

# ANÁLISIS DE VIBRACIONES APLICADO A LAS MÁQUINAS ROTATORIAS DE BAJA VELOCIDAD

**Edgar A. Estupiñan** ([estupin@uta.cl](mailto:estupin@uta.cl))  
Profesor Dpto. de Ingeniería Mecánica  
Universidad de Tarapacá  
Casilla 6-D – Arica (Chile)

**Pedro N. Saavedra** ([psaavedr@udec.cl](mailto:psaavedr@udec.cl))  
Profesor Dpto. de Ingeniería Mecánica  
Universidad de Concepción  
Casilla 160-C – Concepción (Chile)

## RESUMEN

Predecir la presencia de defectos en los rodamientos de máquinas que funcionan a baja velocidad, utilizando el análisis espectral de las vibraciones es una tarea difícil. Las vibraciones generadas por estas máquinas son de baja amplitud y el nivel de ruido en muchos de los casos puede ser el suficiente como para no poder identificar las vibraciones generadas por la presencia de defectos. En este trabajo se ilustra tanto con ensayos de laboratorio como con el análisis de casos históricos reales de máquinas de la industria de la celulosa y el papel, que con un análisis integrado del espectro y de la forma de la onda de la vibración es posible detectar defectos en rodamientos de máquinas de baja velocidad. También se ilustra con el análisis de un caso, la utilidad de la técnica del peakvue para analizar las vibraciones de alta frecuencia.

## INTRODUCCION

Hoy en día la mayoría de las industrias modernas dentro de sus programas de mantenimiento predictivo, utilizan el monitoreo y análisis de las vibraciones con el fin de establecer cuál es el estado de salud mecánica de las máquinas y en particular de sus elementos más críticos como son los rodamientos, descansos y engranajes, y de esta manera prevenir fallas catastróficas. Sin embargo cuando las máquinas giran a baja velocidad, el análisis se complica debido principalmente a que la magnitud de las fuerzas dinámicas que generan las vibraciones decrece con la velocidad de rotación. Por ejemplo, el desbalanceamiento genera una fuerza centrífuga proporcional al cuadrado de la velocidad. Adicionalmente, las máquinas de baja velocidad típicamente son de mayor tamaño y peso, por lo tanto, la señal de vibración medida sobre el alojamiento de los descansos es frecuentemente de muy baja amplitud y con una baja razón señal-ruido.

Para analizar vibraciones provenientes de las máquinas de baja velocidad se requiere de una adecuada selección y uso de los componentes que conforman la cadena de medición con el objeto de obtener la mejor razón señal-ruido posible, **Robinson (1995)**. En este artículo, el término “máquina de baja velocidad” se refiere a máquinas

que operan entre 6 y 300 *cpm* (ciclos por minuto). Puesto que los rodamientos son de los componentes más críticos de las máquinas y que fallan con mayor frecuencia, el estudio llevado a cabo en este trabajo, se ha centrado especialmente en el diagnóstico de defectos de rodamientos de máquinas de baja velocidad, utilizando diversas técnicas del análisis de vibraciones.

## EXACTITUD EN EL DIAGNOSTICO DE FALLAS DE RODAMIENTOS

Los rodamientos actúan como una fuente de ruido y vibración debido tanto a la variación de compliancia como a la presencia de defectos en ellos, aún cuando éstos sean geoméricamente perfectos, **Tandon (1992 y 1999)**. Los defectos en los rodamientos se pueden clasificar como distribuidos (rugosidades superficiales, ondulaciones sobre las pistas y elementos rodantes desiguales) y localizados (grietas, hendiduras, resaltes, picaduras y descascaramiento). En esta sección se describen algunas de las técnicas de análisis de vibraciones que pueden ser empleadas para identificar defectos de tipo localizado en rodamientos.

Dependiendo de la ubicación del defecto en el rodamiento, se generan vibraciones de diferente frecuencia. Cuando una superficie defectuosa hace contacto con su superficie de encuentro, se producen pulsos periódicos de corta duración. Las periodicidades con que se producen tales pulsos son función de la geometría del rodamiento, la velocidad de rotación y la localización del defecto, **Harris (1966)**, **Berry (1991)**. Sus frecuencias asociadas son designadas comúnmente como **BPFO**, **BPFI**, **BSF** y **FTF<sup>1</sup>**, y pueden ser calculadas analíticamente o utilizando algún software comercial.

