UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA - CAMPUS II
PPGEM - PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENG. MECÂNICA

SAPIENTIA ÆDIFICAT

CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA

# PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

## COMPARAÇÃO DE REPRESENTAÇÕES CONJUNTAS TEMPO-FREQÜÊNCIA APLICADAS NA ANÁLISE DE FALHAS EM SISTEMAS ENGRENADOS

MARCOS ANTONIO DA SILVA IRMÃO

CAMPINA GRANDE - PB

JULHO - 2002

UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

# Comparação de Representações Conjuntas Tempo-Freqüência Aplicadas na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados

Autor: **Marcos Antonio da Silva Irmão**
Orientador: **Antonio Almeida Silva**

Campina Grande, 26 de Julho de 2002.

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE**
**CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA**
**CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

# Comparação de Representações Conjuntas Tempo-Freqüência Aplicadas na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados

Autor: **Marcos Antonio da Silva Irmão**
Orientador: **Antonio Almeida Silva**
Curso: Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Área do Mestrado: Mecânica dos Sólidos

Dissertação de Mestrado, apresentada, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campina Grande, 26 de Julho de 2002.
PB - Brasil

I69c Irmão, Marcos Antonio da Silva.
Comparação de representações conjuntas tempo-frequência aplicadas na análise de falhas em sistemas engrenados / Marcos Antonio da Silva Irmão. - Campina Grande, 2002.
111 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2002.
Referências.
"Orientação : Prof. Dr. Antonio Almeida Silva".

1. Engenharia Mecânica. 2. Representação Tempo-Frequência. 3. Detecção de Falhas. 4. Análise de Vibrações. 5. Dissertação - Engenharia Mecânica. I. Irmão, Marcos Antonio da Silva. II. Universidade Federal de Campina Grande - Campina Grande (PB). III. Título

CDU 621(043)

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE**
**CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA**
**CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

# Comparação de Representações Conjuntas Tempo-Freqüência Aplicadas na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados

Conceito: Aprovado com Distinção


**Prof. Dr. Antonio Almeida Silva (orientador)**
**Universidade Federal de Campina Grande**

Homero Cavalcanti

**Prof. Dr. José Homero Feitosa Cavalcanti (membro externo)**
**Universidade Federal da Paraíba**

**Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira (membro interno)**
**Universidade Federal de Campina Grande**

**Prof. Dr. Carlos José de Araújo (membro interno)**
**Universidade Federal de Campina Grande**


Campina Grande, 26 de Julho de 2002.
PB - Brasil

# DEDICATÓRIA

Aos meus pais e irmãos.

*Ó profundidade das riquezas, tanto da sabedoria, como da ciência de Deus! Quão insondáveis são os seus juízos, e quão inescrutávies os seus caminhos! Por que quem compreendeu o intento do Senhor? Ou quem foi seu conselheiro? Ou quem lhe deu primeiro a Ele, para que lhe seja recompensado?*
*Porque Dele e por Ele e para Ele são todas as coisas; Glória, pois a Ele eternamente, Amém.*
*Paulo, em sua carta aos Romanos, Capítulo 11 e Versículos de 33 á 36.*

# SUMÁRIO

# RESUMO

IRMÃO, Marcos Antonio da Silva, *Comparação de Representações Conjuntas Tempo-Freqüência Aplicadas na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados*, Campina Grande: Curso de pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, 2002. 111 p. Dissertação (Mestrado).

Entender os fenômenos de surgimento e desenvolvimento de falhas em sistemas de engrenagens tem se tornado uma tarefa importante nas fases de projeto e manutenção, quanto ao aspecto de detecção de possíveis defeitos que podem ser monitorados através de técnicas de manutenção preditiva. Geralmente, os sinais de vibrações que estes sistemas emitem são bem representativos no processo físico de funcionamento, e podem ser investigados através de modelos computacionais ou mesmo a partir de medidas reais das assinaturas de vibração em várias situações ou estágios de falhas. Em geral estes sinais são multi-componentes e não estacionários devido às forças de engrenamento serem do tipo transientes, que surgem a partir do contato superficial entre os dentes com algum tipo de imperfeição geométrica, desgastes, trincas, etc., e se propagam na forma de vibrações podendo excitar várias ressonâncias do sistema. A análise espectral clássica aplicada na detecção de falhas em engrenagens tem apresentado limitações, como os efeitos espúrios representados pelos lóbulos laterais, que nem sempre são bem interpretados pelos analistas. Visando minimizar estes problemas são investigadas neste trabalho algumas representações tempo-frequência, que podem fornecer um novo discernimento sobre a interpretação destes sinais, evidenciando os fenômenos físicos causados por vibrações transientes e permitindo separar as componentes do sinal causadas por diferentes fontes. Este trabalho tem por objetivo levantar parâmetros que permitam comparar as representações tempo–freqüência, Espectrograma e Pseudo Wigner-Ville aplicadas na análise de falhas em sistemas engrenados. Alguns testes são executados com sinais experimentais com engrenagem sujeita a três condições diferentes: engrenagem banguela, engrenagem careada e engrenagem normal e então aplicado os dois métodos e testado o seu desempenho. Apresenta-se ainda neste trabalho o uso de sinais residuais, que são obtidos a partir de transformadas homomórficas e verifica-se que estes podem ajudar na análise dos mapas tempo-freqüência. Ao fim do trabalho verifica-se que a distribuição Pseudo Wigner-Ville se mostra mais robusta que o Espectrograma para análise de falhas em sistemas engrenados.

*Palavras Chave:*

Representações Tempo-Freqüência, Detecção de Falhas, Análise de Vibrações, Engrenagens.

# ABSTRACT

IRMÃO, Marcos Antonio da Silva, *Comparison of Joint Time-Frequency Representations Applied in the Fault Analysis of Geared Systems*, Campina Grande: Masters degree course in Mechanical Engineering, Federal University of Campina Grande, 2002. 111 p. Dissertation (Master's degree)

The knowledgement of the faults development phenomenon in geared systems has been seen as an important task in the design and maintenance phases. Usually, the vibration signals originated are very representative of the physical operating system, and it can be investigated through the computational models or by real measurement of the signature vibrations in several situations or fault conditions. In general, these signals are multi-components and not stationary due to the transient gear forces that appears starting from the superficial contact between the teeth with some type of imperfection (wear, fatigue crack, etc.) developed in the form of vibrations that excite several resonance frequencies of the system. The classic spectral analysis applied to the fault detection has show limitations, especially concerning the appearance of spurious components that can contaminate the spectrum, and difficult the interpretation of the analysts.

To minimize these problems, this work to investigate some time-frequency representations, which can supply a new discernment about the interpretation of these signals, evidencing the physical phenomenon caused by transient vibrations and allowing to separate the components of the signal caused by different sources. The objective of this work is also to establish some parameters that allows to compare the time-frequency representations, Spectrogram and Pseudo Wigner-Ville applied for the faults analysis in gears systems. Some tests are performed with experimental signals of gears subject to three different conditions: toothless gear scratched gear and normal gear. The two methods above mentioned are applied to study these gears. It is show in this work the use of residual signals, and was verified that these our can help the analysis of the time-frequency maps. At the end of this work it is verified that the Pseudo Wigner-Ville distribution is more robust than the Spectrogram for analysis of geared system with faults.

*Key Words:*

Time-Frequency representations, Fault detection, Vibration analysis, Gear.

# LISTA DE FIGURAS

Lista de Figuras do Anexo A

# LISTA DE TABELAS

# NOMENCLATURA

## *Letras Latinas*

| | | |
|---|---|---|
| $T$ | Período | [s] |
| $x_0$ | Amplitude de oscilação | [m] |
| $t$ | Vetor do tempo | [s] |
| $dt$ | Intervalo de tempo | [s] |
| $A_{Média}$ | Amplitude média | [m, m/s, m/s$^2$] |
| $X$ | Deslocamento | [m] |
| $\dot{X}$ | Derivada do deslocamento | [m/s] |
| $\ddot{X}$ | Segunda derivada do deslocamento | [m/s$^2$] |
| $X_o$ | Deslocamento máximo | [m] |
| $V$ | Velocidade | [m/s] |
| $V_o$ | Velocidade máxima | [m/s] |
| $A$ | Aceleração | [m/s$^2$] |
| $A_o$ | Aceleração máxima | [m/s$^2$] |
| $s$ | Sinal no domínio do tempo | [m,m/s,m/s$^2$] |
| $N$ | Número de pontos do sinal discreto | pontos |
| $d$ | Sinal no domínio do tempo | [m, m/s, m/s$^2$] |
| $\bar{d}$ | Média do sinal diferença | [m, m/s, m/s$^2$] |
| $\bar{r}$ | Média do sinal residual | [m, m/s, m/s$^2$] |
| $M$ | Número de pontos do sinal discreto | pontos |
| $G$ | Função do defeito em freqüência | [Freqüência] |
| $H$ | Função da trajetória em freqüência | [Freqüência] |
| $f$ | Vetor de freqüência | [Unidade de Frequência] |
| $h$ | Função trajetória | [Tempo] |
| $S_t$ | Espectro local | [Unidade de Frequência] |
| $s^*$ | Conjugado complexo do sinal s | [m,m/s,m/s$^2$] |
| $g$ | Função kernel | |
| $Y_g$ | Sinal simulado para componente de rotação | |
| $Y_a$ | Amplitude máxima do sinal simulado de rotação | |
| $Y_c$ | Sinal simulado para componente de engrenamento | |

| | |
|---|---|
| $Y_b$ | Amplitude máxima do sinal simulado de engrenamento |
| $f_e$ | Freqüência de engrenamento |
| $Y_h$ | Sinal simulado para componente de harmônica do engrenamento |
| n | Número de componentes do sinal |
| $Y_{bn}$ | Amplitude máxima do sinal simulado para harmônica de engrenamento |
| $Y_d$ | Sinal simulado para componente de desalinhamento |
| $Y_r$ | Sinal simulado para componente de excentricidade |
| $Y_p$ | Sinal simulado para componente de falha pontual |
| $Y_t$ | Sinal simulado para a soma de vários defeitos |

## *Letras Gregas*

| | | |
|---|---|---|
| $\omega$ | Velocidade angular | [rad/s] |
| $\varphi_i$ | Ângulo de fase | [rad] |
| $\sigma$ | Desvio padrão | |
| $\tau$ | Tempo corrente para uma freqüência local | [s] |
| $\rho_s$ | Espectro local para o mapa STFT | |
| $\upsilon$ | Freqüência corrente para um tempo local | [Hz] |
| $\Omega$ | Freqüência natural de um sistema | [Hz] |

## *Subscritos*

| | |
|---|---|
| i | Posição numérica de do sinal discretizado |
| j | Posição numérica de do sinal discretizado |
| r | Componente de rotação |
| e | Componente de engrenamento |
| d | Componente de desalinhamento |
| p | Componente de falha pontual |
| t | Sinal soma de componentes de vários defeitos |

## *Abreviações*

| | |
|---|---|
| RMS | Root Mean Square |
| FMO | |
| FM4 | |
| NA4 | |
| CP | Cepstro de Potência |
| CC | Cepstro Complexo |
| FFT | Fast Fourier Transform |
| PWVD | Pseudo Wigner Ville Distribution |

| | |
|---|---|
| STFT | Short Time Fourier Transform |
| TF | Transformada de Fourier |
| e | Exponencial |
| FC | Fator de Crista |
| FK | Fator K |
| FKE | Fator K para Engrenagem |

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

Devido a impossibilidade de se construir e montar componentes de máquinas isentos de imperfeições, surge nas máquinas o fenômeno de vibração. Estas imperfeições, além das forças necessárias ao processo de transformação de energia em trabalho útil, geram forças que provocam ruídos e vibrações, que podem ser indicadoras das condições de funcionamento das máquinas e componentes. As vibrações, resultantes destas forças excitadoras podem ser medidas a partir de uma leitura externa, obtendo-se informações das condições das partes internas rotativas da máquina, sendo isto possível devido ao constante desenvolvimento de instrumentos de medição, a exemplo dos transdutores. No entanto, apenas o sinal na sua forma mais simples, ou seja, no tempo, não é suficiente para visualização de informações mais precisas, então, aliados a esta instrumentação surgem outras técnicas de análise, que em conjunto, permitem o monitoramento de condições das máquinas.

Atualmente, o interesse das indústrias no monitoramento de suas máquinas é crescente, principalmente, por parte das petroquímicas e aeronáuticas que o aplica à área da manutenção preditiva, que envolve análises dos sinais de vibração medidos em regime normais de trabalho. A manutenção preditiva é uma realidade, visto que dentro destas indústrias as máquinas são geralmente caras e então uma manutenção puramente corretiva e preventiva é bastante dispendiosa. Quanto a manutenção preventiva, esta vem sendo questionada nos últimos anos, pois trabalha com o conceito de período entre reparos baseado em dados estatísticos, e para que se tenha uma manutenção preventiva de confiabilidade elevada é ao menos necessário que o tempo entre reparos seja menor que o período entre falhas, e assim um grande número de reparos são desnecessários tornando-a muito onerosa, pois tem-se um gasto adicional em peças de reposição, mão de obra, perdas devido a paradas de produção, além do risco elevado do aumento do número de defeitos que são introduzidos por falhas humanas.

Portanto, a realização ideal da manutenção preventiva seria o reparo em intervalos irregulares que dependessem da condição real de máquina e este objetivo pode ser alcançado com a manutenção preditiva. Na manutenção preditiva por análise de vibração os elementos necessários a sua realização são, a medição e análise do sinal de vibração, e baseia-se em medições contínuas ou periódicas deste sinal, para se estabelecer parâmetros indicativos de condição, tais como, Valor de Pico, RMS, Kurtose, Fator de Crista, FMO, FM4 etc., ou ainda, para o propósito de uma análise mais refinada, se estabelecem mapas do espectro de Fourier, Envelope, Cepstrum e Tempo-Frequência. Isto porque é conhecido que a tendência e evolução destas representações, configuram as condições reais das máquinas. Ou seja, estas representações têm uma forma característica quando as máquinas não apresentam defeito(s), e quando as falhas começam a se desenvolver os esforços dinâmicos dos componentes de máquinas são alterados e conseqüentemente influenciam estas representações (Lima, 1985).

Dentre às vantagens que a manutenção preditiva por análise de vibração pode trazer, relaciona-se (Nepomuceno, 1989, Silva, 1999):

- Permite um conhecimento mais detalhado da máquina;
- O conhecimento das condições reais da máquina em qualquer instante;
- Possibilita a detecção de falhas ainda na fase inscipiente;
- Redução dos custos operacionais e de manutenção, compensando em curto prazo os custos de sua implantação;
- Reduz o número de peças de reposição em estoque;
- Permite programar as paradas de máquinas, evitando perdas na produção;
- Aumento do tempo médio entre reparos;
- Evita a substituição desnecessária de componentes ainda em condições de uso;

Várias técnicas de análise de sinais permitem a identificação de falhas em sistemas engrenados. As engrenagens são os componentes mais comuns em grande parte das máquinas, e devido a isto, se faz necessário a realização de estudos de ferramentas matemáticas que unidos a equipamentos de medição e processamento, venham a contribuir para detecção, identificação e localização de falhas nestes tipos de sistemas.

## 1.1 Objeto de Estudo

Nos sistemas engrenados, as engrenagens são um dos componentes mais propensos a desenvolvimento de falhas, isto é justificado devido a sua alta capacidade de ser influenciado quando expostos a problemas do tipo: montagens erradas, lubrificação deficiente, desgates por contaminação, desalinhamentos, excentricidades, entre outros. É este o motivo do interesse da indústria na realização da manutenção preditiva sobre as engrenagens, além de que as informações e descrição matemática do comportamento dinâmico das engrenagens são abundantes. Existem técnicas de vibração que são de aplicação genérica e outras específicas à engrenagens. As técnicas específicas estão fundamentadas basicamente na lei do engrenamento e nas características impulsivas geradas pelo contato entre dentes do par engrenado na circunferência primitiva, que pode gerar um espectro com componentes de freqüências relacionados ao defeito, permitindo identificar, localizar e quantifica-lo, além de permitir um diagnóstico.

Nas condições normais de trabalho a engrenagem pode está sujeita a várias fontes excitadoras, e ao se medir o sinal de vibração este conterá características que estarão relacionadas com o estado da engrenagem. O sinal inicial de uma engrenagem tem como fonte excitadora as deflexões do dente devido a carga e os erros de geometria do dente devido ao processo inicial de usinagem, que geram mudança no perfil do dente. O espectro deste sinal necessariamente terá de conter componentes na freqüência de engrenamento, dado pelo produto do número de dentes da engrenagem pela rotação da mesma, e lóbulos laterais a freqüência de engrenamento distanciados da freqüência de rotação da engrenagem, porém ambas com baixas amplitudes.O espectro de engrenagem se apresenta de banda larga, e estudiosos recomendam que para análise deste componente, o sinal comporte pelo menos a terceira harmônica da maior freqüência de engrenamento do sistema (Randall, 1982).

Com o surgimento de falhas que podem ser do tipo desgastes, trincas, quebra de dentes, entre outras, estas componentes de freqüência vão se alterando em amplitude, modulações em amplitude e em freqüência, a depender do tipo de defeito. As trincas, no entanto, assim como outras fontes externas de vibração, podem trazer ao sinal de vibração características mais complexas, como a transiência do conteúdo frequencial, formando um sinal não estacionário que se apresenta com múltiplas componentes relacionadas com as freqüências de engrenamento e que alguns métodos de análise não permitem visualizar, sendo necessário técnicas mais apuradas. Dentro da gama destas técnicas mais apuradas destaca-se a análise conjunta tempo-frequência, que tem a capacidade de analisar sinais multi-componentes e, além disso, fornecer detalhes sobre o comportamento das variações no sinal.

## 1.2 Objetivos Gerais e Específicos

Este trabalho tem como objetivo a aplicação de métodos de análise conjunta tempo-frequência para a detecção e diagnóstico de falhas em sistemas de engrenagens visando a sua manutenção preditiva. A partir de sinais de vibração gerados sinteticamente ou obtidos experimentalmente, pretende-se investigar as técnicas usuais de monitoramento e análise de vibrações nos domínios do tempo e da freqüência, visando mostrar suas vantagens e limitações. Em seguida, pretende-se aplicar algumas técnicas de análise conjunta tempo-frequência para a comprovação de sua eficiência, e possível indicação como ferramenta de detecção e diagnóstico em problemas reais relacionados com falhas em componentes de máquinas rotativas.

Para obtenção deste objetivo geral, foram levantados procedimentos que abarcam os seguintes objetivos específicos:

1. Revisão bibliográfica sobre o tema de pesquisa proposto;
2. Estudo sobre os principais mecanismos de falhas em engrenagens;
3. Estudo sobre os modelos teóricos de vibração gerada por falhas localizadas em engrenagens;
4. Simulação dos modelos de falhas sob diferentes condições de testes;
5. Investigação dos parâmetros de sensibilidade das técnicas implementadas;
6. Análise e discussões dos resultados obtidos de simulação;

7. Realização de algumas medidas experimentais e comparação com banco de dados de referência;
8. Análise e discussões dos resultados obtidos das medidas experimentais em relação aos modelos simulados;
9. Redação da dissertação e preparação de um artigo para apresentação em Congresso ou Revista especializada.

## 1.3 Conteúdo do Trabalho

O capítulo 1 deste trabalho traz como assunto, o fenômeno de vibração como parâmetro capaz de indicar a condição de máquinas e com isto mostra a importância do monitoramento e análise de vibração para indústria atual, podendo esta ser ferramenta indispensável na detecção de falhas em máquinas rotativas objetivando a sua manutenção preditiva.

No capitulo 2 se faz uma revisão sobre as características gerais de vibração em máquinas e características específicas de vibração em engrenagens. E este capítulo finaliza com uma revisão abrangente sobre os trabalhos mais recentes aplicando os método de análise no domínio do tempo, freqüência e conjunta tempo-frequência como ferramenta para detecção e diagnóstico de falhas em sistemas engrenados.

O capítulo 3 apresenta modelos matemáticos existentes na literatura para simulação dos sistemas engrenados em perfeito estado e de sinais de vibração para este tipo de sistema acometido por diversos tipos de defeitos. Estes modelos são então visualizados graficamente, sendo indicado o comportamento das principais componentes de freqüência para várias condições do sistema em estudo.

O capítulo 4 traz de forma mais detalhada um estudo dos métodos tempo-frequência que serão abordados no trabalho, ou seja, a PWVD e a STFT, explicando o procedimento para cálculo das distribuições tempo-frequência e finaliza aplicando estas representações a sinais simulados com características de uma engrenagem sem e com defeitos que foram desenvolvidos no capítulo 3 deste trabalho, na tentativa de validar os modelos como sinais representativos de defeito em sistemas engrenados.

No capítulo 5 será feita a aplicação dos métodos nos diferentes domínios sobre sinais reais, extraídos de uma bancada de ensaio. Estes sinais serão analisados a partir de engrenagens que tiveram falhas introduzidas artificialmente, tais como: dentes desgastados e careado, além da engrenagem normal e a partir destes sinais será avaliado a capacidade de detecção e desempenho dos vários métodos.

O capítulo 6 apresenta as conclusões e sugestões obtidas a partir dos resultados alcançados, e destacará o desempenho do método de análise conjunta tempo-frequência aplicado à detecção de falhas em engrenagens.

# CAPÍTULO 2

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

## 2.1 Características Gerais de Vibração em Máquinas

### 2.1.1 Manutenção Preditiva por Análise de Vibração

Quando máquinas novas são colocadas em funcionamento, espera-se que estas tenham vidas úteis longas e isentas de problemas. Porém, defeitos de projeto, especificações inadequadas, erros de fabricação, transporte, instalação e manutenção limitam bastante estas condições. É desta preocupação que a manutenção vem evoluindo, não mais se limitando em reparar o equipamento defeituoso, mas acompanhar o desenvolvimento do defeito e evitar paradas inesperadas da produção, identificando o defeito e eliminando sua fonte. Somente desta forma se consegue que uma máquina tenha uma vida útil prolongada, exceto por desgastes previstos no projeto.

A manutenção preditiva por análise de vibração em máquinas e equipamentos é hoje de grande importância para a engenharia moderna, pois permite conhecer, melhorar e ganhar em qualidade, produtividade, desenvolvimento, etc.

Investir em manutenção preditiva por análise de vibração tem um retorno muito grande, pois além de reduzir custos de manutenção, melhora o conhecimento do pessoal envolvido com a manutenção, que automaticamente passam a definir melhorias nas máquinas de modo que a confiabilidade da manutenção seja aumentada.

### 2.1.2 Causas, Efeitos e Controle da Vibração

As principais fontes e responsáveis pela quase totalidade das vibrações indesejáveis são (Coelho Jr. & Hansen, 1993):

- Desbalanceamento;
- Desalinhamento de eixos, correias e correntes;
- Folgas e bases soltas ;
- Dentes de engrenagens defeituosos;
- Rolamentos avariados;
- Passagem de corrente elétrica;
- Campo magnético desequilibrado (motores elétricos);
- Transporte aéreo, férreo, naval e rodoviário;
- Tráfego férreo e rodoviário;
- Escoamento fluido;
- Explosivos, terremotos;
- Ondas do mar;
- Reações químicas.

Os principais efeitos das vibrações são:

- Altos riscos de acidentes;
- Desgaste prematuro de componentes;
- Quebras inesperadas;
- Aumento dos custos de manutenção;
- Perdas de energia;
- Fadiga estrutural;
- Desconexão de partes;

- Baixa qualidade de produtos;
- Ambientes de trabalho inadequados.

O controle dos fenômenos vibratórios pode ser feito de três formas:

- Eliminação das fontes: Balanceamento, alinhamento, troca de peças com defeito, aperto de bases soltas, etc.
- Isolamento das partes: Colocação de elemento elástico reduzindo a transmissão de vibração a níveis toleráveis.
- Alteração estrutural: Reforços, massas auxiliares, mudanças de freqüência natural, etc.

### 2.1.3 Parâmetros do Movimento Harmônico

Os movimentos oscilatórios podem ser de dois tipos: os que se repetem regularmente e os aleatórios. Quando o movimento se repete em intervalos iguais de tempo ($T$), é denominado de movimento periódico. Neste caso, $T$ é chamado de período e o seu inverso ($1/T$) de freqüência. O movimento periódico mais simples é o movimento harmônico. Este tipo de movimento pode ser percebido num sistema massa-mola, deslocada em torno de uma posição de equilíbrio, conforme Figura 2.1.

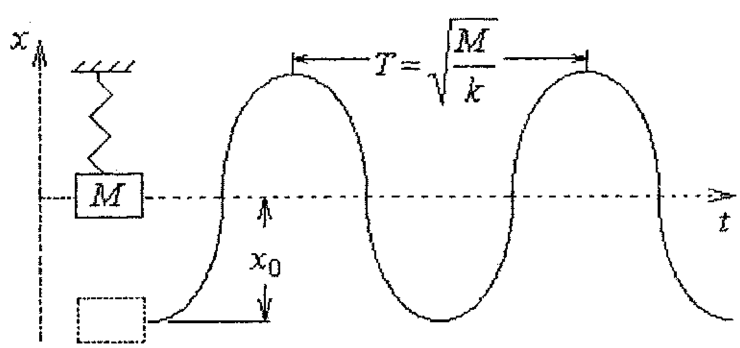



Figura 2.1 - Movimento harmônico descrito por $x = x_0 sen(2\pi t/T)$

Para melhor conhecer as características de uma função que descreve um movimento periódico, tomemos um movimento harmônico, representado por uma linha reta que contêm um ponto se deslocando numa circunferência com velocidade constante, conforme ilustrado na Figura 2.2.

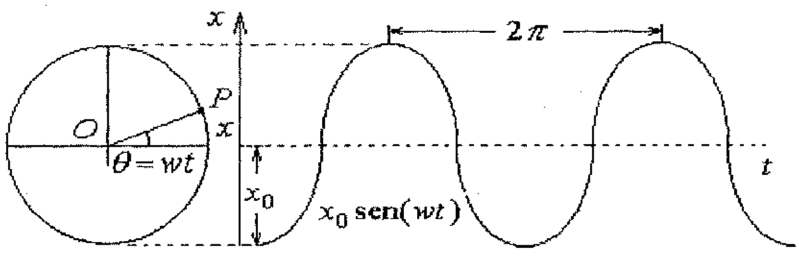



Figura 2.2 - Deslocamento x expresso por $x = x_0 sen(\omega t)$

onde: $\omega$ – Velocidade angular da linha OP, dado por $\omega = 2\pi / T = 2\pi f$

$x_0$ – Amplitude de oscilação, definida como a distância máxima que o ponto P atinge em relação ao ponto de equilíbrio.

As amplitudes podem ser medidas de diferentes formas (Coelho Jr. & Hansen,1993):, dentre elas:

- Amplitude zero a pico ou amplitude de pico;
- Amplitude dobrada ou de pico a pico;
- Amplitude RMS (Root Mean Square), que representa melhor as condições de vibração, estando diretamente relacionada com a energia destrutiva da onda, dada por:

$$A_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x(t)^2 dt} \qquad (2.1)$$

- Amplitude média: Pouco usada por não ser tão representativa, é dada por:

$$A_{Média} = \frac{1}{T}\int_0^T |X| dt \qquad (2.2)$$

A Figura 2.3 ilustra estes parâmetros, relacionados com a amplitude de uma onda senoidal.

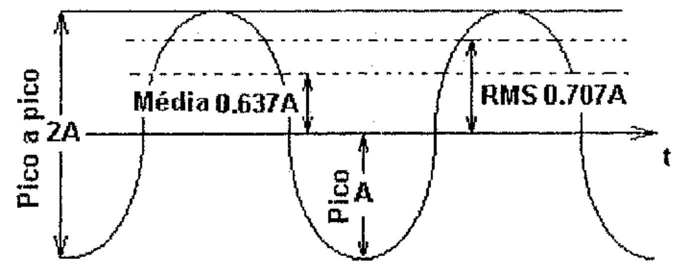



Figura 2.3 - Relação entre várias formas de amplitudes de uma onda senoidal

Os movimentos periódicos podem ainda se caracterizar por dois outros parâmetros distintos: velocidade e aceleração, que são dadas pela primeira e segunda derivada do deslocamento em função do tempo, respectivamente.

Para o sistema massa-mola estes parâmetros valem:

$$\begin{aligned} X &= X_0 \mathrm{sen}(\omega t) \\ \dot{X} &= V = V_0 \omega \cos(\omega t) \\ \ddot{X} &= A = -A_0 \omega^2 \mathrm{sen}(\omega t) \end{aligned} \qquad (2.3)$$

Então, o movimento periódico possui três características mensuráveis: deslocamento, velocidade, aceleração, que embora estejam relacionadas matematicamente são características diferentes do movimento.

### 2.1.4 Vibrações Complexas

A maior parte das vibrações encontradas nos problemas reais não são movimentos harmônicos puros, embora sejam considerados periódicos. Por exemplo, tem-se qualquer sistema com mais de um grau de liberdade, para o qual contribuem cada freqüência natural.

Estas vibrações resultam num perfil de onda complexa, que se repete periodicamente. Pela determinação das amplitudes de pico, média e média quadrática, é possível caracterizar o movimento como não harmônico, porém são impossíveis de caracterizar vibrações que poderão causar danos em elementos estruturais, sendo necessário adotar métodos de descrição.

Um dos poderosos métodos descritivos é o método de análise de freqüência, que é baseado no teorema de Fourier, e que converte qualquer sinal representado no tempo, por mais complexo que ele seja, em uma combinação de curvas senoidais puras com freqüências harmonicamente relacionadas. Ou seja:

$$f(t)=X_0+X_1 sen(\omega t+\varphi_1)+X_2 sen(\omega t+\varphi_2)+...+X_n sen(\omega t+\varphi_n) \qquad (2.4)$$

Na expressão (2.4), quanto maior o número de termos da série, esta se torna mais próxima da curva original. Na prática, já existem algoritmos para cálculo da Transformada de Fourier (TF), que facilitam as análises. Seja, por exemplo, a representação da aceleração de um motor de combustão interna e sua aproximação por um conjunto de duas curvas harmônicas mais importantes, que juntas forma à função complexa, conforme Figura 2.4.

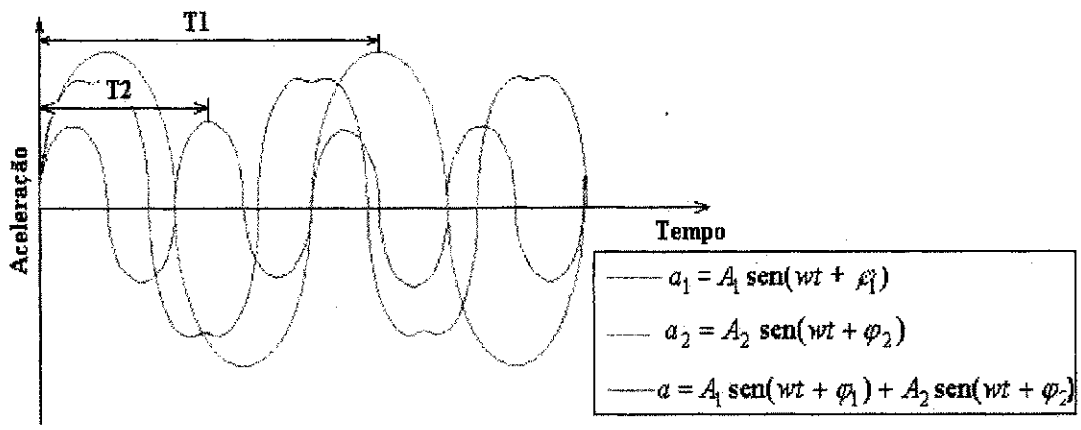



Figura 2.4 - Ilustração de como uma função não harmônica pode ser decomposta pela soma de funções senoidais harmonicamente relacionadas (Fonte: Coelho Jr. & Hansen, 1993).

Observa-se da Figura 2.4, que o sinal no tempo fornece pouca informação sobre o fenômeno, trazendo a necessidade de analisá-lo de outra forma, conforme pode ser observado na Figura 2.5.

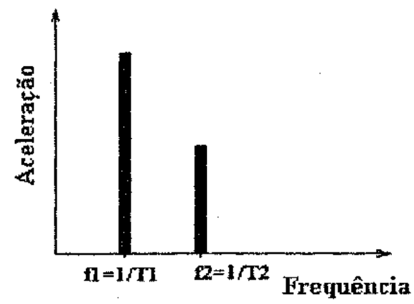



Figura 2.5 - Ilustração de um sinal em termo de Espectro de freqüência (Fonte: Coelho Jr. & Hansen, 1993).

O fenômeno pode agora ser interpretado por um gráfico que consiste de linhas discretas e que descreve, para este fenômeno, um estado específico de vibrações periódicas.

A partir de uma análise da Figura 2.5, percebe-se que o fenômeno é caracterizado por uma freqüência fundamental ( f1 ) e sua primeira harmônica ( f2 ) que está relacionada aos períodos dos sinais que compõem o sinal total, T1 e T2, respectivamente.

### 2.1.5 Características do Sinal de Vibração do Sistema Engrenado

Como conseqüência da impossibilidade de se fabricar componentes mecânicos isentos de imperfeições e montados de maneira perfeita, as máquinas sempre estarão sujeitas as vibrações. Dentro do processo de conversão de força em trabalho útil, surgem sempre além desta, forças que são devidas às imperfeições mecânicas, que por sua vez irão provocar vibrações e ruídos que darão a indicação da condição da máquina. A principal imperfeição que acontece nos casos das engrenagens é o desvio do perfil do dente, quando comparado com o perfil ideal, e as principais fontes deste desvio são as deflexões do dente devido à carga e os erros na geometria do dente, que são causadas pelo processo inicial de usinagem e/ou desgaste, conforme Figura 2.6.

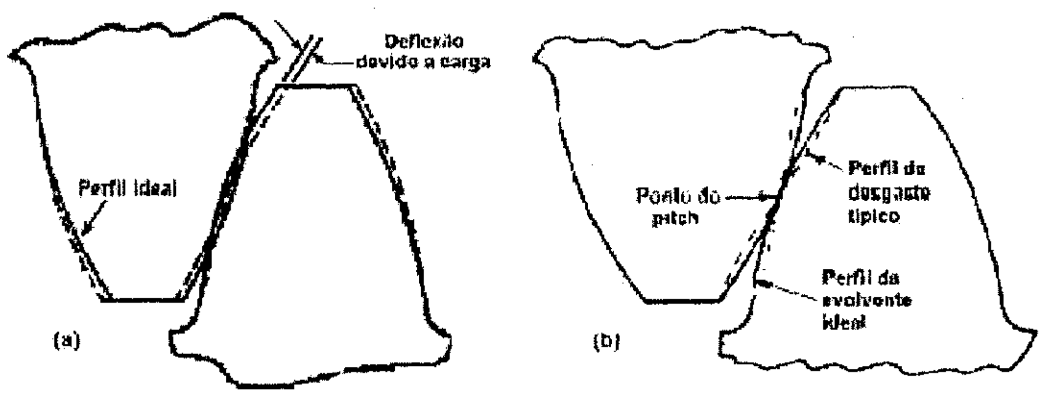



Figura 2.6 – Desvio do perfil do dente (a) devido à deflexão causada pela carga, (b) devido ao desgaste, (Fonte: Randall, 1982).

Para Pena & Duarte (2001), teoricamente as vibrações de um par de engrenagens são periódicas e igual ao inverso da freqüência de engrenamento, que por sua vez é igual ao número de dentes da engrenagem vezes a sua rotação. Porém erros de fabricação, montagem entre outros é que fazem com que o processo de engrenamento seja não linear, acarretando na formação de outras componentes de freqüências, a exemplos de harmônicos do engrenamento.

Padovese (2002), acredita que os principais problemas encontrados em engrenagens são devido a desalinhamentos, quebra de dentes, desgaste da superfície de contato do dente e folgas de engrenamento.

Para Nepomuceno (1989), são três as influências que afetam significantemente os níveis de vibração e ruído nos sistemas engrenados:

- Influência do projeto: tipo de engrenagem, geometria dos dentes, carga unitária sobre os dentes, rolamentos, materiais utilizados, entre outros;
- Influência da fabricação: precisão, carga unitária sobre os dentes, rolamentos, materiais utilizados, acabamento superficial, entre outros;
- Influência da operação: ressonância natural do sistema, velocidade crítica, lubrificação, montagem do sistema, condições ambientais, etc.

