

Consideraciones para la aplicación del procesamiento ciclo estacionario avanzado al diagnóstico de cojinetes de rodamientos.

F. E. Hernández Montero, O. Caveda Medina

Universidad de Pinar del Río, Martí 270, Pinar del Río. Tel: +53 82 755 453,
Fax: +53 82 779353. E-mails: fidel@tele.upr.edu.cu , racso_t01@telemail.upr.edu.cu.

(Recibido el 12 de febrero de 2007; aceptado el 13 de Julio de 2007)

Resumen.

La aplicación del procesamiento ciclo-estacionario tradicional al análisis de vibraciones para el diagnóstico del estado de los cojinetes de rodamientos presenta un serio problema que se relaciona con la ocurrencia de falsas alarmas. En dos recientes trabajos, sus autores han empleado técnicas diferentes para aplicar el procesamiento ciclo-estacionario "puro", en aras de resolver este problema. En este trabajo se resumen las bases de estos trabajos y se comparan las técnicas más atractivas presentadas en tales investigaciones. Para efectuar la comparación, se simulan las señales de vibración producidas por fallos locales en cojinetes de rodamientos, a partir de un modelo que constituye el más completo y práctico de los establecidos hasta el momento. Se mostró que el enfoque de aplicación del procesamiento ciclo-estacionario basado en la mediana fue el que mejor resultado ofreció.

Palabras claves: Análisis de vibraciones, diagnóstico de maquinarias, procesamiento cicloestacionario.

1. Introducción.

Diversas son las técnicas involucradas en el diagnóstico de maquinarias mediante análisis de las vibraciones. De estas, la más empleada lo constituye sin dudas el análisis espectral debido a la baja relación costo/beneficio que ofrece. Sin embargo, su implementación presenta una serie de características, las cuales, en determinadas circunstancias se pueden convertir en desventajas (estas características se encuentran bien descritas en la tesis doctoral "inérita" de Hernández [1]).

Un tipo de vibración cuyo análisis espectral se presenta como inefectivo lo constituye el generado por fallos locales en cojinetes de rodamientos, constituyendo este el objeto de la presente investigación.

Para contrarrestar la ineficiencia del análisis espectral se han venido introduciendo algunas técnicas más avanzadas de análisis de vibraciones. Entre estas se destaca el procesamiento cicloestacionario.

El procesamiento cicloestacionario permite fundamentalmente detectar componentes relacionadas en fase, propiedad que es aprovechada para detectar determinados desperfectos mecánicos con patrones de vibración muy complejos que se presentan en forma de modulaciones (por ejemplo, en cojinetes de

rodamientos). Los beneficios de su implementación han sido analizados en diferentes trabajos [2], [3].

Sin embargo, un serio problema ocurre con tal aplicación: con la utilización del procesamiento cicloestacionario clásico (también conocido como "impuro") de segundo orden, como herramienta para diagnosticar fallos locales en cojinetes de rodamientos, pueden ocurrir falsas alarmas, es decir, dar indicación de fallo en estos componentes cuando en realidad el desperfecto no existe. De hecho, es posible demostrar que este problema ocurre debido a que componentes con propiedades cíclicas de primer orden se manifiestan también en el estimado de los parámetros cicloestacionarios de segundo orden.

La idea básica para resolver esta problemática es aplicar el procesamiento cicloestacionario de segundo orden, pero a través de un enfoque "puro" (se elimina la interferencia de componentes cíclicas de primer orden). Sólo dos trabajos han tratado esta aplicación al análisis de la vibración producida por un fallo local en un cojinete de rodamientos, aunque de maneras diferentes: un artículo de Antoni *et al.* [4], en el que se describen profusamente las formas de aplicación del procesamiento cicloestacionario y, usando algunas técnicas presentadas (fundamentalmente basadas en métodos de filtrado) es posible resolver el problema descrito anteriormente; y la tesis doctoral "inérita" de

Hernández [1] en la que se resuelve el problema a partir del tratamiento de *cumulantes* y estimaciones de componentes interferentes.

En este trabajo se realiza una valoración acerca de la utilización de las técnicas más importantes propuestas en estos dos trabajos.

2. Materiales y métodos.

Procesamiento cicloestacionario impuro de segundo orden.