---

<sup>1</sup> **BPFO** (*Ball pass frequency of the outer race*), es la frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista externa.

**BPFI** (*Ball pass frequency of the inner race*), es la frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista interna.

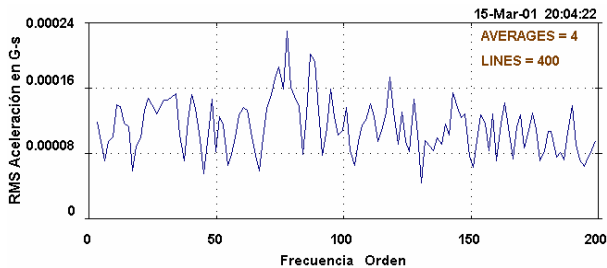
**BSF** (*Ball spin frequency*), es la frecuencia de giro de los elementos rodantes.

**FTF** (*Fundamental train frequency*), es la frecuencia de rotación del canastillo o jaula que contiene los elementos rodantes.

### **Análisis Espectral, Promediación y Resolución en Frecuencia.**

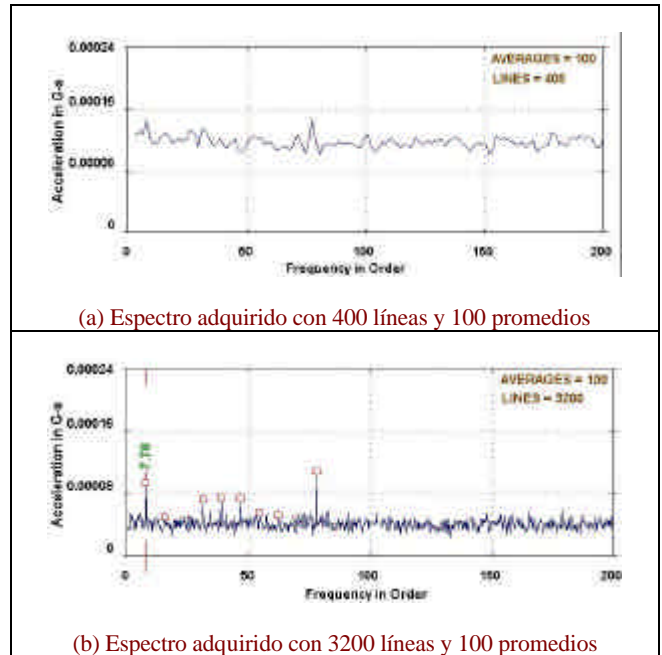
El análisis frecuencial (o espectral), es la técnica más comúnmente empleada para el diagnóstico de fallas por medio del análisis de vibraciones. Se pueden identificar fallas típicas tales como desbalanceo de rotor, desalineamiento, solturas mecánicas y defectos en rodamientos. La idea fundamental del análisis frecuencial es encontrar la relación existente entre la frecuencia de las componentes discretas presentes en el espectro y la frecuencia de las fuerzas dinámicas que generan las vibraciones.

La **figura 1** muestra el espectro de la aceleración vibratoria del rodamiento lado libre del rodillo superior de la cuarta prensa de una máquina papelera, que gira a  $31\text{ cpm}$ . El rodamiento es el  $SKF-23276$ , y el  $BPFO$  es de  $7.77xRPM$ . Para la vigilancia periódica de la mayoría de máquinas, es común utilizar un espectro de  $400\text{ líneas}$  obtenido con cuatro promedios, como el mostrado en la **figura 1**. Sin embargo, cuando los niveles de vibración son bajos, el ruido electrónico y del ambiente pueden ocultar las componentes espectrales debidas a la vibración y hacer que el análisis espectral sea dificultoso. Se hace necesario entonces, obtener mediciones con una mejor razón señal-ruido ( $SNR^2$ ). Durante la etapa de recolección de datos de vibración, es posible mejorar la  $SNR$  incrementando el número de promedios y/o mejorando la resolución en frecuencia (utilizando más líneas en el espectro). Adicionalmente se requiere del uso de sensores con bajo ruido eléctrico (inherente) y alta sensibilidad.



