

UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA ACÚSTICA

Profesor Patrocinante
Rolando Ríos Rodríguez
Instituto de Materiales
Universidad Austral de Chile

Profesor Co-Patrocinante
Alfio Yori Fernández
Instituto de Acústica
Universidad Austral de Chile

Profesor Informante
José Luis Barros
Instituto de Acústica
Universidad Austral de Chile

**ESTUDIO DE FALLAS COMUNES EN RODAMIENTOS RÍGIDOS DE UNA HILERA
DE BOLAS MEDIANTE ANÁLISIS EN EL DOMINIO DEL TIEMPO Y DE LA
FRECUENCIA**

*Tesis presentada para optar al grado
de Licenciado en Acústica y al Título
profesional de Ingeniero Acústico*

CRISTIAN MAURICIO MONDACA MARINO

VALDIVIA – CHILE
2002

*Dedicada a mi madre Angela, la cual con su
amor y esfuerzo me ha demostrado que,
todo se puede lograr
y
a Dios por darme este don*

1. RESUMEN

La siguiente tesis trata sobre el tema de análisis de vibraciones, en el ámbito del mantenimiento predictivo, enfocado al problema de fallas prematuras e incipientes en los rodamientos, particularmente defectos localizados en rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Se utilizaron las siguientes técnicas de análisis: análisis en el tiempo, análisis en el dominio de la frecuencia, el método de la envolvente (por medio de la transformada de Hilbert) y el análisis Cepstrum. También se dedujo las frecuencias de fallas que se pueden presentar en estos elementos (fallas: BPFO, BPFI, BSF y FTF). Además se recurrió a un modelo simple de un grado de libertad y sub-amortiguado, para caracterizar el sistema "rodamiento" excitado por un defecto localizado y así poder predecir el tipo de señales que un acelerómetro captaría en tales condiciones y utilizar las técnicas de análisis mencionados anteriormente. Finalmente se realizaron mediciones en un banco de pruebas, en rodamientos con cada una de estas fallas, y se almacenaron los datos en formato digital, para luego procesar las señales por medio de un software, comparando y evaluando el comportamiento de las distintas técnicas y su eficacia en poder detectar fallas, además de evaluar sus ventajas y desventajas.

De lo anterior y luego de la parte experimental se pudo determinar que:

De los parámetros en el tiempo, se comprobó la utilidad de estos, en cuanto a detectar algún defecto en el rodamiento y se comprobó que salvo el valor RMS todos los demás descriptores son sensibles a los defectos que puede presentar un rodamiento, además el nivel K, demostró ser mejor en cuanto a detección de impulsos y grado de daño.

Del análisis en frecuencia se comprobó la dificultad de poder detectar defectos incipientes, incluso cuando el defecto está desarrollado, se demostró lo dificultoso de este análisis por los métodos tradicionales, a pesar de las condiciones ideales del laboratorio.

El análisis de la envolvente demostró que es el método por excelencia de detección de fallas incipientes en rodamientos, detectando fallas incipiente y desarrollada, además se pudo comprobar los espectros esperados en teoría, principalmente aquellos defectos afectados por procesos de modulación (BPFI, BSF y FTF).

Del análisis Cepstrum se demostró que es un buen detector de fallas ya desarrolladas, el inconveniente es que el análisis no es tan obvio como en el caso anterior.

2. ABSTRACT

The following thesis tries on the topic of analysis of vibrations, in the environment of the maintenance predictive, focused to the problem of premature and incipient faults in the rolling element bearings, particularly defects located in rigid journal bearing of an array of balls. The following analysis techniques were used: analysis in the time, analysis in the domain of the frequency, the method of the envelope (by means of the one transformed of Hilbert) and the analysis Cepstrum. It was also deduced the frequencies of faults that they can be presented in these elements (you fail: BPFO, BPFI, BSF and FTF). it was Also appealed a simple model of a degree of freedom and sub-muffled, to characterize the system " rolling element bearings " excited by a located defect and this way to be able to predict the type of signals that an accelerometer would capture under such conditions and to use the analysis techniques mentioned previously. Finally they were carried out mensurations in a bank of tests, in rolling element bearings with each one of these faults, and the data were stored in digital format, it stops then to process the signs by means of a software, comparing and evaluating the technical behavior of the different ones and their effectiveness in being able to detect faults, besides evaluating their advantages and disadvantages.

Of the above-mentioned and after the experimental part you could determine that:

Of the parameters in the time, it was proven the utility of these, as for detecting some defect in the rolling element bearings and it was proven that except for the value RMS all the other describers are sensitive to the defects that it can present a rolling element bearings, also the level K, demonstrated to be better as for detection of impulses and grade of damage.

Of the analysis in frequency was proven the difficulty of being able to detect incipient defects, even when the defect is developed, the difficult of this analysis was demonstrated by the traditional methods, in spite of the ideal conditions of the laboratory.

The analysis of the envelope demonstrated that it is par excellence the method of detection of incipient faults in rolling element bearings, detecting incipient and developed faults, it could also be proven the spectra waited in theory, mainly those defects affected by modulation processes (BPFI, BSF and FTF).

Of the analysis Cepstrum was demonstrated that it is already a good detector of faults developed, the inconvenience is that the analysis is not as obvious as in the previous case.

3. CONTENIDO

1. RESUMEN	3
2. ABSTRACT.....	4
3. CONTENIDO.....	5
4. LOS RODAMIENTOS	9
4.1. INTRODUCCIÓN.....	9
4.2. OBJETIVOS GENERALES.....	9
4.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	9
4.4. CARACTERÍSTICAS DE UN RODAMIENTO.....	10
4.4.1. <i>Holgura, Carga y velocidad</i>	10
4.4.2. <i>Precarga</i>	11
4.4.3. <i>Lubricación</i>	11
4.5. RODAMIENTO DE UNA HILERA DE BOLAS.....	11
4.5.1. <i>Características</i>	11
4.5.2. <i>La jaula</i>	11
4.6. FRECUENCIAS NATURALES DE LA PISTA Y BOLA.....	13
4.7. MÉTODO ANALÍTICO PARA LA DETERMINACIÓN DE DEFECTOS EN RODAMIENTOS.....	14
4.7.1. <i>Desarrollo de fórmulas para rodamientos</i>	14
4.7.2. <i>Frecuencia fundamental del tren de elementos (FTF)</i>	14
4.7.3. <i>Frecuencia de paso de las bolitas por la pista exterior (BPFO)</i>	15
4.7.4. <i>Frecuencia de paso de las bolitas por la pista interior (BPFI)</i>	16
4.7.5. <i>Frecuencia de giro de las bolitas sobre su eje (BSF)</i>	16
4.7.6. <i>Aplicación de las fórmulas para rodamientos</i>	17
4.8. APROXIMACIONES PARA FRECUENCIA DE RODAMIENTOS.....	18
4.9. MODELO DE VIBRACIÓN PARA RODAMIENTO CON UN DEFECTO LOCALIZADO.....	19
4.9.1. <i>Consideraciones para el modelo simple</i>	19
4.9.2. <i>Modelo de la señal</i>	20
4.10. SIMULACIÓN DE LAS SEÑALES.....	23
5. HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES PARA DIAGNÓSTICO EN RODAMIENTOS	26
5.1. ANÁLISIS DE VIBRACIÓN COMO UNA HERRAMIENTA DE MANTENIMIENTO.....	26
5.2. PROCESANDO LA SEÑAL DE VIBRACIÓN.....	28
5.3. TIPOS DE ANÁLISIS Y SU CLASIFICACIÓN	28
5.4. EXTRACCIÓN DE CARACTERÍSTICAS EN EL TIEMPO PARA UNA SEÑAL DE VIBRACIÓN (ANÁLISIS EN EL DOMINIO TIEMPO).....	29

5.4.1.	<i>Medición de valores globales</i>	29
	Valor promedio	30
	Valor peak.....	30
	Valor RMS.....	30
	Factor cresta.....	30
	Kurtosis	31
	Factor K.....	31
5.5.	EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA	32
5.5.1.	<i>Ventana Hanning</i>	33
5.6.	DOMINIO QUEFRENCY.....	33
5.7.	MÉTODO DE LA ENVOLVENTE DE VIBRACIÓN	35
5.7.1.	<i>Demodulación asíncrona</i>	35
5.7.2.	<i>La transformada de Hilbert</i>	37
5.8.	FUNDAMENTOS DE ADQUISICIÓN DE DATOS.....	40
5.8.1.	<i>Transductores</i>	40
5.8.2.	<i>Acondicionamiento de la señal</i>	40
5.8.3.	<i>Filtrado</i>	41
5.8.4.	<i>Tarjeta conversor análogo-digital y Entradas análogas</i>	41
5.8.5.	<i>Tasa de muestreo</i>	42
5.8.6.	<i>Resolución</i>	42
5.8.7.	<i>Rango</i>	42
5.8.8.	<i>Multiplexado</i>	43
5.8.9.	<i>El computador personal</i>	43
5.9.	EL ACELERÓMETRO.....	44
6.	TIPOS DE FALLAS QUE SE PRESENTAN EN LA INDUSTRIA	49
6.1.	FACTORES CAUSANTES DE FALLAS EN LOS RODAMIENTOS.....	49
6.1.1.	<i>Factor de corrosión</i>	49
	Clasificación de los procesos de corrosión	50
	Corrosión electroquímica	50
6.1.2.	<i>El desbalance</i>	51
6.1.3.	<i>Alguna forma de pulsación o modulación de la amplitud</i>	51
6.1.4.	<i>Desalineamiento</i>	52
6.1.5.	<i>La lubricación</i>	53
6.1.6.	<i>El montaje</i>	53
6.2.	TIPOS DE DAÑOS.....	54
6.3.	PATRONES DE DESGASTE.....	54
6.4.	RESUMEN DE FALLAS QUE PUEDEN PRESENTAR LOS RODAMIENTOS.....	56

6.4.1.	<i>Desgaste</i>	56
6.4.2.	<i>Indentación</i>	58
6.4.3.	<i>Smearings</i>	59
6.4.4.	<i>Superficies deformadas (surface distress)</i>	60
6.4.5.	<i>Corrosión</i>	60
6.4.6.	<i>Paso de corriente eléctrica</i>	61
6.4.7.	<i>Flaking (descascarillado)</i>	62
6.4.8.	<i>Grietas (cracks)</i>	62
6.4.9.	<i>Fallas en la jaula</i>	63
7.	ENSAYOS EXPERIMENTALES	64
7.1.	MATERIALES.....	64
7.1.1.	<i>Banco de ensayos</i>	64
7.1.2.	<i>Equipos de medición</i>	66
7.2.	METODOLOGÍA.....	66
7.2.1.	<i>Vibración con rodamientos en buen estado</i>	67
7.3.	DEFECTO INDUCIDO BPFO.....	71
7.3.1.	<i>Diagnóstico en el tiempo</i>	71
7.3.2.	<i>Análisis en el dominio de la frecuencia</i>	74
7.3.3.	<i>Envolvente de vibración</i>	77
7.3.4.	<i>Cepstrum</i>	79
7.4.	DEFECTO INDUCIDO BPFI.....	82
7.4.1.	<i>Diagnóstico en el tiempo</i>	82
7.4.2.	<i>Análisis en el dominio de la frecuencia</i>	84
7.4.3.	<i>Envolvente de vibración</i>	87
7.4.4.	<i>Cepstrum</i>	89
7.5.	DEFECTO INDUCIDO BSF.....	90
7.5.1.	<i>Diagnóstico en el tiempo</i>	90
7.5.2.	<i>Análisis en el dominio de la frecuencia</i>	92
7.5.3.	<i>Envolvente de vibración</i>	94
7.5.4.	<i>Cepstrum</i>	95
	DEFECTO INDUCIDO FTF.....	97
7.5.5.	<i>Diagnóstico en el tiempo</i>	97
7.5.6.	<i>Análisis en el dominio de la frecuencia</i>	97
7.5.7.	<i>Envolvente de vibración y Cepstrum</i>	98
8.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	100

8.1.	DOMINIO DEL TIEMPO.....	100
8.2.	DOMINIO DE LA FRECUENCIA.....	103
8.3.	ENVOLVENTE DE VIBRACIÓN.....	104
8.4.	ANÁLISIS CEPSTRUM.....	105
9.	DISCUSIÓN FINAL Y CONCLUSIÓN.....	106
10.	AGRADECIMIENTOS	108
11.	BIBLIOGRAFÍA	109

4. LOS RODAMIENTOS

4.1. Introducción

Los rodamientos son muy usados en la industria, principalmente como elementos capaces de transmitir carga entre componentes rotatorias de elementos mecánicos. La tecnología hoy en día a permitido poder alargar la vida útil de estos elementos; aun así, muchos de estos todavía suelen fallar y esto a su vez causar paros en procesos críticos en la industria. De más esta decir que estos paros afectan a la producción y provocan averías que resultan mucho más caras que los rodamientos dañados. El tema sobre análisis de vibraciones en los rodamientos se estudia desde hace varias décadas, y con el correr del tiempo se ha ido enriqueciendo con diversas técnicas, las cuales han abordado el tema desde varios puntos de vista. El motivo de esta tesis es poder ver algunos de estos puntos de vista y utilizar estas técnicas para poder predecir cuándo un rodamiento esta con algún tipo de falla, esto implica conocer lo más que se pueda sobre las características de este elemento, investigar sobre las fallas típicas que experimentan estos y como van evolucionando, ver las fórmulas teóricas que predicen fallas en estos elementos, comparar los datos teóricos con los experimentales, los cuales se generarán en un banco de prueba.

Los objetivos que se plantean en la presente tesis son los que se describen a continuación.

4.2. Objetivos generales

- Montar un banco de ensayo para modelar fallas inducidas en rodamientos rígidos de una hilera de bolas.
- Estudiar las fallas comunes en rodamientos.

4.3. Objetivos específicos

- Diseñar, construir y montar un banco de ensayo que permita ensayar rodamientos bajo condiciones de falla.
- Estudiar las fallas típicas BPFO, BPFI, BSF y FTF en rodamientos rígidos de una hilera de bolas.
- Exponer una metodología de medición para el análisis de vibración en rodamientos.
- Hacer análisis de la señal vibratoria en el dominio del tiempo y la frecuencia.

4.4. Características de un rodamiento

Los rodamientos son elementos mecánicos rodantes, de alta precisión capaz de transmitir las fuerzas que los ejes transmiten; además soportan al mismo, lo cual implica que aparte de rodar deben tener la capacidad de soportar una determinada carga, tanto estática como dinámica. Son de variados tamaños y diseños. Se pueden dividir en dos grandes categorías, rodamientos para carga radial y para carga axial (aunque esta división no es excluyente, ya que un rodamiento puede cumplir las dos categorías). Dentro de la primera categorías existen los rodamientos rígidos de bolas, rodamientos de bolas a rótula, rodamientos de bolas con contacto angular, rodamientos de rodillos cilíndricos, rodamientos de agujas, rodamientos de rodillos a rótula, de rodillos cónicos [1].

4.4.1. Holgura, Carga y velocidad

La holgura de un rodamiento está definida por el desplazamiento relativo de una pista respecto de la otra, considerando las deformaciones elásticas del sistema. El huelgo afecta no solamente los ángulos de contacto sino también a los esfuerzos, deflexiones, distribución de carga y resistencia a la fatiga. Puede variar por la interferencia existente entre el eje y el anillo interior, el acabado superficial y los cambios de temperatura. Se recomienda que en funcionamiento, un rodamiento de bolas posea un huelgo casi nulo (aprox. 0.1 a 1 μm) [1], por lo que es necesario aplicar en la mayoría de las veces una precarga (o apriete).

La carga transmitida por medio de los elementos rodantes de una pista a la otra, depende de la magnitud de la carga, de la geometría interna del rodamiento y del tipo de carga (dinámica o estática). Cuando se cambian las condiciones de carga y velocidad de una máquina, se debe tener presente el efecto causado sobre sus componentes. La ecuación 1 [1] para estimar la vida nominal de un rodamiento para velocidad constante (norma DIN/ISO 281), muestra como un incremento en la carga disminuye significativamente la resistencia a la fatiga del rodamiento, disminuyendo la vida nominal.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^P \quad (1)$$

Donde:

L_{10h} : Vida nominal, en horas de servicio.

n : Velocidad de giro, en [r/min.].

C : Capacidad de carga dinámica, en [N].

P : Carga dinámica equivalente, en [N].

4.4.2. Precarga

La precarga (o apriete) es utilizada para eliminar la tolerancia interna en un rodamiento. La precarga es útil para: eliminar la holgura radial y axial, incrementar la rigidez del sistema, reducir el efecto causado por las ondulaciones de las pistas y disminuir la diferencia de los ángulos de contacto entre los elementos rodantes y las pistas en rodamientos que giran a alta velocidad. La precarga utilizada debe ser la mínima requerida, así se evita la generación excesiva de calor, la cual reduce la vida del rodamiento.

4.4.3. Lubricación

Una adecuada lubricación es fundamental para el apropiado funcionamiento de los rodamientos. El tipo de lubricante y la cantidad tienen un efecto marcado sobre las propiedades funcionales y vida de servicio de los rodamientos, cumple con la función de disminuir el roce (tanto fluido como el rodante y el resbalante), además impide el contacto entre los metales del rodamiento evitando la fricción con la cual se produce desgaste y generación de temperatura, además transmite la carga entre los elementos del rodamiento (de las pistas a las bolas). De las condiciones de lubricación que se presentan en los rodamientos se encuentran: Condición capa límite, lubricación mixta, lubricación hidrodinámica.

4.5. Rodamiento de una hilera de bolas

4.5.1. Características

Los rodamientos de una hilera de bolas son los rodamientos más ampliamente utilizados en aplicaciones que requieren velocidad y soportar poca carga [2] y [1]. Tienen caminos de rodadura profundos y sin interrupciones, así como un alto grado de oscilación entre las bolas y las pistas (ver figura 4.2). Esto hace posible que soporten cargas axiales considerables en cualquiera de los dos sentidos, incluso a altas velocidades; además se utilizan en general para maquinaria pequeña y motores eléctricos. Estos están contruidos con aceros de temple (SAE 52100) el cual contiene aproximadamente un 1% de carbono y un 1.55 % de Cromo (bolitas y pista), con una gran pureza (según norma DIN/ISO 281 para fabricación de rodamientos). Su temperatura de funcionamiento puede ser de hasta 125 °C, aunque existen rodamientos con materiales especiales que pueden soportar más temperatura.

4.5.2. La jaula

Las jaulas es uno de los elementos críticos en un rodamiento ya que tienen la misión de separar los elementos rodantes a una distancia adecuada para evitar el contacto entre elementos rodantes vecinos, a objeto de mantener al mínimo el rozamiento y con él la generación de calor en el rodamiento. En el caso de rodamientos lubricados con grasa, parte de esta se adhiere a la jaula permitiendo una lubricación continua. Las jaulas de chapa embutida de acero generalmente se centran en los elementos rodantes. Esta es muy resistente a las tensiones y el roce generado por los elementos rodantes. En

general no se ve afectada por agentes lubricantes o disolventes orgánicos. No obstante, la presencia de agua plantea un riesgo de corrosión.

Estos elementos deben ser proyectados para su uso con las holguras suficientes y cargas de trabajo adecuadas para su buen desempeño, además de una correcta lubricación, ya que un exceso de esta puede causar incrementos de temperatura no recomendables. A continuación se detallaran más estos tópicos.

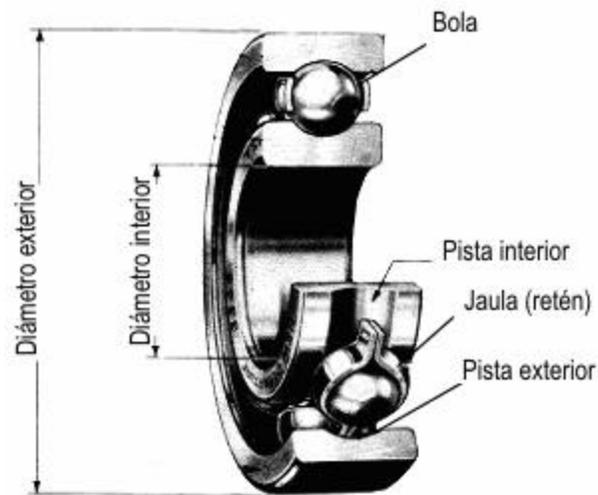


Fig. 4.1. Rodamiento de una hilera de bolas.

De la figura 4.1 se puede ver las componentes del rodamiento:

- Pista exterior.
- Pista interior.
- Jaula.
- Elementos rodantes (bolas).

Los rodamientos se eligen para un determinado tiempo de vida útil, aun así estos sufren fallas incluso operando bajo condiciones ideales. La vida útil de un rodamiento se calcula asumiendo que se realiza una instalación adecuada y que operará con las condiciones de diseño establecidas en los catálogos del fabricante (ejemplo ver [1]). Sin embargo, se ha visto que en muchos casos los rodamientos fallan con anterioridad al término de su vida útil estimada.

El punto de partida para vigilancia de fallos en este tipo de elementos es:

“Rodamientos defectuosos generan frecuencias de vibración a las velocidades de rotación de cada componente”.

Cada una de esas frecuencias puede ser calculada y registrada haciendo uso de técnicas rutinarias de análisis vibratorio. Dichas frecuencias rotacionales estarán relacionadas, por tanto, con el movimiento de los elementos de rodadura, jaula y pistas; incluyendo el giro de bolas o rodillos, la rotación de la jaula y la frecuencia de paso de bolas o rodillos, lo cual involucra su geometría y velocidades relativas entre sus componentes.

Debido a que, defectos en alguno de los elementos constituyentes del rodamiento, producen vibración, estos estimulan las frecuencias naturales de vibración de las pistas y de las bolas, las cuales se detallan a continuación.

4.6. Frecuencias naturales de la pista y bola

Las frecuencias naturales para los modos de vibración en flexión de las pistas de un rodamiento, pueden ser calculadas teóricamente a partir de la ecuación 2 y para los elementos rodantes (de bolas) a partir de la ecuación 3 [7].

$$w_{nb} = \frac{0.848}{d} \sqrt{\frac{E}{2r}} \quad (2)$$

$$w_{nr} = \frac{i(i^2 - 1)}{a^2 \sqrt{1 + i^2}} \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (3)$$

Donde:

w_{nr} : Frecuencia natural de flexión de las pistas, del modo $n = i$.

w_{nb} : Frecuencia natural de flexión de las bolas.

i : Número de ondulaciones alrededor de la circunferencia ($=2,3,4,\dots$).

a : Radio del eje neutro.

I : Momento de inercia de la sección transversal

E : Modulo de elasticidad del metal

m : Masa de la pista por unidad de longitud

d : Diámetro de las bolas

r : Densidad del metal

Aunque resulta difícil estimar que tanto son afectadas las frecuencias resonantes cuando los rodamientos son montados en el eje y alojamiento, se ha determinado que estos valores no varían significativamente. La frecuencia resonante de las bolas es usualmente más alta que la de las pistas.

4.7. Método analítico para la determinación de defectos en rodamientos

Los rodamientos pueden ser diseñados para tener una carga predominantemente radial, aunque una pequeña carga de empuje puede resultar desde el ángulo de contacto de los rodamientos. Esta carga radial es debido al peso del sistema rotatorio (la maquinaria) y fuerzas aplicadas al sistema. Debido a la holgura en este tipo de rodamientos y la existencia de carga radial, sólo una pequeña porción del rodamiento experimentará la carga en un momento particular. Esta área a lo largo de la pista del rodamiento se denomina zona de carga y ocurre en la pista interior y exterior en cada revolución. Durante este período de tiempo, para cada revolución del sistema, un número específico de bolitas pueden ser golpeadas por un defecto en alguna de las pistas. Este número es una función del tamaño del defecto, geometría del rodamiento y longitud de la zona de carga [3].

4.7.1. Desarrollo de fórmulas para rodamientos

Para entender la relación entre los diferentes elementos rotatorios de un rodamiento, debemos desarrollar las ecuaciones que describen las velocidades relativas. Estas ecuaciones definen las frecuencias que puede generar un rodamiento con un defecto localizado.

La figura 4.2 muestra la vista frontal y transversal de la geometría para un rodamiento.

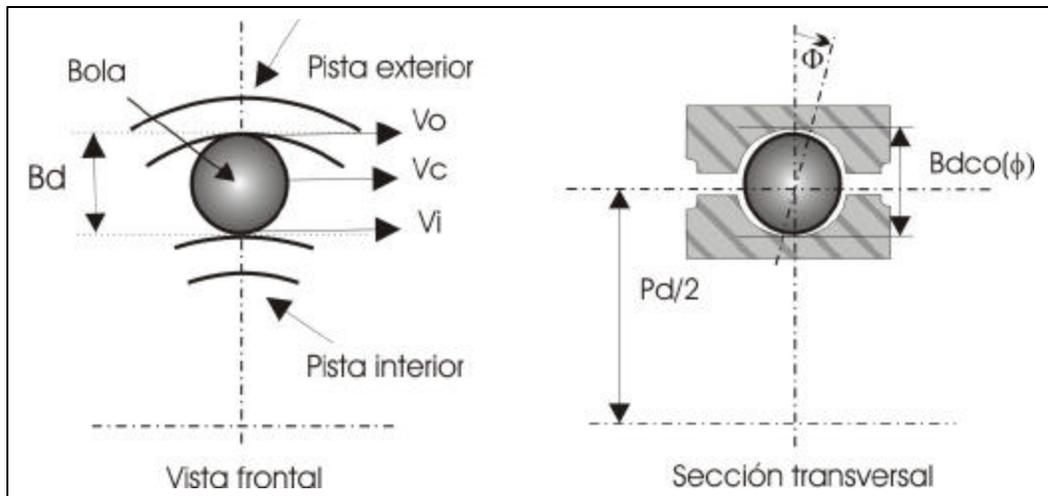


Fig.4.2. Vista frontal y sección transversal de un rodamiento de bolas

Donde v_i , v_c , y v_o son las velocidades: de la pista interna, bola y pista exterior respectivamente, Bd es el diámetro de la bola o rodillo mientras que Pd es el diámetro efectivo del rodamiento y ϕ es el ángulo de contacto tomado desde la línea central de la bolita y el eje del rodamiento.

