

Metodología basada en la
**medición de la amplitud
de la aceleración y
en la medición de la
señal espectral de su
envolvente**



Detección de fallas de rodamientos mediante análisis vibracional

Using Vibration Analysis to Detect Failure of Bearings

RESUMEN

El objetivo de la presente investigación es establecer una metodología para la detección de fallas en rodamientos en equipos industriales mediante el uso de tecnologías predictivas. Esto permitirá identificar tempranamente las fallas de los rodamientos en equipos industriales a través de la identificación de las frecuencias forzantes del rodamiento. La tecnología predictiva utilizada es el análisis de vibraciones. El alcance de estudio abarca equipos rotativos de plantas industriales y como campo de estudio se realizará en una unidad rotativa estacionaria. El desarrollo de fallas en los rodamientos es progresivo y está asociado a las condiciones de trabajo del mismo. Estas fallas se expresan en señales y estas señales se van desarrollando progresivamente de acuerdo a la condición del rodamiento. Para el estudio se ha tomado como muestra el rodamiento SKF 1211 EK dispuesto sobre un soporte SKF – SNL 511-609.

La metodología de trabajo es experimental. En razón de ello, se utilizó un colector de vibraciones VibXpert II, un sensor piezoeléctrico VIB 6. 142 y para el análisis de la información se utilizó el software Omnitrend V.2.92.

Los principales hallazgos del trabajo muestran la identificación de las frecuencias de fallo de los rodamientos, considerando la programación del rango de frecuencia de medición y la resolución de la señal previos a la medición.

La conclusión principal es que, para poder monitorear la condición de los rodamientos de debe seguir una metodología, esta se basa en la medición de la amplitud de la aceleración y en la medición de la señal espectral de la envolvente de la aceleración.

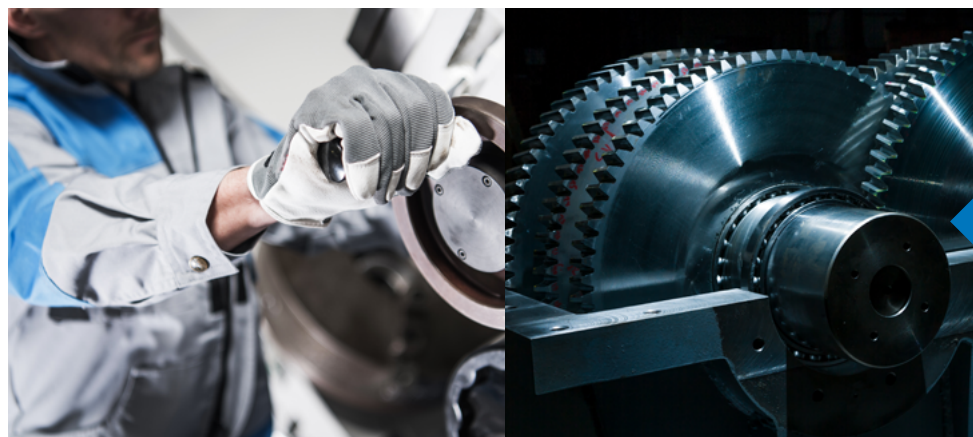
ABSTRACT

This research aims at setting a methodology to identify failures in bearings in industrial equipment by using predictive technologies. This will allow the detection of early failures of bearings in industrial equipment by identifying bearing forcing frequencies. Predictive technology was used to analyze vibration. The scope of this study covers rotating equipment in industrial plants, which will be developed in a stationary rotating unit. Failures in bearings appear progressively and are associated with working conditions. These may be expressed through signals that develop gradually depending on the bearing condition. For this study, a SKF 1211 EK bearing supported on a SKF – SNL 511-609 was used as a sample.

This experimental research used a VibXpert II vibration collector and a VIB 6.142 piezoelectric sensor. For information analysis purposes, an Omnitrend V.2.92 software was used.

The main findings of the work show the identification of failure frequencies in bearings, taking into account the programming of the measurement frequency range and the signal resolution prior to the measurement.

As a conclusion, a methodology is needed to monitor the condition of the bearings, which may be based on measuring the acceleration amplitude and the spectral signal of the acceleration enveloping.



Palabras Claves

Falla de rodamientos, monitoreo de condición, frecuencias de fallo de rodamientos.

Key words

Bearing failure, condition monitoring, bearing failure frequencies.

INTRODUCCIÓN

Uno de los problemas críticos en maquinaria rotativa de plantas industriales está asociado a los soportes de carga. La ausencia de una metodología de monitoreo de condición o la aplicación inadecuada del mismo, generan eventos no deseados que afectan la producción o la prestación de servicios con el consecuente efecto en la confiabilidad y disponibilidad de los equipos de planta. Los cojinetes de rodadura (rodamientos) son elementos mecánicos muy sensibles y por lo tanto de extremo cuidado durante su instalación y en su mantenimiento. Estas actividades están relacionadas directamente con su tiempo de vida y el desempeño de los equipos. Las tasas de fallas en maquinaria rotativa asociada a los cojinetes de rodadura son elevadas y representan un problema serio para las industrias. Todos los esfuerzos que se realizan no han logrado mitigar y menos eliminar estos problemas.

El problema principal de la presente investigación es la presencia de alta tasa de fallas de rodamientos en maquinaria industrial, esto se explica por una tardía o inadecuada detección de señales de vibración que terminan en acciones de mantenimiento con nulo o poco aporte en la solución del problema o poco aporte de valor agregado a las acciones de mantenimiento.

