



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

RODRIGO LIMA PEREIRA

**ESTUDO DAS TÉCNICAS NÍVEL GLOBAL RMS E ENERGIA RESIDUAL PARA
DETECÇÃO DE FALHAS EM ENGRENAGENS**

Fortaleza

2016

RODRIGO LIMA PEREIRA

**ESTUDO DAS TÉCNICAS NÍVEL GLOBAL RMS E ENERGIA RESIDUAL PARA
DETECÇÃO DE FALHAS EM ENGRENAGENS**

Trabalho apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra

Fortaleza

2016

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- P495e Pereira, Rodrigo Lima.
Estudo das técnicas nível global RMS e energia residual para detecção de falhas em engrenagens /
Rodrigo Lima Pereira. – 2016.
60 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia,
Curso de Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2016.
Orientação: Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra.
1. Manutenção. 2. Máquinas. 3. Engrenagens. I. Título.

CDD 620.1

RODRIGO LIMA PEREIRA

**ESTUDO DAS TÉCNICAS NÍVEL GLOBAL RMS E ENERGIA RESIDUAL PARA
DETECÇÃO DE FALHAS EM ENGRENAGENS**

Trabalho apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra

Aprovada em: ___/___/_____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra
Universidade Federal do Ceará
(UFC)

Prof. Dr. Francisco Elicivaldo Lima
Universidade Federal do Ceará
(UFC)

Profa. Dra. Maria Alexandra de Sousa Rios
Universidade Federal do Ceará
(UFC)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus por ter me concedido o dom da vida e a capacidade de aprender, por ter sido luz nos momentos mais escuros dessa jornada e por ser fonte inspiradora a cada dia.

Aos meus pais Magna e Edvaldo por serem fonte diária de amor e carinho, por ensinarem que o trabalho honesto é sempre o melhor caminho e que a vida é uma dádiva divina.

Ao meu irmão Edvaldo Júnior por todos os seus ensinamentos, companheirismo e amizade. O maior exemplo de homem que poderia ter.

Aos colegas do Laboratório de Vibrações Mecânicas da UFC, em especial ao Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra, que por meio do seu auxílio e dedicação contínuos, tornou-se fundamental para a consecução deste trabalho.

Aos meus familiares e amigos, em especial à Adriana, Raimunda, Alexandre, Halana, Camila, Guilherme, Wesley, Bruna, Denilson, Leonardo, Larissa, Luan, Gabriela e Welbson pelos momentos de alegria e descontração.

Aos amigos Santiago Brito, Arthur Lincoln, Sara Duarte e Augusto Fontenele pelo apoio fundamental durante os principais momentos de minha jornada.

A todos os colegas do Curso de Engenharia Mecânica, em especial ao Marcelo, Hugo, Rafael, Filipe, Josafá, Wilkson, João Nobre, Caio, Barroso, Ernane, Guthierre, Jeová, Jonathan, Lucas, Mario, Nicolas, Esley, Rodrigo, Samuel, Victor e Vilnardo por seus ensinamentos e amizade.

Aos amigos Jefferson, Eduardo e Larissa, pelo companheirismo e amizade ao longo de toda Ciência sem Fronteiras.

Aos colegas de trabalho da Gerdau Cearense, em especial ao Renan Félix, Marcos Melciades, Joeldo Nápoles, Jefferson Souza, Décio Veloso, Flávio Freitas e Arthur Falbo por me ensinarem tanto sobre o valor do conhecimento e do trabalho em equipe.

À Juliana Frutuoso, minha namorada, companheira e amiga, com a qual conheci o mundo.

“Para ser grande, sê inteiro: nada teu exagera ou exclui. Sê todo em cada coisa. Põe quanto és no mínimo que fazes. Assim em cada lago a lua toda brilha, porque alta vive”

Fernando Pessoa

RESUMO

Com o início da geração industrial moderna, as plantas industriais passaram a investir em formas de maximizar a disponibilidade e a confiabilidade dos seus equipamentos. A manutenção preditiva surgiu, então, para efetuar o acompanhamento da condição do maquinário sem tirá-lo de operação, sendo a análise das assinaturas vibracionais uma das principais formas de execução desse tipo de manutenção. Assim, este trabalho busca avaliar o Nível Global RMS e Energia Residual, ambas técnicas de análise de vibrações, objetivando a comprovação de suas eficácias na análise de sistemas engrenados de forma geral. Para essa finalidade realizou-se vários testes em uma bancada com engrenagens operando com e sem a presença de defeito pontual e com e sem a presença de lubrificação. O defeito foi induzido pelo usuário e caracterizou-se pela quebra de um dente da coroa, engrenagem de 34 dentes, enquanto que o pinhão, engrenagem de 23 dentes, permaneceu sem alterações. Para a coleta de dados utilizou-se um sistema composto por acelerômetro, condicionador de sinal, osciloscópio e computador. Já para o tratamento de dados e a aplicação das técnicas de análise de vibrações utilizou-se um programa computacional elaborado no software MATLAB. Antes da coleta de dados elaborou-se o modelo matemático de um engrenamento ideal, a fim de obter o espectro livre de defeitos. Em seguida, as coletas foram realizadas e os resultados estudados. Para a análise de engrenagens com e sem defeito, o Nível Global RMS mostrou-se inconclusivo, apresentando variações de 0,0215 (4,3%), já para a análise de engrenagens com e sem lubrificação, essa técnica mostrou-se bastante útil, apresentando variações de 0,3161 (63,4%). Para as análises de defeito pontual e falta de lubrificação, a Energia Residual apresentou variações de 5,6190 e 9,0306, respectivamente, sendo então coerentes e decisivas para o sucesso das análises, além de mostrar-se a técnica mais adequada para a detecção do defeito. A importância da posição do acelerômetro na bancada de testes também foi discutida, sendo o mancal 3 o escolhido para realização das coletas de dados.

Palavras Chave: Manutenção Preditiva, Análise de Vibrações, Falhas em Engrenagens, Nível Global RMS, Energia Residual

ABSTRACT

After the industrial revolution, maintenance plants have invested in ways to maximize the availability and reliability of their equipment. Then, predictive maintenance came to make the monitoring of machinery condition without taking it out of operation, using, for this purpose, the analysis of vibrational signatures. Thus, this work aims to study about the Global Level RMS and the Residual Energy, both vibration analysis techniques applied to a gear systems. Various tests took place in a bench with gears operating with and without the presence of defect – broken tooth – and lubrication. For data collection, a system consisting of accelerometer, signal conditioner, oscilloscope and computer was used. Then a computer program developed in MATLAB was used for the treatment of data and the application of vibration analysis techniques. In the analysis of failure, the Global Level RMS proved to be inconclusive, with variations of 0.0215 (4.3%), but for lubrication analysis, this technique showed useful values, showing variations of 0.3161 (63.4%). For all tests, the Residual Energy showed consistent results, proving to be the most appropriate technique for the detection of the failure. The importance of the accelerometer position on the bench was also discussed, leading to choose the bearing 3 to carrying out the data collection.

Key Words: Predictive Maintenance, Vibration Analysis, Gear Failure, Global Level RMS, Residual Energy

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Manutenção corretiva não planejada.....	21
Figura 2: Manutenção preventiva.....	22
Figura 3: Manutenção preditiva.....	23
Figura 4: Formação da curva involuta.....	25
Figura 5: Relação entre o comprimento de ação e o ângulo de pressão.....	26
Figura 6: Nomenclatura padrão de engrenagens.....	28
Figura 7: Espectro ideal de um engrenamento sem defeito.....	31
Figura 8: Desgaste excessivo nos dentes de engrenagem.....	33
Figura 9: Dente quebrado em uma engrenagem sem fim.....	33
Figura 10: Sinal proveniente de uma engrenagem fictícia com defeito pontual.....	34
Figura 11: Sinal proveniente de uma engrenagem fictícia com defeito espalhado pelo dente.....	34
Figura 12: Espectro do sinal de uma engrenagem fictícia com defeito pontual.....	35
Figura 13: Espectro do sinal de uma engrenagem fictícia com defeito espalhado pelo dente.....	36
Figura 14: Sinais vibratórios no domínio do tempo provenientes de diversos defeitos.....	37
Figura 15: Relação entre Média, RMS, Pico e Pico a Pico de um sinal senoidal.....	38
Figura 16: Relação entre Média, RMS, Pico e Pico a Pico de um sinal complexo.....	39
Figura 17: Relação entre F_c , X_{rms} e X_{pico}	39
Figura 18: Transformação de onda do domínio do tempo para o domínio da frequência.....	41
Figura 19: Energia Residual.....	43
Figura 20: Procedimentos para coleta de sinais vibratórios.....	44
Figura 21: Acelerômetro.....	44
Figura 22: Acelerômetro 4382 Brüel & Kjaer em funcionamento.....	45
Figura 23: Condicionador de sinal 2635 Brüel & Kjaer utilizado.....	46
Figura 24: Osciloscópio Tektronix TDS 1002 utilizado.....	46
Figura 25: Bancada de testes completa.....	47
Figura 26: Mancais ordenados numericamente.....	49
Figura 27: Representação das quatro engrenagens presentes na bancada.....	49
Figura 28: Defeito pontual induzido na coroa.....	51
Figura 29: Sinal ideal de engrenagem sem defeito.....	53

Figura 30: Sinal coletado de engrenagem sem defeito	54
Figura 31: Sinal coletado de engrenagem com defeito.....	55
Figura 32: Análise de espectros vibratórios, (a) sobreposição de espectros com e sem defeito; (b) Resíduo do defeito	56
Figura 33: Sinais provenientes de diferentes locais de coleta de dados	57
Figura 34: Espectros vibratórios, (a) sinais provenientes de engrenagens com e sem lubrificação; (b) resíduo do defeito	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Evolução da manutenção	20
Tabela 2: Especificações do motor utilizado na bancada de testes	48
Tabela 3: Características do par de engrenagens	50
Tabela 4: Variáveis definidas	51
Tabela 5: Principais resultados	58

LISTA DE SÍMBOLOS

N_c	Número de dentes da coroa
N_{ext}	Número de dentes da engrenagem externa
N_{int}	Número de dentes da engrenagem interna
N_p	Número de dentes do pinhão
a_c	Adendo da coroa
a_p	Adendo do pinhão
d_{ext}	Diâmetro primitivo externo
d_{int}	Diâmetro primitivo interno
f_c	Frequência de giro da coroa
f_p	Frequência de giro do pinhão
m_p	Razão de contato
m_v	Razão do trem
p_b	Passo base
p_c	Passo circular
p_d	Passo diametral
r_c	Raio da circunferência primitiva da coroa
r_{ext}	Raio primitivo da engrenagem externa
r_{int}	Raio primitivo da engrenagem interna
r_p	Raio da circunferência primitiva do pinhão
w_{ext}	Frequência de rotação da engrenagem externa
w_{int}	Frequência de rotação da engrenagem interna
\emptyset	Ângulo de pressão
1°GMF	Primeira frequência de engrenamento
2°GMF	Segunda frequência de engrenamento
3°GMF	Terceira frequência de engrenamento
a	Adendo
AGMA	<i>American Gear Manufactures Association</i>
C	Distância entre os centros das engrenagens do par
d	Diâmetro primitivo
ER	Energia Residual
Fc	Valor do Fator de Crista

FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
h	Altura do dente de engrenagem
MATLAB	<i>Matrix Laboratory</i>
N	Número de dentes
r	Raio da circunferência primitiva
RMS	<i>Root Mean Square</i>
SI	Sistema Internacional
UFC	Universidade Federal do Ceará
Xmed	Valor da Média Global Absoluta
Xpico	Valor de Pico
Xrms	Valor do Nível Global RMS
ω	Frequência de rotação
$D(f)$	Parcela defeituosa do sinal proveniente do equipamento no domínio da frequência
GMF	Frequência de engrenamento
$N(f)$	Parcela normal do sinal proveniente do equipamento no domínio da frequência
$S(f)$	Sinal proveniente do equipamento no domínio da frequência
Z	Comprimento de ação
$d(t)$	Parcela defeituosa do sinal proveniente do equipamento no domínio do tempo
f	Frequência de giro
m	Módulo
$n(t)$	Parcela normal do sinal proveniente do equipamento no domínio do tempo
$s(t)$	Sinal proveniente do equipamento no domínio do tempo

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1 Tema	17
1.2 Problema	18
1.3 Hipótese	18
1.4 Objetivos	18
1.5 Justificativa	18
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1 Manutenção	19
2.1.1 A Primeira Geração	19
2.1.2 A Segunda Geração	19
2.1.3 A Terceira Geração	19
2.1.4 Tipos de Manutenção	20
2.1.4.1 <i>Manutenção Corretiva</i>	20
2.1.4.2 <i>Manutenção Preventiva</i>	21
2.1.4.3 <i>Manutenção Preditiva</i>	22
2.1.4.4 <i>Manutenção Detectiva</i>	23
2.1.4.5 <i>Engenharia de Manutenção</i>	23
2.2 Engrenagens	23
2.2.1 Geometria do Engrenamento	25
2.2.1.1 <i>Ângulo de Pressão (ϕ)</i>	25
2.2.1.2 <i>Comprimento de Ação (Z)</i>	25
2.2.1.3 <i>Passo Circular (pc)</i>	26
2.2.1.4 <i>Passo de Base (pb)</i>	26
2.2.1.5 <i>Passo Diametral (pd)</i>	27
2.2.1.6 <i>Módulo (m)</i>	27

2.2.1.7	<i>Razão de Contato (mp)</i>	27
2.2.2	<i>Equação Geral da Lei Fundamental do Engrenamento</i>	28
2.3	Análise de Vibrações	28
2.3.1	Conceitos Fundamentais	29
2.3.1.1	<i>Frequência de Giro (f)</i>	29
2.3.1.2	<i>Frequência de Engrenamento (GMF)</i>	29
2.3.1.3	<i>Frequência Natural</i>	29
2.3.1.4	<i>Harmônicos de Engrenamento</i>	30
2.3.2	Falhas em Sistemas Engrenados	30
2.3.2.1	<i>Classificação das Falhas</i>	30
2.3.2.2	<i>Principais Falhas e suas Caracterizações em Sistemas Engrenados</i> ... 31	
2.3.3	Domínio do Tempo	36
2.3.3.1	<i>Média, Nível Global RMS, Pico e Fator de Crista</i>	37
2.3.4	Domínio da Frequência	40
2.3.4.1	<i>Fast Fourier Transform - FFT</i>	40
2.3.4.2	<i>Energia Residual - ER</i>	41
3.	MATERIAIS E MÉTODOS	43
3.1	Conceitos Básicos	43
3.2	Sensores de Vibração: Acelerômetros	44
3.3	Condicionador de Sinal	45
3.4	Osciloscópio	46
3.5	Computador	47
3.6	Bancada	47
3.6.1	<i>Motor</i>	48
3.6.2	<i>Acoplamento, Eixos, Mancais e Amortecedores</i>	48
3.6.3	<i>Engrenagens</i>	49
3.6.4	<i>Lubrificação</i>	50

3.7	Tratamento de Dados	50
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	52
4.1	Engrenagens Ideais	52
4.2	Engrenagens Lubrificadas e Sem Defeito	53
4.3	Engrenagens Lubrificadas e Com Defeito	54
4.4	Análise do Nível Global RMS	55
4.5	Análise da Energia Residual (ER).....	56
4.6	Análise do Posicionamento do Acelerômetro	56
4.7	Análise da Relevância da Lubrificação.....	57
5.	CONCLUSÃO	59
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	60

1. INTRODUÇÃO

A partir da década de 70 – início da geração industrial moderna – as plantas industriais passaram a buscar, de modo geral, a diminuição de gastos e a melhoria da qualidade do produto final. Bezerra (2004), afirma que esses fatores combinados levam muitas empresas a trabalharem com máquinas rotativas de forma ininterrupta e submetidas a altas cargas e velocidades.