4.7.2. Frecuencia fundamental del tren de elementos (FTF)

La frecuencia fundamental del tren, la cual representa un daño en la jaula, es igual a la velocidad

angular del centro individual de cada bolita. De la figura 4.2, la velocidad lineal de cada bola tomada desde su centro es la ecuación 4:

$$v_c = \frac{v_i + v_o}{2} \quad (4)$$

La velocidad angular w (ecuación 5) es definida como la velocidad lineal v dividida por el radio r :

$$w = \frac{v}{r} \quad (5)$$

Donde,

$$w_c = \frac{(v_i + v_o)/2}{P_d/2} \quad (6)$$

Donde w_c (ecuación 6) es la velocidad angular del centro de la bola o la jaula. Así $v = w \cdot r$ de la ecuación 5, w_c puede ser expresada, al considerar la geometría del problema, como

$$\begin{aligned} w_c &= \frac{\left[w_i \left(\frac{P_d}{2} - \frac{B_d \cos f}{2} \right) + w_o \left(\frac{P_d}{2} + \frac{B_d \cos f}{2} \right) \right]}{P_d} \\ &= \frac{w_i}{2} - \frac{w_i B_d \cos f}{2P_d} + \frac{w_o}{2} + \frac{w_o B_d \cos f}{2P_d} \\ FTF = w_c &= \frac{1}{2} \left[w_i \left(1 - \frac{B_d \cos f}{P_d} \right) + w_o \left(1 + \frac{B_d \cos f}{P_d} \right) \right] \quad [\text{Hz}] \quad (7) \end{aligned}$$

Donde w_i y w_o son las velocidades angulares de la pista interior y exterior del rodamiento. La cantidad w_c es conocida como FTF ecuación 7, la frecuencia fundamental del tren (FTF sigla en ingles de fundamental train frequency).

4.7.3. Frecuencia de paso de las bolitas por la pista exterior (BPFO)

La frecuencia de paso de la bola por la pista exterior (BPFO sigla en ingles de ball pass frequency of the outer race), la cual representa un defecto localizado en la pista exterior, es definida como la frecuencia de las bolitas pasando sobre un punto de la pista exterior del rodamiento. La BPFO puede ser descrita como el número de bolitas multiplicadas por la velocidad angular relativa entre la pista exterior y la bolita(o jaula) ecuación 8,

$$BPFO = N_b |w_c - w_o| \quad [\text{Hz}] \quad (8)$$

La cual reemplazando los termino de velocidad y usando la ecuación 6, se puede expresar como

$$\begin{aligned}
BPFO &= \left| N_b \left(\frac{1}{2} \left[w_i \left(1 - \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) + w_0 \left(1 + \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) \right] - w_0 \right) \right| \\
&= \left| N_b \left(\frac{w_i}{2} - \frac{w_i B_d \cos \mathbf{f}}{2P_d} + \frac{w_0}{2} + \frac{w_0 B_d \cos \mathbf{f}}{2P_d} - w_0 \right) \right| \\
&= \left| N_b \left[\left(\frac{w_i - w_0}{2} \right) - \left(\frac{w_i - w_0}{2} \right) \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right] \right|
\end{aligned}$$

Y factorizando

$$BPFO = \left| \frac{N_b}{2} (w_i - w_0) \left(1 - \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) \right| \quad [\text{Hz}] \quad (9)$$

Donde N_b es el número de bolitas o rodillos.

4.7.4. Frecuencia de paso de las bolitas por la pista interior (BPFI)

La frecuencia de paso de rodamientos por la pista interior (BPFI sigla en ingles de the ball pass frequency of the inner race), la cual representa un defecto localizado en la pista interior, es definida como la frecuencia de las bolitas pasando sobre un punto de la pista interior. La BPFI puede ser descrita como el número de bolitas multiplicada por la velocidad angular relativa entre la pista interior del rodamiento y la bolita(o jaula), ecuación 10,

$$BPFO = N_b |w_i - w_c| \quad [\text{Hz}] \quad (10)$$

El cual puede re-escribirse, usando la ecuación 6 quedando como la ecuación 11

$$\begin{aligned}
BPFI &= \left| N_b \left(w_i - \frac{1}{2} \left[w_i \left(1 - \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) + w_0 \left(1 + \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) \right] \right) \right| \\
&= \left| N_b \left(w_i - \frac{w_i}{2} + \frac{w_i B_d \cos \mathbf{f}}{2P_d} - \frac{w_0}{2} - \frac{w_0 B_d \cos \mathbf{f}}{2P_d} \right) \right| \\
BPFI &= \left| N_b \left[\left(\frac{w_i - w_0}{2} \right) + \left(\frac{w_i - w_0}{2} \right) \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{2P_d} \right] \right|
\end{aligned}$$

ó,

$$BPFI = \left| \frac{N_b}{2} (w_i - w_0) \left(1 + \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) \right| \quad [\text{Hz}] \quad (11)$$

4.7.5. Frecuencia de giro de las bolitas sobre su eje (BSF)

La velocidad angular de una bolita sobre su centro (giro sobre sí o en ingles spín), el cual representa un defecto localizado en la bolita, puede ser expresada considerando la velocidad lineal de un punto en la pista interior en contacto con la superficie de la bolita, la velocidad lineal v_b de un punto en la

superficie de la bolita esta dado por la ecuación 12,

$$v_b = (w_i - w_c) \cdot r_i \quad (12)$$

Donde r_i es el radio de la pista interior. La velocidad angular del rodamiento o frecuencia de giro de la bolita BSF (sigla en ingles de ball spin frequency) es entonces la ecuación 13,

$$BSF = \left| (w_i - w_c) \frac{r_i}{r_b} \right| \quad [\text{Hz}] \quad (13)$$

ó, reemplazando términos por la geometría de la figura 4.2,

$$BSF = \left| (w_i - w_c) \left[\frac{(P_d - B_d \cos \mathbf{f}) / 2}{\frac{B_d}{2}} \right] \right| \quad (14)$$

con r_b que es el radio de la bolita o rodillo. La ecuación 14 puede también expresarse usando la ecuación 6 como:

$$BSF = \left| \left(w_i - \frac{1}{2} \left[w_i \left(1 - \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) + w_o \left(1 + \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) \right] \right) \left(\frac{P_d - B_d \cos \mathbf{f}}{B_d} \right) \right|$$

Y ordenando convenientemente la expresión se puede obtener la ecuación 15

$$BSF = \left| \frac{P_d}{2B_d} (w_i - w_o) \left(1 - \frac{B_d^2 \cos^2 \mathbf{f}}{P_d^2} \right) \right| \quad [\text{Hz}] \quad (15)$$

4.7.6. Aplicación de las fórmulas para rodamientos

Las ecuaciones (7), (9), (12) y (16) son fórmulas generales donde las dos pistas del rodamiento pueden estar girando. También, el ángulo de contacto de las bolas o rodillos puede ser igual a cero como en rodamientos con rieles profundos (nuestro caso). Para el caso donde la pista exterior esta estacionaria y la interna rotando $w_o = 0$ y $w_i = RPM / 60$, donde RPM es la velocidad de giro del sistema rotatorio. Las ecuaciones (7), (9), (11) y (15) se pueden reducir a las ecuaciones (16), (17), (18), (19) respectivamente.

$$FTF = \frac{RPM}{60} \left(\frac{1}{2} \right) \left(1 - \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) \quad [\text{Hz}] \quad (16)$$

$$BPFO = \frac{RPM}{60} \left(\frac{1}{2} \right) \left(1 - \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) \quad [\text{Hz}] \quad (17)$$

$$BPFI = \frac{RPM}{60} \left(\frac{N_b}{2} \right) \left(1 + \frac{B_d \cos \mathbf{f}}{P_d} \right) \quad [\text{Hz}] \quad (18)$$

$$BSF = \frac{RPM}{60} \left(\frac{P_d}{2B_d} \right) \left(1 - \frac{B_d^2 \cos^2 \mathbf{f}}{P_d^2} \right) \quad [\text{Hz}] \quad (19)$$

Todas estas fórmulas de frecuencias para rodamientos son basados en condiciones ideales, es decir, contacto puro de los rodamientos y los rieles o pistas. El posible error que existiera al comparar estos valores con los reales es debido al desplazamiento de las superficies (las pistas) o pérdida de contacto de la pista con la bolita o rodillo, las cuales pueden producir variaciones en algunos Hz con respecto a las ecuaciones teóricas.

4.8. Aproximaciones para frecuencia de rodamientos

Aproximaciones para las frecuencias típicas de rodamientos pueden ser estimadas entre un $\pm 20\%$ para los defectos citados anteriormente [4]:

Para pista exterior estacionaria		Para pista interior estacionaria	
$FTF = 0.4 \cdot \frac{RPM}{60}$	[Hz]	$FTF = 0.6 \cdot \frac{RPM}{60}$	[Hz]
$BPFO = 0.4 \cdot N_b \cdot \frac{RPM}{60}$	[Hz]	$BPFO = 0.4 \cdot N_b \cdot \frac{RPM}{60}$	[Hz]
$BPFI = 0.6 \cdot N_b \cdot \frac{RPM}{60}$	[Hz]	$BPFI = 0.6 \cdot N_b \cdot \frac{RPM}{60}$	[Hz]
$BSP = 0.23 \cdot N_b \cdot \frac{RPM}{60}$	para $N_b < 10$ [Hz]	$BSP = 0.23 \cdot N_b \cdot \frac{RPM}{60}$	para $N_b < 10$ [Hz]
$BSP = 0.18 \cdot N_b \cdot \frac{RPM}{60}$	para $N_b > 10$ [Hz]	$BSP = 0.18 \cdot N_b \cdot \frac{RPM}{60}$	para $N_b > 10$ [Hz]

Estas aproximaciones pueden ser adecuadas para identificar armónicos no sincrónicos en algunos casos. Las fórmulas para determinar las diferentes frecuencias generadas por los rodamientos fueron desarrolladas por Thomas D. Millar y Harvey L. Bladerstron [3].

4.9. Modelo de vibración para rodamiento con un defecto localizado

En la sección anterior se determinaron las frecuencias de fallas para un rodamiento con un defecto localizado, en esta sección se muestra un modelo representativo de cómo serán estas señales en el tiempo, producidas por defectos localizados; esto es importante, ya que uno puede tener una idea de qué tipo de señales se esperaría encontrar. Además sirve para poder probar los distintos tipos de análisis que existen y ver como se comportan estos frente a estas señales.

Existen varios tipos de modelos los cuales se pueden ocupar, pero nos concentraremos en el modelo detallado, el cual considera una función respuesta impulso para un sistema de un grado de libertad con amortiguamiento, el cual tiene la ventaja de ser mas preciso si es que el modelo resulta correcto[5].

4.9.1. Consideraciones para el modelo simple

En un rodamiento que presenta un defecto localizado, la vibración que produce para el caso de velocidad de giro constante, es un impulso periódico [6], que es función de la geometría, la velocidad y el punto de ubicación del defecto. La vibración que se genera puede estar en tres rangos de frecuencias, vibración generada a frecuencias intermedias (1-10 Khz.), en donde estas vibraciones estimulan las frecuencias resonantes de la estructura, vibraciones en la zona de frecuencias bajas (bajo los 500 Hz), con componente a la frecuencia de repetición de los impactos con sus armónicos, y frecuencias altas (30 Khz.-100 Khz.).

La bolita al pasar por un defecto genera una onda de esfuerzo (o impacto); muchos estudios han demostrado que el primer síntoma que presentan los rodamientos cuando se generan ciertos tipos de defectos incipientes tales como grietas, hendiduras, rebordes y picaduras, es una vibración con componentes de alta frecuencia producto de la generación de ondas de esfuerzo[7].

Las ondas de esfuerzo son de naturaleza mecánica, lo cual significa que se propagan en medios deformables o elásticos, a través de los cuales transmiten sus perturbaciones de un lugar a otro. Se propagan como ondas transversales o de flexión y ondas longitudinales o de compresión. Las ondas de esfuerzo se caracterizan por ser transientes de corta duración, que se producen en un amplio rango de frecuencias, desde 1kHz hasta 50kHz o más [7]. Son originadas principalmente por la acción del contacto metal-metal o de fricción de componentes y su velocidad de propagación es independiente de la velocidad de rotación de la máquina. Ejemplos de fallas que generan ondas de esfuerzo son las grietas producidas por fatiga en los rodamientos, fricción entre superficies y desgaste abrasivo. En los rodamientos durante la etapa prematura de falla por fatiga se produce una grieta sub-superficial que puede dar origen a ondas de esfuerzo, además de las causadas por hendiduras, rayas y rebordes sobre las pistas debido al desgaste.

4.9.2. Modelo de la señal

Ondas de esfuerzo se genera cuándo un elemento rodante pasa sobre un defecto localizado, si la velocidad de giro es constante, estos impactos se generarán periódicamente. Producto de estos pulsos las frecuencias naturales de las partes y el soporte del rodamiento serán excitadas. La duración de cada pulso transiente dependerá del factor de amortiguamiento del sistema.

Un modelo simplificado para la simulación de estos pulsos ha sido propuesto en [6], en donde el sistema se considera: lineal, discreto y sub-amortiguado, además se consideran que sólo un modo de vibración es el dominante después de cada impacto y las bolitas actuando como elementos de rigidez. Ver figura 4.3.

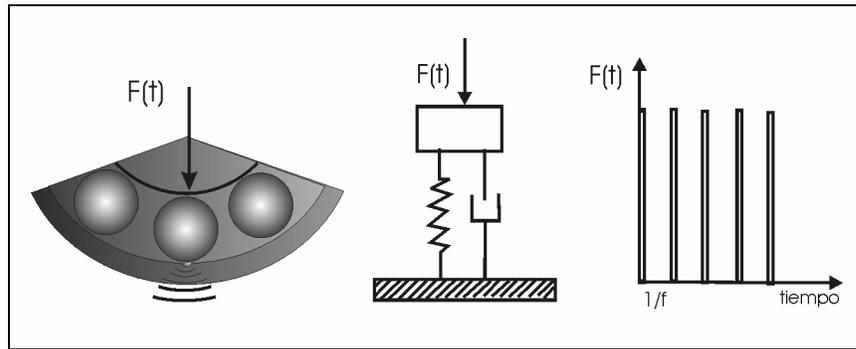


Fig. 4.3. Modelo de rodamiento excitado por un defecto localizado en su pista externa

El pulso generado se considera como un pulso de energía finita, la ecuación del sistema es:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (20)$$

La respuesta de este sistema a un impulso se puede encontrar en [8], en donde se ha utilizado la función impulso unitario (o función delta Dirac), es la ecuación 21.

$$h(t) = \frac{e^{-\alpha w_n t}}{m w_d} \text{sen}(w_d t) \quad (21)$$

Donde

α : Factor de amortiguamiento.

w_n : Frecuencia natural para vibración libre.

w_d : Frecuencia de resonancia para sistema amortiguado.

m : Masa del sistema rodamiento-eje.

La ecuación 21 se puede expresar en términos más generales como:

$$h(t) = a(t) e^{-a t} \text{sen}(w_d t) \quad (22)$$

Que sería la respuesta a un impulso unitario medido por un sensor de vibraciones, en donde $a(t)$ es la función que relaciona la variación de la ruta de transmisión con el punto de ubicación del defecto y \dot{a}_m es el factor de decaimiento del sistema. Esta función es de carácter periódico dependiendo de la ruta de transmisión [7] como se puede observar en la Tabla 1.

Tabla 1. Amplitud y periodicidades de la función $a(t)$ con respecto a la ubicación del defecto.

Ubicación del defecto	Propiedades de $a(t)$
Pista externa	Función no periódica de amplitud constante a_0
Pista interna	Función de amplitud máxima a_0 y frecuencia $\times 1$
Bolita	Función de amplitud máxima a_0 y frecuencia 2BSF, modulada con la frecuencia de giro FTF

Producto de la rotación del eje a una velocidad constante, estas vibraciones ocurrirán periódicamente a una frecuencia de impacto de $1/T$ donde T es el período de separación entre los pulsos. Así podemos definir una función periódica que entrega el tren de pulsos producidos, ecuación 23

$$d(t) = d_0 \sum_l d(t - lT) \quad (23)$$

En el modelo se consideran impactos como señales impulso, de muy corta duración; esto ocurre sólo en defectos incipientes, ya que a medida que el defecto crece variará tanto la duración del pulso como su forma y por tanto la amplitud de su respuesta.

Así para un defecto en la pista exterior la salida del sistema es la ecuación 24:

$$x(t) = d(t) * h(t) \quad (24)$$

Que es la convolución de la ecuación 22 con la 23.

Para el caso en donde se consideren defectos en la pista interior o en las bolitas, se debe agregar a la función $d(t)$ un factor que considere la magnitud, ubicación del defecto y dirección de la carga. Al existir un desplazamiento angular relativo entre la distribución de carga y el defecto a medida que gira el rodamiento, la amplitud del pulso variará; entonces este factor será una función periódica dependiente de la distribución de la carga y de la ubicación relativa del defecto con respecto a la zona de carga, éste factor da cuenta de como la fuerza de los pulsos variará cuando el defecto se mueve dentro y fuera de la zona de carga.

Para una carga radial este factor es la ecuación 25:

$$B(t) = \max \left(\left[1 - \frac{1}{2e} (1 - \cos(\mathbf{q})) \right], 0 \right)^{3/2} \quad (25)$$

Esta función unitaria, es la distribución aproximada de carga para un rodamiento de bolas bajo carga

radial, ecuación de Stribeck [5] y [7]. En donde e es el factor de distribución de carga el cual puede variar entre 0 y 1, q es el ángulo de variación de la zona de carga. Ver figura 4.4.

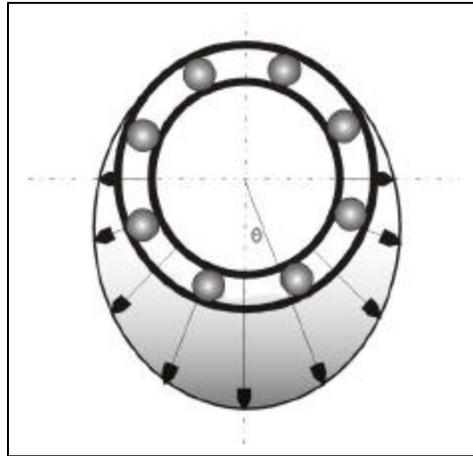


Fig. 4.4. Distribución de carga radial para un rodamiento

De la ecuación 25 se observa la dependencia de la carga de los elementos rodantes con respecto a la posición angular de éstos, la amplitud del pulso es variable y periódica. A continuación se da en la tabla 2 las periodicidades que se presentan para dos tipos de carga vs ubicación del defecto que se pueden presentar en un rodamiento [7]. Para un defecto en la pista interior se cumple que $q = \omega t$, la carga será periódica con la velocidad de rotación del eje (donde ω será la frecuencia angular de rotación del eje $\omega = 2p \cdot f$, y f es la frecuencia de giro del eje o sea la x_1).

Tabla 2. Frecuencias de variación de los pulsos.

Carga	Ubicación del defecto		
	Pista externa	Pista interna	Elemento rodante
Estática	Sin periodicidad	X1	FTF
Dinámica	X1	Sin periodicidad	X1-FTF

De las consideraciones anteriores se tiene que la señal vibratoria es la ecuación 26

$$x(t) = \langle d(t)B(t) \rangle * h(t) \tag{26}$$

Finalmente para considerar el defecto localizado en la bolita, se debe agregar otro factor a la ecuación 26, de la forma $(-1)^j$ el cual simula alternancia de los golpes producto del defecto, ya que en algún segundo golpeará la pista interna y en otro la pista externa. De esta consideración la señal vibratoria será como la ecuación 27.

$$x(t) = \left\langle \sum_{l=0}^{\infty} (-1)^l B(t) \cdot \mathbf{d}(t) \right\rangle * h(t) \quad (27)$$

En donde para encontrar la aceleración simplemente se debe derivar dos veces. En la sección siguiente se simularán estas señales mediante el software MATLAB con el cual además se hará el tratamiento a las señales con todas las herramientas de procesamiento de señales que este ofrece.

4.10. Simulación de las señales

Mediante el software MATLAB, se simuló cada una de los modelos anteriores, en donde se puede observar el tipo de señales a encontrar en un rodamiento con determinado tipo de falla. La señal vibratoria para un defecto localizado en la pista exterior se puede ver en la figura 4.5 el cual ha sido corroborado en trabajos de control adaptativo de ruido, en donde se ha podido limpiar la señal vibratoria del ruido [9].

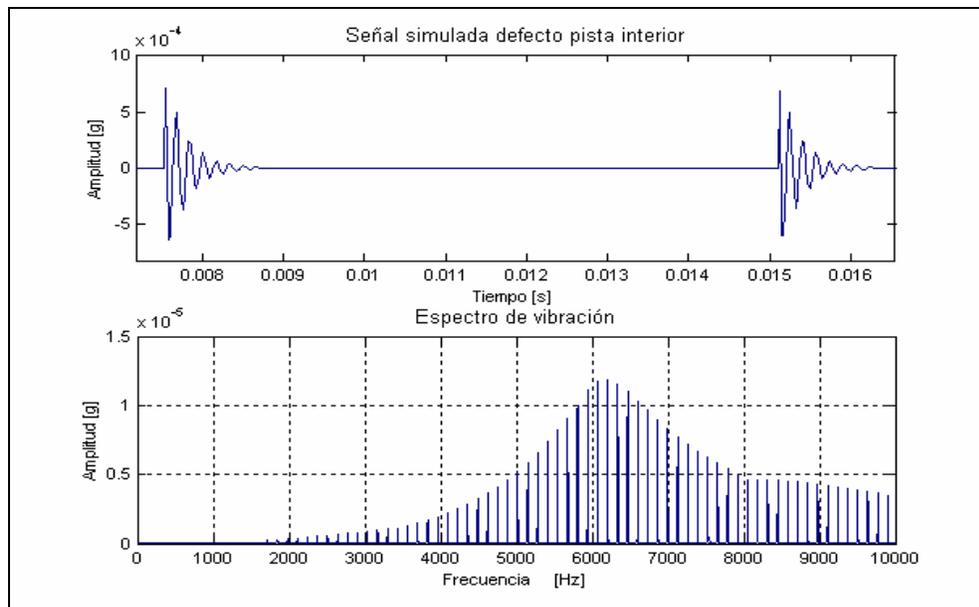


Fig. 4.5. Señal vibratoria simulada de rodamiento con defecto localizado en pista exterior y su espectro.

De la figura 4.5 se puede observar un pulso con tasa de repetición baja (132 Hz), transientes de alta frecuencia (6000 Hz) y baja amplitud. Para ver el espectro se puede utilizar la ecuación 24, derivar dos veces la expresión para obtener la aceleración y luego aplicar la transformada rápida de Fourier (FFT). El resultado no es ninguna novedad, ya que se conoce que un tren de pulsos en el tiempo con período T entregará un tren de pulsos en la frecuencia separadas a $1/T$ Hz y que la respuesta en frecuencia de

$h(t)$ es la envolvente que cubre a los pulsos, la cual esta centrada en los 6000 Hz como se esperaría.

Para el caso de un defecto localizado en la pista interior, y considerando el modelo anterior, tenemos la forma de onda para un defecto girando a una velocidad de 2220 RPM, y para nuestro rodamiento la frecuencia de falla está en los 200 Hz con el modo natural del modelo en los 6000 Hz para una amplitud pequeña. De la figura 4.6 se puede observar los pulsos modulados a la frecuencia de giro y su espectro, en donde se pueden observar las bandas laterales para el tren de frecuencias, esto se debe a la modulación del tren con la velocidad de giro del eje.

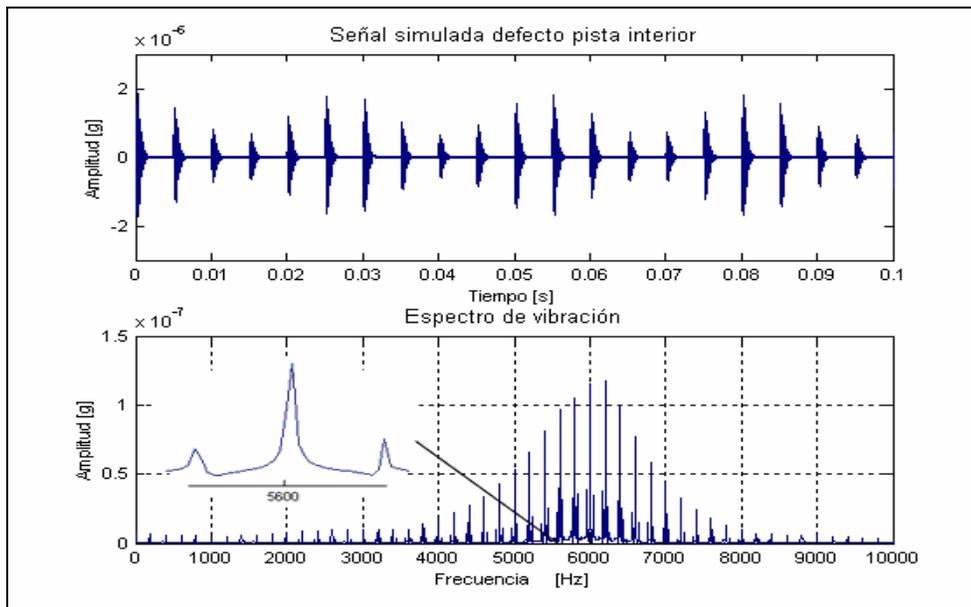


Fig.4.6. Señal vibratoria simulada de rodamiento con defecto localizado en pista interior y su espectro.