En razón a ello es que se establece el objetivo de la investigación que es establecer una metodología de monitoreo de condición de los rodamientos de maquinaria rotativa mediante análisis vibracional. Como parte de este objetivo mayor, se definirán los lineamientos para programar la señal de vibración a fin de identificar las frecuencias forzantes de los rodamientos.

FUNDAMENTOS

Estudios realizados documentan que «El 10 % de los rodamientos alcanzan su vida útil. Cuando la carga se duplica en un 20 %, su vida se reduce a la mitad. Cuando la carga se duplica, su vida se reduce a un séptimo del tiempo que debería ser útil» [1].

Los rodamientos soportan cargas radiales, axiales o cargas combinadas. Para el estudio, se ha elegido una unidad rotativa que trabaja con rodamientos de bolas a rótula. «Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas y un camino de rodadura esférico común en el aro exterior. Los rodamientos son insensibles a la desalineación angular del eje en relación con el soporte» [2], pero reaccionan generando señales si las condiciones de montaje y regulación del juego radial interno no corresponde a lo que indica las condiciones de diseño y los procedimientos de ensamble y operación. Las señales se expresan en las altas frecuencias y podemos observarlas en el dominio del tiempo como ondas o en el dominio de la frecuencia como espectros. Los espectros que generan las fallas de los rodamientos son asincrónicos.

Los rodamientos expresan sus fallas progresivamente. La primera etapa de las fallas se expresa en la emisión de sonidos audibles en el rango ultrasónico. En la segunda etapa se incrementa la intensidad del ruido y además se generan señales espectrales correspondientes a la frecuencia natural del rodamiento; conforme se va incrementando el nivel de excitación (conducente a la falla), el espectro incrementa su amplitud y además presenta bandas

laterales. En la tercera etapa, la intensidad del ruido se incrementa considerablemente y se mezcla con el ruido de las fallas de los componentes del rodamiento, la falla del rodamiento se expresa en forma espectral y es la que corresponde a las frecuencias forzantes de los elementos del rodamiento; aquí, según la intensidad de la falla, las frecuencias forzantes pueden desarrollar frecuencias armónicas acompañadas de bandas laterales. En la cuarta etapa, la intensidad del ruido sigue en ascenso y abarca la zona donde se expresan las frecuencias forzantes de fallas del rodamiento, zona donde es dificultoso observar los espectros forzantes de las fallas; en esta última etapa, es evidente que una falla catastrófica está en desarrollo acelerado, sin embargo, es de cuidado observar la señal espectral porque no se visualizan las frecuencias forzantes de fallas del rodamiento [3].

Las frecuencias generadas por fallas de los rodamientos dependen de su construcción física. Los fabricantes lo pueden construir con un número determinado de elementos rodantes, esto depende de las condiciones de carga para lo que es diseñado, de acuerdo con ello se generan las fallas. Estas fallas son de absoluto interés para identificar en los espectros y explicar la falla en sí:

- BPFI: frecuencia de falla del aro interior
- BPFO: frecuencia de falla del aro exterior
- BSF: frecuencia de falla de los elementos rodantes
- FTF: frecuencia de falla de la jaula

Donde:

N_b = número de elementos rodantes

dr = diámetro de elemento rodante

dc = diámetro primitivo de rodamiento

α = ángulo de contacto

$$BPFO = \left(1 - \frac{dr}{dc} \cos \alpha\right) \frac{N_b}{2}$$

$$BPFI = \left(1 + \frac{dr}{dc} \cos \alpha\right) \frac{N_b}{2}$$

$$BSF = \left(1 - \left(\frac{dr}{dc}\right)^2\right) \frac{dc}{2dr}$$

$$FTF = \left(1 - \frac{dr}{dc} \cos \alpha\right) \frac{1}{2}$$

Estas frecuencias asincrónicas se observan cuando el rodamiento desarrolla algún tipo de falla y se desarrollan progresivamente en la tercera etapa de fallo. Las frecuencias forzantes son posibles de ser detectadas mediante tecnología de análisis vibracional. Cuanto más temprano se detecten e identifiquen, será posible tomar acciones correctivas y proactivas con el consecuente efecto en la confiabilidad y disponibilidad del activo físico.

Estas frecuencias se generan en la alta frecuencia. La aceleración está asociada a las fuerzas que se desarrollan en los componentes estudiados. En nuestro caso, los rodamientos generan altas fuerzas friccionales y concentran mucha energía. Esta es la razón por la que para nuestro estudio realizaremos mediciones de aceleración.

METODOLOGÍA

Para la recolección de información se utilizó un colector de vibraciones VibXpert II y para el análisis de la información se utilizó el software Omnitrend V.2.92. El sensor de vibración utilizado en un acelerómetro piezoeléctrico Vib 5 - 436

Para la medición de la señal de la aceleración se han programado los siguientes parámetros:

Frecuencia máxima = 192000 CPM

Número de líneas = 3200

Promediado = 4

Ventana = Hanning

En la unidad se han realizado mediciones durante un periodo de 8 meses para observar el desarrollo de las frecuencias forzantes. La unidad rotativa en estudio es un centrador industrial que trabaja en las siguientes condiciones:

RPM = 1800

Potencia = 2 HP

Frecuencia de Línea = 60 Hz

Número de polos = 2

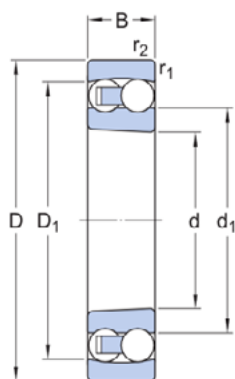
Soportes de pie: SKF SNL - 511 - 609

La siguiente es la data correspondiente al rodamiento instalado (SKF - 1211EK) [4].