Já os principais itens causador de anormalidades e conseqüente aumento de ruído, que foram detectados por fabricantes de redutores e câmbios, são:

- Erro de divisão dos dentes das engrenagens;

- Erro de perpendicularidade na montagem das engrenagens;
- Erro de concentricidade das engrenagens;
- Perfis dos dentes com desvio de forma;
- Perfis dos dentes com desvio angular;
- Hélice envolvente com deformação;
- Falha de material nas engrenagens, ou seja, presença de fissuras, trincas ou rebarbas;
- Falha da raspadora;
- Envolvente dos dentes altas ou baixas;
- Casal de engrenagens montados trocados;
- Engrenagens com rebarbas na sede de apoio da luva;
- Erro de Transmissão.

**- Efeito da Carga**

O dente defletido sobre o efeito da carga tende a gerar um sinal no tempo com característica de natureza escalonada, isto por causa da flexibilidade variando periodicamente, como a carga entre diferentes números de dentes, sendo esta variação grande para a engrenagem de dente reto e mais ainda para engrenagens do tipo helicoidal. O sinal de vibração devido ao efeito da carga possui várias harmônicas da freqüência básica de engrenamento.

Randall (1982), ressalta ainda que esta deflexão é completamente dependente da carga, e que possivelmente pode ser corrigida por uma compensação do contorno do dente, porém isto só é feito para casos com carregamentos particulares.

Diante disso, verifica-se que é possível identificar o efeito da carga a partir do sinal, isto é, este efeito é estabelecido no sinal de vibração nas componentes da freqüência de engrenamento e suas harmônicas, e isto se repete para cada dente que se engrena. Deve-se, no entanto, ao se estabelecer à condição de monitoramento, ter o cuidado de se adquirir o sinal de vibração da máquina sob uma condição de carga constante, uma carga capaz de garantir o contato permanente entre os dentes e que não seja capaz de provocar um recuo da engrenagem.

**- Erros de Usinagem**

Os erros de usinagem podem gerar dois grupos de componentes, isto é, aquelas que são iguais para todos os dentes e que serão mostradas na freqüência de engrenamento e suas harmônicas e as que não são iguais para todos os dentes, que estão na categoria das componentes espúrias ou variações aleatórias que normalmente tem níveis de amplitudes baixas no espectro sobre um grande número de harmônicas. As componentes espúrias geralmente estão associadas à falhas periódicas relacionadas a um número diferente de dentes danificados, e podem apresentar as seguintes características:

- Correspondem geralmente a um número de dentes de uma engrenagem e por isso aparecem como harmônicas da velocidade de rotação de uma engrenagem particular;
- Sempre vai existir como resultado de um erro geométrico do dente e não serão muito dependentes da carga;
- Têm a tendência de se apresentar no sinal com baixas amplitudes;
- E pode ser de alta amplitude quando coincide com as freqüências naturais do sistema, sendo este caso mais para exceção que para regra.

Pena & Duarte (2001) afirma que as imperfeições geradas no processo de fabricação fazem com que os contatos entre os dentes não aconteçam com exatidão no diâmetro primitivo, e isto pode provocar modulações em freqüências em torno das freqüências de engrenamento e suas harmônicas, além disso, nos processos de fabricação pode ocorrer diferença entre os dentes, o que pode provocar variações na carga mecânica que se manifestam no sinal de vibração sob a forma de modulações em amplitude, assunto comentado mais adiante.

**- Desgaste Uniforme**

As componentes de freqüências causadas pelo desgaste na engrenagem apresentam o aspectro que está mostrado na Figura 2.7. Isto acontece por causa da ação de deslizamento entre os dentes em torno do círculo primitivo, nunca nele próprio. Se o desgaste for considerado uniforme para todos os dentes, esta falha tenderá a se mostrar nas freqüências de engrenamento e suas harmônicas, porém pode não aparecer até quando seu efeito se torne menor que os efeitos devido a deflexão do dente, que acontece nestas mesmas componentes de freqüências. Porém um apreciável desgaste pode resultar na distorção da freqüência de engrenamento, mais que o efeito da deflexão pela carga, neste caso o efeito do desgaste se apresentará mais pronunciadamente nas altas harmônicas da freqüência de engrenamento. Desta forma, para a realização de um monitoramento por vibração de um sistema engrenado é recomendado que se inclua pelo menos os três primeiros harmônicas da mais alta freqüência de engrenamento a fim de detectar o desgaste ainda em sua fase incipiente.

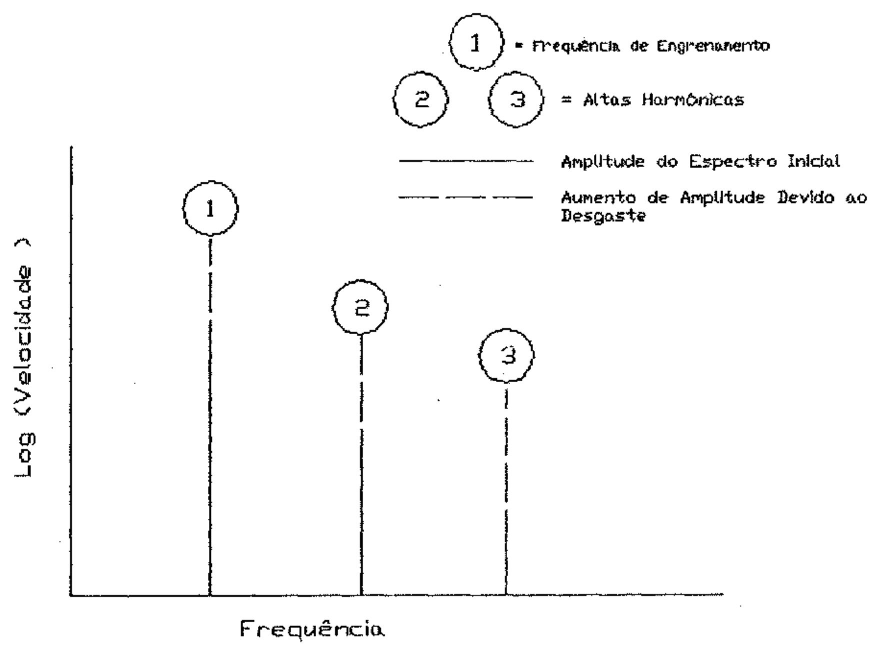



Figura 2.7 - Mudanças no espectro de vibração devido ao desgaste (Fonte: Randall, 1982)

**- Efeito da modulação em amplitude**

O sinal de vibração de um sistema engrenado, descrito até aqui, é constituído de freqüências de engrenamento e suas harmônicas e freqüências espúrias, porém este sinal de vibração não é tão simples. Na realidade a carga sobre o dente varia, e se ela flutua é de se esperar que as amplitudes do sinal também flutuem, ou seja, resultando numa modulação em amplitude. Uma das mais prováveis fontes da modulação é a excentricidade de uma engrenagem, que gerará uma modulação em amplitude relacionada à velocidade de rotação (freqüência modulante) desta engrenagem em torno da freqüência de engrenamento (freqüência modulada). As falhas mais localizadas, a exemplo de um dente careado na linha primitiva, tenderão a dar uma modulação de curta duração de tempo, da ordem do período que aquele dente engrena, isto é, uma revolução, isto gera no espectro bandas laterais que são de amplitudes uniformes e de baixo nível.

**- Efeito da modulação em freqüência**

Passando agora a fazer novas considerações sobre os sistemas engrenados, verifica-se que a velocidade de rotação de uma engrenagem geralmente não é constante e que o espaçamento entre os dentes não são perfeitamente uniformes, e se uma destas condições durante a operação do sistema é violada, a modulação em freqüência acontece. Na verdade quando acontece um aumento da modulação em amplitude devido a variação da pressão de contato entre os dentes, existe simultâneo a isto uma flutuação do torque e conseqüentemente da velocidade angular, que por sua vez provoca uma modulação em freqüência. A modulação em freqüência se apresenta no espectro dando um aumento nas amplitudes das famílias das bandas laterais com espaçamento igual à freqüência modulante, isto é, a mesma freqüência que provoca a modulação em amplitude. Daí percebe-se que os dois efeitos são quase que inseparáveis, resultando num espectro com a combinação de bandas laterais produzidas por modulações em freqüência e em amplitude. Porém o que diferencia uma da outra são as freqüências moduladas, que geram bandas laterais independentes, que podem se somar ou se anularem no espectro, sendo isso o maior responsável pela assimetria das bandas laterais no sinal de vibração de um sistema engrenado, além de que as duas combinadas geram uma alta quantidade de bandas laterais (Randall, 1982).

Segundo Pena & Duarte (2001), são as modulações que manifestam os desvios da condição ideal do par engrenado quanto ao aspecto geométrico, e por este motivo sugere técnicas de demodulação para controle de qualidade na fabricação de caixas de transmissão.

**- Dentes Danificados**

As principais falhas pontuais que podem vir a estar presente nos dentes são: *pitting*, dentes trincados e dentes quebrados. Estes defeitos causam a perda localizada da rigidez do dente, que causa tanto um aumento na modulação em fase, como em amplitude, durante o período de engrenamento do dente danificado, que por sua vez se reflete no aumento das bandas laterais no espectro. E quando algum destes é de grande extensão, acontece uma mudança abrupta da força sobre o dente, que pode vir a excitar freqüências de ressonâncias do sistema eixo mancal (McFadden, 1992) apud (Junior e Silva, 2001).

**- Considerações Gerais sobre o Sinal de Vibração do Sistema Engrenado**

As principais componentes de freqüência no espectro da engrenagem são a freqüência de rotação do pinhão, da coroa e a de engrenamento da malha. Porém devido a não linearidade do engrenamento, surgem também as componentes múltiplas da freqüência de engrenamento. Outro fato que gera componentes de freqüências é o espaçamento não regular entre os dentes, que faz com que o engrenamento não aconteça apenas no diâmetro primitivo, vindo a causar modulações em freqüência em torno da própria freqüência de engrenamento. Já as irregularidades na superfície de contato entre os dentes no engrenamento pode vir a causar uma variação no carregamento mecânico, ocasionando modulações em amplitude.

Conforme Ângelo (1987) e (Menegatti & Duarte, 1999), o espectro de frequência de uma engrenagem pode ser dividida em três zonas de freqüência. Na primeira zona se localizam as freqüências de rotação do eixo até a sua sexta harmônica, e as freqüências relacionadas a desbalanceamentos, desalinhamento, excentricidades e deflexões do eixo. A segunda zona de freqüência é predominantemente constituída por freqüências relacionadas aos engrenamentos das engrenagens e os harmônicos desta de baixa ordem. E na última zona se encontram componente de freqüências relacionada a defeitos em rolamento.

Além destas componentes de freqüência, o espectro do sinal de engrenagem pode conter outras componentes provenientes de estruturas periódicas, que são dadas por famílias de bandas laterais e são indicação da presença de defeitos, semelhantes aos comentados anteriormente.

Os espectros dos redutores em boas condições de trabalho, apresentam bandas laterais cujos níveis são constantes com o tempo, e que o aumento do número destas bandas e de suas amplitude são indicação de deterioração do sistema. Ele ainda afirma que o espaçamento entre as bandas laterais contém valiosas informações sobre a fonte de vibração de defeitos, mas que estas informações podem ser difíceis de serem distinguidas pela presença de outras famílias de bandas laterais num mesmo espectro e recomenda como solução para tal problema o uso de técnicas a exemplo do Cepstrum.

## 2.2 Métodos e Técnicas para Análise e Monitoramento por Vibração Aplicada a Engrenagens

Diante das características dos sinais de um sistema engrenado descrito anteriormente, verifica-se que ele não é tão simples, pois é composto de diversas componentes que possuem propriedades distintas, e além daquelas podem-se ter falhas transientes, ressonâncias do sistema e características do caminho de transmissão entre o sensor de coleta de dados e a engrenagem, e estas componentes para serem devidamente entendidas devem ser separadas afim de que se facilite a análise deste sinal.

Para se conseguir uma interpretação do sinal é necessário o uso de métodos, que são selecionados baseados nas características do sinal, para que se extraia de um sinal complexo de vibração, sujeito a excitações internas e externas, as componentes relacionadas à falha, afim de que se tenha um diagnóstico confiável. Diante disso, a seguir serão descritos os principais métodos usados para interpretar um sinal oriundo de um sistema engrenado.

### 2.2.1. Métodos de Análise no Domínio do Tempo

Entre os métodos existentes no domínio do tempo para análise em sistemas engrenados, destacam-se os seguintes:

- **Índices indicadores de condição:** Estes métodos processam o sinal de vibração da engrenagem e retornam um simples valor, indicando o estado de "saúde" do componente. Este valor muda com a introdução de falha no sistema ou componente, e espera-se que ele aumente de valor quando as falhas aumentam. Alguns métodos estão sendo desenvolvidos atualmente no sentido de tentar produzir um índice que, à medida que o tempo passa, o indicador forneça a informação da condição do sistema. Padovese (1999), usou para sinal de emissão acústica um indicador proposto por Silva (1999), chamado fator K, que é o produto do valor RMS pela Kurtose do sinal e obteve bons resultados quando aplicou na classificação de falhas em engrenagens por redes neurais. Entre outros indicadores, são destacados por James e Limmer (2000), o FMO, FM4 e um híbrido dos dois o NA4, que foram projetados para detectar alguma espécie de falha, a partir do sinal de vibração da engrenagem.

O FMO, segundo estes autores é um indicador robusto para a maioria das falhas em uma engrenagem no processo de engrenamento. Dado um sinal $s(t)$, este indicador é definido como sendo:

$$\mathrm{FMO}(s) = \frac{\text{Valor de pico do sinal}}{\text{Valor RMS das harmônicas do engrenamento}} \tag{2.5}$$

Alguns fatos que mostram a eficácia deste indicador são: quando um dente quebra, o valor de pico tende a aumentar e conseqüentemente o FMO, aumenta. Para carga e desgaste distribuídos o valor de pico tende a permanecer constante e ocorre a redução das amplitudes das componentes harmônicas do engrenamento, resultando no aumento do FMO.

O FM4, indica com mais clareza as falhas localizadas, tais como, *pitting* e pequenas trincas sobre um ou dois dentes. O cálculo do FM4 é feito sobre um sinal diferente do original, pois dele são removidos as harmônicas da freqüência de engrenamento e os lóbulos laterais de primeira ordem (sinal diferença) e posteriormente é tomado deste sinal o quarto momento estatístico normalizado, ou seja, a Kurtose normalizada, e expressa por:

$$\mathrm{FM4}(s) = \frac{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(d_i - \bar{d})^4}{(\sigma^2)^2} \tag{2.6}$$

Onde $d_i$ é o valor do sinal diferença para o ponto $i$, $\bar{d}$ é o valor médio do sinal diferença, $\sigma^2$ é a variância do sinal diferença e $N$ o número de pontos do sinal diferença.

O raciocínio lógico do FM4 é que quando um ou dois dentes desenvolve o defeito, um pico ou vários dele passam a ser representativas no sinal diferença, resultando no aumento do valor da Kurtose normalizada.

Já o NA4 tem uma expressão bem parecida com a FM4, porém ao realizar o cálculo da Kurtose, não se usa o sinal diferença, mas um sinal de onde são retiradas apenas as freqüências relacionadas às harmônicas da freqüência de engrenamento, além de que o quarto momento estatístico é dividido por uma variância corrente no tempo, resultando no que se chama de Kurtose quase normalizada, que é expressa por:

$$NA4(s) = \frac{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(r_i - \bar{r})^4}{\left\{\frac{1}{M}\sum_{j=1}^{M}\left[\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(r_{ij} - \bar{r}_j)^2\right]\right\}^2} \tag{2.7}$$

Onde $r_i$ é o valor do sinal residual $s$ (o sinal residual corrente) para um dado ponto $i$, $r_{ij}$ é o valor do sinal residual $j$ para um dado ponto $i$, $\bar{r}$ é a média do sinal residual $s$, e $\bar{r}_j$ é a média do sinal residual $j$. O NA4 reage robustamente para falhas do tipo *pitting*, tanto em um dente como para vários dentes.

Em geral, os índices FMO, FM4 e NA4 apresentam pequenas mudanças ao longo da vida do dente, vindo os seus valores a aumentarem consideravelmente em relação ao ruído, poucas horas antes de falhar (James e Limmer, 2000).

- **Sinal médio no tempo:** Esta técnica consiste em retirar a média de um grande número de ciclos relacionados a engrenagem que se deseja analisar. Isto permite não apenas retirar os ruídos de fundo, como também algum evento periódico que nada tem a ver com a engrenagem considerada como, por exemplo, a velocidade de rotação da engrenagem. E este processo pode se repetir para todas as outras engrenagens do sistema. Este método pode oferecer a visualização direta de certas falhas, pelo menos àquelas que se tornam grandes, porém apresenta a desvantagem de não detectar falhas como desgaste, cujo efeito aparece nas altas harmônicas da freqüência de engrenamento e que são suprimidas pelo processo de média.

Muitas técnicas de processamento de sinais baseiam-se no uso do sinal médio síncrono, para aumento da qualidade destas técnicas na detecção de falhas em engrenagens (McFadden et al, 1999), (McFadden, 2000), (Baydar e Ball, 2000), (Capdessus et al, 2000), (Oehlmann, 1995), (Oehlmann,1996).

Para Menegatti (1999) esta técnica é bastante útil na eliminação de transientes do sinal, como sinais não periódicos, entre outros. Ele afirma que esta técnica promove uma filtragem do sinal, além de uma alta redução na quantidade de dados, visto que apenas uma parte do sinal é retida. Porém, para o bom uso desta técnica é necessário que os sinais a serem somados e depois tirados as médias, devam ser síncronos, afim de que no processo de média, componentes importantes do sinal, não sejam atenuadas, conforme exemplificado na Figura 2.8.

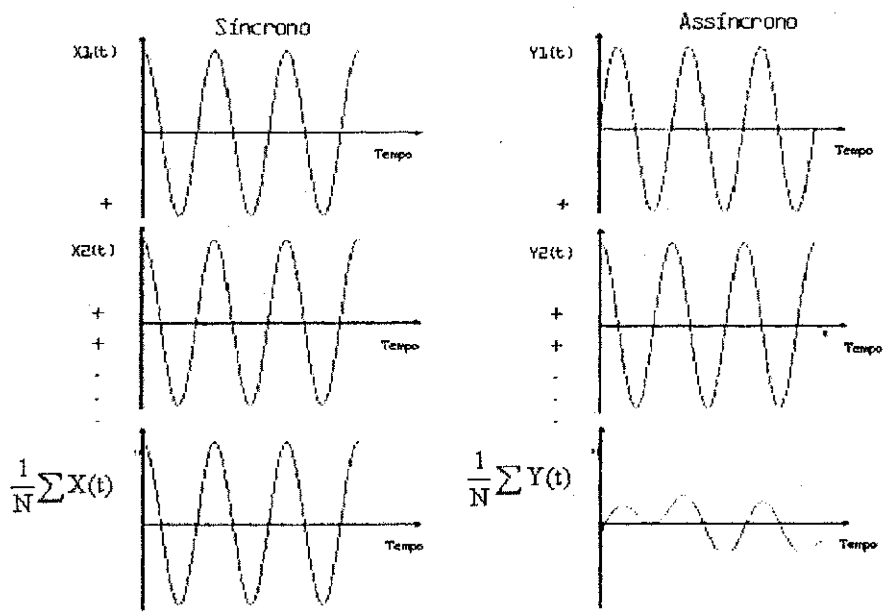



Figura 2.8 – Efeito do Sinal Médio sobre um sinal síncrono e um sinal assíncrono (Fonte: Menegatti, 1999)

### 2.2.2. Métodos de Análise no Domínio da Freqüência

análise espectral consiste em comparar espectros atuais com espectros que caracterizem o sistema sem defeito. Mas, segundo pesquisadores, se torna difícil detectar falhas incipientes pelo espectro puro, pois as falhas em sistemas mecânicos geralmente acontecem em baixas freqüências e que por isso podem ser facilmente contaminados por freqüências de sinais de outras máquinas e de ruídos de baixa freqüência que quase sempre estarão presentes na medida (Silva, 1999).

Para Lima (1985), que realizou medidas sobre um redutor de velocidade, visando realização de manutenção preditiva, os espectros de freqüência mostraram lóbulos laterais igualmente espaçados em torno da freqüência de engrenamento de uma distância frequencial correspondente à velocidade de rotação da engrenagem em estudo, portanto, constatando que a amplitude da freqüência de engrenamento e dos lóbulos laterais, bem como as diferenças de freqüência entre eles podem ser usadas para dar uma indicação de condição do sistema de engrenagens. Randall (1982), defende a idéia de que a técnica do Cepstrum pode suplementar o espectro de freqüência e que juntas dão melhores possibilidades de diagnóstico de falhas em engrenagens, dando condições de interpretação de uma vasta gama de condições deste tipo de sistema. Bucher e Magluta (1999), comentam que do ponto de vista matemático o domínio da freqüência e do tempo são independentes, mas que do ponto de vista físico, auditiva ou visual o conteúdo frequencial de um sinal é sempre dependente do tempo e que por isso devem ser usados outros recursos que conciliem ambos os domínios, a exemplo das representações tempo–freqüência.

- **Cepstrum:** Segundo Gerges (1990), existem dois tipos de Cepstrum, o Cepstrum de potência e o Cepstrum complexo.O Cepstrum de potência é definido como sendo a transformada inversa de Fourier do logaritmo do módulo do espectro do sinal, ou seja:

$$CP(\tau) = TF^{-1}\mathrm{Log}\left|TF(s(t))\right| \qquad (2.8)$$

Onde $\tau$ é a quefrência, que também é uma unidade de tempo e $s(t)$ o sinal no domínio do tempo. Verifica-se que o Cepstrum reduz o número de picos, tornando o sinal com apenas alguns deles, o que facilita o monitoramento de vibração.

Já o Cepstrum complexo $CC(\tau)$ é definido como sendo a transformada inversa de Fourier do logaritmo da transformada de Fourier do sinal $s(t)$, isto é:

$$CC(\tau) = TF^{-1}Log[TF(s)] \tag{2.9}$$

A idéia do Cepstrum complexo é que este pode ser escrito na forma: $CC(\tau) = TF^{-1}[LogG(f)] + TF^{-1}[LogH(f)]$, onde G(f) é a função relativa ao defeito e H(t) é a função de resposta impulsiva, e então o Cepstrum é a soma dos Cepstras da função do defeito e da função trajetória, que para melhor análise basta que se anule uma das Cepstras e a retorne para o domínio da freqüência, que se terá maiores detalhes sobre a falha ou sobre a trajetória, a depender da parte que se anulou com essa operação.

Gerges (1990) conclui que a técnica do Cepstrum pode trazer quatro facilidades para análise: alta sensibilidade ao crescimento das amplitudes dos harmônicos do engrenamento e seus lóbulos laterais; reduz o número de linhas espectrais; mede precisamente o espaçamento entre as várias famílias do engrenamento; e separa os efeitos provocados pelas forças geradas pelas falhas, dos efeitos provocados pela trajetória.

Para Randall (1982), o Cepstrum é uma técnica útil para separar bandas laterais mistas, mas que tende a suprimir algumas informações sobre a forma geral do espectro, que pode ser importante num diagnóstico.Ele sugere que o Cepstrum seja usado para interpretação adicional do espectro, em lugar de suprimi-lo.

Quanto a Menegatti e Duarte (1999), eles fazem uso desta técnica como ferramenta para monitoramento e controle de qualidade de câmbios de automóveis. Eles concluíram que a análise Cepstral é confiável na detecção de defeitos em câmbios, principalmente porque esta técnica lhes permitiu a visualização de picos nas quefrências, relacionados as velocidades de rotação dos eixos dos vários câmbios defeituosos.

### 2.2.3. Métodos de Análise Conjunta Tempo–Freqüência

A análise tempo–freqüência tem sido desenvolvida desde os anos 40, e tem sido aplicada nas áreas de processamento e análise de sinais não estacionários, a exemplo do sinal da voz humana. A partir desta aplicação se motivou o desenvolvimento do espectrograma de som usando os conceitos da transformada de Fourier de Curto Tempo (STFT). Em 1932 Wigner apresentou uma distribuição que atualmente vem sendo referência para a criação de outras distribuições, que levou o seu nome, distribuição Wigner, porém esta distribuição só veio a ser de fato conhecida quando Ville a usou, em 1948, em trabalhos aplicados a mecânica quântica.

Atualmente as distribuições estão sendo desenvolvidas, como resultado da escolha de uma função, chamada "kernel", que possibilitam a atender determinadas propriedades particulares ou comuns a outras distribuições. E que a partir de uma equação geral deduzida por Cohen cria-se novas distribuições com propriedades desejáveis, a exemplo das distribuições de Choi–Williams, Zao–Atlas–Marks e Cohen–Posch. E mais recentemente, surgem as distribuições que se baseiam nos conceitos de famílias de funções afins e, portanto são lineares, como é o caso da transformada de Wavelets, que permite uma análise multi-resolução, que traz maior sensibilidade para detecção de sinais transientes. Porém, oferece uma formulação e interpretação matemática muito complexa em relação às distribuições bilineares que apresentam resolução constante (Boashash, 1992).

As principais distribuições tempo–freqüência podem ser equacionadas da seguinte forma:

- **Transformada de Fourier de Curto Tempo (STFT):** Matematicamente este método consiste em fixar um tempo de interesse $t$ e tornar corrente um tempo $\tau$. Para enfatizar o tempo em torno de $t$, aplica-se então uma função janela $h(\tau)$, que corresponde ao produto $s(\tau)h(\tau)$, onde $h(\tau)$ estará centrada em torno do tempo de interesse $t-\tau$, obtendo o sinal:

$$s_h(\tau) = s(\tau)h(t-\tau) \qquad (2.10)$$

Considerando este sinal agora como função de $\tau$, calcula-se o espectro. Visto que se escolheu uma janela para enfatizar um tempo $t$, o espectro enfatizará as freqüências neste tempo. O espectro é calculado por:

$$S_t(f) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-j2\pi f\tau} s_h(\tau)d\tau = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-j2\pi f\tau} s(\tau)h(\tau-t)d\tau \qquad (2.11)$$

E o espectro de potência do sinal modificado,

$$\rho_S(t,f) = |S_t(f)|^2 \tag{2.12}$$

Assim para cada tempo diferente, tem-se espectros diferentes, e a coleção destes espectros, fornece a distribuição tempo–freqüência, chamada de Espectrograma. Wang e McFadden (1993), aplicam este método usando uma janela do tipo função de Gauss, para o sinal médio no tempo e verificam que este método é uma poderosa ferramenta para detecção de falhas em engrenagens.

**- Distribuição de Wigner–Ville:** A distribuição de Wigner foi a primeira distribuição introduzida e atualmente está sendo utilizada em vários campos de aplicação, mais recentemente no campo de monitoramento de máquinas. A distribuição de Wigner–Ville é expressa por:

$$W(t,f) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{-j2\pi f\tau} s^*(t - \tfrac{1}{2}\tau) s(t + \tfrac{1}{2}\tau) d\tau \tag{2.13}$$

onde $s^*$ é o conjugado complexo do sinal no tempo $s(t)$. Wang e McFadden (1993), julgam que esta técnica não é eficiente para detecção de falhas em sistemas engrenados, pois por este sinal ter característica multi-componente, os termos de interferência, originadas da bilinearidade desta distribuição, dificultariam a interpretação do mapa tempo–freqüência.

**- Distribuição Pseudo-Wigner-Ville (PWVD):** Para supressão dos termos cruzados na WVD são usados dois métodos. O primeiro descreve a aplicação de uma janela móvel no domínio do tempo, antes do cálculo da WVD. A segunda opção é suavizar a WVD através de uma função móvel no plano tempo-freqüência com uma janela exponencial Gaussiana proposta por Shin e Jeon (1993):

$$G(t,\omega) = \frac{1}{2\pi\sigma_t\sigma_\omega} e^{\left[(t^2/2\sigma_t^2)+(\omega^2/2\sigma_\omega^2)\right]} \tag{2.14}$$

Onde $\sigma_t, \sigma_\omega > 0$ e $\sigma_t \sigma_\omega \geq 1/2$, são parâmetros relacionados com as resoluções no tempo e na freqüência. Em ambos os casos, obtêm-se a PWVD, que visa reduzir interferências e evitar os valores negativos. E as novas distribuições são chamadas de distribuição Pseudo Wigner–Ville. Staszewski et al (1997), usaram a distribuição Wigner–Ville suavizada com uma janela Hamming para o sinal médio no tempo e observaram a capacidade desta distribuição em detectarem falhas localizadas em engrenagens de dentes retos, pois se tem uma redução significativa das interferências.

- **Classes Gerais de Cohen:** As distribuições tempo-freqüência mais comumente usadas podem ser expressa por uma distribuição geral bilinear proposta por Cohen (1995), dada por:

$$\rho(t,f) = \iiint e^{j2\pi\upsilon(u-t)} g(\upsilon,\tau) s^*(u - \tfrac{1}{2}\tau) s(u + \tfrac{1}{2}\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\upsilon du d\tau \tag{2.15}$$

Onde $g(\upsilon,\tau)$ é uma função arbitrária chamada de "kernel", que é geralmente escolhido, enquanto a distribuição é fixa. Mapeando todos os possíveis "kernels", é possível criar várias distribuições.

Vários tipos de distribuições e suas respectivas funções de "kernels" é proposta por Cohen in Boashash (1992). Bonato et al (1997), mostram algumas desvantagens no uso da classe de Cohen, por sua estrutura bilinear, que causa a formação de termos de interferência, devido ao produto cruzado entre as diferentes componentes do sinal, e que na detecção de falhas estes termos de interferências podem vir a dificultar a interpretação da distribuição.

- **Distribuição de Cohen-Posch (CPD):** Para que a distribuição de um sinal real ou complexo seja interpretado como densidade de energia é necessário no mínimo que este apresente as propriedades de positividade, ou seja, $\rho(t,f) \geq 0$ e também condições marginais no tempo e em freqüência. Os criadores desta distribuição mostram que é possível construir infinitas distribuições que satisfaçam estas condições, desde que se tome por base a seguinte expressão:

$$\rho_{CPD}(t,f;g) = |s(t)|^2 |S(f)|^2 g[u(t), v(f); s(t)] \tag{2.16}$$

Onde $g[u(t), v(f); x(t)]$ é uma função "kernel" não negativa e que depende do sinal $s(t)$. Além de ser positiva e atender as condições marginais as CPD também apresenta a propriedade de invariância quanto a mudanças nas escalas de tempo e freqüência, ou seja, se este sinal sofrer uma compressão ou dilatação, a distribuição acompanha o comportamento. Loughlin & Bernard (1997), chamam a atenção para os métodos modernos de análise tempo–freqüência, aplicados com sucesso, para diagnóstico e monitoramento de máquinas, e que dentre estas se destaca as distribuições Cohen–Posh.

# CAPÍTULO 3

# MODELAGEM DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO PARA ENGRENAGEM

O modelo apresentado nesta dissertação foi extraído do artigo produzido por Junior e Silva (2001), que levou em consideração um sinal representativo para cada uma das seguintes componentes:

- **Rotação do eixo:** É o tipo da componente que está sempre presente no sinal e que pode ser representada por uma excitação senoidal com freqüência igual a rotação do eixo. Para $f_r$ sendo a freqüência de rotação do eixo e $Y_a$ a amplitude, esta componente $Y_g(t)$ é dada pela expressão:

$$Y_g(t) = Y_a \operatorname{sen}(2\pi f_r t) \tag{3.1}$$

Utilizando uma freqüência de rotação do eixo igual a 60 Hz, o sinal que representa a função acima pode ser da forma vista nas Figura 3.1a. Na Figura 3.1b apresenta-se o gráfico do valor absoluto da TF para o sinal da Figura 3.1b.

- **Engrenamento:** Esta componente gera para cada par engrenado uma resposta equivalente a uma excitação senoidal cuja freqüência é a de engrenamento, dada pelo produto da freqüência de rotação do eixo pelo número de dentes da engrenagem. Tomando N como sendo o número de dentes da engrenagem e $f_r$ (definida anteriormente), a freqüência de engrenamento, $f_e = Nf_r$ [Hz], o sinal que representa esta componente, $Y_e(t)$, com amplitude $Y_b$ é:

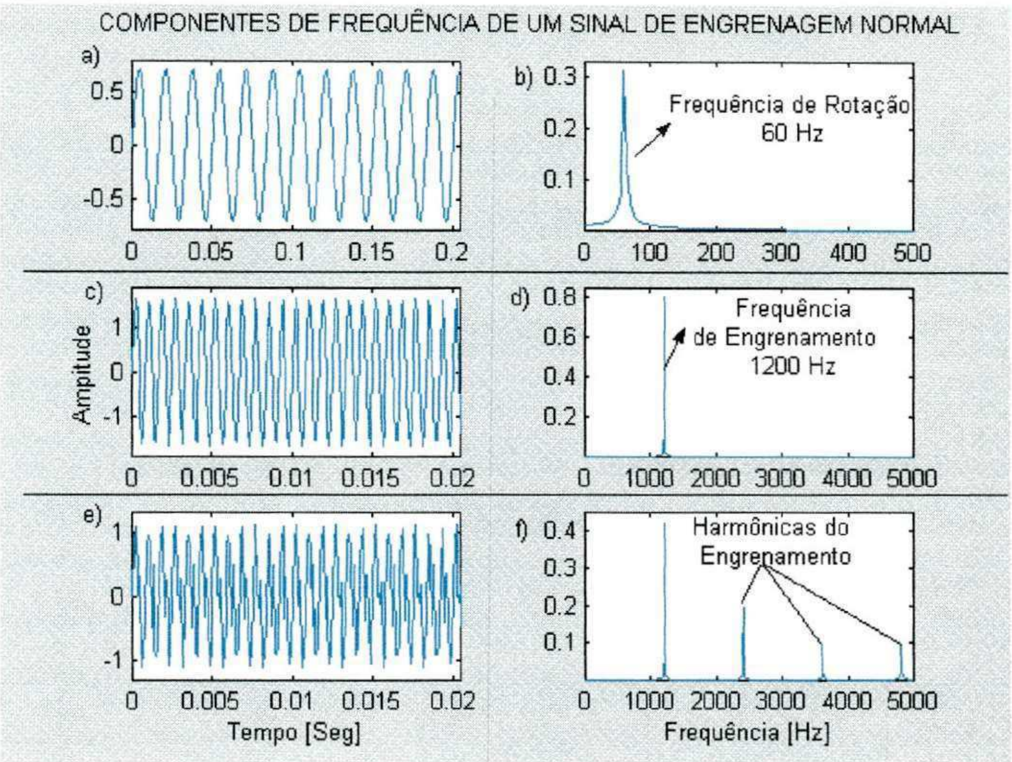
$$Y_e = Y_b \,\text{sen}(2\pi f_e t) \tag{3.2}$$

Atribuindo a $f_e$ o valor de 1200 Hz, o sinal relativo a componente engrenamento, pode ser visualizada conforme Figuras 3.1c e d.

- **Harmônicos do Engrenamento:** O sinal de uma engrenagem apresenta componentes harmônicos da freqüência de engrenamento, com amplitudes menores que a própria, que representam os desvios relativos do contorno do dente perfeito, podendo este ser causado por deformação provocada pela carga ou por desgaste dos dentes. Esta componente pode ser dada por um sinal $Y_h(t)$, onde $Y_{bn}$ é a amplitude do n-ésimo harmônico, onde n representa o número de harmônicos e $\phi_n$ é o ângulo de fase entre eles, e expresso por:

$$Y_h(t) = \sum Y_{bn} \,\text{sen}(2\pi n f_e t + \phi_n) \tag{3.3}$$

Para visualização desta componente do sinal, as Figuras 3.1e e f, mostram algumas harmônicas relativas a componente de engrenamento vista na figura 3.1d.