Finalmente para el defecto en la bolita y recordando la ecuación 27, se puede observar la señal en la figura 4.7 con su respectivo espectro en donde se puede observar el efecto de la modulación y la alternancia producto del factor $(-1)^l$. Del espectro se observan las bandas laterales producto de la modulación, salvo que a una frecuencia distinta que para el caso del defecto en la pista interior, producto de su periodicidad no con el giro del eje sino con el giro de la jaula.

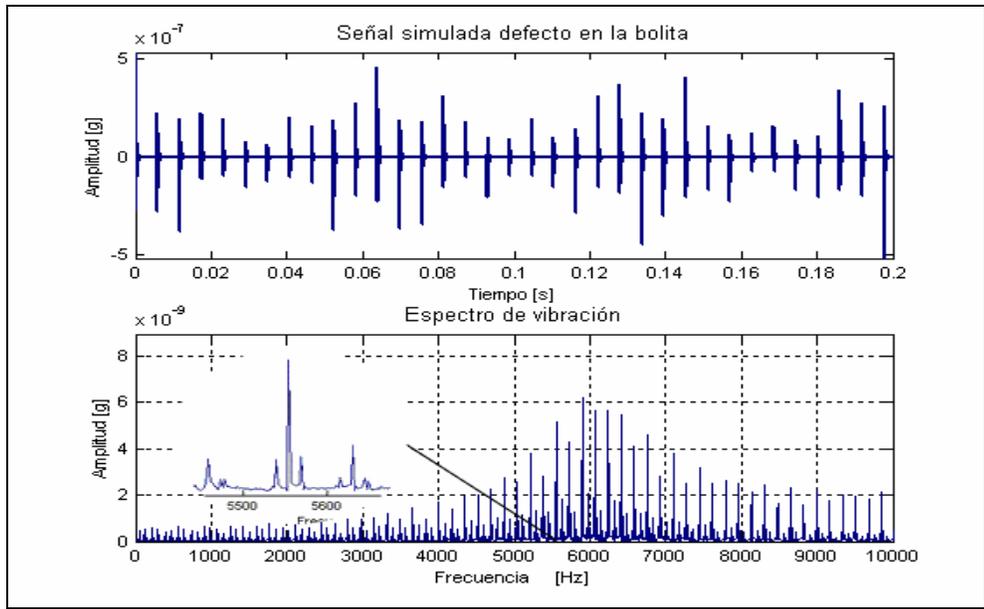


Fig. 4.7. Señal vibratoria simulada de rodamiento con defecto en la bolita y su espectro.

5. HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES PARA DIAGNÓSTICO EN RODAMIENTOS

5.1. Análisis de vibración como una herramienta de mantenimiento

Fallas inesperadas de maquinaria crítica en la producción pueden tener consecuencias desastrosas para la producción en una planta industrial. Por esta razón, cada año se ha venido dando un incremento importante en los programas de mantenimiento para equipamiento industrial. La herramienta de mantenimiento más básica es el mantenimiento correctivo, el cual consiste simplemente en el reemplazo del elemento defectuoso en una máquina, después de haber un funcionamiento irregular. Esta técnica es admisible sólo para maquinaria que no son críticas para la producción.

Un considerable avance se obtuvo a través del mantenimiento preventivo, el cual es implementado mediante desarmes periódicos e inspección de cada componente de la maquinaria después de un cierto tiempo de funcionamiento, en orden a encontrar algún elemento defectuoso. Aunque un programa de mantenimiento preventivo intensivo puede ser bastante eficiente en descubrir fallas en una máquina antes que se produzca una falla catastrófica, paradas frecuentes de una máquina para desarme y revisión puede ser un programa excesivamente caro, lo cual sube los costos de producción con la consiguiente desventaja competitiva que puede sufrir la empresa. En orden a evitar esto, el mantenimiento predictivo fue desarrollado en estos últimos 20 años [3]. Con esta herramienta pueden ser realizadas mediciones periódicas o continuas (en procesos críticos), acompañadas de observaciones de ciertas propiedades de una maquinaria durante su modo normal de operación, las cuales caracterizan un estado óptimo de funcionamiento. Así se puede detectar y diagnosticar fallas antes que se desarrollen completamente, y tomar todas las medidas correctivas con antelación realizándolas en el momento más conveniente y sólo con los elementos estrictamente necesarios, lo cual conlleva una reducción en el costo de la reparación y en el tiempo de detención.

Diferentes métodos de mantenimiento predictivo se usan hoy en día, los cuales por distintas aproximaciones permiten diagnosticar fallas en una máquina, algunas de ellas son por ejemplo el análisis de aceite para encontrar particulado que acuse un desgaste o roce entre metales, termografía infraroja la cual permite ver la distribución de temperatura en una máquina y así poder ver la distribución de tensiones a la cual esta sometida, control de la temperatura y corriente eléctrica en los motores con el fin de detectar trabajo extra que el motor esta realizando producto de un defecto, análisis de espectros sonoros, etc.

En el caso de los rodamientos el análisis de vibraciones no sido la herramienta más popular, pero si una de las más efectiva en detectar fallas. Esta consiste en medir las señales vibratorias en puntos específicos donde se encuentran ubicados los rodamientos, y sacar información de las señales vibratorias sobre el estado del rodamiento, eje o los acoples cercanos a ellos [10].

En la figura 5.1, se puede observar la medición de la señal vibratoria en un rodamiento.

Para el diagnóstico de la condición de un rodamiento, la señal vibratoria es usualmente medida en aceleración, y esta es la mejor manera de medir fallas incipientes en ellos como veremos mas adelante. En otras circunstancias, medir la velocidad de vibración puede ser más importante (por ejemplo en el caso de medir severidad en la máquina).

Se pueden implementar sistemas de monitoreo en máquinas usando análisis de vibración, los cuales pueden ser de dos tipos:

- Sistemas Online: datos vibratorios son continuos y automáticamente medidos y almacenados desde sitios fijos de medición en las máquinas que están siendo monitoreadas por sistemas automátatas.
- Sistema itinerante: un trabajador realiza las mediciones de señales vibratorias periódicamente (por ejemplo dos veces por semana) en el sitio de medición con un analizador portátil, y luego él traspasa la información a un computador para su posterior análisis.

El diagnóstico consiste en juzgar sí la evolución de los diferentes parámetros estimados (caracterizados) en la onda de vibración es representativo de un estado normal de la maquinaria o de una de las fallas que se pueden presentar.

Algunas de las caracterizaciones posibles de un defecto pueden ser extraídos directamente desde la señal en el tiempo. Sin embargo, en otros tipos de fallas resulta imposible caracterizar o detectar de qué defecto se trata, de ahí nació la necesidad de hacer otro tipo de caracterizaciones de la señal usando el dominio frecuencial (análisis del espectro, espectro de la envolvente vibratoria, análisis Cepstrum), e incluso hoy en día análisis en tiempo-frecuencia (transformadas de Welch's, transformada wavelet, etc.).

En la siguiente sección de este capítulo se dará una breve explicación sobre procesamientos básicos de señales vibratorias en el tiempo.

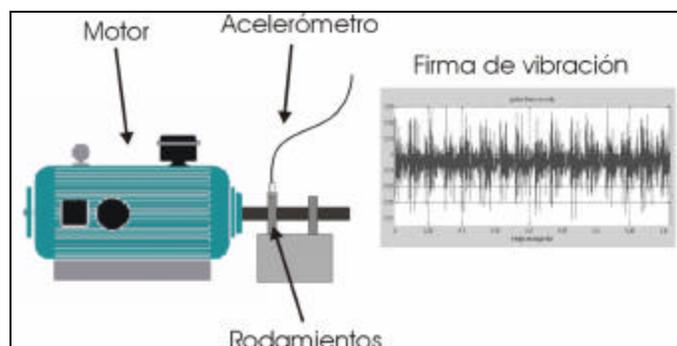


Fig. 5.1. Medida de vibración en el tiempo en un descanso de rodamiento.

5.2. Procesando la señal de vibración

Desde la captación de la vibración hasta la detección del defecto, existe una cadena de procesos a la cual esta sometida la señal, esta cadena se puede ver en la figura 5.2.

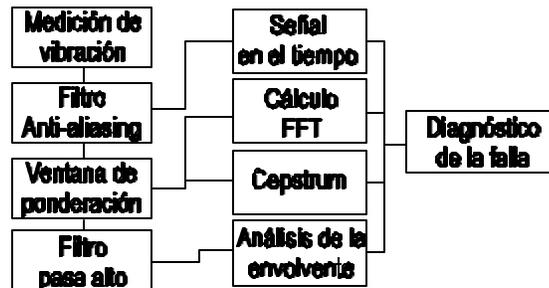


Fig.5.2. Esquema de procesos para diagnosticar falla en un rodamiento.

De la figura 5.2, se puede ver que la señal es primero filtrada para evitar el aliasing, el cual introduce componentes espúreas al momento de hacer un análisis en frecuencia, además de limitar el rango de frecuencias en el cual se considerará los descriptores estadísticos que caracterizarán la señal en el tiempo. Luego se aplica una función de ponderación llamadas ventanas las cuales simulan una señal de período entero, para luego ser procesada por la FFT y el Cepstrum sin problemas. También se puede volver a filtrar la señal para poder hacer el análisis de envolvente. Cada uno de estos procesos serán detallados a continuación.

5.3. Tipos de análisis y su clasificación

La vibración es un parámetro importante a medir y ya se ha visto la relación entre un posible daño en un rodamiento y su vibración. Existen muchas técnicas para poder considerar este parámetro que se obtiene gracias a los transductores en este caso los acelerómetros. Así es que comenzaremos con una clasificación de categorías en la figura 5.3 en las cuales se puede encasillar estas diversas técnicas.

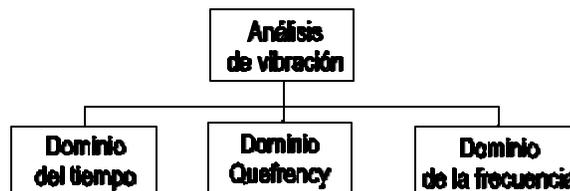


Fig. 5.3 Categoría de análisis de vibración

El dominio tiempo es el más utilizado por su simplicidad, donde se utilizan valores globales y

descriptores estadísticos para resaltar características que puede tener una señal. En el dominio frecuencia se hace uso de la transformada de Fourier para descomponer la señal en múltiples ondas senoidales y cosenoidales que reconstruyen la original, pero que además nos entregan por medio de los coeficientes, qué elementos frecuenciales la forman; en el dominio Quefreny tenemos el análisis Cepstrum el cual es “el espectro del logaritmo del espectro de vibración” y este análisis permite poder descubrir periodicidades de armónicos presentes en un espectro. A continuación se detallará cada uno de estos dominios.

5.4. Extracción de características en el tiempo para una señal de vibración (análisis en el dominio tiempo)

Las señales de vibración se pueden analizar en el dominio del tiempo, y este tipo de análisis puede entregar mucha información valiosa. Una de las ventajas de este tipo de análisis es su simplicidad, ya que considera valores globales (en rango de frecuencia de 10Hz hasta 10kHz normalmente lo cual implica que considera toda la señal para calcular sus estimadores). Además es útil en fenómenos no estacionarios y pulsos muy cortos (fenómenos transientes), los cuales interesan en la detección de fallas incipientes en los rodamientos. Se puede utilizar descriptores estadísticos, los cuales al experimentar cierta variación con respecto a los valores de referencia (valores medidos en condiciones normales de funcionamientos) alertarán sobre síntomas de anomalías en el sistema.

5.4.1. Medición de valores globales

La medición de valores globales de la vibración, resulta ser la forma más simple para cuantificar la condición mecánica de los rodamientos. Dentro de los valores globales que se utilizan está la medición del valor cuadrático medio RMS, valor peak, factor cresta, kurtosis. En la figura 5.4, se indican algunos de los valores globales medidos en una señal senoidal.

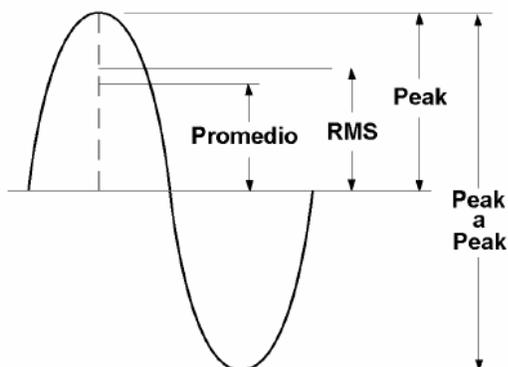


Fig. 5.4. Valores globales para una señal senoidal

Valor promedio

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (28)$$

Donde, x_i representa los valores de la señal discreta, y N el número de puntos medidos. Grandes variaciones desde el valor de referencia puede indicar que el sistema esta entrando en algún estado anormal de funcionamiento.

Valor peak

$$x_{peak} = \max(x_i) \quad \text{para } i = 1 \dots N \quad (29)$$

Es el nivel máximo de la señal registrada, este valor es de utilidad con otros descriptores.

Valor RMS

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N x_i^2}{N}} \quad (30)$$

El Valor RMS (sigla en ingles de valor cuadrático medio), el cual es un promedio del nivel de vibración en el rodamiento. Este valor se debe medir considerando un ancho de banda amplio por ejemplo de 10 Hz a 10 Khz. (se debe considerar este rango cuando se utilice una tarjeta A/D), otros autores recomiendan bandas un poco mas angostas de 1 a 10 Khz. [11]. Luego este valor medido se compara con valores estándares o de referencia establecidos para rodamientos sanos, esto es lo que se conoce como medición de la severidad. También se puede ver tendencias al hacer medidas periódicas y así estimar la condición del rodamiento, el inconveniente es que la vibración global tiende a aumentar en la etapa final de la falla del rodamiento. Por lo tanto, no es un buen estimador para detección temprana de fallas, además existen condiciones de vibración las cuales pueden ser altas y sin embargo el rodamiento esta en buenas condiciones, luego cuando se manifiesta una falla seria el nivel sólo ha aumentado un poco. En máquinas nuevas el nivel de vibración generalmente es muy alto, debido a que todavía las piezas mecánicas no han logrado su estado de uso normal, así este valor debe usarse como referencia en máquinas secundarias y complementarse con otros análisis en máquinas críticas. Finalmente este valor es sensible a cambios en la carga.

Factor cresta

$$C_F = \frac{x_{peak}}{x_{RMS}} \quad (31)$$

El factor cresta, es la razón entre el valor Peak y el valor RMS, este parámetro detectará

incrementos de Peak con respecto al valor promedio, y ha sido propuesto como parámetro de tendencia, sin embargo, investigaciones realizadas por especialistas [12], han demostrado que este parámetro usualmente aumenta marginalmente con fallas incipientes, y después decrece debido al incremento gradual del valor RMS.

Kurtosis

$$\mathbf{b} = \frac{\left(\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4}{N-1} \right)}{s^4 - 3} \quad (32)$$

Donde s es la desviación estándar de los datos medidos. Kurtosis es un parámetro estadístico propuesto por algunos autores como un estimador de fallas en rodamientos, el cual enfatiza incrementos de peak (impactos) de una señal en el tiempo. Está relacionada con la distribución de probabilidades ya que es un momento estadístico (el cuarto momento) y da cuenta de cuan alejada está de una distribución normal con la misma desviación estándar. Este fue desarrollado para detección de fallas en rodamientos y engranajes por The British Steel Corporation en 1978 [13]. Y es considerado como un compromiso de medición, que castiga los niveles bajos y favorece a los niveles máximos, además es un valor insensible a los cambios de carga. Aun así se ha demostrado que el valor de Kurtosis mayores que 3 (el cual se considera como principio de falla en los rodamientos [13]) se puede obtener sólo si la señal es del tipo impulsivo, esta característica no se cumple para cierto tipo de fallas como el de las pistas agrietadas, el cual genera un pulso más largo y uniforme, finalmente con este estimador ocurre lo mismo que con el factor cresta, a medida que la falla evoluciona tiende a disminuir.

Factor K

$$K = x_{peak} \cdot x_{RMS} \quad (33)$$

El factor K fue propuesto por Adolf Sturm, y es un parámetro sensible a los impactos. Y a diferencia del factor cresta no disminuye en la etapa final de una falla, este parámetro toma en cuenta el hecho que cuando una falla se desarrolla esta va aumentando su valor RMS y disminuyendo el nivel de los impactos producidos por las fallas. Así el factor K se menciona como peak veces el valor RMS. Y al incrementarse el valor RMS o el peak este valor crecerá [14].

Finalmente existe una lista más grande de descriptores que se pueden utilizar como son el factor de holgura, factor impulso, etc. Pero que dentro de los trabajos mas conocidos en vibraciones sobre

descriptores útiles se consideran innecesarios, ya que entregan información redundante con respecto a los presentados, ver por ejemplo referencia [14] y [13].

Se puede concluir que los valores globales son útiles dentro de un cierto rango, ya que nos advierten que algo puede estar sucediendo en el rodamiento, pero no entrega una información detallada sobre los fenómenos vibratorios que está ocurriendo, sólo se conoce el aporte total de ellos, así es que no se puede diferenciar muy bien, que fallas son y en qué grado están estas, tampoco se sabe con certeza cual es la más grave. Por lo tanto este tipo de análisis sólo tiene la virtud de avisar que hay un problema, pero no dice cual es.

5.5. El dominio de la frecuencia

Se ha demostrado que el análisis en frecuencia entrega mucha más información con respecto a problemas de fallas que pudiera tener un rodamiento [12], y se conocen las frecuencias de falla para cada uno de los elementos del rodamiento (capítulo 4). El análisis en el dominio de la frecuencia es el método más comúnmente utilizado en el análisis de vibraciones. Se puede considerar en general tres rangos de frecuencias para el análisis y diagnóstico de fallas: zona de baja frecuencia, zona de frecuencias intermedias y zona de alta frecuencias. Generalmente la detección de fallas en rodamientos se centra en las dos últimas. Algunas de las ventajas que tiene el análisis espectral son:

- A diferencia de la medición de valores globales, con el análisis de las frecuencias es posible establecer de donde proviene la falla: pista interna, externa, etc.
- Se puede identificar directamente del espectro el valor de la frecuencia sin necesidad de realizar cálculos adicionales, como cuando se analiza la forma de onda. Además se puede identificar cual es la componente que más influencia tiene en el nivel total de la vibración.
- Por medio de la integración digital, se puede analizar el espectro de frecuencias en las unidades deseadas, velocidad, aceleración o desplazamiento.
- Se puede centrar el análisis sobre el ancho de banda de interés, utilizando filtros digitales.

En cuanto a las desventajas de la transformada se debe mencionar los ya muy conocidos:

Aliasing: el cual introduce componentes de baja frecuencia que no están presentes en la realidad, esto ocurre cuando en la señal de vibración existen frecuencias más altas que $f_s/2$, donde f_s es la frecuencia de muestreo. Este problema se evita con un filtro pasa-bajas o antialiasing.

Leakage: o fugas laterales, este introduce frecuencias en torno a la fundamental de una señal truncada, es decir una señal a la cual se aplicó la FFT no teniendo períodos de valor entero, para evitar éste problema se debe utilizar una función de ponderación, la cual obliga a la señal medida a ser de un

período entero igual a T donde T el tiempo de adquisición total (tiempo de grabación considerado, o lo mismo número de datos multiplicado por el inverso de la frecuencia de sampleo.) estas funciones se conocen como ventanas y existe una variedad de ellas que dependen del tipo de señal a utilizar, algunas de ellas son ventana: Hanning, Hamming, kaiser- Bessel, Flat-top, etc. En nuestro trabajo usaremos la ventana Hanning.

5.5.1. Ventana Hanning

Para poder calcular un espectro de una señal con el menor error posible es necesario que la señal a transformar sea de período entero y estacionaria, ya que esta es la hipótesis principal de la transformada de Fourier, producto que las grabaciones de vibración son señales de longitud finita, y muchas veces de período no entero con respecto a sus componentes en frecuencia, esto introduce problema de leakage, esto se puede minimizar con la ventana Hanning. La cual es la ecuación 34:

$$w_N(t) = 0.5 + 0.5 \cos\left(2\pi \frac{t}{T}\right) \quad (34)$$

Donde la constante T es la longitud del tiempo de grabación o largo de la señal. Esta función se multiplica con la señal de la vibración para crear una nueva función. La cual se puede observar en la figura 5.5.

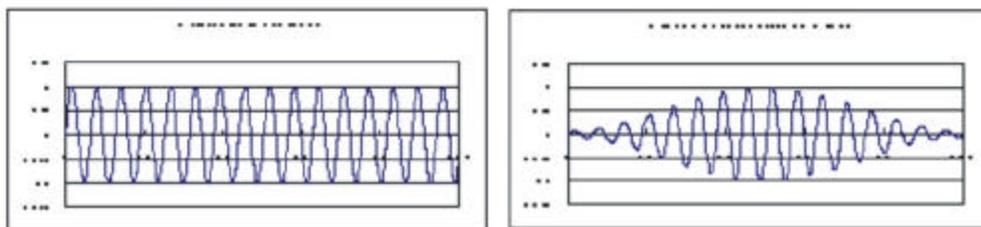


Fig. 5.5. Señal senoidal y señal senoidal ponderada con la ventana Hanning.

5.6. Dominio Quefreny

El análisis Cepstrum es una técnica que consiste en tomar un espectro de un espectro [3]. Antes de calcular el Cepstrum, se calcula el logaritmo natural de la potencia espectral. El Cepstrum está relacionado con la función de auto-correlación; si el espectro no se calcula a una escala logarítmica, el cálculo del Cepstrum producirá la auto-correlación [15]. En el análisis Cepstrum se trata a un espectro como si fuera una señal en el tiempo, y se hace otro espectro a partir del primero. El eje horizontal esta relacionado con el tiempo, pero no es tiempo en el sentido convencional. Se podría decir que es un tiempo periódico. Lo útil del análisis Cepstrum es que extrae patrones periódicos, esos patrones que se repiten en un espectro de la misma manera que un espectro extrae patrones periódicos de una señal en el tiempo. La secuencia de cálculo se puede observar en el esquema de la figura 5.6[16].

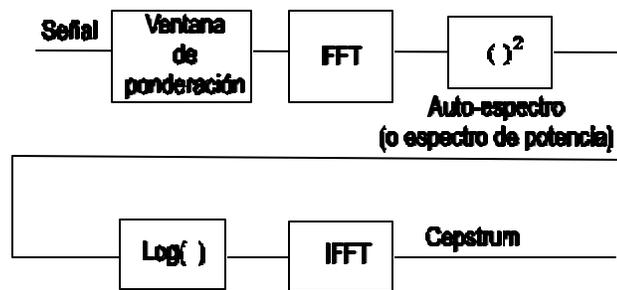


Fig. 5.6. Esquema de secuencia para calcular el Cepstrum

La utilidad que tiene esta técnica es que permite detectar fallas tempranamente, realizando tendencias en el tiempo, es un reconocedor de patrones y es muy sensible a la aparición de patrones de bandas laterales o armónicas que aparecen en fallas comunes [3]. El eje horizontal representa el período de separación entre los armónicos, o sea el período de la frecuencia fundamental, por lo tanto se puede asociar con las frecuencias de falla de los rodamientos.

Se debe tener el cuidado en el caso de fallas en rodamientos que este análisis es de mucho valor en fallas tempranas en rodamientos, pero cuando la falla está muy avanzada estos armónicos y bandas laterales disminuyen.

En la figura 5.7 se puede observar el Cepstrum para un defecto BPFO. De la figura se puede observar el inverso de la frecuencia de falla y un set de sub-armónicas y componentes de la forma $m/BPFO$ donde m es un número entero.

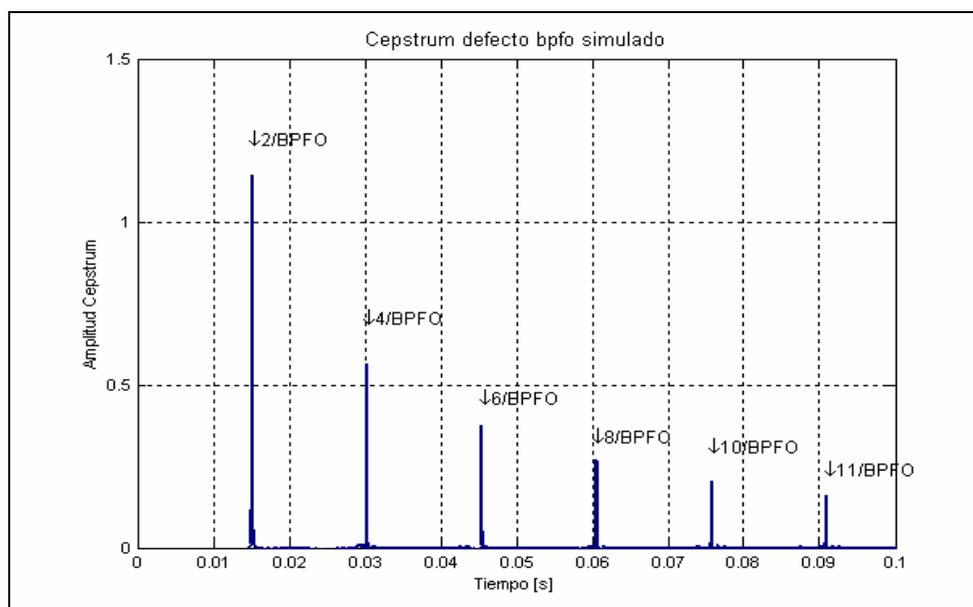


Fig.5.7. Cepstrum de señal simulada defecto BPFO (132 Hz).