Figura 1. Rodamiento SKF 1211EK.

Fuente: SKF [4].



DIMENSIONES

d	55 mm	Diámetro del agujero
D	100 mm	Diámetro exterior
B	21 mm	Ancho
d ₁	≈ 70.3 mm	Diámetro del resalte del aro interior
D ₁	≈ 86.5 mm	Diámetro del resalte del aro exterior
r _{1,2}	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán

Agujero cónico, conicidad de 1:12

Figura 2. Datos técnicos del rodamiento SKF 1211EK.

Fuente: SKF [4].

$$\begin{aligned} N_b &= 18 \\ dr &= 10.32 \\ dc &= (do + di)/2 = 77.5 \end{aligned}$$

$$\alpha = 0^\circ$$

1. Elementos componentes de un rodamiento

De las pistas o anillos

Las pistas de los rodamientos están diseñadas con las respectivas curvaturas para conformar la forma del rodamiento (esférico, cilíndrico). Las calzas de los componentes armados dependen de la carga, dimensiones del rodamiento, temperatura de operación, características de expansión y por supuesto de los requerimientos operacionales.

Las frecuencias de paso de bolas (BPFI, BPFO) son físicamente definidas como el promedio de paso de cada bola o rodillo a través de un punto definido de las pistas [5].

Ecuación 2: BPFI

$$BPFI = \left(1 + \frac{dr}{dc} \cos \cos \alpha\right) \frac{N_b}{2}$$

$$BPFI = (1 + 0.13316) 9.5$$

$$BPFI = 10.76 \times RPM$$

Ecuación 1: BPFO

$$BPFO = \left(1 - \frac{dr}{dc} \cos \cos \alpha\right) \frac{N_b}{2}$$

$$BPFO = \left(1 - \frac{dr}{(do + di)/2} \cos \cos \alpha\right) \frac{N_b}{2}$$

$$BPFO = \left(1 - \frac{10.32}{77.5} \cos \cos 0\right) \frac{19}{2}$$

$$BPFO = \left(1 - \frac{10.32}{77.5} \cos \cos 0\right) 9.5$$

$$BPFO = 8.24 \times RPM$$

Elementos rodantes

Los elementos rodantes están diseñados para rotar sobre las pistas que están diseñadas conforme a la forma del elemento (curvatura). La transferencia de la carga para un movimiento relativo requiere de esferas (bolas) o cilindros (rodillos o agujas) según la superficie de rodamiento, curvatura y una buena lubricación llegan a crear y reducir la fricción y transmisión del torque a altas velocidades rotacionales.

La frecuencia de giro de las bolas (BSF) es físicamente descrita como la velocidad angular del rodamiento con respecto a su centro. La cinemática del rodamiento permite el derivado de la velocidad de la bola y la geometría del rodamiento [5].

Ecuación 3: BSF

$$BSF = \left(1 - \left(\frac{dr}{dc}\right)^2\right) \frac{dc}{2dr}$$

$$BSF = \left(1 - \left(\frac{dr}{dc}\right)^2\right) \frac{77.5}{2(10.32)}$$

$$BSF = (1 - 0.01773) \frac{77.5}{2(10.32)}$$

$$BSF = 3.6883 \times RPM$$

Jaula

Las función primordial de la jaula de un rodamiento es la de separar los elementos del rodamiento (bolas o rodillos), permitiendo una operación segura a una variedad de velocidades. La jaula evita el roce de los elementos entre sí, así como el desgaste prematuro. Las jaulas no tienen cargas, pero facilitan una distribución de carga uniforme entre los elementos del rodamiento.

La frecuencia de la jaula (FTF) está físicamente relacionada con la velocidad del diámetro del círculo del rodamiento o la línea de centro de los elementos del rodamiento, y el análisis permite al analista determinar la relación de la velocidad de la jaula con respecto a la pista exterior del rodamiento, basándose en la geometría física del rodamiento [5].

Ecuación 4:

$$FTF = \left(1 - \frac{dr}{dc} \cos \cos \alpha\right) \frac{1}{2}$$

$$FTF = \left(1 - \frac{10.32}{77.5} \cos \cos 0\right) 0.5$$

$$FTF = 0.4334 \times RPM$$

2. Etapas de falla de los rodamientos

De acuerdo con diversos estudios se consideran 4 etapas de fallo [5].

Etapas 1

La energía ultrasónica tiende a incrementarse como respuesta a las fuentes de impacto, fricción, debido a una inadecuada lubricación (deficiente o exceso) o por fallas iniciales en las superficies. Aquí son visibles espectros de muy baja amplitud en el espectro de la aceleración.

Etapas 2

La energía ultrasónica continúa en incremento. No existen indicaciones visuales de fallas. Aquí se visibilizan, en el espectro de aceleración, espectros no sincrónicos que corresponden a la

frecuencia natural del rodamiento, entre 30K -120K CPM, como resultado de un proceso de excitación de las mismas por fallas iniciales del rodamiento. Con el incremento de las fallas iniciales se observan bandas laterales alrededor de las frecuencias naturales.

Etapa 3

La energía ultrasónica continúa en incremento. Aquí se observan patrones de defectos visuales de los componentes del rodamiento. En el espectro de aceleración y velocidad se observan espectros correspondientes a BPFI, BPFO, BSF y FTO. La severidad de la falla se determina por el número de armónicos y de las bandas laterales presentes. En esta etapa se debe tomar la decisión de reemplazar el rodamiento.