Segundo Lago (2007), inspeções programadas, substituição de peças, mudanças de óleo, lubrificações, limpezas, pinturas e correções de defeitos; todo esse conjunto de ações constitui o que se chama de manutenção. Entretanto, para que o procedimento seja realizado de forma adequada, são necessários diversos momentos de parada na produção, afetando assim, o rendimento de toda a empresa. Por isso, muitas pesquisas têm sido feitas com o objetivo de otimizar o processo de manutenção de máquinas, principalmente as que operam sob rotação.

Segundo Kardec A. (1999), existem 6 tipos de manutenção – corretiva não planejada, corretiva planejada, preventiva, preditiva, detectiva e engenharia de manutenção. Silva *et al.* (2004) acrescenta ainda que, atualmente, o uso de recursos preditivos para o estudo de falhas em máquinas vem ganhando grande espaço, especialmente por utilizar parâmetros de acompanhamento da condição do maquinário.

Assim, para contribuir na melhoria da qualidade da manutenção preditiva, foram exploradas, neste trabalho, duas técnicas – Nível Global RMS e Energia Residual – de detecção de falhas em engrenagens, além de identificar a melhor técnica dentre as duas. Ensaios foram realizados em condições normais de operação e em situações de engrenamento defeituoso, nos quais os dados coletados foram devidamente tratados e as técnicas aplicadas, para fins de comparação.

1.1 Tema

Desenvolvimento de conhecimentos teóricos e práticos relacionados às técnicas de detecção de falhas por meio da análise de vibrações em engrenagens, abordando premissas básicas relacionadas a manutenção preditiva, em especial a análise de sinais vibratórios, com ênfase nos fatores de análise de sinais RMS e Energia Residual.

1.2 Problema

Desde o início do período industrial moderno, um dos mais sérios problemas enfrentados por esse campo de trabalho são as falhas em sistemas mecânicos, principalmente, em sistemas rotativos.

1.3 Hipótese

Inicia-se o raciocínio partindo-se da premissa de que as técnicas abordadas possuem grande aplicabilidade na predição da vida útil de máquinas do sistema industrial de forma geral.

1.4 Objetivos

O objetivo deste trabalho vai propor uma visão geral para implantação do sistema visando ainda mais a excelência na predição da vida útil dos diversos componentes mecânicos.

As técnicas de análise de vibrações Nível Global RMS e Energia Residual, através da explanação do conhecimento necessário, foram o escopo deste trabalho, na tentativa de promover melhorias na metodologia de trabalho já consolidada na indústria de forma geral.

1.5 Justificativa

Devido aos recentes trabalhos desenvolvidos por Almeida *et al.* (2002) e Bezerra (2004) referente a novos métodos de análise de vibrações em máquinas rotativas, este trabalho teve por justificativa a complementação do estudo sobre Energia Residual, além de fornecer uma explanação básica sobre o fator RMS, ambos aplicados a engrenagens de máquinas rotativas. Neste trabalho, tais técnicas foram comparadas entre si, a fim reafirmar as informações já estabelecidas, além de disseminar o conhecimento e assim, incentivar futuras gerações a estudar sobre o assunto.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Manutenção

2.1.1 A Primeira Geração

De acordo com os trabalhos de Pinto (1999), a primeira geração consiste no período onde os equipamentos eram, em sua maioria, superdimensionados e as máquinas eram simples e pouco mecanizadas. Período anterior a Segunda Guerra Mundial, onde a manutenção era fundamentalmente corretiva.

2.1.2 A Segunda Geração

Período que abrange o começo da Segunda Guerra Mundial até os anos 60. Com a crescente mecanização e a necessidade por todo tipo de produto, tornou-se indispensável a busca por maior produtividade e o aumento da confiabilidade. Nesse período a indústria passou a desenvolver a manutenção preventiva, pois dependia inteiramente do bom funcionamento das máquinas.

2.1.3 A Terceira Geração

A partir da década de 70 a parada do maquinário passou a influenciar bastante nos custos de produção e na qualidade dos produtos. A crescente automação e mecanização passou a significar que, possíveis falhas nos sistemas poderiam acarretar perdas irreparáveis tanto para a planta industrial, como para a segurança das pessoas e o meio ambiente e assim, reforçou-se o conceito de manutenção preditiva. A Tabela 1 apresenta, de forma concisa, a evolução da manutenção ao longo das gerações, destacando as expectativas em relação ao trabalho de manutenção e as mudanças nas técnicas utilizadas.

Tabela 1: Evolução da manutenção

<i>Primeira Geração</i>	<i>Segunda Geração</i>	<i>Terceira Geração</i>
1930 1940	1970	2000
AUMENTO DA EXPECTATIVA EM RELAÇÃO À MANUTENÇÃO		
<ul style="list-style-type: none"> • Conserto Após a Falha 	<ul style="list-style-type: none"> • Disponibilidade Crescente • Maior Vida Útil do Equipamento 	<ul style="list-style-type: none"> • Maior Disponibilidade e Confiabilidade • Melhor Custo-Benefício • Melhor Qualidade dos Produtos • Preservação do Meio Ambiente
MUDANÇAS NAS TÉCNICAS DE MANUTENÇÃO		
<ul style="list-style-type: none"> • Conserto Após a Falha 	<ul style="list-style-type: none"> • Computadores Grandes e Lentos • Sistemas Manuais de Planejamento e Controle do Trabalho • Monitoração por Tempo 	<ul style="list-style-type: none"> • Monitoração de Condição • Projetos Voltados para Confiabilidade e Manutenibilidade • Análise de Risco • Computadores Pequenos e Rápidos • Softwares Potentes • Análise de Modos e Efeitos da Falha (FMEA) • Grupos de Trabalho Multidisciplinares
1930 1940	1970	2000
<i>Primeira Geração</i>	<i>Segunda Geração</i>	<i>Terceira Geração</i>

Fonte: Pinto (1999)

2.1.4 Tipos de Manutenção

Ainda segundo Pinto (1999), os tipos de manutenção são caracterizados de acordo com a intervenção pela qual os equipamentos, instalações e sistemas são submetidos. Existem 6 tipos de manutenção, como citados a seguir, e diversas ferramentas que permitem a aplicação desses tipos de manutenção.

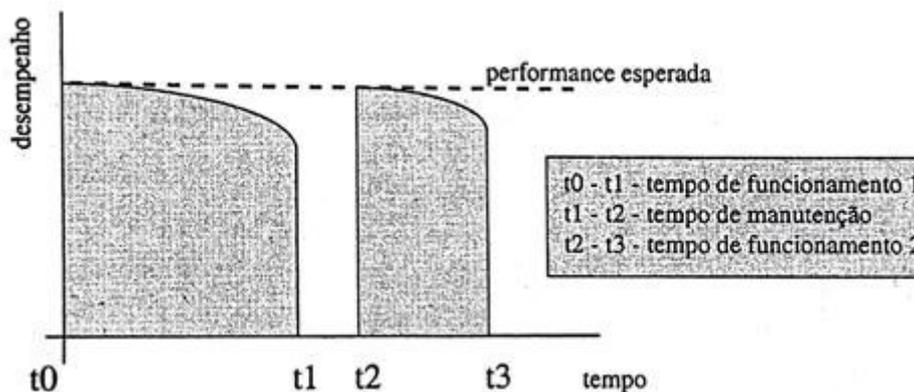
2.1.4.1 Manutenção Corretiva

Esse tipo de manutenção consiste na atuação para corrigir falhas ou desempenho menor do que o esperado.

Manutenção corretiva não planejada é a denominação que se dá a atuação da manutenção em fato já ocorrido, de forma que não existe tempo para planejar essa atuação, implicando assim em altos custos relacionados aos diversos processos da planta industrial. Observa-se na Figura 1 o gráfico do desempenho x tempo de um maquinário

que sofreu falha aleatória, com destaque para o intervalo de tempo (t_2-t_1), no qual a máquina sofreu manutenção corretiva.

Figura 1: Manutenção corretiva não planejada



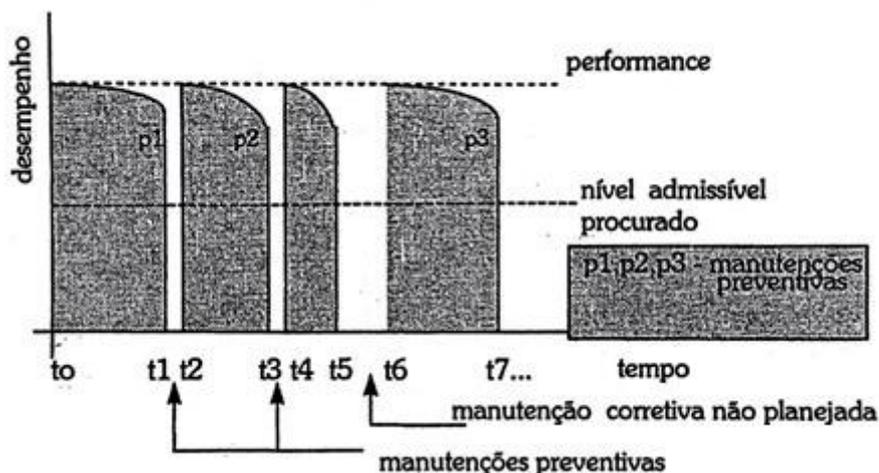
Fonte: Pinto (1999)

Manutenção corretiva planejada é a correção da falha ou do desempenho menor do que o esperado, por decisão gerencial. O planejamento da atuação facilita no momento da manutenção, já que permite uma certa programação, de forma a evitar demasiados prejuízos à planta industrial.

2.1.4.2 Manutenção Preventiva

Esse tipo de manutenção tem por objetivo principal evitar a ocorrência de falhas, ou seja, prevenir. Com isso análises devem ser feitas, a fim de estipular períodos de manutenção, podendo levar a dois problemas principais – ocorrência de falhas antes do período estipulado ou a reposição de componentes prematuramente. Outros problemas que podem ocorrer nesse tipo de manutenção é a introdução de defeitos não existentes nos equipamentos, devido à falha humana e contaminações. Na Figura 2 pode-se observar o gráfico do desempenho x tempo de um maquinário, que apresenta uma sequência de paradas para atuação da manutenção preventiva e mostra como esse tipo de ação, minimiza as atuações corretivas não planejadas.

Figura 2: Manutenção preventiva



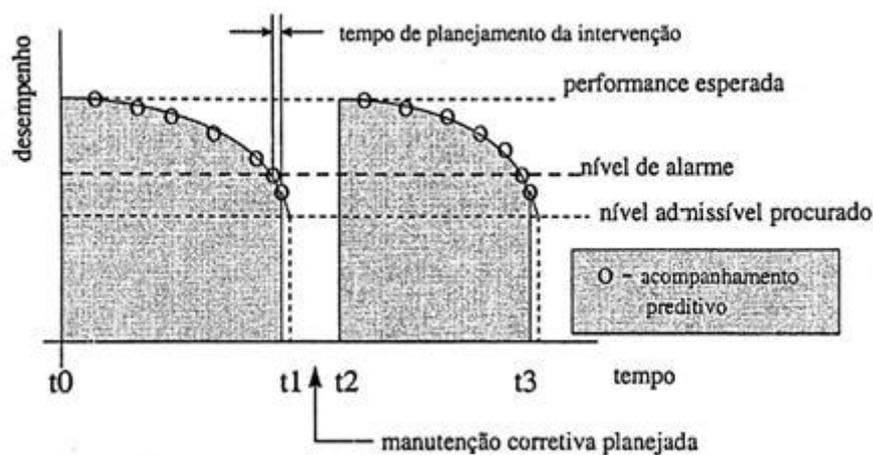
Fonte: Pinto (1999)

2.1.4.3 Manutenção Preditiva

Pode ser definida como a atuação realizada de acordo com as mudanças ocorridas nos parâmetros de condição ou desempenho do maquinário. Seu objetivo é prever falhas por meio de diversos parâmetros medidos periodicamente, de forma que seja possível a programação das devidas correções, de acordo com a disponibilidade da planta industrial. Se comparada com os outros tipos de manutenção previamente citadas, a preditiva é a que oferece os melhores resultados, pois é a que menos interfere na rotina de fabricação adotada pela planta industrial.

Muitos métodos são utilizados para analisar o estado atual do maquinário, entre eles estão: análise da assinatura vibracional, monitoramento da temperatura, análise de óleo, inspeção visual, alinhamento, entre outros. Na Figura 3 observa-se o gráfico do desempenho x tempo de um maquinário submetido a manutenção preditiva. Percebe-se que a análise vem sendo feita periodicamente, até que o maquinário atinge o nível de alarme, assim a manutenção corretiva pode ser feita, objetivando a disponibilidade do equipamento.

