

ANÁLISE DE FALHAS EM SISTEMAS ENGRENAĐOS USANDO INDICADORES DE CONDIÇÃO PARA O SINAL DE VIBRAÇÃO

Marcos Antônio da Silva Irmão

Universidade Federal de Campina Grande-UFCG, Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó, 58109-970, Campina Grande, PB, mirmao@yahoo.com.

Antonio Almeida Silva

Universidade Federal de Campina Grande-UFCG, Av. Aprígio Veloso, 882, Bodocongó, 58109-970, Campina Grande, PB, almeida@dem.ufpb.br.

Linilson Rodrigues Padovese

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo-POLI/USP, Av. Prf. Mello Moraes 2231, 05508-900, São Paulo/SP, lrpadove@usp.br.

Resumo. *O processo de desenvolvimento de falhas em engrenagens tem se tornado importante nas fases de projeto e manutenção. Geralmente, os sinais de vibrações que estes sistemas emitem são multi-componentes e não estacionários, devido às forças de engrenamento serem do tipo transientes, e que surgem do contato superficial entre os dentes e imperfeição geométrica, desgastes, trincas, etc. 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. Técnicas mais robustas para estes casos se fazem necessário, e entre estas técnicas vêm se destacando as representações conjuntas tempo-frequência, que permitem 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. Porém a análise por indicadores de condição são ainda as técnicas mais usadas pela indústria e precedem qualquer aplicação de métodos de análise mais robustos. Neste trabalho são investigados indicadores de condição tanto gerais (RMS, Kurtose e Fator de Crista) quanto específicos (FMO, FM4 e NA4), e propõe-se um indicador obtido da combinação do RMS com o FM4, aqui denominado de Fator K para engrenagem. Ao fim do trabalho verifica-se que o indicador proposto se destaca entre os indicadores convencionais para análise de falhas em sistemas engrenados.*

Palavras-chave: *Indicadores de condição, Análise de falhas, Sinais de vibração, Sistemas engrenados.*

1. INTRODUÇÃO

Como consequência da impossibilidade de se fabricar componentes mecânicos isentos de imperfeições geométricas e montagem 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 provocam vibrações e ruídos que indicam a condição da máquina. A principal imperfeição que acontece nos casos das engrenagens é o desvio do perfil do dente, 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 devido ao funcionamento, conforme pode ser visto na Fig. (1).

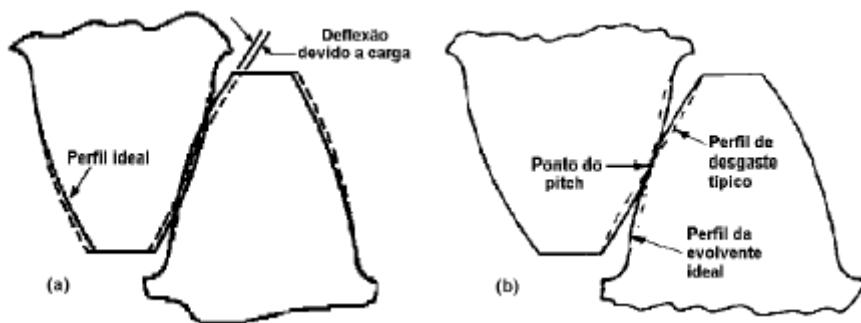


Figura 1. Desvio do perfil do dente (a) devido à deflexão causada pela carga, (b) devido ao desgaste, (Fonte: Randall, 1982).

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 a formação de outras componentes de freqüências, a exemplos de harmônicos do 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 consequente 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.

2. PRINCIPAIS FALHAS DOS SISTEMAS ENGRENAJADOS

- Efeito da Carga: O dente defletido sobre o efeito de carga estática ou dinâmica, tende a gerar um sinal de vibração no tempo com características de natureza escalonada, isto por causa da flexibilidade variando periodicamente, como a distribuição de carga entre diferentes pares de dentes engrenados, que segundo Randall (1982), esta variação é grande para as engrenagens de dentes retos e mais ainda para as engrenagens de dentes helicoidais.