Etapa 4

La energía ultrasónica general tiende en aumento como respuesta a fricción y a los impactos producidos por las superficies con falla. Esta puede caer abruptamente antes de una falla total del rodamiento. Aquí se observan, en el espectro de aceleración y velocidad, picos en forma de armónicos del defecto del rodamiento con sus respectivas bandas laterales tendientes a desaparecer. Los defectos pueden variar en la frecuencia debido a holguras o cambios geométricos o pueden desaparecer por completo, según la intensidad del ruido, que es el que se incrementa en la base de la señal.

RESULTADOS

Los cálculos de las frecuencias forzantes del rodamiento instalado (SKF 1211EK) son los siguientes:

$$BPFI = 10.76 \times RPM = 10.76 \times 1800 = 19368 \text{ CPM}$$

$$BPFO = 8.24 \times RPM = 8.24 \times 1800 = 14832 \text{ CPM}$$

$$BSF = 3.6883 \times RPM = 3.6883 \times 1800 = 6638 \text{ CPM}$$

$$FTF = 0.4334 \times RPM = 0.434 \times 1800 = 780 \text{ CPM}$$

La medición de la señal de la vibración es el aspecto más importante del programa de análisis de vibración [6]. Sin buenos datos no se pueden lograr buenos resultados. El análisis y el software automatizado confían en buenos datos para hacer diagnósticos exactos [7]. De acuerdo con ello, la programación de la señal considera los siguientes parámetros:

Tipo de detección: Envolvente de aceleración (RMS)
Frecuencia de trabajo = 10 BPFI (193680 CPM) (*)
Número de líneas = 3200
Ventana = Hanning
Promediado = 4

The image shows a software interface for configuring a vibration signal. It includes several input fields and dropdown menus. The 'Clase de Configuración' section has tabs for 'Rodamiento', 'Espectro', and 'todo'. The 'Magnitud' is set to 'aceleración'. The 'Filtro HP/LP' is set to '6000.00' and '* 240000' cpm. The 'Frec' is set to '192000.0' cpm. The 'Nº de líneas' is set to '3200' and 'Delta F' is '60.00'. The 'Ventana' is set to 'Hanning'. The 'Envolvente' is set to 'encendido'. At the bottom, 'Promedios' is set to '3 (Lineal)'.

Figura 3. Programación de la señal.

(*) De acuerdo con las consideraciones recomendadas por Charlotte [8]

El sensor utilizado para la medición de la señal es un acelerómetro (VIB 6.142) de 1.0 $\mu\text{A/ms}^{-2}$ [9.8 $\mu\text{A/g}$] $\pm 3\%$ con un rango de frecuencia de 1 Hz hasta 20 kHz y con Frecuencia de resonancia de 36 kHz.

En el gráfico de cascada, que corresponde a mediciones de envolvente de aceleración, se observan espectros de falla que corresponden a frecuencias forzantes originadas por eventos en alta frecuencia, espectros que corresponden a la etapa 3 de falla del rodamiento.

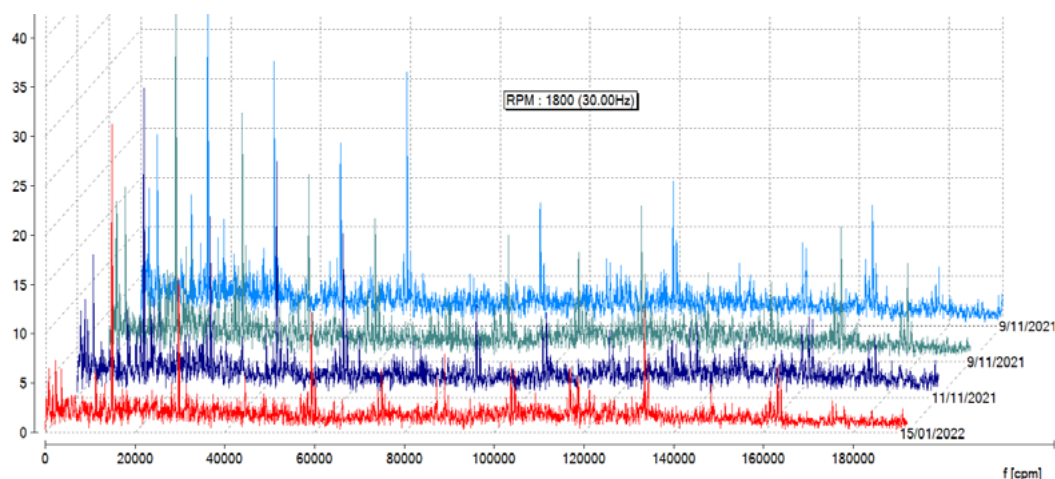


Figura 4. Gráfico de cascada de mediaciones de envolvente de aceleración de un periodo de 4 fechas.

Fuente: Elaboración propia.