Figura 3: Manutenção preditiva



Fonte: Pinto (1999)

2.1.4.4 Manutenção Detectiva

A manutenção detectiva tem por objetivo a atuação em sistemas de proteção, buscando sempre detectar falhas imperceptíveis (ocultas) aos operadores e mantenedores. Nesse tipo de manutenção, a detecção de falhas e as devidas correções são realizadas sem tirar o equipamento de operação.

2.1.4.5 Engenharia de Manutenção

A aplicação de técnicas modernas, a melhoria de padrões e sistemas, a investigação das causas básicas e a proposição de saídas alternativas para que os mesmos problemas não voltem a ocorrer, todos esses processos que fazem parte da mudança cultural na maneira como os processos de manutenção são executados definem a engenharia de manutenção.

2.2 Engrenagens

Juvinall e Marshek (2006), referem-se a engrenagens como componentes dentados capazes de transmitir movimento de rotação de um eixo para outro, sendo um dos elementos mais antigos da humanidade. Engrenagens são dispositivos geralmente robustos e duráveis, além de poderem atingir alta eficiência de transmissão. A American

Gear Manufacturers Association (AGMA) apresenta normas e padrões referentes aos processos de fabricação e manutenção dos muitos tipos de engrenagens comumente utilizados na indústria.

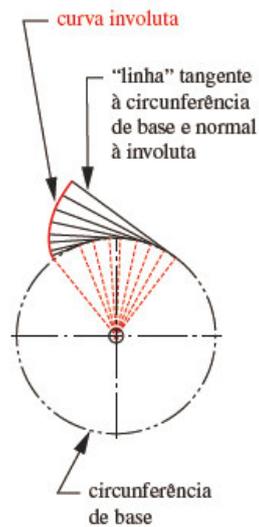
Existem no mercado vários tipos de engrenagens – retas, helicoidais, cônicas, sem-fim, etc – as quais são utilizadas para aplicações diversas. Juvinal e Marshek (2006), afirmam ainda que as engrenagens de dentes retos são as mais utilizadas para aplicações genéricas, devido à sua simplicidade. Esse tipo de elemento é utilizado para transferir movimento entre eixos paralelos e possui dentes retos que são também paralelos aos eixos.

Norton (2013), explica que a relação de velocidades angulares deve, obrigatoriamente, ser constante ao longo de todo engrenamento e define a lei fundamental do engrenamento com base nessa obrigatoriedade. A Equação para a lei fundamental do engrenamento é matematicamente definida em (1), onde w_{ext} , w_{int} , r_{ext} , r_{int} e m_v são as frequências de rotação das engrenagens externas e internas, os raios primitivos das engrenagens externas e internas e a razão do trem, respectivamente.

$$m_v = \frac{w_{ext}}{w_{int}} = \pm \frac{r_{int}}{r_{ext}} \quad (1)$$

Ainda segundo o autor, a única forma do dente que obedece essa lei, independentemente dos erros dimensionais provenientes do processo de fabricação, é a involuta, já que as normais comuns à ambos os pontos de contato das engrenagens do par passam pelo mesmo ponto de referência. Percebe-se, na Figura 4, a formação da involuta, a qual é definida como sendo a curva que pode ser gerada desenrolando-se uma linha esticada de um cilindro.

Figura 4: Formação da curva involuta



Fonte: Norton (2006)

2.2.1 Geometria do Engrenamento

Definir-se-á então os principais fatores utilizados na especificação de engrenagens de acordo com Norton (2006), são eles:

2.2.1.1 Ângulo de Pressão (ϕ)

Corresponde ao ângulo entre a normal comum (linha de ação) e a direção da velocidade no ponto primitivo, tal que seja um ângulo agudo. O valor padronizado de 20° é o mais utilizado por fabricantes de engrenagens.

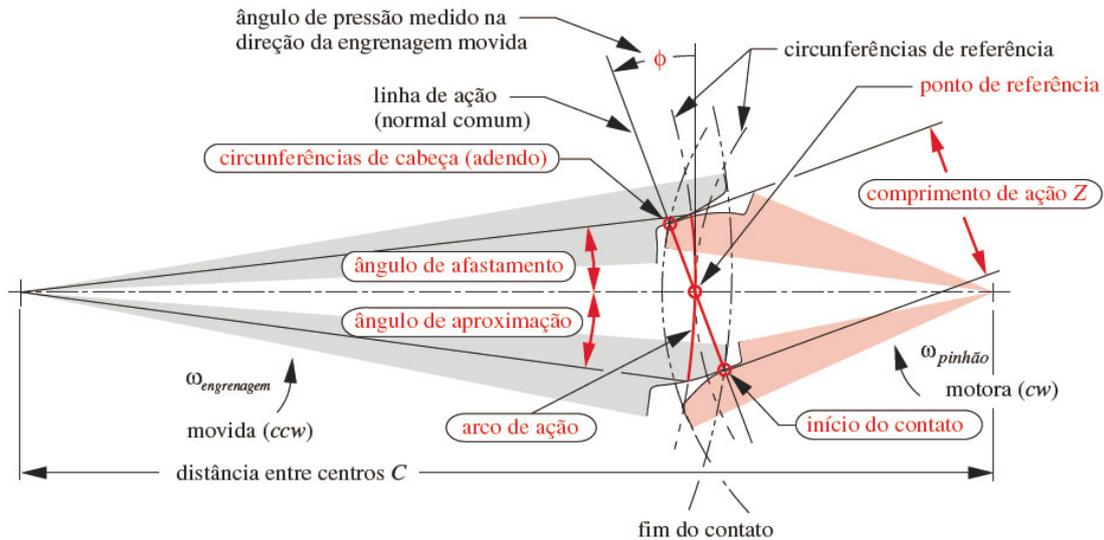
2.2.1.2 Comprimento de Ação (Z)

A distância ao longo da normal comum, também conhecida como linha de ação, entre os pontos de entrada e saída do contato dentro do engrenamento é chamada de comprimento de ação, e pode ser definido em (2).

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_c + a_c)^2 - (r_c \cos \phi)^2} - C \sin \phi \quad (2)$$

Onde r_p e r_c são os raios das circunferências primitivas e a_p e a_c são as saliências do pinhão e da engrenagem, também chamadas de adendos. C é a distância entre os centros e ϕ é o ângulo de pressão. Percebe-se, na Figura 5, a relação entre o comprimento de ação e o ângulo de pressão.

Figura 5: Relação entre o comprimento de ação e o ângulo de pressão



Fonte: Norton (2006)

2.2.1.3 Passo Circular (p_c)

Comprimento do arco entre dois dentes de uma engrenagem medido ao longo do círculo primitivo. O p_c pode ser escrito de forma matemática, conforme a Equação (3).

$$p_c = \frac{\pi d}{N} \quad (3)$$

2.2.1.4 Passo de Base (p_b)

Passo definido ao longo da circunferência de base, conforme Equação (4).

$$p_b = p_c \cos \phi \quad (4)$$

Onde d é o diâmetro primitivo e N é o número de dentes. As unidades são em polegadas ou milímetros.

2.2.1.5 Passo Diametral (p_d)

Relacionando o número de dentes diretamente com o tamanho do círculo primitivo define-se o passo diametral. A definição matemática para o p_d segue definida em (5), tendo medidas em polegadas.

$$p_d = \frac{N}{d} \quad (5)$$

2.2.1.6 Módulo (m)

No SI, define-se uma expressão recíproca ao passo diametral, tendo medidas em milímetros, conforme segue em (6).

$$m = \frac{d}{N} \quad (6)$$

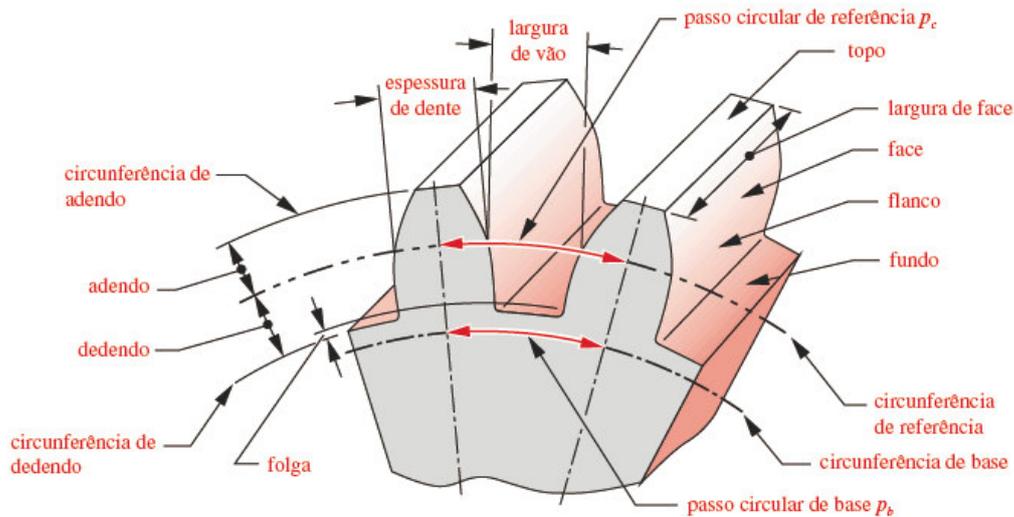
2.2.1.7 Razão de Contato (m_p)

Número médio de dentes em contato em qualquer momento. Definido em (7).

$$m_p = \frac{Z}{P_b} \quad (7)$$

É interessante notar que caso m_p seja 1 existirá somente um único dente em contato em qualquer momento do engrenamento, fato que é indesejável já que toda carga estará apoiada na ponta do dente, ocasionando momentos fletores maiores possíveis. Assim, m_p maiores que 1 são preferíveis, a fim de dividir a carga e reduzir a propagação de defeitos pontuais. A partir da Figura 6 define-se a nomenclatura padrão de dois dentes de engrenagem.

Figura 6: Nomenclatura padrão de engrenagens



Fonte: Norton (2006)

2.2.2 Equação Geral da Lei Fundamental do Engrenamento

Relacionando (5) com (1), demonstra-se que a razão do trem pode ser calculada a partir do número de dentes de engrenagens, os quais são inteiros. A nova Equação é apresentada em (8), como se segue:

$$m_v = \frac{w_{ext}}{w_{int}} = \pm \frac{r_{int}}{r_{ext}} = \pm \frac{d_{int}}{d_{ext}} = \pm \frac{N_{int}}{N_{ext}} \quad (8)$$

2.3 Análise de Vibrações

Nepomuceno (1989), afirma que as vibrações mecânicas estão presentes nos mais comuns grupos de atividades do dia a dia, sendo observadas sempre que uma partícula qualquer executa um movimento em torno de uma posição de equilíbrio.

Já segundo Rao (2009), um sistema vibratório consiste, de maneira geral, em um meio que armazena energia potencial (altura, molas), um meio que armazena energia cinética (massa) e um meio que perde energia gradualmente (amortecedor, temperatura).

2.3.1 Conceitos Fundamentais

Nesta seção serão introduzidos conceitos básicos para o entendimento da discussão sobre análise de vibrações em sistemas engrenados.

2.3.1.1 Frequência de Giro (f)

Frequência de giro pode ser definida pela quantidade de ciclos por unidade de tempo. É geralmente medida em Hz (Hertz) e pode ser representada pela Equação (9), onde ω é a frequência de rotação, medida em rpm.

$$f = \frac{\omega}{60} \quad (9)$$

2.3.1.2 Frequência de Engrenamento (GMF)

Do inglês *Gear Mesh Frequency (GMF)*, a Frequência de Engrenamento é a frequência com que um determinado dente do pinhão engrena com um determinado dente da coroa, podendo ser definida em (10):

$$GMF = f_p * N_p = f_c * N_c \quad (10)$$

Onde: f_p é a frequência de giro do pinhão

f_c é a frequência de giro da coroa

N_p é o número de dentes do pinhão

N_c é o número de dentes da coroa

2.3.1.3 Frequência Natural

É a frequência na qual um corpo oscila sem a necessidade de ação de forças externas, após uma perturbação inicial.

2.3.1.4 Harmônicos de Engrenamento

Segundo Lago (2007), harmônicos de engrenamento são componentes espectrais cujas frequências são iguais a múltiplos inteiros da frequência de engrenamento, apresentando amplitudes menores.

2.3.2 Falhas em Sistemas Engrenados

Segundo Nepomuceno (1989), uma falha ocorre quando um item qualquer deixa de exercer a função que lhe compete. Embora essa discussão pareça bastante óbvia, a importância de tal assunto se faz perceptível quando um importante componente deixa de exercer sua função de forma apropriada, podendo comprometer pessoas, serviços e até o meio ambiente.

2.3.2.1 Classificação das Falhas

Do ponto de vista da Engenharia, as falhas são classificadas conforme descritas abaixo.

Falhas Permanentes

Falha que permanece, baixando o desempenho do maquinário e impossibilitando o total cumprimento de sua função específica até que o defeito seja sanado.

Falhas Intermitentes

Falhas que mais causam problemas, pois são de difícil detecção. A falha ocorre quando o componente ou dispositivo apresenta baixo desempenho na execução de suas funções, por um curto período de tempo, retornando as suas funções originais logo após e assim, permanecendo por um longo período de tempo.

Dependendo da classificação da falha, elas podem ainda apresentar subdivisões que permitem uma caracterização mais específica. Exemplos de subdivisões

são: Falhas globais, parciais, evolutivas, abruptas, catastróficas, por degradação, por desgaste, por uso inadequado, por debilidade inerente, além de falhas de risco a segurança.

2.3.2.2 Principais Falhas e suas Caracterizações em Sistemas Engrenados

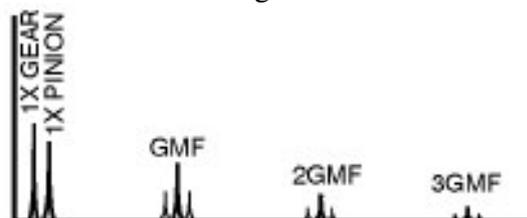
Devido ao contato das engrenagens no momento do engrenamento, é comum que surjam vibrações e ruídos referentes aos esforços trocados pelos elementos presentes no maquinário em geral. Caso esses sinais vibratórios apresentem variações significativas em relação ao esperado, o maquinário deve ser verificado, a fim de confirmar a situação de defeito e assim, prosseguir com a elaboração de um plano de ação de manutenção.