Figuras 3.1 - Componentes do sinal de uma engrenagem normal (sem ruído)

Além destas componentes encontradas no sinal de engrenagem decorrentes do funcionamento normal do sistema, se encontra ainda neste sinal componentes relacionadas a incidências de falhas. As componentes realtivas a alguns tipos de falhas são descritas abaixo:

- **Eixo desalinhado:** O desalinhamento de eixo causa o aumento das amplitudes das freqüências relacionadas a rotação do eixo desalinhado e freqüências de engrenamento das engrenagens sobre ele. Por isso as harmônicas de engrenamento, principalmente as de segunda e terceira ordem, apresentam amplitudes iguais ou maiores que a do engrenamento fundamental. Na Figura 3.2a e b apresenat-se um sinal simulado para freqüência de engrenamento de 1200 Hz e freqüência de rotação 60 Hz. Considerando $Y_{gn}$, a amplitude do n-ésimo harmônico, $\phi_n$ a fase entre os harmônicos, $Y_{b2j}$ a amplitude do j-ésimo harmônico e $\phi_j$ também o ângulo de fase entre harmônicos, esta componente é dada por:

$$Y_d(t) = \sum_{n=0}^{N} Y_{gn}\operatorname{sen}(2\pi n f_r t + \phi_n) + \sum_{j=0}^{J} Y_{b2j}\operatorname{sen}(2\pi n f_e t + \phi_j) \qquad (3.4)$$

- **Excentricidade:** Na existência de uma engrenagem excêntrica, geralmente ocasionada devido a montagem inadequada, erros de usinagem e eixo fletido, a freqüência de engrenamento apresenta-se com alta amplitude acompanhada pelo crescente número de bandas laterais nela e seus harmônicos, e isto ocorre devido a modulação, cujas raias se distanciam entre si da freqüência de rotação do eixo contendo a engrenagem excêntrica, conforme se observa nas Figuras 3.2c e d, para uma freqüência de engrenamento de 1200 Hz e rotação 60 Hz. Tomando p como sendo o número de bandas laterais, n o número de harmônicas do engrenamento e $Y_{ap}$ a amplitude da p-ésima banda lateral, o sinal da componente da excentricidade pode ser escrita como:

$$Y_f(t) = \sum Y_{bn}\left[1 + \sum Y_{ap}\mathrm{sen}(2\pi p f_r t)\right]\mathrm{sen}(2\pi n f_e t + \phi_n) \tag{3.5}$$

- **Falhas nos dentes da engrenagem:** As principais falhas que podem estar presentes nos dentes de uma engrenagem são: *pitting*, trincas e dente(s) quebrado(s). Estas falhas se refletem no dente diminuindo sua rigidez, provocando modulação localizada e originando aumento de bandas laterais. Quando este tipo de defeito é muito grande, a tendência é ocorrer mudanças abruptas de força no dente, podendo vir a excitar freqüências ressonantes do sistema eixo–mancal conforme declara McFaden (1992) apud Junior e Silva (2001). As Figuras 3.2e e f mostram um sinal simulado no tempo e seu respectivo espectro para freqüência ressonante de 2500 Hz, estas características pode ser equacionada por uma série de impulsos de mesma amplitude, com um período de repetição $T_r = 1/f_r$, dada por:

$$d(t) = d_o \sum \delta(t - kT_r) \tag{3.6}$$

Como estes pulsos são amortecidos, define-se para isso um decaimento exponencial de um impulso unitário $e(t) = e^{-t/\zeta}$ para $t > 0$, e $\zeta$ é o decaimento, podendo-se definir o trem de pulso como sendo:

$$\mathrm{Im}\,p(t) = d(t)e(t) \tag{3.7}$$

Onde este sinal multiplicado por uma senoíde que representa a freqüência de ressonância do sistema eixo–mancal $\Omega$, fica modulado por uma freqüência igual a velocidade de rotação do eixo da engrenagem com falha, que pode ser representado por:

$$Y_p(t) = \mathrm{Im}\,p(t)\left[Y_\Omega \mathrm{sen}(2\pi\Omega t)\right] \tag{3.8}$$

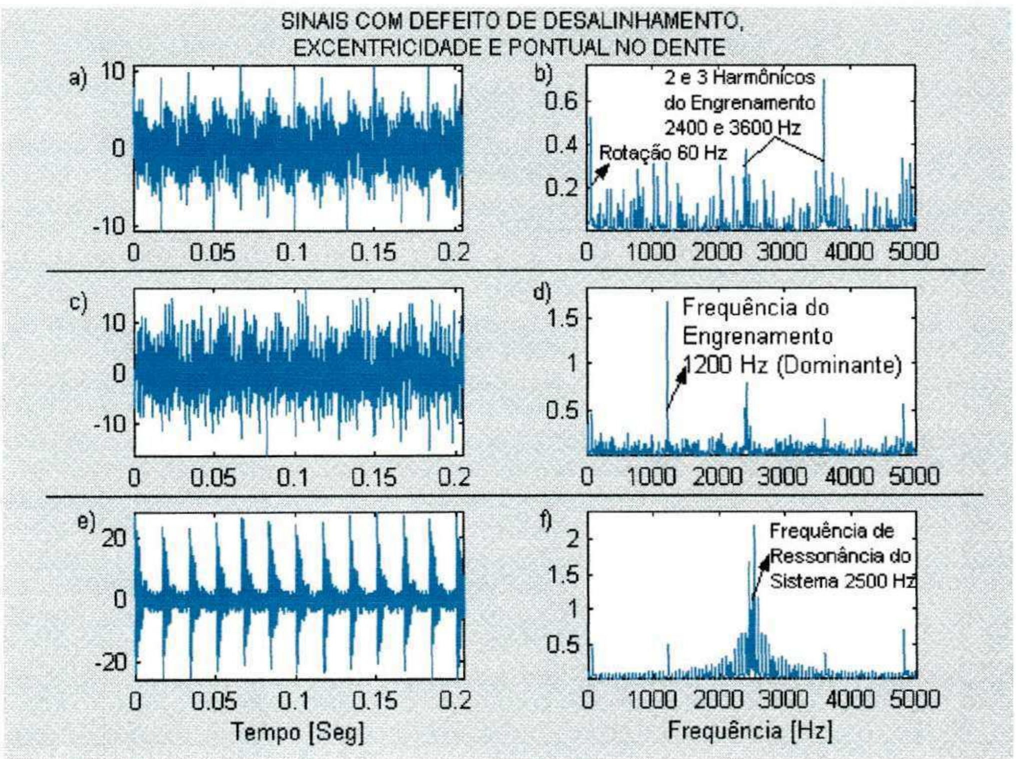



Figura 3.2 - Sinais com defeitos de desalinhamento, excentricidade e falha pontual no dente (sem ruído).

Finalmente considerando o sinal mais geral, este pode conter alguns ou todos as componentes equacionadas anteriormente, sendo uma soma destas. Assim, o sinal de vibração de um par engrenado, pode ser expresso por:

$$Y_t(t) = Y_g(t) + Y_e(t) + Y_h(t) + Y_d(t) + Y_f(t) + Y_p(t) \quad (3.9)$$

Considerando que em condições reais de trabalho, os sistemas engrenados em geral não se apresentam apenas com um defeito isolado como fonte de vibração e, além disso, se constituem multi-componentes, na Figura 3.3 mostra-se um sinal de vibração contendo componentes relacionadas às harmônicas do engrenamento, equação (3.3) e a defeitos dos tipos falha pontual no dente, equações (3.6) a (3.8), somado ao defeito de desalinhamento, equação (3.4).

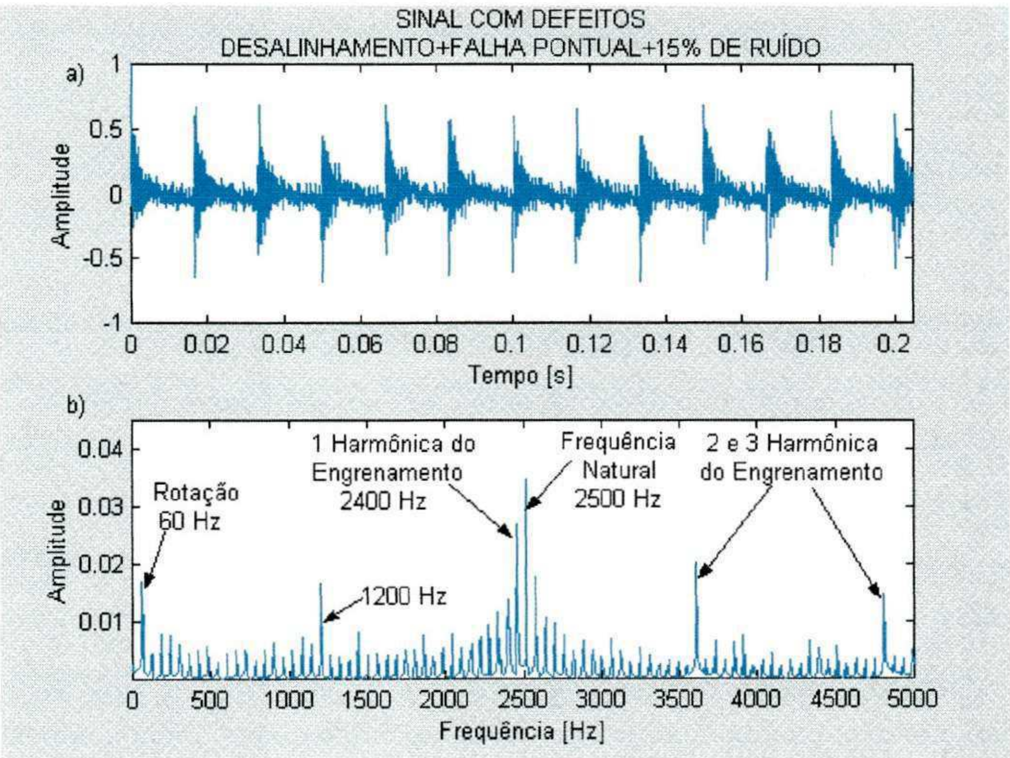



Figura 3.3 – Sinal com defeito de desalinhamento somado a falha pontual no dente e 15% de ruído.

Como se pode observar na Figura 3.3a a informação marcante do sinal no tempo é a presença de impactos periódico e relacionado com a rotação, visto que a janela do sinal no tempo tem duração de 0.2048 s e este apresenta aproximadamente 12 impactos, que estão relacionados à falha pontual, portanto acontecem a cada ciclo, ou seja, 0.0167 s. O espectro do sinal ilustrado na Figura 3.3b, ilustra a presença das componentes relacionadas a cada defeito individualmente. Pode-se destacar a amplitude de freqüência de rotação que está relacionado ao defeito de eixo com desalinhamento junto com a segunda e terceira harmônicas, que aparecem com amplitude maior que a fundamental. O espectro apresenta ainda a componente relacionada à falha pontual no dente que excita uma freqüência natural do sistema, 2500 Hz, que se constitui na freqüência central da família de bandas laterais distanciadas desta freqüência por múltiplos da freqüência de rotação, 60 Hz.

# CAPÍTULO 4

## MÉTODOS TEMPO-FREQUÊNCIA E APLICAÇÃO NOS MODELOS DE FALHAS SIMULADOS

### 4.1 Distribuição Pseudo Wigner-Ville (PWVD)

As condições fisicas de máquinas que operam em regime transiente ou não estacionário são dificeis de se predizer com precisão. Para se ter acesso a condição da máquina, medidas dos sinais podem ser feitas através de acelerômetro. Outros sensores, a exemplo de sensores de temperatura ou pressão também podem ser usados. Porém o uso do sinal de vibração é predominante no monitoramento de máquinas. Estes sinais são obtidos no domínio do tempo, no entanto, o sinal no domínio do tempo precisa ser interpretado, sendo para isto necessário outra forma de representação, principalmente quando o sinal do sistema tem um comportamento não estacionário. Nestes sistemas, a variação de sua velocidade provoca praticamente a mudança de todo conteúdo frequencial. Os mapas tempo-freqüência neste caso são adequados para descrever este comportamento. Dentre os métodos tempo-freqüência existentes, neste trabalho será avaliada a distribuição Pseudo Wigner-Ville (PWVD).

A Distribuição Pseudo Wigner-Ville é uma representação tridimensional que compreende os eixos do tempo, freqüência e amplitude, é adequada para descrever fenômenos transientes ou não estacionários. Esta distribuição tem seu fundamento na distribuição de Wigner que foi bastante usada nas áreas da ótica e análise da voz. Flandrin et al (1989) apud (Shin & Jeon, 1993) foram os primeiros a sugerir o uso da Distribuição de Wigner para o diagnóstico e monitoramento de condições em sistemas mecânicos. Esta distribuição foi introduzida por Wigner em 1932, para estudo de problemas relacionados a estatística do equilíbrio na mecânica quântica.

Os sinais medidos na forma de vibração, em geral variam no tempo. Se isto acontece as características do sinal também mudam com o tempo. No caso de sinais que contenham algum aspecto transiente ou não estacionário a análise do sinal consiste em descrever a das dinâmicas de freqüências do sinal e isto se torna possível fazendo-se o uso de técnicas tempo-freqüência. Uma equação geral para as distribuições tempo-freqüência foi desenvolvida por Cohen e é equacionada por:

$$\rho(t,f) = \frac{1}{2\pi}\iiint e^{j2\pi\upsilon(u-t)} g(\upsilon,\tau) s^*(u - \tfrac{1}{2}\tau) s(u + \tfrac{1}{2}\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\upsilon\, du\, d\tau \tag{4.1}$$

Onde $s(u)$ é o sinal no tempo, $s^*$ é o seu conjugado complexo e $g(\upsilon,\tau)$ é uma função chamada de "kernel". A escolha de diferentes "kernels" geram distribuições diferentes. A Distribuição de Wigner-Ville (WVD) é obtida quando tomado $g(\upsilon,\tau) = 1$. Substituindo-o na equação 4.1, a WVD é obtida e vale:

$$W(t,f) = \int e^{-j2\pi f\tau} s^*(t - \tfrac{1}{2}\tau) s(t + \tfrac{1}{2}\tau) d\tau \tag{4.2}$$

Uma das principais representações em freqüência do sinal é a densidade espectral de potência, que caracteriza a distribuição das componentes de freqüência do sinal. A densidade espectral de potência pode ser relacionada com a função de autocorrelação do sinal $R(\tau)$ pela Transformada de Fourier.

$$p(f) = \int e^{-j2\pi f\tau} R(\tau) d\tau \tag{4.3}$$

Para $R(\tau) = \int s(t)s(t+\tau)dt$.

Desta forma a densidade espectral de potência dependente do tempo ou instantânea pode ser escrita por:

$$W(t,f) = \int e^{-j2\pi f\tau} R_t(\tau)d\tau \tag{4.4}$$

Onde $R_t(\tau)$ é a função de autocorrelação local e expressa por:

$$R_t(\tau) = s^*(t - \tfrac{1}{2}\tau)s(t + \tfrac{1}{2}\tau) \tag{4.5}$$

Gerando a Distribuição Wigner-Ville.

Esta distribuição possui algumas propriedades, que podem ser relacionadas:

- A WVD é uma função real;
- A integral da distribuição com respeito a freqüência é a potência instantânea do sinal e a integral com respeito ao tempo é a densidade espectral de potência.
- Os eixos de freqüência e tempo do sinal são os mesmos para a distribuição Wigner-Ville (WVD);
- A integral do quadrado da distribuição Wigner-Ville é igual ao quadrado da integração da potência do sinal;
- A Distribuição Wigner-Ville (WVD) nem sempre é positiva, exceto para a função chirp, motivo este ainda não muito conhecido;
- A Distribuição Wigner-Ville é simétrica no tempo para um dado sinal.

Duas outras características da WVD são: A WVD da soma de dois sinais é igual a soma das WVD de cada sinal mais os termos cruzados que aparecem quando a correlação cruzada dos dois sinais á diferente de zero. E a segunda característica é que a WVD pode ter valores negativos que podem ser causados pela interferência devido a presença dos termos cruzados. No caso do sinal conter componentes multi freqüências a WVD do sinal é muito confuso e às vezes difícil de ser interpretado.

Um dos métodos usados para suprimir os termos cruzados na WVD foi proposto por Claasen e Mecklenbrauker (1980). Eles propõem a aplicação de uma janela deslizante no domínio do tempo sobre o sinalantes de calcular a WVD. A distribuição obtida é chamada de Distribuição Pseudo Wigner-Ville. O segundo método consiste na aplicação de uma função de ponderação no plano tempo-freqüência, e em ambos os casos se têm a supressão dos termos cruzados e ambas são chamadas de Distribuição Pseudo Wigner-Ville.

Neste trabalho o tipo da PWVD utilizado foi aquela que usa a janela de ponderação no plano tempo-freqüência. Este tipo de PWVD consiste basicamente da convolução da WVD por uma função janela Gaussiana, cuja forma discretizada é dada por:

$$W(l,m) = \frac{\Delta t \Delta w}{2\pi} \sum_{p=l-j}^{l+j} \sum_{q=m-k}^{m+k} w(p,q) G(p-l, q-m) \tag{4.6}$$

A figura 4.1 mostra um esquema da seqüência computacional adotada para cálculo da PWVD. Um sinal amostrado é passado por um filtro digital a fim de eliminar a componente DC, caso tenha, e depois converte este sinal em um sinal analítico através da transformada de Hilbert. A seguir a função de autocorrelação do sinal é calculada e depois de aplicado sobre ela a FFT, o resultado é a WVD em termos do tempo e freqüência. O último passo consiste em realizar a convolução da WVD com uma função Gaussiana.

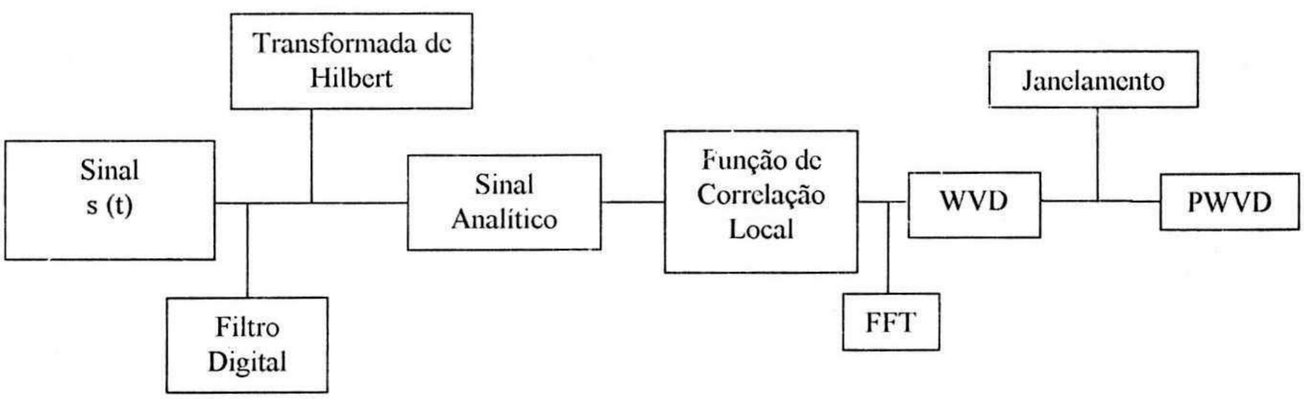



Figura 4.1 – Diagrama do cálculo da PWVD

## 4.2 Transformda de Fourier de Curto Tempo (STFT)

Para realizar o estudo do sinal para um determinado instante de tempo deve-se enfatizar o sinal em torno deste tempo e suprimir o sinal nos outros tempos. Isto é feito aplicando uma função janela h(t) no sinal, centrada em torno do tempo que se quer analisar, que matematicamente é equivalente a realizar uma multiplicação do sinal por esta função janela, conforme equação 4.7.

$$s_t(\tau) = s(\tau)h(\tau - t) \tag{4.7}$$

O sinal modificado neste caso é função de dois tempos, um fixo que nos interessa e um tempo que se desloca em torno do tempo fixo, $\tau$. A função janela é escolhida de forma que não suprima as amplitudes do sinal em torno do tempo fixo de análise, conforme mostra a expressão:

$$s_t(\tau) \approx \begin{cases} s(\tau) & \text{para } \tau \text{ próximo de } t \\ 0 & \text{para } \tau \text{ distante de } t \end{cases} \tag{4.8}$$

O termo janela vem da idéia de que quando se quer observar uma pequena porção do sinal, deixa-se de ver o que está fora do tempo de interesse e passa-se a observar apenas a imagem da pequena porção. Desta forma se enfatiza o sinal em torno de um determinado tempo $t$, e a Transformada de Fourier aplicado sobre este sinal instantâneo enfatizará a distribuição de freqüência em torno daquele tempo, que matematicamente é expresso por:

$$S_t(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int e^{-j\omega\tau} s_t(\tau) d\tau = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int e^{-j\omega\tau} s(\tau) h(\tau - t) d\tau \tag{4.9}$$

Assim, o sinal modificado é curto e sua Transformada de Fourier é chamada de Transformada de Fourier de Curto Tempo (STFT-Short Time Fourier Transform). A densidade de energia do espectro para este tempo particular é dada por:

$$P_{SP}(t,\omega) = |S_t(\omega)|^2 = \left| \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int e^{-j\omega\tau} s(\tau) h(\tau - t) d\tau \right| \tag{4.10}$$

Para cada tempo $t$ diferente tem-se um espectro diferente e a soma destes espectros é uma distribuição tempo-freqüência chamada de Espectrograma (Cohen, 1995).

## 4.3 Simulação nos Modelos de Falhas

Nesta seção se fará o uso dos métodos tempo–freqüência, Espectrograma e Pseudo Wigner–Ville no ambiente MatLab, para os sinais com falhas de desalinhamento, excentricidade e dente com falha localizada. O sinal possui 2048 pontos obtidos com uma freqüência de amostragem de 10000 Hz, portanto uma resolução em freqüência de 4.88 Hz. O sinal será composto das componentes descritos pelas equações 3.1 à 3.9, ou seja, as componentes de rotação, engrenamento, harmônicos do engrenamento e com um defeito isolado e um quarto sinal reunindo dois dos defeitos citados anteriormente, totalizando quatro sinais. Para fins comparativos tem-se o sinal normal, constituído apenas pelas três componentes normais (rotação, engrenamento e seus harmônicos). Como serão dois os métodos tempo-freqüência utilizados, serão analisados oito representações tempo-freqüência. As figuras mostradas são constituídas de três gráficos, sendo o gráfico horizontal e na parte inferior da figura, o sinal no tempo. O gráfico na vertical no canto esquerdo, o espectro e no centro da figura o mapa tempo-freqüência. O mapa tempo-freqüência, como discutido anteriormente é um mapa tridimensional, portanto, o que é mostrado no centro das figuras são as suas vistas superiores cujas regiões mais escuras significam maior conteúdo energético do sinal, e esta distribuição da energia sobre o mapa é reprentado pela barra de cores que fica na posição vertical do lado direito das figuras.

O objetivo desta etapa do trabalho é averiguar qual das distribuições permite melhor identificação de falhas para os sinais com defeito de desalinhamento, excentricidade, defeito pontual e um quarto que corresponde a soma dos defeitos de desalinhamento e falha pontual no dente.

Nas Figuras 4.2 a 4.6, apresentam-se os mapas STFT do sinal normal e dos quatro sinais com defeito. Observa-se no mapa da Figura 4.2, que o sinal é constituído da freqüência de engrenamento (1200 Hz), que aparece como dominante em energia e seus harmônicos (2400, 3600 e 4800 Hz), bem como a freqüência de rotação (60 Hz) de forma menos visível, ambos contínuo ao longo do tempo.

Na Figura 4.3, encontra-se representado o sinal de engrenagem com falha de desalinhamento no eixo, cuja característica principal é a freqüência dos harmônicos dominantes em relação a própria freqüência de engrenamento. Além disso, percebe-se o aumento da amplitude na freqüência de rotação do eixo. Na parte superior e inferior do mapa nas freqüências um pouco abaixo de 5000 Hz e 1000Hz e ainda um pouco acima dos 3600 Hz, aparecem alguns *spots* (manchas) igualmente espaçados no tempo de aproximadamente 0.0167 segundos, relativos a rotação de 60 Hz do eixo.

Na Figura 4.4 encontra-se representada o sinal contendo o defeito de excentricidade da engrenagem. O que se vê, é a dominância de energia em torno da freqüência de engrenamento (1200 Hz), e por esta representação ainda é um pouco visível os harmônicos desta frequência (2400, 3600 e 4800 Hz.), que não se apresentam tão contínuas quanto a própria freqüência de engrenamento, dando a interpretar que a maior quantidade de energia se encontra naquela frequência. Na Figura 4.5, se encontra representado o sinal com falha localizada no dente, e ela mostra *spots* em torno da freqüência de 2500 Hz, tomada teoricamente como sendo uma freqüência natural do sistema, permitindo visualizar que os impactos encontram-se distanciados de aproximadamente 0.0167 s, relativo a rotação do eixo (60 Hz), e que diminuem de energia a medida que vão se distanciando da freqüência de 2500 Hz, representando desta forma a energia da família de bandas laterais. Vêem-se ainda as freqüências relacionadas a rotação, ao engrenamento (1200 Hz) e seus harmônicos (3600 e 4800 Hz). Nas representações tempo-freqüência do sinal com defeito combinado (Figura 4.6), fica patente a maior concentração de energia em torno das freqüências de rotação, primeira, segunda e terceira harmônica do engrenamento, sendo que a primeira harmônica se mistura aos lóbulos laterais da freqüência natural, que também é represenatado sob a forma de *spots* de energia periódicos ao longo da duração do sinal. Desta forma fica evidente a capacidade dos mapas tempo-freqüência na caracterização de cada defeito.

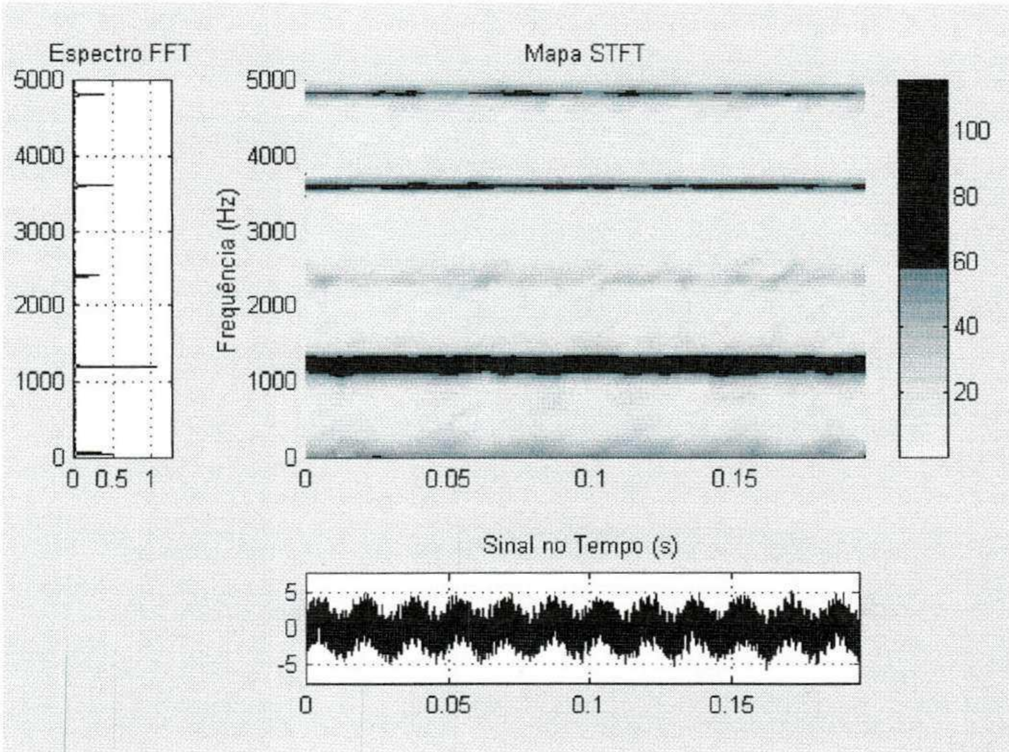



Figura 4.2 – STFT do sinal simulado normal

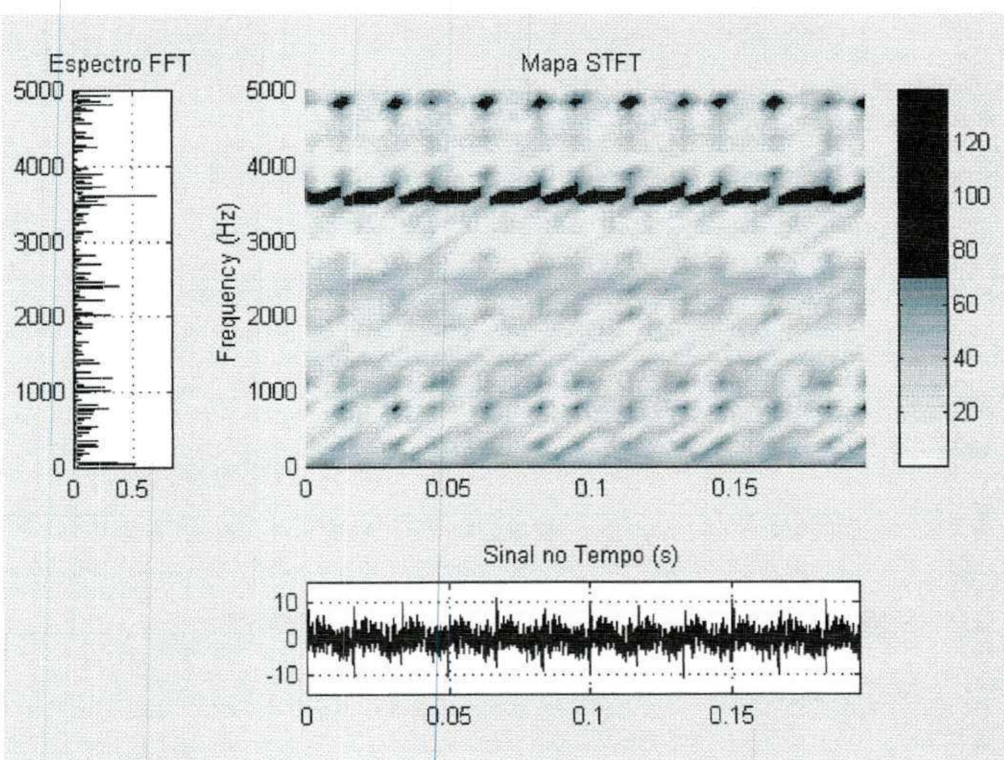



Figura 4.3 – STFT do sinal simulado com falha de desalinhamento

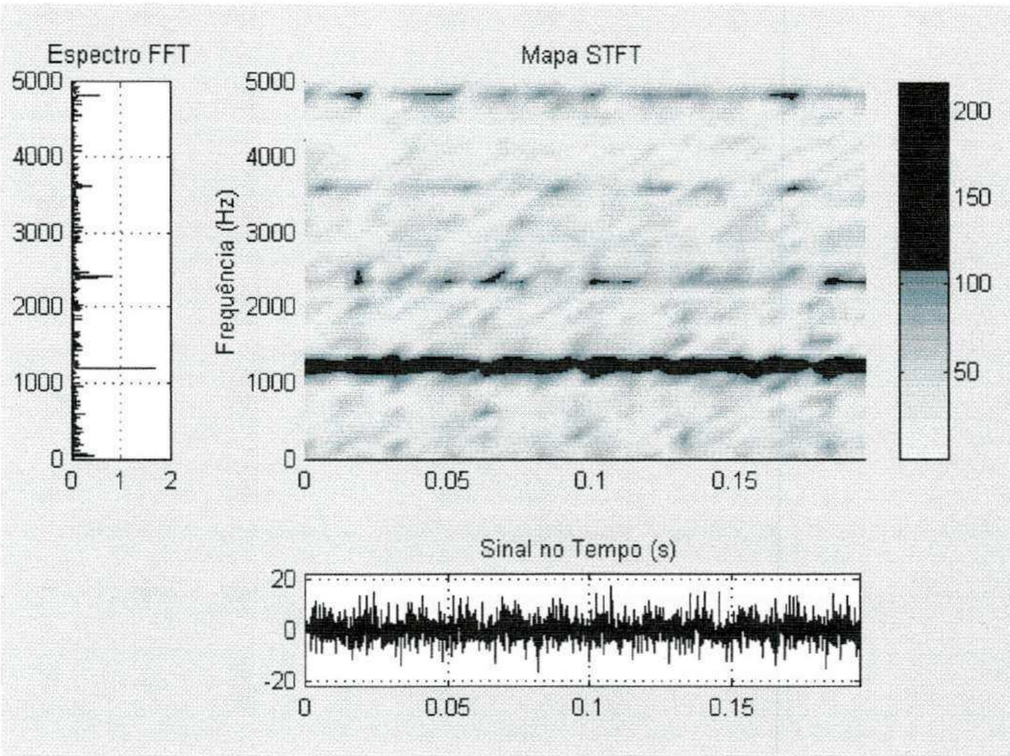



Figura 4.4 – STFT do sinal simulado com falha de excentricidade

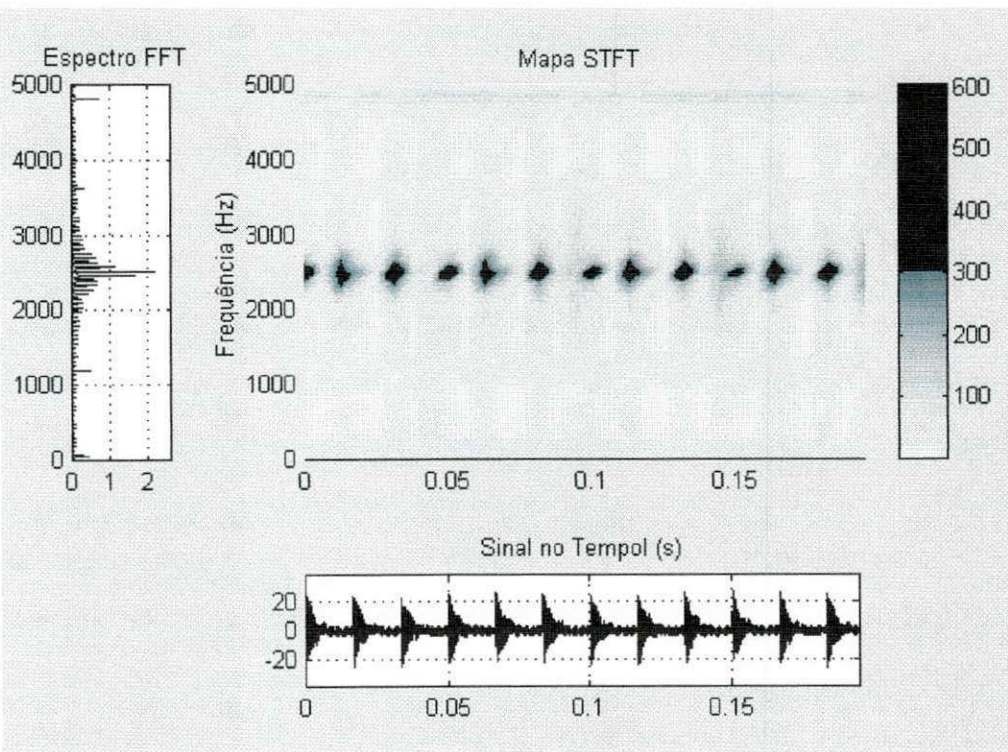



Figura 4.5 – STFT do sinal simulado com falha pontual no dente

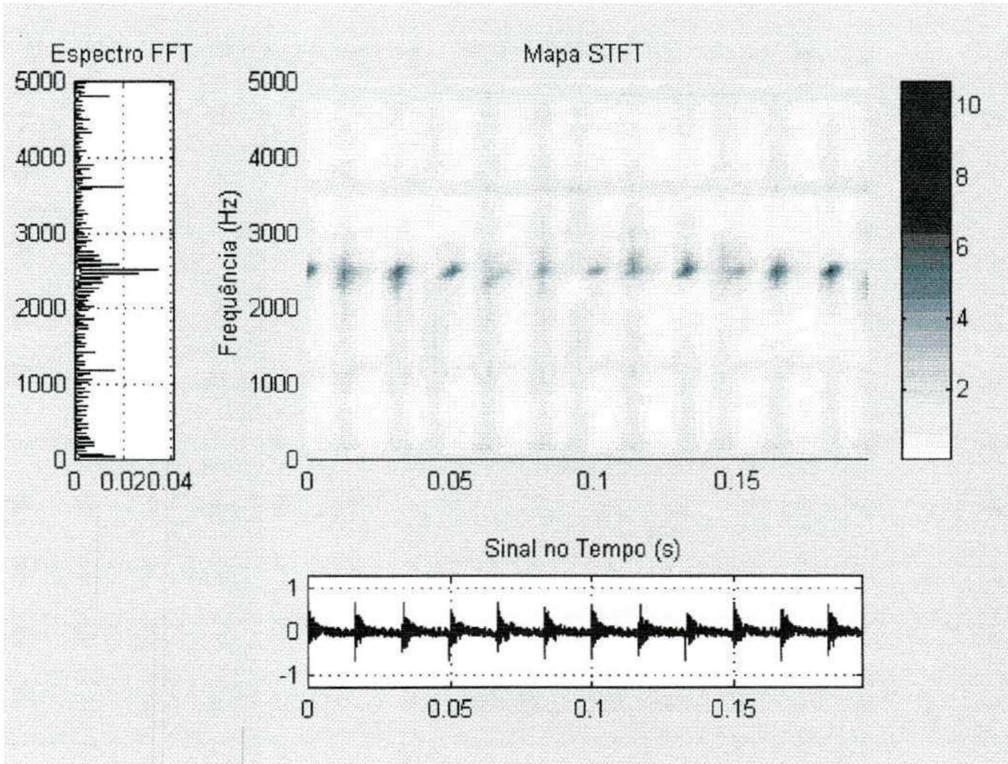



Figura 4.6 – STFT do sinal simulado com desalinhamento + falha pontual no dente + 15% de ruído.

