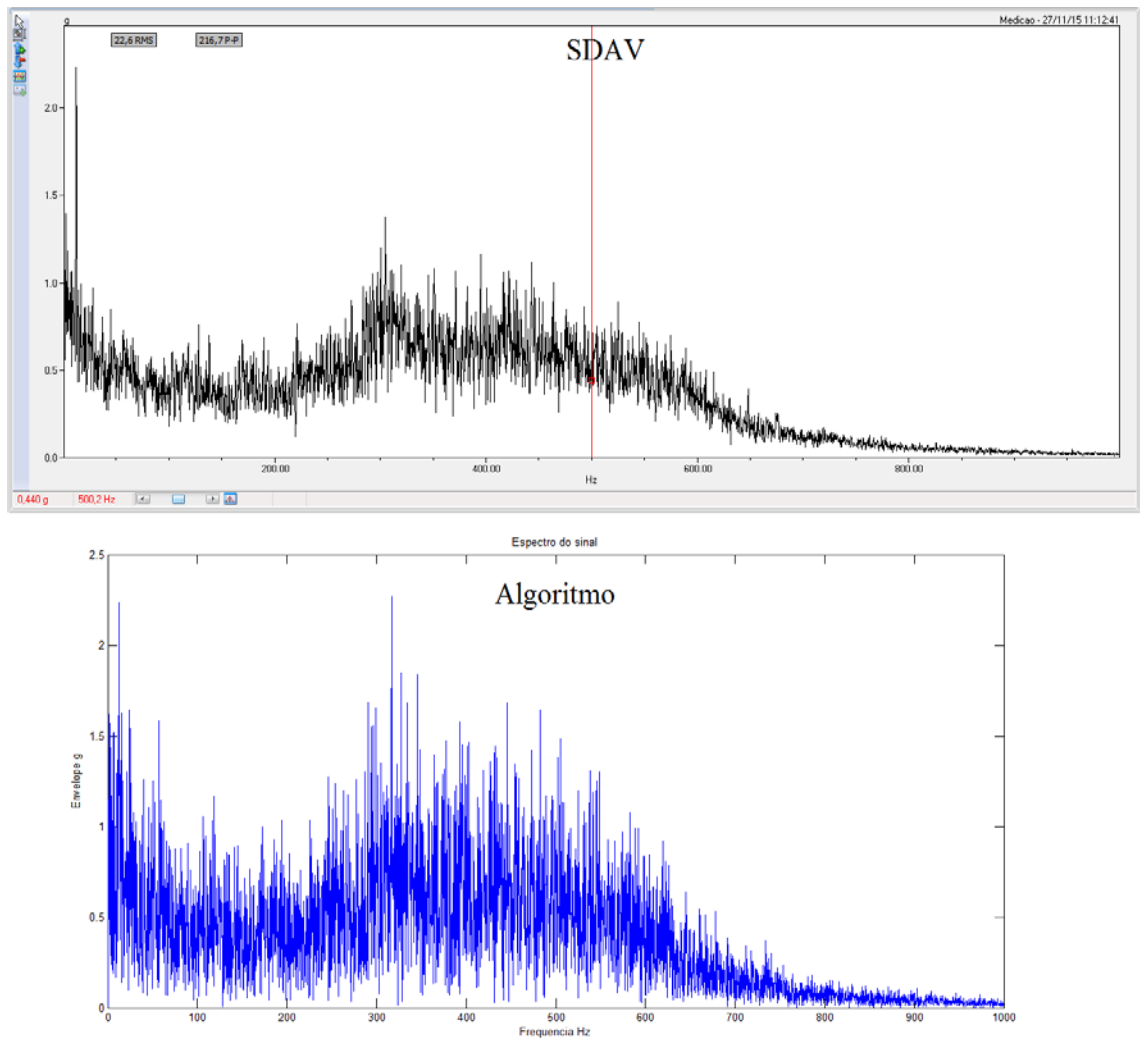



Figura 63. Espectro do envelope.

Após analisar os gráficos nota-se que a amplitude do sinal do algoritmo é ligeiramente maior do que o apresentado pelo SDAV, gerando um erro mais significativo do que os erros relacionados à frequência, e deve ser corrigido em trabalhos futuros buscando a maior convergência dos resultados possível.

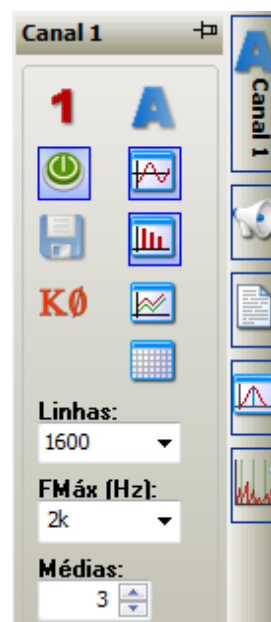
Portanto todos estes resultados mostram que a metodologia proposta é eficiente e capaz de identificar as falhas ocorrentes nos rolamentos de cubo de roda.

Em trabalhos futuros a curto prazo, pretende-se expandir as análises até alcançar os resultados apresentado pelo algoritmo com sinal analítico, esse, que apresenta mais informações que podem ser úteis ao usuário na tomada de decisão quanto a manutenção. E em trabalhos futuros a longo prazo, pretende-se incorporar métodos de predição da durabilidade dos rolamentos, estimando a quantidade de horas restantes até atingir um nível de criticidade estabelecido.

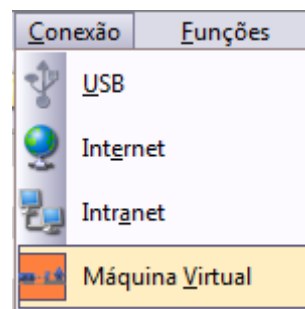
ANEXO I

Abra o software do SDAV e clique no botão  na barra de funções.

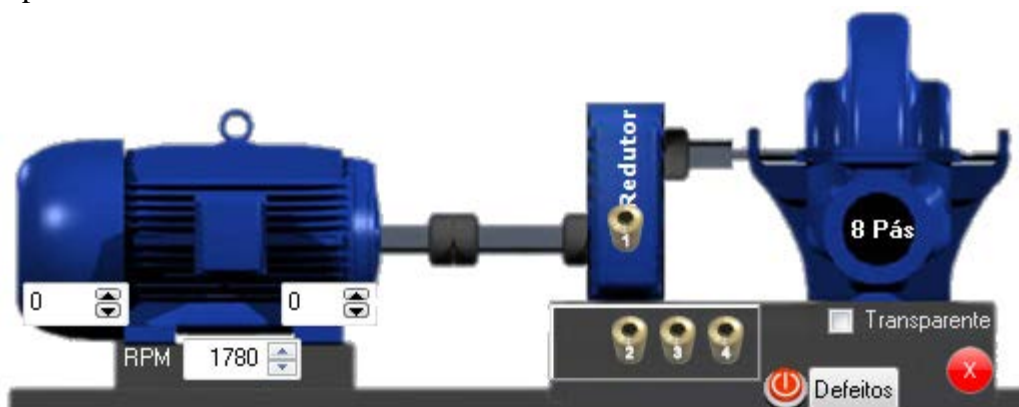
Defina os parâmetros do canal conforme a imagem no menu de configurações da janela. Defina o número do canal como (1), a unidade de medida como envelope (E), habilite a janela (Power), ative as janelas de (Sinal no tempo e Espectro do sinal), resolução das linhas (1600), a quantidade de medidas apresentando o sinal médio (3) e a frequência máxima (2k) as frequências acima disso serão eliminadas.



Insira a Máquina Virtual na aba Conexão/Hardware.