Diante disto, verifica-se que é possível identificar o efeito da carga a partir do sinal de vibração, estabelecido nas componentes da freqüência de engrenamento e suas harmônicas, para cada par de dente engrenado. Deve-se, no entanto, ao se estabelecer a condição de monitoramento, ter o cuidado de se adquirir o sinal para a máquina sobre uma condição de carga constante.

- Erros de Usinagem: Os erros de usinagem podem gerar dois grupos de componentes vibratórias, isto é, aquelas que são iguais para todos os dentes e que surgirão 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.

- Desgaste Uniforme: As componentes de freqüências causadas pelo desgaste na engrenagem também já foram devidamente explicadas por Randall (1982). Se o desgaste for considerado uniforme para todos os dentes, esta falha tenderá a se mostrar nas freqüências de engrenamento e suas harmônicas, mas numa amplitude menor que os efeitos devido à deflexão do dente, que acontece nestas mesmas componentes de freqüências. Porém um apreciável desgaste pode resultar numa distorção da freqüência de engrenamento mais que o efeito da deflexão pela carga e, neste caso, o efeito do desgaste se apresentará mais pronunciado nas altas harmônicas da freqüência de engrenamento.

- 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 junto com freqüências espúrias. 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 dará 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, gerando no espectro bandas laterais que são de amplitudes uniformes e de baixo nível.

- Efeito da Modulação em Freqüência: Em algumas situações em que a velocidade de rotação de uma engrenagem não é constante e que o espaçamento entre os dentes não são perfeitamente uniformes, ocorre a modulação em freqüência. Na verdade, quando acontece um aumento da modulação em amplitude devido à variação da pressão de contato entre os dentes, existe simultâneo a isto uma flutuação do torque e, consequentemente, da velocidade angular, que por sua vez provoca uma modulação em freqüência. A modulação em freqüência se apresenta no espectro com 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.

- Dentes Danificados: As principais falhas pontuais que podem vir a estar presentes nos dentes de engrenagens 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 estes defeitos são de grande extensão, acontece uma mudança abrupta da força sobre o dente, que pode vir a excitar algumas freqüências de ressonâncias do sistema eixo-mancal (Arato Jr., 2003).

3. TÉCNICAS DE DETECÇÃO DE FALHAS EM SISTEMAS ENGRENAJADOS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Para se conseguir fazer uma interpretação adequada dos sinais medidos, é necessário o uso de métodos, que são selecionados baseados nas características do sinal original, de modo 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 e permita fazer um planejamento preditivo. As técnicas mais usadas no meio industrial são aquelas que fazem uso de indicadores gerais de condição, obtidos para o sinal tanto no domínio do tempo quanto em freqüência. Geralmente, estas precedem toda e qualquer aplicação de técnicas mais sofisticadas, a exemplo da análise espectral. No entanto a análise espectral clássica, tem apresentado limitações, como a dificuldade de identificação dos efeitos espúrios representados pelos lóbulos laterais, que nem sempre são bem interpretados pelos analistas. Na expectativa de solucionar problemas desta ordem vários pesquisadores vêm investigando outras técnicas como representações conjuntas tempo-freqüência (Padovese, 2003; Irmão e Silva, 2003, Boashash, 1992), que permitem 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.

3.1. Indicadores de condição

Estes métodos processam o sinal de vibração no tempo e retornam um simples valor, indicando o estado de “saúde” do componente. Este valor muda com a introdução de falha no sistema ou componente. 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. Os indicadores mais comuns são o Valor RMS, Kurtose e Fator de Crista, dados na Eq.(1).

$$\begin{aligned} \text{RMS} &= \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} \\ \text{Kurtose} &= \frac{1}{N\sigma^4} \sum_{i=1}^N \bar{x}_i^4 \\ \text{Fator de Crista} &= \frac{\text{Valor de Pico}}{\text{RMS}} \end{aligned} \quad (1)$$

Onde N é o número de pontos do sinal, x_i são as amplitudes do sinal e \bar{x}_i^4 é o desvio médio do sinal elevada a quarta potencia.