**Fig. 1.** Espectro de la aceleración vibratoria (4 promedios y 400 líneas de resolución).

Por medio de la promediación espectral se reduce la variabilidad de las amplitudes espectrales del ruido aleatorio en proporción directa a la raíz cuadrada del número de promedios, **Robinson et al., (1992)**. El espectro de la **figura 2(a)**, fue obtenido con un mayor número de promedios (100) y se puede observar que el espectro es más suave que el mostrado en la **figura 1**. Sin embargo con este espectro aún, no es posible distinguir las componentes de vibración real, debido a la baja  $SNR$ . Ahora bien, si se toma la medición con un mayor número de líneas (3200), la energía es distribuida entre más puntos discretos, disminuyendo así la amplitud espectral de las componentes aleatorias producidas por el ruido, como se puede observar en la **figura 2(b)**. En este espectro, el cual posee una mejor  $SNR$ , es posible identificar las componentes debidas a la vibración, las cuales corresponden a múltiplos del  $BPFO$  del rodamiento, indicando así la presencia de un defecto en la pista externa.



**Fig. 2.** Espectros de rodamiento con un defecto en la pista externa. (Velocidad de rotación =  $31\text{ cpm}$ )

### **Análisis de la Forma de la Onda**

El análisis de la forma de la onda de la vibración es una de las técnicas del dominio tiempo más útiles para detectar defectos en rodamientos. Por ejemplo, el análisis de la forma de onda de la aceleración vibratoria permite identificar los impactos producidos por el paso de los elementos rodantes sobre un defecto localizado, y por medio de su periodicidad y su relación con la frecuencia de falla identificar la localización del defecto (pista interna, externa o canastillo).

La **figura 3**, muestra el espectro de frecuencia y la forma de onda de la vibración generada por un rodamiento con un defecto en la pista externa. El rodamiento pertenece a un pequeño agitador, cuya velocidad nominal de rotación es de  $60\text{ cpm}$ . Analizando el espectro, no es posible determinar si el rodamiento posee una falla. El espectro no posee componentes espectrales discretas con una frecuencia claramente definida, debido a que el agitador cambio ligeramente su velocidad mientras se adquirían los datos, causando así una dispersión de las componentes espectrales. Sin embargo, el análisis de la señal de vibración en el dominio del tiempo, permitió identificar un defecto en el rodamiento, aún cuando la velocidad de la máquina cambiara durante la adquisición de datos. En la **figura 3(abajo)**, se pueden identificar claramente los peaks que se producen cada vez que un elemento rodante pasa por sobre el defecto. El tiempo que ocurre entre un peak y otro corresponde aproximadamente al inverso del  $BPFO$ , confirmando la existencia de un defecto en la pista externa. La periodicidad tiene unos cambios ligeros, los cuales por supuesto, están relacionados con la variación de velocidad del agitador.

<sup>2</sup>  $SNR$  : Razón señal ruido, proveniente del término en Inglés: Signal to Noise Ratio

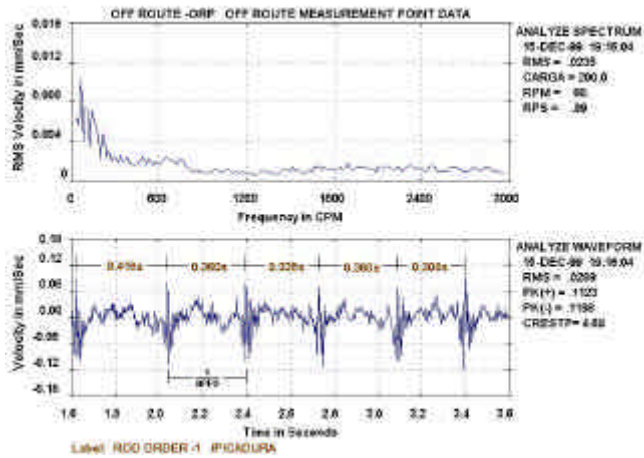


Fig. 3. Espectro y forma de onda de rodamiento con pista externa defectuosa y velocidad variable.

Para poder realizar el análisis espectral en máquinas que varían su velocidad, se utiliza la técnica del Análisis de Orders (Order Tracking Analysis), con la cual, el analizador de FFT utiliza una frecuencia de muestreo que esta directamente relacionada con la velocidad de rotación del eje, Harris (1988). Al utilizar la técnica del Análisis de Orders en el caso del agitador, se obtiene el espectro de la figura 4, en el se pueden identificar claramente las componentes armónicas del *BPFO*, a diferencia del espectro obtenido con el análisis normal.