O Espectrograma calculado para os sinais acima foram obtidos utilizando o comando *specgram* do MatLab. Os sinais foram divididos em 64 fatias, usando a janela Kaiser, que foi escolhida como uma das melhores entre as opções de janelas disponíveis neste software. Quanto a PWVD, os sinais também foram fatiados em blocos de 64 pontos, para uma janela de ponderação retangular. Essa forma de representação fo feita para que se podesse estabelecer um comparativo quanto a resolução em freqüência dos métodos, visto que no tempo são iguais. Procurou-se qual das representações oferece maior facilidade de análise.

As Figuras 4.7 à 4.11 mostram a distribuição Pseudo Wigner – Ville, para os mesmos sinais sobre os quais foram calculados a STFT. E nesta representação se visualiza as mesmas componentes vistas no STFT. Porém as componentes em freqüência mostrados em forma de linha reta e relação ao tempo, se mostram mais finas e contínuas. Isto se deve ao fato de que as representações PWVD apresentam melhor resolução em freqüência que as representações STFT.

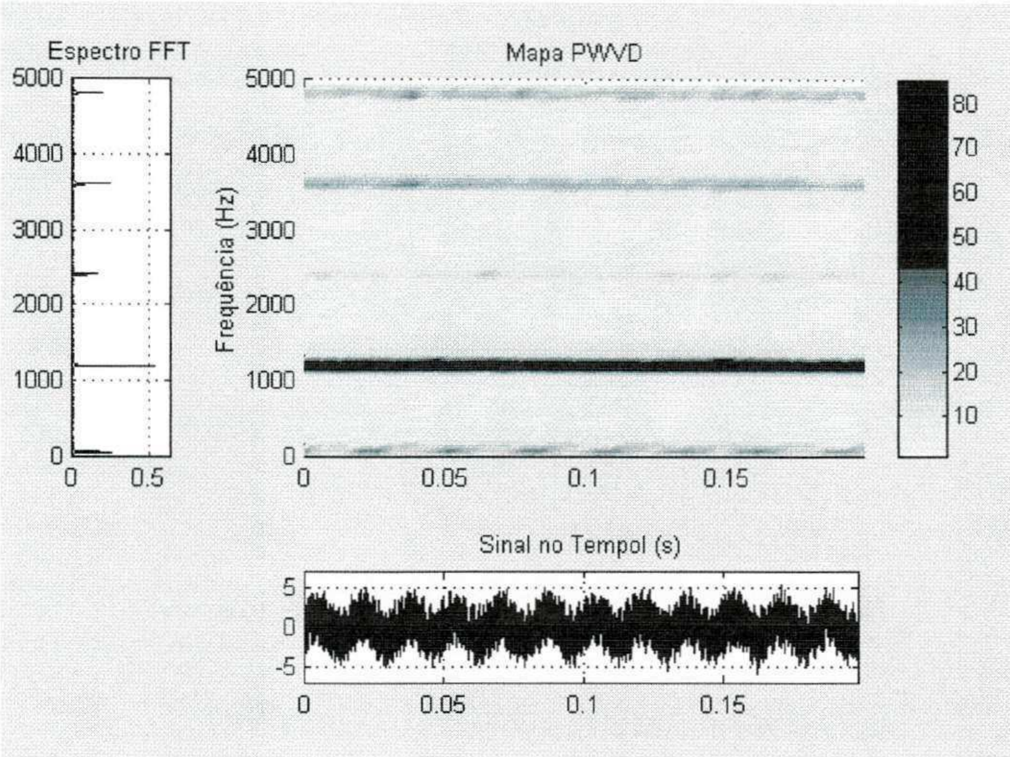



Figura 4.7 - PWVD do sinal simulado normal

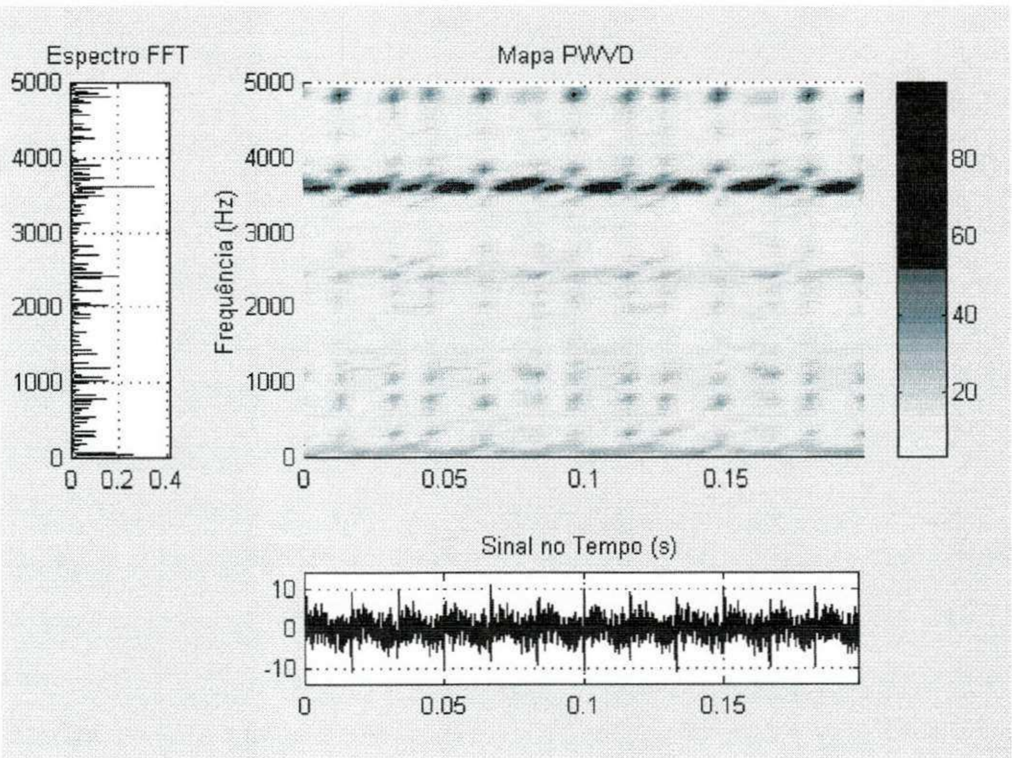



Figura 4.8 – PWVD do sinal simulado com falha de desalinhamento

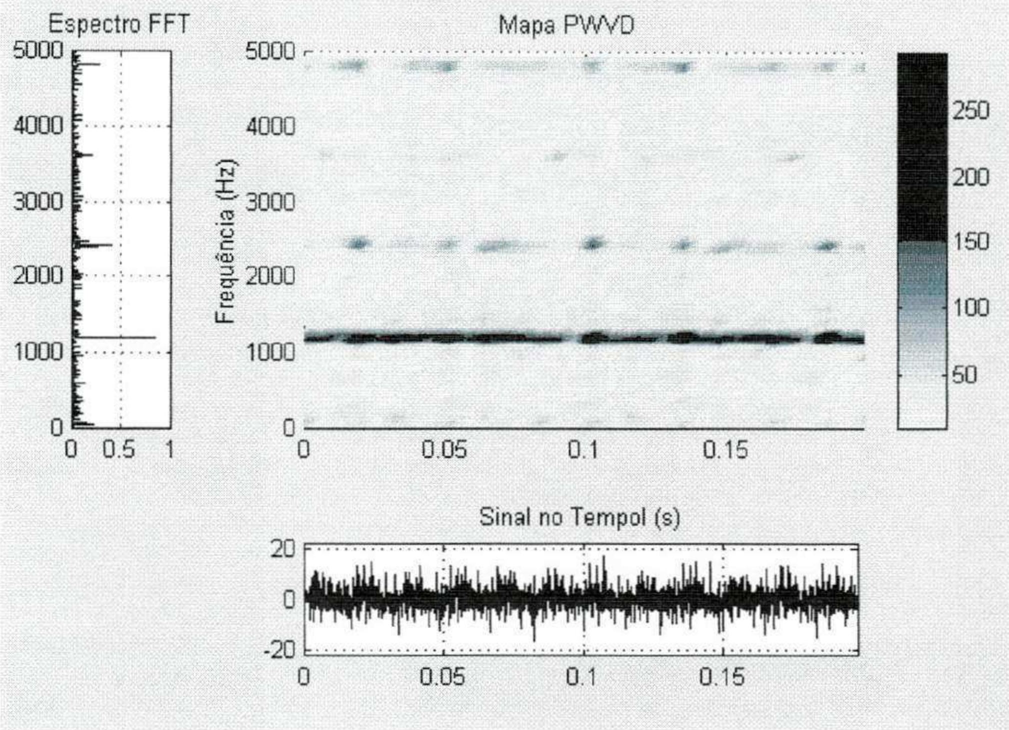



Figura 4.9 – PWVD do sinal simulado com falha de excentricidade

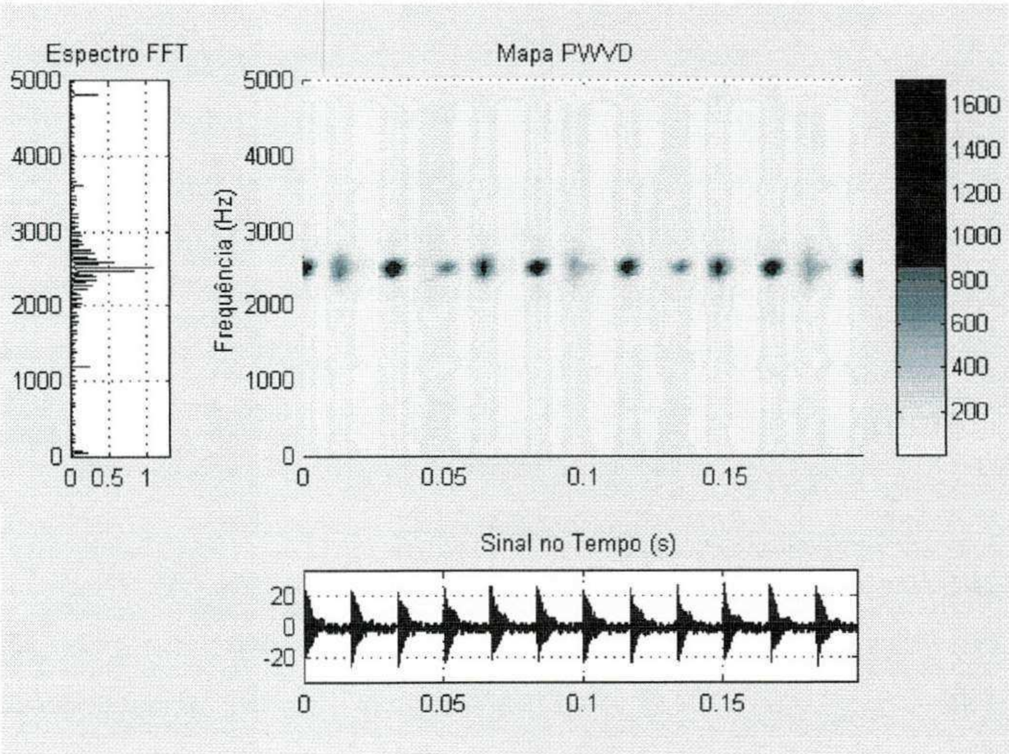



Figura 4.10 – PWVD do sinal simulado com falha pontual no dente

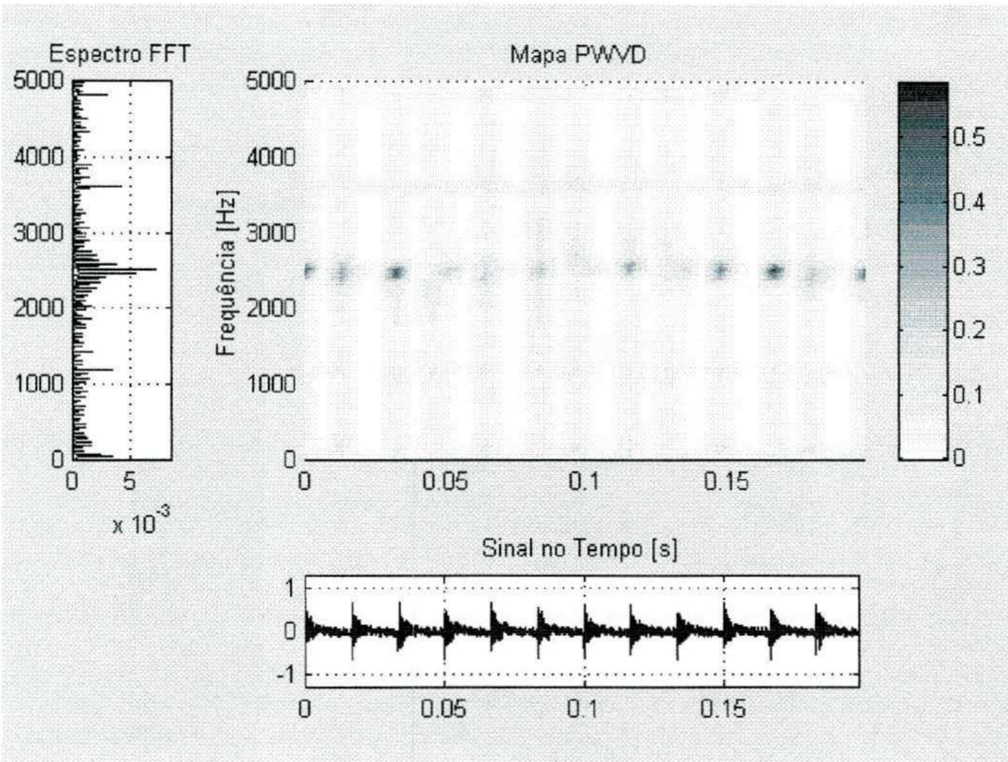



Figura 4.11 – PWVD do sinal simulado com desalinhamento + falha pontual no dente + 15% de ruído.

Traçando um comparativo entre as representações STFT e PWVD, observa-se que ambos não foram capazes de distiguir as bandas laterais distanciadas de múltiplos da rotação, 60 Hz, devido ao tipo de resolução adotada. Porém os mapas PWVD se mostram mais limpos em relação aos mapas STFT e apresenta maior conteúdo da energia do sinal, representado pelas manchas mais escuras no plano tempo-freqüência. O método PWVD então se apresenta com maior desempenho para análise que a STFT para estes modelos de sinais.

# CAPÍTULO 5

# RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os principais resultados deste trabalho baseados nas ferramentas de análise descritas no capítulo anterior, aplicadas em sinais de vibração coletados num banco de ensaios experimentais. Estes ensaios foram realizados sob algumas condições de trabalho visando permitir a comparação do desempenho de alguns métodos de análise nos domínios do tempo e da freqüência e, de forma mais expressiva, no domínio tempo-frequência, sendo que para este último o estudo se ateve às técnicas do Espectrograma (STFT) e Distribuição Pseudo Wigner-Ville (PWVD).

## 5.1 Bancada de Ensaios

O banco de dados dos sinais de vibração utilizado neste trabalho, foi gentilmente cedido pelo Laboratório de Análise Dinâmica (LADIN) da USP–EPUSP, na pessoa do seu coordenador Professor Linilson R. Padovese. Ele foi obtido através do projeto PROCAD em parceria com o DEM/UFCG. A bancada de ensaios foi construída com o objetivo de realizar aquisições de sinais de vibração em engrenagens sujeitas a três tipos de condições: normal, banguela e careado. A partir destes sinais avaliou-se a capacidade de detecção, quantificação e sensibilidade das diversas técnicas.

A bancada utilizada para coleta de dados experimentais consiste de um motor redutor Cestari modelo 010201CGMNB3C1, com motor trifásico de potência nominal 0.37 kW ($\approx$ 0.5 CV) e rotação nominal de 1555 rpm. Ligado diretamente ao motor está um inversor de freqüência que permite controlar a rotação do motor. Para controle e aplicação do torque sobre este sistema é usado um freio de Prony. A Figura 5.1 ilustra a bancada de ensaios e o posicionamento do acelerômetro que foi usado para a medição dos sinais de vibração. O redutor se constitui de dois estágios de redução, formado por engrenagens helicoidais, para uma relação de redução de 5.32. A Figura 5.2 mostra de forma esquemática os estágios de redução do redutor e a Tabela 5.1, traz as características do primeiro estágio, constituído das engrenagens helicoidais $z1 - z2$, e o segundo estágio, constituído das engrenagens helicoidais $z3 - z4$. Fotos da bancada podem ser vistas no Anexo A.

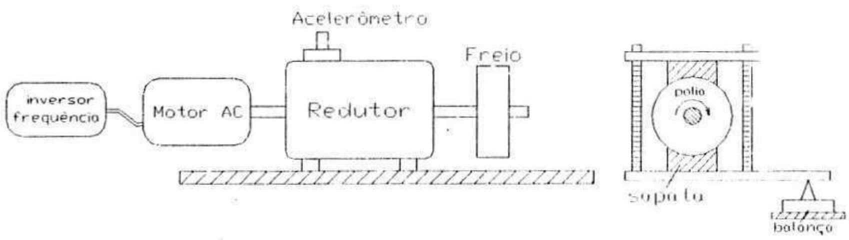



Figura 5.1 – Esquema da bancada usada para coleta de dados experimentais

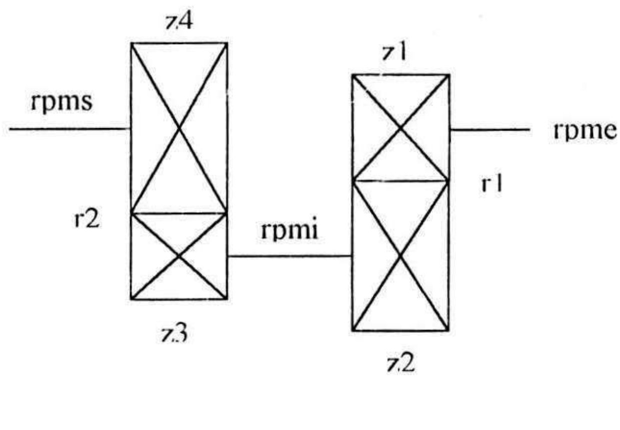



Figura 5.2 – Esquema do redutor de velocidade

Tabela 5.1 – Características das engrenagens

| Engrenagem | Diâmetro Primitivo [mm] | Número de Dentes | Redução |
|---|---|---|---|
| z1 | 33.435 | 31 | z2/z1=1.774 |
| z2 | 59.319 | 55 | |
| z3 | 20.753 | 15 | z4/z3=3.553 |
| z4 | 73.753 | 57 | |

O sistema de aplicação do torque resistivo é um freio de Prony, ilustrado na Figura 5.3.

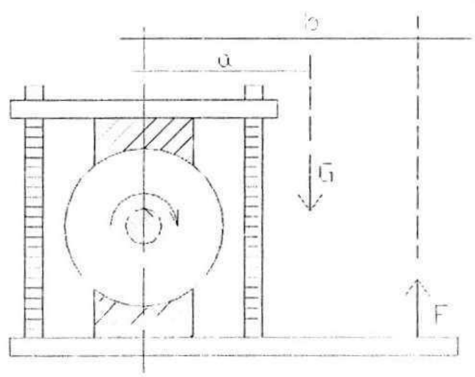



Figura 5.3 – Esquema do Freio Prony.

Onde G é o peso do freio, e o torque resistivo no redutor, M é :

$$M = Fb - Ga \qquad (5.1)$$

O torque M é calculado medindo a força F no braço do freio. Por meio de aperto das porcas superiores, aplica-se uma frenagem maior ou menor na polia. Já a componente Ga é determinada afrouxando completamente o freio, ou seja, para este caso $M = 0$ e então $Fb = Ga$. No freio foi utilizado, $Ga = 1.7\text{N.m}$.

As engrenagens de teste são em número de três para três condições diferentes: sem dano artificial nenhum (normal), com falha do tipo pontual e com falha extensiva. Estas duas últimas representadas por uma engrenagem com um dente faltando (banguela) e a outra com

10 dentes consecutivos riscados de forma severa (careada). Todos os defeitos foram introduzidos artificialmente na engrenagem z1.

A aquisição dos dados foi feita através de uma cadeia de medição contendo um acelerômetro B & K 4393 acoplado a um amplificador de carga B & K 2535, filtrados em 2 kHz com filtro elíptico de 5ª ordem e discretizado em 2048 pontos por meio de um sistema de aquisição LABVIEW ligado a um computador, com uma taxa de amostragem de 5.12 kHz.

Para cada padrão de defeito foram feitas medidas dos sinais de vibração em seis rotações diferentes: 400, 600, 800, 1000, 1200 e 1400 rpm. Os sinais foram também medidos para o sistema sem carga e para a carga de 60% do valor nominal máximo, ou seja, 8.4 N.m. Para cada caso foram obtidos 18 sinais, resultando num banco de dados constituído de 648 amostras de sinais de vibração. As especificações de toda a instrumentação utilizada estão descritas no Anexo B.

Como todos os sistemas mecânicos rotativos, esta caixa de redução possui dois conjuntos importantes de freqüências, as relacionadas à estrutura do sistema, chamadas de freqüências naturais, e as que estão diretamente relacionadas a rotação, que para este tipo de sistema se destaca a freqüência de engrenamento, resultado do produto da freqüência de rotação pelo número de dentes da engrenagem.

### 5.2 Procedimentos e Parâmetros de Análise

A Figura 5.4 ilustra o diagrama esquemático usado para processamento e análise dos sinais de vibração extraídos no banco de ensaios experimentais.

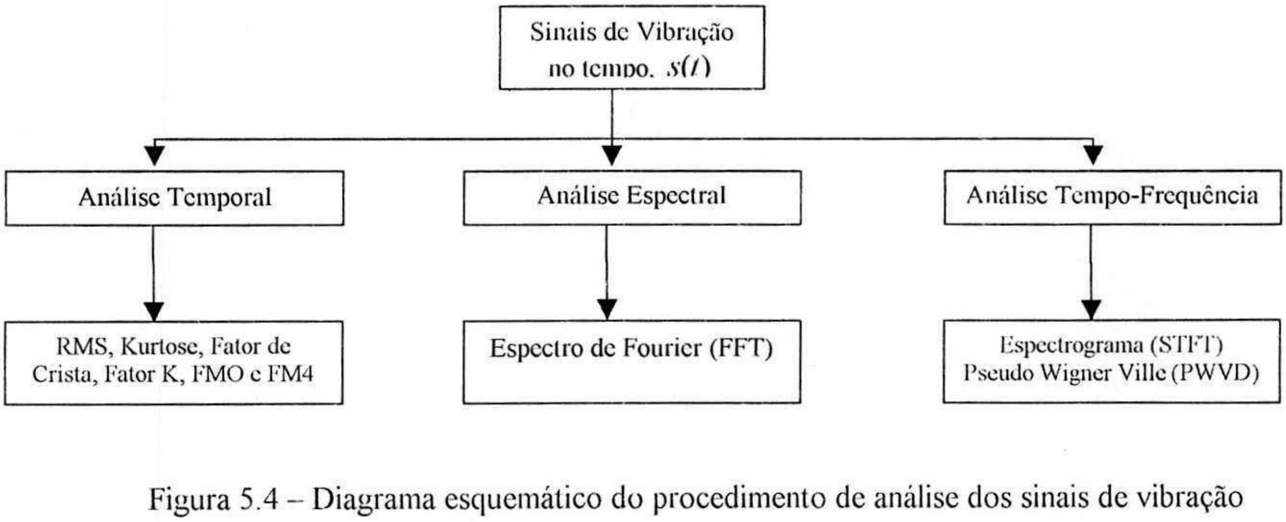



Figura 5.4 – Diagrama esquemático do procedimento de análise dos sinais de vibração

Busca-se nesta análise identificar as componentes de freqüências que compõe estes sinais e o comportamento geral dos sinais quando o sistema é solicitado a rotações diferentes. O primeiro domínio de análise será o domínio do tempo, onde serão trabalhados alguns indicadores gerais de identificação de falhas em sistemas rotativos (RMS, Kurtose, Fator K, Fator de Crista) e outros indicadores específicos de detecção de falhas em sistemas engrenados (FMO e FM4). A análise posterior será no domínio da freqüência, através da técnica do espectro de Fourier. Nesta análise, busca-se traçar algumas vantagens e limitações desta técnica na análise de sinais de sistemas engrenados, principalmente no que diz respeito aos sinais de características não estacionárias. A partir da constatação de que as técnicas no domínio do tempo e da freqüência apresentam limitações, estes sinais serão analisados por duas representações tempo-freqüência: Espectrograma (STFT – *Short Time Fourier Transform*) e a Distribuição Pseudo Wigner-Ville (PWVD – *Pseudo Wigner-Ville Distribution*).

Como análise adicional, será avaliado para todas as técnicas descritas, um novo procedimento que utiliza o sinal residual, obtido a partir dos conceitos de transformadas Homomórficas (Padovese, 2002). Uma descrição mais detalhada destes conceitos são apresentados no Anexo C.

A unidade de amplitude adotada para o sinal de vibração é $m/s^2$, obtida a partir da conversão direta da sensibilidade do acelerômetro. Para análise, foi tomada a média de três amostras de sinal com 2048 pontos de discretização, para uma faixa útil de análise de 0 a 2 kHz (filtrado analogicamente) e freqüência de amostragem igual a 5.12 kHz, resultando numa resolução espectral de 2.5 Hz. Os sinais foram tomados para velocidades de 400 a 1400 rpm, variando de 200 rpm, para uma carga torcional de 60 % do valor nominal máximo (8.4 N.m). Para o processo de média do sinal convencional, as amostras dos sinais no tempo foram transferidos para o domínio da freqüência pela aplicação direta do algoritmo FFT (*Fast Fourier Transform*) no ambiente Matlab. Neste domínio, foi realizado a média ponderada dos sinais amostrados e, em seguida, pelo algoritmo IFFT (*Inverse Fast Fourier Transform* ), obteve-se o sinal médio no tempo. Para o sinal residual, partiu-se do principio que o processo de interação da assinatura do defeito com o sinal normal do sistema é um processo aditivo, realizou-se o cálculo do espectro médio para a condição normal e do espectro do sinal com defeito, conforme calculado acima, e ainda no domínio da freqüência foi feita a subtração do sinal com defeito pelo sinal normal, e em seguida aplicada a IFFT sobre o sinal resultante, obtendo-se o sinal residual no domínio do tempo. A partir daí os procedimentos de processamento são os mesmos como para qualquer outro sinal. Neste trabalho não se utilizou a Densidade Espectral de Potência (DEP), forma espectral adotada para sinais com características aleatórias, pois o mesmo não conserva as informações de fase do sinal e, portanto, não permite a reconstituição do sinal original.

### 5.3 Análise no Domínio do Tempo

A análise dos sinais no domínio do tempo se fará para cada tipo de engrenagem em particular, permitindo assim que se visualize para cada defeito as componentes que estes geram ou excitam no sinal coletado.

#### 5.3.1 Análise temporal para engrenagem normal

Na análise dos sinais para engrenagem normal não será feita a análise sobre o sinal residual, pois este se constitui no sinal de referência para cálculo dos sinais residuais da engrenagem com defeito.

A Figura 5.5 mostra os sinais médios da engrenagem em condição normal para cada rotação.

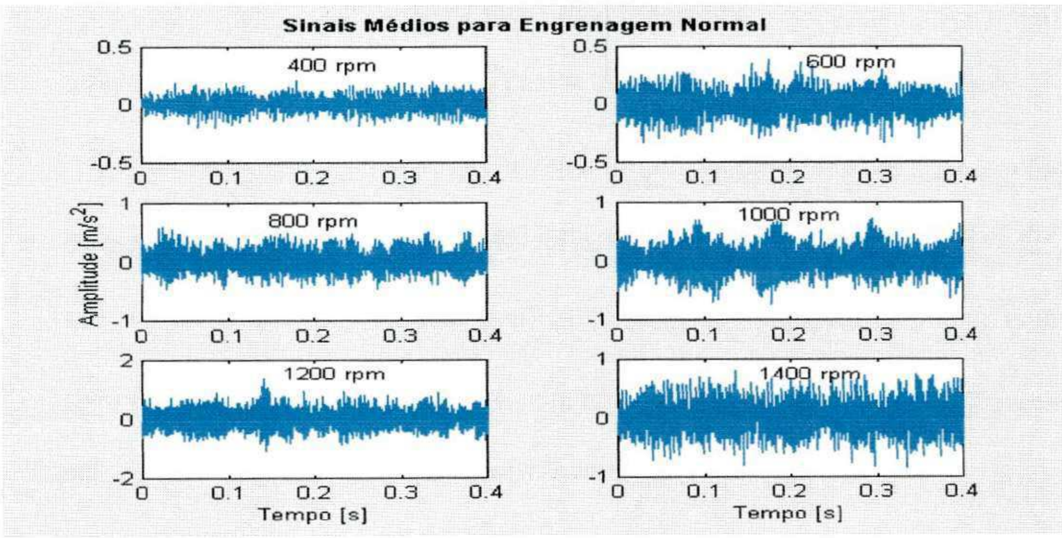



Figura 5.5 – Sinais médios da engrenagem normal

Como pode ser verificado na Figura 5.5, apesar do sinal normal conter componentes relacionados a modulações em amplitude e fase, geradas pelo processo normal de engrenamento, o sinal no tempo tem muito pouco a mostrar relativo a estes efeitos. O que se pode ver são alguns grupos de amplitudes mais elevados, mas que nada dizem sobre qualquer fenômeno. Quando comparado com o modelo mostrado no capítulo 3 (Figura 3.1), não se percebe qualquer fenômeno periódico neste sinal, seja este relacionado com freqüência de rotação, de engrenamento ou de seus harmônicos associados. Isto certamente se deve ao fato de que o sinal experimental apresenta uma grande combinação de componentes, como a freqüência de rotação do eixo de saída do redutor e, além disso, a presença de grande quantidade de ruído.

A fim de se tentar extrair mais informações do sinal no tempo, são levantados alguns parâmetros sob a forma de indicadores. Estes indicadores são geralmente usados para fins de monitoramento e predição de falhas em sistemas rotativos, como o nível RMS, Kurtose, Fator de Crista e Fator K, e os de uso mais específicos como o FMO e FM4. A Tabela 5.2 apresenta os valores destes indicadores para cada rotação.

Tabela 5.2 – Indicadores para o sinal médio da Engrenagem Normal

| Sinal Médio | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Rotação [rpm]** | **RMS** | **Kurtose** | **FC** | **FK** | **FM4** | **FMO** |
| 400 | 0.07 | 2.77 | 2.03 | 0.18 | 2.93 | 6.28 |
| 600 | 0.10 | 3.05 | 2.06 | 0.31 | 3.16 | 9.51 |
| 800 | 0.18 | 2.85 | 2.04 | 0.50 | 3.02 | 13.42 |
| 1000 | 0.23 | 2.96 | 2.06 | 0.68 | 2.86 | 12.75 |
| 1200 | 0.33 | 2.82 | 2.01 | 0.93 | 2.89 | 13.37 |
| 1400 | 0.27 | 2.81 | 2.03 | 0.75 | 2.95 | 8.92 |

A Figura 5.6 ilustra o comportamento dos três primeiros indicadores contidos na Tabela 5.2, para cada sinal mostrado na Figura 5.5.

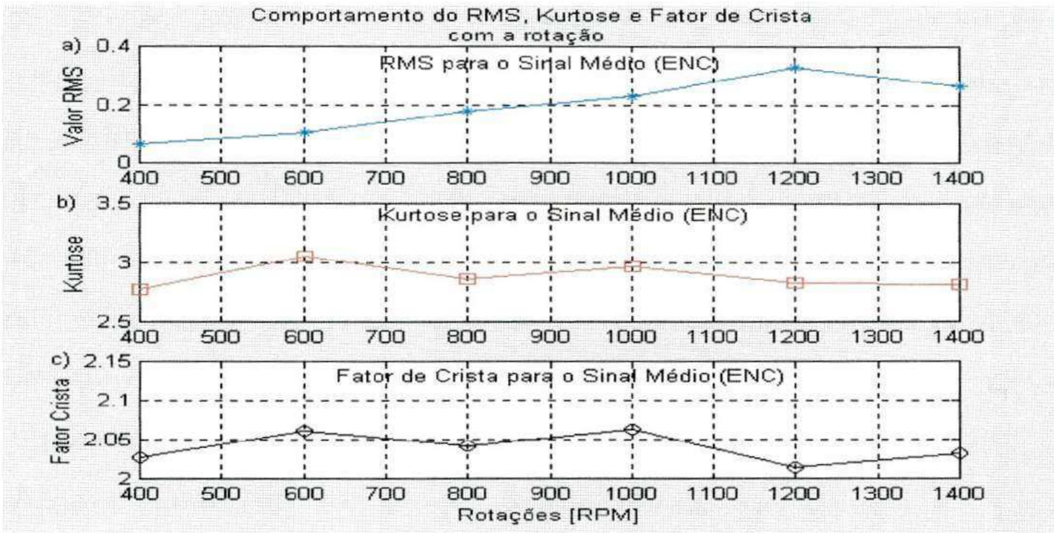



Figura 5.6 – RMS, Kurtose e Fator de Crista do sinal médio da engrenagem normal.

Analisando a Figura 5.6a, observa-se que com o aumento da rotação aumentam os valores de amplitude RMS, devido o aumento da energia contida no sinal. Apenas para a rotação de 1400 rpm o indicador apresenta uma tendência de queda.

A Figura 5.6b ilustra os valores da Kurtose. Observa-se que para a condição normal a Kurtose deveria apresentar valores de referência próximo de 3, e valores acima de 3 significaria a presença de falhas. Neste caso, independente da rotação, observa-se que os valores de Kurtose estão ligeiramente abaixo de 3, indicando ausência de falha, e portanto se mostrando um indicador capaz de distinguir um sistema engrenado com defeito e normal.

A Figura 5.6c ilustra o comportamento do Fator de Crista. Pode-se observar que este indicador não apresenta nenhum comportamento aparente com a escala de rotação, oscilando muito pouco de um valor para outro em diferentes rotações, não chegando a atingir diferenças significativas e, portanto, confirmando que o sistema não apresenta defeito.

A Figura 5.7 a seguir ilustra o comportamento dos três últimos indicadores contidos na Tabela 5.2, para cada sinal mostrado na Figura 5.5.

A Figura 5.7a, referente ao Fator K, apresenta um comportamento semelhante ao nível RMS. O aumento das rotações para o sistema engrenado estão gerando aumento de suas amplitudes, e este ganho de amplitude é sensivelmente percebido pelo Fator K, assim como a breve queda das amplitudes a 1400 rpm, seguindo o comportamento do parâmetro RMS.