Padovese (2003), usou o indicador Fator K, dado pela Eq.(2) e obteve bons resultados aplicados na classificação de falhas em engrenagens por redes neurais. :

$$FK = RMS * Kurtose \quad (2)$$

Alem dos indicadores convencionais, existem também os específicos para engrenagem, James e Limmer (2000), dos quais se destacam o FMO e o FM4, que foram propostos 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:

$$FMO = \frac{\text{Valor de pico do sinal}}{\text{Valor RMS das harmônicas do engrenamento}} \quad (3)$$

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, que é expressa por:

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

Onde d_i é o valor do sinal diferença para o ponto i , \bar{d} é o valor médio do sinal diferença, σ^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. Em geral, os índices FMO e FM4 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).

Vale ressaltar que é usando uma formulação matemática semelhante ao Fator K, que sugerimos um novo indicador específico para engrenagem, dado por:

$$FKE = RMS * FM4 \quad (5)$$

4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

4.1. Descrição do Experimento

Os ensaios experimentais que passam a ser descritos foram obtidos de um banco de dados produzido na USP/LADIN. 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 condição do tipo banguela foi feita extraído-se um dente da engrenagem e portanto se configurando um defeito do tipo localizado. Já a condição do tipo careada foi gerada fazendo-se pequenos furos em dez dentes consecutivos da engrenagem, configurando um defeito do tipo distribuído.

O redutor se constitui de dois estágios de redução, para uma relação de redução de 5.32. A Fig. (2) mostra de forma esquemática os estágios de redução do redutor. A Tab. (1) mostra as principais características das engrenagens.

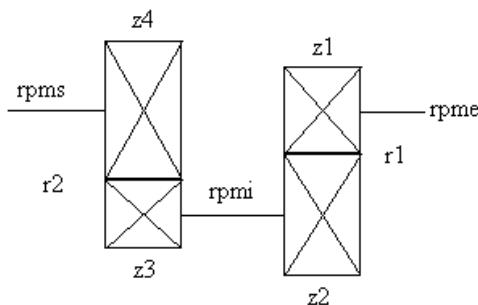


Figura 2. Esquema do Redutor de Velocidade.

Tabela 1. Características das engrenagens

| Engrenagem | Diâmetro Primitivo | Número de Dentes | Redução |
|------------|--------------------|------------------|---------------|
| Z1 | 33.435 | 31 | |
| Z2 | 59.319 | 55 | |
| Z3 | 20.753 | 15 | |
| Z4 | 73.753 | 57 | $z4/z3=3.553$ |

As engrenagens para teste são para três condições diferentes: Sem dano artificial, com falha do tipo pontual e outra com falha extensiva, estas duas últimas representadas por uma engrenagem com um dente faltando (engrenagem banguela) e a outra com 10 (dez) dentes consecutivos riscados de forma severa (engrenagem careada), respectivamente. Todos os defeitos foram criados na engrenagem z1.

As aquisições dos dados foram feitas através de um acelerômetro B&K 4393 acoplado a um amplificador de carga também da B&K do tipo 2535, filtrados em 2 kHz e discretizado em 2048 pontos por meio de um sistema de aquisição ligado a um computador para uma taxa de amostragem de 5.12 kHz. Para cada padrão de defeito foi feita a medida do sinal de vibração em seis rotações diferentes: 400, 600, 800, 1000, 1200 e 1400 rpm. Os sinais foram medidos para o sistema com carga de 60% do valor nominal máximo, ou seja, 8.4 N.m.

4.2 Análise dos Indicadores

Os indicadores serão extraídos do sinal no domínio do tempo, para as três condições de engrenagem, permitindo assim que se visualize para cada condição as componentes que estas geram. Os indicadores serão extraídos de um sinal residual, onde se parte do princípio de que o sinal coletado para situação defeituosa do sistema compreende a soma de um sinal para o sistema com defeito a um sinal do sistema sem defeito. Com isso adota-se como sinal de referência aquele para o sistema sem defeito, e então extrai-se este do sinal total, resultando num sinal que em tese diz respeito apenas a condição defeituosa. O sinal residual foi usado neste trabalho visto que apresentou melhores resultados que o sinal normal, conforme Irmão, 2002.

A Fig.(3) mostra os gráficos dos indicadores valor RMS, Kurtose e Fator de Crista, respectivamente, em função da rotação para as três condições da engrenagem.