5.7. Método de la envolvente de vibración

Del capítulo 4 se pudo conocer un modelo que caracteriza defectos localizados en los rodamientos, de este modelo se puede ver el proceso de modulación de los pulsos con respecto a los modos naturales del rodamiento montado. Como se mencionó antes, cuando aparecen defectos incipientes en los rodamientos, se presentan este tipo de señales, el problema de detectarlas consiste en que estas señales se encuentran contaminadas con otras señales presentes en el punto de medición, las cuales son por ejemplo ruido aleatorio debido a la interacción natural de las componentes mecánicas del rodamiento, vibraciones debido a otras fuentes como son defectos en el eje, solturas mecánicas, vibraciones de máquinas adyacentes, etc. Además estos pulsos en comparación con estas señales son de mucha menor amplitud, por lo tanto se necesita método de detección de estos pulsos, los cuales están como escondidos entre las otras componentes de vibración producto de la modulación. Debido a esto desde hace un par de décadas se ha ido utilizando técnicas de demodulación las cuales se basan en técnicas conocidas desde el mundo de las comunicaciones, estas permiten detectar las fallas mediante encontrar la tasa de repetición de estos pulsos los cuales están siendo modulados. La demodulación ha sido desarrollada como un método para encontrar la envolvente de una señal modulada en amplitud. La modulación de las vibraciones en amplitud puede generarse por diferentes causas:

- Modulación de la amplitud de la vibración generada por roce o fricción producidos periódicamente.
- Modulación de la amplitud vibratoria debido a resonancias estructurales excitadas por impactos que se generan periódicamente.
- Modulación de la amplitud de frecuencias de vibración características en diversos componentes de las máquinas, tales como frecuencias de engrane, frecuencia de paso de los alabes o de algún otro elemento.

A continuación se describen algunas de las más utilizadas en el mundo de las vibraciones.

5.7.1. Demodulación asíncrona

Debido a que los defectos incipientes en rodamientos son pulsos periódicos modulados con las frecuencias naturales del rodamiento, se puede decir que nuestro sistema es un sistema de la forma:

$$y(t) = x(t) \cdot c(t) \quad (35)$$

Donde la $x(t)$ es la señal moduladora y la señal $c(t)$ es la señal portadora. La demodulación asíncrona se utiliza en telecomunicaciones cuando se desconoce la frecuencia de la portadora, además utiliza supuestos muy simples los cuales son: que $x(t)$ sea positiva y que la frecuencia de la portadora ω_c sea mucho mayor que ω_m , la cual es la frecuencia más alta en la señal moduladora, esta condición es para

que la envolvente sea más fácil de localizar [17]. En particular, la envolvente de $y(t)$, es en nuestro caso la periodicidad de los impactos los cuales están modulados con las frecuencias naturales del rodamiento. Por lo tanto se necesita poder extraer esa información por medio de un detector de envolvente. Ver figura 5.8.

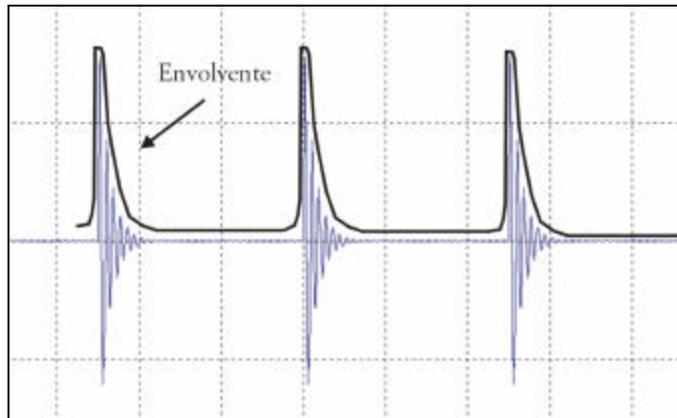


Fig. 5.8. Envolvente de vibración

Ejemplo de un detector de envolvente es el circuito de la figura 5.9.

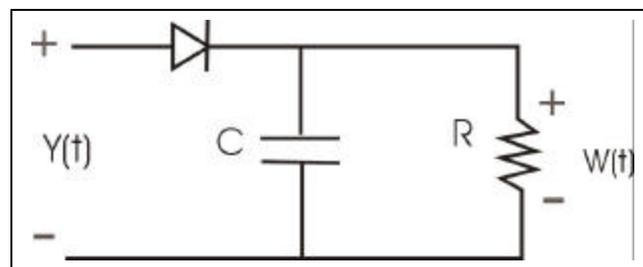


Fig. 5.9 Detector de envolvente

Este circuito debe ir seguido después por un filtro pasa bajas el cual eliminará las componentes de alta frecuencias de la portadora. La envolvente que entrega este detector es una buena aproximación de la envolvente verdadera ya que captura el peak de voltaje de la señal el cual es almacenado en el condensador, luego en el ciclo negativo donde el diodo no permite el paso de corriente, el condensador entrega la carga almacenada producto de la resistencia pero que decae lentamente dependiendo de la constante τ del sistema.

El propósito del análisis de la envolvente es enfatizar pequeñas señales. El método primero separa señales vibratorias de alta frecuencia de las de baja frecuencia, por medio de filtrar la señal, estas frecuencias pueden corresponder a las frecuencias naturales de las pistas de los rodamientos, resonancias de los sensores o frecuencias de origen eléctrico entre otras. Luego se procede a la

demodulación de la señal. En esta etapa la señal es demodulada para luego procesarla con la FFT, de la cual se obtiene finalmente el espectro en el cual se puede ver las frecuencias moduladas [18].

A continuación se explicará un método muy utilizado como demodulador mediante el uso de la transformada de Hilbert.

5.7.2. La transformada de Hilbert

El proceso de demodulación se puede hacer por medio de la transformada de Hilbert. Consideremos una señal real $d(t)$ modulada con una portadora cosenoidal de frecuencia \mathbf{w}_d de la siguiente forma:

$$x(t) = \cos(\mathbf{w}_d t + \mathbf{j}_d) \cdot d(t) \quad (36)$$

La transformada de Hilbert de la señal modulada se define como:

$$H(x(t)) = \tilde{x}(t) = \frac{1}{\mathbf{p}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \left(\frac{1}{t-t} \right) dt \quad (37)$$

La ecuación 37 se puede ver como la señal vibratoria convolucionada con la función $1/\mathbf{p}$. En el dominio de la frecuencia esta expresión correspondería a

$$\Im(\tilde{x}(t)) = X(f) \cdot (-j \text{sign}(f)) \quad (38)$$

Donde \Im es el operador transformada de Fourier. Se puede ver que para obtener la transformada de Hilbert sólo se necesita multiplicar componentes de frecuencia positiva con $-j$ (un corrimiento de fase de -90°) y las frecuencias negativas por j (un desfase de 90°), así la señal que se obtiene esta con un desfase de 90° .

De la transformada se puede crear una nueva señal llamada función analítica, la cual es una función compleja, en donde la componente real es la señal vibratoria y su componente imaginaria la transformada de Hilbert de la señal vibratoria.

$$\overset{\nabla}{x} = x(t) + j \cdot \tilde{x}(t) \quad (39)$$

Así reemplazando la ecuación 36 y 37 en la ecuación 39 se obtiene

$$\begin{aligned} \overset{\nabla}{x} &= \cos(\mathbf{w}_d t + \mathbf{j}_d) \cdot d(t) + j \text{sen}(\mathbf{w}_d t + \mathbf{j}_d) \cdot d(t) \\ \overset{\nabla}{x} &= d(t) \cdot e^{j(\mathbf{w}_d t + \mathbf{j}_d)} \end{aligned} \quad (40)$$

y tomando el módulo de la función analítica,

$$\left| \overset{\nabla}{x} \right| = \sqrt{\cos^2(\mathbf{w}_d t + \mathbf{j}_d) \cdot d^2(t) + \text{sen}^2(\mathbf{w}_d t + \mathbf{j}_d) \cdot d^2(t)} = d(t) \quad (41)$$

en la cual podemos ver que la señal original se ha recuperado (ecuación 41). En este sencillo ejemplo, se

puede ver la utilidad de la transformada de Hilbert, para obtener una señal que está alterada por un proceso de modulación. Este método se puede resumir en:

1. Filtrar la señal en torno a ω_c con un filtro pasa banda o filtrar permitiendo el paso de esta frecuencia por medio de un filtro pasa altas.
2. Calcular la señal analítica (ecuación 39).
3. Calcular el módulo de la función analítica ecuación 41 (la cual es la señal demodulada).

Para realizar este proceso, se hace uso de la transformada de Fourier, La señal analítica tiene la propiedad de sólo tener un lado en frecuencias, las frecuencias negativas son cero. Para aproximar la señal analítica, se usa un algoritmo que calcula la FFT de la secuencia entrante, reemplaza por cero aquellos coeficientes que corresponden a frecuencias negativas, y calcula su inversa.

En detalle, el algoritmo usa cuatro pasos:

1. Calcula la FFT de los datos reales (señal vibratoria), y los almacena en un vector "y".
2. Crea un vector "h" cuyos elementos tienen los siguientes valores:
 - 1 para $i = 1, (n/2) + 1$
 - 2 para $i = 2, 3, \dots, (n/2)$
 - 0 para $i = (n/2) + 2, \dots, n$
3. Calcula el producto del vector "y" con el vector "h".
4. Calcula la inversa del vector entregado por el paso tres y retorna un vector con n elementos.

Para nuestro modelo del sistema rodamiento eje, se puede entender y ver la utilidad de esta transformada ya que esta nos permite obtener la envolvente de la respuesta impulso de nuestro sistema, de la figura 5.10 se puede observar la respuesta impulso en la parte a), la transformada de Hilbert de la señal en b), la cual es una señal desfasada en 90° con respecto a la original pero que conserva la misma envolvente. Y en c) la envolvente libre de las oscilaciones del sistema.

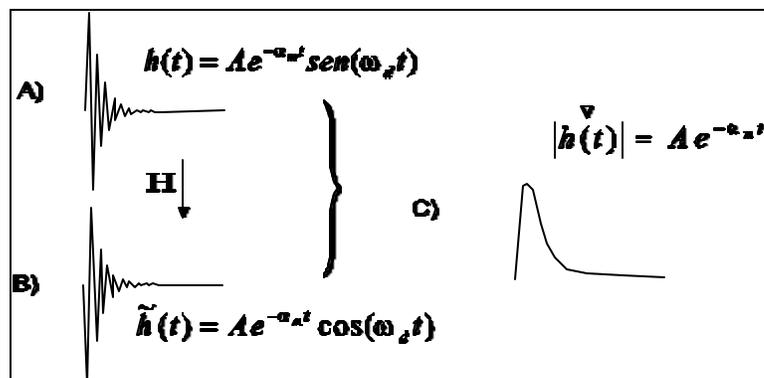


Fig. 5.10. a) Respuesta impulso, b) transformada de Hilbert y c) envolvente del sistema rodamiento eje.

Que la transformada de Hilbert utilice señales analíticas para modelar señales moduladas en amplitud, obliga a que la señal no sufra de “overlap” o sobre-posición de frecuencias en torno a la frecuencia cero, ya que de ocurrir esto no se puede recuperar por completo el espectro modulado, esta es la misma condición que se requiere para la demodulación asíncrona, y esto se cumple si la frecuencia de la portadora es mas grande que la mayor frecuencia de la señal moduladora. A continuación se muestra una de las señales de defectos simulados por nuestro modelo al cual se ha aplicado la transformada de Hilbert, ver figura 5.11.

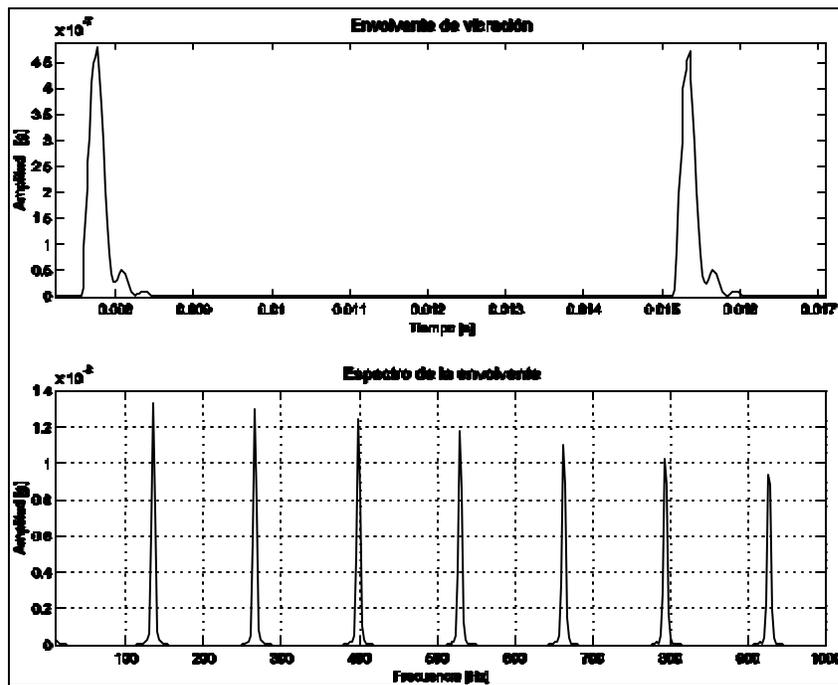


Fig. 5.11. Envolvente mediante T. Hilbert y espectro de envolvente defecto simulado BPF0 (132 Hz).

De la figura 5.11 se puede ver que sólo permanece la envolvente de los pulsos y que las oscilaciones de la portadora, en este caso una frecuencia natural de 6000 Hz, se ha removido. También se puede observar el espectro obtenido de la envolvente, en donde la frecuencia fundamental es el inverso del tiempo de separación de los pulsos seguida de componentes armónicas de la fundamental.

5.8. Fundamentos de adquisición de datos

Cada día es más común el uso de computadores personales con tarjetas ISA, EISA, PCI, PCMCIA, o puertos en seriales o paralelas para adquisición de datos, pruebas y mediciones en laboratorios de investigación [19]. Muchas aplicaciones usan tarjetas Plug-in para adquirir datos y transferirlos directamente a la memoria del computador. También se da mucho el uso de cajas remotas DAQ hacia el PC que se conectan los puertos paralelos o seriales. Obteniendo resultados de estos dispositivos la cadena que se realiza es la siguiente (ver figura 5.12):

- Transductores.
- Acondicionador de señal.
- Tarjeta conversor análogo-digital.
- Computador personal.
- Almacenamiento en el disco duro ó algún medio de respaldo.
- Un software.

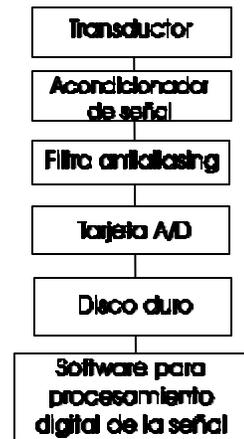


Fig.5.12. Esquema de procesamiento de la señal

A continuación se explicará brevemente estos elementos y los criterios más importantes a tomar en cuenta.

5.8.1. Transductores

Los transductores proveen la señal eléctrica que tiene estrecha relación con la magnitud física que nos interesa; termocuplas, acelerómetros, celdas de carga, strain gauge, sondas capacitivas, etc. Son un ejemplo de estos dispositivos que nos permiten medir fuerza, temperatura, flujo, presión. La señal eléctrica es proporcional al parámetro físico que se está monitoreando.

5.8.2. Acondicionamiento de la señal

Es necesario hacer un acondicionamiento de la señal para poder trabajar con ella, esto se debe principalmente a que algunos transductores tienen señal de salida muy baja, otros requieren de alimentación externa para funcionar; algunos necesitan poder adaptar impedancias, etc. Para todo esto se necesita un dispositivo que permita poder hacer todos estos arreglos antes de utilizar la señal.

Otra aplicación común para el acondicionamiento de señales es aislar la señal del transductor

desde el computador para propósitos de seguridad. El sistema a ser monitoreado puede contener transientes de voltajes muy altos que pueden dañar al PC.

También es por la necesidad de aislar el sistema, esto es para asegurar que las lecturas desde la entrada plug-in de la tarjeta no sean afectadas por diferencias en tierras potenciales o modos comunes de voltajes, señales extrañas o ruido. Usando módulos acondicionadores de aislamiento para señal, serán eliminados estos posibles problemas y las señales serán correctamente adquiridas.

Otro tratamiento común de acondicionamiento es la linearización. Algunos transductores, tales como termocuplas, strain gauge, y RTD tienen una respuesta no lineal a cambios en el fenómeno que están midiendo, así a estos dispositivos se debe realizar una corrección a los valores medidos, esto se puede realizar mediante un software o el módulo puede estar programado para realizar esta labor.

Es importante entender la naturaleza de la señal a trabajar, la configuración que es usada para medir la señal y los efectos del ambiente circundante. Basados en esta información se puede determinar el acondicionamiento que será necesario por parte del sistema de adquisición.

Algunos transductores requieren una alimentación externa para su funcionamiento. Strain gauge, termistores, RTD, acelerómetros con amplificadores integrados, etc. requieren voltaje o corriente externa.

5.8.3. Filtrado

El propósito de un filtro es remover señales indeseadas desde la señal que se está trabajando. Un filtro para ruido es usado en señales continuas, tales como temperatura, ya que atenúan señales de alta frecuencia debido a que estas pueden reducir la precisión de las mediciones.

Las señales alternas, tales como vibración a menudo requieren un tipo diferente de filtros conocidos como un filtro antialiasing. Igual que un filtro de ruido, el filtro antialiasing es también un filtro pasa bajos; sin embargo, se debe tener una tasa de truncado muy abrupta, es decir que remueva completamente todas las frecuencias de la señal que son más altas que la entrada de ancho de banda de la tarjeta.

5.8.4. Tarjeta conversor análogo-digital y Entradas análogas

Consideraciones de las entradas y sus especificaciones se deben conocer, para saber la capacidad y el grado de precisión del sistema. Especificaciones básicas, son el número de canales, tasa de muestreo, resolución, y rango de entrada. El número de canales análogos será especificado por single-ended y entradas diferencial en tarjetas que tienen ambos tipos de entradas. Entradas Single-ended son todas referidas a un punto común de tierra. Estos puntos son típicamente usados cuando las señales entrantes son de nivel alto (mayor que 1 v.), la conducción de la señal desde la fuente a la entrada análoga son cortas (menos que 5 metros), y todas las señales de entradas están compartiendo un punto común de tierra para su referencia.

La respuesta en frecuencia de un recolector de datos tiene algunas limitaciones a baja frecuencia.

El límite de baja frecuencia depende normalmente del tipo de acoplamiento que utiliza para remover el voltaje continuo del sensor sobre el cual viene montada la señal de la vibración (método de voltaje bias). Se emplean para este fin acople AC y acople diferencial. En el acople AC, se utiliza un circuito con un filtro capacitivo pasa alto que corta la componente DC del voltaje continuo, con la desventaja de atenuar las componentes de más baja frecuencia.

Con la entrada tipo diferencial o DC, el instrumento detecta el valor del voltaje continuo y lo sustrae de la señal, permitiendo la adquisición de señales desde frecuencia 0 Hz y sin atenuación de las componentes de frecuencia más baja. La lectura debe ser tomada en las unidades del sensor, sin integración análoga. La integración de la señal de aceleración a unidades de velocidad o desplazamiento puede atenuar las señales de baja frecuencia.

5.8.5. Tasa de muestreo

Este parámetro determina la velocidad de captación de muestra que se realizara en la conversión A/D y este parámetro tiene una estrecha relación con las frecuencias que se quieren representar, o las que interesan. El teorema de Shannon o teorema de muestreo de Nyquist dice que la frecuencia de muestreo tiene que ser dos veces más grande que la componente de máxima frecuencia que se desea detectar, para que no exista el riesgo de aliasing en la señal.

5.8.6. Resolución

El número r de bit que el sistema A/D usa para representar la señal análoga es la resolución. Este valor es con el cual se dividirá el rango de uso de la tarjeta y da cuenta del más pequeño cambio de voltaje que puede ser detectado.

Luego el número de divisiones del rango es

$$N = 2^r$$

5.8.7. Rango

El rango es referido al voltaje mínimo y máximo que la tarjeta A/D puede cuantizar. Generalmente en las tarjetas modernas este es un parámetro que se puede elegir dentro de varias posibilidades que la tarjeta pueda tener implementada y dependerá de los voltajes que se encontrarán en la medición.

El rango, resolución, y la ganancia en un sistema de adquisición con tarjetas determinan el cambio más pequeño en voltajes que se puede detectar. Este cambio en voltaje representa 1 LSB del valor digital, y es a menudo llamado el código de amplitud. El código ideal es establecido por la división del rango de voltaje por la ganancia multiplicada por la resolución. Un ejemplo es para una tarjeta con un rango de 1v

De ganancia unitaria, y de 12 bits tenemos:

$$\frac{1}{1 \cdot 2^{12}} = 0.000244 \text{ [M]}$$

Que es la resolución teórica de un bit en el valor digitalizado que interpretará el software

Hoy en día gracias a los sistemas operativos más amigables, se cuenta con un set de programas de monitoreo, control, adquisición, etc. Estos permiten poder procesar la señal que se ha digitalizado y su posterior interpretación dependiendo del tratamiento que se realice con la señal. Empresas como National Instrument, Acer Tectronick, CSI, SKF, etc., han desarrollado software permiten un diagnóstico rápido muy confiable de defectos en máquinas por análisis de vibraciones.

5.8.8. Multiplexado

Una técnica común para medición de varias señales con un dispositivo de medición es multiplexado. Los módulos acondicionadores a menudo realizan este tratamiento. Los sampleos de la tarjeta A/D son muestreos a varios canales en lugar de uno. La tasa efectiva de sampleo de cada canal individual es inversamente proporcional al número de canales sampleados.

5.8.9. El computador personal

El uso de los computadores para sistemas de adquisición de datos puede afectar drásticamente la máxima velocidad de adquisición que se puede realizar continuamente. Hoy en día la tecnología basada en procesadores Pentium acoplados con la alta performance de la arquitectura de los buses PCI, como son los ya tradicionales buses ISA/EISA. Con la llegada de PCMCIA, los módulos portátiles de adquisición son cada vez más flexibles y cómodos de agregar a determinados sistemas de adquisición. La habilidad de transferir datos que tenga el computador puede afectar significativamente la performance del sistema.

El factor que limita una gran cantidad de datos es a menudo el disco duro. El tiempo de acceso del disco y la fragmentación del disco duro puede reducir significativamente la tasa máxima en la cual los datos pueden ser adquiridos y almacenados al disco. Dependiendo del proceso y las frecuencias que se captaran se debe tener procesadores rápidos, acompañados de co-procesadores, o un procesador plugin dedicado tal como las tarjetas DSP (digital signal processing). Tener también sistemas operativos robustos que permitan programas amigables y seguros para el manejo seguro y confiable de datos y que provea de interfases para los Hardware que se utilizarán, preocupándose de la compatibilidad de la placa madre con la tarjeta de adquisición es de suma importancia para evitar conflictos de direcciones o un incorrecto funcionamiento de la tarjeta con sus controladores. Por lo tanto se debe conocer la tarjeta y los componentes del PC para que en conjunto funcionen en forma óptima.

5.9. El acelerómetro

Es acelerómetro (figura 5.13) es usado universalmente para medir la aceleración absoluta en las vibraciones. Es un dispositivo que consiste en una lámina de material piezoeléctrico, que al estar sometido a compresión mecánica o tensiones de corte, genera cargas eléctricas en las caras, proporcionales a la fuerza aplicada. Puede experimentar tres tipos de deformación mecánica las cuales son: compresión, flexión, y cizallamiento o deformación de corte.



Fig. 5.13. Acelerómetro de uso industrial

La señal en estos transductores es proporcional a la fuerza (transductor de fuerza) o proporcional a la aceleración de la base del acelerómetro (al considerar la masa constante). Cargas positivas y negativas se acumulan en la superficie del cristal al sufrir una tensión; estas cargas o iones, se colectan con electrodos colocados en los extremos del cristal, estos electrodos son delgadas láminas de oro donde las cargas se acumulan en su superficie y el número es directamente proporcional a la amplitud de la fuerza experimentada [20] y [21]. El acelerómetro mide la razón de cambio de la velocidad de la vibración. Un cristal piezoeléctrico genera una señal cuando se deforma. Si el cristal se mueve a velocidad constante, no se genera señal. Una variación en la velocidad indicará presencia de aceleración. A mayor cambio en la velocidad, mayor es la señal producida. A baja frecuencia, los cambios en la velocidad de la vibración son pequeños, lo cual hace que el cristal no responda muy bien a los cambios de velocidad.

El cuarzo es un material comúnmente usado en acelerómetros y presenta una gran estabilidad de sus propiedades eléctricas en el tiempo. Materiales cerámicos policristalinos pueden fabricarse para exhibir propiedades piezoeléctricas (materiales sintéticos), en algunos casos estos materiales son capaces de funcionar a temperaturas más altas que el cuarzo. Si se incrementa la temperatura de un

material piezoeléctrico, este puede llegar a una temperatura llamada "punto Curie" o "temperatura Curie " en donde el material pierde la propiedad piezoeléctrica. Una vez que esto sucede, el transductor esta defectuoso y no se puede reparar. Los cristales sintéticos en general son menos estables que los naturales y por lo tanto necesitan ser recalibrados cada cierto tiempo, también son cristales con voltajes de salida muy grandes en comparación con los naturales por lo tanto no se recomienda su uso en aplicaciones de monitoreo en maquinaria. Los cristales naturales como el cuarzo en general son muy estables en el tiempo y mantendrán su calibración si no se les maltrata. Las dos maneras en las cuales se puede dañar un acelerómetro son la exposición a un calor excesivo y la caída en una superficie dura. Si se cae de una altura de más de medio metro en un piso de concreto, o en una cubierta de acero, se debe volver a calibrar el acelerómetro para asegurar que el cristal no se ha agrietado o sufrido una fractura. Una pequeña fractura causará una reducción en la sensibilidad y también afectará de manera importante la resonancia y su respuesta en frecuencia, en general ocurre un corrimiento en su respuesta en frecuencia.

Es recomendable calibrar los acelerómetros una vez cada año, si están en servicio como colector de datos portátiles.