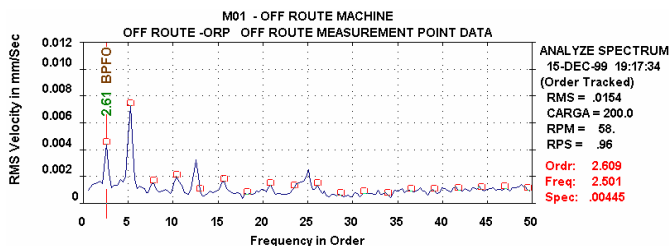


Fig. 4. Espectro obtenido con el Análisis de Orders.

## ANÁLISIS DE CASOS HISTÓRICOS DE LA INDUSTRIA DE LA CELULOSA Y EL PAPEL.

### Rodamiento con Múltiples Defectos en la Pista Interna.

En este caso se analiza el rodamiento del lado motor del rodillo superior de la tercera prensa de secado, cuya velocidad de giro es de 31 *cpm*. En la figura 5 se muestra el espectro y la forma de onda de la vibración axial adquirida con un acelerómetro de 500 *mV/g* y una frecuencia máxima de análisis de 200 *hz*. En la forma de onda se pueden identificar impactos repetitivos con una periodicidad equivalente al inverso del *BPFI* del rodamiento SKF-23276. También se puede notar que por cada revolución del eje, cuando el defecto pasa bajo la zona de carga del rodamiento, se producen los impactos de mayor magnitud. En el espectro de la figura 5, el cursor marca el *BPFI* y sus armónicos (letra D) y alrededor de ellos se pueden identificar bandas laterales separadas por la frecuencia de rotación.

Las líneas punteadas en la figura indican los valores teóricos de los *BPFI* y sus armónicos, los cuales, como se puede observar difieren ligeramente de los reales debido a variaciones en la carga de empuje axial y a un deslizamiento entre los elementos rodantes y las pistas de rodadura.

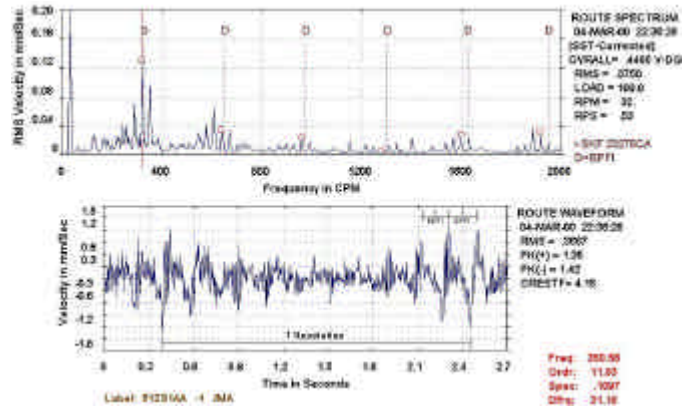


Fig. 5. Espectro y forma de onda de la vibración axial. (Rodamiento de la tercera prensa)

Con la información obtenida de las vibraciones generadas por el rodamiento, el personal de mantenimiento decidió programar su cambio. La figura 6 muestra la fotografía del rodamiento defectuoso y se pueden observar claramente los defectos localizados en la pista interna, lo cual concuerda con lo esperado de acuerdo al análisis de vibraciones realizado previamente.



Fig. 6. Rodamiento de la tercera prensa con defectos en la pista interna

La figura 7, muestra el espectro y la forma de onda de la vibración obtenidos después del cambio del rodamiento defectuoso. Se puede notar la gran diferencia entre este espectro y el obtenido con anterioridad al cambio del rodamiento. El nuevo espectro es útil como referencia para identificar la aparición de defectos en el futuro.

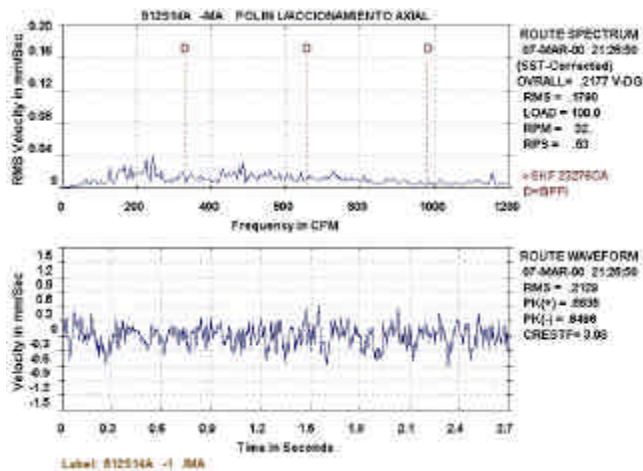


Fig. 7. Espectro y forma de onda adquiridos después del cambio del rodamiento.