Las señales de vibración objeto de la presente investigación, presentan propiedades cicloestacionarias de segundo orden [2], [3], por tanto, todo el tratamiento teórico considerado como necesario a describir, será establecido en ese orden. En este marco, el parámetro cicloestacionario “impuro”, denominado Función de Autocorrelación Cíclica (CAF), se determina como

$$R_x^\alpha(\tau)_2 = \langle m(t, \tau)_2 e^{-i2\pi\alpha t} \rangle, \quad (1)$$

Donde

$$\tau = [\tau_1, \tau_2]^\dagger, \quad \langle w(u) \rangle = \lim_{Z \rightarrow \infty} \frac{1}{Z} \int_{-Z/2}^{Z/2} w(u) du$$

y

$$m(t, \tau)_2 = \prod_{j=1}^2 x(t + \tau_j).$$

Cada valor de α en (1) se llama frecuencia cíclica impura de orden 2 (para diferenciarla de la frecuencia cíclica pura de orden 2, la cual será caracterizada en la sección B).

En el dominio de la frecuencia, la nueva función va a estar relacionada con la transformada de Fourier. La transformada de Fourier de la CAF, conocida como Densidad Espectral de Correlación (CSD), se define como

$$S_x^\alpha(f)_2 = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} R_x^\alpha(\tau)_2 e^{-i2\pi f^\dagger \tau} d\tau,$$

donde $f = [f_1, f_2]^\dagger$.

Los parámetros cicloestacionarios temporal (la CAF) y espectral (la CSD) pueden ser expresados a través de sus “formas reducidas”,

$$\bar{R}_x^\alpha(\tau)_2 = \langle x(t)x(t+\tau)e^{-i2\pi\alpha t} \rangle \quad (2)$$

$$\bar{S}_x^\alpha(f)_2 = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{R}_x^\alpha(\tau)_2 e^{-i2\pi f^\dagger \tau} d\tau \quad (3)$$

y es a través de esta descripción en forma “reducida” de los parámetros que estos son estimados en la práctica.

La CSD puede ser estimada de forma no paramétrica a través del periodograma cíclico de orden 2 [5], [6]:

$$I_{x_T}^\alpha(t, f)_2 = \frac{1}{T} X_T(t, f) X_T^*(t, f - \alpha), \quad (4)$$

$$\text{donde } X_T(t, f) = \int_{t-T/2}^{t+T/2} x(u) e^{-i2\pi f u} du.$$

En este caso, la CSD se puede estimar a través de la siguiente expresión:

$$\bar{S}_x^\alpha(f)_2 = E \{ I_{x_T}^\alpha(t, f)_2 \} \quad (5)$$

Procesamiento cicloestacionario puro de segundo orden.

Este tipo de procesamiento se basa en la obtención de frecuencias cíclicas puras, y para ello, a $m(t, \tau)_2$ se le substraen todos los pares posibles de productos de frecuencias cíclicas de primer orden (esto es para eliminar su influencia en el estimado cicloestacionario de segundo orden). En este caso, el parámetro cicloestacionario temporal obtenido se conoce como función cíclica temporal de cumulante (CTCF) de segundo orden [5], [6]:

$$C_x^\beta(\tau)_2 = \langle [m(t, \tau)_2 - R_x(t, \tau_1)_1 R_x(t, \tau_2)_1] e^{-i2\pi\beta t} \rangle, \quad (6)$$

$$= R_x^\beta(\tau)_2 - \sum_{\alpha_1 + \alpha_2 = \beta} R_x^{\alpha_1}(\tau_1)_1 R_x^{\alpha_2}(\tau_2)_1$$

Donde $R_x^\alpha(\tau)_1 = \langle x(t + \tau) e^{-i2\pi\alpha t} \rangle$.

Se puede apreciar claramente que la magnitud de la componente periódica pura de segundo orden, $C_x^\beta(\tau)_2$, está dada por la magnitud de la componente impura de segundo orden, $R_x^\beta(\tau)_2$, restandole todos los pares de productos de magnitudes de componentes periódicas de primer orden cuyas frecuencias suman β .

