

ANÁLISE POR DEMODULAÇÃO APLICADA AO MONITORAMENTO DE FALHAS EM ENGRENAGENS

Demian Gomes da Silva

Adyles Arato Júnior

UNESP - Universidade Estadual Paulista, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Brasil Centro 56, Ilha Solteira, S.P, Brasil. E-mail: demian@dem.feis.unesp.br

Resumo

Este trabalho apresenta uma aplicação da análise por demodulação ao monitoramento de engrenagens com o objetivo de diagnosticar falhas no dentado. O pressuposto para a aplicação do método é que eventuais falhas tais como “*pitting*” e quebra de dentes, podem excitar frequências de ressonância no sistema eixo mancal, sobre as quais se pode aplicar a técnica de demodulação. No caso de quebra de dente, o espectro do sinal demodulado indica a frequência de giro do eixo ao qual pertence a engrenagem com falha. No caso de “*pitting*”, o resultado é um espectro plano de frequência, ou seja, não existe nenhuma amplitude significativa associada a alguma frequência específica. A técnica foi aplicada a sinais gerados por um simulador digital no qual todos os fatores de interesse são previamente conhecidos, com o intuito de validar e comprovar o método.

Palavras-chave: Manutenção Preditiva, Vibrações, Demodulação, Engrenagens.

1. INTRODUÇÃO

O monitoramento de máquinas a partir de sinais vibratórios já vem sendo bastante utilizado em instalações industriais, principalmente em situações onde uma parada imprevista de algum equipamento possa causar prejuízos financeiros ou de natureza ambiental.

Detectar falhas e julgar a sua severidade requer conhecimento e habilidade na interpretação das medidas realizadas. Dentre as varias técnicas de análise de vibração, destaca-se a análise espectral clássica baseada na aplicação da transformada de Fourier, uma ferramenta bastante útil em grande parte dos problemas ainda que, em situações mais complexas, onde existe a combinação de mais de uma fonte de excitação, somada a ruídos transmitidos através do suporte e das fundações das máquinas, o espectro de frequências obtido possa apresentar alguma dificuldade de análise.

Para tais casos, pode ser necessário o uso de ferramentas mais dedicadas, como é o caso da técnica de demodulação, que permite a identificação das fontes de ruído responsáveis pela excitação de respostas ressonantes na estrutura. Esta técnica possibilita o monitoramento de defeitos que sejam responsáveis por excitações do tipo impactantes além de outros que produzam sinais moduladores, mesmo que o nível de energia da fonte não permita uma identificação direta de sua frequência no espectro geral por gerar amplitudes pouco significativas, que ficam escondidas no nível de ruído de fundo.

2. FONTES DE RUÍDO DE UM PAR ENGRENADO

Para se monitorar as condições de um par engrenado em uma máquina funcionando, o sinal de vibração é colhido sobre a carcaça, preferivelmente nos mancais, sendo este o

resultado da combinação de todas as fontes de ruído decorrentes da movimentação das peças.

Sistemas de engrenamento são formados por um conjunto de elementos tais como eixos, mancais de deslizamento ou rolamento, engrenagens e caixas onde esses elementos girantes possam estar protegidos das agressões ambientais tais como poeira, água e também serem lubrificados. Fica evidente a complexidade e a quantidade de sinais vibratórios presentes nesses sistemas.

Considerando que a estrutura da máquina responda de forma linear, de modo que o sinal medido sobre os mancais possa ser considerado como o somatório da resposta estrutural referente a cada excitação, se pode estabelecer uma relação direta entre as frequências encontradas no sinal vibratório, com a dinâmica de funcionamento e com alguns dos principais defeitos que possam ser encontrados em sistemas de engrenamento.

A seguir é apresentado um estudo dessas fontes e a resposta esperada na análise do sinal vibratório obtido da estrutura.