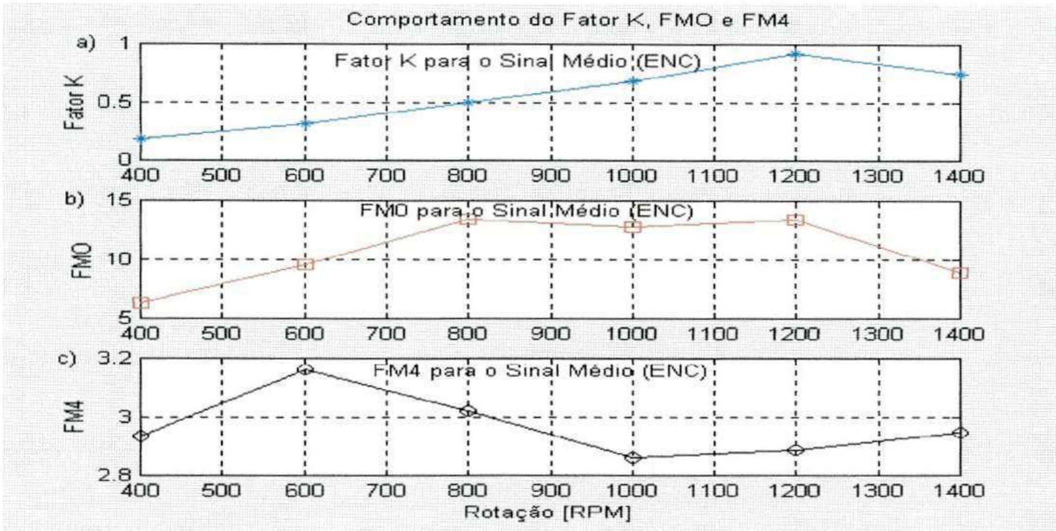



Figura 5.7 – Fator K, FMO e FM4 do sinal médio da engrenagem normal.

Uma explicação para a queda das amplitudes do sinal a 1400 rpm, pode ter sido provocado pela não excitação de freqüências naturais do sistema por esta rotação, causando diminuição do nível de energia do sinal, e, portanto provocando quedas dos indicadores RMS e Fator K para esta rotação.

O FMO ilustrado na Figura 5.7b é um indicador com características semelhantes ao Fator de Crista. Apesar dos valores FMO serem maiores que os do Fator de Crista para cada rotação, isso não implica em grandes significados para análise, pois o que interessa no acompanhamento destes indicadores é sua evolução com o tempo.

Com respeito ao indicador FM4 este se assemelha ao cálculo da Kurtose, distiguindo-se apenas pelo sinal sobre o qual vai ser calculado o valor de Kurtose. O gráfico da Figura 5.7c mostra que o FM4 consegue identificar a condição da engrenagem, visto que para a maioria das rotações seus valores foram abaixo do valor 3.

### 5.3.2 Análise temporal para engrenagem banguela

A partir dos modelos apresentados nos capítulos 2 e 3, defeitos do tipo engrenagem banguela, dentes severamente trincados, ou quebrados, apresentam no sinal de vibração modulações tanto em amplitude como em fase, e quando submetidos a condições severas provocam impactos que poderão excitar as freqüências naturais do sistema. Com a finalidade de comparar alguns indicadores e de testar o desempenho do sinal residual, foram utilizados alguns sinais de vibração medidos no tempo para uma engrenagem com dente banguela. Os sinais médios e residuais, para as diferentes rotações são mostrados nas Figuras 5.8 e 5.9.

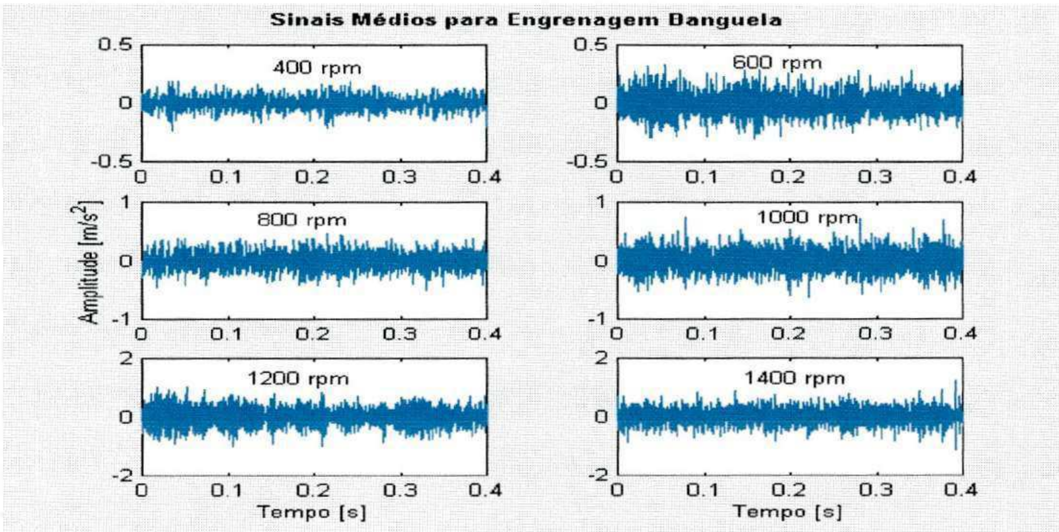



Figura 5.8 – Sinais médios para engrenagem banguela.

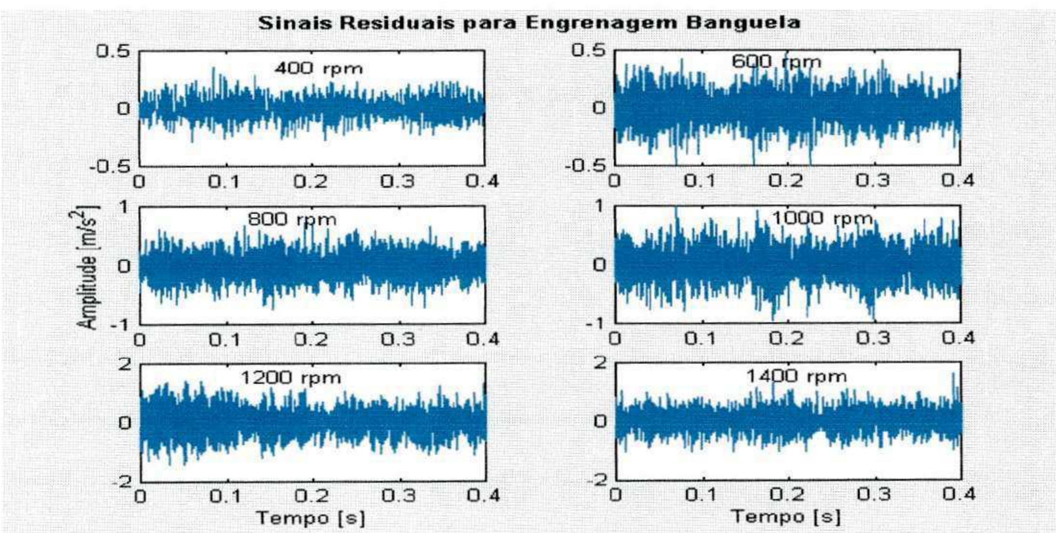



Figura 5.9 – Sinais Residuais para Engrenagem Banguela

As Tabelas 5.3 e 5.4 mostram os valores obtidos pelo cálculo dos indicadores RMS, Kurtose, Fator de Crista (FC), Fator K (FK), FMO e FM4, para os sinais médios e residuais da engrenagem banguela a diferentes rotações. Deve-se ressaltar que os indicadores RMS e Kurtose foram obtidos diretamente dos comandos *"std"* e *"kurtosis"* do programa Matlab.

Tabela 5.3 – Indicadores para o sinal médio da engrenagem banguela.

| Sinal Médio | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Rotação [rpm]** | **RMS** | **Kurtose** | **FC** | **FK** | **FM4** | **FMO** |
| 400 | 0.05 | 3.23 | 4.01 | 0.19 | 3.10 | 7.93 |
| 600 | 0.10 | 3.04 | 3.35 | 0.29 | 3.12 | 6.00 |
| 800 | 0.15 | 2.88 | 3.49 | 0.42 | 2.98 | 5.18 |
| 1000 | 0.19 | 2.97 | 3.91 | 0.55 | 3.28 | 7.36 |
| 1200 | 0.30 | 3.10 | 3.37 | 0.94 | 3.16 | 3.72 |
| 1400 | 0.27 | 3.37 | 4.59 | 0.91 | 3.68 | 3.63 |

Tabela 5.4 – Indicadores para o sinal residual da engrenagem banguela.

| Sinal Residual | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Rotação [rpm]** | **RMS** | **Kurtose** | **FC** | **FK** | **FM4** | **FMO** |
| 400 | 0.09 | 3.13 | 4.05 | 0.27 | 3.04 | 7.63 |
| 600 | 0.14 | 3.00 | 3.97 | 0.42 | 3.06 | 2.79 |
| 800 | 0.23 | 2.75 | 3.24 | 0.54 | 2.92 | 2.43 |
| 1000 | 0.29 | 2.95 | 3.53 | 0.85 | 3.06 | 4.95 |
| 1200 | 0.47 | 2.89 | 3.09 | 1.34 | 2.98 | 2.95 |
| 1400 | 0.38 | 3.02 | 4.32 | 1.13 | 3.20 | 2.76 |

A Figura 5.10 mostra o comportamento dos três primeiros indicadores contidos nas Tabelas 5.3 e 5.4 para os sinais médios e residuais da engrenagem banguela a diferentes rotações. Na Figura 5.10a, o comportamento da curva dos valores RMS acompanham os níveis de vibração do sinal para cada rotação. Verifica-se que estes níveis para o sinal residual reagem mais rapidamente à presença da falha que os níveis para o sinal médio. Isso mostra que o valor RMS obtido a partir do sinal residual é mais sensível à detecção deste defeito quando comparado com o sinal médio. Padovese (2002), obteve resultados semelhantes para estes indicadores quando aplicou na automação de diagnóstico de falhas.

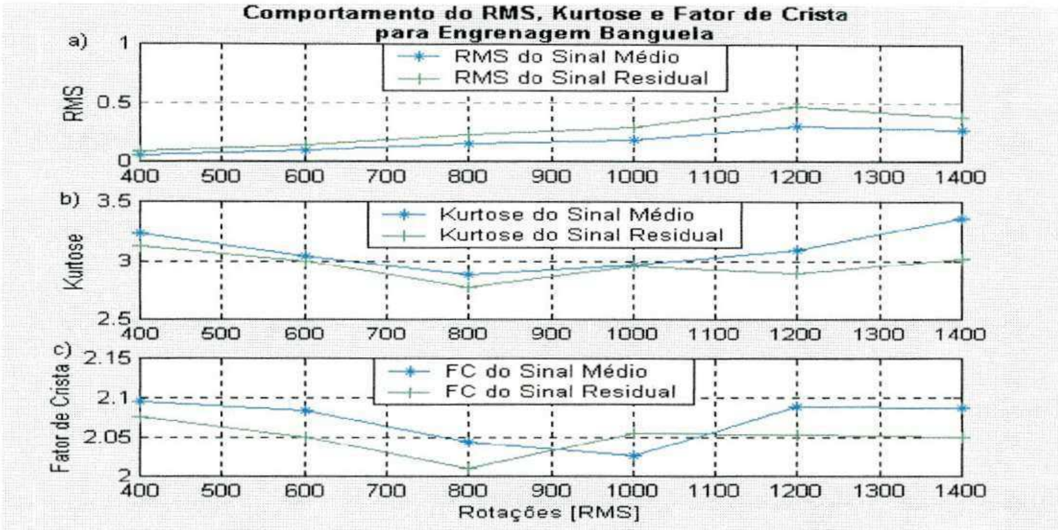



Figura 5.10 – RMS, Kurtose e Fator de Crista para os sinais médios e residuais da engrenagem banguela.

A Figura 5.10b mostra a Kurtose dos sinais médio e residual para a engrenagem banguela. Os gráficos mostram que os valores de Kurtose para os sinais médios e residuais em rotações mais baixas são às vezes maiores que para algumas rotações mais altas, mostrando que esta é sensível a pequenos variações de amplitude, fato que também pode ser observado comparando os valores de Kurtose entre os sinais com defeito e normal, conforme Tabelas 5.2 a 5.4. Também pode-se dizer que os valores de Kurtose permitem a detecção de falhas nos sistemas engrenados, na maioria das condições de rotação adotadas.

Analisando as Figuras 5.6c e 5.10c percebe-se que os valores de Fator de Crista para o defeito banguela não cresceram muito em relação à engrenagem normal. Porém comparar estes valores pode induzir erros, pois o valor numérico deste indicador pode não ter tanta importância quanto o seu acompanhamento com o tempo, ou seja, sua evolução. Verifica-se, na Figura 5.10c a presença de um comportamento que é particular do Fator de Crista, isto é, para rotações mais baixas e níveis de amplitudes mais baixos este indicador se apresentou com valores mais altos que para condições de amplitudes mais altas tendo um comportamento parecido com a Kurtose.

A Figura 5.11 mostra o comportamento dos três últimos indicadores contidos nas Tabelas 5.3 e 5.4 para os sinais médios e residuais da engrenagem banguela a diferentes rotações. A Figura 5.11a mostra o comportamento do Fator K versus escala de rotação. O mesmo apresenta um comportamento semelhante ao valor RMS, representando bem o conteúdo de energia para os sinais a cada rotação. Embora a Kurtose tenha tido uma queda entre 400 e 800 rpm, o indicador se manteve crescente graças aos valores RMS crescente. O Fator K para o sinal residual se mostra mais eficiente que sobre o sinal médio, o que pode indicar mais segurança na detecção de falhas em engrenagem do tipo banguela.

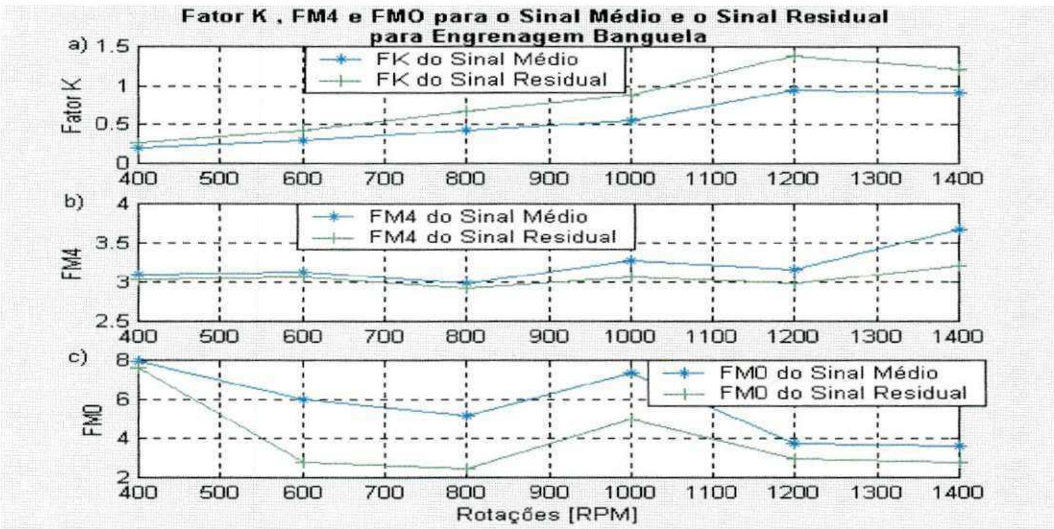



Figura 5.11 – Fator K, FM4 e FMO para os sinais médios e residuais da engrenagem banguela.

O FM4 para os sinais em função da rotação é mostrado na Figura 5.11b, onde verifica-se que este indicador apresenta tendência crescente para os sinais médios e residuais. O FM4 do sinal médio mostra a presença do defeito melhor que para o sinal residual. O FM4 mostra que à medida que as rotações aumentam, fica mais evidente o aumento das amplitudes relacionadas com outras componentes diferentes das harmônicas da freqüência de engrenamento.

A Figura 5.11c apresenta o comportamento do FMO para cada rotação. Observa-se que o comportamento deste indicador é idêntico para os sinais médios e residuais. Porém o sinal residual representa melhor as características do fenômeno, pelo mesmo motivo observado para o Fator de Crista só que agora comparado com o valor FM4. A partir deste comportamento, verifica-se que na engrenagem banguela o valor RMS cresce em torno das harmônicas da freqüência de engrenamento mais significativamente que os valores de pico do sinal.

### 5.3.3 Análise temporal para engrenagem careada

Assim como no caso de defeito do tipo banguela, as engrenagens com defeito do tipo careado, quando em estágio de severidade avançada, podem excitar algumas freqüências naturais do sistema. Quando o careado se apresenta no diâmetro primitivo o engrenamento pode provocar além dos impactos, modulações em freqüência de curta duração, que aumentam em número à medida que a severidade do defeito aumenta.

Os sinais médios e residuais obtidos para uma engrenagem com dez dentes careados são mostrados nas Figuras 5.12 e 5.13.

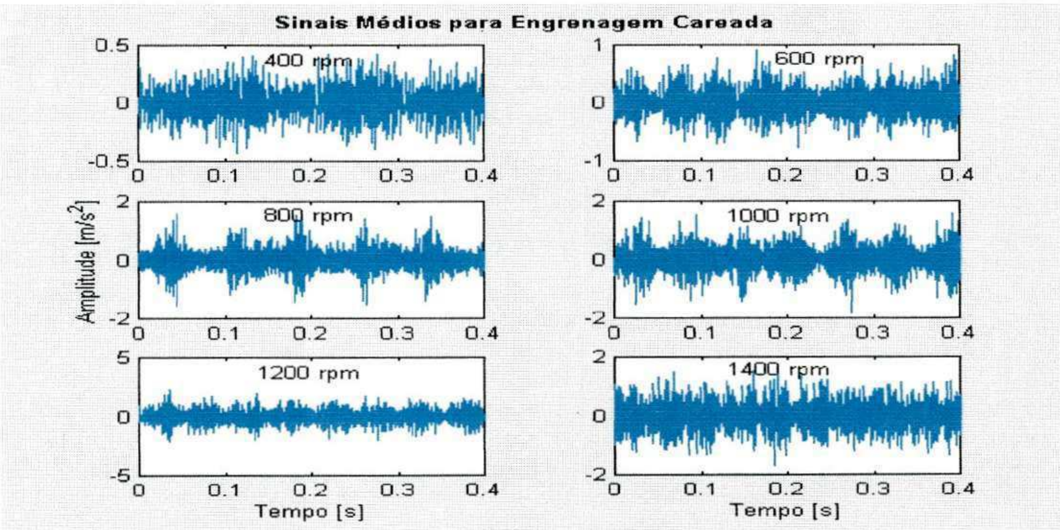



Figura 5.12 – Sinais médios para engrenagem careada.

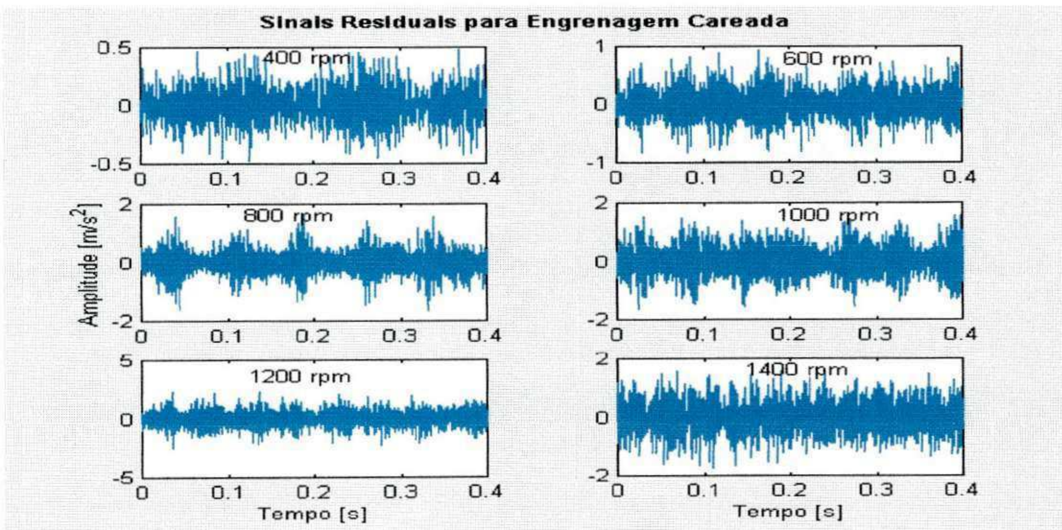



Figura 5.13 – Sinais residuais para engrenagem careada.

As Tabelas 5.5 e 5.6 apresentam o comportamento dos indicadores para este tipo de defeito, conforme pode ser melhor avaliado pelos gráficos das Figuras 5.14 e 5.15.

Tabela 5.5 – Indicadores para o sinal médio da engrenagem careada.

| Sinal Médio | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Rotação [RPM]** | **RMS** | **Kurtose** | **FC** | **FK** | **FMO** | **FM4** |
| 400 | 0.13 | 3.17 | 2.97 | 0.41 | 10.84 | 3.21 |
| 600 | 0.23 | 3.35 | 3.07 | 0.77 | 7.79 | 3.41 |
| 800 | 0.35 | 4.95 | 3.75 | 1.79 | 5.02 | 5.10 |
| 1000 | 0.43 | 3.54 | 3.18 | 1.58 | 3.15 | 3.75 |
| 1200 | 0.57 | 3.57 | 3.14 | 2.05 | 17.73 | 3.53 |
| 1400 | 0.45 | 3.14 | 2.90 | 1.43 | 10.89 | 3.15 |

Tabela 5.6 – Indicadores para o sinal residual da engrenagem careada.

| Sinal Residual | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Rotação [RPM]** | **RMS** | **Kurtose** | **FC** | **FK** | **FMO** | **FM4** |
| 400 | 0.15 | 3.27 | 3.00 | 0.48 | 7.85 | 3.28 |
| 600 | 0.25 | 3.28 | 3.05 | 0.84 | 4.73 | 3.29 |
| 800 | 0.40 | 4.27 | 3.52 | 1.70 | 3.12 | 4.47 |
| 1000 | 0.50 | 3.18 | 2.94 | 1.58 | 2.49 | 3.38 |
| 1200 | 0.55 | 3.29 | 3.08 | 2.17 | 5.22 | 3.37 |
| 1400 | 0.52 | 3.02 | 2.88 | 1.58 | 2.44 | 3.03 |

A Figura 5.14a mostra o desempenho do valor RMS nas diversas rotações para os sinais médios e residuais. Verifica-se a partir desta figura e Tabelas 5.5 e 5.6 que os valores RMS para o sinal residual se mostram superior para todas as rotações testadas. O fato de dez dentes apresentarem este mesmo defeito deu à engrenagem um aspecto de defeito distribuído.

A Figura 5.14b e as Tabelas 5.5 e 5.6, mostram os valores de Kurtose para os sinais médios e residuais, onde se verifica que embora o sinal residual apresente valores de Kurtose inferiores ao sinal médio, ambos possibilitam a detecção da falha na engrenagem.

Seguindo o raciocínio de que o careamento dos dez dentes tende a uma falha do tipo distribuída o valor de Kurtose conforme Figura 5.14b, embora mostre a presença do defeito (valor de Kurtose maior que 3), tem uma tendência a cair com o aumento da rotação, ou seja, caracterizando uma falha do tipo distribuída.

A Figura 5.14c mostra o comportamento do Fator de Crista para os sinais médios e residuais. Percebe-se a partir dele e dos valores contidos nas tabelas 5.5 e 5.6 que o desempenho do Fator de Crista para os sinais residuais é inferior àqueles do sinal médio. Porém em ambos se percebe a capacidade de identificar impactos no sinal, observando especialmente para as rotações de 600 e 800 rpm.

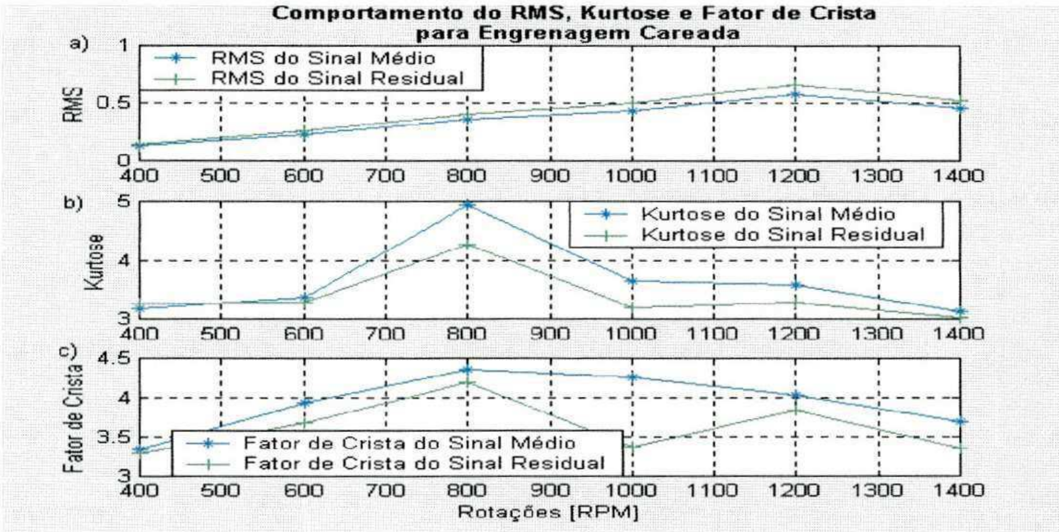



Figura 5.14 – RMS, Kurtose e Fator de Crista para os sinais médios e residuais da engrenagem careada.

A Figura 5.15 ilustra o Fator K, FM4 e FMO em função das rotações.

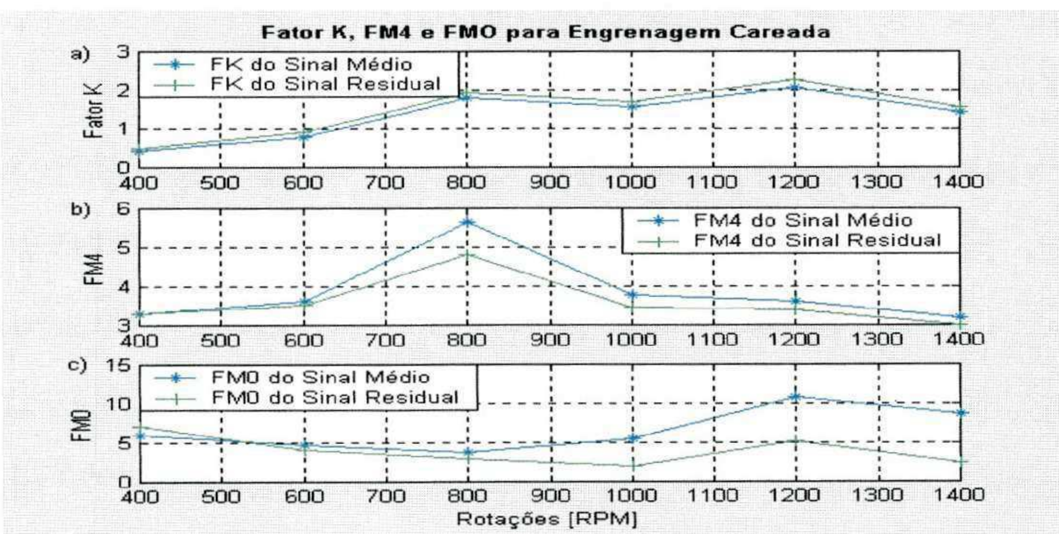



Figura 5.15 – Fator K, FM4 e FMO para os sinais médios e residuais da engrenagem careada.

O Fator K, conforme mostrado na Figura 5.15a, possui uma tendência parecida com o valor RMS, ou seja, acompanha os valores de amplitude para cada rotação, exceto para a rotação 1000 rpm. Este fato deve está relacionado com o baixo valor de Kurtose nesta rotação.

Os valores FM4 são mostrados na Figura 5.15b e Tabelas 5.5 e 5.6 para os sinais médios e residuais. Estes apresentam um comportamento parecido ao longo da escala de rotação e capazes de identificar defeito na engrenagem, embora os valores FM4 para o sinal médio se mostram mais sensíveis à detecção da falha de careado. Este indicador vem corroborar a conclusão obtida pelo indicador Kurtose para a rotação de 800 rpm e mostra também o que foi comentado com relação ao FMO para esta mesma rotação.

Quanto ao valor FMO mostrado na Figura 5.15c, embora tenha definição matemática parecida com o Fator de Crista estes apresentam um comportamento inverso, conforme mostra as Figuras 5.14c e 5.15c e as Tabelas 5.5 e 5.6.

Analisando de forma geral os indicadores aqui mostrados, verifica-se que as curvas para o sinal da engrenagem com defeito do tipo careado, para os sinais médios e residuais estão mais próximos entre si que quando comparadas com o caso da engrenagem banguela. Mas para os indicadores RMS e Fator K os sinais residuais se mostram ainda melhores indicadores que os sinais médios. Para os indicadores Kurtose e FM4, ambos indicam defeito no sistema e em condição mais grave que para engrenagem com defeito do tipo banguela, visto que estes valores de Kurtose estão maiores que aqueles e, portanto, mostrando uma maior distorção em relação à Gaussiana com distribuição normal, tomada como referência. Vale salientar que o indicador FM4 se mostra mais sensível à falha que o valor de Kurtose para todas as rotações.

Considerando o sistema engrenado sujeito às diversas condições testadas anteriormente, conforme ilustrado na Figura 5.16, pode-se chegar a algumas conclusões:

- Os indicadores RMS e Fator K calculados sobre o sinal residual podem fornecer indicadores com maior desempenho que os calculados sobre o sinal médio convencional;

- O indicador FMO com definição matemática semelhante ao indicador Fator de Crista, se apresentou para todos os tipos de defeitos com valores maiores, porém o que interessa neste indicador não são apenas os valores absolutos observados e sim a evolução destes.

- Os indicadores FM4 e Kurtose embora possuam formulação matemática idêntica, os valores de FM4 se sobressaem em relação à Kurtose, tanto para o sinal médio quanto para o sinal residual. Isto então sugere a definição de um novo indicador para engrenagem, dado por: FKE=RMS*FM4.

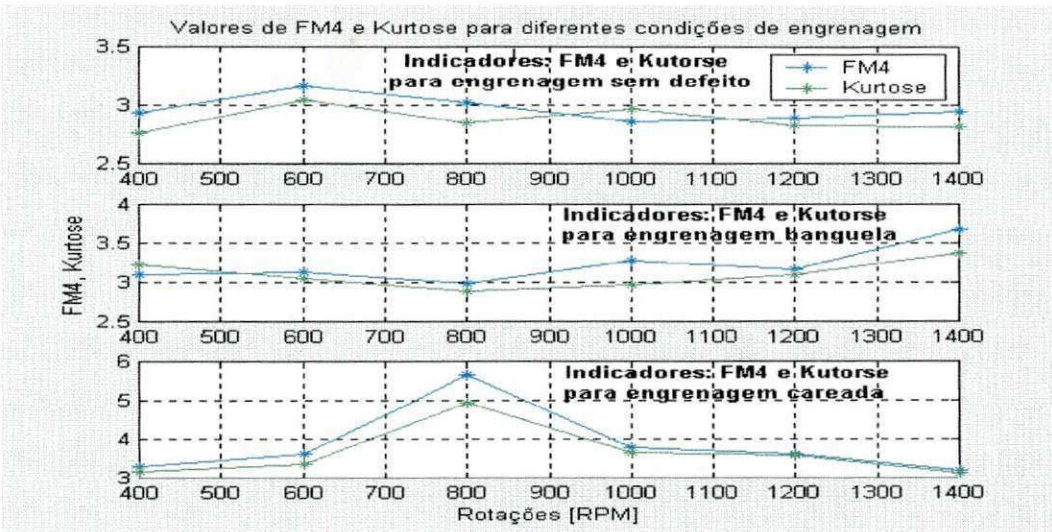



Figura 5.16 – Resumo dos Valores FM4 e Kurtose para diferentes condições de engrenagem.

O desempenho do Fator KE em relação ao Fator K convencional e o valor RMS para as três condições das engrenagens são mostrados na Figura 5.17. Observa-se com clareza que o desempenho do Fator KE supera para quase todos os casos de rotação e em todos os casos de defeito, o Fator K e RMS, que se mostraram os melhores indicadores na análise anterior.

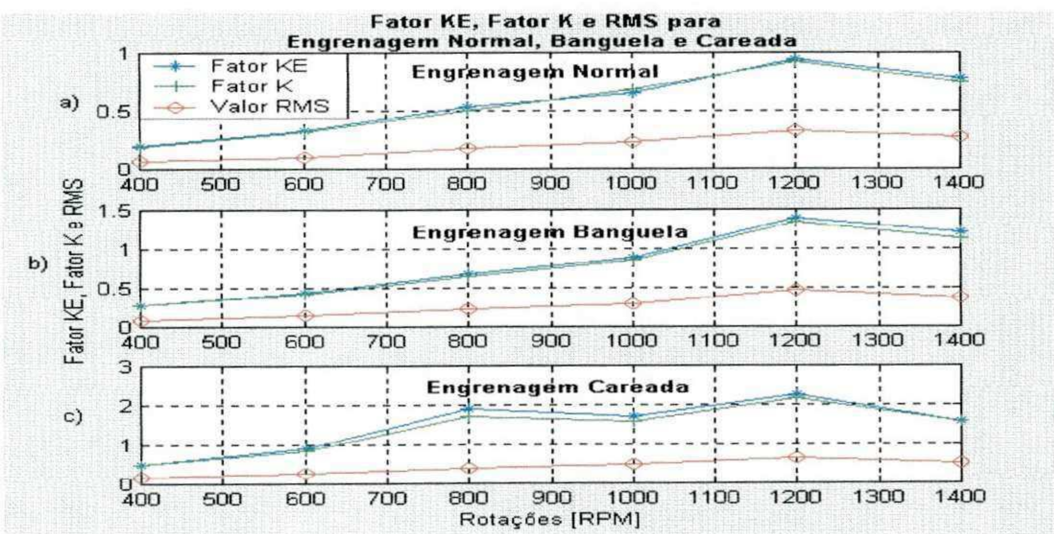



Figura 5.17 – Fator KE, FK e RMS para engrenagens normal (a), banguela (b) e careada (c).

Portanto, FKE é um indicador que deve ser avaliado com mais atenção para outras condições de defeitos, já que para os defeitos de engrenagem banguela e careada este se mostrou capaz de detectar falhas. A Figura 5.18 reforça esta tese, mostrando que o FKE é capaz de classificar o defeito, para as três condições de engrenagem testadas neste trabalho.

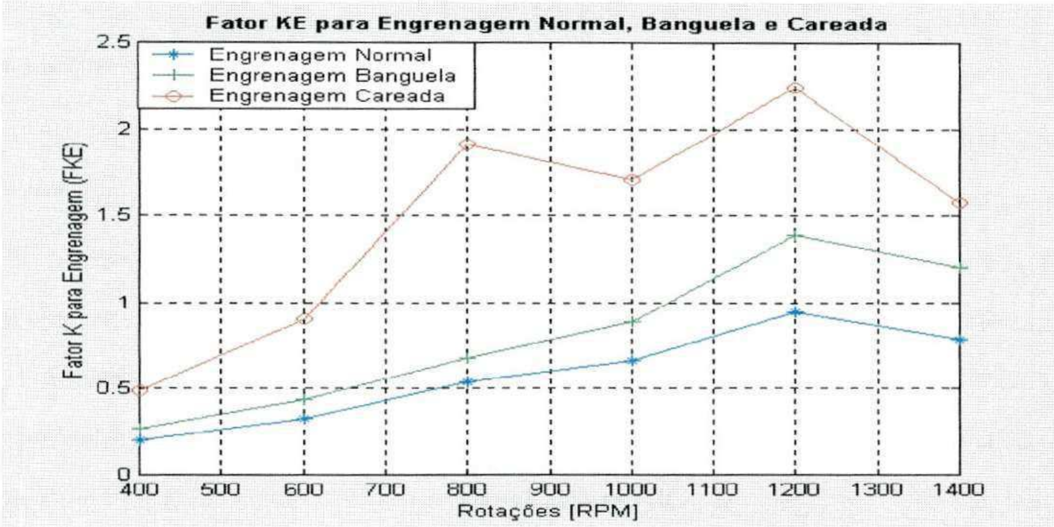



Figura 5.18 – FKE para três condições de defeito em engrenagem.