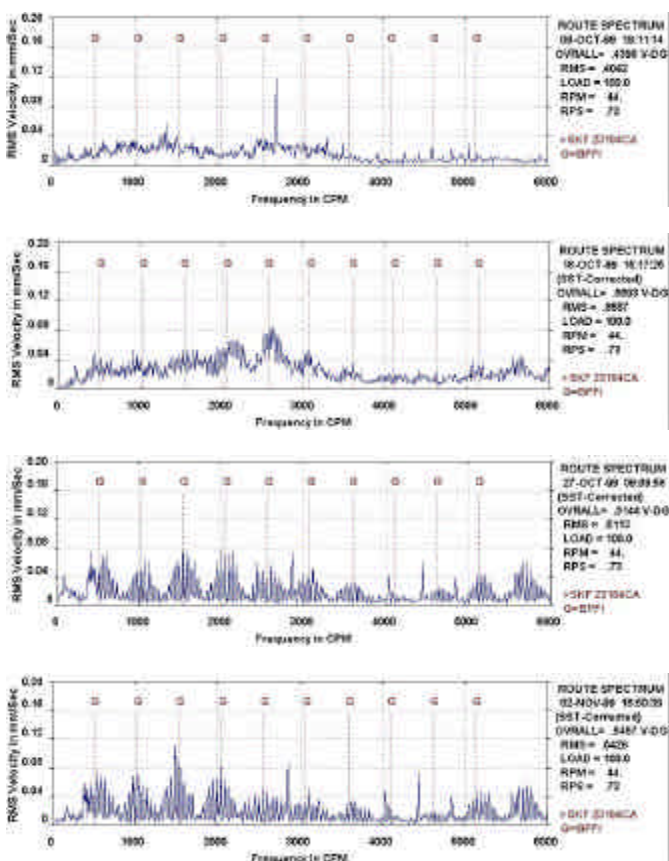


Fig. 8. Evolución del espectro de la vibración axial del rodamiento lado motor de la segunda prensa

### Rodamiento con un Defecto Localizado en la Pista Interna y Deslizamiento en el Eje.

En este caso se analiza el rodamiento del lado motor de uno de los rodillos de la segunda prensa de secado, que gira a la velocidad de 43.5 cpm. Las figuras 8 y 9, muestran los espectros y formas de onda de la vibración axial y su evolución desde octubre 9 (momento en que se detectó un cambio significativo en la vibración) hasta noviembre 2 de 1999. El rodamiento es el SKF-23184 y el BPF1 es de 11.77xRPM. Las líneas de trazos designadas en la gráfica por la letra “G”, indican la ubicación en el espectro del BPF1 y sus armónicos.

Como se observa de la figura 8, en las etapas tempranas de falla la información espectral no entrega una información clara acerca del origen del problema. Sin embargo, al analizar la forma de la onda (figura 9), se pueden identificar los impactos repetitivos que se producen desde los inicios del defecto. Se puede observar además, que la periodicidad de éstos impactos fue variando con el tiempo, lo cual es considerado como un síntoma extraño, teniendo en cuenta que la velocidad de giro del polin se había mantenido constante (43.5 cpm).

En la figura 9, se pueden identificar dos periodicidades: la periodicidad del ciclo de los impactos, correspondiente al tiempo que transcurre entre los impactos de mayor amplitud, y la periodicidad entre impactos, la cual corresponde al tiempo que transcurre entre un impacto y el siguiente. En la figura 9, se puede notar que ocurren dos o tres impactos por cada ciclo de periodicidad de los impactos.

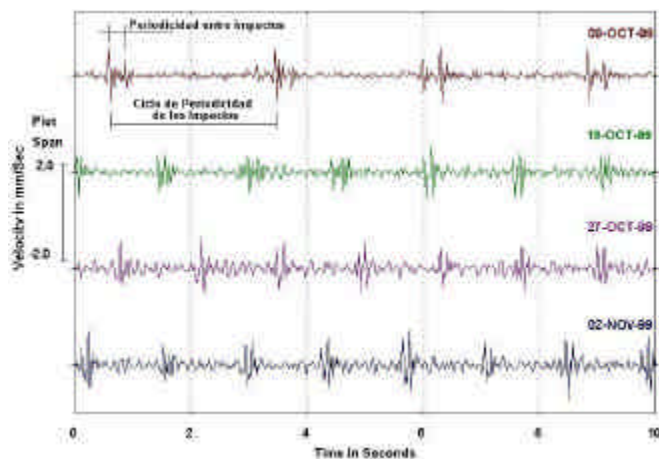


Fig. 9. Evolución de la forma de onda de la vibración axial del rodamiento lado motor de la segunda prensa