Aparecerá.

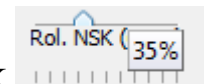


Zere todos os defeitos clicando em (D defeitos) na imagem do motor e depois em .

Defina o RPM em (1780).

Araste e posicione o sensor 1 conforme a imagem acima.

Ajuste o nível de defeito apenas do rolamento para 60% no Rol. NSK



Canal	Nome	RPM
1	Canal 1	1780

Acel. ICP 100 mV/ g
Ganho 4 Auto

Defina o nome e rotação para o sensor em, (Menu) e (Sensores).

Para adicionar o rolamento desejado em, (Menu) e (Rolamentos) digite o nome do modelo na aba de pesquisa e aperte enter.

Rolamentos

Busca por: 6201 Marca: TODOS (30220)

Marca	Modelo	N.Elem.
FAG	6201	7
KBC	6201	7
KOY	6201	7
NCH	6201	0
NSK	6201	7
NSK	6201	0
NTN	6201	7

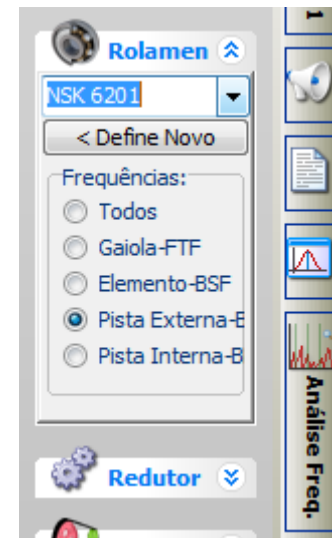
Escolha o rolamento NSK 6201 com um clique duplo no espaço para o rolamento 1.


Rolamentos

Canal 1

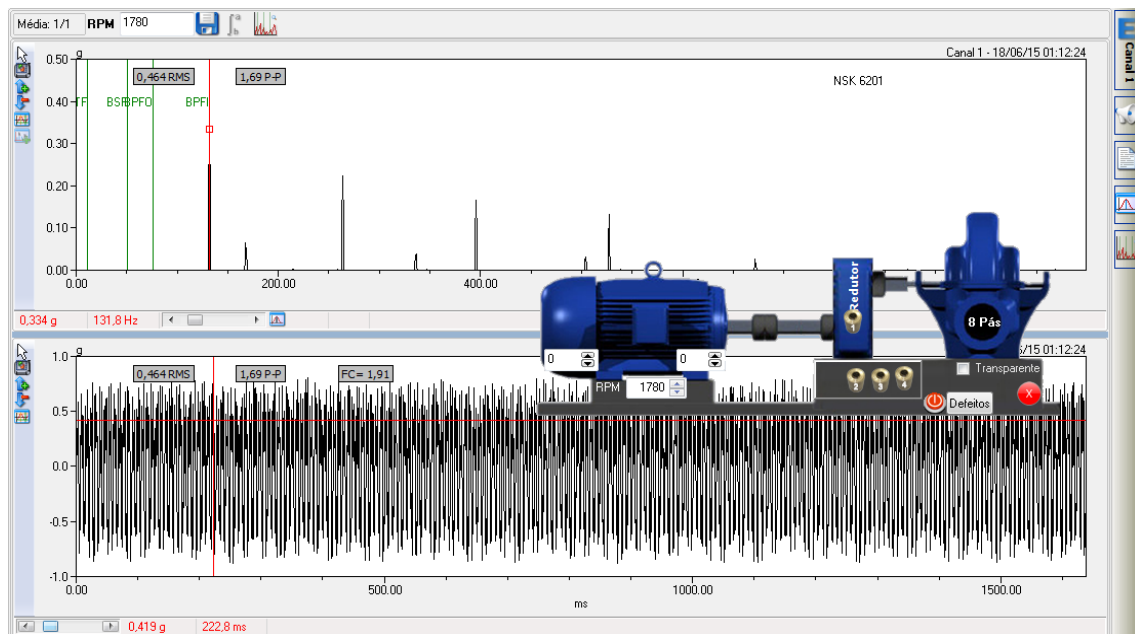
Rol.	Marca / Modelo
1	NSK 6201
2	Dois clicks para adicionar
3	Botão direito para Remover
4	

Selecione o rolamento para análise. Na aba análise de frequência. Nas opções frequências escolha qual tipo de falha deseja mostra no gráfico de frequência.

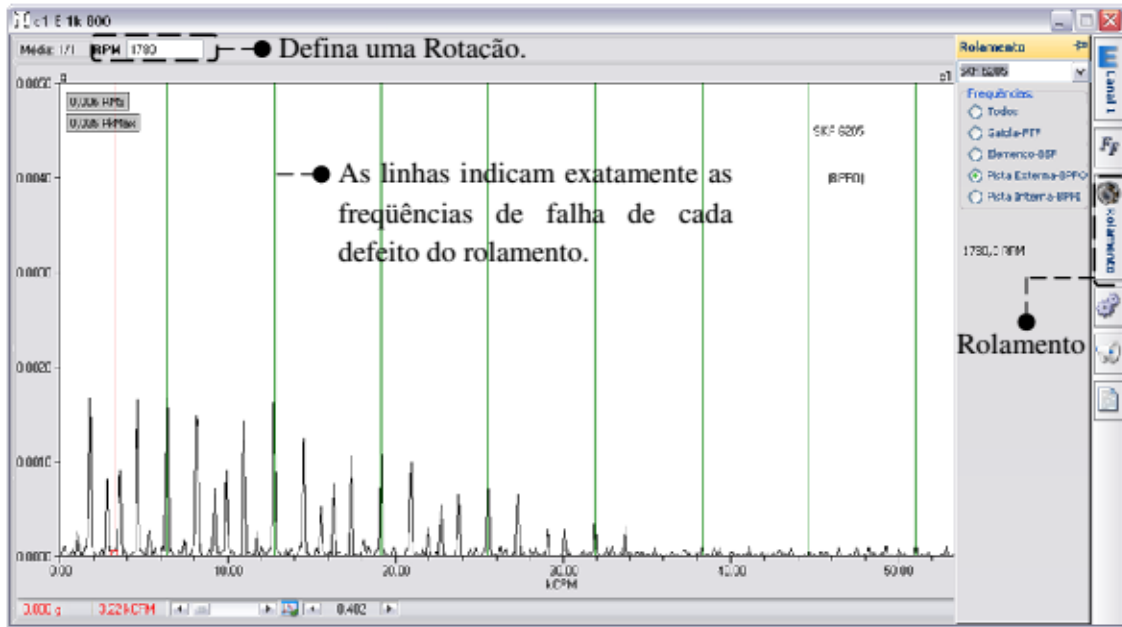


Inicie a coleta de dados em , na barra de funções.

Irá gerar um gráfico semelhante ao mostrado abaixo.



Assim podendo analisar quais defeitos coincidem com as frequências geradas pelo software.



ANEXO II

Neste anexo segue o código completo do algoritmo desenvolvido neste trabalho e contempla a análise tanto do sinal analítico quanto de um sinal experimental, este ultimo via leitura de um arquivo de texto.