De acordo com os trabalhos de Randall (1982) apud Barreto (2003), o comportamento cinemático do sistema engrenado tem se mostrado suficiente para o monitoramento dos dentes das engrenagens em contato, já que qualquer variação tanto no deslocamento, quanto na velocidade ou aceleração estão relacionados a um tipo específico de defeito, sendo que, segundo Wang e McFadden (1995) apud Barreto (2003), a variação da aceleração possui maior sensibilidade na detecção de falhas.

Sinal Sem Falha

Para Bloch e Geitner (2015), um sinal proveniente de um engrenamento sem defeito deverá conter apenas as frequências de giro do pinhão e da coroa, além da frequência de engrenamento e harmônicos de baixa amplitude, os quais, geralmente, estarão cercados por bandas laterais. Observa-se, por meio da Figura 7, o espectro ideal de um engrenamento sem defeito.

Figura 7: Espectro ideal de um engrenamento sem defeito



Fonte: Bloch e Geitner (2015)

A seguir, serão discutidos os principais tipos de falhas que ocorrem em sistemas engrenados, apresentados nos trabalhos de Randall (1982) apud Barreto (2003).

Carregamento Excessivo

A vibração de deflexão do dente sob carregamento ocorre nos harmônicos da GMF, sob a forma de bandas laterais, apresentando os mesmos efeitos de deformação para cada dente acoplado.

Desvios de Forma

Desvios no perfil geométrico de cada dente em relação a curva involuta ideal aparecem, frequentemente, de forma aproximadamente igual em todos os dentes da engrenagem e assim produzem múltiplos inteiros da GMF. Randall (1982) apud Silva *et al.* (2004), adiciona que existem também os defeitos que ocorrem de forma pontual, em um ou dois dentes por exemplo, consideradas componentes espúrias ou variações aleatórias que normalmente tem níveis baixos de amplitude no espectro sobre um grande número de harmônicas. Esses erros de fabricação são em geral tratados como erros de usinagem.

Erros de Montagem

Erros de montagem, como desalinhamento, também provocam vibrações e comumente geram componentes múltiplos inteiros da GMF, assim como os erros de fabricação.

Desgaste

O desgaste causa escorregamentos entre os flancos dos dentes caso esse defeito se superponha ao efeito da deflexão, provocando componentes nos harmônicos mais altos de GMF. Esse tipo de falha pode ser observado na Figura 8.

Figura 8: Desgaste excessivo nos dentes de engrenagem

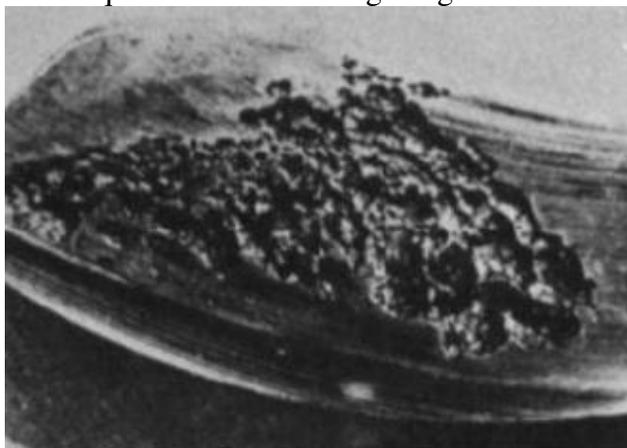


Fonte: Bloch e Geitner (2015)

Pitting, Dentes Quebrados e Dentes Trincados

Defeitos como pitting, dentes trincados e dentes quebrados provocam considerável redução da rigidez do dente defeituoso, de forma localizada, sofrendo assim uma deflexão substancialmente maior que os demais dentes da engrenagem. Com a manutenção da força constante sobre a engrenagem, o defeito no dente, anteriormente considerado pontual, tende a espalhar-se ao longo do seu flanco resultando em uma massiva queda da rigidez à flexão, fato que provoca o aumento da deflexão localizada e o aumento do tempo de transiente do movimento do dente, por fim causando modulação em amplitude superposta pelos harmônicos da frequência de engrenamento. Observa-se na Figura 9 uma engrenagem sem fim com um dente danificado por lascamento.

Figura 9: Dente quebrado em uma engrenagem sem fim

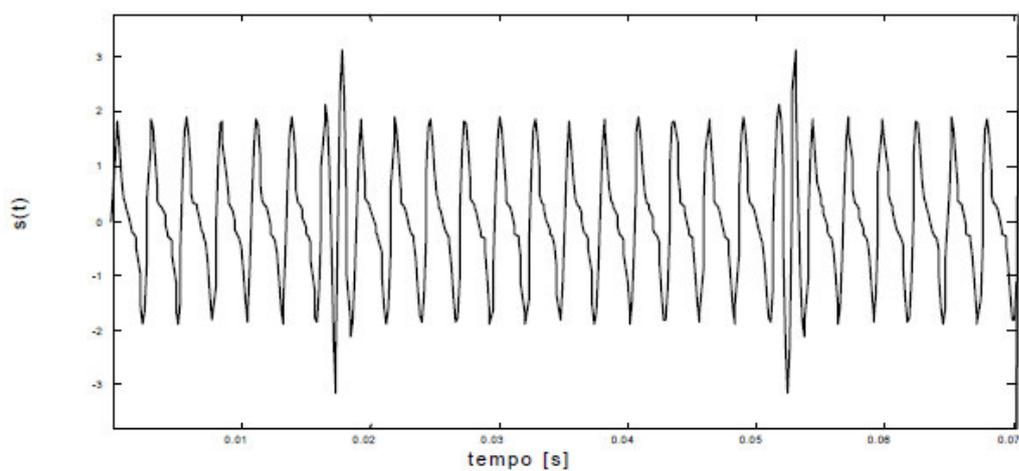


Fonte: Bloch e Geitner (2015)

Desenvolvimento de Falhas Pontuais

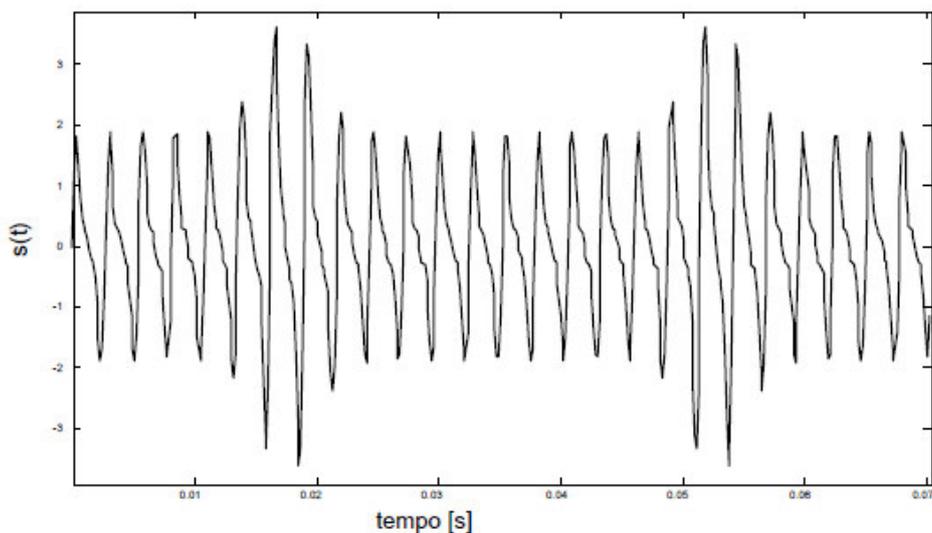
A partir da Figura 10 percebe-se o começo de um defeito pontual, tal como um dente quebrado. É possível ver que ocorrem aumentos periódicos no sinal referente ao dente defeituoso. Já na Figura 11 é possível observar a modulação na amplitude a medida que o defeito se espalha ao longo do dente.

Figura 10: Sinal proveniente de uma engrenagem fictícia com defeito pontual



Fonte: Randall (1982) apud Barreto (2003)

Figura 11: Sinal proveniente de uma engrenagem fictícia com defeito espalhado pelo dente

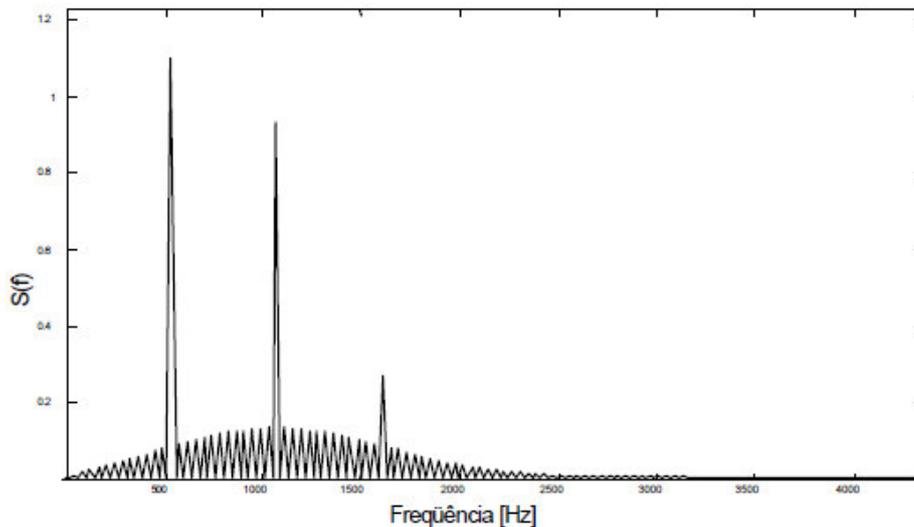


Fonte: Randall (1982) apud Barreto (2003)

Segundo Silva *et al.* (2004), na ocorrência de um aumento da modulação em amplitude, devido à variação da pressão de contato entre os dentes, existe, simultâneo a isso, uma flutuação do torque e, conseqüentemente, da velocidade de rotação da engrenagem, provocando uma modulação em frequência. A modulação em frequência se apresenta no espectro como um aumento nas amplitudes das famílias das bandas laterais com espaçamento igual à frequência de giro, f , da engrenagem deteriorada, isto é, a mesma frequência que provoca a modulação em amplitude.

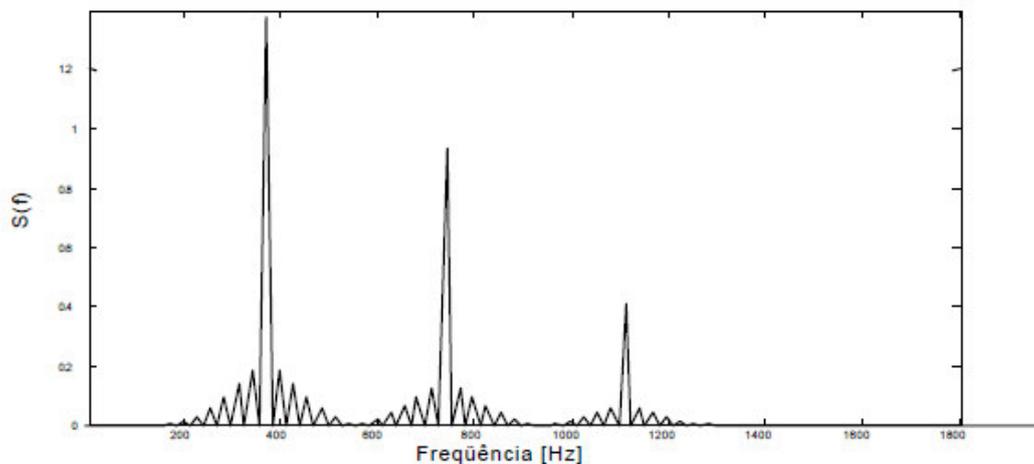
Verifica-se nas Figuras 12 e 13 os espectros de frequência da mesma engrenagem fictícia, que teve seus sinais vibratórios analisados nas Figuras 10 e 11. Pela observação do espectro exposto na Figura 12, que corresponde ao início da falha, nota-se a predominância de harmônicos da GMF e a presença de bandas laterais de baixa amplitude. Com o desenvolvimento da falha ao longo do dente, representado pela Figura 13, torna-se perceptível o aumento da amplitude das bandas laterais em torno dos múltiplos inteiros da GMF, equiespaçadas pela frequência de giro da engrenagem defeituosa, devido ao aumento da energia de deformação do dente sob carregamento.

Figura 12: Espectro do sinal de uma engrenagem fictícia com defeito pontual



Fonte: Randall (1982) apud Barreto (2003)

Figura 13: Espectro do sinal de uma engrenagem fictícia com defeito espalhado pelo dente



Fonte: Randall (1982) apud Barreto (2003)

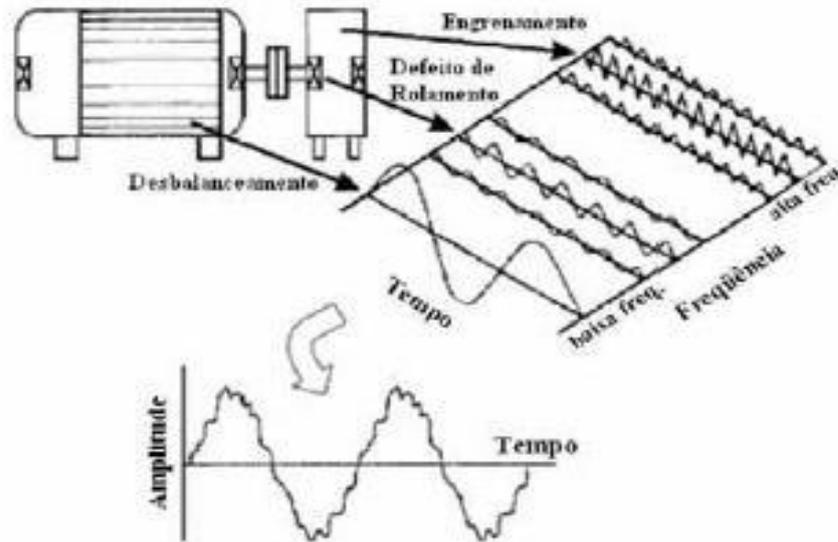
2.3.3 Domínio do Tempo

Um equipamento rotativo geralmente possui diversos componentes causadores de vibração. Lago (2007), explica que devido a esse fato é difícil encontrar sinais periódicos (senoidais), sendo então geralmente encontrados sinais complexos, ou seja, sinais com um apreciável número de componentes, tanto em frequência como em amplitude.