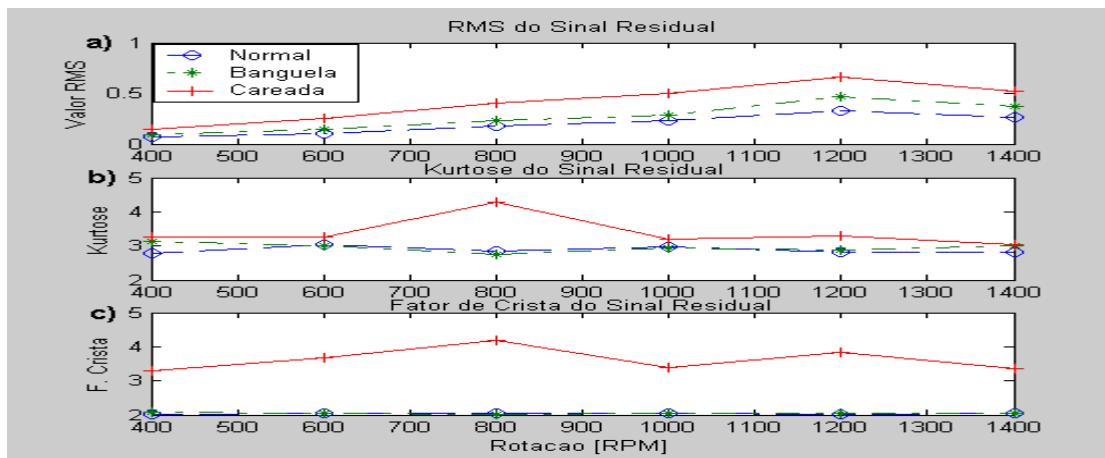


Figura 3. Gráficos de valor RMS, Kurtose e Fator de Crista versus Rotação.

Na Fig.(3a) percebe-se que os valores RMS para as três condições tendem a subir de valor com a rotação, o que é razoável visto que se esta somando energia ao sistema quando este tem sua rotação aumentada. Verifica-se que o valor RMS distingue com clareza as três condições de engrenagem para todas as rotações consideradas. E coloca os níveis de RMS crescentes da condição de engrenagem normal para condição de engrenagem careada. Observa-se ainda que o ganho de energia da condição normal para condição banguela da engrenagem não se elevou tanto quanto comparada a condição careada. Isto provavelmente se deve ao fato de que a engrenagem considerada seja do tipo helicoidal, onde o processo de engrenamento se dá por vários dentes ao mesmo tempo e não apenas um e então a perda de um dos dentes não teve tanto efeito em termos de energia para o sistema quanto os dez dentes consecutivos careados.

A Fig.(3c) mostra os valores do Fator de Crista em função das rotações, verifica-se que para cada condição de engrenagem os valores de Fator de Crista tendem a oscilar em torno de um determinado numero, o que mostra uma certa independência deste indicador com relação a rotação. Percebe-se que a condição de engrenagem careada se distinguiu bem da condição normal, porém, o mesmo não é verificado para a condição de engrenagem banguela, o que implica dizer que este indicador não seja apropriado para identificação deste tipo de defeito.

A Fig.(4) mostra os gráficos do comportamento dos indicadores Fator K, FM4 e FM0 em relação a rotação.