La mayoría de los acelerómetros de hoy en día que se usan en la industria son del tipo PCI sigla en ingles de circuito integrado pre-amplificado que está en el interior del acelerómetro. Este pre-amplificador recibe su energía de la polarización de la corriente directa por el cable de la misma señal, así no se necesita un cable adicional para alimentación. El aparato con que está conectado el PCI debe tener su fuente de corriente directa disponible para este tipo de transductor. El acelerómetro PCI tendrá un límite de baja frecuencia, debido al mismo amplificador y este se sitúa generalmente a 1 Hz para la mayoría de las unidades disponibles comercialmente [20]. Algunas unidades son diseñadas especialmente para ir hasta 0,1Hz si se necesita datos de muy baja frecuencia.

Cuando se conecta un acelerómetro PCI a la fuente de energía, el amplificador necesita de unos segundos para estabilizarse. Durante este tiempo cualquier dato que la unidad recoja será contaminado por las lentas variaciones de voltaje. Por esa razón, los recopiladores de datos deben de tener un retraso integrado, para asegurar que la unidad este en condición estable. Si el retraso es demasiado breve, la forma de onda tendrá una rampa de voltaje en forma exponencial superpuesta sobre los datos y en el espectro se observará una rampa característica decreciente de muy baja frecuencia a veces llamada "bajada de sky". Este se debe evitar, ya que compromete el rango dinámico de la medición.

La frecuencia de resonancia de un acelerómetro depende de su construcción y su montaje. La respuesta de alta frecuencia esta limitada por la resonancia del sistema masa resorte, junto con la elasticidad del cristal. Esta resonancia produce un peak importante en la respuesta de la frecuencia natural del transductor, y eso se sitúa normalmente alrededor de 30 Khz. para los acelerómetros que se usan habitualmente (figura 5.14). Una regla general es que un acelerómetro se puede usar alrededor de 1/3 de su frecuencia natural con un error no mayor que el 12% [21] Datos arriba de esta frecuencia se acentuarán debido a la respuesta resonante, pero se pueden usar si se toma en cuenta esto. Otras

componentes del acelerómetro son su carcasa protectora del cristal que permite fijar sus componentes internos, esta debe ser de un material resistente a la corrosión, que soporte químicos abrasivos y en algunos casos antimagnéticos (en ambientes donde hay motores muy grandes). El proceso de sellado también es crucial ya que permitirá resguardar en mejor forma el cristal en su interior.

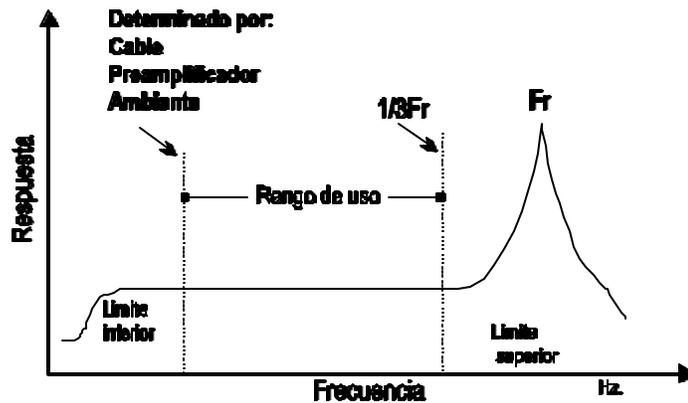


Fig. 5.14. Respuesta en frecuencia de un acelerómetro.

Los componentes básicos de un acelerómetro son el cristal piezoeléctrico, la masa dinámica o sísmica, la base y la carcasa.

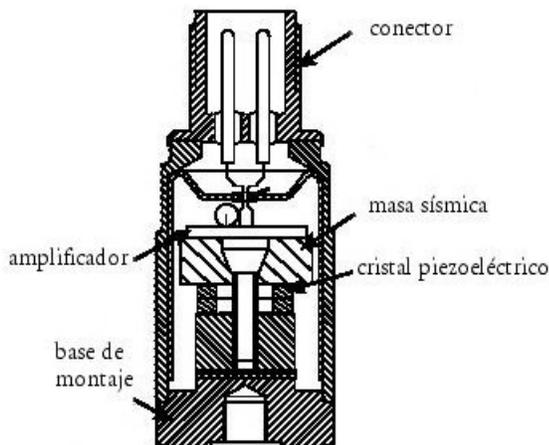


Fig. 5.15. Acelerómetro tipo compresión.

El diseño de compresión (figura 5.15) es generalmente el más simple y fácil de entender. El cristal, de cuarzo o cerámico, es puesto como un sándwich entre la masa y la base sujetado por un perno axial y un resorte de precarga en su extremo, que da la amortiguación del sistema. El movimiento (vibración) en la base comprime el cristal creando una señal. Se usa generalmente teniendo una base maciza y debe

ser usado en estructuras macizas a causa de deformaciones en la base y su sensibilidad a los transientes térmicos.

El diseño de esfuerzo cortante (figura 5.16) expone la sensibilidad del elemento a un esfuerzo de corte. El cristal y la masa son sujetados al centro perpendicular a la base rodeada por un material que permite la sujeción del cristal al eje central como muestra la figura. Esta carga previa produce una estructura rígida con buena respuesta de frecuencia y gran integridad mecánica. La sensibilidad del eje no es en línea con la superficie de montaje, condiciones de ambiente adversos tales como deformación en la base y transientes térmicos no producen señales falsas como en los otros diseños [21].

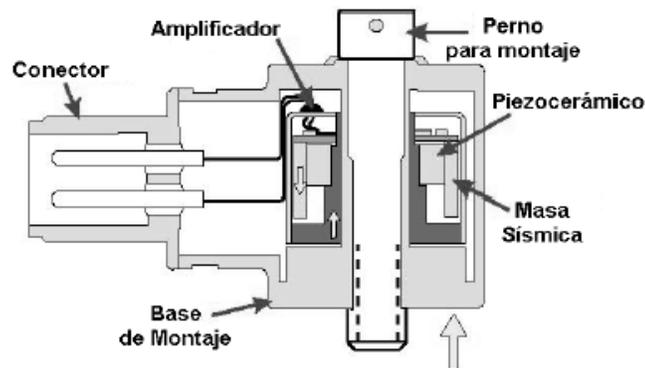


Fig. 5.16. Acelerómetro tipo cizallamiento (ó de corte).

En resumen, especificaciones de un acelerómetro son: rango de amplitud, rango de frecuencias y consideraciones del medio ambiente. Las ventajas son [22]:

1. Gran rango dinámico
2. Respuesta plana en un amplio rango de frecuencias.
3. Lineal, robusto y estable en el tiempo.
4. Compacto y pequeño.
5. No necesita de una fuente externa muy grande para funcionar.
6. Su salida es proporcional a la aceleración, pudiendo integrarse para tener una señal proporcional a la velocidad o al desplazamiento de las vibraciones.

De sus masas se puede decir que el rango va de 0.4 a 500 gr. Se recomienda que la masa del acelerómetro no sea mayor que el 10% de la masa efectiva de la parte vibrante [21]. Como se mencionó antes el límite inferior de frecuencias esta determinado por el amplificador de carga y el límite superior de frecuencias esta determinado por la frecuencia de resonancia mecánica del acelerómetro aun así, el montaje del transductor es de suma importancia en el rango efectivo que uno pueda utilizar para mediciones ya que dependiendo del montaje la respuesta del transductor se desplazará acortando el

rango útil de medición, a continuación se detallan varios métodos de fijación [21] y [22].

Atornillando por la superficie plana y lisa del acelerómetro al elemento vibrante, mediante un níple (pieza que permite la unión de dos elementos de diámetros distintos o iguales, también es conocido como espárrago), a este se agrega una fina capa de grasa, aplicada a la superficie, la cual ayuda a aumentar la firmeza del montaje en estas condiciones la frecuencia de resonancia esta en los 30 KHz. aprox.

Usando un pegamento, para casos de acelerómetros fijos permanentes. Una lámina de mica puede usarse como aislante para eliminar el circuito de tierra, provocado por el acelerómetro y equipamiento de medición, en esta disposición la frecuencia de resonancia esta en los 28 KHz.

Con imán permanente, para facilitar la fijación y medición en varios puntos de una superficie magnética. Este método reduce la frecuencia de resonancia del acelerómetro de 30kHz a 7kHz Por lo tanto, no puede ser usado para mediciones en frecuencias superiores a 2kHz La fuerza de fijación del imán es suficiente para niveles de aceleración de vibración hasta de 50 g

Con punta de prueba para acceso difíciles e inspección rápida. En este caso los resultados de varias mediciones pueden no ser repetibles y la frecuencia de resonancia cae a 2kHz, por falta de rigidez de contacto; así el rango de medición no puede ser mayor de 1kHz

Los acelerómetros de uso general toleran temperaturas de hasta 250°C[21]. Para temperaturas más elevadas, el cambio de sensibilidad puede pasar el 15%. Generalmente, el fabricante establece una curva de variación de la sensibilidad con la temperatura.

Se debe tener cuidado en mantener el cable del acelerómetro fijo a la superficie vibrante para evitar deflexión mecánica en el cable y consecuentemente, variaciones en la carga. No se debe permitir movimientos bruscos sobre el acelerómetro, para evitar variaciones en su resonancia y pérdidas de la sensibilidad.

Tensiones mecánicas en la base de fijación pueden generar salida eléctrica debido a la transmisión de tensiones al cristal. El acelerómetro de tipo cizallamiento o de corte presenta una sensibilidad de base muy baja.

Conviene apretar el acelerómetro con un torque de 2 a 5 ft-lb para no dañar el cristal piezoeléctrico producto de una fuerza excesiva [21].

6. TIPOS DE FALLAS QUE SE PRESENTAN EN LA INDUSTRIA

En este capítulo se presentarán tipos de defectos que se pueden encontrar en la realidad industrial, esto servirá para poder tener un panorama general con respecto a las fallas que se desarrollan en un rodamiento, los factores que las causan, y la forma de prevenir estas fallas.

6.1. Factores causantes de fallas en los rodamientos

El comportamiento general del rodamiento está determinado por la interacción entre sus elementos. El contacto de las bolitas con la jaula y las pistas, al soportar la carga de trabajo expone al rodamiento con el tiempo a experimentar fatiga del material, debido principalmente a la interacción de naturaleza dinámica (ya que constituyen una serie de choques de corta duración y de alta velocidad) [23]. Existen otros muchos factores que afectan a la vida normal del rodamiento, tal y como se aprecia en la figura 6.1

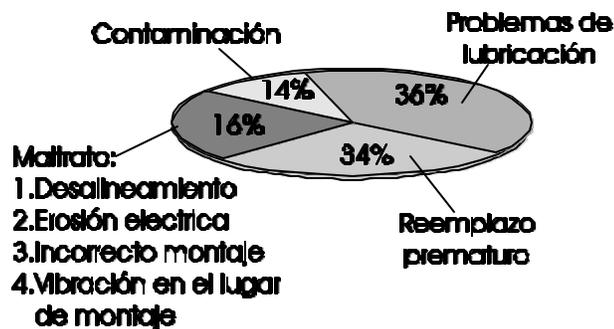


Fig. 6.1 Factores que provocan fallas en rodamientos.

Otros autores atribuyen distintos porcentajes a estos factores que provocan falla [7]. Aun así existe un consenso en cuanto a que son éstos factores los que mas comúnmente provocan fallas.

A continuación se procederá a describir estos factores que ocasionan daño en los elementos del rodamiento y el tipo de daños que se puede esperar.

6.1.1. Factor de corrosión

“La corrosión tiene por objeto investigar el deterioro de los materiales por la acción del medio en que se usan” [24]

La corrosión es un proceso de deterioro que experimentan la mayoría de los metales. Este proceso puede empezar con el simple contacto entre el metal y la atmósfera, o el metal en contacto con un medio líquido rico en oxígeno y ácidos, transformando al metal en óxido.

Aunque casi todos los metales de uso común en sistemas mecánicos sufren este proceso, más preocupante que la oxidación, es la velocidad con la que esta puede actuar, por lo tanto esta es la

variable a controlar en los sistemas mecánicos, ya que dependiendo de la vida útil frente a la oxidación, dependerá la integridad del sistema mecánico construido.

Clasificación de los procesos de corrosión

Existen varias posibles clasificaciones. Una clasificación comúnmente aceptada es la clasificación según el medio, en donde se habla de corrosión química y corrosión electroquímica, la Corrosión química es cuando el metal reacciona con un medio no iónico (por ejemplo: oxidación en aire a alta temperatura, reacción con una solución, etc.). La Corrosión electroquímica en cambio considera la participación de iones metálicos, todos los procesos de corrosión son electroquímicos. Sin embargo, es usual designar corrosión electroquímica a la que implica un transporte simultáneo de electricidad a través de un electrolito. A este importante grupo pertenece la corrosión en soluciones salinas y agua de mar, la corrosión atmosférica, la corrosión en suelos, etc., y en nuestra realidad industrial es la que más afecta a la industria, ya que muchas ciudades en nuestro país son costeras.

Existe también la clasificación según la forma y esta clasificación más que preocuparse del mecanismo de ataque evalúa los daños producidos por la corrosión. De esta clasificación existe la corrosión uniforme, que es la forma más benigna de corrosión. El ataque se extiende en forma homogénea sobre toda la superficie metálica, y su penetración media es igual en todos los puntos.

La corrosión en placas: abarca los casos intermedios entre corrosión uniforme y corrosión localizada. En este caso el ataque se extiende en más de algunas zonas, pero se presenta aun como ataque general. Corrosión por picado, este tipo de ataque, así como el inter-granular y el fisurante, son las formas más peligrosas en que puede presentarse la corrosión. En estos casos de ataque localizado la cantidad de material afectado no guarda relación con la magnitud del daño. Durante el picado, el ataque se localiza en puntos aislados de superficies metálicas pasivas, y se propaga hacia el interior del metal, en ocasiones formando túneles microscópico.

A continuación se detallara la corrosión electroquímica la cual es la más recurrente en los rodamientos.

Corrosión electroquímica

A temperatura ambiente la velocidad de oxidación de los metales es generalmente muy lenta. Aun así existen factores que favorecen una formación más rápida de óxido. Estos factores son altas temperaturas, la presión, alcalinidad del medio, pH, humedad, etc. Dependiendo del metal y del medio, se pueden observar niveles de oxidación leves o muy extensos.

La corrosión electroquímica es en términos generales el proceso común en todos los procesos de corrosión y como su nombre lo sugiere, se produce circulación de corriente eléctrica sobre el material expuesto a la corrosión.

Las causas más frecuentes que provocan corrosión son contacto entre dos metales distintos, presencia de fases distintas en una misma aleación, corrientes inducidas por circuitos eléctricos mal

aislados, presencia de oxidante en el medio, etc.

Así debido a la corrosión el elemento más sensible en el rodamiento es la jaula ya que generalmente es la primera en experimentar el proceso de corrosión, la cual después se va extendiendo a los demás elementos del rodamiento. Además es de destacar que la erosión eléctrica o picadura es también un tipo de corrosión que se produce en el rodamiento y daña principalmente a las pistas del rodamiento, esta erosión es producida principalmente por corrientes parásitas que circulan en la estructura y en contacto con el metal más el medio, van deteriorando al mismo, estas corrientes provienen de motores eléctricos con fallas o mal aislados y en algunos casos se genera de reacciones con elementos químicos. Esto debe hacernos reflexionar con respecto a que siempre una falla irá generando otra y otra, creando una cadena que terminará en la falla catastrófica de la máquina.

6.1.2. El desbalance

Todos los elementos rotativos son siempre fuentes potenciales de vibraciones mecánicas. El desequilibrio de distribución de la masa de rotores es una de las más frecuentes, ya que sólo cuando el eje de giro coincide con el de gravedad (dirección central de inercia en rotación), las fuerzas de inercia no producirán ninguna acción centrífuga perturbadora en los rodamientos o rodamientos de apoyo [3]. En la práctica, esto es realmente imposible de lograr por muy estrictas que sean las tolerancias de fabricación, ya que la homogeneidad del material no es absoluta debido a la existencia de oclusiones de gases, diferentes temperaturas en la masa, etc., por lo tanto, aunque el proyecto de una máquina rotativa sea perfecto, en su ejecución aparecen desequilibrios que se necesitan corregir a posteriori.

El límite aceptable para el desequilibrio residual permisible es realmente imposible de determinar con carácter general, ya que se trata más bien de una solución de compromiso entre el costo de la tarea de equilibrado y las molestias o riesgos, que la vibración originada por ese desequilibrio produce en las personas que han de permanecer en el área de trabajo de la máquina, además de los daños inherentes a la vibración y la consiguiente fatiga mecánica en los rodamientos y demás componentes de la máquina.

El desbalance es un problema lineal. Si un rotor está con desbalance, él tendrá el mismo desbalance a través de los 360° de rotación. Cada ciclo de la señal en el tiempo tendrá la misma amplitud y la señal en el tiempo será una senoide. Las siguientes condiciones pueden no estar presentes con el desbalance puro. Por ejemplo ruido en la base alrededor de la fundamental, frecuencias fraccionarias de la velocidad del eje, armónicos de la velocidad de giro si los descansos son de rodamientos y ruido de banda ancha.

6.1.3. Alguna forma de pulsación o modulación de la amplitud.

Las máquinas están sujetas a varias condiciones de desbalance y se pueden clasificar en desbalance estático y dinámico. El desbalance estático es un estado donde el centro de rotación de un rotor no corresponde a su centro de masa o en otras palabras, su centro de gravedad no está ubicado en

su eje de rotación, esto resultará en una fuerza centrífuga, que se aplica en el rodamiento a la frecuencia $x1$ (frecuencia de rotación del eje). Esta fuerza es proporcional al cuadrado de la velocidad del rotor, lo que quiere decir que las máquinas de alta velocidad requieren un balanceo con mucha más precisión que máquinas de baja velocidad.

El desbalance estático resulta en fuerzas siempre en la misma fase entre los descansos del eje. Un desbalance estático puro, producirá un fuerte pico $x1$ en el espectro de vibraciones y su amplitud será proporcional a la gravedad del desbalance y al cuadrado de las RPM, los niveles relativos de la vibración $x1$ en los rodamientos dependen de la ubicación del punto pesado en el rotor.

Un rotor con desbalance de par de fuerzas puede ser balanceado estáticamente y puede parecer que está perfectamente balanceado (cuando se pone en una máquina para balancear ejes). Pero cuando gire, producirá fuerzas centrífugas en los rodamientos que estarán en fase opuestas. Un rotor puede tener desbalance estático y desbalance de par de fuerzas al mismo tiempo y esta condición se llama desbalance dinámico. Esto es lo que por lo general se encuentra en la práctica. Cuando se examina un espectro sin información acerca de fase, no se puede distinguir entre el desbalance dinámico o estático.

Lo que puede causar desbalance es: aglomeración desigual de polvo en el rotor de un ventilador, falta de homogeneidad en partes coladas (como burbujas, agujeros de soplado, y partes porosas), excentricidad del rotor, flexión del eje, errores de diseño, distribución desigual en las barras de rotor de motores eléctricos o en el enrollado, erosión y corrosión desigual de las impulsoras de una bomba, pesos de balance faltantes.

El desbalance es un factor que va produciendo cargas distribuidas no uniformemente en el rodamiento, además genera un desgaste más localizado en algunos sectores del rodamiento y más acelerado, dependiendo de las condiciones de carga y lubricación esto puede desembocar en un daño severo del rodamiento (descascamientos, deformación de las bolas, rotura de la jaula producto de esfuerzos extras en el sistema, etc.). De más esta decir lo perjudicial que es para el eje y uniones de transmisión de la maquinaria.

6.1.4. Desalineamiento

El desalineamiento produce una precarga en los rodamientos, una pequeña sobrecarga puede tener un efecto estabilizante de la cuña de aceite. No obstante, la sobrecarga puede ocasionar la ruptura de la película de aceite con el consiguiente riesgo de la falta de lubricante en la zona de carga. También puede ocasionar aumento de la generación de potencia disipada, aumentando la temperatura de funcionamiento de los descansos y ejes. En general, cualquier sobrecarga por desalineamiento reduce la vida útil de un rodamiento.

6.1.5. La lubricación

El uso de un lubricante adecuado, garantiza una capa de lubricante suficiente para evitar la fricción entre los elementos rodantes y las pistas, evitando el contacto metal-metal (fricción). Ayuda también a prevenir la corrosión de los elementos del rodamiento, actuando como una barrera ante los contaminantes externos ya sea humedad, químicos, etc. Sirve en algunos casos como medio para la extracción de calor, también tiene algún efecto amortiguador en el sistema. La grasa presenta la ventaja con respecto al aceite de que es más fácil de retener, ya que esta se aloja en la jaula y lubrica continuamente al rodamiento. Aún así esta se debe colocar en el rodamiento con cuidado, ya que un exceso de ella provoca un rápido aumento de la temperatura de funcionamiento, en especial cuando giran a gran velocidad. Una regla es “el rodamiento debe estar lleno de grasa entre un tercio y máximo un medio del volumen total libre del rodamiento” [25], en el caso del aceite, este debe llenar hasta la mitad del elemento rodante más inferior.

6.1.6. El montaje

Sin duda en nuestra realidad industrial esta debe ser una de las principales causas por las cuales fallan los rodamientos, principalmente por el poco cuidado que se tiene al montar los rodamientos, ya que se piensa, que por ser de materiales tan duros y resistentes (dureza ROD entre 58 y 62 Rhc), debe ser un elemento que se trate sin cuidado. Esta creencia causa que en los montajes se golpee despiadadamente a los rodamientos, olvidándose que los rodamientos son elementos mecánicos diseñados para transmitir carga, no para resistir golpes, ya que en los contactos infinitesimales entre la bola y la pista se producen tensiones tan elevadas, que provocan fatiga temprana del rodamiento. Otro problema es la exposición en los montajes a temperaturas elevadas (mayores de 110°C) con sopletes para dilatarlo, esto ocasiona que el metal pierda sus propiedades de dureza y resistencia a la carga de trabajo. Mala lubricación, realizándola de cualquier forma y con cualquier lubricante (incluso mezclando lubricantes a la hora de relubricarlos), olvidando que el exceso y la falta de este causa incrementos de temperatura, que al mezclarlos se pierden las propiedades viscosas del lubricante y por ende la labor de protección y antifricción de este, Se desmontan de una forma inadecuada y vuelvan a montar dañados, malas elecciones de montaje, poco cuidado en la limpieza de montaje, ya que un grano de polvo o resto de metal microscópico son de durezas muy superiores a la del rodamiento causando un daño microscópico, que con el tiempo se manifestará. Poco o ningún cuidado en los aprietes y holguras necesarias para un correcto funcionamiento, mal aislamiento eléctrico de los motores, etc. Todos estos causa que los rodamientos duren muy poco e incluso fallen a las horas después de haberlos instalados, causando pérdidas económicas significativas, si se toma en cuenta que estos son elementos relativamente caros a medida que estos son más grandes (un rodamiento rígido de bolas de 200 mm. fácilmente puede costar 500.000 pesos).

6.2. Tipos de daños

Un rodamiento por lo general tiene una cierta vida útil que esta determinada por el número de revoluciones y la carga a la cual está sometido (ver capítulo 4), después de este tiempo ocurre falla por fatiga del material. La fatiga es el resultado de tensiones de corte cíclicas que aparecen en la superficie de rodadura de la zona de carga del rodamiento. Después de un tiempo estas tensiones causan grietas las cuales gradualmente se extienden hacia el exterior de la superficie. Como el elemento rodante pasa sobre el defecto, este va deteriorando cada vez mas la zona en donde está la grieta, esto es lo que se conoce como flaking o spalling (descamado ver en la figura 6.2).

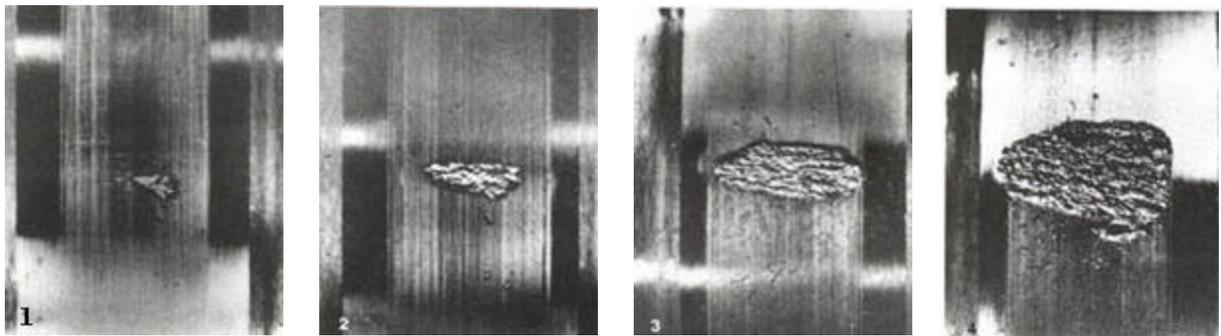


Fig. 6.2. Secuencia flaking en evolución.

6.3. Patrones de desgaste

Cuando un rodamiento está sometido a carga es natural que con el correr del tiempo se pueda gastar generando un camino en los anillos, y esto no afectará mayormente a la vida útil del rodamiento, pero cuando el rodamiento está sometido a cargas indebidas estas producen marcas en los anillos, las cuales sirven para caracterizar el tipo de carga indebida a la cual está sometido el rodamiento. En las siguientes figuras (6.3-6.6) se puede apreciar distintos desgaste producto de cargas inapropiadas a las cuales se ha sometido al rodamiento; dependiendo de la forma uno se puede hacer una idea del problema que está experimentando el rodamiento [26].