## 5.4 Análise no Domínio da Freqüência

A análise dos sinais no domínio do tempo em termos de indicadores são atualmente bastante usadas, principalmente nas linhas de pesquisas que contemplam a automação de diagnósticos de falhas. Porém estes indicadores apenas constatam a presença de falhas. Para uma análise mais precisa se técnicas mais apurada afim de que se tenha um diagnóstico mais preciso sobre o defeito. Entre a gama de outras técnicas que podem ser usadas na elaboração deste diagnóstico a mais simples se constitui no Espectro de Fourier. Embora está técnica encontre maior dificuldade de implementação quando comparado com as técnicas no domínio do tempo, uma análise no domínio frequencial além de indicar a existência de falhas, ela permite quase sempre a localização e quantificação do defeito (Souto, 2001).

Diante disto passa-se neste trabalho a analisar os Espectros FFT dos sinais experimentais com o objetivo de identificar as principais componentes de freqüências dos sistemas engrenados sujeito às falhas discutidas anteriormente. Ainda fará parte deste objetivo a avaliação do desempenho do espectro usando a definição de sinal residual.

Os espectros obtidos foram calculados através do algoritmo FFT no ambiente de programação Matlab. A sintaxe do comando é *fft (s)*, onde *s* é o sinal no tempo.

### 5.4.1 Análise espectral para engrenagem normal

Quando se estabelece uma análise comparativa, em relação aos sinais no tempo, verifica-se a superioridade das informações contidas nos espectros, como a distribuição do conteúdo energético e componentes relacionadas à frequência de engrenamento, seus harmônicos e pequenas modulações, conforme previsto pelos modelos analisados no capítulo 3. Os valores destas componentes podem ser melhor resumidas na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Freqüências de rotação e de engrenamento

| **Rotação → [rpm]** | **400** | **600** | **800** | **1000** | **1200** | **1400** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Fr [Hz]** | 6.7 | 10 | 13.3 | 16.7 | 20 | 23.3 |
| **Feng. 1 [Hz]** | 206.7 | 310 | 413.3 | 515.7 | 620 | 723.3 |
| **Feng. 2 [Hz]** | 50.1 | 90.2 | 120.3 | 150.3 | 180.4 | 210.4 |

A Figura 5.19 mostra os espectros obtidos de sinais de engrenagem normal aquisitados numa faixa útil de 0 a 2 kHz, onde visualiza-se várias componentes importantes relacionadas com as freqüências de rotação (Fr), de engrenamento (Feng) e suas harmônicas ou múltiplos associados (2xFeng, 3xFeng, etc.).

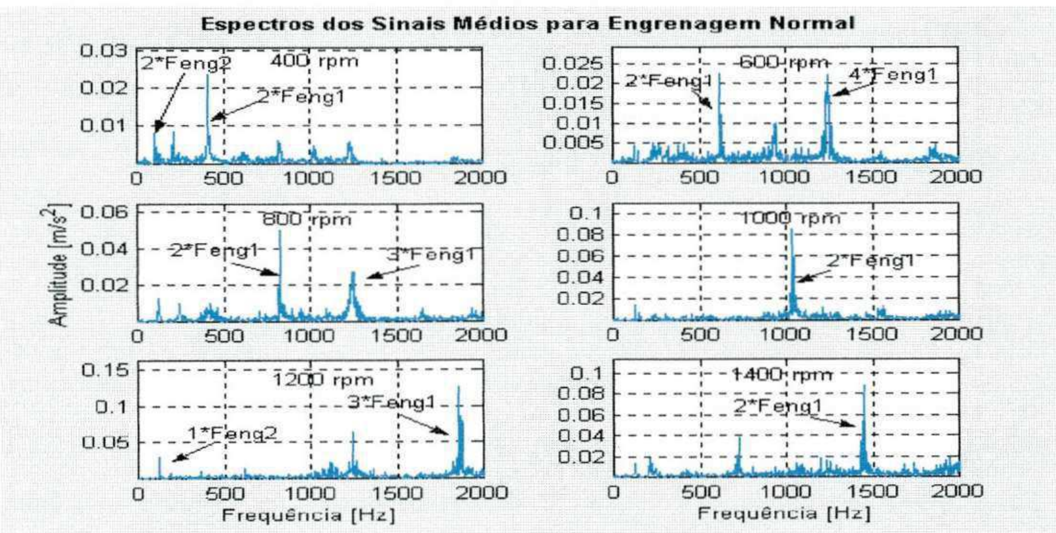



Figura 5.19 – Espectros dos sinais para engrenagem normal.

Para uma análise no domínio da freqüência mais detalhada, pode-se aplicar "zooms" digitais, conforme discussões adiante, ou então por valores de alarmes sobre algumas componentes ou faixas de freqüência.

A Figura 5.20 mostra o desempenho dos valores RMS para os espectros de referência (normal) mostrados na Figura 5.19.

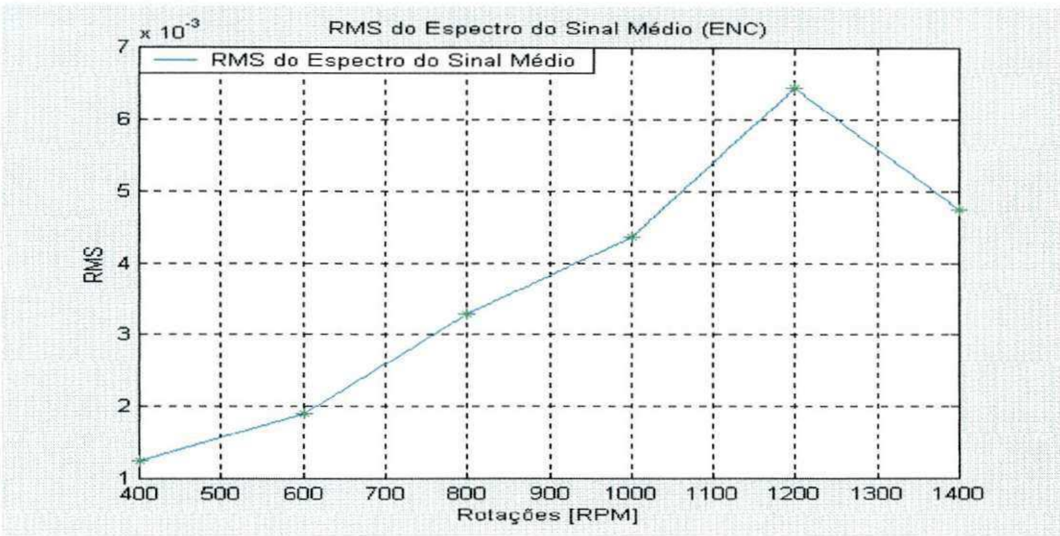



Figura 5.20 – Valor RMS para os sinais médios da engrenagem normal.

O que se verifica neste gráfico é um comportamento parecido com o valor RMS obtido no domínio do tempo, justificado baseando-se no Teorema de Parceval (Proakis, 1996) apud (Padovese, 2002), que defende a conservação de energia total do sinal entre os domínios temporal e frequencial.

A utilização do valor RMS do espectro é também um indicador bastante usado pelas indústrias, sendo ele objeto de normas nacionais e internacionais, a exemplo da ABNT-NBR 10082/1987, ISO-10816-1/1995 e ISO-2372/1974, conforme Padovese (2002).

### 5.4.2 Análise espectral para engrenagem banguela

As Figuras 5.21 e 5.22 mostram os espectros dos sinais (médios e residuais) aquisitados da engrenagem com defeito do tipo dente banguela para as diversas velocidades de rotação adotadas. Os gráficos mostram que os espectros dos sinais residuais são mais legíveis na identificação das principais componentes de freqüência que os sinais médios. As principais freqüências que constituem o sinal são as freqüências de engrenamento e suas harmônicas, conforme valores numéricos, da Tabela 5.7. A fim de comparar o espectro do sinal residual com o espectro do sinal médio foram calculados os valores RMS do espectro de cada sinal em particular. A escolha deste indicador se deve ao fato de que este indicador fisicamente representa a energia contida no espectro e matematicamente igual a área abaixo dele. Conforme pode ser visto a partir da Figura 5.23, os espectros dos sinais residuais apresentam maior conteúdo energético para todas as rotações consideradas, levando a concluir que no espectro do sinal residual as componentes do sinal podem ser mais facilmente identificadas.

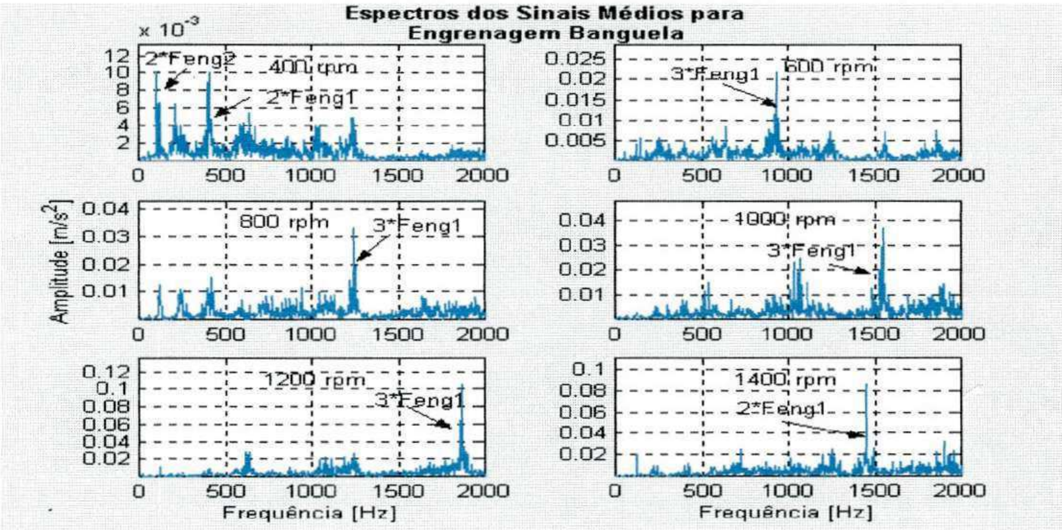



Figura 5.21 – Espectros dos sinais médios para engrenagem banguela.

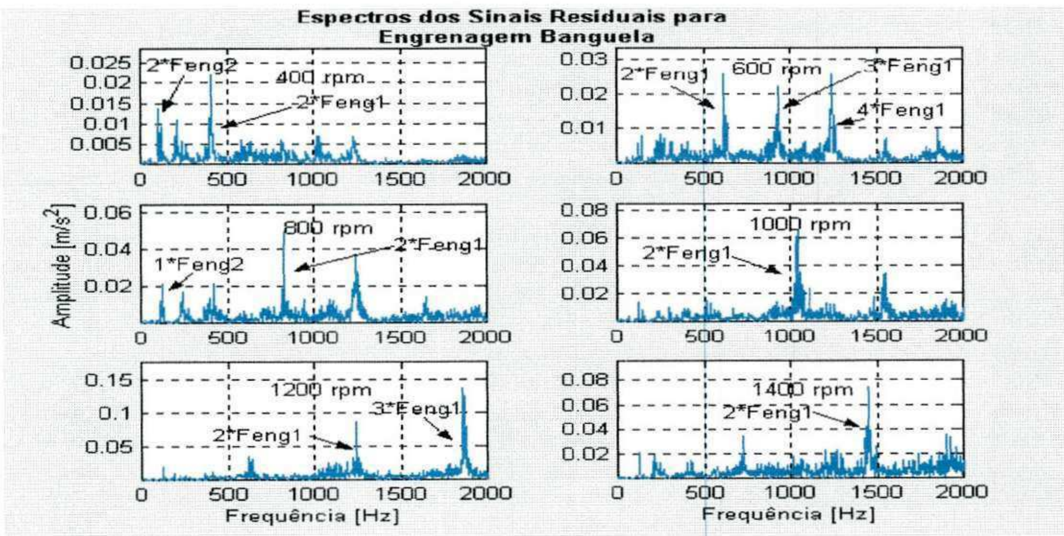



Figura 5.22 – Espectros dos sinais residuais para engrenagem banguela.

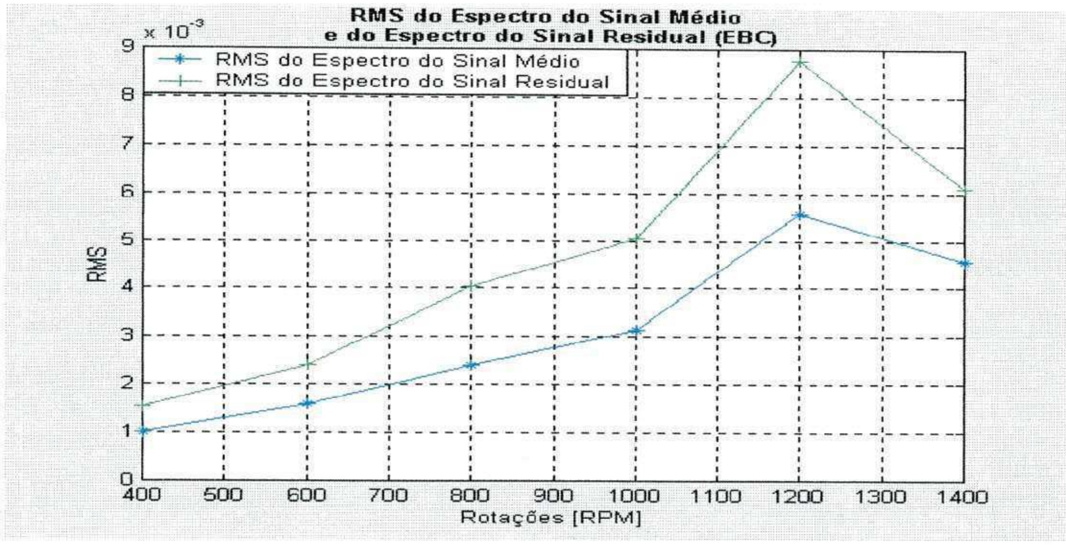



Figura 5.23 – RMS dos espectros dos sinais médios e residuais para engrenagem banguela.

Conforme mostra a Figura 5.23 o desempenho dos valores RMS para o sinal residual se mostra semelhante ao mesmo indicador calculado sobre o sinal residual no domínio do tempo, ou seja, acompanha os níveis de amplitude do sinal para cada rotação, e, além disso, também se mostra melhor que o valor RMS sobre o espectro do sinal médio. Isso vem mostrar que este indicador pode ser usado para qualquer dos domínios com eficiência.

### 5.4.3 Análise espectral para engrenagem careada

As Figuras 5.24 e 5.25 mostram os espectros calculados sobre os sinais médios e residuais, para várias condições testadas de uma engrenagem com defeito do tipo careado ao longo de dez dentes consecutivos. O conjunto de freqüências relacionadas à frequência de engrenamento e seus harmônicos já foram apresentados na Tabela 5.7 e podem ser facilmente identificados nos espectros. Ao comparar os espectros dos sinais médios com os espectros dos sinais residuais percebe-se que algumas componentes de freqüência que no espectro do sinal médio quase não apareciam foram realçadas no espectro do sinal residual, mostrando uma vantagem visual do espectro. Para este defeito, no entanto, percebe-se que o espectro é mais denso em componentes que o defeito de engrenagem do tipo banguela, isso devido à presença de irregularidades mais extensivas ao longo do dentado.

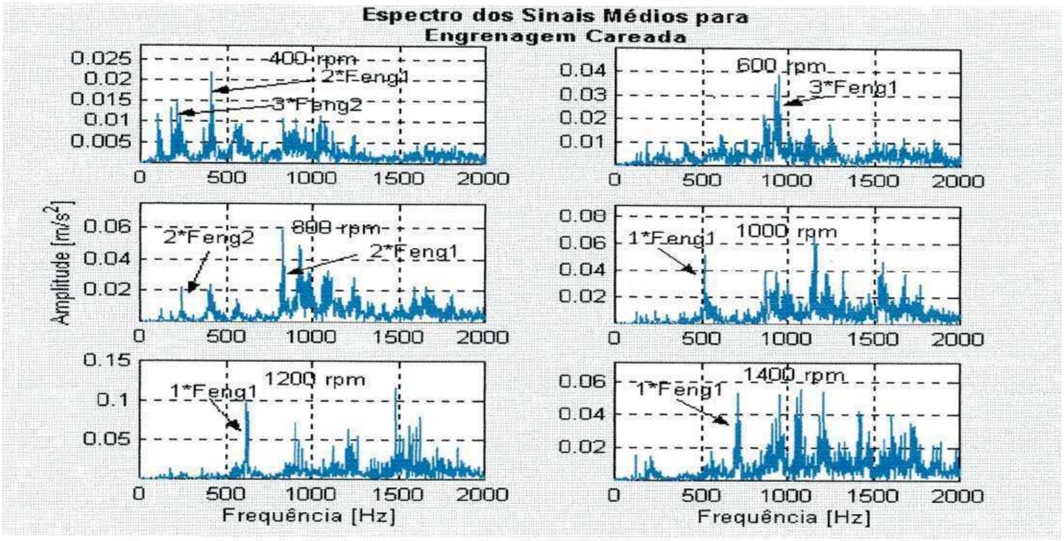



Figura 5.24 – Espectros dos sinais médios para engrenagem careada.

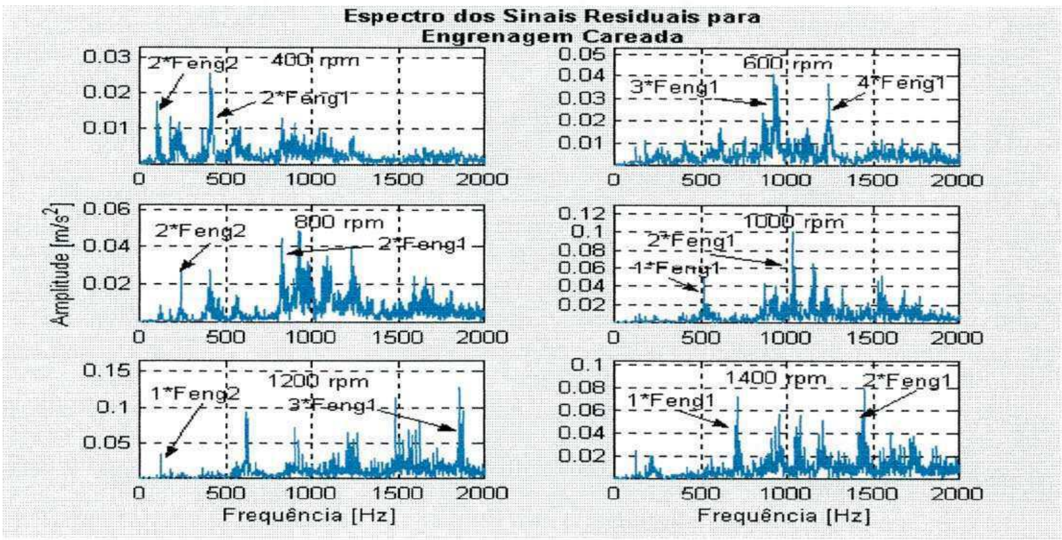



Figura 5.25 – Espectros dos sinais residuais para engrenagem careada.

A Figura 5.26 mostra os valores RMS dos espectros dos sinais médios e residuais. Verifica-se que os níveis de energia para a engrenagem careada são maiores que aqueles para engrenagem banguela, isso pode ser visto quando comparado os espectros para ambos os defeitos nas Figuras 5.25 e 5.22. Percebe-se ainda que a engrenagem careada provoca aumento dos níveis de amplitude que não são apenas harmônicas da freqüência de engrenamento conforme foi previsto na análise no domínio do tempo para os indicadores

Fator de Crista e FMO. Por outro lado, percebe-se que para a engrenagem banguela o seu conteúdo energético está mais concentrado nas freqüências de engrenamento e suas harmônicas.

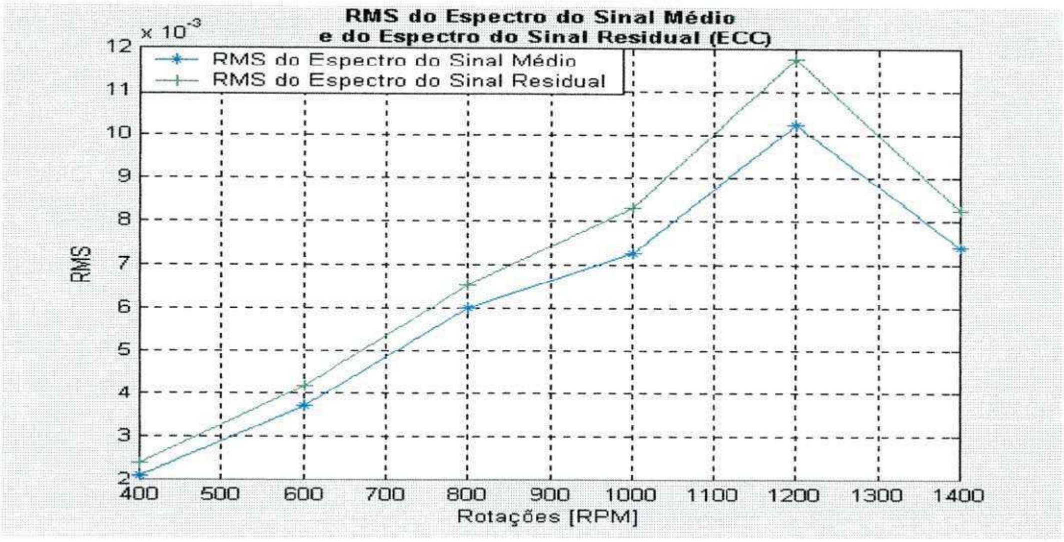



Figura 5.26 – RMS do espectro dos sinais médios e residuais para engrenagem careada.

Como pode ser observado na Figura 5.26, os valores RMS sobre o espectro do sinal residual para cada rotação se mostram mais altos que para o espectro do sinal médio, e mais uma vez se sobressai com relação a este.

Os espectros apresentados nas figuras relacionadas aos defeitos do tipo banguela e careado apresentam informações bem mais abundantes que uma análise puramente temporal. Neles podem ser encontrados algumas componentes de freqüências, tais como freqüências de engrenamento e seus harmônicos associados, modulações em amplitude provocadas pela freqüência de rotação na freqüência de engrenamento e suas harmônicas.

## 5.5 Análise Conjunta Tempo-Freqüência

Na análise conjunta tempo-freqüência desenvolvido neste tópico, serão discutidos e analisados os mapas STFT e PWVD para o sinal tomado à rotação de 800 rpm. A escolha destes sinais a esta rotação se deve ao fato de que eles mostraram, mais pronunciadamente, as características dinâmicas do sinal de vibração para as três condições de engrenagem testadas.

Discussões sobre o fato de que a engrenagem com defeito banguela tende a excitar mais as freqüências relacionadas à freqüência de engrenamento e de que a engrenagem careada tem comportamento contrário, serão retomadas nesta análise afim de que as conclusões obtidas para aquelas análises, sejam agora realçadas. Neste tópico serão avaliados para as condições de engrenagem banguela e careada se os sinais residuais oferecem melhores vantagens que os sinais médios, no cálculo das representações STFT e PWVD. Ao final da análise, os sinais que oferecem melhorias à técnica das representações tempo-frequência será usado na análise dos sinais para as duas condições. Os mapas para o sinal da engrenagem normal serão calculados para o sinal médio, visto ser ele próprio o sinal de referência. A Tabela 5.8 mostra as freqüências que serão úteis para a análise do sinal, com as seguintes abreviações:

- FRE: Freqüência de Rotação do eixo de Entrada;
- FRI: Freqüência de Rotação do eixo Intermediário;
- FRS: Freqüência de Rotação do eixo de Saída;
- Feng1:Freqüência de engrenamento da primeira redução;
- Feng2:Freqüência de engrenamento da segunda redução

Tabela 5.8 – Freqüências de rotação e de engrenamento para o redutor a 800 rpm

| | **Freqüências a 800 rpm** | |
|---|---|---|
| | **RPM** | **Hz** |
| **FRE** | 800 | 13.3 |
| **FRI** | 451 | 7.5 |
| **FRS** | 126.6 | 2.1 |
| **Feng1** | 2480 | 413.3 |
| **Feng2** | 7215 | 120.3 |

Os mapas foram calculados usando o ambiente Matlab, onde no cálculo do Espectrograma (STFT) foi implementado adotando um algoritmo da própria linguagem de programação, que tem a seguinte sintaxe: ***[SPEC,F,T]=specgram (a,b,c,d)***, onde ***SPEC*** é o Espectrograma do sinal, ***F***, é eixo de freqüência do mapa, ***T*** é o eixo de tempo do mapa, ***a*** é o sinal, ***b*** é o número de pontos por fatia, ***c*** é a freqüência de amostragem do sinal e ***d*** é a janela de ponderação. O número de pontos por fatia adotado neste trabalho foi de 64 pontos, a freqüência de amostragem é de 5120 Hz, o que corresponde a uma resolução em freqüência de 80 Hz, e a janela de ponderação, apôs alguns testes, a que ofereceu melhores resultados foi a ***Kaiser*** de comprimento igual a ***b***. O cálculo da distribuição Pseudo Wigner-Ville (PWVD) foi feita baseado no algoritmo desenvolvido por Boashash, (1992) e implementado no ambiente Matlab por Silva (1999). Esta distribuição, assim como o Espectrograma, tem tamanho de janela no tempo de 64 pontos e o eixo de freqüência de ambos os mapas aparece como unidades da freqüência de engrenamento, visando facilitar a localização desta freqüência e suas harmônicas para cada sinal. Para facilidade de escrita e espaço do texto será adotada a abreviação SMEB e SREB, para significar Sinal Médio da Engrenagem Banguela e Sinal Residual da Engrenagem Banguela, respectivamente.

### 5.5.1 Análise conjunta tempo-freqüência para engrenagem normal

As Figuras 5.27 e 5.28 mostram os mapas STFT e PWVD para a engrenagem normal à rotação de 800 rpm, calculados sobre o sinal médio. Como o sinal para engrenagem normal é o sinal referência para cálculo do sinal residual, que será usado na análise para a engrenagem banguela e careada, as discussões deste tópico se limitarão à análise do sinal médio usando os métodos tempo-freqüência STFT e PWVD.

Observando os mapas tempo-freqüência verifica-se visualmente que o mapa STFT apresenta, para as componentes de freqüência, linhas ao longo do eixo do tempo mais grossas. Isso evidencia uma desvantagem dos mapas STFT em relação aos mapas PWVD que é a menor resolução em freqüência. A ausência de uma boa resolução neste caso pode dificultar a análise, levando a possíveis erros de análise.

A resolução nos mapas STFT e PWVD é obtida a partir do volume do sinal para um determinado tempo, ou seja, o número de pontos que conterá cada fatia em torno de uma posição instantânea. Para os mapas usados neste trabalho foram tomados 64 pontos por fatia do sinal. A resolução no tempo corresponde exatamente ao número de pontos da fatia pela freqüência de amostragem do sinal, isto é, 64/5120, portanto 0,0125 s. Já a resolução em freqüência muda de uma representação para outra, pois para o STFT o sinal é dividido nas fatias ao longo do sinal do tempo, e para cada fatia é calculado o espectro via algoritmo FFT, isso resulta para o mapa uma resolução dada pelo inverso do tempo da fatia, 1/0.0125 que é igual a 80 Hz. Para a representação PWVD o espectro instantâneo é tomado pela FFT da função de autocorrelação que para um sinal local de 64 pontos gera uma função de autocorrelação com o dobro dos pontos, 128 pontos para uma mesma janela no tempo. Logo a resolução em freqüência vale 1/(128/5120), que é igual a 40 Hz, portanto a metade da resolução em freqüência das representações STFT.

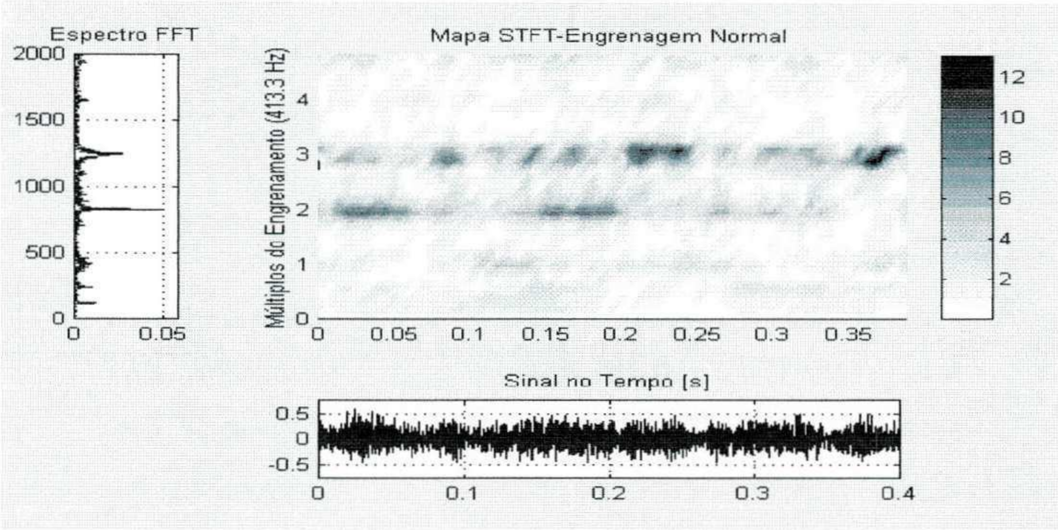



Figura 5.27 – Mapa STFT para engrenagem normal a 800 rpm.

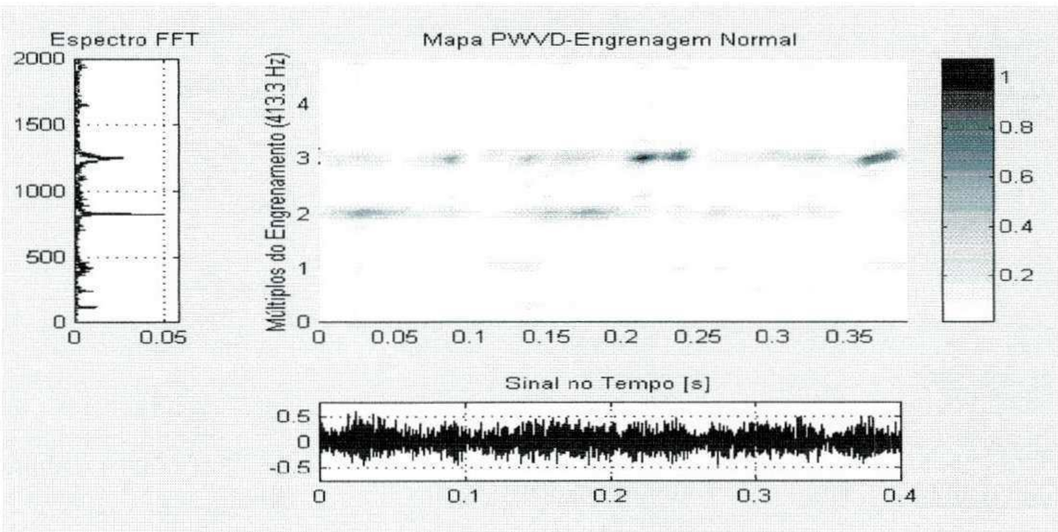



Figura 5.28 – Mapa PWVD para engrenagem normal a 800 rpm.

Analisando ainda as figuras 5.27 e 5.28, fica claro que a representação PWVD se apresenta mais "limpa" em relação à representação STFT. Este fato pode ser justificado pelo fato de que os mapas tempo-freqüência para STFT é calculado usando o algoritmo FFT direto sobre o sinal, enquanto que os mapas PWVD é calculado usando a definição de densidade espectral de potência que normalmente se apresenta menos sensível aos ruídos e, portanto, mostra um mapa mais limpo da distribuição de energia do sinal.

Estabelecendo um comparativo dos sinais medidos experimentalmente com os sinais simulados para engrenagem normal, verifica-se que em ambos os casos, observa-se a presença de freqüências de engrenamento e de seus harmônicos. Percebe-se ainda a ausência de freqüências relacionadas à rotação para o caso experimental, devido ao fato das rotações dos eixos serem relativamente baixas em relação a faixa de freqüência adotada, conforme pode ser visualizado na Figura 5.29, onde é mostrado o mapa tempo-frequência PWVD ampliado.

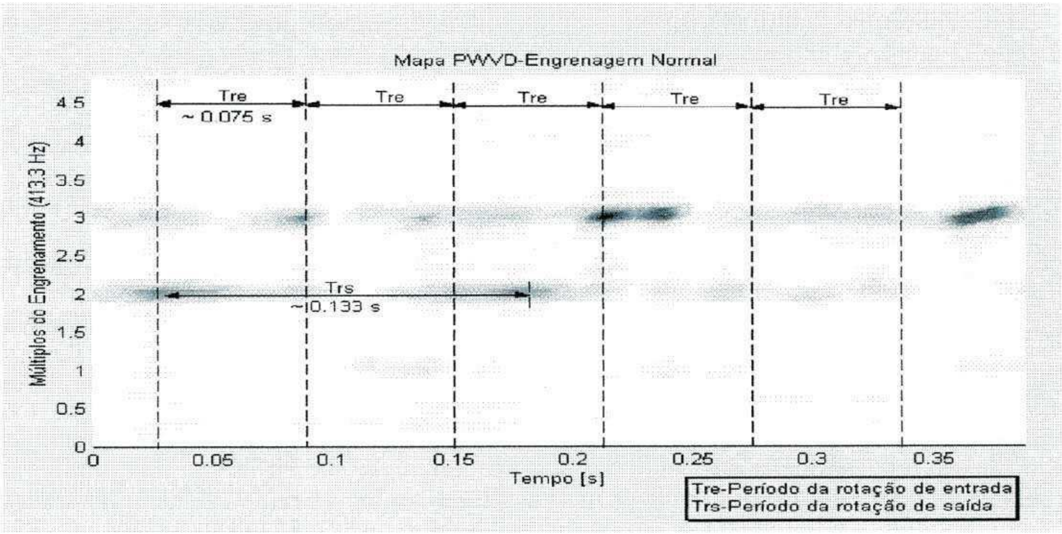



Figura 5.29 - Mapa PWVD ampliado da Figura 5.28 para engrenagem normal a 800 rpm.

Fazendo uma análise geral do mapa da Figura 5.29, visualmente percebe-se que a energia do sinal se encontra mais localizada na primeira e segunda harmônica da frequência de engrenamento. Visualizam-se alguns "spots" de energia espaçados no tempo de um intervalo, cujo inverso corresponde à freqüência de rotação do eixo de entrada (1/Tre=13.3 Hz).

Analogamente, percebe-se que na primeira harmônica da freqüência de engrenamento do pinhão de entrada ocorre modulação numa freqüência correspondente à rotação do eixo de saída do sistema engrenado (1/Trs=7.5 Hz), representada através de dois "spots" de energia igualmente espaçados.

Tentando melhor entender os fenômenos descritos acima, recorre-se ao espectro obtido da Figura 5.28, agora expandido na forma de "zoom" em torno das freqüências correspondentes a primeira e segunda harmônicas da freqüência de engrenamento (Figuras 5.30 e 5.31).