El parámetro espectral cicloestacionario de segundo orden basado en los cumulantes, conocido como Poliespectro Cíclico (PEC) de segundo orden, se calcula a través de la transformada de Fourier de la CTCF de segundo orden:

$$P_x^\beta(f)_2 = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} C_x^\beta(\tau)_2 e^{-i2\pi f^\dagger \tau} d\tau \quad (7)$$

Las formas reducidas de la CTCF y el PEC de segundos órdenes están dadas a través de las siguientes ecuaciones:

$$\bar{C}_x^\beta(\tau)_2 = \bar{R}_x^\beta(\tau)_2 - \sum_{\alpha_1 + \alpha_2 = \beta} R_x^{\alpha_1}(0)_1 R_x^{\alpha_2}(\tau)_1 \quad (8)$$

$$\bar{P}_x^\beta(f)_2 = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{C}_x^\beta(\tau)_2 e^{-i2\pi f\tau} d\tau. \quad (9)$$

El PEC de segundo orden puede ser estimado construyendo el periodograma cíclico de orden 2 (ver (4)), enmascarándolo con una ventana especial, $Z_\beta(f)$, y después convolucionándolo con una ventana de suavización [5]:

$$\bar{P}_{x_T}^\beta(f)_{2,\Delta f} = E \left\{ W_{\Delta f}(f) * \left[I_{x_T}^\beta(t, f)_2 Z_\beta(f) \right] \right\} \quad (10)$$

En (10) $Z_\beta(f)$ es igual a 1, excepto para los casos en que f pertenezca a una subdiversidad de β , para los cuales es cero. De hecho, f es subdiversidad de β si a la frecuencia f existe una componente cicloestacionaria de primer orden y $f + f' = \beta$, siendo f' otra frecuencia cualquiera a la cual también existe una componente cicloestacionaria de primer orden.

Vibración generada por fallos locales en cojinetes de rodamientos.

Son diversos los modelos matemáticos que han tratado de acercarse a una representación lo más exacta de la vibración que se genera cuando existe un fallo local en un cojinete de rodamientos.

La mayoría de estos modelos se basa en que cuando este tipo de fallo existe habrá un impacto cada vez que los elementos rodantes pasen sobre este [7]. Cada vez que la superficie con el defecto choca contra la superficie del elemento rodante se produce un impulso que puede excitar resonancias en el rodamiento y en la máquina en general [8]. Esto resultará en una serie de “golpes resonantes” muy cortos que suceden a la frecuencia de paso de los elementos rodantes por sobre la superficie dañada del aro correspondiente.

Determinando las frecuencias asociadas a cada uno de los componentes de los cojinetes se puede identificar qué parte o zona del cojinete está deteriorada. Estas frecuencias, conocidas como *frecuencias características de fallo*, se determinan a través de determinadas expresiones. Como para las diferentes partes del cojinete de rodamientos la forma de la vibración es similar, el trabajo se basará en las vibraciones simuladas producidas por un fallo local en el aro exterior, cuya frecuencia característica se determina de la manera siguiente:

$$BPFO = \frac{N}{2} f_r \left[1 - \frac{Bd}{Cd} \cos(\alpha) \right] \quad (11)$$

BPFO es la frecuencia de paso de los elementos rodantes por el aro exterior. Por su parte, N es el número de elementos rodantes, Cd es el diámetro medio de la jaula, f_r es la frecuencia de rotación del eje, Bd es el diámetro de los elementos rodantes y α es el ángulo formado por la carga y el plano radial.

De los modelos que de manera más completa caracterizan esta vibración se destaca el presentado por Randall *et al.* en [2]:

$$x(t) = \sum_i A_i s(t - iT - \tau_i) + n(t), \quad (12)$$

Donde $n(t)$ es ruido estacionario con media cero, el cual tomaría en cuenta los efectos de otras vibraciones en el sistema.

Para buscar más simplicidad, se asume en el modelo que $\{n(t)\}_{t \in \mathbb{R}}$ es un proceso estacionario de media cero, que $\{\tau_i\}_{i \in \mathbb{Z}}$ es un proceso aleatorio discreto de media cero, cuya función de autocorrelación es la delta de Dirac, y que $\{A_i\}_{i \in \mathbb{Z}}$ es un proceso aleatorio discreto cuya función de autocorrelación periódica es también la delta de Dirac de modo que $E\{A_i\} = E\{A_{i+Q}\} = \bar{A}_i$.

Este modelo se empleará para, a través de la computadora, simular las vibraciones generadas por fallos locales en cojinetes de rodamientos. En la Fig. 1 se puede observar un ejemplo de señal de vibración basada en este modelo.

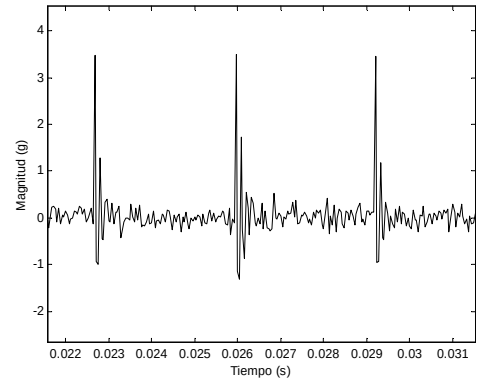


Figura 1 Señal que simula la vibración producida por un cojinete de rodamientos con fallo local en su aro exterior.