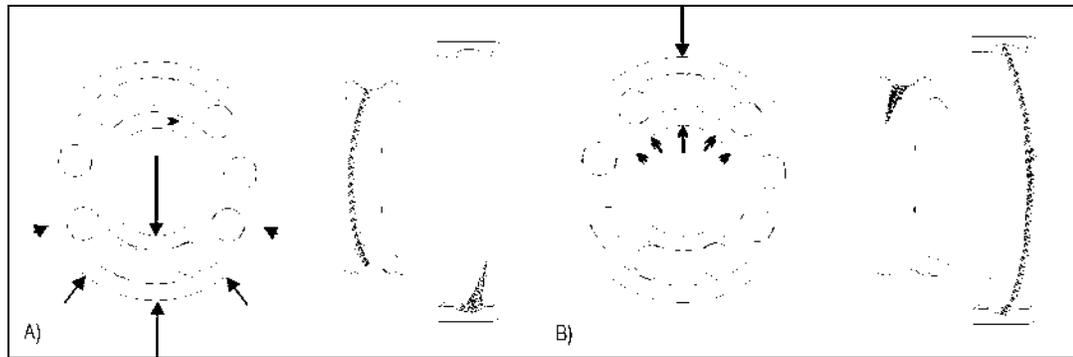


Fig. 6.3. Rodamientos con exceso de carga, A pista externa fija y B pista interna fija.

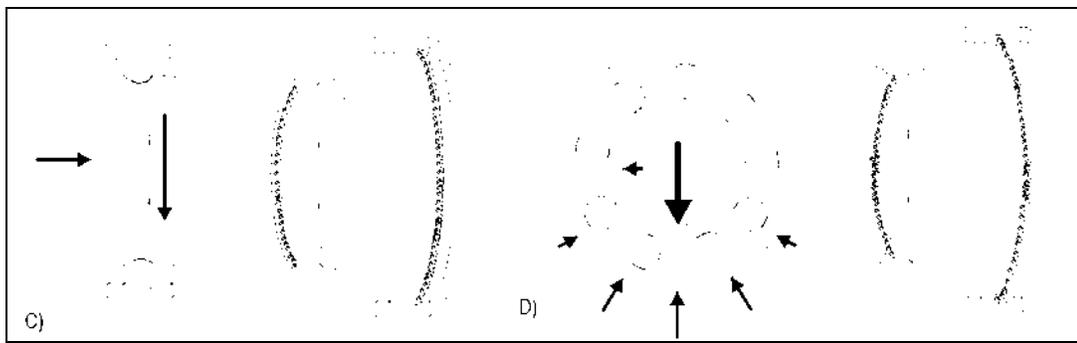


Fig. 6.4. Rodamientos, C cargado axialmente y D soportando un eje con desbalance.

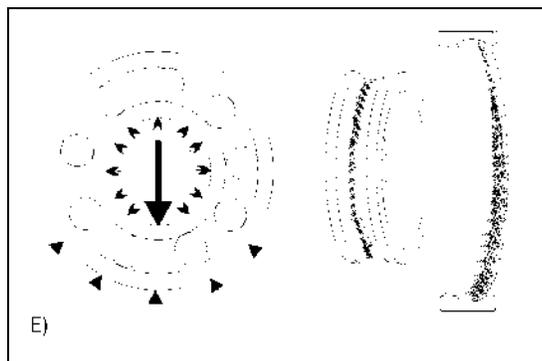


Fig. 6.5. Rodamiento, E con exceso de apriete en el aro interior.

Como se mencionó antes, en la figura 6.6 se puede observar como afecta el desalineamiento al rodamiento.

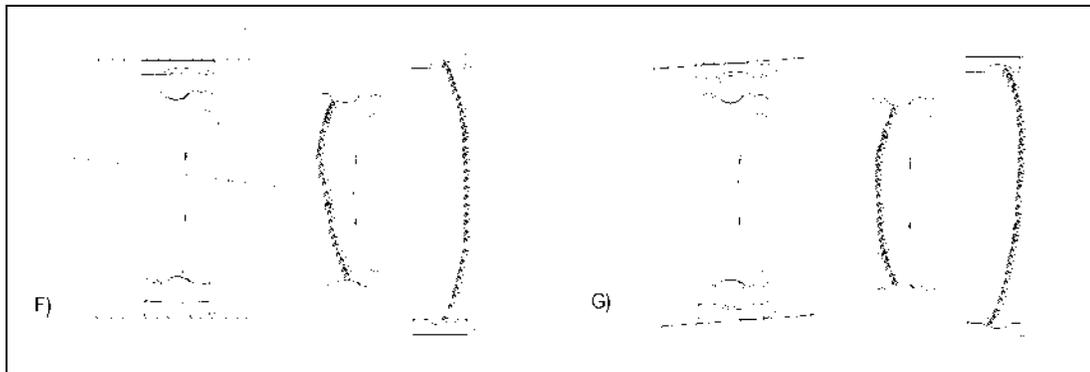


Fig. 6.6. Rodamientos afectados por desalineamiento en el aro interior (F) y exterior (G).

6.4. Resumen de fallas que pueden presentar los rodamientos

De la experiencia de muchas empresas que fabrican rodamientos y que han dedicado especialistas para que investiguen el tema de fallas en rodamientos, se ha llegado a un consenso con respecto a los tipos de fallas que se presentan en los rodamientos y sus causas, este consenso se basa en la investigación por mas de 30 años sobre casos reales a los cuales se ha hecho un seguimiento, y análisis sobre las causas que lo provocaron [23], [27] y [28].

Los tipos de daños se pueden clasificar en [26]:

Daño primario: desgaste, indentación, smearing, superficies distensadas, corrosión, daño por corriente eléctrica (picadura eléctrica).

Daño secundario: Flaking (spalling descascaramiento), grietas, daño en la jaula.

A continuación se dará un resumen para cada falla.

6.4.1. Desgaste

El desgaste en general no es apreciable en los rodamientos en condiciones normales de funcionamiento, sin embargo, en presencia de partículas abrasivas, problemas de lubricación y problemas de vibración en los momentos de reposo de la máquina, pueden provocar un serio desgaste en el rodamiento (ver figuras 6.7-6.9). En la tabla 3 aparecen datos con respecto a la apariencia de la falla, la causa que la origina, y su medida correctiva para los tipos de desgaste.



Fig. 6.7. Rodamiento con desgaste producido por partículas abrasivas

Tabla 3. Tipos de desgaste: descripción, causas y acción correctiva.

Tipo de desgaste	Por partículas abrasivas	Por problemas de lubricación	Por problemas de vibración
Descripción	Pequeñas indentaciones alrededor de las pistas y bolas. Fuerte rallado y grasa color verde opaco.	Desgastado, frecuentemente igual que un espejo, superficie; en fase final decoloración café azulada.	Marcas en las pistas . Estas marcas son rectangulares en rodamientos de rodillos y circulares en rodamientos de bolas. El fondo de las marcas puede ser brillante u opaco y oxidado.
Causa	Falta de limpieza antes y durante el montaje del rodamiento. Sellado imperfecto, lubricante contaminado por partículas abrasivas provenientes de la jaula.	Falta de lubricante o lubricante que ha perdido sus propiedades.	El rodamiento ha sido expuesto a vibración externa en los períodos de detención del rodamiento.
Acción correctiva	No sacar al rodamiento de su envase protector hasta el momento del montaje, limpieza del sector y herramientas del montaje. Verificar los sellos del rodamiento, usar lubricante en buenas condiciones, y wiper limpio.	Chequear correcta lubricación del rodamiento y usar lubricante en buenas condiciones.	Asegurar al rodamiento con una precarga radial en los momentos de transporte del rodamiento. Aislar al rodamiento de las vibraciones. Donde sea posible preferir rodamientos de bolas en vez de rodillos, usar método de lubricación continua.

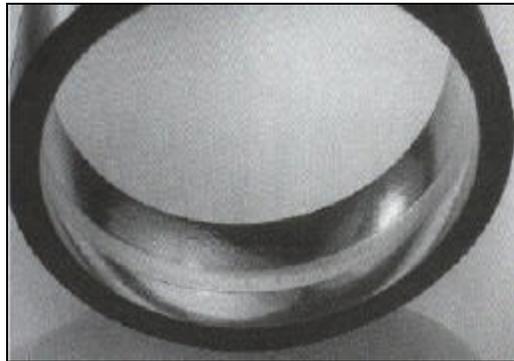


Fig. 6.8. Rodamiento con desgaste producido por problemas de lubricación.

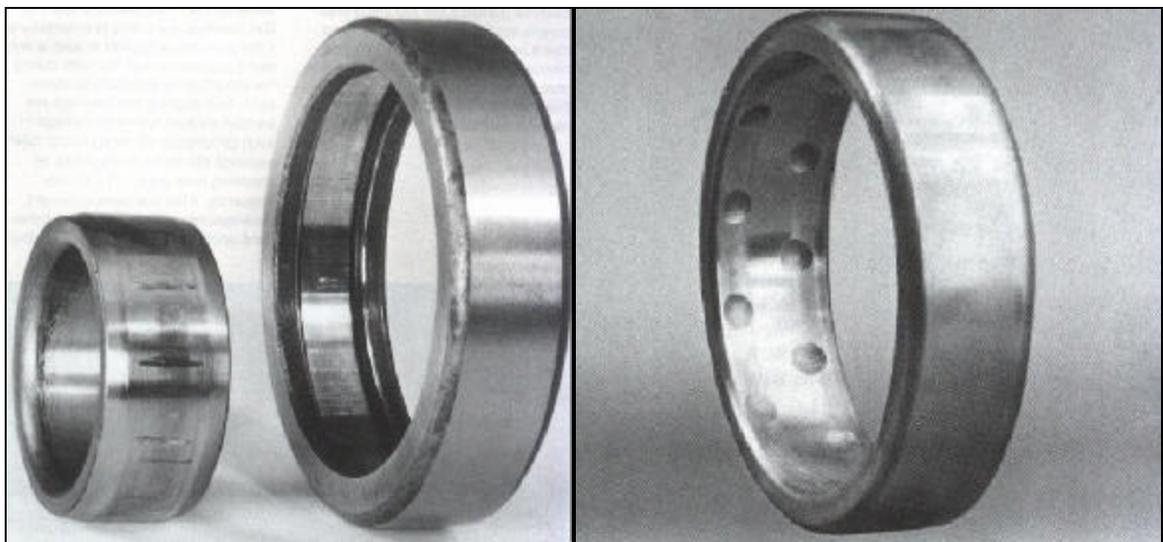


Fig. 6.9. Rodamientos con desgaste por vibración para rodamiento de rodillos y bolas respectivamente.

6.4.2. Indentación

Las pistas y elementos rodantes pueden sufrir indentación si el montaje es aplicado con mucha fuerza (golpes con martillo por ejemplo), esta se transmite hacia los elementos rodantes, y en los espacios infinitesimales de contacto elemento rodante-pista se pueden producir presiones de contacto extremas superiores a las que puede soportar el material del rodamiento, Si el rodamiento esta sujeto a cargas anormales mientras no gira, ocurre lo mismo. Las partículas también pueden causar indentación.

En la figura 6.10 se puede observar un rodamiento sometido a un mal montaje, y en la figura 6.11 indentación producto de particulado.

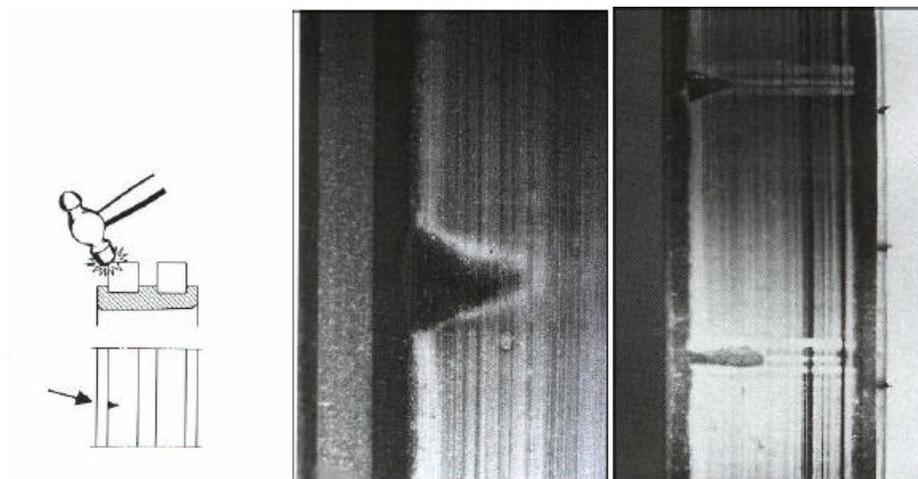


Fig. 6.10. Rodamiento sometido a montaje inapropiado, pista exterior e interior.



Fig.6.11. Rodamiento con indentación producto de una partícula

6.4.3. Smearings

Cuando dos superficies inadecuadamente lubricadas se deslizan una sobre la otra bajo alta carga, es transferido material desde una superficie a la otra (proceso de micro soldaduras). Esto es conocido como smearing. Cuando el smearing ocurre (figura 6.12), el material es generalmente calentado a tales temperaturas que ocurren solidificaciones. Esto produce concentraciones de tensión localizadas que pueden causar grietas o descascaramientos. Para evitar esto se debe usar un correcto método de lubricación para asegurar una capa de lubricante continua en toda la pista de rodadura o disminuir la carga de trabajo.

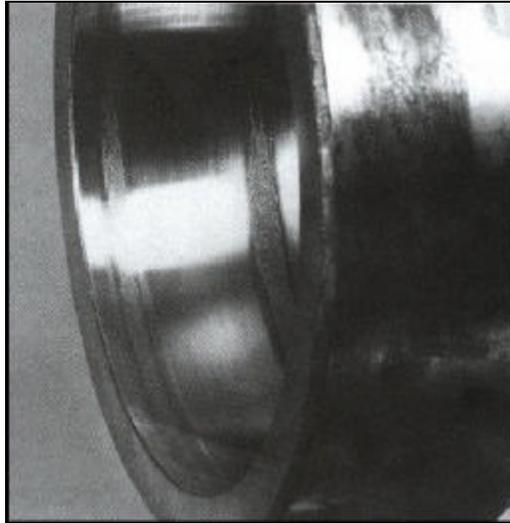


Fig. 6.12. Pista exterior con smearing en el lado interior y exterior.

6.4.4. Superficies deformadas (surface distress)

Si la película lubricante entre las pistas y los elementos rodantes es demasiado delgada, los picos de las superficies rugosas estarán en contacto unas con otras. Pequeñas grietas entonces se formarán en la superficie y esto es conocido como superficies sobrecargadas. Estas grietas no deben ser confundidas con las que origina la fatiga. Las grietas que origina la superficie sobrecargada son microscópicamente pequeñas (superficiales) y se incrementan muy gradualmente hasta un tamaño que interfiere con la correcta rodadura de la bola.

Si el lubricante se mantiene satisfactoriamente entre las superficies, es decir, la película lubricante no es demasiado delgada a causa de pérdida de lubricante o cambios de viscosidad inducidos por las elevadas temperaturas o una cantidad excesiva de carga (ya que la viscosidad aumenta en extremo por aumentos de presión), no existe riesgo de superficies sobrecargadas.

En la figura 6.13 se puede ver la superficie de contacto para un rodamiento.

6.4.5. Corrosión

Óxido se formará si agua o agentes corrosivos alcanzan el interior del rodamiento en tal cantidad que el lubricante no pueda proveer protección a las superficies metálicas. Como se mencionó antes este óxido carcomerá gradualmente la superficie hasta inutilizarla provocando la falla catastrófica (figura 6.14). Dentro de los procesos de corrosión típicos son una capa de óxido oscura delgada que se forma en el rodamiento cuando esta expuesto al aire sin lubricante cubriéndolo, este es un peligro ya que puede iniciar descascarillado o descamado (flaking) y grietas. Líquidos ácidos corroen el acero rápidamente, mientras que soluciones alcalinas son menos peligrosas. Las sales que están presentes en el agua fresca constituyen, juntamente con el agua, un electrolito el cual causa corrosión galvánica (corrosión

electroquímica), por este motivo el agua salada, como el agua de mar, es altamente peligrosa para el rodamiento.

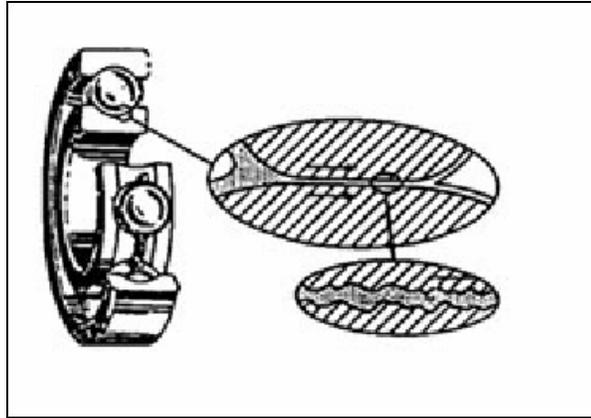


Fig. 6.13. Superficies de contacto en rodamiento

Otra forma de corrosión es la que ocurre por roce (fretting corrosión), y esta ocurre generalmente cuando el rodamiento ha quedado suelto en su alojamiento, este al estar suelto gira en contacto con la superficie del alojamiento causando roce, el cual al estar en contacto con el aire y a la temperatura, forma una película de óxido que se extiende con el tiempo.

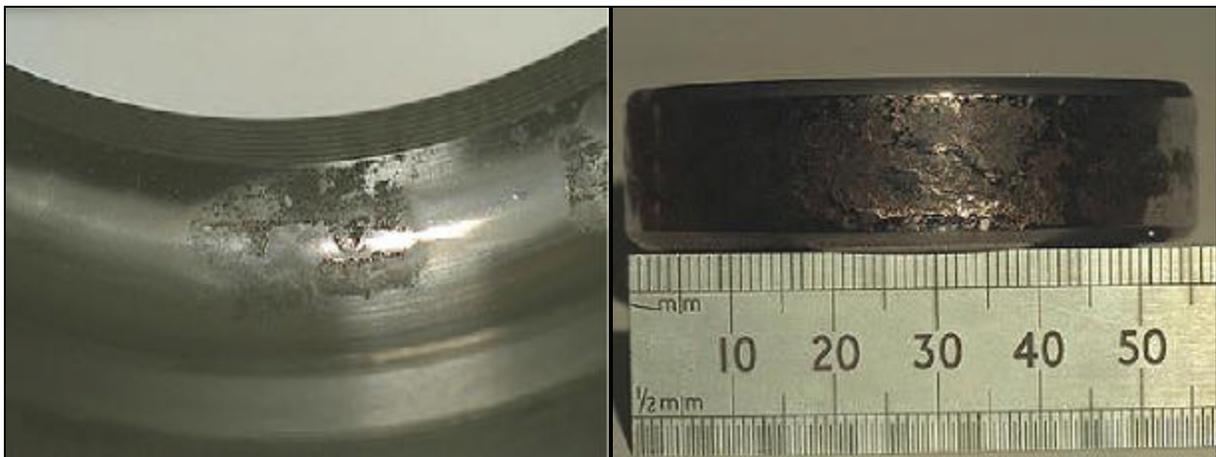


Fig. 6.14 Rodamientos con corrosión galvánica y por roce respectivamente.

6.4.6. Paso de corriente eléctrica

Cuando una corriente eléctrica pasa a través de un rodamiento, es decir circulando desde una pista a la otra vía los elementos rodantes, se produce un daño. En las superficies de contacto el proceso es similar al voltaje de arco de soldadura.

El material es calentado a temperaturas de fundición. Esto induce a que aparezcan áreas descoloradas, que varían en tamaño, donde el material ha sido calentado, re-endurecido o fundido. Pequeños cráteres se forman donde el metal ha sido fundido.

El paso de corriente frecuentemente induce a la formación de corrugaciones (fluting tipo de estrías) en las pistas del rodamiento, mientras que en las bolas sólo aparecen manchas oscuras. Aun las corrientes pequeñas son peligrosas. Los rodamientos cuando no rotan son más resistentes al paso de corriente eléctrica que los rodamientos que están girando. El grado de daño que puede ocurrir depende de varios factores como son: la intensidad de la corriente, su duración, la carga sometida en el rodamiento, velocidad de giro y lubricación.

6.4.7. Flaking (descascarillado)

El flaking ocurre como resultado de la fatiga del material (figura 6.15), es decir el rodamiento está en la etapa final de su vida útil. Sin embargo, esta no es la causa más común de falla. El flaking detectado en los rodamientos puede generalmente ser atribuido a otros factores (ver patrones de desgaste). Las causas del flaking prematuro pueden ser debido a una carga externa, excesiva precarga o apriete del alojamiento en el rodamiento, ejes flectados o carga axial. También puede ser causado por otros tipos de fallas como: indentación, corrosión, paso de corriente o smearing.



Fig. 6.15. Rodamiento con flaking (fatiga del metal)

6.4.8. Grietas (cracks)

Las grietas pueden formarse por varias razones. La más común son montajes y desmontajes inadecuados generalmente realizados con técnicas no aptas para los rodamientos como son: el método de “chanc” (el “chancacaso” con el martillo), sopletes, cuñas y grúas, etc. (ver figura 6.16).

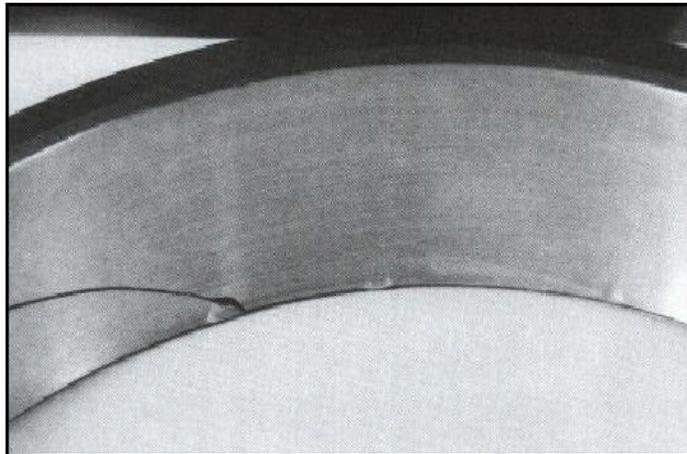


Fig. 6.16. Pista exterior con grieta profunda.

6.4.9. Fallas en la jaula

El daño que puede sufrir una jaula es provocado generalmente por otras fallas. Problemas de vibración, pueden generar fuerzas de inercia grandes las cuales pueden causar grietas de fatiga en la jaula. Cuando se somete al rodamiento a velocidades excesivas, para las cuales no está diseñada la jaula, puede causar fuertes fuerzas de inercia que pueden inducir fracturas en la jaula. También el desgaste producto de inadecuada lubricación o partículas abrasivas, las cuales por roce van deteriorando a la jaula. Se debe tener en cuenta que la jaula es de un material mucho más blando que las demás componentes del rodamiento, por lo tanto, es más sensible a estas fallas.

7. ENSAYOS EXPERIMENTALES

En el presente capítulo se describe la metodología que se usó para medir las vibraciones presentes en rodamientos sanos y con las fallas estudiadas anteriormente, junto con los resultados de la experiencia. Para esto se utilizó un banco de ensayos del laboratorio de vibraciones del Instituto de Materiales de la Universidad Austral de Chile.

7.1. Materiales

7.1.1. Banco de ensayos

Para los ensayos realizados en el laboratorio, se utilizó un banco de pruebas formado por un motor trifásico de inducción, un sistema de transmisión correa-polea, un eje montado sobre dos rodamientos, un disco de carga y un soporte metálico. Este conjunto permite poder variar la velocidad de funcionamiento del banco, ver figura 7.1.



Fig. 7.1. Banco de prueba para ensayo de vibraciones en rodamientos.

En detalle las partes del banco son:

1. Motor de inducción de 2 Hp. con velocidad nominal de 2840 RPM.
2. Juego de poleas de 3.5 y 6.0 pulgadas.
3. Eje con polea de 8 pulgadas.
4. Un disco macizo de acero de 11.5 pulgadas de diámetro y un espesor de $\frac{3}{4}$ de pulgada (el cual actúa como carga para un extremo del eje).
5. Estructura de soporte para el eje y el motor.

También se utilizaron rodamientos de una hilera de bolas rígido SKF n° 6206 con las siguientes dimensiones, ver figura 7.2.

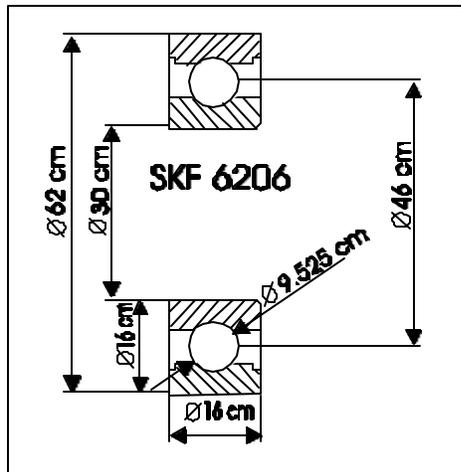


Fig. 7.2. Dimensiones del rodamiento SKF 6206.

Del presente rodamiento y con las dimensiones mostradas anteriormente se pueden calcular las frecuencias de fallas BPFO, BPFI, BSF y FTF, para una velocidad de giro de 2220 RPM, estas se listan en la tabla 4.

Tabla 4. Valores de frecuencias calculadas para distintas fallas en un rodamiento.

Velocidad [RPM]	FTF [Hz]	BSF [Hz]	BPFO [Hz]	BPFI [Hz]
2220	14.67	85.51	132.02	200.98

Una forma más sencilla de ver estas frecuencias es saber que para el tipo de rodamiento que estamos utilizando, el ángulo de contacto es cero, por lo tanto, de las fórmulas de defectos se obtiene un factor producto de la geometría, el cual al multiplicarlo por la velocidad de giro del eje entregará la frecuencia de falla. Estos factores están en la tabla 5:

Tabla 5. Factores característicos para cada falla.

Frecuencia de falla	Factor geométrico x1 [Hz]
FTF	0.4 x1
BSF	2.31 x1
BPFO	N 0.4 x1
BPFI	N 0.6 x1

N: número de bolas, x1: frecuencia de giro del eje.