Lago (2007) afirma ainda que, um sinal vibratório pode ser representado graficamente utilizando como eixo y a amplitude do sinal e como eixo x o tempo. A amplitude de vibração pode ser representada pelo deslocamento, velocidade ou aceleração do movimento.

Segundo Green (2003) apud Lago (2007), a análise das formas de onda é feita por comparação com as formas de onda previamente coletadas, sendo então observadas por impulsos repetitivos que possam relatar as frequências dos diversos componentes presentes no equipamento sob análise. Tomemos como exemplo a Figura 14, na qual analisa-se um maquinário exposto a vibração. Observa-se que o desbalanceamento é o sinal dominante, pois possui a maior amplitude em comparação com os outros sinais coletados.

Figura 14: Sinais vibratórios no domínio do tempo provenientes de diversos defeitos



Fonte: Lago (2007) apud Green (2003)

De acordo com Silva *et al.* (2004), as técnicas de análise no domínio do tempo processam o sinal de vibração e retornam um simples valor, indicando o estado de “saúde” do componente, funcionando assim, como parâmetros de alarme de defeito.

2.3.3.1 Média, Nível Global RMS, Pico e Fator de Crista

Barreto (2003), afirma que pela amplitude das vibrações pode-se analisar a severidade da mesma, podendo ser quantificada de diversas formas. Segundo Bezerra (2005), as técnicas mais simples de análise de vibrações no domínio do tempo são a Média Global Absoluta, o Nível Global RMS e o Fator de Crista, os quais podem ser definidos conforme as expressões (11), (12) e (13), respectivamente.

$$X_{med} = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt \quad (11)$$

$$X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (12)$$

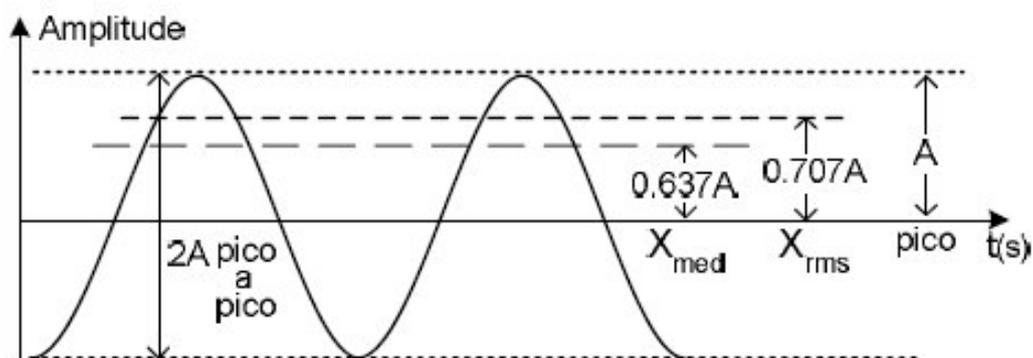
$$F_c = \frac{X_{pico}}{X_{rms}} \quad (13)$$

De acordo com Barreto (2003), o Nível Global RMS, também chamado de valor eficaz, é uma das mais importantes formas de medição da amplitude, pois além de levar em consideração a cronologia, também considera o valor de amplitude ligado a energia da onda. Segundo Mitchell (1993) apud Bezerra (2004), o valor eficaz (RMS) dá uma estimativa do conteúdo de energia do sinal vibratório, sendo usado para estimar a severidade de vibração (poder destrutivo), proveniente da estrutura de uma máquina ou de fatores externos.

Segundo Barreto (2003), se faz útil conhecer o valor de Pico a Pico, pois esse valor mostra a máxima excursão percorrida pela onda e serve para monitorar se a vibração está dentro dos limites aceitáveis para manutenção da vida útil do maquinário. O valor de Pico é útil para indicar sinais transientes (de curta duração), provenientes de choques mecânicos, mas não leva em conta a cronologia da onda. Já o valor Médio, indica quanto um sinal está deslocado em relação à referência.

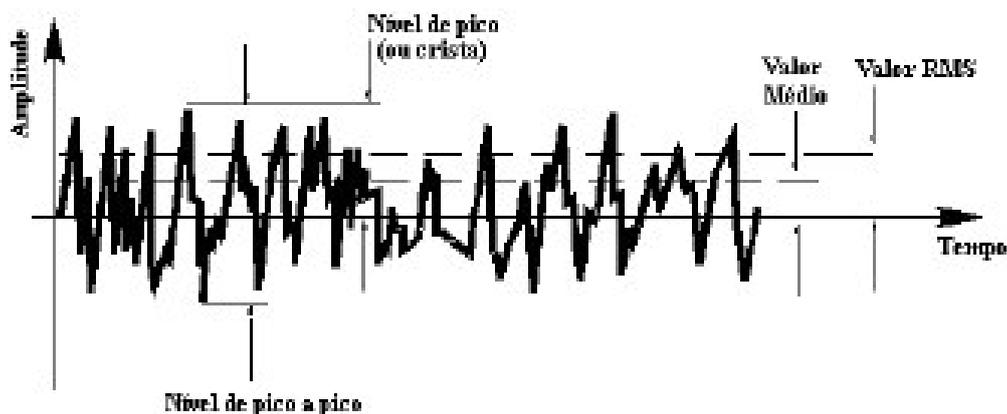
Na Figura 15 pode-se observar a relação entre os indicadores Média, RMS, Pico e Pico a Pico de um sinal senoidal e na Figura 16 pode-se observar a relação entre os mesmos índices de um sinal complexo.

Figura 15: Relação entre Média, RMS, Pico e Pico a Pico de um sinal senoidal



Fonte: Bezerra (2004)

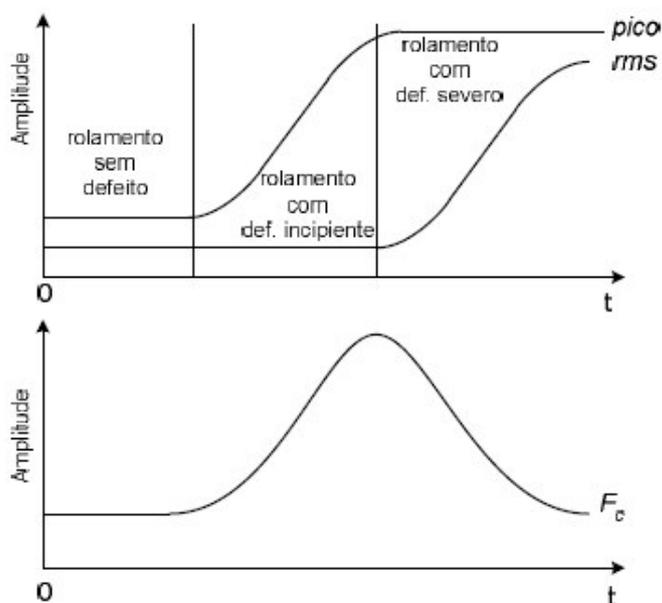
Figura 16: Relação entre Média, RMS, Pico e Pico a Pico de um sinal complexo



Fonte: Lago (2007) apud Arato (2004)

Bezerra (2004), define o Fator de Crista como a razão entre o valor de Pico (X_{pico}) e o valor do Nível Global RMS (X_{rms}). Observa-se na Figura 17 um gráfico de diferentes etapas de um defeito em um rolamento genérico. Verifica-se ainda que na primeira fase do defeito – defeito incipiente – o Pico e o Fator de Crista conseguem alertar a presença de falha, contudo, com o agravamento do defeito, o valor do RMS aumenta rapidamente, de forma a diminuir o valor do Fator de Crista, já que o Pico não cresce de forma significativa. Devido a esse fato o F_c não é considerado um bom indicador de falhas em um estágio de falha severa.

Figura 17: Relação entre F_c , X_{rms} e X_{pico}



Fonte: Bezerra (2004)

2.3.4 Domínio da Frequência

Segundo Lima (1985) e Silva (1999) apud Silva *et al.* (2005), as técnicas no domínio da frequência são baseadas na aplicação da transformada de Fourier, utilizando o algoritmo criado para fazer a aplicação da transformada de forma rápida e efetiva, chamada de transformada rápida de Fourier, FFT. A análise espectral consiste basicamente na comparação de espectros atuais com o espectro de referência, contudo, muitas vezes, falhas presentes nos sistemas rotativos são de difícil detecção, por apresentarem baixa frequência, podendo assim, ser mascaradas por ruídos ou sinais de outros equipamentos presentes no maquinário sob análise.

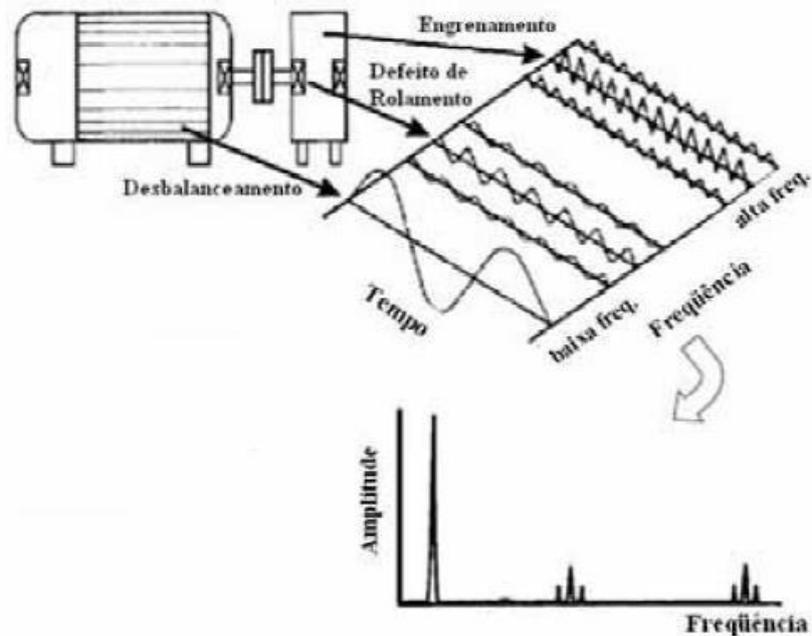
De acordo com Braun (1986) apud Prado Jr (2003),

“Os principais aspectos buscados na transformação de domínio são a redução de dados e a acentuação das características do sinal. Estes dois aspectos são evidentes na transformação para o domínio da frequência. Características como a presença de periodicidade podem ser acentuadas ainda que sem envolver a redução de dados. Normalmente as duas vantagens são obtidas simultaneamente.”

2.3.4.1 Fast Fourier Transform - FFT

A transformada rápida de Fourier, em linhas gerais, tem por objetivo derivar uma forma de onda no domínio do tempo e apresentá-la no domínio da frequência, dessa forma contribuindo para a identificação e o causador da falha. O sinal obtido é separado em vários sinais do tipo seno e cosseno (componentes do sinal coletado) e plotados em uma escala de frequência, sendo então denominado de espectro de frequência, ou simplesmente, espectro. Verifica-se na Figura 18 a transformação de ondas presentes em um maquinário, as quais são obtidas no domínio do tempo e transformadas para o domínio da frequência.

Figura 18: Transformação de onda do domínio do tempo para o domínio da frequência



Fonte: Lago (2007) apud Green (2003)

2.3.4.2 Energia Residual - ER

O método da Energia Residual proposto por Almeida *et al.* (2002), tem por objetivo unir a praticidade e a eficiência na interpretação de parâmetros de alarme, fornecidos pelos métodos de análise de vibrações no domínio do tempo com a capacidade aprofundada de interpretação de sinais e classificação de defeitos, que os métodos de análise de vibrações no domínio da frequência (baseados no FFT) possuem, de forma a melhorar a leitura de parâmetros de alarme escalares.

A ideia consiste em obter espectros de frequência da engrenagem ou rolamento em atividade (espectro defeituoso) e comparar com os espectros de frequência da engrenagem ou rolamento em perfeitas condições de uso (espectro normal). Após feita a comparação, o resultado deverá ser transformado em um valor escalar que servirá como um parâmetro de alarme de defeito.

Segundo Bezerra (2004), para a obtenção desse parâmetro escalar final se faz necessário a obtenção das densidades espectrais de potência, de cada espectro de frequência, e sua posterior diferença em módulo, sendo o valor da área obtida, após essa diferença, correspondente ao valor da energia residual.

Ainda segundo Bezerra (2004), utilizou-se o método proposto por Welch (Proakis, 1996) para a obtenção das densidades espectrais de potência. O sinal pode ser decomposto conforme Equação (14):

$$s(t) = n(t) + d(t) \quad (14)$$

Onde: $s(t)$ é o sinal proveniente do equipamento

$n(t)$ é a parcela normal do sinal proveniente do equipamento

$d(t)$ é a parcela defeituosa do sinal proveniente do equipamento

Todos no domínio do tempo.