Forma de mostrar los resultados de la aplicación del procesamiento cicloestacionario

En [1] se describen dos metodologías para mostrar los resultados obtenidos con la aplicación del procesamiento cicloestacionario.

De estas, la óptima consiste en visualizar, de la CSD y el PEC de segundo orden, solamente su comportamiento

en f para $\alpha = \text{frecuencia característica de fallo}$. Si se obtienen componentes apreciables (en teoría distintas de cero), se puede decir que existe el fallo correspondiente. En la Fig. 2 se muestra módulo de la CSD obtenida de una señal de vibración producida por un fallo local en un aro externo de un cojinete de rodamientos, con frecuencia característica de fallo de 300 Hz, evaluada en $\alpha = 300$ Hz.

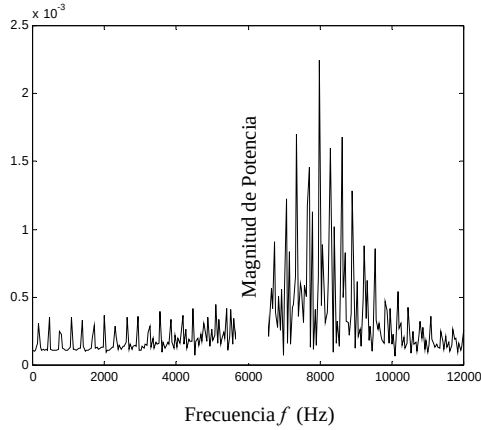


Figura 2 - Módulo de la CSD estimada de la vibración producida por un cojinete de rodamientos con frecuencia característica de fallo igual a 300 Hz, evaluada en $\alpha = 300$ Hz.

Métodos para obtener componentes cíclicas puras de segundo orden

Como anteriormente se había comentado sólo dos trabajos han aplicado al diagnóstico de cojinetes de rodamientos procedimientos para obtener componentes cíclicas puras.

En [4], se describen algunas técnicas que permiten llevar a cabo el procesamiento cicloestacionario de segundo orden a través de un enfoque puro. De estas, las más atractivas las constituyen las “ciegas”, entre las que se presentan el “*adaptive line enhancer*” (ALE) y el “*self-adaptive noise canceller*” (SANC).

Ambas técnicas se basan en el procedimiento de filtrado adaptativo. En el caso de ALE, la técnica de filtrado adaptativo se utiliza para reducir el ruido aleatorio que se presenta en una señal periódica (obtenida de la demodulación en amplitud de la señal de vibración). Esta técnica, del modo en que se aplica, no tendría sentido en utilizarla para cancelar componentes cíclicas de primer orden para posteriormente estimar características cicloestacionarias de segundo orden. Se acerca más a esto el empleo del SANC, en la forma mostrada en la Fig. 3, como se explica en [4], con la que se eliminarían las componentes cíclicas de primer orden. El posterior cálculo de la CSD presupondría la aplicación del procesamiento cicloestacionario puro

toda vez que han sido eliminadas las componentes interferentes.

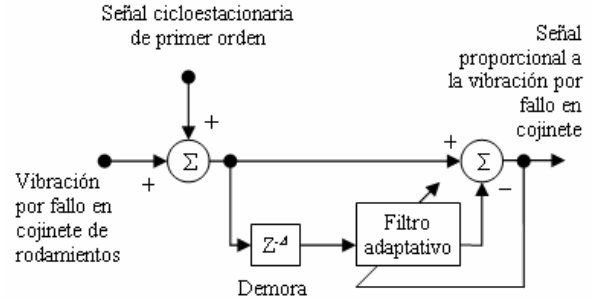


Figura 3 - Diagrama de filtrado adaptativo para la eliminación de componentes periódicas.