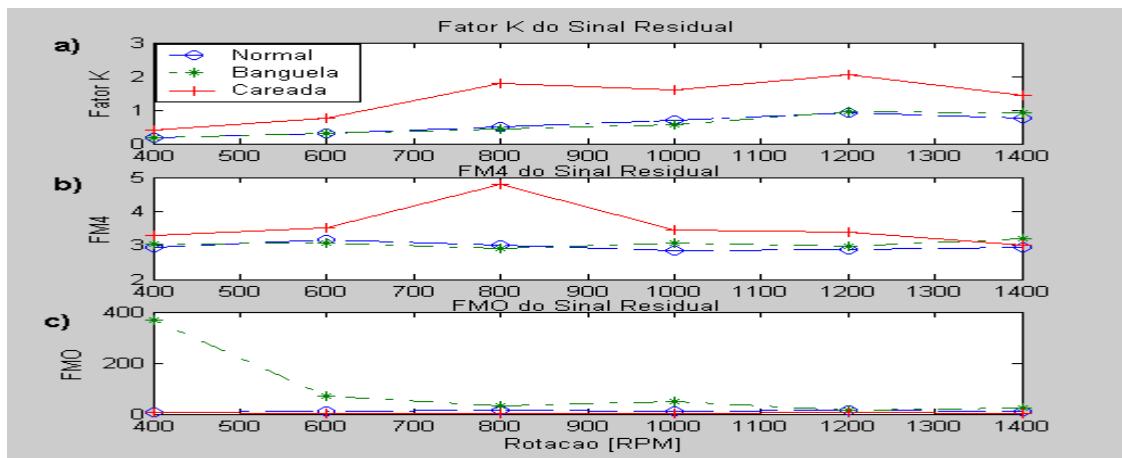


Figura 4. Gráficos do Fator K, FM4 e FM0 versus rotação.

Observando a Fig.(4a) verifica-se que o indicador Fator K tende a aumentar com o aumento da rotação. Verifica-se que a condição de engrenagem careada esta bem identificada, visto que os valores deste indicador para todas as rotações foram maiores em relação a condição normal. Constata-se no entanto, que a condição do tipo banguela se confunde com a condição normal para a engrenagem, mostrando que este indicador talvez não seja adequado para detecção deste tipo de defeito.

O gráfico da Fig.(4b) mostra como se comporta o indicador FM4 com a rotação e verifica-se que assim como a Kurtose este indicador tende a oscilar em torno do valor 3 com a rotação. Constata-se que o mesmo consegue identificar a condição do tipo careada, visto que todos os seus valores são maiores que 3 para todas as situações de rotação, porém não se mostra eficiente na determinação da condição banguela, se confundindo com a condição normal para a engrenagem. Já a condição normal de engrenagem esta bem estabelecida para todas as rotações sendo a maioria dos seus valores iguais ou abaixo de 3. Conclui-se então que o indicador FM4 é eficiente na identificação de defeitos do tipo distribuído, e não apropriado para identificação dos defeitos do tipo localizado.

A Fig.(4c) mostra o gráfico do comportamento do indicador FM0 com a rotação. Verifica-se um provável queda deste indicador com a rotação, principalmente com a condição de engrenagem banguela. O que se percebe é que a condição banguela para engrenagem se identifica para todas as rotações em relação a condição de careada e normal da engrenagem. Ao contrário do que acontece com o indicador FM4, a condição de engrenagem careada se confunde com a condição normal. O que nos leva a concluir que o indicador FM0 não seja eficiente na identificação da condição careada e portanto de um defeito do tipo distribuído, porém se mostra adequado para detecção da condição banguela de engrenagem e portanto de defeitos do tipo localizado. Ao se estabelecer ainda um comparativo do valor FM0 e Fator de Crista para as condições de careado e banguela percebe-se que na condição de careada a energia do sinal se concentra nas harmônicas do engrenamento, ao passo que para a condição banguela a energia do sinal está fora destas componentes.

Avaliando os valores de Kurtose e FM4 para as três condições de engrenagem e todas as rotações, mostrados na Tab.(2), verifica-se que quase a totalidade dos valores de FM4 superam os valores de Kurtose.

Tabela 2. Valores de FM4 e Kurtose para as três condições de Engrenagem

| Rotações [RPM] | Engrenagem Normal | | Engrenagem Banguela | | Engrenagem Careada | |
|----------------|-------------------|--------|---------------------|--------|--------------------|--------|
| | Kurtose | FM4 | Kurtose | FM4 | Kurtose | FM4 |
| 400 | 2 7662 | 2 9347 | 3 1276 | 3 0389 | 3 266 | 3 3016 |
| 600 | 3.0487 | 3.1617 | 2.9998 | 3.062 | 3.2753 | 3.5263 |
| 800 | 2.8503 | 3.0184 | 2.7639 | 2.9211 | 4.2699 | 4.8029 |
| 1000 | 2.9638 | 2.859 | 2.9529 | 3.0619 | 3.1833 | 3.451 |
| 1200 | 2.8247 | 2.888 | 2.8879 | 2.9834 | 3.2868 | 3.3984 |
| 1400 | 2.8138 | 2.9466 | 3.016 | 3.2039 | 3.0242 | 3.0121 |

Isto sugere a criação de um indicador semelhante ao Fator K. A este novo parâmetro denominou-se Fator K para engrenagem, dado na Eq.(5).