Sendo então a parcela de defeito correspondente a diferença entre o sinal obtido e a parcela normal do sinal obtido, conforme ilustrado pela Equação (15):

$$d(t) = s(t) - n(t) \quad (15)$$

Caso a parcela de defeito seja inexistente, o sinal obtido corresponderá ao sinal normal do equipamento, conforme Equação (16):

$$\text{Para } d(t) = 0 \rightarrow s(t) = n(t) \quad (16)$$

Almeida *et al.* (2002) ressalta que não se pode isolar o sinal $d(t)$ do sinal $s(t)$ no domínio do tempo. Assim, os sinais são interpretados no domínio da frequência e a representação espectral das características do sinal defeituoso é obtida considerando o módulo da diferença entre os espectros dos sinais, conforme representado na Equação (17):

$$D(f) = |S(f) - N(f)| \quad (17)$$

Onde: $S(f)$ é o sinal proveniente do equipamento

$N(f)$ é a parcela normal do sinal proveniente do equipamento

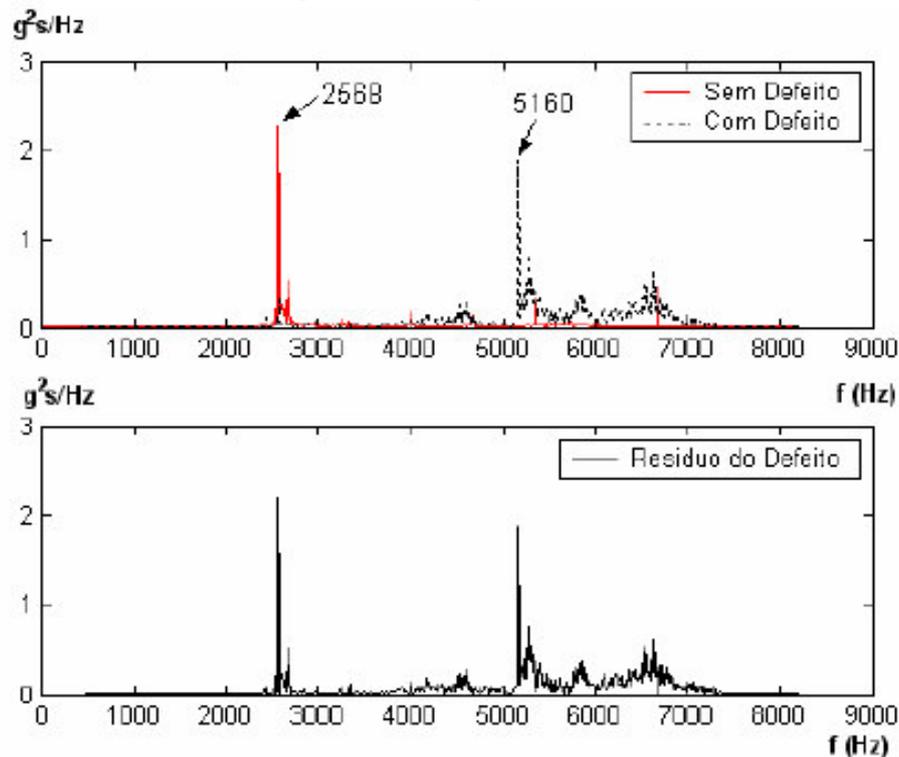
$D(f)$ é a parcela defeituosa do sinal proveniente do equipamento

Todos no domínio da frequência.

No primeiro gráfico da Figura 19 estão representados os sinais das densidades espectrais de potência de um rolamento sem defeito, em contínuo vermelho, e de um

rolamento com defeito na pista interna, em pontilhado preto. O segundo gráfico da mesma Figura representa a energia residual proveniente da diferença entre os módulos dos sinais com defeito e sem defeito do gráfico de cima. Segundo Bezerra (2004), o valor da energia residual foi de 65.3551.

Figura 19: Energia Residual



Fonte: Bezerra (2004)

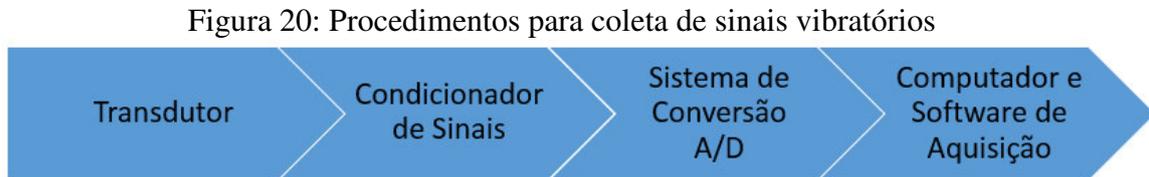
3. MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção serão tratados os procedimentos utilizados para aquisição dos sinais vibratórios, bem como os materiais diretamente envolvidos na coleta e análise dos dados experimentais.

3.1 Conceitos Básicos

A aquisição e o tratamento de sinais consistem nos métodos utilizados para obtenção dos sinais vibratórios, provenientes da movimentação das engrenagens, e o seu posterior tratamento por meio de programas computacionais, nesse caso o MATLAB, a

fim de tornar possível a análise da vibração coletada e a aplicação das técnicas a esses sinais vibratórios. Observa-se na Figura 20 o esquema do procedimento utilizado na coleta dos dados experimentais.

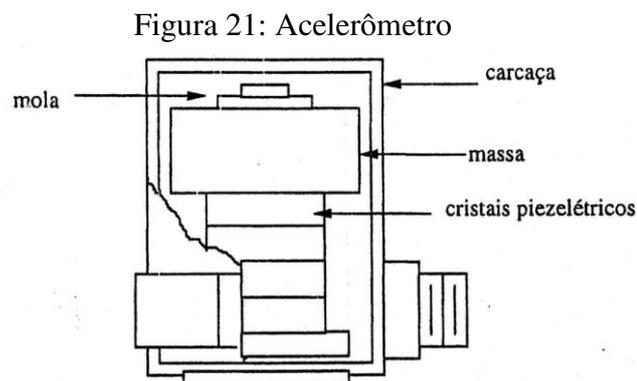


Fonte: Autor

3.2 Sensores de Vibração: Acelerômetros

De acordo com Nepomuceno (1989), os sensores de vibração ou transdutores, são equipamentos capazes de transformar sinais mecânicos, proveniente de vibrações, em sinais elétricos, os quais poderão ser lidos utilizando métodos conhecidos. Sabendo-se que tanto o deslocamento, como a velocidade e a aceleração compõem um sinal vibratório, existem transdutores que são sensíveis a esses 3 tipos de componentes. Como este trabalho refere-se a análise de vibrações em engrenagens, optou-se pela utilização de acelerômetros.

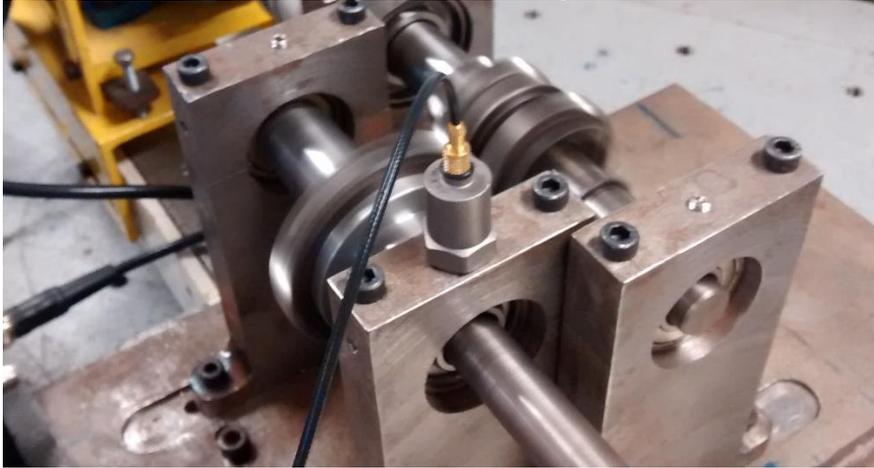
Pinto (1999), explica que esses transdutores sensíveis à aceleração possuem cristais piezoelétricos pré-tensionados por uma massa e montados em uma carcaça, como verificado na Figura 21.



Fonte: Pinto (1999)

Na bancada, o acelerômetro utilizado foi o Brüel & Kjaer 4382. Esse elemento foi colocado sobre os mancais, como percebe-se na Figura 22, de forma a obter diversos sinais vibratórios provenientes do sistema sob análise.

Figura 22: Acelerômetro 4382 Brüel & Kjaer em funcionamento



Fonte: Autor

Nepomuceno (1989) adiciona ainda que, tais transdutores apresentam uma diferença de potencial em suas extremidades quando comprimidos e distendidos. Dessa forma, quando posto em contato com uma superfície oscilante, o acelerômetro transforma o estímulo mecânico em elétrico.

3.3 Condicionador de Sinal

Após as vibrações mecânicas terem sido convertidas em sinais elétricos, por meio do acelerômetro, o sinal resultante é então enviado para o condicionador de sinais. O condicionador utilizado foi o 2635 da Brüel & Kjaer, o qual pode ser visto na Figura 23.

Figura 23: Condicionador de sinal 2635 Brüel & Kjaer utilizado



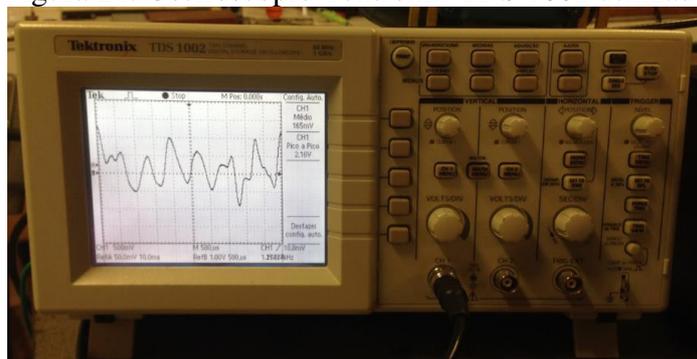
Fonte: Autor

Esse instrumento tem por objetivo a conversão de um sinal elétrico em outro sinal do mesmo tipo, mas com amplificação, compensação da resistência, linearização, entre outras melhorias. Segundo Lago (2007), o condicionador tem ainda filtros do tipo passa baixa para auxiliar na eliminação de ruídos.

3.4 Osciloscópio

Depois de amplificado, o sinal é enviado para o osciloscópio, sendo então plotado no visor. Esse instrumento, além de plotar o gráfico da tensão x tempo, possui ainda uma série de outras funcionalidades, tais como a determinação da frequência de um sinal periódico, determinação da corrente contínua e alternada de um sinal, detecção e eliminação de ruído, entre outras. O osciloscópio utilizado foi o Tektronix TDS 1002, como pode ser observado na Figura 24.

Figura 24: Osciloscópio Tektronix TDS 1002 utilizado



Fonte: Autor

Por fim, o sinal é enviado para o computador, concluindo o processo de aquisição.

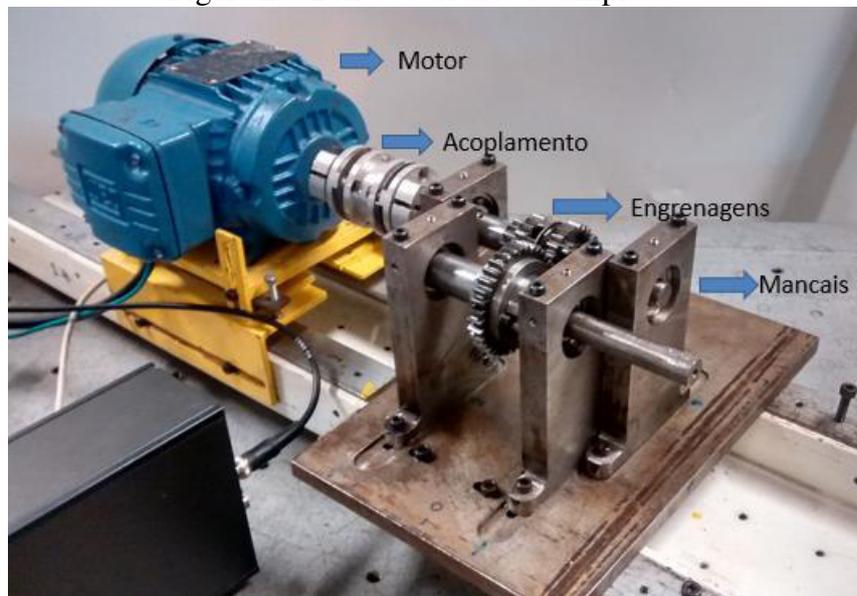
3.5 Computador

No computador ocorre o registro e o posterior tratamento dos dados coletados utilizando software específico, no qual, por meio de programação, é possível analisar o sinal no domínio do tempo e no domínio da frequência, aplicando as técnicas de análise de vibrações.

3.6 Bancada

O procedimento experimental caracterizou-se pela aquisição de sinais vibratórios provenientes de um par engrenado, os quais integravam uma bancada fabricada pelo Laboratório de Vibrações Mecânicas da Universidade Federal do Ceará (UFC). Verifica-se na Figura 25 a bancada completa no momento dos testes.

Figura 25: Bancada de testes completa



Fonte: Autor

3.6.1 Motor

Utilizou-se um motor indutivo trifásico com as especificações listadas na tabela 2.

Tabela 2: Especificações do motor utilizado na bancada de testes

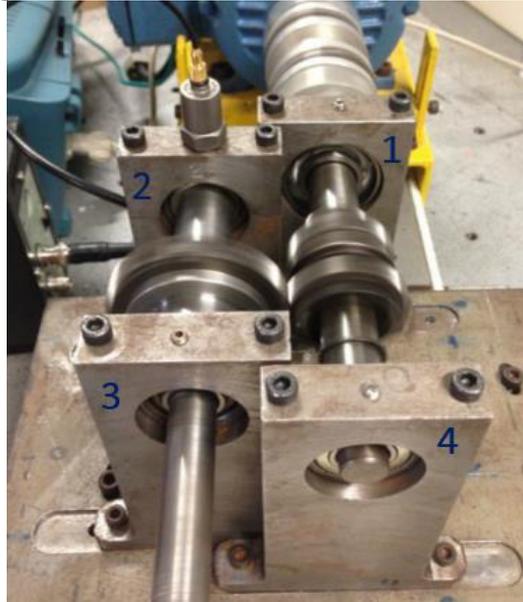
Tipo	Indutivo (Gaiola)
Marca	WEG
Fase	Trifásico
Rotação	1720 rpm
Frequência	60 Hz
Voltagem	220/380 V
Potência Nominal	0,5 CV
Rendimento	68%

Fonte: Autor

3.6.2 Acoplamento, Eixos, Mancais e Amortecedores

Utilizou-se um acoplamento de aço carbono, de modo a transferir a frequência de rotação do motor ao eixo das engrenagens motoras. Os quatro mancais possuíam rolamentos esféricos SKF, os quais tinham como objetivo promover o apoio dos eixos sem obstruir movimentos rotacionais. A base da bancada foi composta por molas compensadoras, servindo assim como amortecedores. Os 4 mancais foram ordenados numericamente, conforme pode ser visto na Figura 26.