En [1] las componentes cíclicas de primer orden son estimadas a través de enfoques paramétricos, o, a través de enfoques no paramétricos, basados en la mediana (y con la que se obtienen los mejores resultados), como se describe en [9]. En este caso, el poliespectro cíclico de segundo orden se puede determinar a través de la siguiente expresión:

$$\bar{P}_x^\beta(t, f)_{2, \text{med } \delta f} = \text{med}_{v \in J(f, \delta f)} \{I_{x_T}^\beta(t, v)_2\}, \quad (13)$$

Donde

$$\text{med}_{v \in J(f, \delta f)} \{Z(f)\} = \text{med}_{v \in J(f, \delta f)} \{\text{Re}[Z(v)]\} + i \text{med}_{v \in J(f, \delta f)} \{\text{Im}[Z(v)]\}$$

Se ha definido al conjunto $J(f, \delta f)$ como $[f - \delta f / 2, f + \delta f / 2]$. Además, se ha establecido que para cualquier función real $Y(v)$, $\text{med}_{v \in J(f, \delta f)} \{Y(v)\}$ es la mediana de $Y(v)$ cuando v toma valores de $J(f, \delta f)$.

Para obtener un estimado cuantitativo de la efectividad de los métodos en la tarea de obtener componentes cíclicas puras de segundo orden, es decir, la efectividad en la eliminación de la influencia de componentes cíclicas de primer orden sobre el estimado de las de segundo, se utilizará un parámetro presentado en [1] denominado Función de Razón de Interferencia (FRI), la cual brinda la magnitud en la que se establece interferencia a la frecuencia f . La FRI, en dependencia de si el procesamiento es impuro o puro, está dada por las siguientes expresiones:

$$K_x^\alpha(f) = \frac{\left(\left|\bar{S}_x^\alpha(f)_2\right|\right)_A}{\left(\left|\bar{S}_x^\alpha(f)_2\right|\right)_B} - 1 \quad (14a)$$

$$K_x^\beta(f) = \frac{\left(\left|\bar{P}_x^\beta(f)_2\right|\right)_A}{\left(\left|\bar{P}_x^\beta(f)_2\right|\right)_B} - 1 \quad (14b)$$

En las anteriores expresiones, con A se ha denotado la estimación realizada cuando existe interferencia de componentes cíclicas y con B , la efectuada cuando no existe la interferencia.

3. Resultados y discusión.

La señal que se estará analizando se corresponde con la vibración generada por un fallo local en el aro externo de un cojinete de rodamientos. La frecuencia característica de fallo es 300 Hz, y se trata un primer caso a la cual se le adiciona una señal periódica (cicloestacionaria de primer orden) a la frecuencia de 7.7 kHz.

Si se aplica el procesamiento cicloestacionario tradicional, es decir, se determina el módulo de la CSD, para los casos en que existe y no existe interferencia, la FRI obtenida se muestra en la Fig. 4.

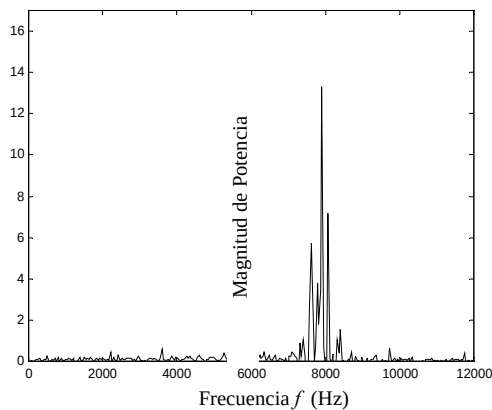


Figura 4 - FRI obtenida con la aplicación del procesamiento cicloestacionario tradicional, $\alpha = 300$ Hz.

La FRI obtenida con la aplicación del método basado en el filtrado adaptativo se muestra en la Fig. 5.

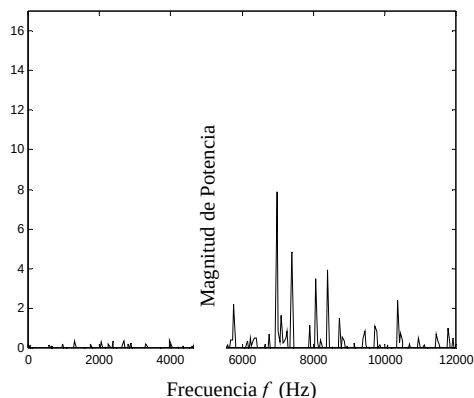


Figura 5 - FRI obtenida con la aplicación del método basado en el filtrado adaptativo, $\beta = 300$ Hz.

Al aplicar el método basado en la mediana, se obtiene la FRI mostrada en la Fig. 6.