Este programa faz análise de um sinal analítico que se queira.

```
%Universidade de Brasília - FGA
%Prisco Araújo Menezes 09/0039076
%Trabalho de conclusão de curso
%Tema: ANÁLISE DE VIBRAÇÕES APLICADAS À DETECÇÃO DE FALHAS EM
ROLAMENTOS DE
%      CUBO DE RODA

%Este programa faz a análise de vibração de um sinal
analítico/experimental
%e retorna a frequência característica de falha, envelope e espectro
do
%envelope

clear all
close all
clc

%-----
%Dados do rolamento
%-----
fr = 600;      %Frequência de rotação
d = 39;       %Diâmetro interno do rolamento
D = 74;       %Diâmetro externo do rolamento
teta = 0;     %Ângulo de contato
Ne = 14;      %Número de esferas

%Frequências características de falha
FTF = (fr/2)*(1-(d*cos(teta)/D))
BPFO = (Ne*fr/2)*(1-(d*cos(teta)/D))
BPF1 = (Ne*fr/2)*(1+(d*cos(teta)/D))
BSF = ((D*fr)/(2*d))*(1-(d*cos(teta)/D)^2)

%-----
%Parâmetros de amostragem sinal analítico
%-----
fa= 2048;
N = 2048;
df= fa/N;
dt = 1/fa;
fmax = fa/2;
ff= 0:df:(N-1)*df;
tt= 0:dt:(N-1)*dt;

%-----
%Aquisição do sinal analítico
%-----
%Seno
```

```

fsignal= 10;
y1 = 10*sin(2*pi*fsignal*tt);

%Pulsos
M= N/2^4;
t= 0:dt:(M-1)*dt;
x= sin(2*pi*400*t).*exp(-1000*t);
y2= [];
for kk=1:16
    y2=[y2,x];
end
m= length(y2);
T= 0:dt:(m-1)*dt;

%Sinal seno+pulso
S = y1+y2;

%-----
%Método envelope por meio da transformada de Hilbert
%-----
%Filtros passa banda
fc = 400;    %Frequência de interesse
lb = 5;      %Largura da banda

fs = fc+lb;
wn = fs/fmax;
[B,A] = butter(12,wn,'low');    %Passa baixa
SF1 = filter(B,A,S);

fi = fc-lb;
wn = fi/fmax;
[B,A] = butter(12,wn,'high');  %Passa alta
SF = filter(B,A,SF1);

%-----
%Método do envelope pela Transformada de Hilbert
%-----
%Transformada de Hilbert
STH = hilbert(SF);
EH = (real(STH).^2+imag(STH).^2).^(1/2);    %Envelope

%Transformada de Fourier do Envelope
STF = fft(EH);
phiEH = rad2deg(angle(STF));
absEH = (2/N)*abs(STF);    %Espectro do envelope

%-----
%Transformada de Fourier do sinal filtrado
%-----
STF2 = fft(SF);
phiSF = rad2deg(angle(STF2));
absSF = (2/N)*abs(STF2);

%-----
%Gráficos

```

```

%-----
nmax = N*fs/fa;
if nmax>(N/2)
    nmax=(N/2);
end

figure(1)    %Sinal filtrado e Envelope do sinal
hold on
plot(tt,SF,'b')
plot(tt,EH,'r')
title('Sinal filtrado e Envelope')
xlabel('tempo')
ylabel('Aceleração m/s^2')
legend('Sinal Filtrado','Envelope')

figure(2)    %Espectro do envelope
plot(ff(1:nmax),absEH(1:nmax))
title('Espectro do envelope')
xlabel('Frequencia Hz')
ylabel('Aceleração m/s^2')

figure(3)
plot(ff(1:nmax*2),absSF(1:nmax*2))
title('Espectro da falha')
xlabel('Frequencia Hz')
ylabel('Aceleração m/s^2')

figure(4)    %Gráfico do sinal
subplot(3,1,1)
plot(tt,y1)
title('Desbalanceamento')
xlabel('Tempo')
ylabel('Aceleração m/s^2')

subplot(3,1,2)
plot(tt,y2)
title('Falha no rolamento')
xlabel('Tempo')
ylabel('Aceleração m/s^2')

subplot(3,1,3)
plot(tt,S)
title('Sinal (Desbalanceamento + falha rolamento)')
xlabel('Tempo')
ylabel('Aceleração m/s^2')

```

Este algoritmo faz a análise de um arquivo texto contendo velocidade, aceleração e envelope no tempo, que se queira.

```

%Universidade de Brasília - FGA
%Prisco Araújo Menezes 09/0039076
%Trabalho de conclusão de curso
%Tema: ANÁLISE DE VIBRAÇÕES APLICADAS À DETECÇÃO DE FALHAS EM
ROLAMENTOS DE
%      CUBO DE RODA

%Este programa faz a análise de vibração de um sinal
analítico/experimental
%e retorna os espectros de frequência dos sinais lidos

clear all
close all
clc

%-----
%Aquisição do sinal experimental
%-----
%Lendo arquivo com sinal
%Velocidade
Arq1 = load('Vel_Tempo_01.txt');
tv = Arq1(:,1);
Sv = Arq1(:,2)/sqrt(2);    %Valor RMS

%Aceleração
Arq2 = load('Acel_Tempo_01.txt');
ta = Arq2(:,1);
Sa = Arq2(:,2)/sqrt(2);    %Valor RMS

%Envelope
Arq3 = load('Enve_Tempo_01.txt');
te = Arq3(:,1);
Se = Arq3(:,2)/sqrt(2);    %Valor RMS

%-----
%Parâmetros de amostragem sinal experimental
%-----
%Para velocidade e envelope
fmax = 1000;    %Fmax SDAV (1k Hz)
fa = fmax*2;    %Frequência de aquisição
N = 3200*2;    %Resolução do SDAV(3200 linhas)
df = fa/N;
dt = 1/fa;
ff = 0:df:(N-1)*df;
tt = 0:dt:(N-1)*dt;

%Para aceleração
fmaxv = 5000;    %Fmax SDAV (5k Hz)
fav = fmaxv*2;    %Frequência de aquisição
dfv = fav/N;
dtv = 1/fav;
ffv = 0:dfv:(N-1)*dfv;
ttv = 0:dtv:(N-1)*dtv;

```

```

%-----
%Transformada de Fourier
%-----
STFv = fft(Sv);
phiSv = rad2deg(angle(STFv));
absSv = (2/N)*abs(STFv);      %Espectro velocidade

STFa = fft(Sa);
phiSa = rad2deg(angle(STFa));
absSa = (2/N)*abs(STFa);      %Espectro aceleração

STFe = fft(Se);
phiSe = rad2deg(angle(STFe));
absSe = (2/N)*abs(STFe);      %Espectro envelope

%-----
%Gráficos
%-----

%Velocidade
figure(1)
plot(ff(1:N/2),absSv(1:N/2))
title('Espectro do sinal de velocidade')
xlabel('Frequencia Hz')
ylabel('Velocidade mm/s')

%Aceleração
figure(2)
plot(ffv(1:N/2),absSa(1:N/2))
title('Espectro do sinal de aceleração')
xlabel('Frequencia Hz')
ylabel('Aceleração m/s^2')

%Envelope
figure(3)
plot(ff(1:N/2),absSe(1:N/2))
title('Espectro do sinal de envelope')
xlabel('Frequencia Hz')
ylabel('Envelope g')

```

ANEXO III

O presente estudo de caso utiliza a plataforma Labview® (*Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench*) para o desenvolvimento do *software* utilizado para a confecção das análises de detecção de falhas desenvolvido por (BARILLI, 2013). Esse programa permite a criação de sistemas de medição e controle que podem ser aplicadas no desenvolvimento das análises de sinais provenientes de mancais de rolamento utilizando a técnica da Análise do Envelope. A figura 1 apresenta a interface do *software* desenvolvido:

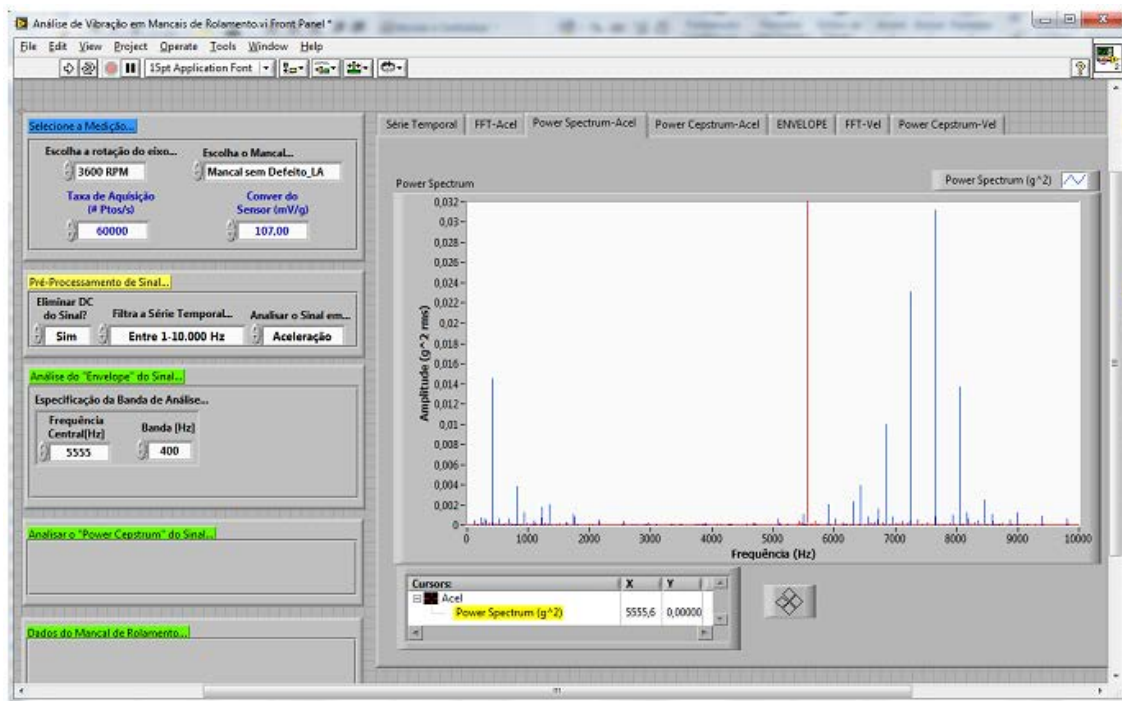


Figura 1

Para este estudo de caso, sinais foram adquiridos para quatro mancais contendo falhas diferentes. Esses foram montados, um de cada vez, em um rotor-kit modelo ABVT (*Alignment / Balance Vibration Trainer*) para possibilitar a simulação de uma máquina rotativa em operação. Os mancais e o rotor-kit podem ser vistos nas figuras 2 e 3.



Figura 2

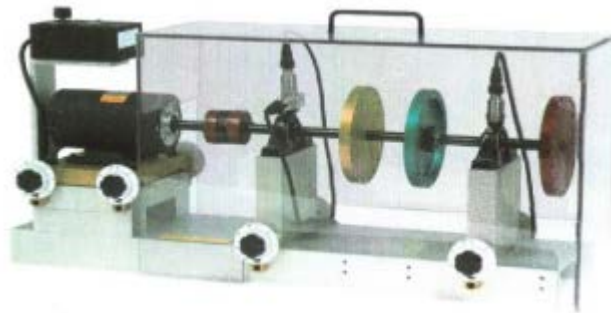


Figura 3

As informações técnicas a respeito dos mancais do rotor-kit são as seguintes:

Número de elementos rolantes: 8 esferas;

Diâmetro da esfera: 0,7145 cm;

Diâmetro da gaiola: 2,8519 cm;

FTF: 0,375 CPM/RPM;

BPFO: 2,998 CPM/RPM;

BPFI: 5,002 CPM/RPM;

BSF: 1,871 CPM/RPM;

BDF, Ball Defect Frequency, (frequência de falha num elemento defeituoso, considerando rolamento puro): 3,742 CPM/RPM;

Os sinais de vibração foram adquiridos na direção vertical, com uma taxa de aquisição de 60.000 amostras por segundo, durante 10 segundos, totalizando 600.000 amostras e tendo um espectro com frequência final máxima de 30.000 Hz. Contudo, o acelerômetro utilizado na medição responde linearmente até 10.000 Hz, e a sua frequência de ressonância é 16.000 Hz. Foi utilizada uma taxa de aquisição de 60 KHz a fim de identificar as zonas de ressonância.

Os dados foram adquiridos em três rotações diferentes: 800 RPM, 1800 RPM e 3600 RPM. A série temporal obtida para o mancal 1, para a rotação do eixo de 800 RPM, é mostrada na figura 4 a título de exemplificação da utilização do *Software* desenvolvido.

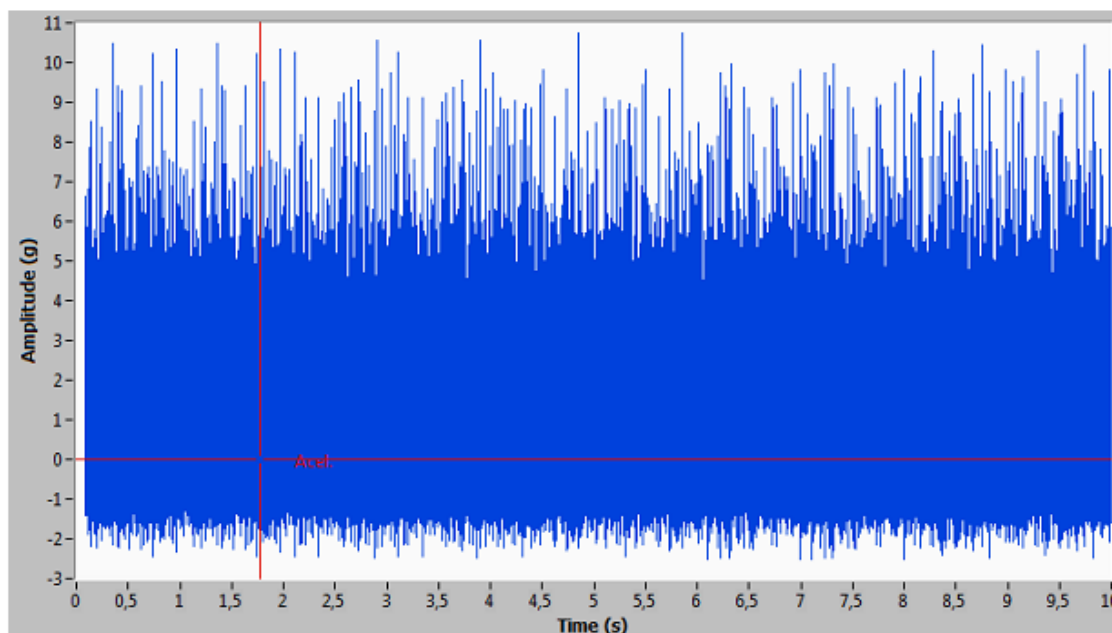


Figura 4

Percebe-se que a resolução dos dados obtidos no domínio do tempo revela-se incapaz de fornecer informações úteis à aplicação das técnicas comentadas nas seções precedentes, já que o excesso de superposições impossibilita a identificação de uma ou mais frequências em particular. Conforme visto anteriormente, além de esperada, essa constatação configura uma demanda pela utilização de outras técnicas que proporcionem melhores resoluções dos dados a fim de viabilizar as análises.