De los valores se puede observar que no son números enteros, esto en la práctica ayuda mucho a la hora de hacer un análisis, ya que al observar un espectro normalizado por la velocidad de giro en el eje de frecuencia se verán fácilmente estas frecuencias de fallas, debido a su carácter no armónico con respecto a la velocidad de giro. Sin embargo se debe recordar que estos valores son sólo aproximaciones y las frecuencias reales pueden diferir en algunos Hertz.

7.1.2. Equipos de medición

Para realizar las mediciones se utilizó un acelerómetro piezoeléctrico con circuito micro-amplificador, modelo 623c01 marca PCB Piezotronics. El cual además utiliza un módulo acondicionador de señal de ganancia unitaria, una tarjeta conversora análogo digital, modelo PCI-471W-1 de la serie High speed transient Capture Boards, marca Intelligent Instrumentation. La cual está alojada en un computador personal con tarjeta Intel Pentium III con un procesador de 500 MHz Y de 128 Mbits en RAM y un disco duro de 10 Gbytes.

La tarjeta es manejada con un software de control, adquisición y visualización en tiempo real de datos llamado Visual Designer distribuido por la misma empresa. Los procesamientos de señales se realizaron con el software MATLAB y se utilizó un foto-tacómetro para medir la velocidad de giro del eje.

7.2. Metodología

Se realizaron mediciones de vibración tanto verticales como horizontales en el apoyo de uno de los rodamientos del eje, este experimentaba una carga estática de 5 Kg. aprox. (masa del disco). Las vibraciones fueron captadas por medio del acelerómetro, digitalizadas por la tarjeta A/D y almacenadas en el disco duro, para su posterior análisis.

Los rodamientos que fueron objeto de análisis fueron montados en un extremo del eje. Además se hicieron medidas de referencia en rodamientos sanos.

El análisis de las vibraciones se realizó tanto en el dominio tiempo como en el de la frecuencia, haciendo uso de los métodos descritos anteriormente. Como magnitud base de medición se considerará la medida de aceleración.

7.2.1. Vibración con rodamientos en buen estado

Como se mencionó anteriormente, los rodamientos en buen estado generan vibración aleatoria (ruido casi Gaussiano), producto de la interacción entre sus partes constituyentes, este ensayo por lo tanto, sirve como una referencia con respecto a que niveles de vibración se pueden esperar de un rodamiento sano. Las mediciones fueron realizadas en la dirección vertical y horizontal a la velocidad de 2220 RPM.

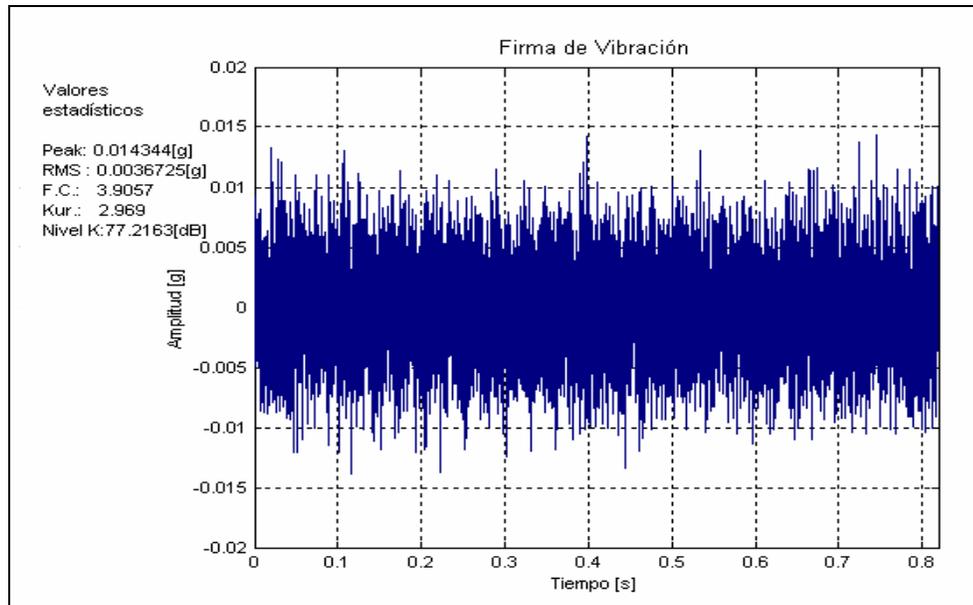


Fig. 7.3. Señal en el tiempo de rodamiento sano girando a 2220 RPM dirección vertical.

De la señal en el tiempo (figura 7.3) se puede notar el carácter aleatorio de la vibración. Los valores de tendencia en el tiempo están en un rango que se conoce como normal para un rodamiento, esto es, factor cresta menor que 4 y kurtosis menor que 3.

EL espectro de vibración figura 7.4, en el cual se puede observar que a pesar de su estado óptimo, este genera un cierto nivel de vibración, con picos en algunas frecuencias e incluso pueden generar frecuencias de fallas, esto no es novedad ya que corrobora estudios realizados anteriormente en los cuales se demuestra teóricamente que esto puede suceder producto de imperfecciones en el diseño y variación de la rigidez del sistema cuando pasan las bolitas por la zona de carga [29].

Además del espectro se puede observar que en la zona de alta frecuencia no existe la presencia de bandas espectrales entre los 4 y 7 Khz. (Presencia de frecuencias de resonancia del rodamiento), cumpliendo con lo normal que se espera de un rodamiento sano, Si observamos el detalle en baja frecuencia (figura 7.5) se observan frecuencias de falla BPF1.

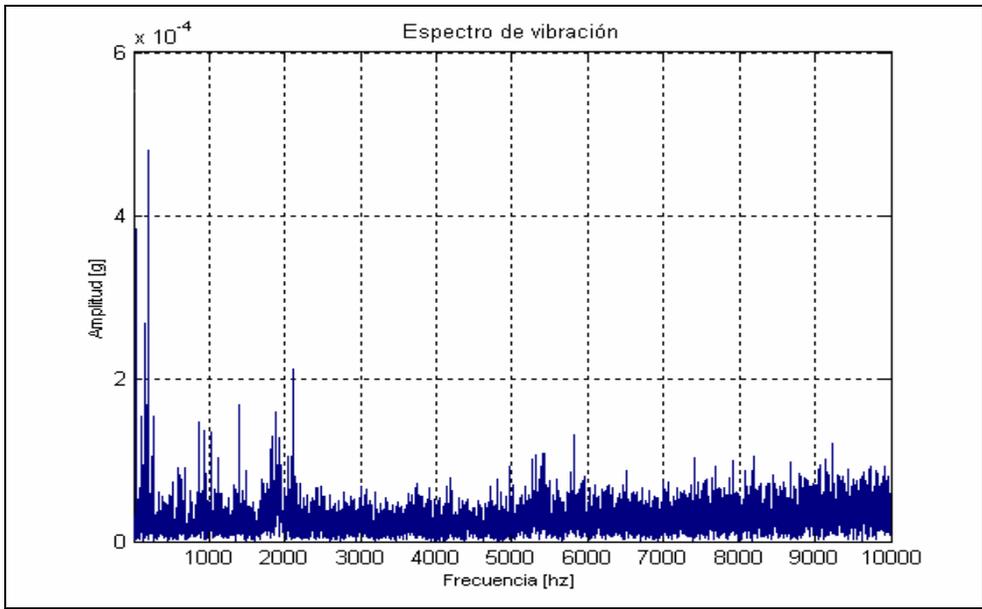


Fig. 7.4. Espectro de vibración para rodamiento sano girando a 2220 dirección vertical.

En cuanto a la medición horizontal, en general se puede observar lo mismo, salvo una pequeña componente periódica pura (figura 7.6) que probablemente se deba a una leve flexión del eje y que es más perceptible como frecuencia de falla en la dirección vertical (observar x1 en figura 7.5). En cuanto al espectro es muy similar al de la dirección vertical, y por tanto se omitirá, sin embargo en baja frecuencia (bajo los 500 Hz.) el espectro tiene menos componentes que en la dirección vertical. Además en la medición horizontal no hay presencia de frecuencia de falla.

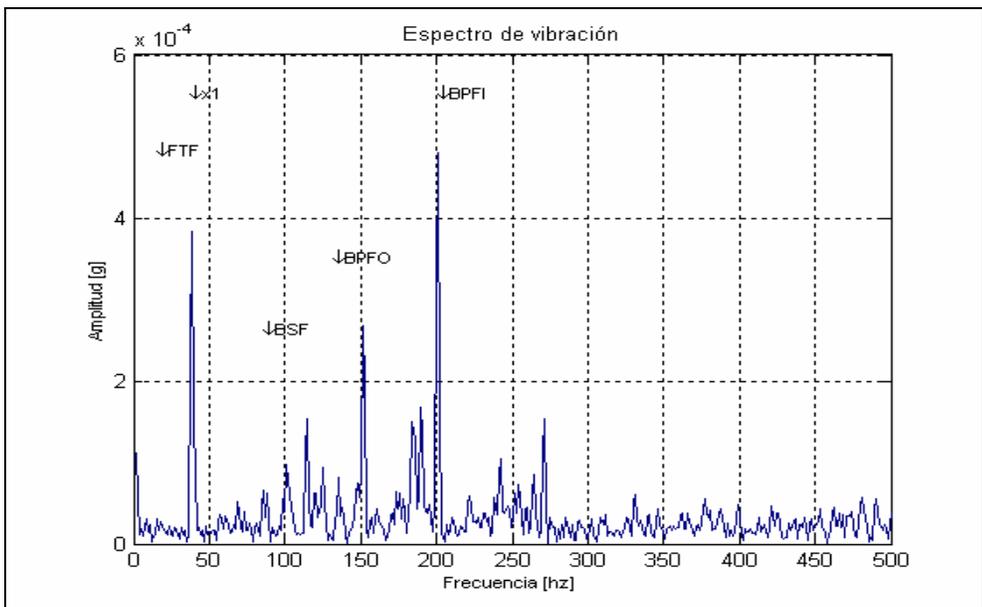


Fig. 7.5. Espectro de vibración en baja frecuencia de rodamiento sano girando a 2220 RPM dirección vertical.

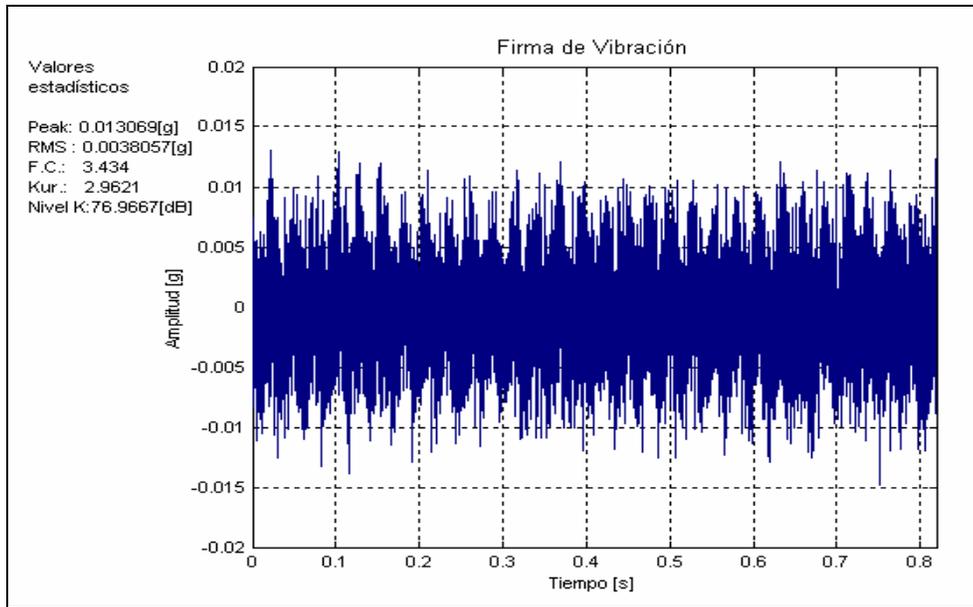


Fig. 7.6. Señal en el tiempo de rodamiento sano girando a 2220 RPM dirección Horizontal.

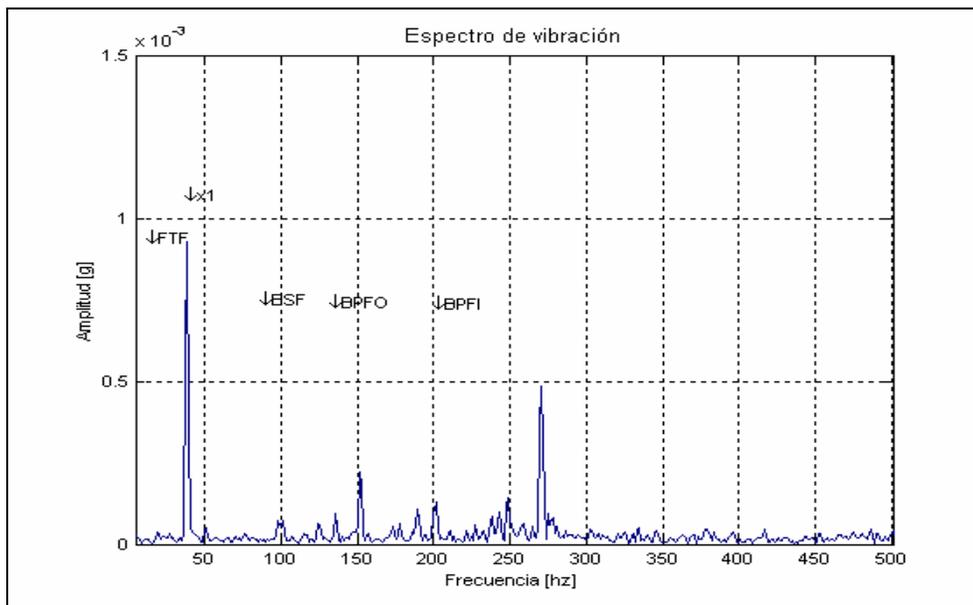


Fig. 7.7. Espectro de vibración en baja frecuencia de rodamiento sano girando a 2220 RPM dirección horizontal.

Con respecto a los métodos de detección temprana (método de la envolvente de vibración y cepstrum) se muestra como se comportan para un rodamiento sano, figuras (7.8 y 7.9). Si se observa la figura 7.8 no hay componentes de frecuencias, lo mismo ocurre con el cepstrum (gráfico 7.9), lo cual es de esperarse para un rodamiento en condiciones normales de funcionamiento.

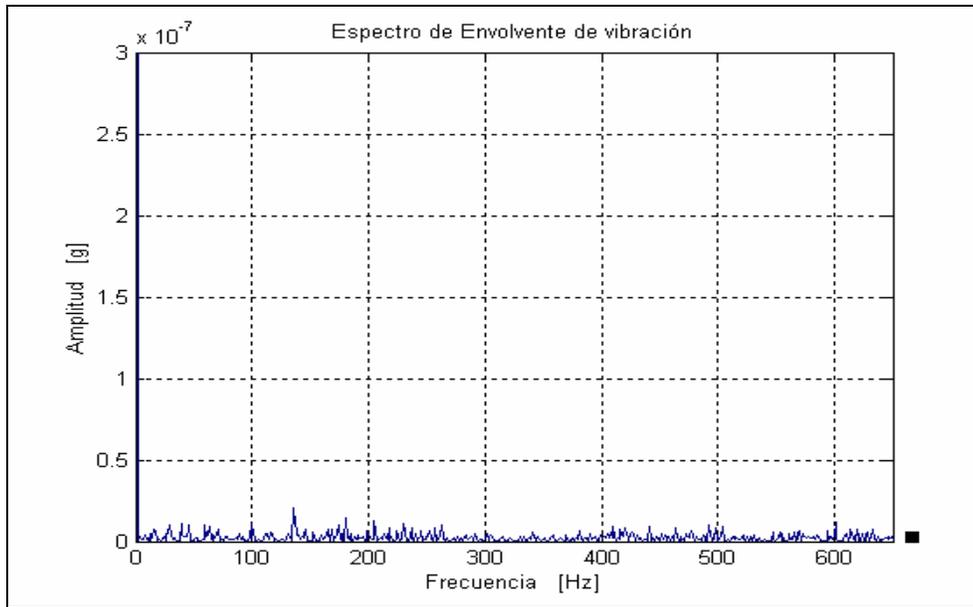


Fig. 7.8. Envoltura de vibración para rodamiento sano girando a 2220 RPM dirección vertical

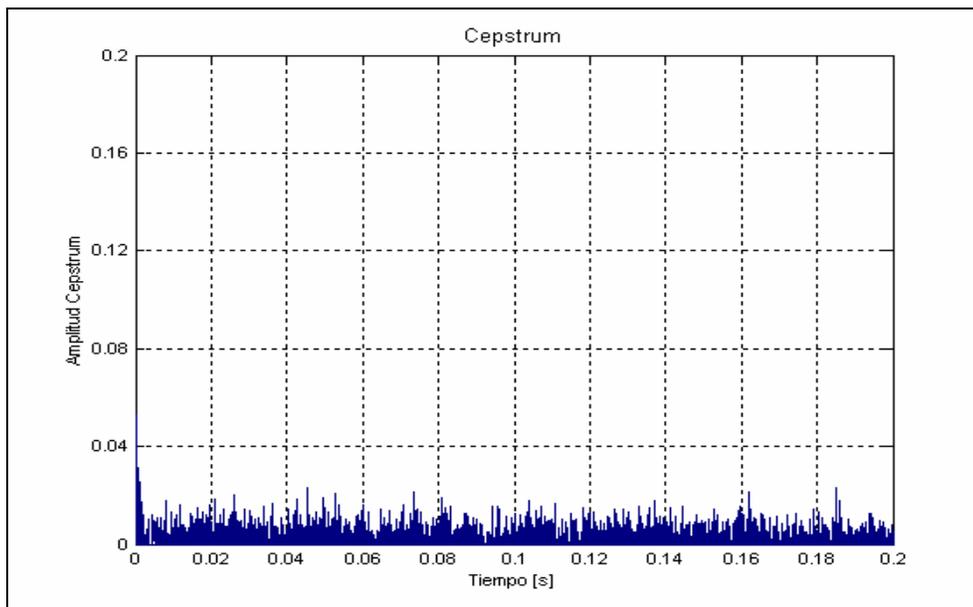


Fig. 7.9. Cepstrum de un rodamiento sano girando a 2220 RPM dirección vertical.

De la señal en el tiempo se hará un resumen en la tabla 6 con los valores de referencia que usaremos más adelante para comparar el estado de un rodamiento sano frente a rodamientos con distintas fallas inducidas. Los valores de referencia en el tiempo serán: el valor Peak, el valor RMS, el factor cresta, la Kurtosis y el nivel K, el cual es una normalización del valor K, usada por comodidad

tomando como referencia $[1\text{g}]^2$. Se consideraron 50 mediciones.

Tabla 6. Valores de referencia promediados en el tiempo para 50 mediciones de un rodamiento sano dependiendo de la posición de medida para una velocidad de giro de 2220.

Velocidad [RMS]	Valor Peak [mg]	Valor RMS [mg]	Factor cresta	Kurtosis	Nivel Factor K [dB (ref $(1\mu\text{g})^2$)]
2220	13.6	3.38	4.04	2.99	76.63
*H2220	13.7	4.30	3.20	3.00	77.70

*H se refiere a medida en posición horizontal.

A continuación se procedió a inducir los distintos tipos de fallas estudiados en el capítulo 4, los cuales son defecto localizado en la pista externa BPFO, defecto localizado en la pista interna BPFI, defecto localizado en la bolita BSF, defecto en la jaula FTF. Esta labor fue muy difícil debido principalmente a la dureza de las componentes del rodamiento, después de varios intentos se logró hacer un daño localizado mediante un taladro de alta velocidad, con una broca de tungsteno (material muy duro), la cual después de provocar el defecto localizado quedaba completamente inservible.

El primer defecto que se indujo fue el defecto BPFO. Según nuestro estudio se puede determinar fácilmente la frecuencia de falla para este defecto, además se optó por inducir un defecto incipiente muy pequeño y localizado (una raya a la cual se denominará defecto incipiente), para después inducir un defecto importante (de 2 a 3 mm al cual se denominará defecto desarrollado). Luego se procedió a medir la vibración tanto vertical como horizontalmente, para luego comparar esto con los datos de referencia en el tiempo y en la frecuencia. Esto también se hizo para la falla BPFI, solo que en la pista interna. Para los defectos BSF y FTF sólo se indujeron fallas importantes, en el caso de la falla BSF, se aplicó una perforación en una de las bolitas de aprox. 1.5 mm de diámetro; en el caso de las falla FTF se indujo una abolladura importante en la jaula. A continuación se muestran cada uno de los análisis que se efectuaron para cada uno de estos defectos.

7.3. Defecto inducido BPFO

7.3.1. Diagnóstico en el tiempo

Para un defecto incipiente BPFO, se obtuvo la siguiente forma de onda (figura 7.11).

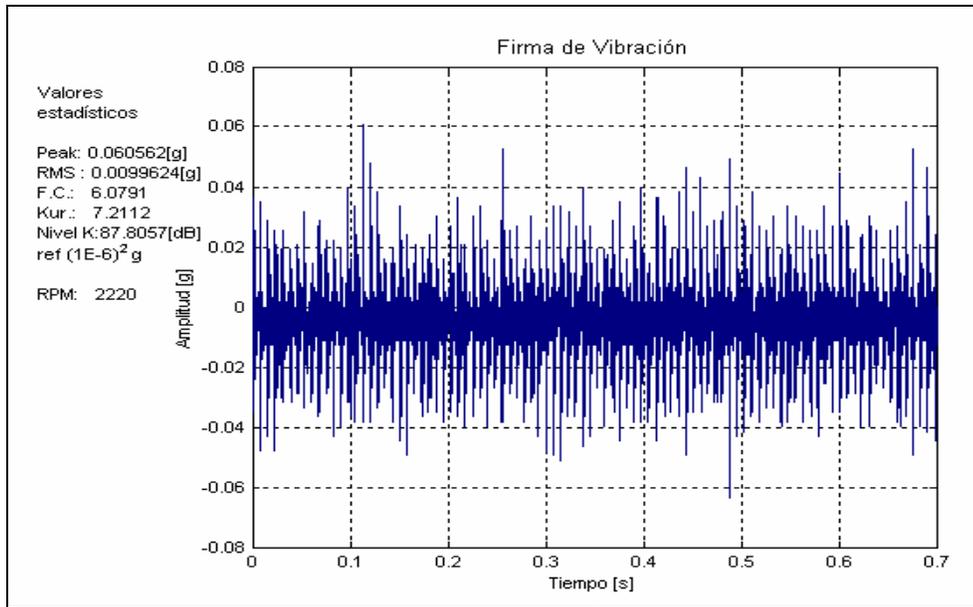


Fig. 7.11. Señal en el tiempo de rodamiento con defecto BPFO incipiente dirección vertical.

Viendo en detalle la señal vibratoria (figura 7.12), se pueden ver claramente los impulsos producto del defecto, esto es muy similar a nuestro modelo, salvo la evidente contaminación por ruido de la señal. Aun así es posible distinguir sin dificultad tanto el pulso como su periodo de repetición ó periodicidad la cual es 0.0075 s. para una frecuencia de 132 Hz.

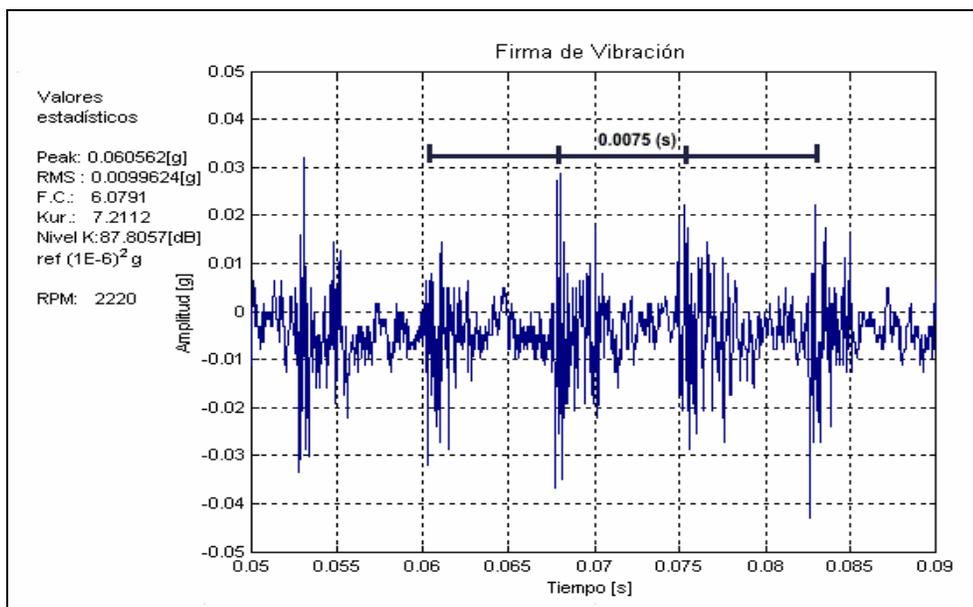


Fig. 7.12. Señal en el tiempo en detalle de rodamiento con defecto BPFO incipiente dirección vertical.

De los gráficos también se puede observar, que la forma de onda perdió su uniformidad. Para la dirección horizontal en general se puede observar lo mismo. Los valores estadísticos que se obtuvieron son los siguientes (tabla 7).

Tabla 7. Valores de estimadores globales para el defecto BPFO incipiente (10 mediciones).

Dirección	Peak [mg]	RMS [mg]	Factor cresta	Kurtosis	Nivel K [ref. (1mg) ²]
Vertical	57.05	9.86	5.79	7.21	87.5
Horizontal	35.4	7.7	4.6	7.3	84.36

Después al inducir un defecto más importante (un orificio de 2 a 3 mm. de largo y 2 mm. de profundidad aprox.), los valores fueron los siguientes.

Tabla 8. Valores de estimadores globales para el defecto BPFO desarrollado (10 muestras).