Figura 26: Mancais ordenados numericamente



Fonte: Autor

3.6.3 Engrenagens

As engrenagens presentes no sistema foram fabricadas seguindo o padrão das utilizadas nas caixas de câmbio da moto CG Titan 150 CC. Tendo um total de 4 engrenagens na bancada, elas foram organizadas em dois eixos, um com três engrenagens motoras de 10, 13 e 23 dentes, respectivamente, e outro com uma engrenagem movida de 34 dentes. Na Figura 27 estão apresentadas as quatro engrenagens antes de serem devidamente acopladas à bancada, destacando o número de dentes de cada uma delas.

Figura 27: Representação das quatro engrenagens presentes na bancada



Fonte: Autor

Com o objetivo de facilitar o procedimento de aquisição de dados e o posterior estudo das técnicas de análise de vibrações, optou-se por utilizar somente a engrenagem de 23 dentes, aqui referida como pinhão, e a engrenagem de 34 dentes, aqui referida como coroa, sendo a razão de engrenamento igual a 1,478. A Tabela 3 apresenta as principais características presentes no par engrenado. Todos os fatores apresentados na tabela foram definidos na seção 3.1.

Tabela 3: Características do par de engrenagens

Engrenagem	N	r_{ext} (mm)	r_{int} (mm)	h (mm)	a (mm)	r (mm)	C	p_c (mm)	p_b (mm)	p_d (in)	m (mm)	\emptyset	Z	m_p
Coroa	34	32	29,961	4,077	1,812	30,187	50,797	5,579	5,242	0,563	1,776	20°	7,870	1,501
Pinhão	23	22	20,436	3,128	1,390	20,610		5,630	5,290	0,558	1,792			1,488

Fonte: Autor

3.6.4 Lubrificação

O lubrificante Lubrax Essencial SJ 20W-50 foi aplicado nas engrenagens durante grande parte da coleta de dados, a fim de diminuir o desgaste entre os elementos em contato.

3.7 Tratamento de Dados

O tratamento de dados se deu por meio da utilização do software MATLAB, onde efetuou-se a elaboração de um programa computacional, a fim de plotar o gráfico do sinal vibratório no domínio do tempo e no domínio da frequência (FFT), além de realizar a análise das técnicas vibratórias as quais esse trabalho se refere.

Para a confecção do programa computacional se fez necessário o conhecimento das variáveis de processo, as quais foram definidas no momento da coleta de dados e da fabricação das peças. Na Tabela 4 estão apresentadas as definições das variáveis.

Tabela 4: Variáveis definidas

Frequência do motor indutivo	20Hz (1200rpm)
Frequência de giro do pinhão (fp)	20Hz (1200rpm)
Frequência de giro da coroa (fc)	13,53Hz (811,76rpm)
Número de pontos coletados (amostra)	2500 pontos
Tempo entre coletas	0,0004 s
Tempo total para coleta	1 s

Fonte: Autor

A frequência do motor indutivo foi definida manualmente pelo operador, sendo então posta em 20 Hz. Como o motor foi acoplado diretamente ao eixo do pinhão, percebe-se que a f_p também é 20 Hz. Utilizando a lei fundamental do engrenamento, Equação (8), concluiu-se que a f_c é 13,53 Hz. Já o tempo entre coletas, o tempo total para coleta e, conseqüentemente, o número de pontos coletados foram definidos diretamente no osciloscópio como sendo 0,0004 s, 1 s e 2500 pontos, respectivamente.

Ao longo do experimento, um dente da coroa foi quebrado com o objetivo de promover a comparação entre os sinais das engrenagens normais e com defeito. Verificase na Figura 28 o defeito provocado na coroa.

Figura 28: Defeito pontual induzido na coroa



Fonte: Autor

Os dados coletados foram devidamente tratados e seus espectros plotados em gráficos de amplitude x frequência. Todos os resultados obtidos na análise dos espectros serão discutidos na seção 6.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para que seja feita a correta análise dos resultados apresentados, necessita-se definir como o espectro normal deve aparecer no domínio da frequência, ou seja, como o sinal do engrenamento sem defeito é esperado. Conforme foi apresentado na seção 4.2.2, espera-se que o espectro contenha a frequência de giro do pinhão (f_p) e da coroa (f_c), além da frequência de engrenamento (GMF) e de harmônicos cercados por bandas laterais.

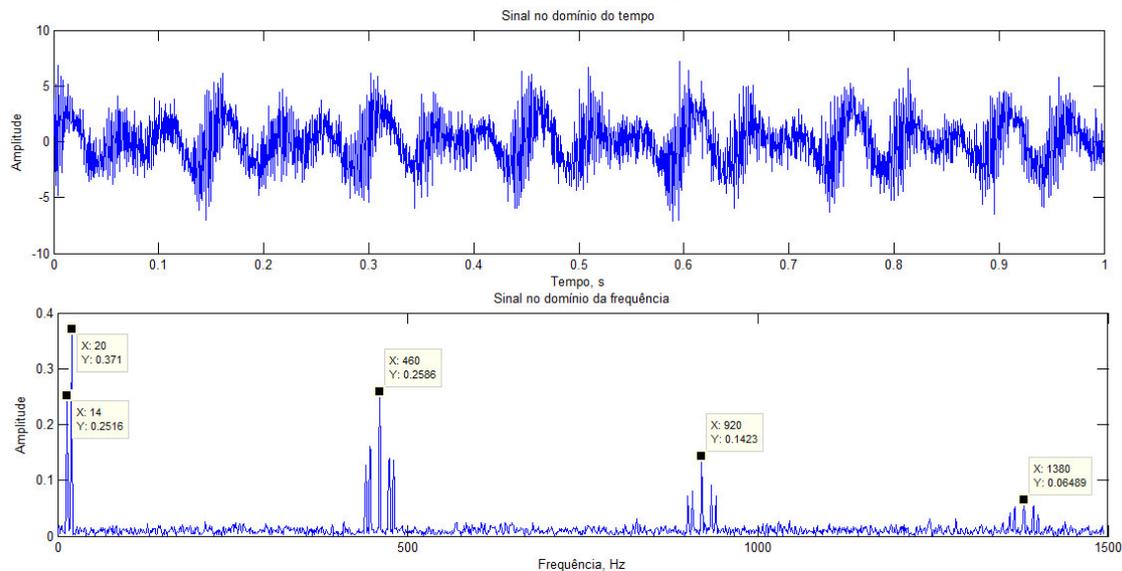
Na seção 5.7 definiu-se as f_p e f_c como sendo 20 Hz e 13,53 Hz, respectivamente, já na seção 6.1 definir-se-á as GMFs, os harmônicos e as bandas laterais de forma a apresentar o sinal esperado, enquanto que nas seções subsequentes serão apresentados e discutidos os espectros obtidos experimentalmente.

4.1 Engrenagens Ideais

Partindo da premissa de que o sinal ideal contém todas as características citadas na seção 4.2.2, calculou-se a 1°GMF por meio da Equação (10), ou seja, substituindo $f_p = 20$ Hz e $N_p = 23$ dentes, tem-se $1^\circ\text{GMF} = 460$ Hz. Sabendo ainda que os harmônicos de engrenamento são múltiplos inteiros da 1°GMF, espera-se que $2^\circ\text{GMF} = 2 \times 1^\circ\text{GMF} = 920$ Hz e que $3^\circ\text{GMF} = 3 \times 1^\circ\text{GMF} = 1380$ Hz. Quanto às bandas laterais, espera-se que seus valores estejam de acordo com as seguintes expressões: $\text{GMF} \pm f_c$ e $\text{GMF} \pm f_p$.

Observa-se na Figura 29, o sinal sem defeito de um engrenamento ideal, destacando no espectro os valores dos parâmetros previamente definidos.

Figura 29: Sinal ideal de engrenagem sem defeito

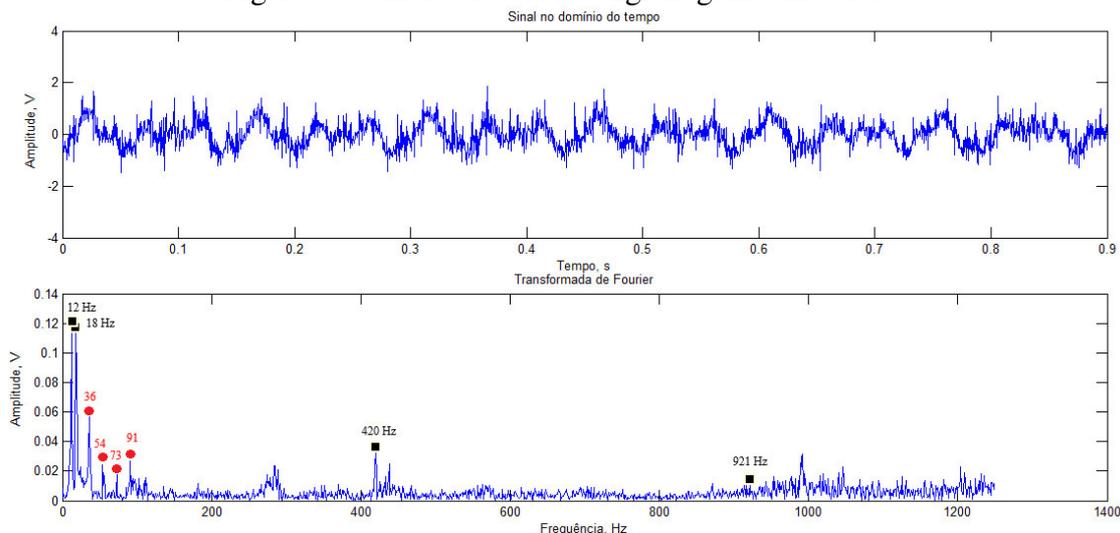


Fonte: Autor

4.2 Engrenagens Lubrificadas e Sem Defeito

Com o acelerômetro acoplado no mancal 3, os dados coletados foram tratados e os sinais no domínio do tempo e da frequência foram plotados, conforme pode ser verificado na Figura 30. Os parâmetros f_c , f_p , 1°GMF e 2°GMF , representativos das características esperadas de um engrenamento sem defeito, estão destacados por pontos pretos. Nota-se também o surgimento de frequências múltiplas de f_p (36 Hz, 54 Hz, 73 Hz e 91 Hz) sendo, segundo Silva (2013), causadas por desalinhamento angular entre o acoplamento proveniente do motor e o eixo do pinhão. As engrenagens seguiam devidamente lubrificadas.

Figura 30: Sinal coletado de engrenagem sem defeito



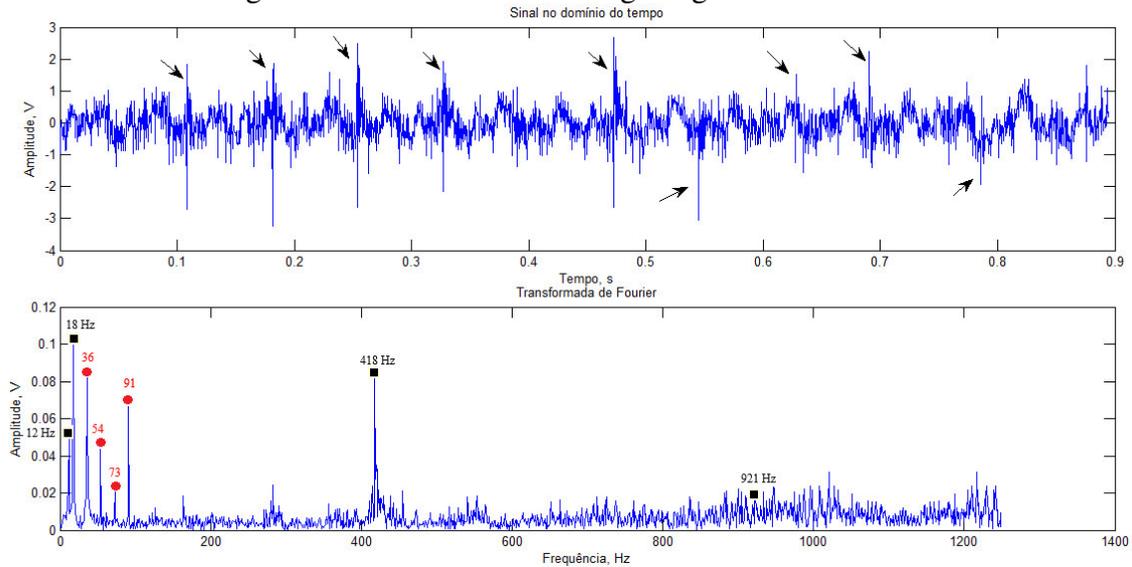
Fonte: Autor

O valor obtido para o Nível Global RMS foi de 0,4986. Esse valor será considerado como o valor padrão para a estrutura sob análise, ou seja, o grau de severidade de vibração proveniente da estrutura analisada é considerado aceitável. A escolha do mancal 3 para acoplar o acelerômetro será tratada na seção 6.6.

4.3 Engrenagens Lubrificadas e Com Defeito

Seguindo com o acelerômetro acoplado no mancal 3, os dados coletados provieram de um engrenamento no qual foi induzido um defeito na coroa - dente quebrado - sendo então tratados e plotados no domínio do tempo e da frequência, como pode ser observado na Figura 31. Os parâmetros f_c , f_p , 1°GMF e 2°GMF , representativos das características do engrenamento defeituoso, estão destacados por pontos pretos. Percebe-se também o aumento da amplitude das frequências múltiplas de f_p , sendo 36 Hz, 54 Hz, 73 Hz e 91 Hz. As engrenagens seguiam devidamente lubrificadas.

Figura 31: Sinal coletado de engrenagem com defeito



Fonte: Autor

O único indício aparente de defeito por dente quebrado está indicado por setas no sinal do domínio do tempo. Esse pico ocorre toda vez que o dente quebrado da coroa tenta engrenar com um dente do pinhão, ou seja, a cada $1/f_c$.

O nível Global RMS foi de 0,5201, fato que indica um aumento da energia vibracional da onda coletada, se comparada com o valor encontrado na seção 6.2.