La clave para diagnosticar que el rodamiento tenía una pista interna defectuosa, fue que para todos los casos, la periodicidad entre un impacto y otro varió en la misma proporción en que lo hizo la periodicidad de cada ciclo de generación de impactos. Además, hay que tener en cuenta, que sí el defecto está en la pista interna, los impactos de mayor magnitud se producen cada vez que el defecto pasa bajo la zona de carga y eso se produce una vez por cada revolución del eje. Aunque la velocidad de rotación siempre fue la misma, la periodicidad del ciclo de los impactos cambió con el tiempo, debido probablemente a un ajuste insuficiente entre la pista interna del rodamiento y el eje, lo cual permitió deslizamientos ocasionales.

De acuerdo con el análisis realizado, se diagnosticó que el rodamiento muy probablemente tenía un defecto en la pista interna y que además se estaba deslizando sobre su eje. Por lo tanto el personal de mantenimiento programó el cambio del rodamiento para el 2 de Noviembre. La **figura 10 (izquierda)**, muestra el defecto encontrado sobre la pista interna, y la **figura 10 (derecha)**, muestra la superficie del eje sobre la cual se apoyaba el rodamiento y se puede observar en ella las marcas causadas por el deslizamiento entre el anillo interno del rodamiento y el eje, confirmando de esta manera el diagnóstico realizado previamente.

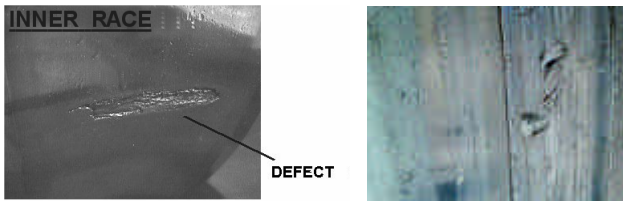


Fig. 10. Defecto localizado en la pista interna(izquierda), y superficie del eje sobre la cual se apoya el rodamiento (derecha).

Después de que el rodamiento fue cambiado, el espectro y la forma de onda de la vibración axial del rodamiento, son como los mostrados en la **figura 11**. Se observa la ausencia de impactos en la forma de la onda y de componentes espectrales significativas. Analizando este caso, se ha podido ilustrar la utilidad del análisis de la forma de onda para diagnosticar un problema que presentó síntomas no-típicos y en donde las técnicas de diagnóstico tradicionales no fueron efectivas.

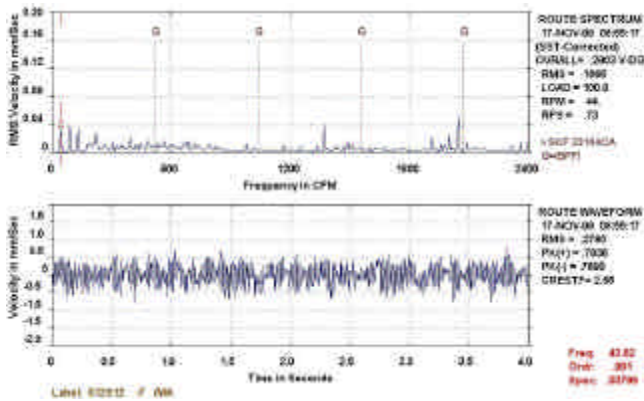


Fig. 11. Espectro y forma de onda de la vibración, después de que el rodamiento fue reemplazado.

**Detección de Grietas en Polin y Rodamiento con Pista Interna Defectuosa.**

En este caso se realizó el análisis de vibraciones y ruido proveniente de los polines superior e inferior de la tercera prensa de secado, los cuales giran a la velocidad de  $56.3\text{ cpm}$ . Uno de los operadores de la máquina empezó a notar un ruido inusual proveniente del polin superior, por lo tanto, el propósito inicial del análisis fue principalmente el de determinar la fuente del ruido y tomar así las acciones correctivas necesarias.