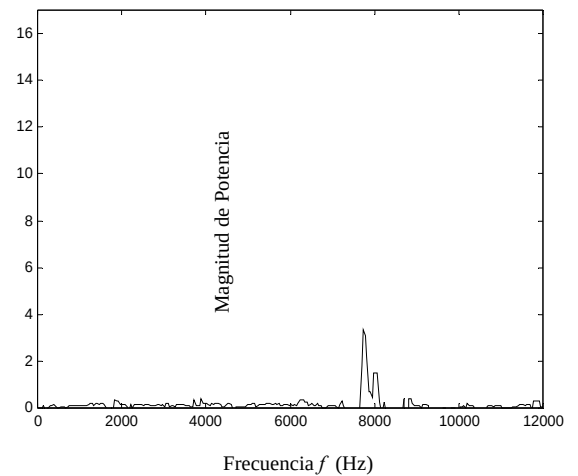


Figura 6 - FRI obtenida con aplicación del procesamiento cicloestacionario basado en mediana, $\beta = 300$ Hz.

Al comparar la FRI obtenida a través del filtrado adaptativo (ver Fig. 5) con la obtenida al aplicar el procesamiento cicloestacionario clásico (ver Fig. 4), se nota la reducción de la interferencia producida por la componente periódica de 7.7 kHz. Sin embargo, la menor interferencia ocurre con la aplicación del método de la mediana (ver Fig. 6) propuesto en [1].

4. Conclusiones.

En este trabajo fueron presentados los dos enfoques del procesamiento cicloestacionario, y algunas de las técnicas que se han empleado para la aplicación del procesamiento cicloestacionario puro al análisis de vibraciones para el diagnóstico de los cojinetes de rodamientos.

Específicamente, fueron tratadas dos técnicas tratadas en dos referencias diferentes, y los resultados de su aplicación a un problema determinado fueron mostrados. Se mostró que de las técnicas empleadas, con la que se logró mayor efectividad fue con aquella basada en el método de la mediana.

5. Referencias.

- [1] F.E. HERNÁNDEZ. *Aplicación del procesamiento cicloestacionario de vibraciones, avanzado y de segundo orden, para la detección de fallos locales en cojinetes de rodamientos*. Tesis presentada para optar por el grado de doctor en ciencias, Universidad de Pinar del Río, Cuba. 2005.
- [2] R.B. RANDALL, J. ANTONI y S. CHOBSAARD. *The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 15 (2001), 945-962.
- [3] A.C. MCCORMICK y A.K. NANDI. *Cyclostationarity in rotating machine vibrations*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 12 (1998), 225-242.
- [4] J. ANTONI y R.B. RANDALL. *Differential diagnosis of gear and bearing faults*. ASME Journal of Sound and Vibration, Vol. 124 (2002), 165-171.
- [5] C. SPOONER. *Higher-Order Statistics for Nonlinear Processing of Cyclostationary Signals*. Cyclostationarity in Communications and Signal Processing, Capítulo 2, 91-167. Ed. William Gardner. IEEE Press, 1994.
- [6] A.V. DANDAWATE. *Exploiting cyclostationary higher-order statistics in signal processing*. A thesis presented to the faculty of School of Engineering and Applied Science, University of Virginia, 1993.
- [7] F.E. HERNÁNDEZ y V. ATXA. *Diagnóstico de Maquinarias Rotatorias a partir del Análisis de las Vibraciones*. Seminario Anual de Automática, Electrónica Industrial e Instrumentación SAAEI 2003, Vigo, España. CD de trabajos: ISBN 84 – 688 – 3055 – 6.
- [8] J. PIÑEYRO , A. KLEMPNOW y J. LESCANO. *Effectiveness of new spectral tools in the anomaly detection of rolling element bearings*. Journal of Alloys and Components, Vol. 310 (2000), 276-279.
- [9] A. NAPOLITANO y C.M. SPOONER. *Median-Based Cyclic Polyspectrum Estimation*. IEEE Transactions on Signal Processing, Vol. 48 (2000), 1462-1466.

About the advanced cyclo-stationary processing application on rolling bearing diagnostic.

Abstract:

Traditional cyclostationary processing application on vibration analysis for rolling bearings condition diagnosis carries on a serious problem related to false alarms occurrence. Two recent researches describe the use of different techniques, based upon “pure” cyclostationary processing, in order to solve this problem. In this paper, basis of these works are summarized and the most suited techniques are compared. During comparison, vibrations produced by located rolling bearings failures are simulated using a practical and completed model. The cyclostationary processing application based on the median proved to be more effective.

Key Words: vibration analysis, machine condition diagnostic, cyclostationary processing.