En el siguiente gráfico, se observan frecuencias forzantes (F_f), que desarrollan frecuencias armónicas ($2F_f$, $3F_f$, ...).

$$F_f = 14820 \text{ CPM}$$

$$2F_f = 29640 \text{ CPM}$$

$$3F_f = 44460 \text{ CPM}$$

$$4F_f = 59280 \text{ CPM}$$

$$5F_f = 74100 \text{ CPM}$$

$$6F_f = 88920 \text{ CPM, etc.}$$

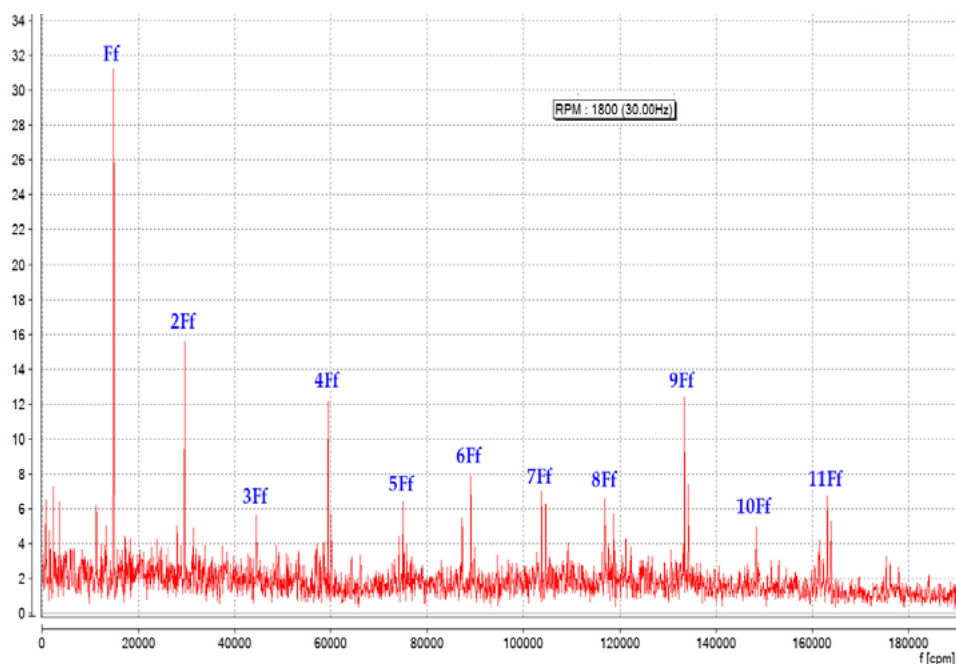


Figura 5. Gráfico del espectro de la señal envolvente de aceleración para observar la frecuencia forzante y sus armónicos.

Fuente: Elaboración propia.

La frecuencia forzante (F_f) y sus armónicos están moduladas y presentan bandas laterales.

En el siguiente gráfico se describe al armónico $5F_f$:

$$\text{Frecuencia portadora (5}F_f\text{)} = 74100 \text{ CPM}$$

$$\text{Banda lateral anterior} = 73320 \text{ CPM (Diferencia de 780 CPM)}$$

$$\text{Banda lateral posterior} = 74880 \text{ CPM (Diferencia de 780 CPM)}$$

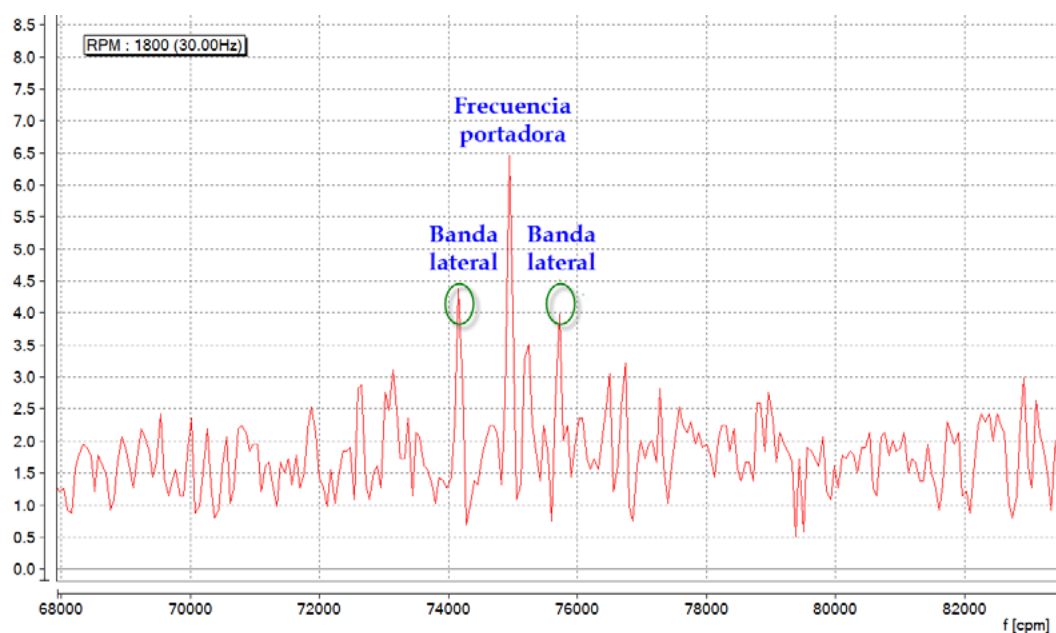


Figura 6. Gráfico del espectro de la señal de envolvente de aceleración para observar la frecuencia forzante y sus bandas laterales.

Fuente: Elaboración propia.

En los siguientes gráficos se observa que las frecuencias forzantes corresponden a la frecuencia de paso del aro exterior (BPFO) que coincide con 14820 CPM que a su vez desarrolla armónicos. Se

observa también que cada uno de los espectros se encuentra modulados por bandas laterales (780 CPM) que corresponden a la frecuencia forzante de la jaula (FTF).