En la **figura 12**, se muestran los espectros de la aceleración vibratoria de los rodamientos lado libre y lado acoplamiento, adquiridos con un acelerómetro de  $100\text{mV/g}$  y con una frecuencia máxima de análisis de  $200\text{ kcpm}$ . Analizando los espectros, se pueden identificar componentes armónicas de dos veces la frecuencia de la línea eléctrica ( $6000\text{ cpm}$ ) y componentes discretas a  $28.2\text{ kcpm}$  y  $130\text{ kcpm}$ .

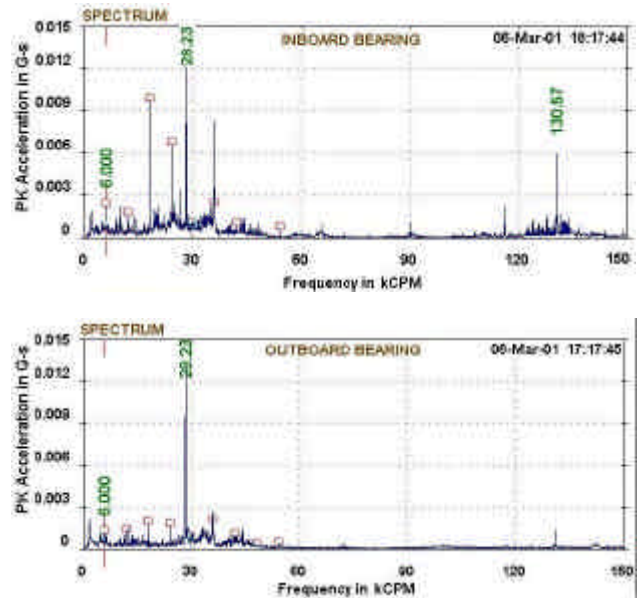


Fig. 12. Espectro de los rodamientos lado motor (inboard) y lado libre (outboard) ( $F_{\text{máx}} = 200\text{kcpm}$ ).

La causa más probable de la vibración a  $130.57\text{ cpm}$  es que corresponda a la excitación de una frecuencia natural. Se utilizó la técnica de análisis del Peakvue<sup>3</sup> para identificar que componentes de baja frecuencia son las que producen su excitación. Utilizando el peakvue, es posible identificar la periodicidad con que se producen las ondas de esfuerzo que generan tal excitación, **Canada et al (1998)**. Para el análisis con peakvue se requiere de un filtro que corte las componentes de baja frecuencia, por lo tanto se utilizó un filtro pasa alto con frecuencia de corte de  $500\text{ hz}$ .

En la **figura 13** se muestran los espectros obtenidos con el análisis del peakvue y se pueden identificar frecuencias armónicas de  $12.7x\text{RPM}$ , correspondientes al  $BPFI$  del rodamiento lado motor del rodillo inferior ( $SKF-23160$ ). Sin embargo, también son notorias frecuencias armónicas de  $BPFI/2$ , lo cual corresponde típicamente a un comportamiento no lineal de la estructura. La respuesta estacionaria de sistemas no-lineales debido a una excitación periódica, en este caso el  $BPFI$ , es caracterizado por armónicos y subarmónicos de la frecuencia de excitación, dependiendo de la clase de no linealidad, **Harris (1988)**. Una de las causas más probables del comportamiento no-lineal para este caso, sería la presencia de grietas en el polin.

<sup>3</sup> *Peakvue Analysis* : Es una técnica de análisis patentada por *Computational System Incorporated (CSI)*.

Considerando además que en los espectros de peakvue de los dos descansos, aparecen componentes a  $1xRPM$ ,  $2xRPM$  y  $3xRPM$ , el personal de mantenimiento solicitó un análisis ultrasónico, el cual confirmó la presencia de grietas en el polin y éste debió ser cambiado, evitando así una posible falla catastrófica en la máquina.

El hecho de que las componentes espectrales del *BPFI* no aparezcan en la zona de baja frecuencia, significa que el defecto en la pista interna aún se encuentra en una etapa incipiente de falla. Se recomienda por lo tanto, en este caso monitorear la evolución del defecto y considerar el momento más oportuno para su cambio. Con el análisis de este caso histórico, se ilustra la utilidad de técnicas de análisis poco tradicionales como la del peakvue para detectar incipientemente defectos en rodamientos.