É necessário identificar as frequências de rotação do eixo, bem como seus harmônicos. Essa identificação é necessária para a realização de uma distinção adequada entre as frequências de rotação e as frequências características de defeitos. As frequências de rotação do eixo para as três rotações podem ser visualizadas na Tabela 1.

Tabela 1

RPM	Hamônicos da Rotação do Eixo		
	1 (Hz)	2 (Hz)	3 (Hz)
800,00	13,33	26,67	40,00
1800,00	30,00	60,00	90,00
3600,00	60,00	120,00	180,00

Em seguida, foi feita uma varredura em cada mancal a fim de verificar a consistência dos cálculos das frequências de rotação do eixo e seus harmônicos. Essa varredura consistiu, preliminarmente, na geração de um gráfico no domínio da frequência

fazendo-se uso da FFT. No gráfico gerado, foi feita uma pesquisa para confirmar a ocorrência de tais frequências. Verificou-se, entretanto, que para algumas rotações, as frequências de rotação do eixo apresentaram uma pequena variação em relação àquelas calculadas teoricamente. Investigações sobre possíveis causas indicaram que isso se deve a uma imprecisão instrumental relacionada ao estabelecimento das rotações as quais o rotor foi submetido no decorrer dos experimentos. Como os valores foram próximos e tiveram coerência em relação ao surgimento de seus harmônicos, optou-se por manter as frequências de rotação observadas no gráfico FFT e corrigir os valores de rotação do eixo. Dessa forma, foram obtidas as rotações e respectivas frequências apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2

RPM	Hamônicos da Rotação do Eixo		
	1	2	3
786,00	13,10	26,20	39,30
1788,00	29,80	59,60	89,40
3600,00	60,00	119,20	180,00

O próximo passo consistiu no cálculo das frequências de falha, as quais são determinadas teoricamente por meio das expressões apresentadas no subitem 3.1. Na presente pesquisa, tais frequências foram calculadas a partir das frequências de falha fornecidas pelo fabricante dos mancais defeituosos. O cálculo empregado e as frequências obtidas para cada rotação do eixo podem ser visualizados na Tabela 3.

Tabela 3

FALHA	CPM/RPM	Freq. de Falha		
		786,00	1788,00	3600,00
FTF (Hz)	0,375	4,91	11,18	22,50
BSF (Hz)	1,871	24,51	55,76	112,26
BPFO (Hz)	2,998	39,27	89,34	179,88
BPFI (Hz)	5,002	65,53	149,06	300,12

Em seguida, uma vez determinadas as frequências características de defeitos, o próximo passo correspondeu a uma varredura dos gráficos gerados pelo *software* em busca da detecção das mesmas. Para os quatro mancais, a metodologia utilizada consistiu na seguinte sequência:

- i. Geração do gráfico FFT: Conforme visto, o uso da série temporal não gera recursos suficientes para o desenvolvimento das análises. Logo, é gerado um gráfico FFT a fim de permitir as pesquisas iniciais. Vale ressaltar que

o espectro de vibração tem um limite superior em frequência devido a frequência natural do acelerômetro empregado na aquisição de dados. Como sua frequência natural se equivale a aproximadamente 16 kHz, na prática os dados adquiridos passam a sofrer uma intensificação em amplitude quando os níveis de frequência aproximam se desse valor. Para evitar a aquisição de dados inconsistentes, considera-se que esse efeito surge a partir de 10kHz, como consequência das ressonâncias geradas pelo próprio acelerômetro. Dessa forma, as varreduras que compõe a presente pesquisa são limitadas em 10 kHz, conforme mostrado na figura 6 para o mancal 1 a 800 RPM.

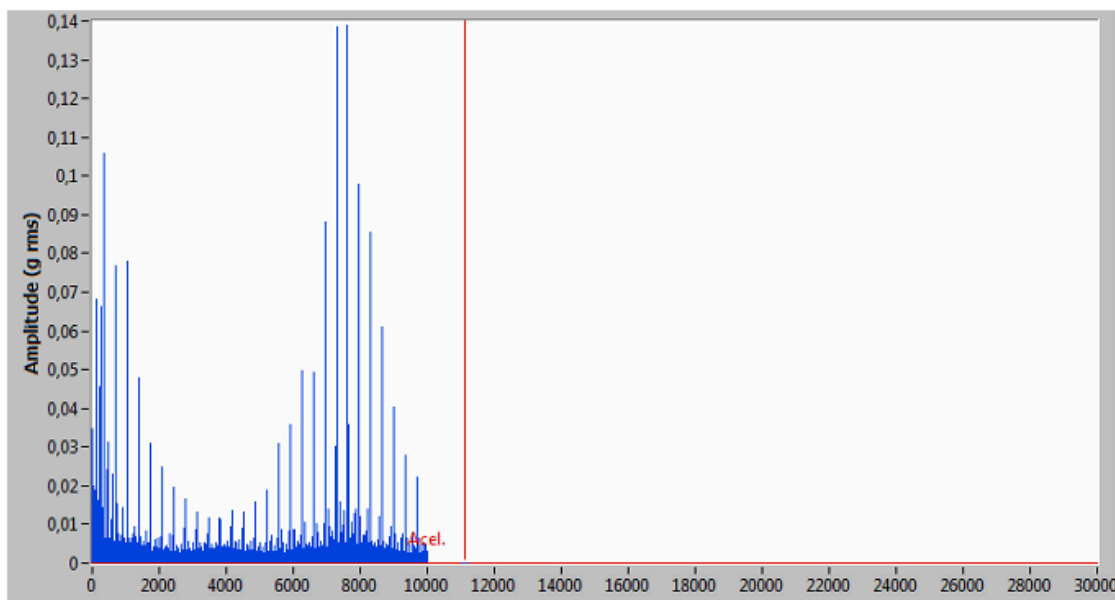


Figura 5

- ii. Varredura Preliminar no Gráfico FFT: Em alguns casos, esse gráfico forneceu resolução suficiente para o desenvolvimento de uma varredura preliminar em busca da detecção de frequências que poderiam estar relacionadas a defeitos. No entanto, em geral, houve uma perda de resolução do gráfico FFT para rotações mais elevadas, tornando as varreduras menos eficazes.

Alterando-se os limites inferior e superior do eixo das abscissas, é possível um aumento de resolução do gráfico, o que permite uma maior precisão na leitura dos resultados obtidos. A figura 6 exemplifica essa técnica aplicada ao mancal 1 a 800 RPM, onde o limite superior foi reduzido de 10kHz para 2 kHz. Com isso, foi possível ajustar o software para uma rodada preliminar de geração de gráficos FFT limitada entre 1 Hz e 2 kHz.