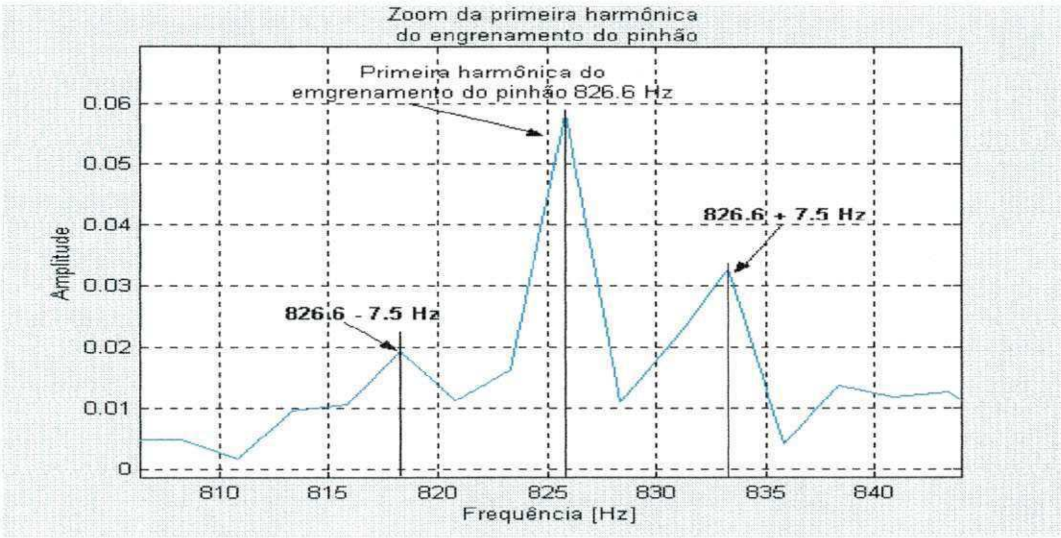



Figura 5.30 – "Zoom" da região contendo a primeira harmônica da freqüência de engrenamento do pinhão (826.6 Hz).

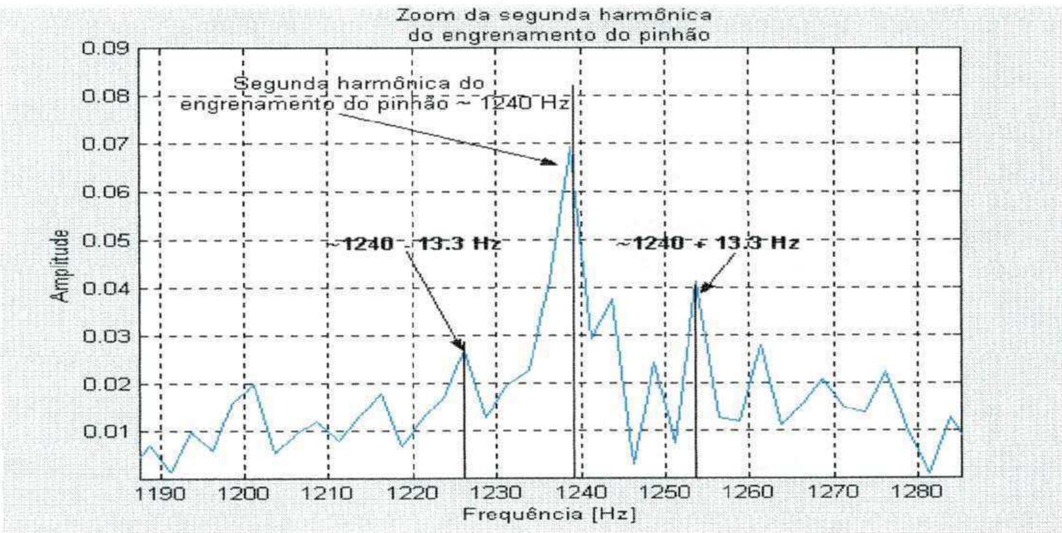



Figura 5.31 – "Zoom" da região contendo a segunda harmônica da freqüência de engrenamento do pinhão (1240 Hz).

Nota-se que as modulações relacionadas à primeira e segunda harmônicas da freqüência de engrenamento do pinhão, ilustradas nas Figuras 5.30 e 5.31, podem também ser vistas a partir dos "spots" de energia espaçados no mapa da Figura 5.29, o que reforça a tese de que as informações contidas no plano tempo-frequência são mais conclusivas do as obtidas na análise individual, nos domínios do tempo ou da freqüência.

### 5.5.2 Análise conjunta tempo-freqüência para engrenagem banguela

A fim de comparar entre o uso do sinal médio e o sinal residual no cálculo das representações tempo-freqüência serão usados quatro mapas. Dois deles para a o método do STFT e os outros dois para o método PWVD, conforme Figuras de 5.32 a 5.35.

O que se verifica observando o primeiro par de gráficos (Figuras 5.32 e 5.33) é que o mapa do STFT para o sinal residual permite uma melhor análise que para o sinal médio. Isto pode ser verificado observando que enquanto o mapa para o sinal médio mostra de forma mais clara apenas a segunda harmônica da freqüência de engrenamento (3xFeng), o sinal residual mostra as três harmônicas (1xFeng, 2xFeng e 3xFeng).

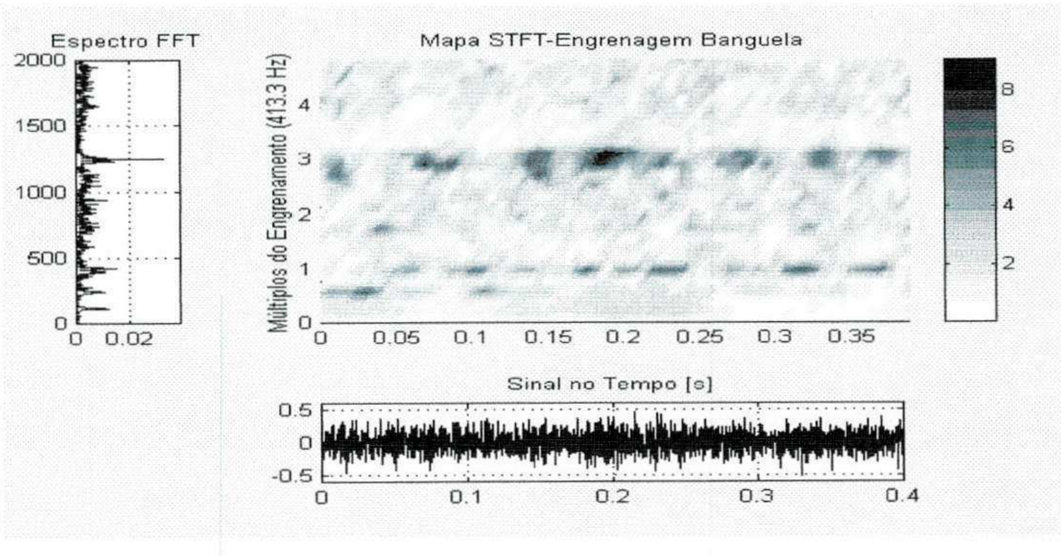



Figura 5.32 – Mapa STFT para o sinal médio da engrenagem banguela a 800 rpm.

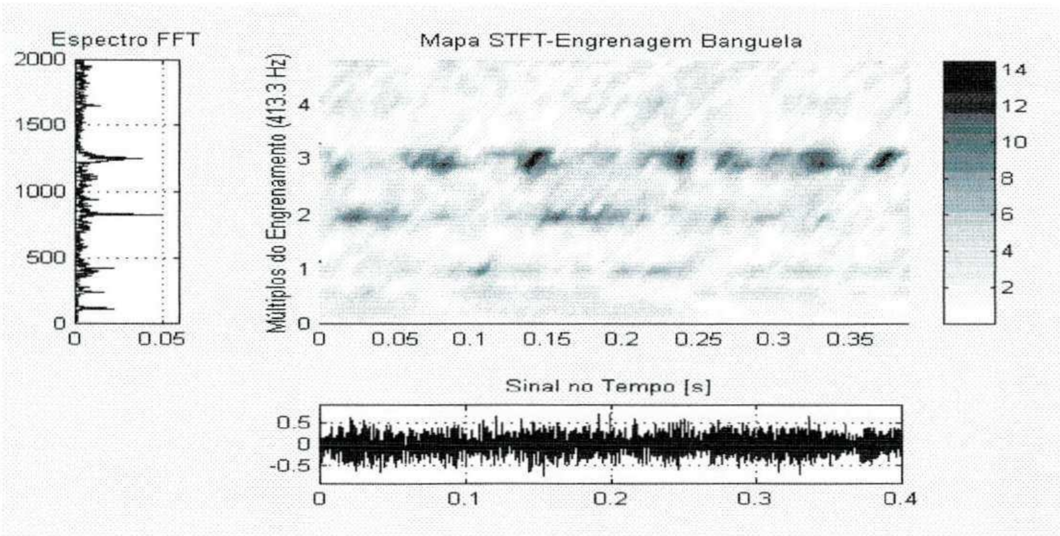



Figura 5.33 – Mapa STFT para o sinal residual da engrenagem banguela a 800 rpm.

Fazendo uma análise mais detalhada dos mapas das Figuras 5.32 e 5.33, pode ser observado que o mapa obtido a partir do sinal médio evidenciou mais as baixas freqüências que o mapa do sinal residual. Isso é notado para a freqüência de engrenamento no eixo de entrada (413.3 Hz) e a primeira harmônica da freqüência de engrenamento do eixo de saída (240.6 Hz). Por outro lado, o sinal residual evidenciou no mapa a primeira e segunda harmônica da freqüência de engrenamento da engrenagem defeituosa, 826.6 Hz e aproximadamente 1240 Hz, respectivamente.

Um comportamento idêntico pode ser observado para os dois mapas PWVD das Figuras 5.34 e 5.35, onde neste caso, consegue-se visualizar de forma mais nítida alguns contrastes que quase não aparecia nos mapas STFT. Já no caso dos mapas PWVD das Figuras 5.34 e 5.35, semelhante ao que se observa nos mapas STFT, o sinal residual atenuou a concentração de energia nas baixas freqüências e evidenciou as mais altas. O que se observa é que no cálculo da representação PWVD sobre o sinal residual, a energia ficou mais concentrada em torno da primeira e segunda harmônica da freqüência de engrenamento no eixo de entrada.

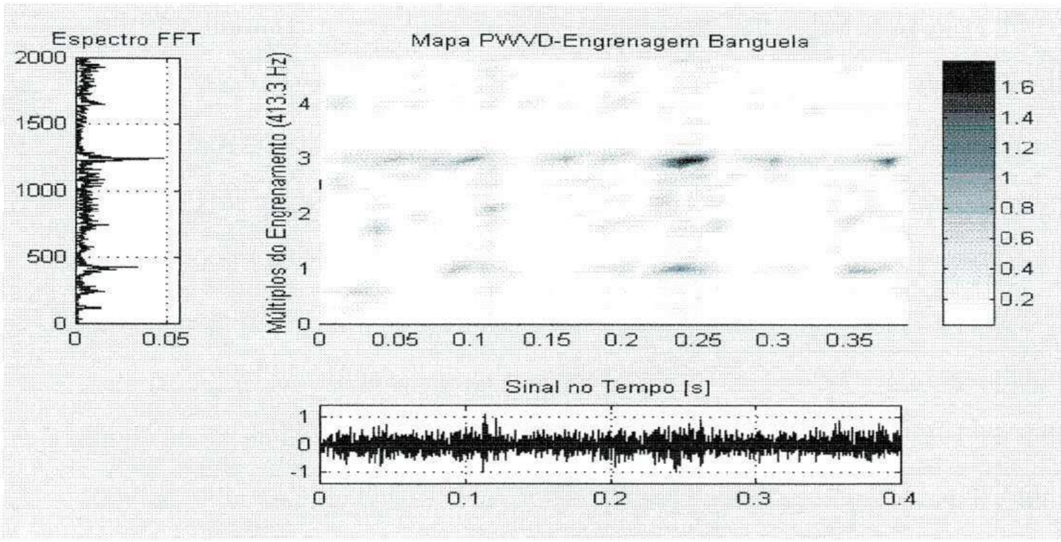



Figura 5.34 – Mapa PWVD para o sinal médio da engrenagem banguela a 800 rpm.

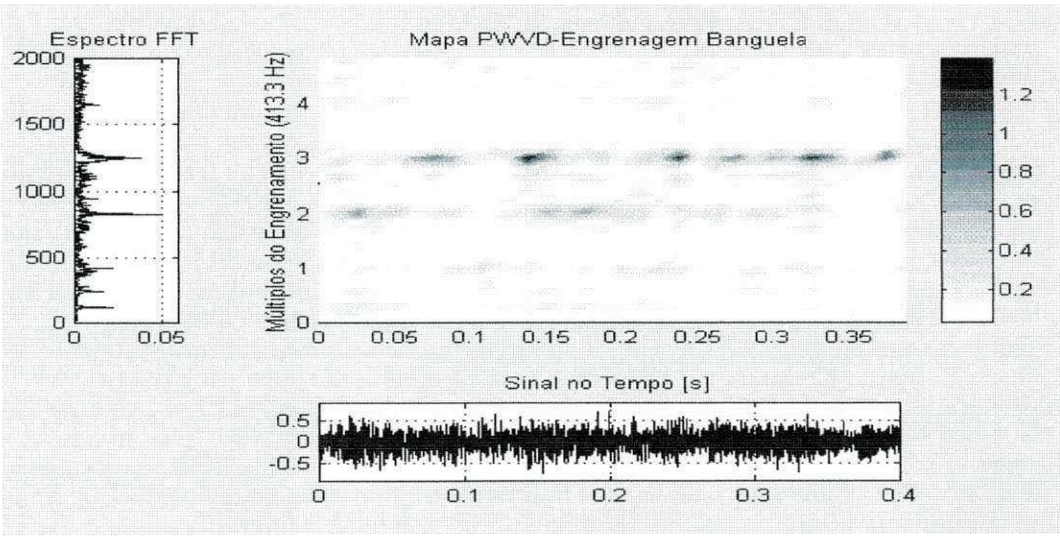



Figura 5.35 – Mapa PWVD para o sinal residual da engrenagem banguela a 800 rpm.

Realizando uma avaliação sobre os quatro mapas das Figuras 5.32 a 5.35, percebe-se para aqueles calculados a partir do sinal residual que, como esperado, o sinal residual tem a capacidade de uma pré-análise do sinal com defeito, pois evidencia aquelas componentes que são excitadas ou geradas pela assinatura da falha. Estabelecendo ainda uma avaliação dos mapas STFT e PWVD para o sinal residual, é notável que para representação PWVD o mapa se mostra mais fácil de análise que o mapa STFT pelo fato de ser menos contaminado pelo ruído do sinal e assim caracterizando mais as componentes relacionadas com o defeito.

Considerando que na maioria das condições testadas, ocorreram comportamento similar de superioridade do sinal residual em relação ao sinal médio, a análise a seguir será feita apenas com o mapa do sinal residual.

Uma expansão do mapa obtido da figura 5.35 é mostrada na Figura 5.36, onde nota-se claramente a presença de modulações em torno das freqüências de engrenamento do pinhão (413.3 Hz) e de sua segunda harmônica (1240 Hz). Evidencia-se ainda na freqüência de engrenamento do pinhão, modulações provocadas pela rotação do eixo de saída (1/Trs), enquanto que a sua segunda harmônica é modulada pela rotação do eixo de entrada (1/Tre), como mostra os intervalos de tempo indicados pelas setas no mapa.

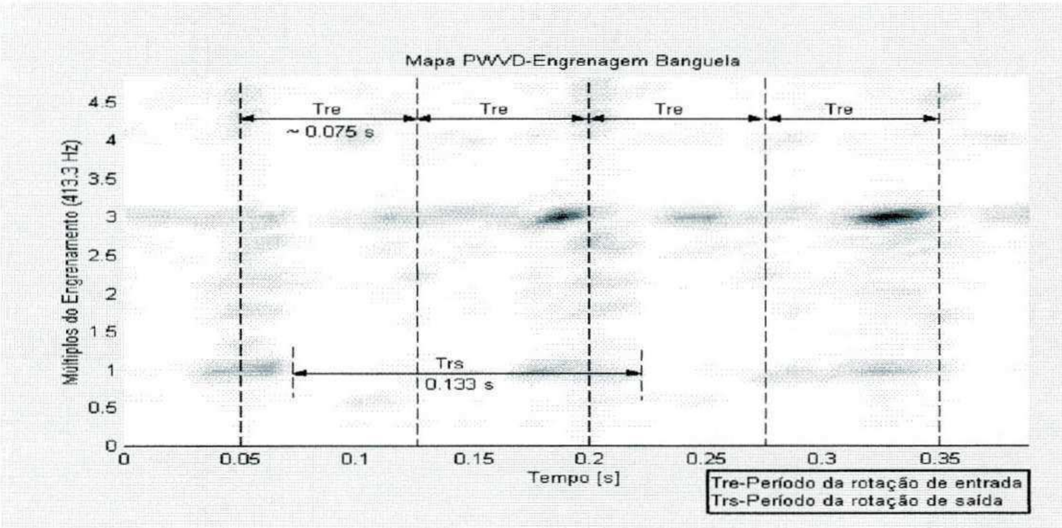



Figura 5.36 – Mapa PWVD ampliado da Figura 5.35, para o sinal residual da engrenagem banguela a 800 rpm.

Fazendo um comparativo dos sinais de engrenagem normal e banguela nota-se que com a introdução da falha o sinal mostrou uma maior concentração de energia provocada por modulações da freqüência de rotação do eixo de saída em torno das principais componentes de freqüências do sinal e bem menos modulações provocadas pela freqüência de rotação do eixo da engrenagem defeituosa. Era de se esperar que as modulações no sinal provocadas pelo defeito fossem relacionadas com a freqüência de rotação do pinhão com defeito e não modulações na freqüência de rotação do eixo de saída. Daí pode-se chegar a duas conclusões: Ou existe algum problema de montagem no redutor que supere os efeitos do defeito do tipo engrenagem banguela, ou o defeito devido à falta do dente, tende a atenuar as modulações relacionadas com a freqüência de rotação da engrenagem. Esta hipótese é ainda reforçada pelo fato de que a engrenagem com defeito é do tipo helicoidal, e sendo assim a transmissão de potência se dá através de vários dentes ao mesmo tempo, atenuando os prováveis impactos que surgiriam no sistema pela falta do dente.

Na tentativa de verificar o ganho de energia do sinal nos mapas tempo-frequência, pela introdução do defeito definiu-se um indicador semelhante ao adotado por Silva (1999). Este indicador é a média dos valores RMS para cada espectro local do mapa PWVD tempo-freqüência, que pode ser interpretado como a energia média do mapa. A Tabela 5.9 mostra estes valores para todas as rotações usadas na coleta dos sinais.

Tabela 5.9 - RMS médio dos mapas PWVD para a engrenagem normal e banguela

| Rotações [RPM] | Engrenagem Normal | Engrenagem Banguela |
|---|---|---|
| 400 | 0.0256 | 0.0435 |
| 600 | 0.0684 | 0.1234 |
| 800 | 0.2052 | 0.3373 |
| 1000 | 0.3678 | 0.5493 |
| 1200 | 0.7522 | 1.5436 |
| 1400 | 0.4467 | 0.8802 |

Conforme mostra os valores da Tabela 5.9, o indicador Energia média do mapa tempo-freqüência segue o comportamento do ganho de amplitude RMS verificado nas análises realizadas no domínio do tempo e freqüência, conforme já discutido nos itens 5.1 e 5.2.

Verifica-se que os sinais para engrenagem banguela não tiveram grandes acréscimos de energia para o sistema quando comparados com os sinais do sistema com engrenagem normal, aumentando mais sensivelmente para a rotação de 1200 rpm. Isso provavelmente vem mostrar que com a introdução do defeito do tipo banguela a energia das vibrações provocadas por este defeito não foram tão significativas, confirmando a segunda hipótese usada para o fato dos fenômenos observados com engrenagens helicoidais.

### 5.5.3 Análise conjunta tempo-freqüência para engrenagem careada

A seguir são apresentados os mapas tempo-freqüência STFT e PWVD (Figuras 5.37 a 5.41), para os sinais médios e residuais obtidos da engrenagem com defeito tipo careada.

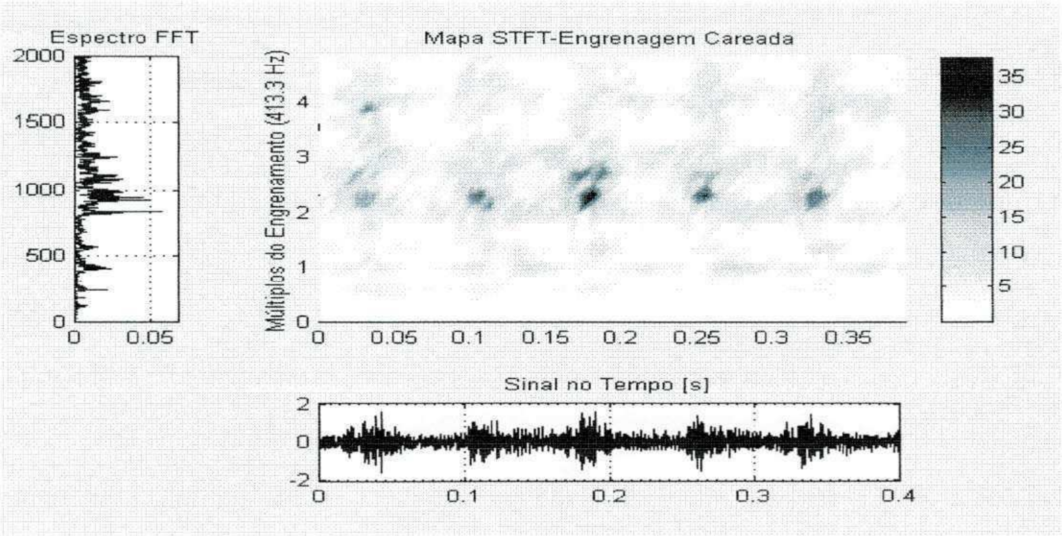



Figura 5.37 – Mapa STFT para o sinal médio da engrenagem careada a 800 rpm.

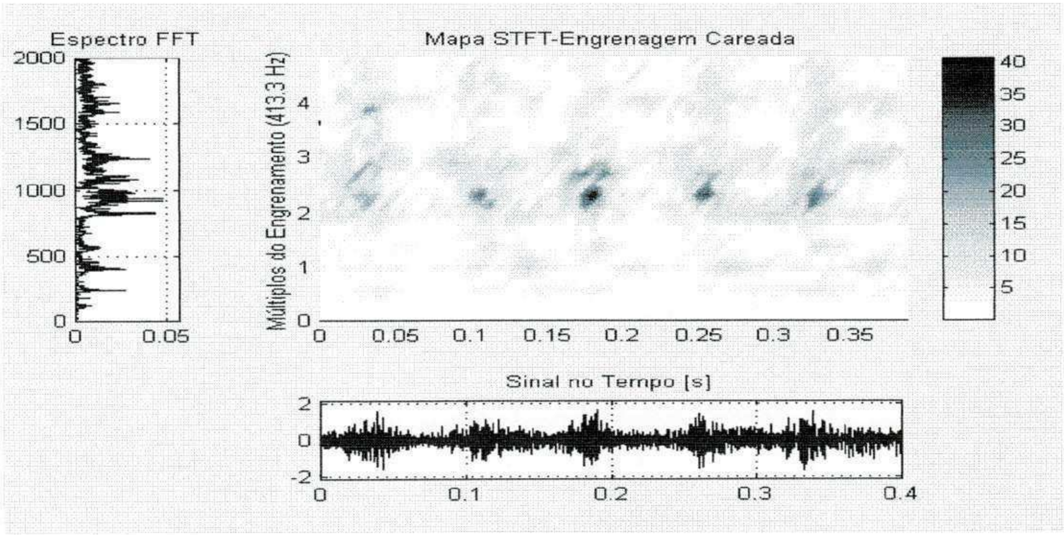



Figura 5.38 – Mapa STFT para o sinal residual da engrenagem careada a 800 rpm.

Observando os mapas da representação STFT para o sinal médio e residual, verifica-se que eles são muito semelhantes. Ao observar os espectros do lado esquerdo ao mapa para o sinal médio e residual se pode ver que as componentes de freqüência não mudam de forma significativa. Porém uma melhor definição só é possível de ser observada através dos mapas PWVD, conforme ilustrado nas Figuras 5.39 e 5.40, onde verifica-se novamente a superioridade do mapa do sinal residual sobre o médio. Além disso, o mapa PWVD do sinal residual evidencia mais as freqüências relacionadas à primeira e segunda harmônica da freqüência de engrenamento do par de engrenagens de entrada. Mais uma vez verifica-se que apesar do mapa STFT mostrar as principais componentes de freqüência do sistema, o mesmo ainda se apresenta bastante denso e com "manchas", que dificultam a análise.

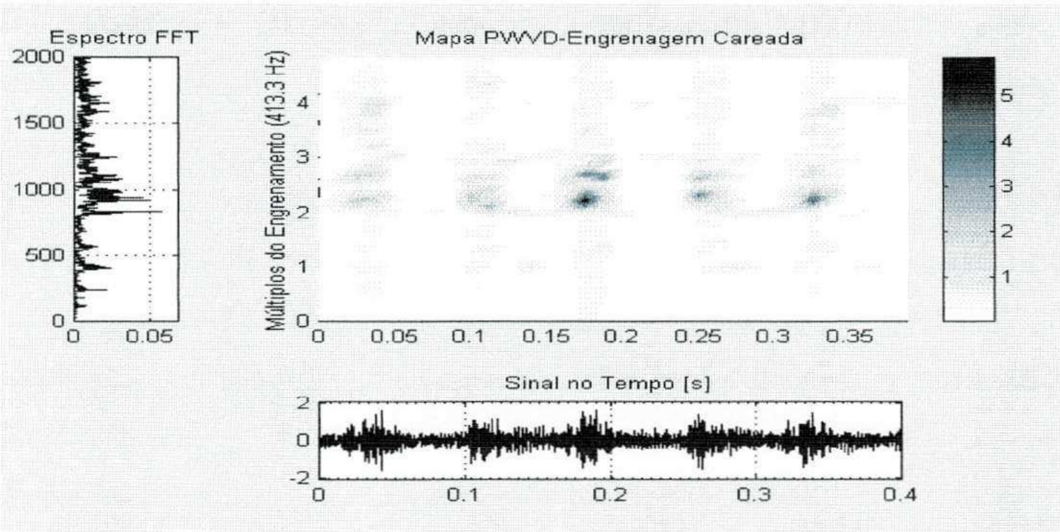



Figura 5.39 – Mapa PWVD para o sinal médio da engrenagem careada a 800 rpm.

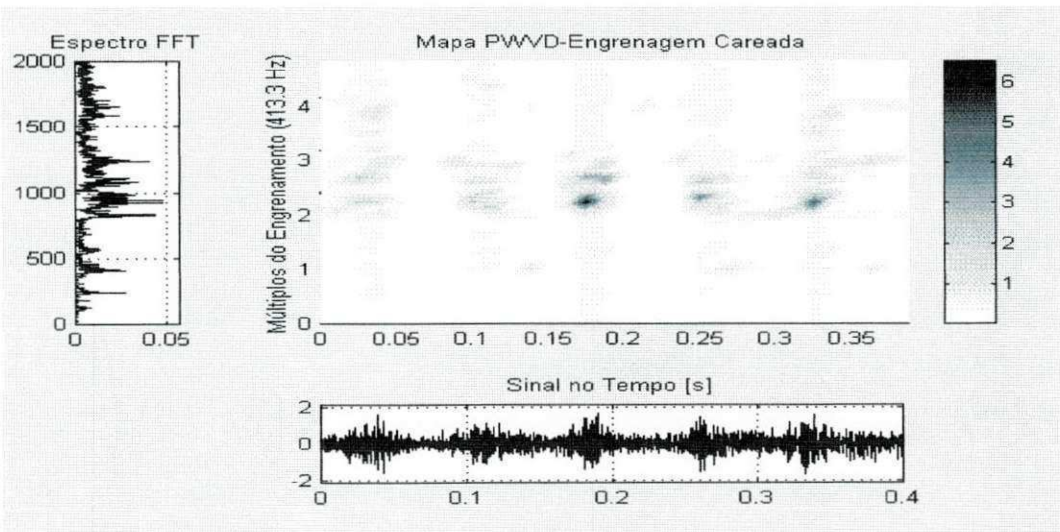



Figura 5.40 – Mapa PWVD para o sinal residual da engrenagem careada a 800 rpm.

De forma geral os mapas PWVD se mostram mais fáceis de analisar. Porém, certamente, o que justifica a escolha de se analisar mais em detalhes apenas os mapas PWVD do sinal residual é: primeiro o fato de que o sinal residual tende a realçar as componentes do defeito e, segundo porque esta distribuição tempo-freqüência é calculada a partir da densidade espectral de potência instantânea, o que gera um sinal localizado quase que ausente de ruídos e, por conseqüência, um mapa mais "limpo". A Figura 5.41, expandida da Figura 5.40, mostra o mapa PWVD usado para análise do sinal de engrenagem careada.

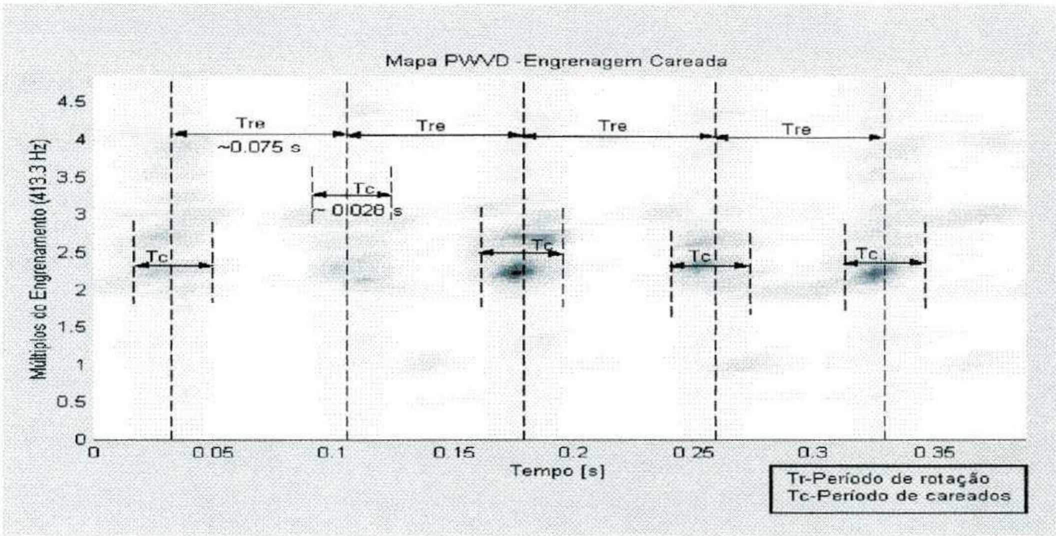



Figura 5.41 – Mapa PWVD ampliado da Figura 5.40, para o sinal residual da engrenagem careada a 800 rpm.

Realizando uma análise inicial do mapa se percebe facilmente que existe algum fenômeno periódico no sinal, visualizado através de manchas regulares no plano tempo-freqüência. Nota-se que esta periodicidade corresponde ao período de um giro do eixo de entrada e, portanto à freqüência de rotação da engrenagem defeituosa. O fato das freqüências de engrenamento e outras freqüências estarem sendo moduladas predominantemente pela freqüência de rotação de entrada denuncia que o defeito existe sobre algum componente que opera a esta rotação, e, portanto indica a falha de careado que está no pinhão de entrada. Como o defeito de careado consiste de riscos pronunciados em dez dentes, surge no sinal uma freqüência típica deste defeito, chamada de freqüência de careado, que corresponde ao inverso do tempo da duração que o par de engrenagens leva para engrenar os dez dentes defeituosos. Neste caso, a freqüência de engrenamento é dada por 413.3/10 que é igual a 41.3 Hz. A componente de careado é visto no mapa tempo–freqüência na forma de manchas verticais de espessuras quase constante, e é esta espessura que define o tempo de careado que por sua vez define a freqüência de careado. Ao medir este intervalo de tempo no mapa obteve-se um tempo de aproximadamente 0.028 s, o que dá uma freqüência de 36 Hz. Nota-se que esta freqüência é cerca de 13 % a menos que 41.3 Hz, mas vale salientar que este valor é teórico, e que na prática, podem ocorrer pequenos desvios, como a variação instantânea da rotação devido ao sistema de freio acoplado ao redutor (ex. aumento de atrito na superfície de contato).

A Figura 5.42 mostra a energia média do mapa PWVD para os sinais residuais da engrenagem normal, banguela e careada para cada rotação, visando retornar à questão do porque para o defeito banguela, o sinal não evidenciou características relacionadas ao defeito. Inicialmente, ao observar o comportamento deste parâmetro para cada rotação verifica-se que as curvas acompanham os níveis de amplitude RMS do sinal, já discutidos anteriormente.

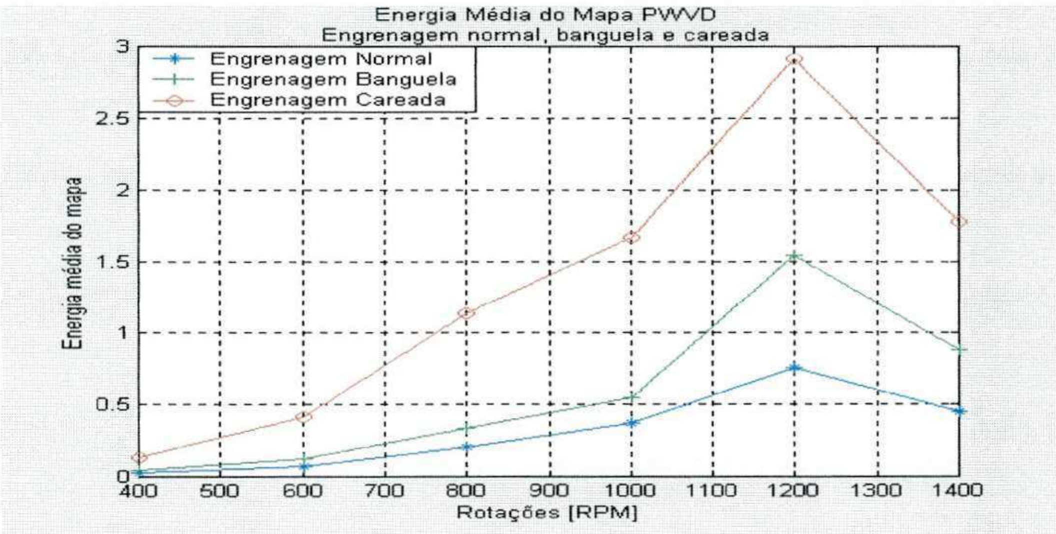



Figura 5.42 - RMS dos mapas PWVD para engrenagem normal, banguela e careada.

Ao analisar o gráfico fica evidente que de fato a energia do sistema para engrenagem banguela não teve grandes ganhos de energia de vibração em relação a condição de engrenagem normal e, além disso, os níveis de energia se mostram baixos em relação a engrenagem com defeito de careado. Daí que outras fontes de vibração relacionadas com a freqüência de rotação de saída possam ter sido mais representativas, dificultando a detecção deste defeito. Vale ainda salientar que o indicador energia média do mapa PWVD responde relativamente rápido ao ganho de amplitudes, isso é visto tanto pelo aumento de rotação como para condição de falha. Isso sugere que o indicador possa ser usado para detectar falhas em sistemas engrenados e, se tornar um bom classificador dos defeitos em sistemas físicos reais.

# CAPÍTULO 6

## CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Neste capitulo serão apresentadas as principais conclusões e sugestões obtidas neste trabalho. As conclusões serão apresentadas individualmente a partir das análises obtidas dos modelos propostos e dados experimentais de sinais de engrenagens, visando estabelecer a partir dos resultados adquiridos uma relação com os objetivos propostos.

### 6.1 Conclusões

Como início da investigação foram analisados alguns modelos de sinais vibratórios de engrenagens simulando várias condições: normal, com eixo desalinhado, com excentricidade, com falhas do tipo pontual e defeitos combinados. Estes modelos foram usados como referência para a análise dos sinais obtidos do banco de dados experimentais de engrenagens sem defeito, e com defeitos do tipo banguela e careado.

Nas fases seguintes, ou seja, nas fases de análise dos sinais simulados e experimentais, foi verificada a sensibilidade dos métodos tempo-freqüência para as representações do Espectrograma (STFT) e Distribuição Pseudo Wigner-Ville (PWVD). Além disso, foram investigados os desempenhos de alguns métodos nos domínios do tempo e da freqüência, através de indicadores, inclusive utilizando os sinais residuais, a fim de verificar a sua viabilidade para o cálculo das representações tempo-freqüência.

Finalmente, foram analisadas as representações tempo-freqüência para os sinais residuais das três condições de engrenagens, e testado o desempenho dos dois métodos.