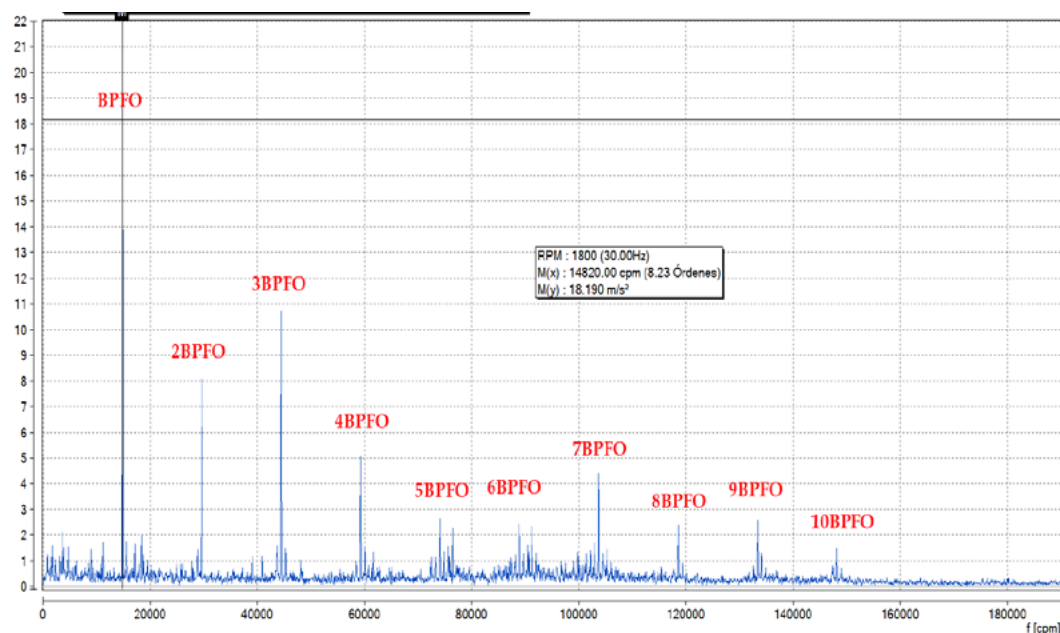


Figura 7. Gráfico del espectro de la señal envolvente de aceleración para observar la frecuencia forzante BPFO y sus armónicos.

Fuente: Elaboración propia.

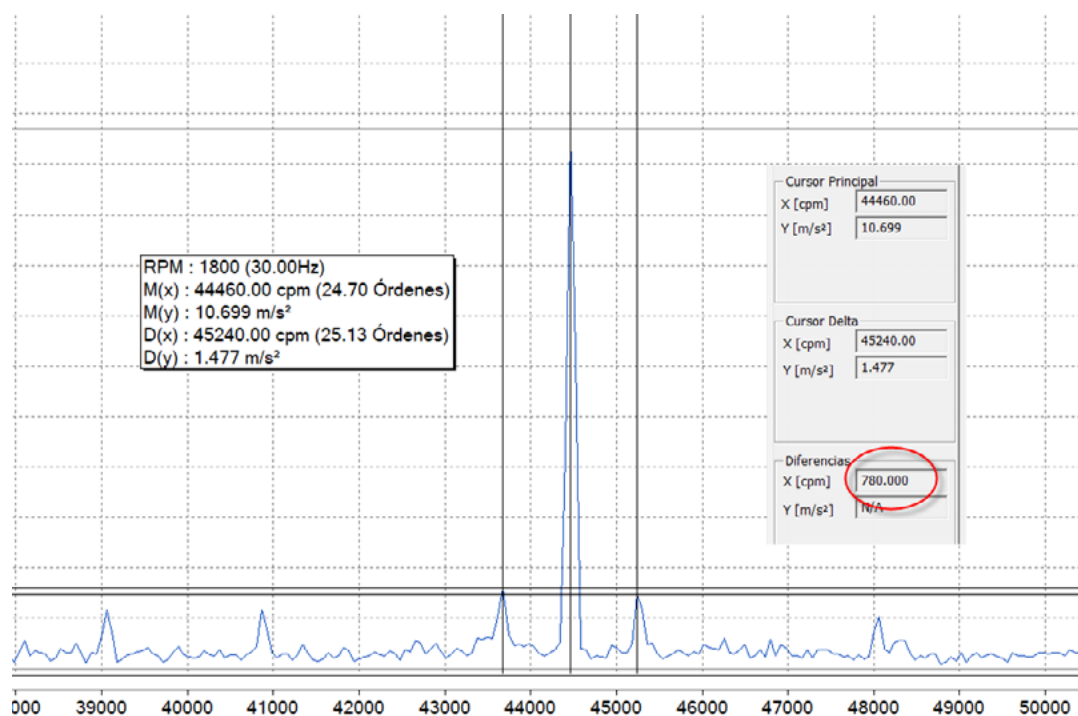


Figura 8. Gráfico del espectro de la señal de envolvente de aceleración para observar la frecuencia forzante BPFO y sus bandas laterales.

Fuente: Elaboración propia.

El cambio de condición de la unidad se logra cambiando el rodamiento. Siguiendo el procedimiento de instalación de rodamiento de bolas a rótula, regulando el juego radial interno

correspondiente se logra su funcionamiento óptimo. Luego se procedió a alinear los ejes utilizando equipos láser y finalmente al balanceo estático. Finalmente, la señal espectral obtenida se presenta en el siguiente gráfico.