4.4 Análise do Nível Global RMS

Comparando o Nível Global RMS do espectro apresentado na seção 6.2 com o apresentado na seção 6.3 percebe-se um ligeiro aumento de 0,0215, ou seja, 4,3%. Esse valor é bastante inexpressivo, já que diversos fatores podem provocar essa pequena variação na energia do sinal, e não necessariamente indica defeito.

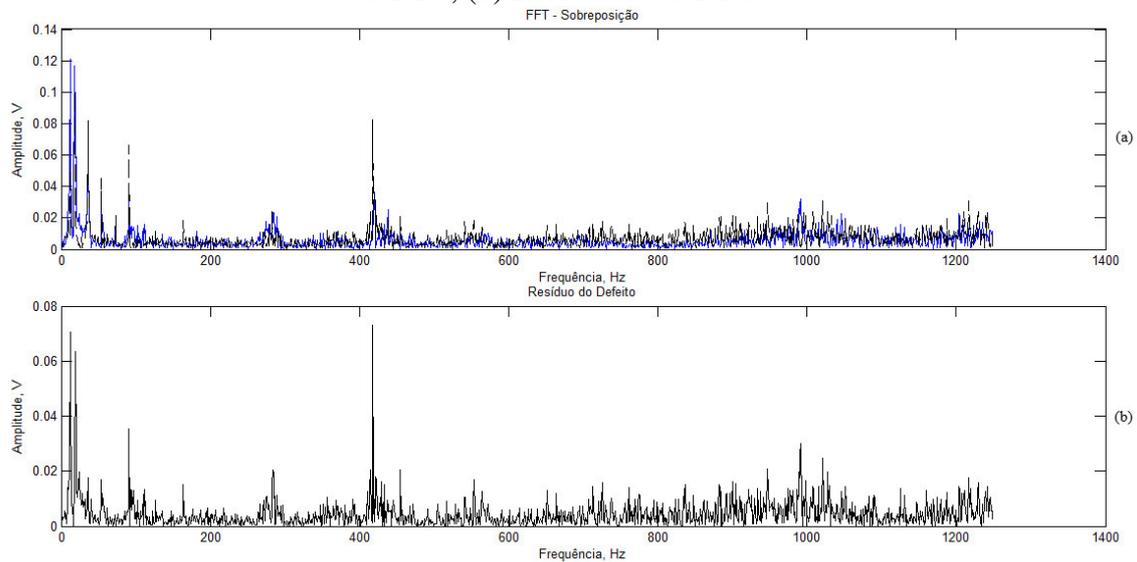
Esse pequeno aumento no valor do RMS pode ser explicado devido a razão de contato (mp), tanto da coroa, quanto da engrenagem serem maiores do que 1, significando que sempre existirá mais de um dente da coroa em contato com mais de um dente do pinhão, dividindo assim a carga e, conseqüentemente, dissipando os efeitos dos possíveis defeitos pontuais.

4.5 Análise da Energia Residual (ER)

Conforme definida na seção 4.4.2, a Energia Residual foi calculada através da área do resíduo do defeito dos sinais das seções 6.3 e 6.2. O valor para a ER foi de 5,6190.

Observa-se na Figura 32 (a), em contínuo azul, o sinal do engrenamento sem defeito coletado no mancal 3, enquanto que o sinal do engrenamento com defeito e coletado no mesmo mancal é mostrado em pontilhado preto. Percebe-se, na Figura 32 (b), o resíduo do defeito onde foi calculada a área para obtenção da ER.

Figura 32: Análise de espectros vibratórios, (a) sobreposição de espectros com e sem defeito; (b) Resíduo do defeito



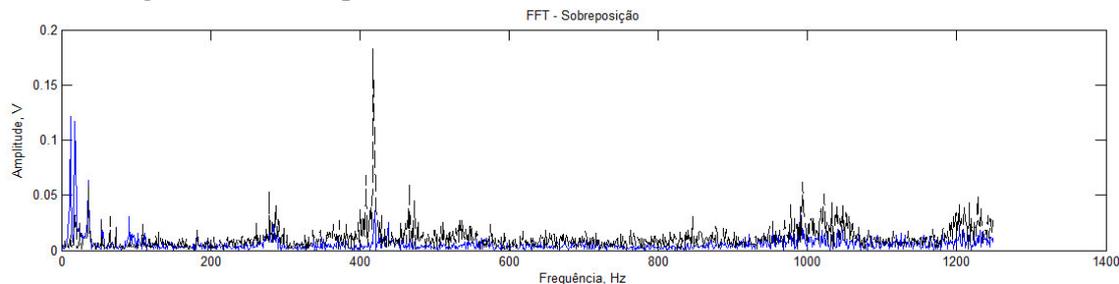
Fonte: Autor

Com a energia do resíduo igual a 5,6190, torna-se perceptível a presença de defeito no sistema, fato que não ocorre ao se verificar o RMS.

4.6 Análise do Posicionamento do Acelerômetro

O posicionamento do acelerômetro mostrou-se bastante importante no estudo dos espectros vibratórios. Na Figura 33 percebe-se a diferença entre o espectro obtido a partir da coleta de dados provenientes do acelerômetro acoplado no mancal 1, pontilhado preto, e do mesmo elemento acoplado no mancal 3, contínuo azul.

Figura 33: Sinais provenientes de diferentes locais de coleta de dados



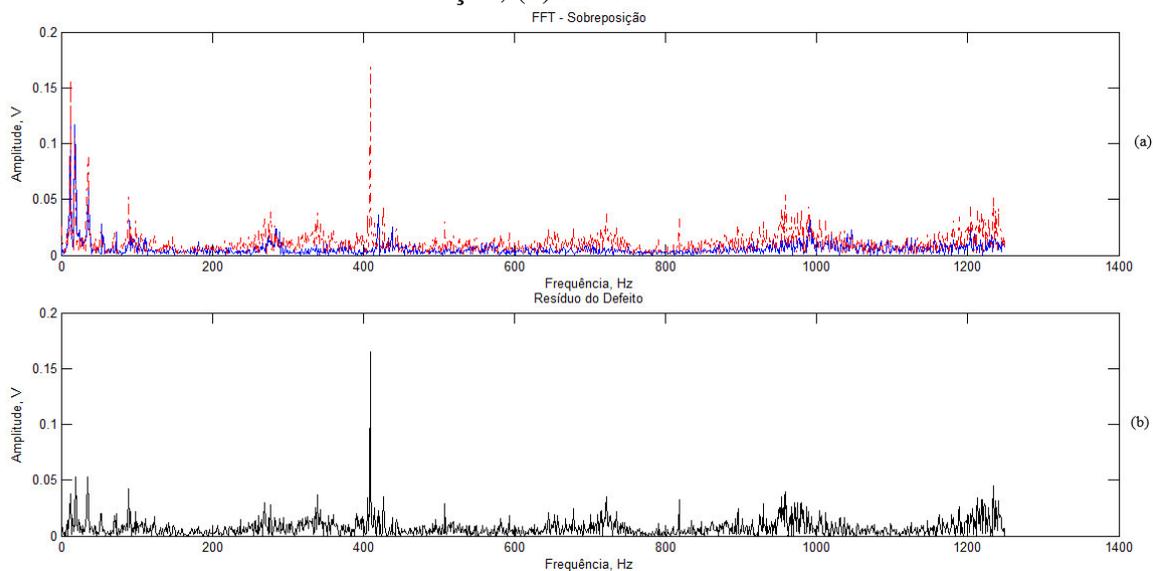
Fonte: Autor

Essa variação ocorre, principalmente, devido à proximidade com que o mancal 1 está do motor indutivo e devido ao fato de que o eixo motor, apoiado pelo mancal 1, está diretamente acoplado a fonte de energia.

4.7 Análise da Relevância da Lubrificação

Outro fator de grande importância para a minimização dos ruídos e maximização dos parâmetros característicos dos sinais sob análise resulta da presença ou não de substância lubrificante. Verifica-se na Figura 34 (a) o espectro proveniente do engrenamento sem lubrificação, pontilhado vermelho, superposto ao espectro proveniente do engrenamento com lubrificação, contínuo azul, enquanto que a partir da Figura 34 (b) observa-se o resíduo do defeito entre esses dois espectros.

Figura 34: Espectros vibratórios, (a) sinais provenientes de engrenagens com e sem lubrificação; (b) resíduo do defeito



Fonte: Autor

Por meio dessa Figura percebe-se que o espectro pontilhado vermelho, proveniente do engrenamento sem lubrificação, é bem mais expressivo do que o espectro contínuo azul, proveniente do engrenamento com a presença de lubrificante.

Examinando o Nível Global RMS para ambos os espectros, tem-se os valores de 0,4986 e 0,8147 para os sinais coletados a partir de engrenagens com e sem lubrificação, já examinando o resíduo do defeito, encontrou-se o valor de 9,0306 para a Energia Residual, ou seja, tanto o aumento do RMS (cerca de 63,4%), quanto o valor da ER indicam fortemente a presença de defeitos, nesse caso, relacionados ao atrito entre os pares engrenados.

A Tabela 5 resume os principais resultados, relacionando as devidas condições nas quais foram coletadas.

Tabela 5: Principais resultados

Condição	RMS	ER
Engrenagem Lubrificada e Sem Defeito	0,4986	5,6190
Engrenagem Lubrificada e Com Defeito	0,5201	
Engrenagem Não Lubrificada e Sem Defeito	0,8147	9,0306
Engrenagem Lubrificada e Sem Defeito	0,4986	

Fonte: Autor

5. CONCLUSÃO

Na análise dos engrenamentos com e sem a presença de defeito, a técnica do Nível Global RMS apresentou valores inconclusivos, ou seja, foi impossível detectar a presença de anomalias somente analisando o RMS. Essa ocorrência pôde ser justificada pelo fato das razões de contato das engrenagens serem maiores do que 1, provocando a distribuição da carga aplicada sobre o dente defeituoso para os outros dentes engrenados e assim, mascarando qualquer aumento significativo da energia da onda. Por outro lado, na análise dos engrenamentos com e sem lubrificação, a técnica do RMS mostrou-se bastante útil, já que a diferença entre a energia dos sinais foi de 63,4%, valor indicativo de defeito, provavelmente causado devido à presença de atrito no engrenamento sem lubrificação.

Como a técnica da Energia Residual precisa de dois espectros vibratórios para ser calculada, utilizou-se o engrenamento lubrificado e sem defeito como padrão. As aplicações da ER aos engrenamentos com a presença de defeito e sem a presença de lubrificação foram então realizadas, em relação ao engrenamento padrão, e os valores obtidos foram, 5,6190 e 9,0306, respectivamente, sendo fortes indicativos de defeito. Dessa forma, a ER foi a técnica que apresentou maior confiabilidade de resultados e, por isso, é considerada neste trabalho como a mais indicada para detecção de defeitos em engrenagens.

Na análise do posicionamento do acelerômetro conclui-se, utilizando apenas meios gráficos, que o sinal coletado no mancal 3 foi o mais apropriado para se obter os parâmetros experimentais com o mínimo de distorções possíveis. O mancal 1, por estar próximo do motor indutivo e por servir de sustentação ao eixo motor, que por sua vez é diretamente acoplado a fonte de energia, sofria bastantes distorções em seus sinais vibratórios, sendo então inadequado para as análises.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BARRETO, R. A.; **Definição de Parâmetros de Vibração e Ruído para Aceitação de Câmbios Automotivos em Linhas de Montagem**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis – SC – Brasil, 2003. Dissertação (Mestrado).

BEZERRA, R. A.; **Detecção de Falhas em Rolamentos por Análise de Vibração, Campinas**. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004. Tese (Doutorado).

DE ALMEIDA, R. G. T.; VICENTE, S. A. S.; PADOVESE, L. R.; **New Technique for Evaluation of Global Vibration Levels in Rolling Bearings**. Shock and Vibration, v. 9, n. 4-5, p. 225-234, 2002.

GEITNER, F K.; BLOCH, H P.; **Análise e Solução de Falhas em Sistemas Mecânicos: Gerenciamento Prático de Equipamentos Mecânicos para Indústrias de Processos**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2015. 656 p. Título original: Machinery Failure Analysis and Troubleshooting

IRMÃO M. A. S.; SILVA A. A.; **Comparação de Representações Conjuntas Tempo-Frequência Aplicada na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados**. In: II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2002, João Pessoa.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M.; **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas I**; tradução e revisão técnica Fernando Ribeiro da Silva.- Reimpressão - Rio de Janeiro: LTC, 2013. Tradução de: Fundamentals of Machine Component Design, 4th ed, 2006 John Wiley & Sons, Inc.

LAGO, D. F.; **Manutenção de Redutores de Velocidade Pela Integração das Técnicas Preditivas de Análise de Vibrações e Análise de Óleo Lubrificante**. Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – Unesp. 154p, 2007. Dissertação (Mestrado).

NEPOMUCENO L. X.; **Técnica de Manutenção Preditiva**. São Paulo: Edgard Blucher, 1989. 501 p., v.1.

NORTON, R. L.; **Projeto de máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1030 p. Título original: Machine Design.

OPPENHEIM, A. V.; WILLSKY, A. S.; NAWAB, S. H.; **Sinais e Sistemas**. 2. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2010. 592 p. Título original: Signals & Systems.

PINTO, A. K.; XAVIER, J. N.; **Manutenção: Função Estratégica**. Rio de Janeiro: Qualitymark Ed., 1999. 287 p.

PRADO JR, H. L.; **Identificação de Falhas de Engrenagens na Transmissão de Trator Agrícola por Meio de Análise de Vibrações**. Porto Alegre, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, 2003. Dissertação (Mestrado).

RAO, S. S.; **Vibrações Mecânicas**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2009. 404 p.

SILVA, A. A.; IRMÃO M. A. S.; PADOVESE L. R.; **Otimização de Representações Tempo-Frequência na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados**. Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica. Vol. 10, n. 2, p. 35-45, 2006.

SILVA, D. H. J.; **Processamento de Sinais para Monitoramento de Vibrações em Unidades Geradoras Hidrelétricas**. Belo Horizonte, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG. 136p, 2013. Dissertação (Mestrado).