**Conclusões sobre os métodos de análise aplicados aos sinais simulados**

Diante dos mapas visualizados no capítulo 4 (ex. Figuras 4.5 e 4.6), observa-se que em ambas as representações é possível visualizar as principais componentes do sinal (freqüências de rotação, de engrenamento e harmônicas associadas), o que demonstra a capacidade destes métodos como técnica de análise. Porém nenhuma delas foi capaz de distinguir separações entre freqüências menores que 60 Hz, como é o caso das bandas laterais em torno da freqüência natural (2500 Hz).

Comparando-se as duas representações, ficou claro algumas vantagens da PWVD sobre o STFT, tais como a melhor definição em freqüência, que é justificada pelo fato de que para PWVD a FFT é calculada sobre a função de autocorrelação do sinal, que reproduz o dobro dos pontos do sinal e, portanto, resulta numa resolução em freqüência que é a metade da resolução alcançada para o STFT. Considerando que os mapas foram gerados a partir de 64 pontos por fatia, para uma freqüência de amostragem de 5120 Hz, a resolução em freqüência para o STFT é igual á 80 Hz, já para o cálculo da PWVD, esta reproduz um sinal com 128 pontos para a mesma freqüência de amostragem, que resulta numa resolução em freqüência de 40 Hz, metade da resolução do mapa STFT.

Diante disto, pode-se concluir que para fins de interpretação de um sinal simulando vibração, medido sobre um sistema engrenado, a representação PWVD se mostrou mais hábil à caracterização de defeitos que o STFT, indicando que a mesma pode ser uma boa ferramenta de análise na situações reais de trabalho.

**Conclusões sobre os métodos de análise aplicados aos sinais experimentais**

A partir dos resultados obtidos das análises de sinais experimentais em engrenagens para as condições normal, banguela e careado, pode-se destacar que:

A definição do sinal residual baseado nos conceitos de transformação homomórfica é um recurso que pode dar grandes contribuições na detecção e análise de falhas em sistemas engrenados. Além de facilitar a interpretação dos fenômenos por algumas técnicas, este conceito pode gerar alguns indicadores mais robustos que os convencionalmente utilizados, tais como o valor RMS, Fator K e o Fator K para Engrenagem (FKE=RMS*FM4). O FKE apresentado neste trabalho segue os mesmos princípios do Fator K, portanto pode se mostrar eficiente na detecção de falhas tanto para condições incipientes quanto severas, e junto com o Fator K podem ser bons sinalizadores de defeitos. Quanto à Kurtose, para o sinal residual esta acompanha o comportamento convencional, e não se mostra um bom indicador podendo vir a indicar alarmes falsos de falhas na engrenagem, visto que enquanto a maioria dos valores de Kurtoses calculado sobre o sinal médio resultou em valores acima de 3, indicando defeito, a Kurtose do sinal residual assumiu para a maioria das rotações valores abaixo de 3, indicando a ausência de falha

Para a análise no domínio da freqüência o conceito de sinal residual também se mostrou eficiente realçando mais algumas componentes de freqüência que no espectro do sinal médio. O que se percebe para este caso, bem como para os outros domínios, é que o sinal residual tem uma ligeira tendência de redistribuir a energia do sinal baseado numa condição anterior, ou seja, a energia do sinal resultante irá se concentrar na região das freqüências que estão relacionadas com o defeito. Isto sugere que o acompanhamento do valor RMS tomado sobre o domínio da freqüência, possa ser um robusto indicador de defeitos em sistemas engrenados.

Quanto aos métodos tempo-freqüência, o sinal residual mostrou melhorias no mapa tempo-freqüência, facilitando a identificação de algumas componentes de freqüência e regiões de concentração de energia. Esta melhoria pôde ser visualizada a partir de um indicador que expressa a energia média do mapa tempo-frequência. Observou-se ainda que este indicador é sensível a variação de amplitudes no sinal, podendo vir a ser um indicador de falhas prematuras.

Concluindo, pode-se afirmar que os métodos tempo-freqüência aplicados aos sinais experimentais, seguem comportamento idêntico aos sinais simulados. O STFT demonstra limitações por conta de sua baixa resolução em freqüência, dificultando a identificação de certas componentes, que podem confundir o analista. O que poderia vir a melhorar o seu desempenho seria aquisitar sinais com um maior número de pontos, visando melhorar sua resolução. Isto, no entanto tem sua limitação ditada pela instrumentação e também pela elevação dos custos computacionais. Quanto à distribuição PWVD, os seus mapas se apresentam mais "limpos" e contendo basicamente as componentes que interessam na análise. Apresenta uma grande vantagem sobre o STFT, principalmente quanto à resolução, que corresponde exatamente ao dobro da resolução daquele método, permitindo identificar com mais precisão algumas componentes e transientes, que nos sinais de sistemas engrenados sempre estão presentes. Com relação à identificação de lóbulos laterais, ambos os métodos se apresentou limitado, principalmente na localização das freqüências de rotação e de careado. Portanto, para melhor visualização destas componentes, se faz necessário a tomada de sinais com maior número de pontos por fatia que, conseqüentemente, resultará numa melhor resolução em freqüência.

### 6.2 Sugestões para futuro trabalhos

- Investigar os sinais residuais obtidos a partir do principio convolutivo e multiplicativo da transformação homomórfica, para o cálculo dos mapas tempo-freqüência;
- Montar uma bancada de ensaios para engrenagens com diferentes condições de desgaste uniforme, a fim de verificar até que ponto as amplitudes do engrenamento devido à carga encobre as amplitudes do engrenamento devido o desgaste uniforme;
- Investigar outras distribuições tempo-frequência, tais como a Cohen-Posh, Wavelet, etc. aplicadas na análise de sinais obtidos de sistemas engrenados;
- Testar o Fator KE para outros tipos de falhas em engrenagens, como trincas de fadiga e corrosão localizada nos dentes;
- Realizar o mesmo procedimento desenvolvido neste trabalho para um sinal acústico.

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS


ANGELO, M., **Vibration Monitoring of Machines**, 1987. Bruer & Kjaer Technical Review, Naerum Offset, n.1, Denmark.

BAYDAR, N., BALL, A. Detection of gear deterioration under varying load conditions by using the instantaneous power spectrum. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 6, n. , p. 907–921, November 2000.

BOASHASH, B. 1992 **Time–Frequency signal analysis–Methods and Applications-Parte I–Fundamentos.** Longman Chesshire: Wiley.

BONATO, P., CERAVOLO, R., STEFANO, A. DE, KNAFLITZ, M. Bilinear time–frequency transformations in the analysis of damaged structures, **Mechanical Systems and Signal Processing,** v. 11, n. 4, p. 509–527, June 1997.

BUCHER, H. F., MAGLUTA, C. Utilização de técnicas tempo–freqüência no auxilio à interpretação de sinais em engenharia, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), 1999. Águas de Lindóia-SP. **Anais...** UNICAMP - SP, 1999, v. XV , p. 1-11.

CAPDESSUS, C., SIDAHMED, M., LACOUME, J. L. Cyclostationary prodesses: Application in gear faults early diagnosis, **Mechanical System and Signal Processing**, v. 14,n. , p. 371–385, September 2000.

CLAASEN, T. C. M. AND MECKLENBRAUKER, W. F. G. The Wigner distribution - a tool for time-frequency signal analysis - Part I: Continuous time signals, **Philips J. Research,** v.35, p.217-250, 1980.

COELHO JR., M. P., HANSEN, B. L. **Manutenção Preditiva por Análise de Vibrações,** 1993, Vitek Consultoria Ltda, Apostila de Curso, 118 p., Belo Horizonte-MG.

COHEN, L. **Time-Frequency Analysis**. 1995 Hunter College and Graduate Center of The City University of New York, pp. 299.

COHEN, L. **Time-Frequency Distributions-A Review**., Hunter College and Graduate Center of The City University of New York, pp.941-981, 1989.

GERGES, S. N. Y. Análise de Cepstrum para identificação de falhas em elementos de máquinas. Revisão e Estado da arte, 1990, **Associação Brasileira de Manutenção**, p. 1-13.

IRMÃO, M. A. S. **Manutenção Preditiva por Análise de Vibração, Técnica do Envelope X MasterTrend.** 2000. 76 p. Trabalho de Conclusão de Curso. Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba, Campina Grande.

JAMES, L. C., LIMMER, J. D. Model–based condition index for tracking gear wear and fatigue damage, **WEAR**, Elsevier Science, v. , p. 26-32 , February 2000.

JUNIOR, A. A., SILVA, D. G. Análise estatística de sinais vibratórios na detecção de falhas em sistemas de engrenamento sujeitos a variação de potência, XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), 2001. Uberlândia - MG. **Anais...** Universidade Federal de Uberlândia - MG, 2001, v. 10, p.97-106 .

LIMA, N. N. C. **Manutenção Preditiva: Um estudo sobre detecção de falhas em engrenagens através de medições e análises de sinais de vibração.** 1985. p.139, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florinópolis, SC.

LIMA, N. N. C., GERGES, S. N. Y., BRAZZALLE, R. Manutenção Preditiva de Engrenagens : Análise Modal e Simulação do Sinal de Vibrações – Parte I. VII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), 1985. São José dos Campos. **Anais...** São José dos Campos: Instituto de Tecnologia Aeronáutica, 1985, v.VII, p. 1-4.

LOUGHLIN, P. J., BERNARD, G. D. Cohen–Posch (Positive) Time–Frequency distributions and their application to machine vibration analysis, **Mechanical Systems and Signal Processing** , v.11, p. 561–576, April 1997.

MCFADDEN, P. D., COOK , J. G., FORSTER, L. M. Decomposition of gear vibration signals by the generalized S transform, **Mechanical Systems and Signal Processing,** v.5, p. 691–707, May 1999.

MCFADDEN, P. D. Detection of gear faults by decomposition of matched differences of vibration signals, **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.14, p. 805–817, Agosto 2000

MENEGATTI, W. B., DUARTE, M. A. V. Identificação de falhas em engrenagens de câmbios. XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), 1999. Águas de Lindóia - SP. **Anais...** UNICAMP - SP, 1999, v. XV , p. 1-11.

MENEGATTI, W. B. **Identificação de Falhas em Caixas de Câmbios via Sinais de Ruído e Vibração**. 1999. 116 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

NEPOMUCENO, L. X. 1989 **Técnicas de Manutenção Preditiva.** São Paulo: Ed. Edgard Blucher, Vol. 1, 500 p.

OEHLMANN, H., BRIE D., TOMCZAK M. Examination of gearbox cracks using time-frequency distributions. **IEEE,** p. 925-928, 1995.

OEHLMANN, H., BRIE D., TOMCZAK M. AND RICHARD A. A method for analysing gearbox faults using time-frequency representations. **Mechanical Systems and Signal Processing,** v. 11, p. 529-545, October 1996.

PADOVESE, L. R. Using acoustical noise for fault classification in gearbox. XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), 1999. Águas de Lindóia - SP. **Anais...** UNICAMP - SP, 1999, v. XV, p.10.

PADOVESE, L. R. **Apostila: Curso de Férias: Processamento de Sinais Aplicados em Engenharia Mecânica (T. E. M. S.).** Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Campina Grande PB, p. 153, Janeiro 2001.

PADOVESE, L. R. **Automação de Diagnóstico de Falhas em Plantas Industriais.** 2002. 142 p. Tese(Livre Docência em Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo - SP.

PENA, J. L. O. DUARTE, M. A. V. Um estudo sobre o uso de demodulação em amplitude e fase via minímos quadrados recursivos no controle de qualidade na fabricação de caixas de engrenagens, XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), 2001. Uberlândia - MG. **Anais...** Universidade Federal de Uberlândia - MG, Campus Santa Mônica, 2001, v. XVI, p 1-8.

RANDALL, R. B. A New Method of Modeling Gear Faults. **Journal of Mechanical Design,** v. 104, p. 259–267, Abril 1982.

SHIN, Y. S. AND JEON, J. J. Pseudo Wigner-Ville time-frequency distributions and aplication to machinery condition monitoring. 1993. **Shock and Vibration,** v.1, n.1, 65-76.

SILVA, A. A. **Detecção e Análise Dinâmica de Falhas em Rolamentos**. 1999. 209 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Carlos, São Carlos, SP.

SOUTO, C. R. **Identificação e Caracterização de Falhas em Rolamentos de Rolos através de Sinais de Vibração Mecânica.** 2001. 126 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba-CAMPUS II, Campina Grande, PB.

STASZEWSKI, W. J., WORDEN, K. AND TOMLINSON, G. R. Time–Frequency analysis in gearbox fault detection using the Wigner–Ville distribution and pattern recognition. **Mechanical Systems and Signal Processing** , v.11, p. 673–692. April 1997.

TAYLOR, J. I. **The Gear Analysis Handbook.**. Printed in the United States of America, Inc:, 2000, p.1-255.

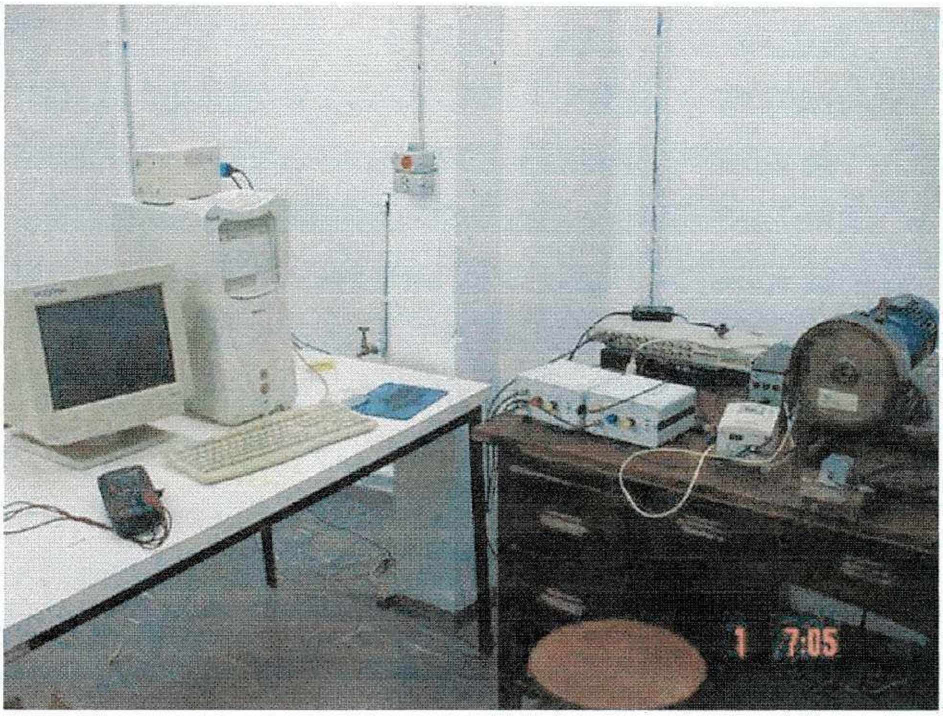
VICENTE, S., A., S., MASOTTI, P., H., F., ALMEIDA, R., G., T. TING, D., K., S., PADOVESE, L., R. **Automatic Diagnosis of Defects in Bearings Using Fuzzy Logic**. 2002 Universidade de São Paulo-Escola Politécnica-Depto. de Engenharia Mecânica, São Paulo-SP, pp. 18.

WANG, W. J., MCFADDEN, P. D. Early detection of gear failure by vibration analysis--II. Interpretation of the time–frequency distribution using image processing techniques. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 7, p. 205–215, December 1993,.

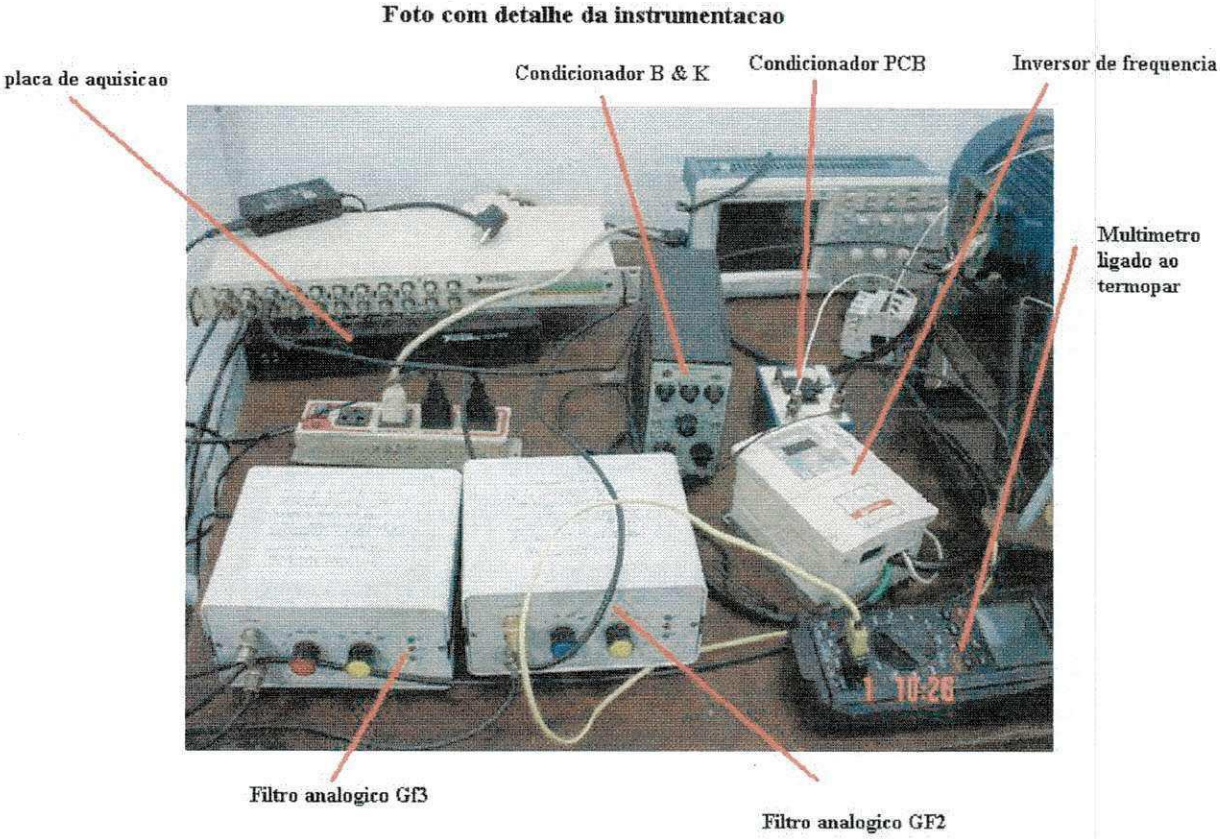
# ANEXO A – FOTOS DA BANCADA

# Fotos e detalhes da bancada

**Bancada**

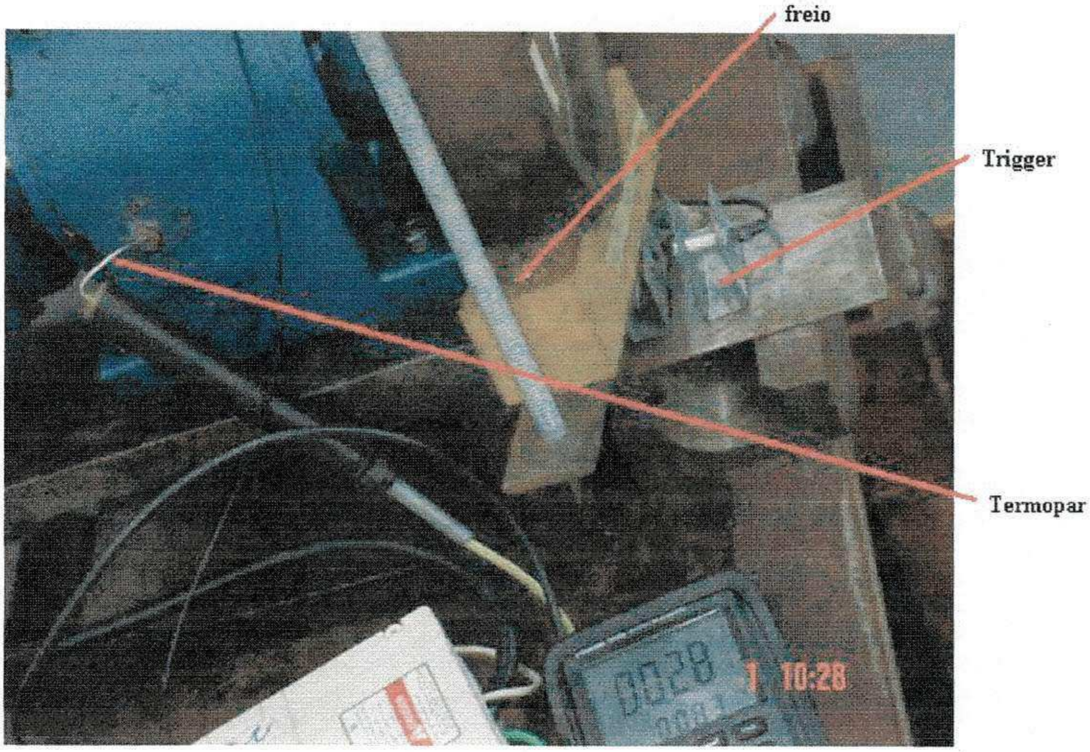



Detalhe geral da bancada (Fonte: LADIN-USP-EPUSP, 2002).



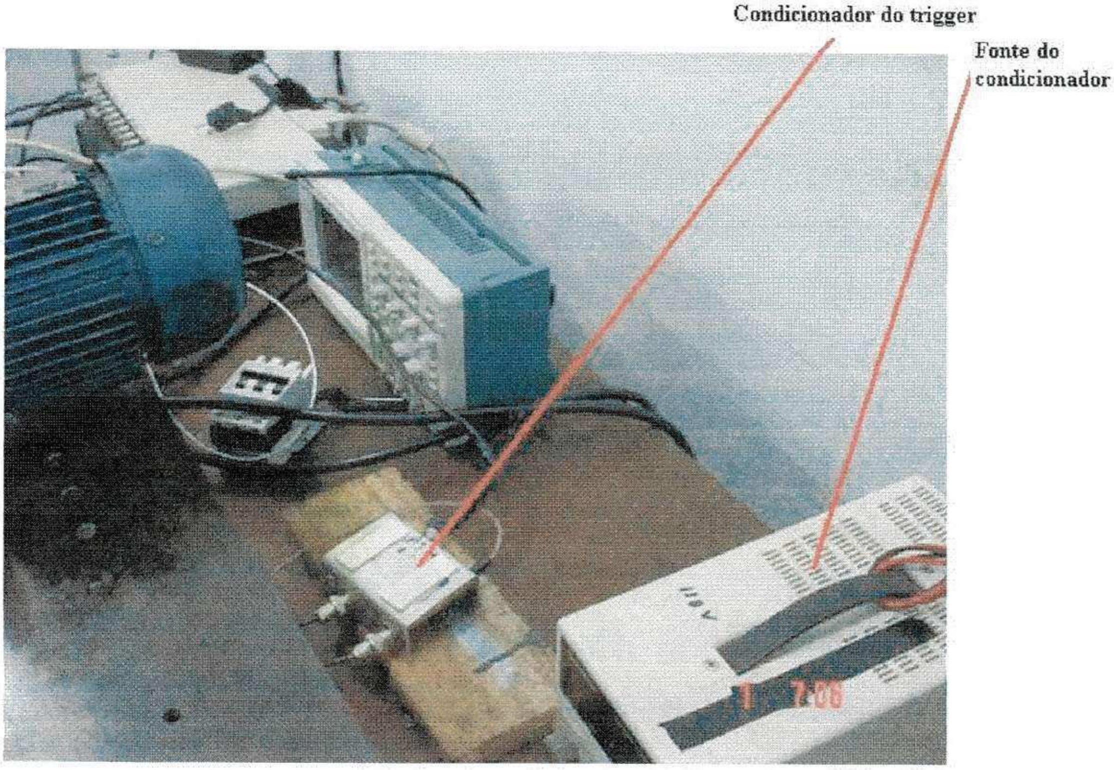

Detalhe da instrumentação (Fonte: LADIN-USP-EPUSP, 2002).

Foto termopar, treigger e freio




Detalhe do trigger, freio e termopar (Fonte: LADIN-USP-EPUSP, 2002).

**Detalhe do condicionador do trigger**

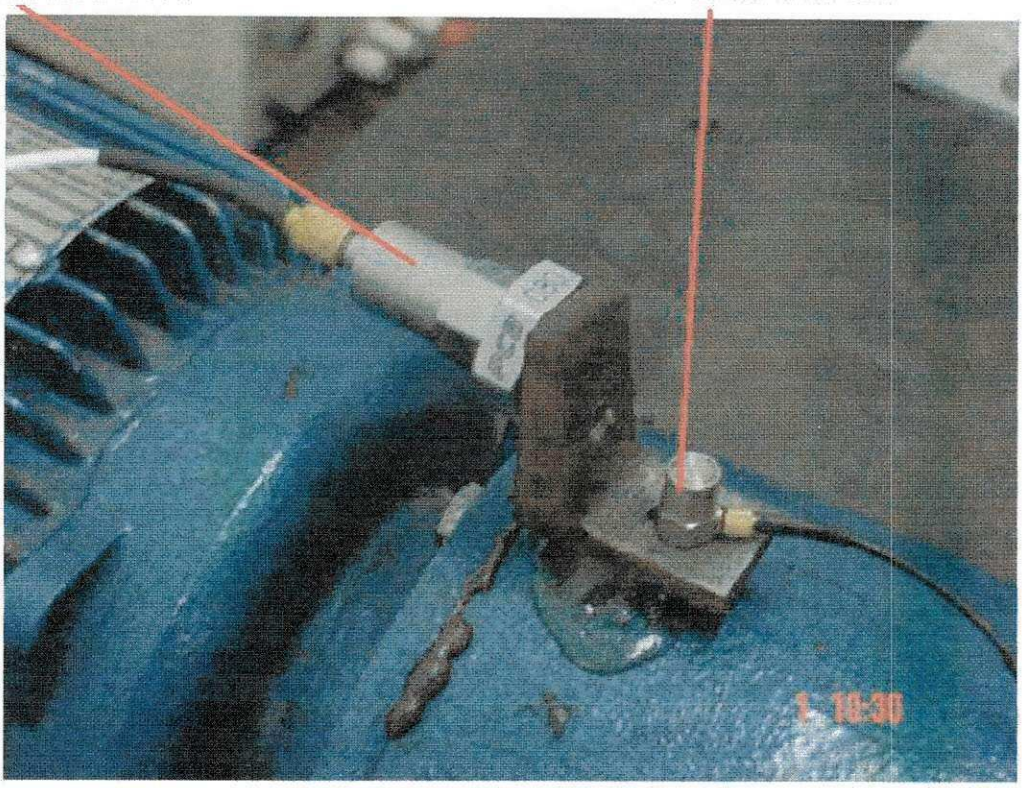



Detalhe dos condicionadores de sinal (Fonte: LADIN-USP-EPUSP, 2002).

**Detalhe dos acelerometros**

Acelerometro PSB axial

Acelerometro B&K vertical



Detalhe do posicionamento dos acelerômetros (Fonte: LADIN-USP-EPUSP, 2002).

# ANEXO B – INSTRUMENTAÇÃO

## Instrumentação

**Acelerômetro B & k**

Número: B&K 4393
Sensibilidade 0.32 pc/(m/s2)

**Condicionador B e K**

Número : charge amplifier type 2635
Configuração :

Sensibilidade: 0.32
Lower acc: 2 Hz
Upper:10 kHz

**Acelerômetro PCB**

Número: 353b02
Sensibilidade: 20 mv/g

**Condicionador integrador PCB**

Modelo 480B10
Saída em aceleração.

**Trigger**

Montado em uma placa de circuito impresso com dois diodos fotossensíveis (emissor e receptor)
Alimentação: 5.5 v

**Placa de aquisição:**

Daq pad 6070E , National Instruments
Capacidade por calnal : ± 10V

**Parâmetros de aquisição**

**geral:**

Freqüência de aquisição (fs)= 5120Hz
Numero de pontos: 2048
Filtro: 2kHz

**Canais**

**canal 1**

trigger
falling
nível: 1.4 (ajustável)

**canal 2**

Acelerômetro B e K
Condicionador B e K
Filtro 1 (global mag escala de ganho de 0 a 1000) : Fc 10 kHz

**Canal 3**

Acelerometro PCB
Condicionador integrador PCB : aceleração
Filtro 2 (global mag escala de ganho de 0 a 500) : Fc 10 kHz

# ANEXO C – TRANSFORMAÇÕES HOMOMÓRFICA E SINAIS RESIDUAIS

## Transformação Homomórfica e Sinais Residuais

### 1.1 Transformadas Homomórficas

Uma das formas de realçar num sinal as características de falhas é usar o sinal residual, definição originada a partir de transformadas homomórficas, Padovese (2002).

Segundo este mesmo autor um sinal pode ser visto como resultado da perturbação de um sistema ou da interação de sistema com outros sistemas físicos. As interações entre dois sistemas podem ocorrer de três formas: aditiva, multiplicativa e convolutiva. Um exemplo da primeira forma de interação é a adição do som da fonte de informação e de ruídos gerados no meio externo, para uma interação multiplicativa, um exemplo é a vibração de um sistema amortecido, que é representado pelo produto de uma exponencial decrescente por uma senoide, e um exemplo do terceiro caso é um sinal gerado por um defeito pontual na pista externa do rolamento que é uma interação equivalente a convoluir a resposta impulsional do rolamento ou sistema onde ele está contido e um trem de impulsos.

Os sinais que obedecem a uma destas operações podem ser representados por uma relação algébrica linear entre si, e seguem o principio da superposição, e por isto estes sistemas são chamados de sistemas homomórficos. As três formas de interação podem ser representadas de uma mesma forma conforme mostra equação abaixo:

$$\begin{cases} s = x + y & \Rightarrow \quad \hat{s} = \hat{x} + \hat{y} \\ s = x * y & \Rightarrow \quad \hat{s} = \hat{x} + \hat{y} \\ s = x \otimes y & \Rightarrow \quad \hat{s} = \hat{x} + \hat{y} \end{cases} \qquad (1.1).$$

Para cada tempo $t$ diferente tem-se um espectro diferente e a soma

Ou seja, para cada um destes casos é possível encontrar uma transformação particular. Um operador para o caso da adição seria uma transformada homomórfica representada por operação linear tipo a transformada de Fourier, para a interação multiplicativa uma transformação homomórfica seria o logaritmo que embora se preste apenas a sinais positivos, este problema pode ser resolvido pela definição do logaritmo complexo que se aplica a sinais complexos e, portanto aos sinais reais, já que todo sinal real pode se torna complexo a partir da definição de sinal analítico. E finalmente a transformada homomórfica que representa a interação convolutiva pode ser representada por uma transformação cepstral.

## 1.2 Sinais Residuais

O conceito de transformada homomórfica pode ser usado para resolver problemas de detecção de falhas realçando as características dos defeitos quando comparados com o estado normal do sistema. O comportamento de um sistema mecânico pode interpretado como sendo a combinação das características do sistema em seu estado normal com uma assinatura característica de falha, podendo esta combinação ser qualquer uma das três interações já comentadas.

Se considerarmos $n(t)$ um sinal que descreve o comportamento normal de um sistema, $d(t)$ o sinal que representa um sinal característico de defeito e $s(t)$ que representa o sinal que pode ser descrita pelas três formas de interação entre $n(t)$ e $d(t)$, é possível isolar a componente característica do defeito, através da diferença entre o sinal a ser analisado e o sinal normal, tendo-se como resultado o sinal do defeito, conforme equação abaixo.

$$\left.\begin{array}{r} s = n + d \\ s = n * d \\ s = n \otimes d \end{array}\right\} \xrightarrow{TH} \hat{s} = \hat{n} + \hat{d} \quad \Rightarrow \quad \hat{d} = \hat{s} - \hat{n} \tag{1.2}$$

Então:

$$\hat{d}(t) \xrightarrow{THI} \tilde{d}(t) \tag{1.3}$$

Depois de determinado o sinal $\hat{d}$, pode-se aplicar sobre ele as Transformações Homomórficas Inversas, obtendo-se $\tilde{d}(t)$, sinal este chamado de sinal residual.E uma vez obtido o sinal residual, todos os métodos utilizados no monitoramento e diagnóstico de detecção de falhas pode ser usado na sua análise.

O conjunto de operações usado para obter o sinal do defeito pela relação de convolução é chamado de Cepstro Complexo, dado por:

$$s = n \otimes d \xrightarrow{TF} N(f) * D(f) \xrightarrow{\log c} \log N(f) + \log D(f) \xrightarrow{TFI} \hat{n}(\tau) + \hat{d}(\tau) = \hat{s}(\tau) \tag{1.4}$$

Onde S(f) é a transformada de Fourier (TF) de s(t) e TFI é a TF inversa e $\log c$ refere-se ao logaritmo complexo. Da mesma forma que foi definida o Cepstro Complexo, pode-se ainda definir dois casos particulares de Cepstro, a saber: o Cepstro real, que é dado pela transformada inversa de Fourier do logaritmo do módulo da transformada de Fourier do sinal e o Cepstro de Potência, definido pela transformada inversa de Fourier do logaritmo da Densidade Espectral de Potência (DEP). Vale salientar que para estes dois últimos tipos de Cepstro o sinal original não pode ser reconstruído visto que o sinal resultante perde a informação de fase.

Para finalmente se ter o sinal relativo ao defeito no domínio temporal utiliza-se as definições de Cepstro para obter o Sinal Residual por deconvolução, dado pela seguinte seqüência de operação:

$$\left.\begin{array}{l} s(t) = n(t) \otimes d(t) \xrightarrow{\text{Cesptro}} \hat{s}(t) = \hat{n}(t) + \hat{d}(t) \Rightarrow \hat{d}(\tau) = \hat{s}(\tau) - \hat{n}(\tau) \\ \\ \qquad d(\tau) \xrightarrow{\text{Inversa do Cepstro}} \tilde{d}(t) \end{array}\right\} \tag{1.5}$$

Quando se emprega o Cepstro Complexo o sinal residual $\tilde{d}(t)$ será o próprio sinal $d(t)$ e no caso do Cepstro de Potência $\tilde{d}(t)$ será a autocorrelação do sinal $d(t)$.

Partindo agora do princípio de que um dado sistema é alterado por uma falha e que o sinal por ele gerado é a sobreposição do sinal de condição normal somado a assinatura do defeito, pode-se expressar a interação pelo seguinte: conjunto de operações:

$$s = n + d \xrightarrow{TH} \hat{s} = \hat{n} + \hat{d} \Rightarrow \hat{d} = \hat{s} - \hat{n} \tag{1.6}$$

A subtração na equação acima não pode ser feita no domínio do tempo, sobretudo porque os sinais envolvidos podem ter fases diferentes. O que viabiliza esta operação é realizar a subtração no domínio da freqüência, sendo esta a transformada Homomórfica adequada para este caso, conforme mostra equação abaixo:

$$s(t) = n(t) + d(t) \xrightarrow{TF} S(f) = N(f) + D(f) \Rightarrow D(f) = S(f) - N(f) \xrightarrow{TFI} d(t) \qquad (1.7)$$

Para encontrar o sinal do defeito $D(f)$ passa-se por um problema decorrente da presença de valores negativos,porém este problema pode ser contornado de duas formas: anular os valores negativos e outra maneira mais eficiente,pois realça as diferenças no sinal, é tomar os valores absolutos. Ou seja, o sinal residual é dado pelo módulo da diferença entre os espectros $S(f)$ e $N(f)$. E para se ter o sinal no domínio temporal utiliza-se a transformada inversa de Fourier:

$$\hat{d}(f) \xrightarrow{TFI} \tilde{d}(t) \qquad (1.8)$$

Os sinais residuais de forma geral são sensíveis a alguns problemas:

- O sinal residual é sensível ao ruído presente em $\hat{s}$ e $\hat{n}$, porém esta falha pode ser eliminado ou diminuído através de médias espectrais ou filtragem;
- O sinal residual é sensível ação das condições de operação do equipamento ou processo;
- O sinal residual será sensível às flutuações de rotação entre o momento em que os sinais correspondentes ao estado normal foram medidos e o instante em que os sinais a analisar foram adquiridos.