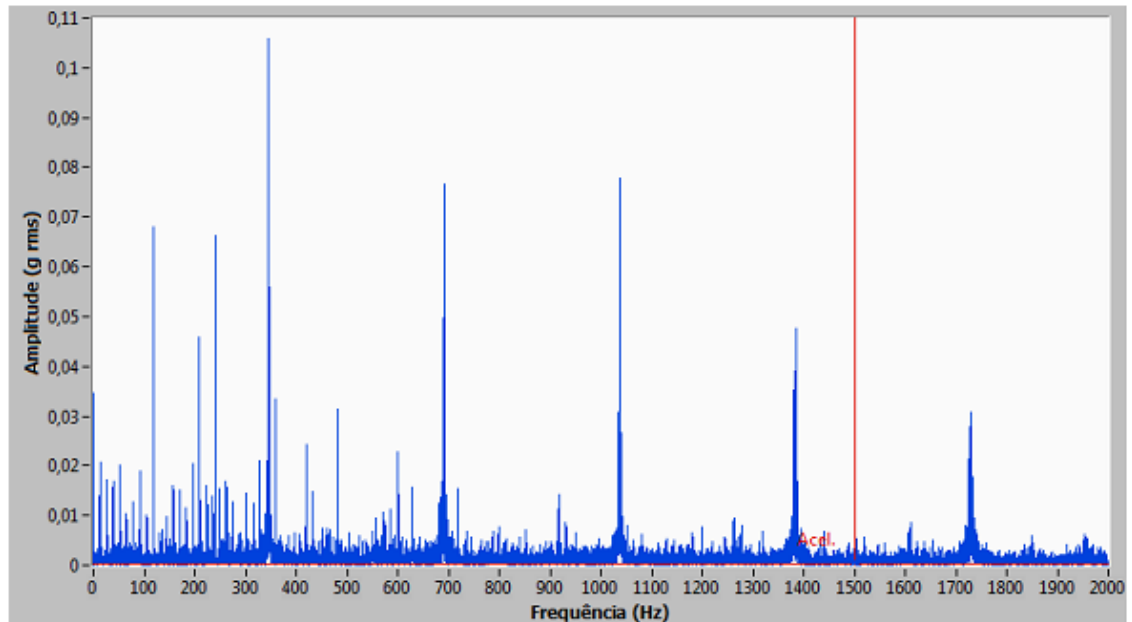


Figura 6

Considerando esse intervalo, realizou-se uma varredura no gráfico visando identificar possíveis ocorrências de frequências características de falhas. Essa varredura resultou na identificação de um número significativo de ocorrências para as frequências de falha na gaiola (FTF) e falha na pista interna (BPFI), as quais estão apresentadas nas Tabelas 4 e 5 para o mancal 1:

Tabela 4

Rotação (RPM)	Harmônico da Rotação mais Próximo (Hz)	FTF (Hz)				
		Harmônico da falha (#)	Calculado (Hz)	Variação (<2%)	Gráfico (Hz)	Gráfico (acel) (g pk-pk)
-	-	-	-	-	-	-
788,00	694,30	141	692,66	0,03	692,90	0,014330
	1048,00	210	1031,63	0,63	1038,10	0,006666
	1310,00	280	1375,50	0,61	1383,85	0,008443
	1703,00	352	1729,20	0,10	1731,00	
1788,00	745,00	66	737,55	-0,59	733,20	0,040800
	1102,60	98	1095,15	0,42	1099,80	0,013089
	1460,20	131	1463,93	0,01	1464,10	0,005923
	1847,60	164	1832,70	0,02	1833,10	0,006578
3600,00	1060,00	47	1057,50	-0,16	1055,80	0,012300

Tabela 5

Rotação (RPM)	Harmônico da Rotação mais Próximo (Hz)	BPFI (Hz)				
		Harmônico da falha (#)	Calculado (Hz)	Variação (<2%)	Gráfico (Hz)	Gráfico (acel) (g pk-pk)
-	-	-	-	-	-	-
788,00	589,50	9	589,74	1,72	599,90	0,022801
	720,50	11	720,79	-0,11	720,00	0,015380
	917,00	14	917,37	0,08	918,10	0,014121
	1270,70	19	1245,00	1,51	1263,80	0,008177
	1637,50	25	1638,16	-1,66	1611,00	0,008463
1788,00	596,00	4	596,24	0,65	600,10	0,012319
	745,00	5,00	745,30	-1,62	733,20	0,079085
	1043,00	8	1043,42	5,14	1097,10	0,049972
	1341,00	9	1341,54	0,03	1342,00	0,009250
	1490,00	10	1490,60	-1,65	1466,00	0,035002
3600,00	900,00	3,00	900,36	0,07	901,00	0,015322
	1200,00	4,00	1200,48	0,03	1200,80	0,010590
	1500,00	5,00	1500,60	0,10	1502,10	0,007051

Percebe-se pelos valores das amplitudes, que as ocorrências para BPFI tiveram valores superiores em relação à FTF, o que pode sugerir uma predominância desse tipo de falha. Entretanto, as frequências obtidas aproximam-se de harmônicos da frequência de rotação do eixo, o que abre margem para a possibilidade de tais ocorrências serem influenciadas apenas pela passagem dos elementos rolantes pela zona de carregamento do rolamento. Logo, se faz necessária a intensificação de pesquisas por meio de combinações com outras técnicas de análise de sinais.

- iii. Seleção das Bandas de Frequências: Com o gráfico FFT, é possível a identificação das bandas de frequências suspeitas de conter defeitos, através da comparação entre as amplitudes de um mancal defeituoso e um mancal sem defeito. A correta identificação de tais bandas é imprescindível para a aplicação da técnica tema central desta pesquisa, a Análise do Envelope. Dessa forma, foi realizada uma comparação entre os espectros de 1 a 10 kHz presentes nos gráficos FFT dos mancais defeituosos e sem defeito para as três rotações do eixo, exemplificada na figura 7.