- **Giro dos Eixos.** Trata-se de um sinal sempre presente que provoca, para cada eixo, uma resposta equivalente a de uma excitação senoidal com frequência idêntica a rotação do eixo em ciclos por segundo. Se f_r é a frequência de giro do eixo, o seu sinal vibratório discreto será descrito como uma função do tipo:

$$Y_g(t) = Y \text{sen}(2\pi f_r \cdot t) \quad (1)$$

- **Engrenamento.** Gera, para cada par engrenado, uma resposta equivalente a uma excitação senoidal cuja frequência é igual ao produto da frequência de giro do eixo no qual a engrenagem esta fixada pelo número de seus dentes. Se N é o número de dentes da engrenagem e f_r é a frequência de giro do eixo ao qual esta acoplada, assim $f_m = N \cdot f_r$ [Hz] e o sinal vibratório discreto será:

$$Y_e(t) = Y \text{sen}(\cdot 2\pi f_m \cdot t) \quad (2)$$

- **Desvios de forma do dentado.** Causados principalmente por desgaste ou deformação desigual dos dentes sob carga. O sinal gerado são harmônicos do engrenamento:

$$Y_d(t) = \sum_{n=0}^N Y_n \text{sen}(2\pi n f_m \cdot t + \phi_n) \quad (3)$$

- **Flutuação de carga no dentado.** Causado por alguma excentricidade na montagem da engrenagem, eixo fletido devido a sobrecarga, desgaste desigual dos dentes, ou desalinhamento angular das engrenagens. O efeito decorrente é uma modulação do sinal relativo ao engrenamento e seus harmônicos por um sinal senoidal de frequência igual ao giro do eixo que contém a engrenagem com defeito. O sinal vibratório discreto será:

$$Y_f(t) = \sum_{n=0}^N X_n \left[1 + \sum_{p=0}^P A_{np} \cos(2\pi p f_r t) \right] \cos(2\pi n f_m t + \phi_n) \quad (4)$$

- **Danos pontuais no dentado.** Trata-se de uma excitação externa no sistema eixo-mancal, causada ou por um dente quebrado ou “pitting”. Em ambos os casos, o resultado é a resposta ressonante da estrutura em uma ou mais de suas frequências naturais. A excitação produzida pelo impacto causado pela passagem de um dente quebrado pode ser modelada pela função de impulso unitário $\delta(t)$. O sinal vibratório produzido por essa falha será modelado como uma série infinita de impulsos de mesma amplitude, com período de repetição $T_d = 1/f_d$. A função trem de impulso correspondente é representada

matematicamente pela equação:

$$d(t) = d_o \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta(t - kT_d) \quad (5)$$

A transformada de Fourier de $d(t)$ é dada por:

$$D(f) = d_o f_d \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta(f - kf_d) \quad (6)$$

O espectro de frequência $D(f)$ é representado por uma série de impulsos, separados pela frequência característica do defeito f_d . Definindo o decaimento exponencial de um impulso unitário como sendo $e(t) = e^{-t/\xi}$ para $t > 0$ onde ξ é a constante de tempo do decaimento, podemos definir a resposta ao impulso com sendo:

$$\text{Im } p(t) = d(t) \cdot e(t) \quad (7)$$

O sinal temporal discreto da ressonância de uma frequência própria Ω do sistema eixo mancal, fica modulada por um sinal impactante de frequência igual ao giro do eixo que contém a engrenagem com falha, sendo possível representar o sinal vibratório discreto pela equação:

$$Y_p(t) = \text{Im } p(t) \cdot [Y_\Omega \text{ sen}(2\pi\Omega \cdot t)] \quad (8)$$

Considerando-se o exposto, o sinal mais geral de um par engrenado pode conter em maior ou menor escala todos os sinais discretos arrolados, sendo na realidade um somatório de todos eles. O somatório de equações (9), é a formulação matemática básica que permite a simulação numérica do sinal vibratório, no domínio do tempo, de um par engrenado.

$$Y(t) = Y_g(t) + Y_e(t) + Y_d(t) + Y_f(t) + Y_p(t) \quad (9)$$

Como exemplo de aplicação, vamos considerar a hipótese de um redutor comercial de engrenagens helicoidais, com um único par de redução e mancais de rolamento, existente no modulo de ensaio de vibrações do DEM/ FEIS com seguintes características construtivas:

- Número de dentes do pinhão: 44
- Número de dentes da coroa: 95
- Rotação nominal de entrada: 1800 rpm (30 Hz)
- Rotação nominal de saída: 833 rpm (14 Hz)

O sinal temporal simulado e seu espectro geral para o conjunto sem defeitos é apresentado nas figuras 1 e 2, onde é possível observar as frequências de giro do eixo de entrada, eixo de saída e de engrenamento.