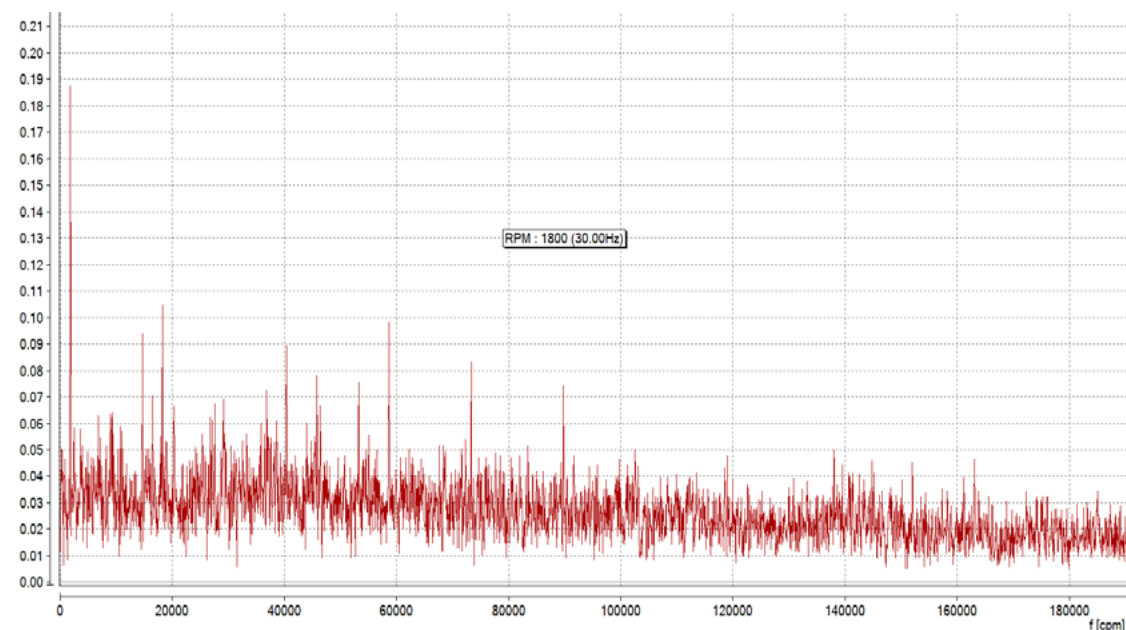


Figura 9. Gráfico del espectro de la señal de envolvente de aceleración donde se visualiza la señal limpia y libre de frecuencias de falla.

Fuente: Elaboración propia.

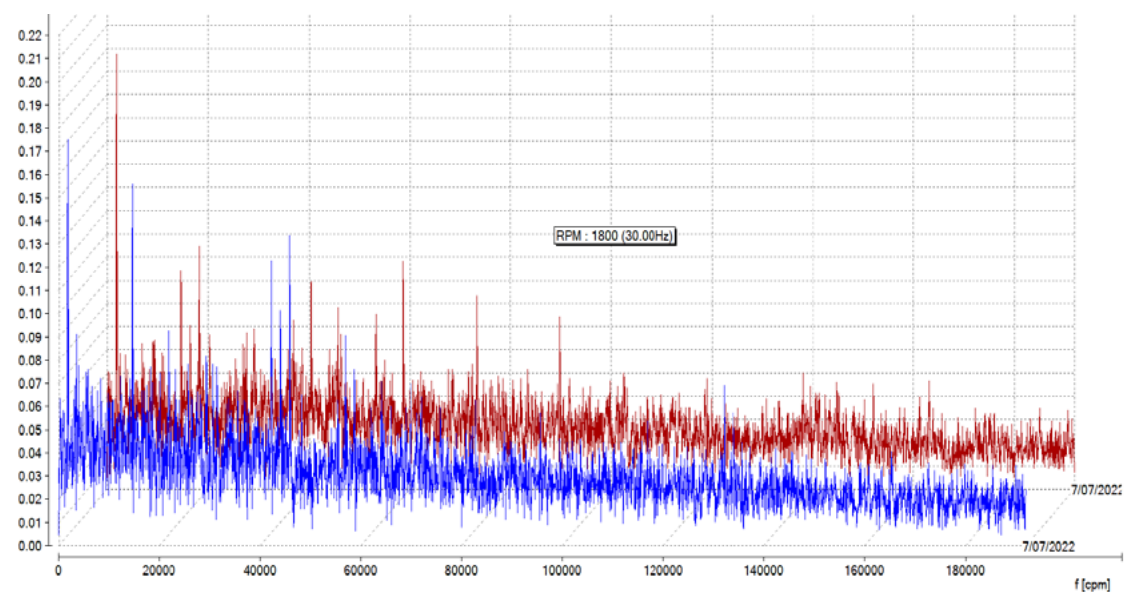


Figura 10. Gráfico de cascada de la señal de envolvente de aceleración donde se visualiza la señal limpia y libre de frecuencias de falla.

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se observa el gráfico de cascada con todas las mediciones. Se observa la efectividad del tratamiento correctivo de la falla como consecuencia de un diagnóstico adecuado.

(Compare los espectros, por ejemplo 1 y 5, y se observa la diferencia marcada de las características del espectro).