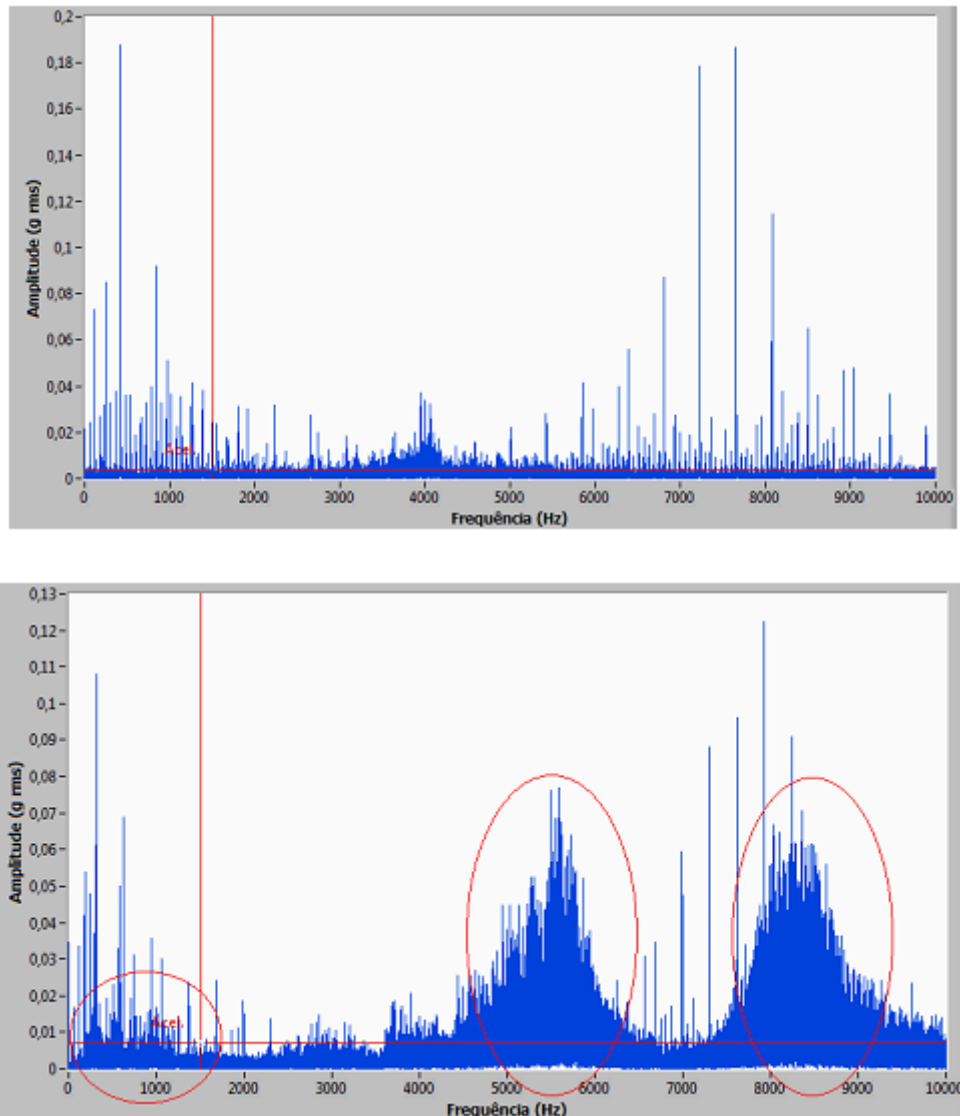


Figura 7

As figuras acima são referentes a uma rodada de processamento para os mancais 1 e sem defeito, submetidos a 3600 RPM. Pode-se notar claramente o surgimento de ressonâncias nas faixas de 5 kHz a 6 kHz e 8 kHz a 9 kHz. Além disso, percebe-se um aumento concentrado de amplitudes em torno de 600 Hz. Dessa forma, constata-se a necessidade de investigar que frequências influenciam essas ressonâncias. Portanto, fica estabelecida uma banda central, correspondente à frequência de maior amplitude na região que apresenta a variação no espectro, e uma banda lateral, correspondente a largura das alterações de amplitude. Essa banda pode ser vista na figura 8 e seus valores, na Tabela 6.

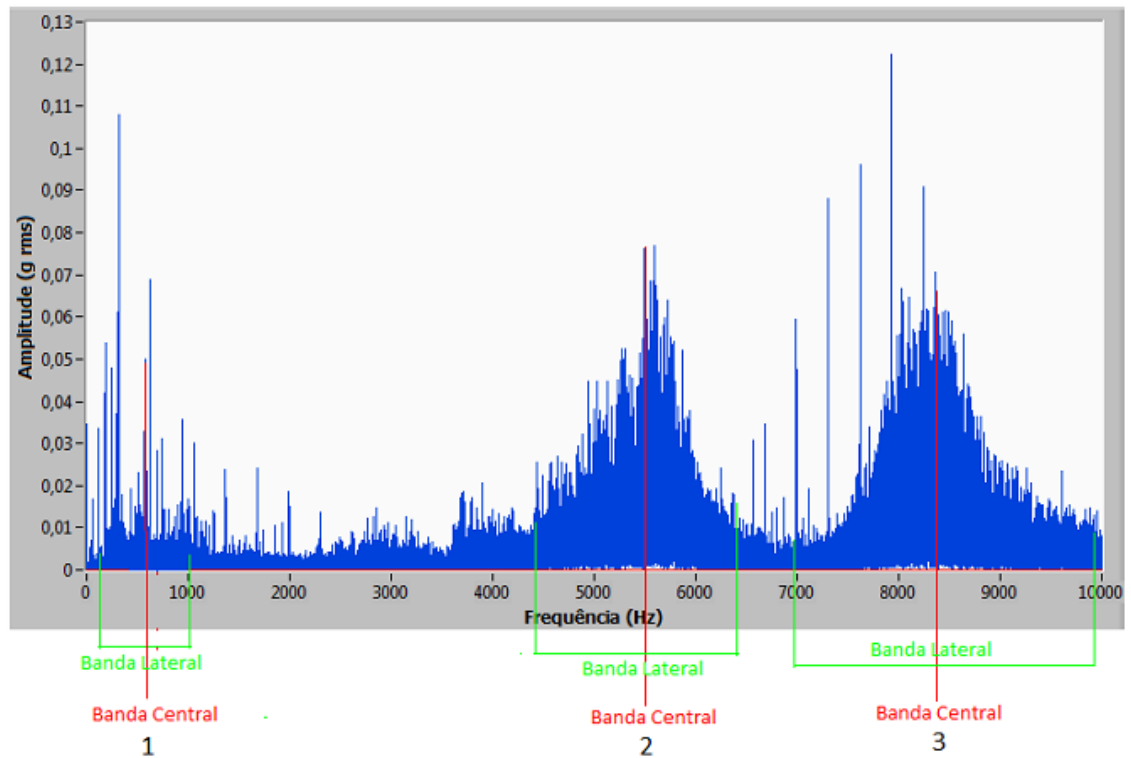


Figura 8

Tabela 6

	Banda Central (Hz)	Banda lateral (Hz)
1	500	1000
2	5600	2000
3	8300	3000

- iv. Geração do Gráfico do Envelope: Essa etapa correspondeu a varredura principal da análise, já que essa técnica corresponde ao objeto principal em estudo. Foram selecionados os picos de frequências que apareciam de forma mais significativa no espectro do envelope obtido para a banda escolhida. O critério de seleção desses picos consistiu no registro de sinais com amplitudes superiores a 0,005 (pk-pk), já que esses se destacaram dentre as demais frequências que formaram o plano de fundo do espectro, provavelmente associadas a ruídos e componentes espúrios. Além disso, optou-se por dar atenção especial para amplitudes superiores a 0,01 (pk-pk), visando uma maior confiabilidade nos diagnósticos. Em seguida, esses sinais registrados eram comparados com as frequências de rotação do eixo e frequências características de defeitos, respeitando-se uma variação máxima de 2% a fim de considerar o efeito de deslizamento. As ocorrências de frequências de falha identificadas no espectro que não coincidiram com frequências de rotação do eixo e respeitaram a variação máxima, foram utilizadas para demonstrar uma tendência de ocorrência da respectiva falha. Na prática, a geração do envelope do sinal iniciou-se com

a entrada das bandas identificadas na etapa anterior nos respectivos campos do *software*. Isso possibilitou a rodada de processamento e geração do gráfico, como mostrado na figura 9:

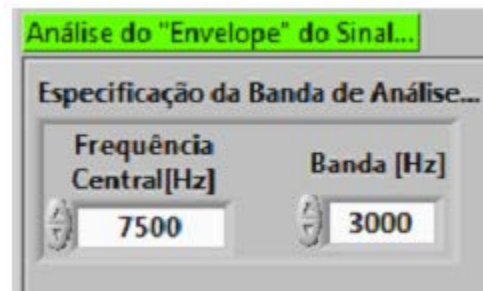


Figura 9

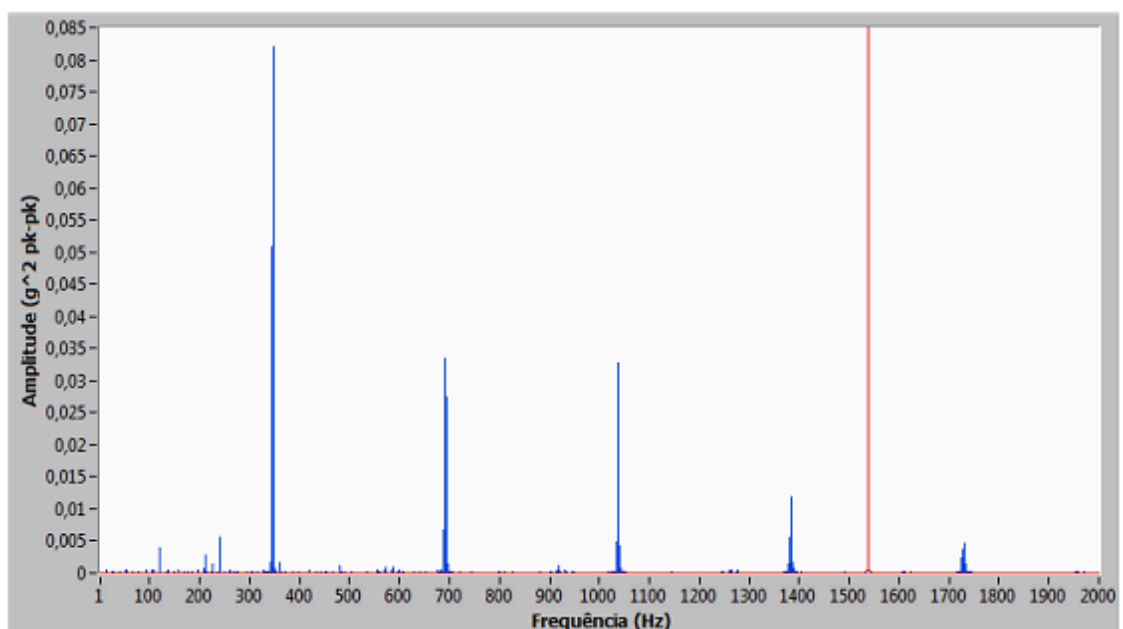


Figura 10

O gráfico mostrado da figura 10 foi gerado considerando-se uma banda central de 7,5 kHz e banda lateral de 3 kHz. A ampla largura da banda se justifica em uma abordagem conservadora, visando garantir a inclusão de todas as possíveis frequências que estejam modulando o sinal adquirido.

- v. Tabela de Frequências: Para organizar os dados obtidos a partir das comparações, foi desenvolvida uma tabela de frequências para cada mancal estudado, visando permitir a identificação das frequências de falha mais significativas. Dessa forma, foi possível associar as falhas com maiores chances de estarem presentes em seus respectivos mancais. Após a geração dos gráficos do envelope, é feita uma nova varredura com objetivo de detectar a ocorrência de frequências características de falhas. Na Tabela 7 estão apresentados os resultados mais significativos obtidos para as frequências de falha na gaiola e pista interna.

Tabela 7

Rotação (RPM)	Harmônico da Rotação mais Próximo (Hz)	FTF					
		Harmônico da falha (#)	Calculado (Hz)	Banda Cent - Lat (Hz)	Gráfico (Hz)	Varição (<2%)	Gráfico (acel) (g2 pk-pk)
-	-						
788,00	340,60	71	348,79	1000 - 1000	346,15	0,76	0,044075
	340,60	71	348,79	7500 - 3000	346,12	0,76	0,082027
	694,30	141	692,66	7500 - 3000	691,84	0,12	0,033450
	1034,9	211	1036,54	7500 - 3000	1038,06	-0,15	0,032746
1788,00	357,60	33	368,78	700 - 2000	367,10	0,60	0,046231
	715,20	66	737,55	7500 - 2000	733,09	0,60	0,040800
	1102,60	98	1095,15	7500 - 2000	1099,99	-0,44	0,014000
	357,60	33	368,78	7500 - 2000	367,10	0,45	0,063000
	715,20	66	737,55	7500 - 2000	733,09	0,60	0,040800
	1102,60	98	1095,15	7500 - 2000	1099,99	-0,44	0,014000
3600,00	300,00	14	315,00	500 - 1000	312,00	0,95	0,020877
	60,00	2	45,00	5600 - 2000	46,81	-4,02	0,010000
	180,00	8	180,00	5600 - 2000	187,16	-3,98	0,018000
	60,00	2	45,00	8300 - 3000	46,81	-4,02	0,011000
	180,00	8	180,00	8301 - 3000	187,16	-3,98	0,016000
	300,00					0,00	

Tabela 8

Rotação (RPM)	Harmônico da Rotação mais Próximo (Hz)	BPFI					
		Harmônico da falha (#)	Calculado (Hz)	Banda Cent – Lat (Hz)	Gráfico (Hz)	Variação (<2%)	Gráfico (acel) (g2 pk-pk)
-	-						
788,00	340,60	5	327,63	1000 - 1000	346,15	-5,65	0,044075
	340,60	5	327,63	7500 - 3000	346,12	-5,64	0,082027
	694,30	10	655,26	7500 - 3000	691,84	-5,58	0,033450
	1034,9	16	1048,42	7500 - 3000	1038,06	0,99	0,032746
1788,00	357,60						
	625,00	4,00	596,24	700 - 2000	605,93	-1,62	0,002414
	715,20	5	745,30	700 - 2000	733,09	1,64	0,026209
	1102,60	7	1043,42	700 - 2000	1099,79	-5,40	0,007344
	1460,20	10	1490,60	700 - 2000	1466,09	1,64	0,002707
	715,20	5	745,30	7500 - 2000	733,09	1,64	0,040800
	1102,60	7	1043,42	7500 - 2000	1099,99	-5,42	0,014000
	1460,20	10	1490,60	7500 - 2000	1464,11	1,78	0,005923
		12	1788,72	7500 - 2000	1833,74	-2,52	0,001591
3600,00	300,00	2	300,12	500 - 1000	312,00	-3,96	0,018988
	600,00	3	600,24	500 - 1000	624,10	-3,98	0,006666
	300,00	2	300,12	5600 - 2000	312,01	-3,96	0,006613
	2700,00	9	2701,08	5600 - 2000	2799,87	-3,66	0,002960
	2700,00	10	3001,20	5600 - 2000	2915,01	2,87	0,002106
	300,00	2	300,12	8300 - 3000	312,01	-3,96	0,006613

Novamente, percebe-se um grande número de ocorrências para as falhas na gaiola (FTF) e na pista interna (BPFI). As justificativas e propostas de diagnóstico serão realizadas posteriormente.

Referências bibliográficas

- Rao, S. S., 2009. “Vibrações Mecânicas”. Pearson Prentice Hall, 4 ed.
- Adyles, A. J. 2004. “Manutenção Preditiva Usando Análise de Vibrações”. Editora Manole Ltda.
- Teknikao Indústria e Comércio Ltda., “Análise de vibrações”.
- Moura, H. G., 2010. “Métodos de Identificação de Forças em Sistemas Vibroacústicos”. Tese de doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina.
- Nunes, M. A. C., 1989. “Diagnóstico de defeitos em rolamentos pela técnica do envelope”. Pós graduação. Universidade Federal de Santa Catarina.
- Motion & Control NSK. “NSK Rolamentos”. Catálogo de rolamentos e especificações.
- Spamer, F. R., 2009. “Técnicas Preditivas de Manutenção de Máquinas Rotativas”. Projeto de Graduação. Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- Barilli, R. J. C., 2013. “Análise de Falhas em Rolamentos Utilizando a Técnica Envelope”. Projeto de Graduação. Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- Soeiro, N. S., 2001. “Análise Modal Experimental”. Universidade Federal do Pará, Belém.
- Lima, I. A. M., 2014. “Proposição de uma Bancada Didática para Análise de Vibração em Manutenção Preditiva”. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade de Brasília, Brasília.
- Antoniolli, E.B., 1999, ”Análise comparativa das técnicas de medição e análise das vibrações, aplicadas na manutenção preditiva”. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina. Santa Catarina.
- Mirshawka, V. 1991. “Manutenção Preditiva – Caminho para Zero Defeitos” Ed. McGrawHill. São Paulo.
- Siqueira, I. P., 2005. “Manutenção Centrada na Confiabilidade: Manual de Implementação” Ed. Qualitymark. Rio de Janeiro, 2005.
- Vieira, F., 2006. “Método e Técnica de Análise de Vibração. Treinamento na Empresa Grupo Moura”.
- Silva, E. L.; Menezes, E. M., 2005. “Metodologia da Pesquisa e Elaboração de Dissertação” Ed. Atual. Florianópolis.