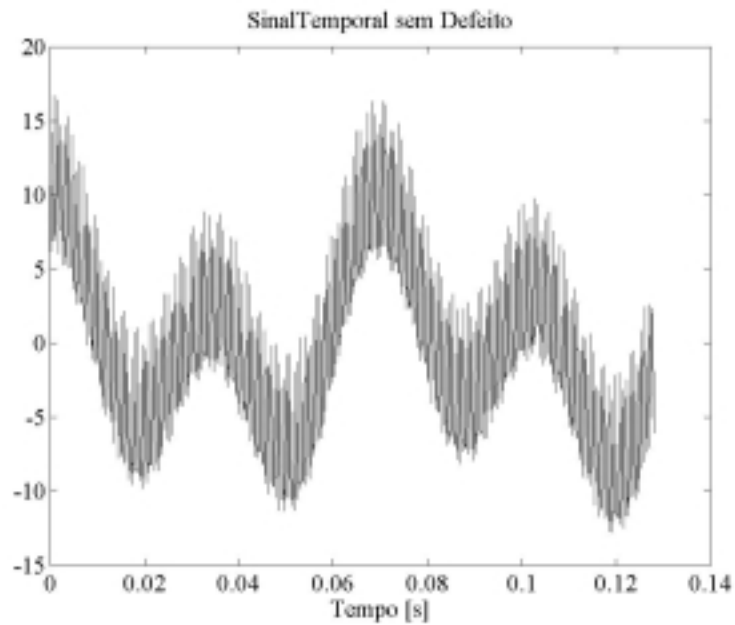


Figura 1. Sinal temporal simulado do par engrenado sem defeitos



Figura 2. Espectro do sinal temporal simulado do par engrenado sem defeitos

Se considerarmos a presença de todos os defeitos citados, incluindo o trem de impulso devido a um dente quebrado, os resultados serão os apresentados na figura 3 e 4.

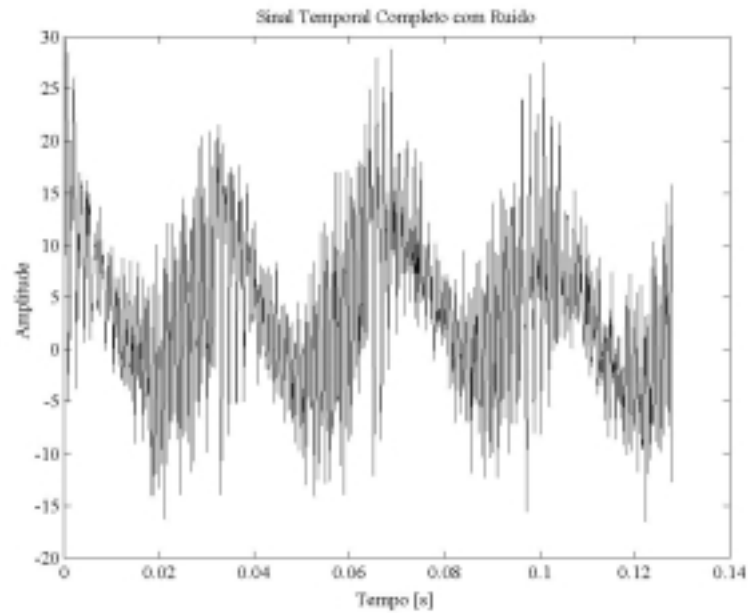


Figura 3. Sinal temporal simulado com a presença de defeitos.

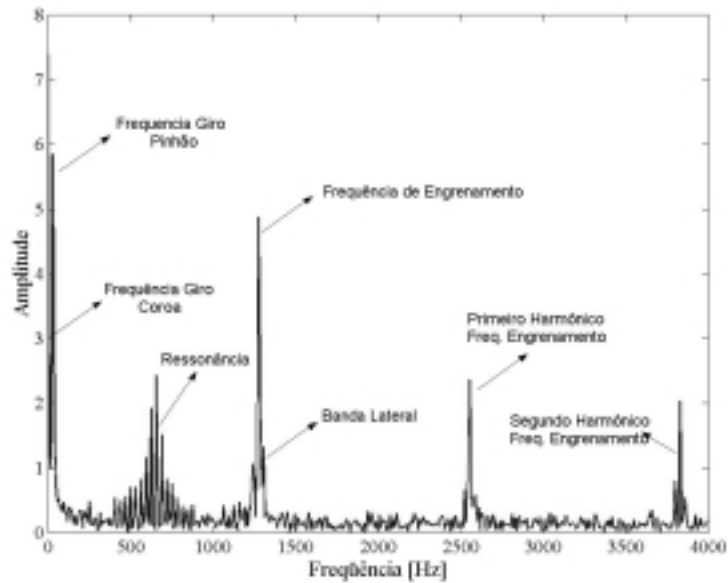


Figura 4. Espectro geral do sinal temporal simulado com a presença de defeitos.