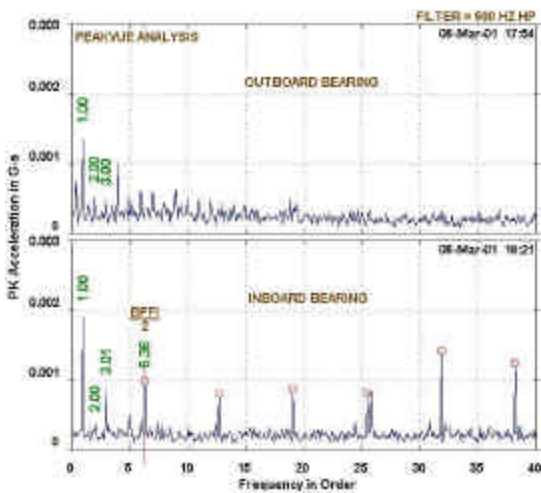


Fig. 13. Espectros de Peakvue de los rodamientos lado motor (inboard) y lado libre (outboard) del polin inferior

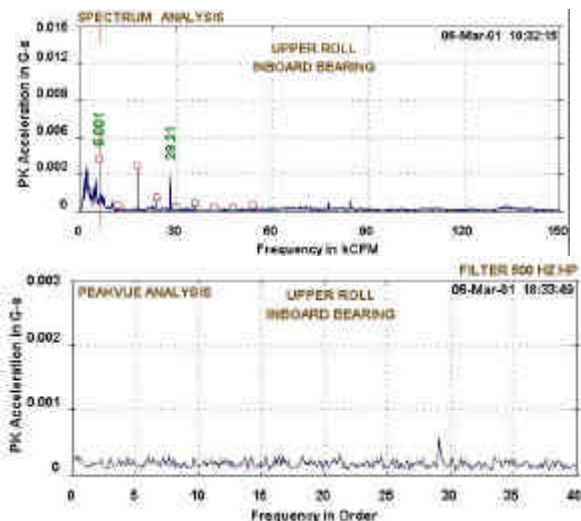


Fig. 14. Espectro normal (arriba) y del Peakvue (abajo) del rodamiento lado motor del polin superior

La figura 14 (superior e inferior) muestra el espectro obtenido de una análisis normal y el espectro del análisis peakvue de la vibración del descanso lado motor del polin superior. Si se comparan únicamente los espectros de vibración de los polines superior e inferior, no es posible determinar exactamente cual de ellos es el defectuoso, debido a que los espectros tienen una apariencia similar. Sin embargo, analizando los espectros del peakvue, figura 13(inferior) y figura 14(inferior) se observa claramente la diferencia entre ellos y se puede afirmar que el polin inferior es la fuente del problema, a pesar de que aparentemente para el operario de la máquina el ruido provenía del polin superior.

### CONCLUSIONES

Por medio de este trabajo, se ha podido mostrar que utilizando el análisis de vibraciones es factible monitorear y diagnosticar el estado de la condición mecánica de las máquinas de baja velocidad y en particular de sus rodamientos, considerados como elementos fundamentales para su buen desempeño. Para llegar a un diagnóstico acertado, se hace necesario realizar el estudio de sus vibraciones utilizando de forma integrada varias de las técnicas de análisis disponibles hoy en día en varios de los equipos de análisis de vibración modernos. Para el análisis de las vibraciones de frecuencias más bajas, se debe realizar una adecuada selección y uso de los componentes que conforman la cadena de medición, de forma tal que sus componentes no sean filtradas o atenuadas. En la etapa de medición de la vibración, se deben encaminar grandes esfuerzos hacia el mejoramiento de la razón señal-ruido, con el fin de obtener la información más confiable para el análisis y poder lograr así diagnósticos cada vez más acertados.

### BIBLIOGRAFIA

Robinson, J. C., *P/PM Technology*, Vol. 8, 1995, N°6, pp. 47-50.

Tandon, N. Nakra, B. C. *The Shock and Vibration Digest*, Vol. 24, 1992, N°3, pp. 3-10.

Tandon, N. Choudhury, A. *Tribology International*, Vol. 32, 1999, pp. 469-480.

Harris, T. A. *Rolling Bearing Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., N.Y., 1966.

Berry, E. B. *Sound and Vibration*, Vol. 25, 1991, N°11, pp. 24-27.

Robinson, J. LeVert F.E, Mott. *Sound and Vibration*, Vol. 26, 1992, N°5, p. 22-30.

Harris, C. M. *Shock and vibration handbook*. McGraw Hill, N.Y., (1988).

Canada, R., Piety, K and Robinson, J. Application Paper CSI., (1998).