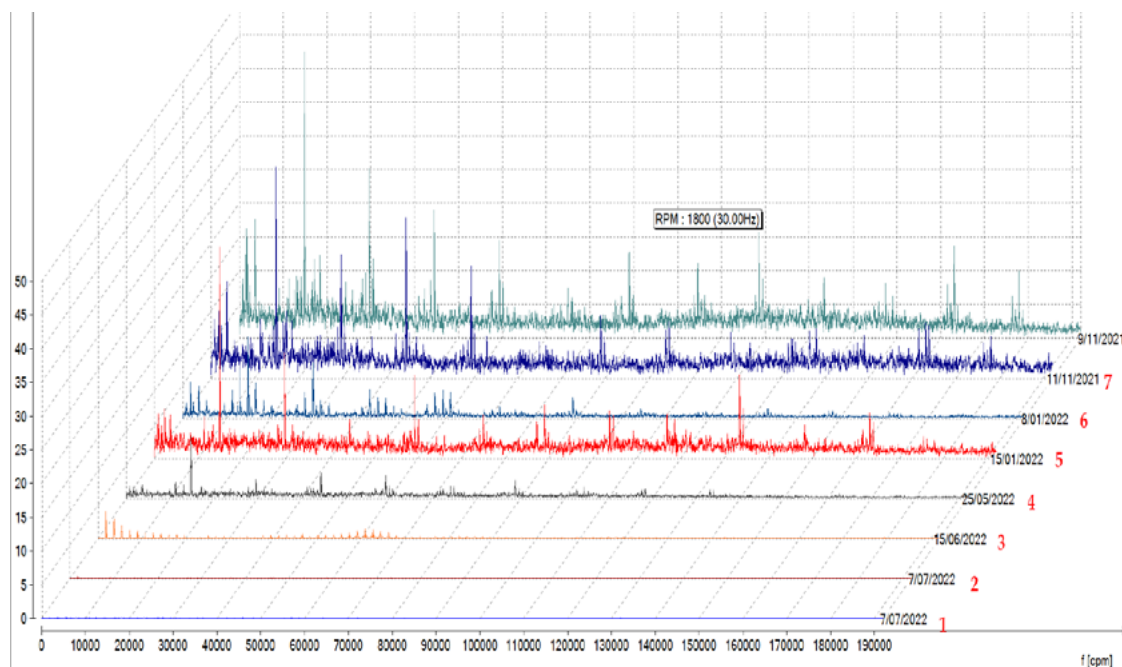


Figura 11. Gráfico de cascada de la señal de envolvente de aceleración donde se observa la efectividad del trabajo de mantenimiento y se compara la señal antes (3, 4, 5, 6, 7 y 8) y posterior al cambio del rodamiento (1 y 2).

Fuente: Elaboración propia.

CONCLUSIONES

La metodología para monitorear la condición de los rodamientos se basa en la medición de la amplitud de la aceleración y en la medición de la señal espectral de la envolvente de la aceleración. Aplicando la metodología se logra el incremento de la disponibilidad y mejora de la confiabilidad de la maquinaria rotativa de plantas industriales.

En el espectro se visualizan las fallas de los rodamientos, independientemente de la fuente que lo ocasiona. Para el análisis y la identificación de cuáles son las frecuencias generadas comprometidas, se deben medir la señal espectral en el dominio de la frecuencia.

El diseño de la señal de la vibración, correspondiente a la señal espectral de la amplitud de la envolvente de la aceleración realizada en el presente estudio, permite visualizar la fase inicial de la falla. Para esto se ha considerado la señal con las siguientes características: 10 BPFI como frecuencia de trabajo, 3200 como número de líneas para obtener un delta de 60 CPM y 4 promediados lineales para asegurar la calidad de la señal.

La identificación de las frecuencias forzantes asociadas a los rodamientos (BPFI, BPFO, BSF, FTF) se ha realizado con los cálculos previos y con el asistente de identificación de frecuencias de rodamientos del *software* y la efectividad del trabajo final se verifica utilizando la herramienta de comparación de gráficos de cascada.

REFERENCIAS

- [1] Mobius Institute. (2015). *Vibration Training Course Book Category I*. USA.
- [2] SKF. (2010). *SKF Bearing Maintenance Handbook*. SKF Group.
- [3] Nakhaeinejad, M. (2011). *Practical Vibration Analysis of Machinery*.
- [4] SKF. (2008). *Catálogo general*. SKF Group.
- [5] Ambre, D. (2007). *Vibration Analysis Techniques Guide. Full Spectrum Diagnostics*. England.
- [6] Goldman, S. (1999). *Vibration Spectrum Analysis*. USA.
- [7] Mobius Institute. (2015). *Vibration Training Course Book Category II*. USA.
- [8] Technical Associates of Charlotte. (2010). *Vibration Diagnostic Handbook*. USA

ACERCA DE LOS AUTORES

Sixto Sarmiento Chipana

Doctor en Educación por la UPSM, licenciado en Educación por la Universidad Nacional de Educación La Cantuta. Profesor de Tecsup y en la maestría de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería. Especialista en Mantenimiento Predictivo. Profesional certificado en Vibration Analyst Cat III, Machinery Lubrication Analyst Cat II, Thermographer Cat I y Ultrasonido Cat I. Reconocido formador y capacitador para el sector industrial. Articulista de la revista tecnológica *Industria al día*.

@ ssarmiento@tecsup.edu.pe

Luis Rojas Mosquera

Licenciado en Educación por la Universidad Nacional de Educación La Cantuta. Profesor de Tecsup, especialista en Mantenimiento Industrial y Mantenimiento Predictivo. Profesional certificado en Vibration Analyst Cat III, Thermographer Cat II y Ultrasonido Cat I. Reconocido formador y capacitador para el sector industrial.

@ lrojas@tecsup.edu.pe

Recibido: 18-07-22
Revisado: 07-09-22
Aceptado: 25-10-22



Esta obra está bajo una Licencia Creative Commons AtribuciónNoComercial 4.0 Internacional.