Observando-se o espectro apresentado na figura 4, se pode identificar as estruturas indicativas de cada defeito, conforme o mostrado na tabela 1 a seguir.

Tabela 1. Estruturas indicativas dos defeitos

Tipo de Freqüência	Diagnóstico
Freqüência de giro do eixo de entrada:	Normal
Freqüência de giro do eixo de saída:	Normal
Freqüência de engrenamento:	Normal
Harmônicos da freqüência de engrenamento:	Indicativo da existência de algum desvio de forma do dentado
Bandas laterais da freqüência de engrenamento	Indicativo da ocorrência de modulação do sinal de engrenamento, resultante da flutuação de carga no dentado.
Amplitude significativa em torno de 650Hz	Não corresponde a nenhuma freqüência de funcionamento ou defeito estabelecida com base nas características construtivas do conjunto. Pode ser uma resposta ressonante da estrutura.

3. APLICAÇÃO DA DEMODULAÇÃO USANDO TRANSFORMADA DE HILBERT

Da análise espectral apresentada na tabela 1, duas faixas de freqüência apresentam características que envolvem o fenômeno da modulação em amplitude: as bandas laterais da freqüência de engrenamento e a possível ressonância em torno de 650 Hz.

Considerando-se, por generalização, que a modulação em amplitude de um sinal é definida como a multiplicação de um sinal por outro, constituindo-se em um processo inerentemente não linear que gera novas freqüências que não estão presentes em nenhum dos sinais envolvidos, a identificação da fonte de ruído associada ao defeito, exige a identificação da freqüência moduladora do sinal.

O processo de identificação da freqüência moduladora de um sinal modulado é conhecido como demodulação, e envolve os seguintes passos:

- a) Filtragem do sinal através de um filtro passa banda ajustado para a faixa de freqüência identificada como modulada,
- b) Detecção do sinal modulador,
- c) Análise espectral desse sinal modulador detectado.

Para a detecção do sinal modulador existem várias técnicas. Neste trabalho se apresenta a aplicação da transformada de Hilbert que pode ser obtida a partir de $X(f)$ que é a transformada de Fourier do sinal filtrado $x(t)$ segundo as equações 10 e 11.

$$x_{re}(t) = \text{Re} \left[2 \int_0^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \right] \quad (10)$$

$$x_{im}(t) = \text{Im} \left[2 \int_0^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \right] \quad (11)$$

obtendo-se os sinais $x_{re}(t)$ e $x_{im}(t)$, se pode construir um sinal analítico $z(t) = x_{re}(t) + ix_{im}(t)$ (Bendat, 1986), que pode também ser representado pela equação (12) onde $A(t)$ é o envelope e $\phi(t)$ é a fase instantânea do sinal $x(t)$ conforme as equações (13) e (14).

$$z(t) = A(t) \cdot e^{i\phi(t)} \quad (12)$$

$$A(t) = \sqrt{x_{re}^2(t) + x_{im}^2(t)} \quad (13)$$

$$\Phi(t) = \text{tg}^{-1} \left(\frac{x_{re}(t)}{x_{im}(t)} \right) \quad (14)$$

3.1 Aplicação da técnica em torno da frequência ressonante

Na figura 5 são apresentados todos os passos executados na aplicação da técnica para análise da possível ressonância em torno de 650 Hz.