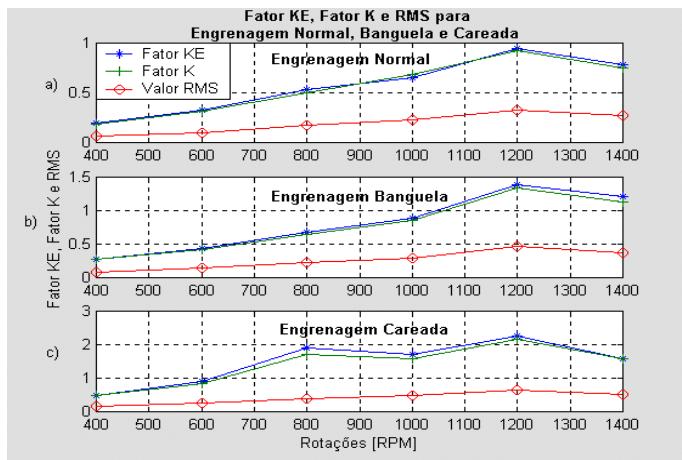


Figura 5. Fator KE, FK e RMS para engrenagem normal(a),banguela(b),careada (c).

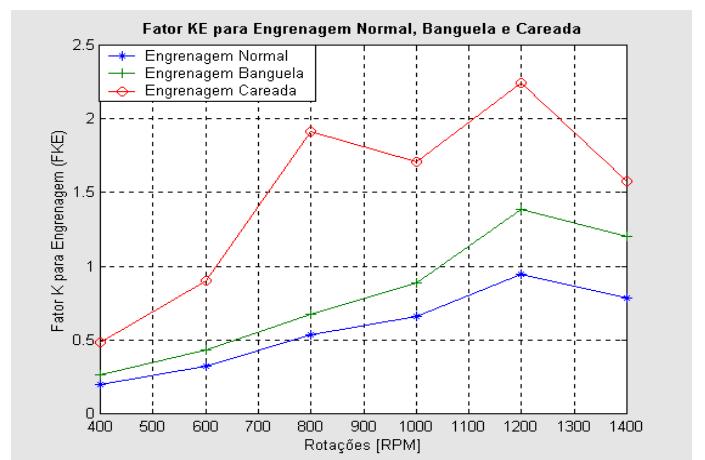


Figura 6. FKE para três condições de defeito em engrenagem.

O desempenho do Fator KE em relação ao Fator K convencional e o valor RMS para as três condições das engrenagens são mostrados na Fig. 5, observa-se que o valor RMS é menos sensível a

detecção das condições de engrenagem que o Fator K e este por sua vez menos sensível que o Fator KE. Este parâmetro é então um indicador específico se sobressai diante os convencionais e com capacidade de diferenciar os três tipos de condições experimentais tratados neste trabalho, conforme mostra a Fig. (6). Percebe-se ainda nesta figura, uma tendência deste fator ser crescente com a rotação para todas as condições da engrenagem. Verifica-se que os valores do Fator KE são crescentes da condição de engrenagem sem defeito, passando pela condição banguela e chegando a condição de engrenagem careada para todas as rotações analisadas e com diferenças de valores superiores de uma condição para outra, superior a todos os indicadores analisados neste trabalho.

5.CONCLUSOES

Considerando o sistema engrenado sujeito às diversas condições testadas neste trabalho, pode-se concluir que:

O valor RMS é um bom indicador para defeitos tanto distribuído, quanto para defeitos localizados; O valor de Kurtose não é um bom indicador para defeitos do tipo localizado, mas mostra-se eficiente para detecção de defeitos do tipo distribuído. Este indicador também se mostrou independente da rotação de trabalho; O Fator de Crista se mostrou independente da rotação e incapaz de identificar a condição banguela para engrenagem; O FM4 é eficiente na detecção de defeito do tipo distribuído; O FM0 é eficiente na detecção de defeito do tipo localizado; A maioria dos indicadores testados neste trabalho se prestam a identificação da condição careada para engrenagem e provavelmente para um defeito com configuração do tipo distribuído; Os indicadores FM4 e RMS sugerem um novo indicador, dado por: $FKE = RMS * FM4$, capaz de classificar as três condições de engrenagem consideradas neste trabalho. Portanto, O Fator KE é um indicador que deve ser avaliado com mais atenção para outras condições de defeitos, já que para as condições de engrenagem normal, banguela e careada se mostrou eficiente na identificação.

6. AGRADECIMENTOS

À CAPES pelo apoio financeiro concedido através do projeto PROCAD, e a infra-estrutura disponível do Laboratório de Vibração e Instrumentação do DEM/CCT/UFCG e LADIN/DEM/USP.

7. REFERÊNCIAS

- Arato Jr., A., 2004, “Manutenção Preditiva Usando Analise de Vibrações”, Barueri, SP, Editora Manole .
- Boashash, B., 1992, “Time-Frequency Signal Analysis-Methods and Applications”, Longman Cheshire, Wiley.
- Irmão, M. A. S., Silva, A. A., 2003, “Análise de Falhas em Sistemas Engrenados usando Representações Conjuntas Tempo-Freqüência: Espectrograma e Pseudo Wigner-Ville”, Anais do CIBEM VI, Congresso Ibero-American de Engenharia Mecanica 2003, Coimbra-PT.
- Irmão, Marcos A. S., 2002, “Comparação de Representações Conjuntas Tempo-Frequência Aplicadas na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados”, Dissertação de Mestrado, Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande – PB.
- James, L. C., Limmer, J. D., 2000, “Model-based condition index for tracking gear wear and fatigue damage”, WEAR, Elsevier Science, p. 26-32.
- Nepomuceno, L. X, 1989, “Técnicas de manutenção preditiva”, Edgard Blücher, São Paulo, 1989.
- Padovese, L. R., 2003, “Analysing Transient Vibration Signals With Parametric Time Frequency Methods”, Anais do XVII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica-COBEM, São Paulo-SP.

- Pena, J. L. O, Duarte, M. A. V., 2001, "Um estudo sobre o uso de demodulação em amplitude e fase via mínimos quadrados recursivos no controle de qualidade na fabricação de caixas de engrenagens" Anais XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica-COBEM, Uberlândia-MG.
- Randall, R. B., 1982, "A new method of modeling gear faults", Journal of Mechanical Design, Vol. 104, p. 259-267.
- Silva, A. A., 1999, "Detecção e Análise Dinâmica de Falhas em Rolamentos", Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, EESC-USP, São Carlos - SP.
- Staszewski, W. J., Worden, K., and Tomlinson, G. R., 1997, "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.
- Wang, W. J., McFadden, P. D., 1993, "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.

GEARBOX FAULT ANALYSIS USING CONDITION INDICATORS BASED ON VIBRATION SIGNAL

Marcos Antônio da Silva Irmão

Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, PB, mirmao@yahoo.com

Antonio Almeida Silva

Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, PB, almeida@dem.ufpb.br

Linilson Rodrigues Padovese

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo/SP, lrpadove@usp.br

Abstract. *In the last years new technologies and methodologies have been developed for increasing the reliability of fault diagnosis in mechanical equipment, mainly in rotating machinery. Global vibration indexes as RMS, Kurtosis, etc., are widespread known in industry and in addition, are recommended by international norms. Despite that, these parameters do not allow reaching reliable equipment condition diagnosis. They are attractive for their apparent simplicity of interpretation, mainly when compared with methods based on the spectral representation of the vibration data, or high frequency methods like shock pulse, high frequency demodulation, acoustic emission, etc. This work proposes a new condition indicator and use the concept of residual signal to increase the fault signature, improving the diagnostic performance of the traditional indicators. This performance is analyzed using a vibrational data base of faults in gearbox.*

Keywords: Condition indicators, fault analysis, signal vibration, gearbox.