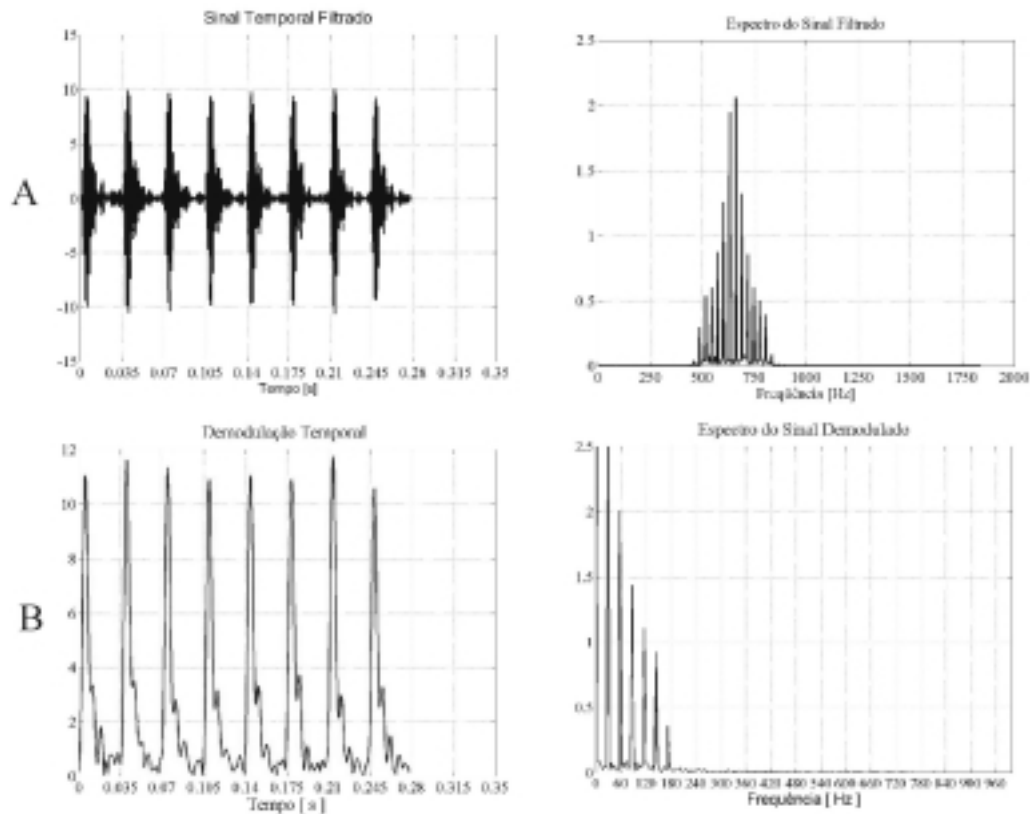


Figura 5. (A) Sinal temporal após a filtragem em torno da frequência de ressonância

utilizando frequências de corte de 500 e 800 Hz seguido de seu espectro. (B) Sinal temporal após demodulação seguido de seu espectro, onde se pode observar a frequência de giro e harmônicos do eixo que contém o pinhão.

Após serem executados todos os passos descritos se pode observar que a frequência moduladora do sinal ressonante, com frequência natural de 650 Hz, tem um período de repetição igual ao do eixo onde se encontra o pinhão, correspondendo a uma frequência de aproximadamente 30Hz o que caracteriza a existência de uma falha pontual nessa engrenagem, possivelmente dente quebrado.

3.2 Aplicação da técnica em torno da frequência de engrenamento

Partindo do sinal contendo todos os defeitos citados no item 2 a técnica de demodulação foi aplicada em torno da frequência de engrenamento com o intuito de se identificar a origem das bandas laterais que aparecem em seu entorno. A figura 6 apresenta os passos executados.

Após este processamento foi possível observar que essas frequências foram causadas devido a uma modulação em amplitude proveniente de algum defeito que provoca uma flutuação de carga no dentado da engrenagem fixada no eixo com frequência de giro de 30 Hz. O defeito é possivelmente uma excentricidade do pinhão, causada ou por uma flexão do eixo durante uma sobrecarga ou montagem inadequada.

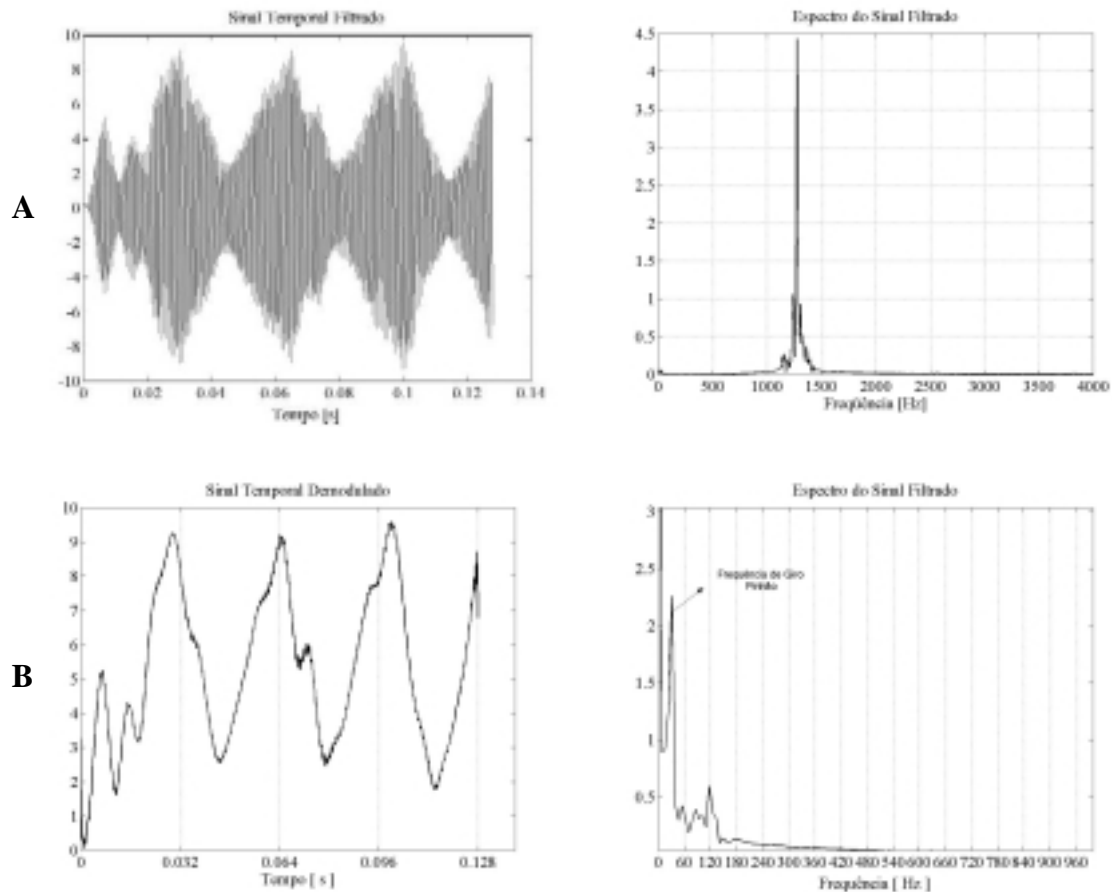


Figura 6. (A) Sinal temporal filtrado em torno da frequência de engrenamento (1300 Hz) com

filtro passa banda de 1150 a 1400 Hz seguido de seu espectro. (B) Sinal temporal demodulado seguido de seu espectro onde se pode observar a frequência de giro do eixo do pinhão

4. CONCLUSÃO

A aplicação da demodulação em amplitude por transformada de Hilbert na análise de sinais de um par engrenado, permite a identificação direta de fontes de ruído associadas a defeitos cujos sinais ficam mascarados ou são ausentes no espectro de frequências obtidos por aplicação direta da FFT. Apresenta-se como uma ferramenta poderosa e de fácil uso, pois depende unicamente do processamento numérico do sinal que pode ser feito após uma rápida análise inicial de seu espectro geral. É portanto bastante econômica apesar de fornecer informações muito relevantes e, muitas vezes, cruciais para identificação de defeitos desses elementos de máquinas.

5. AGRADECIMENTOS

Agradecemos a FAPESP – Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de São Paulo, pela Bolsa de Mestrado e apoio a este trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- [01] Bendat, Julio & Pierson, Allan G, “Randon data: Analysis and Measurment Procedures”, John Wiley, EUA.
- [02] Mark, W. D., “Analysis of the Vibratory Excitation of Gear System: Basic Theory”, Journal of the Acoustical Society of America, 1978.
- [03] Mitchell, J. S., "An Introduction to Machinery Analysis and Monitoring", Pennwell Books, Tulsa, Oklahoma, 1981.
- [04] Randall, R. B., “A New Method of Modelling Gear Faults”,ASME Journal of Mechanical Design, 1982 Vol. 104
- [05] Reynolds, A. G., “ The Detection of Local Tooth Defects in Gering by Vibration Analysis”, M. Se. Dissortation, Royal Naval Engineering College, Manaton, 1995.
- [06] Smith, R. L., “Gear Problems Can Have More Than One Cause”, Vibrations, Vol. 10 n° 1, march 1994.
- [07] White, G., “Amplitude Demudulation - A New Tool for Predictive Maintenance, Sound and Vibration, september, 1991.