Dirección	Peak [mg]	RMS [mg]	Factor cresta	Kurtosis	Nivel K [ref. (1mg) ²]
Vertical	86.5	12.3	7.03	12.1	90.27
Horizontal	66.54	9.79	6.79	9.28	88.13

Las formas de onda se pueden observar en las figuras 7.13 y con mas detalle en la figura 7.14, en donde el carácter impulsivo del defecto se ve claramente; para la dirección horizontal se han omitido los gráficos, ya que se pueden observar los mismos fenómenos.

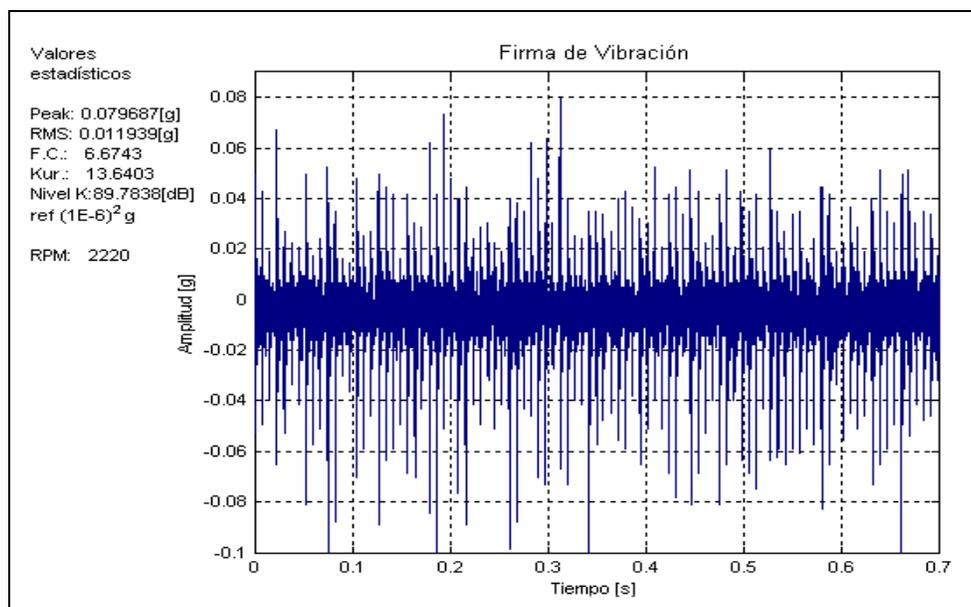


Fig. 7.13. Señal en el tiempo de rodamiento con defecto BPFO desarrollado dirección vertical.

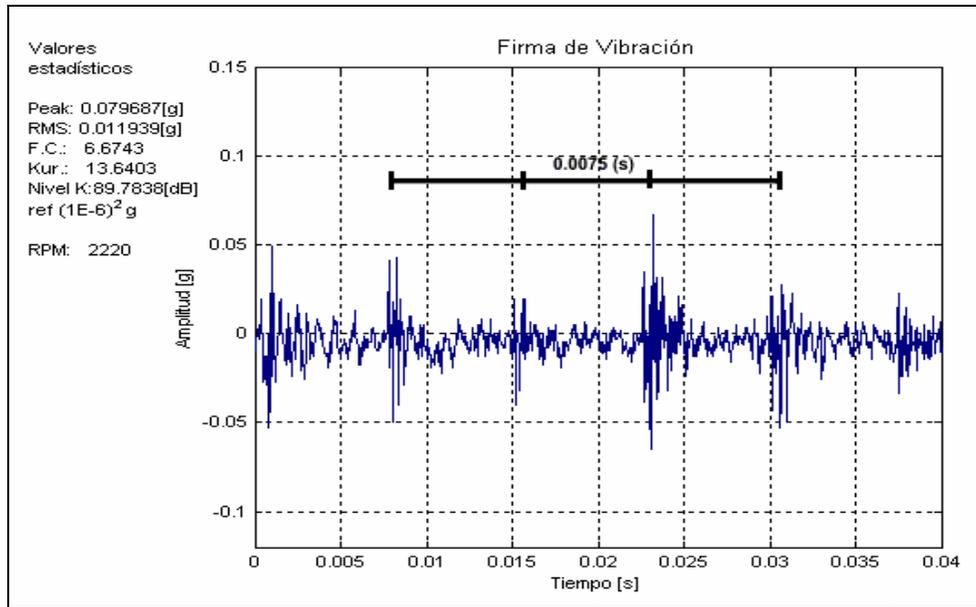


Fig. 7.14. Señal en el tiempo en detalle de rodamiento con defecto BPFO desarrollado dirección vertical.

De la señal vibratoria en detalle figura 7.14 se puede notar como disminuyó el impulso, aunque su periodicidad todavía es fácilmente distinguible.

7.3.2. Análisis en el dominio de la frecuencia

Del análisis en el dominio de la frecuencia se obtienen los siguientes gráficos para el defecto BPFO incipiente dirección vertical y horizontal respectivamente, en donde se comparan con un rodamiento sano (figura 7.15 y 7.16). resolución

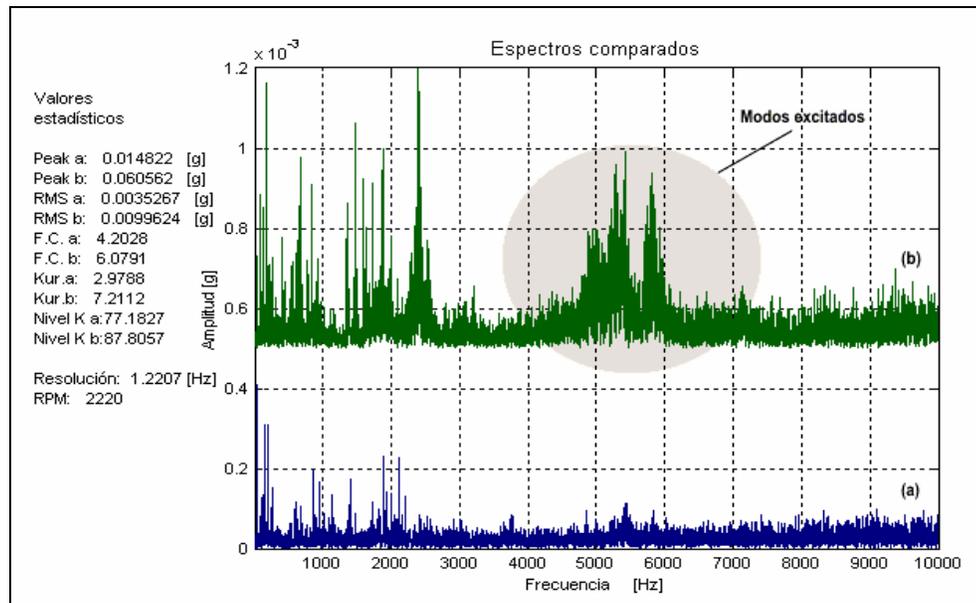


Fig. 7.15. Espectros de rodamiento sano (a) y rodamiento con defecto incipiente BPFO dirección vertical (b).

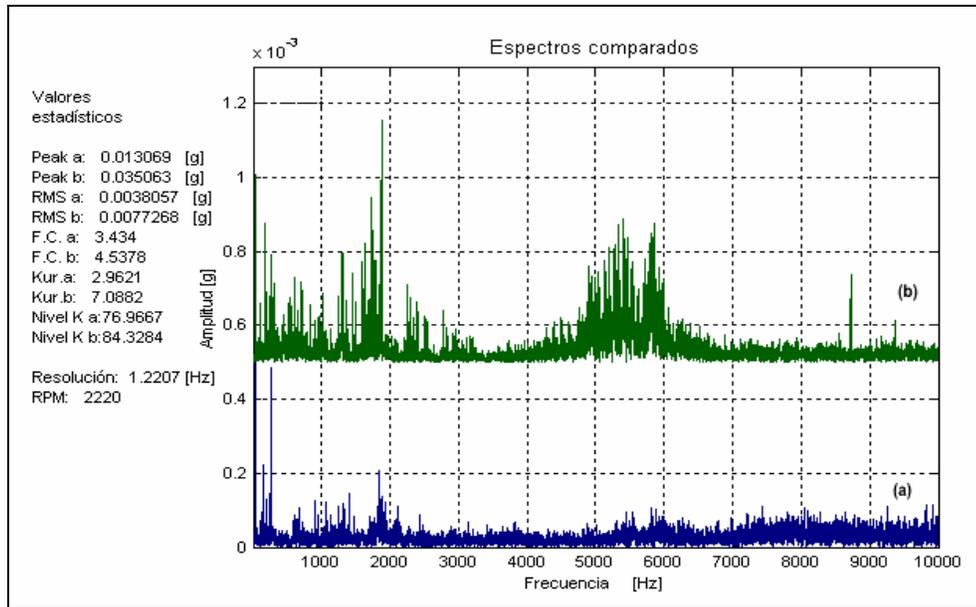


Fig. 7.16. Espectros de rodamiento sano (a) y rodamiento con defecto BPFO incipiente dirección horizontal (b).

De los gráficos son notorias las bandas que aparecen entre los 5 y 6 Khz. además se muestran los espectros obtenidos para el defecto más desarrollado en las figuras 7.17 y 7.18.

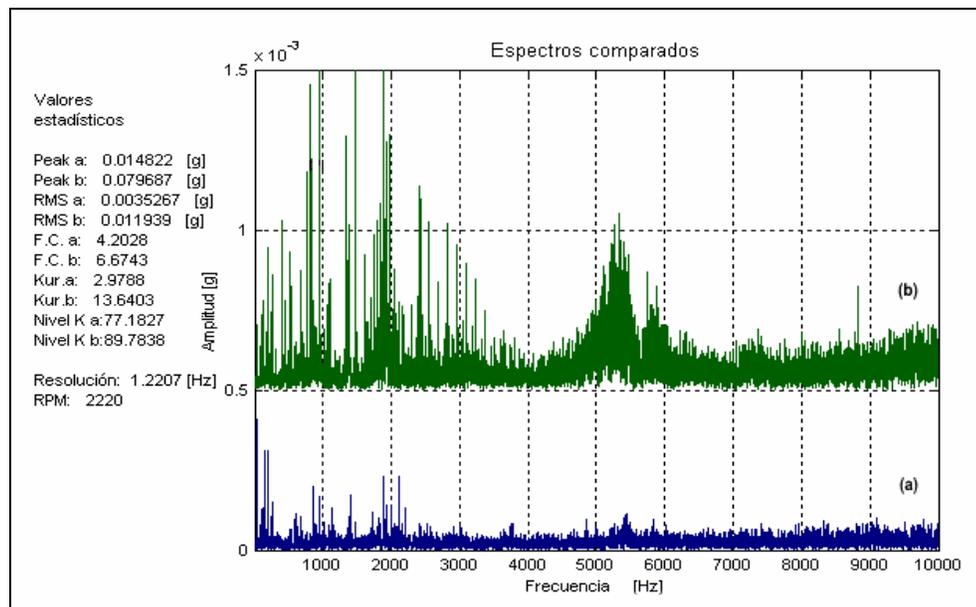


Fig. 7.17. Espectros de vibración vertical para rodamiento sano (a) y con defecto BPFO desarrollado (b).

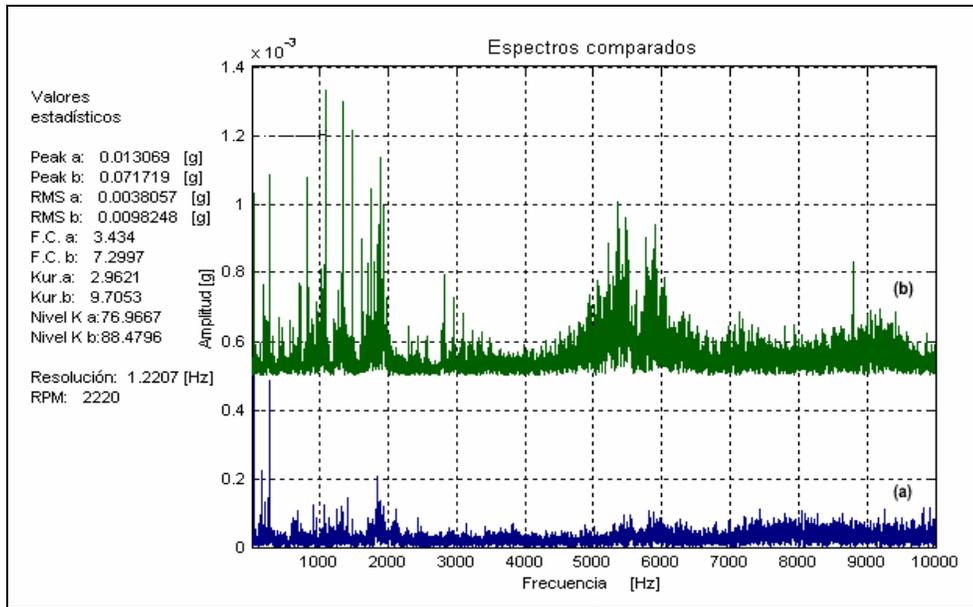


Fig. 7.18. Espectros de vibración Horizontal para rodamiento sano (a) y con defecto BPFO desarrollado (b).

Viendo más en detalle el espectro en baja frecuencia, para el defecto BPFO incipiente y desarrollado, tenemos las figuras 7.19 y 7.20 en donde se omitirá la medida en la dirección horizontal, debido a la similitud en cuanto a los fenómenos ocurridos.

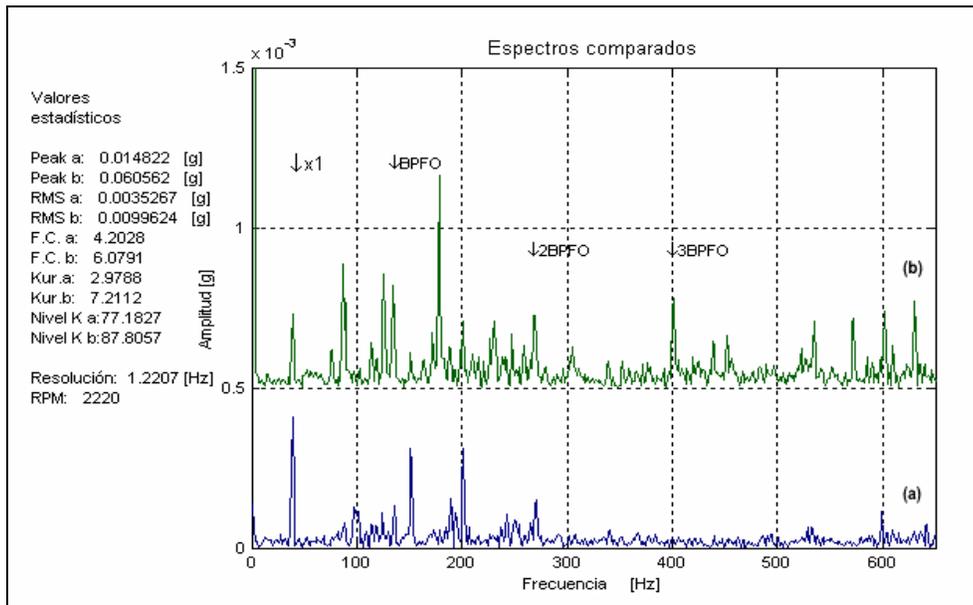


Fig. 7.19. Espectro en baja frecuencia de rodamiento sano (a) y BPFO incipiente dirección vertical (b).

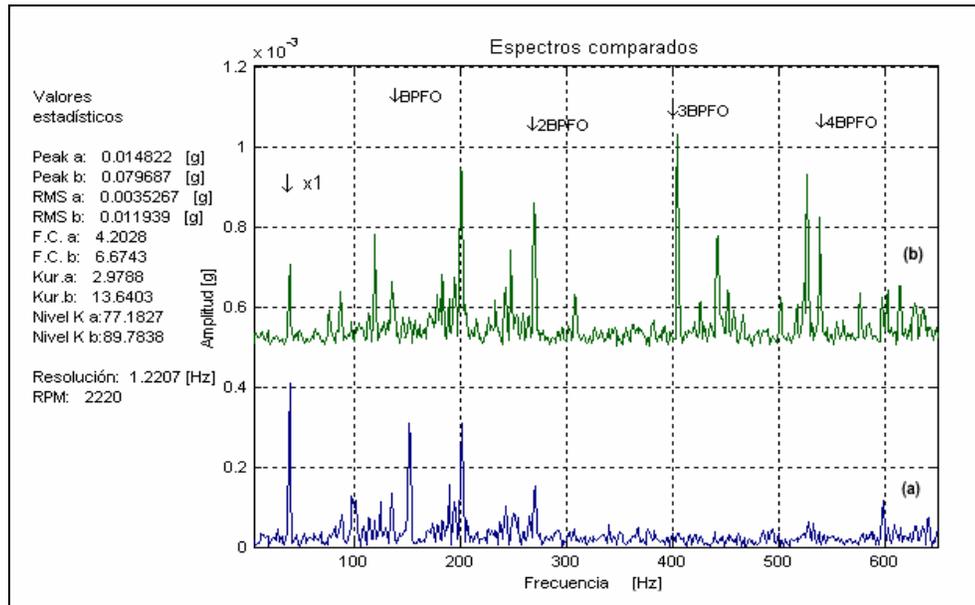


Fig. 7.20. Espectro en baja frecuencia de rodamiento sano (a) y BPFO desarrollado dirección vertical (b).

7.3.3. Envolvente de vibración

En las figuras 7.21 y 7.22 se muestran los espectros de la envolvente de vibración para el defecto BPFO incipiente dirección vertical y horizontal.

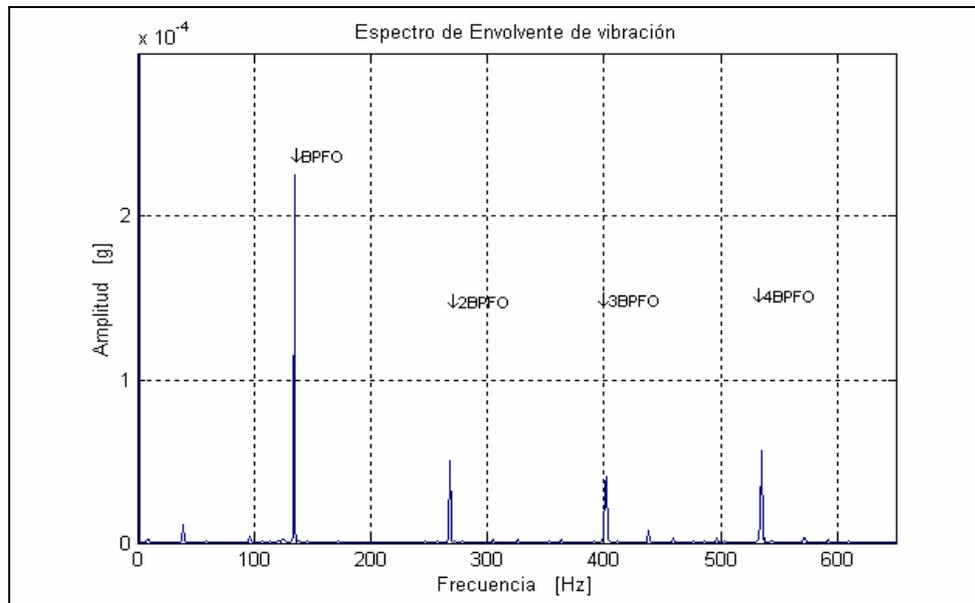


Fig. 7.21. Espectro de envolvente de vibración para rodamiento con defecto BPFO incipiente dirección vertical.

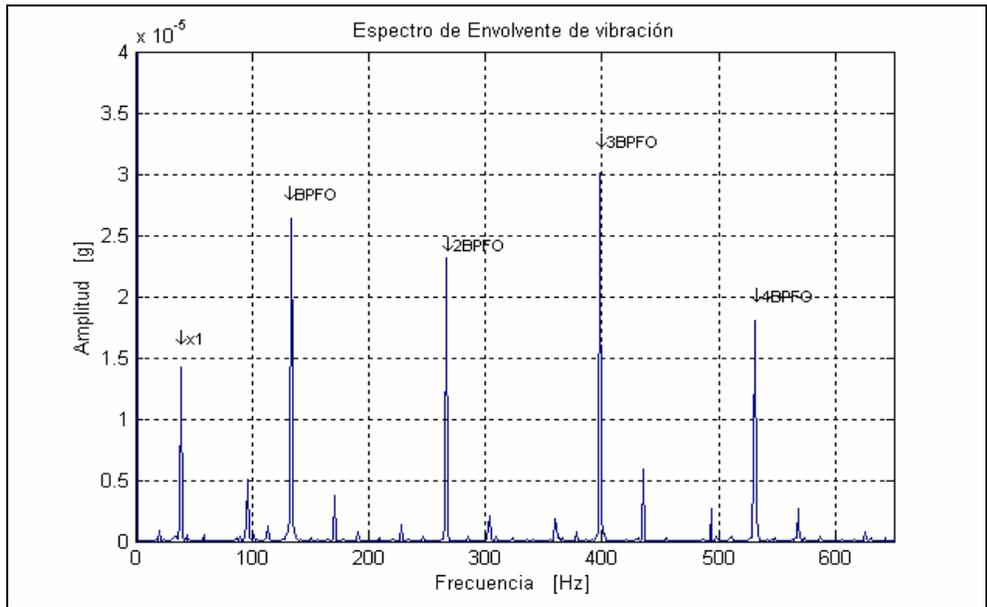


Fig. 7.22. Espectro de envoltura de vibración para rodamiento con defecto BPFO incipiente dirección horizontal.

Las figuras 7.23 y 7.24 muestran los espectros obtenidos de la envoltura para el rodamiento con defecto BPFO desarrollado.

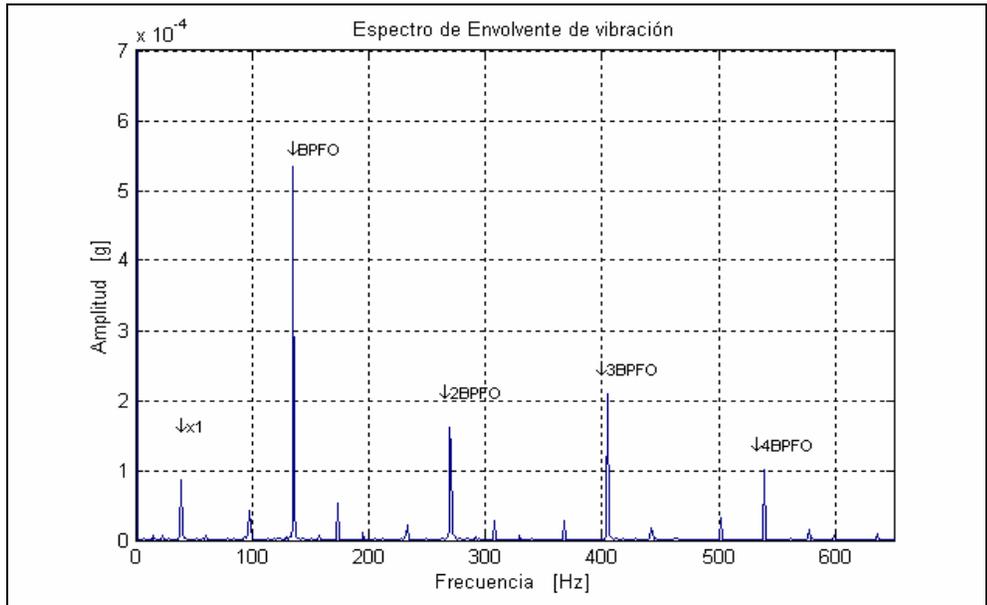


Fig. 7.23. Espectro de envoltura de vibración para rodamiento con defecto BPFO desarrollado dirección vertical.

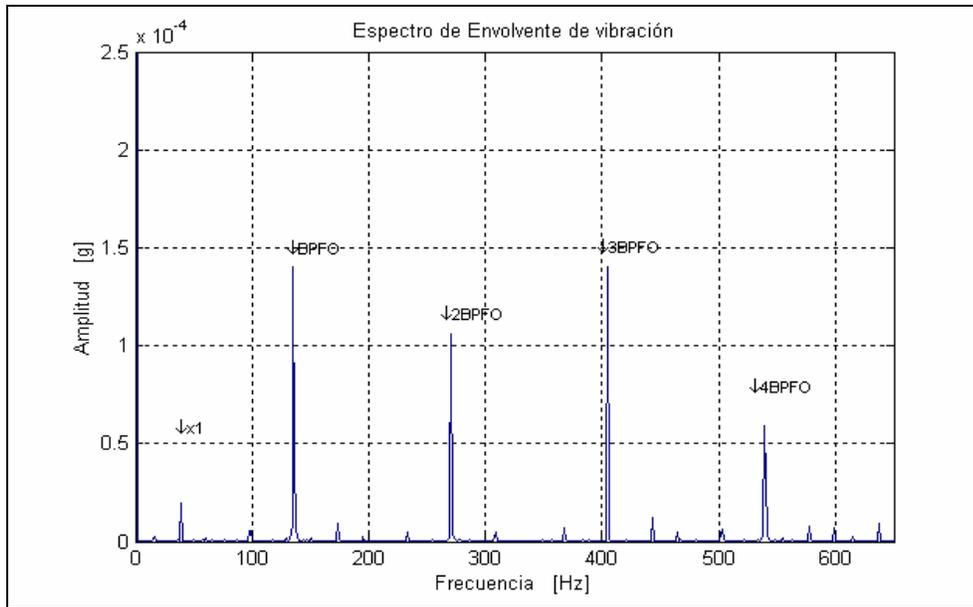


Fig. 7.24. Espectro de envoltorio de vibración para rodamiento con defecto BPFO desarrollado dirección horizontal

7.3.4. Cepstrum

Las figuras 7.25 y 7.26 muestran el Cepstrum de la vibración para el defecto BPFO incipiente y desarrollado para vibración en dirección vertical.

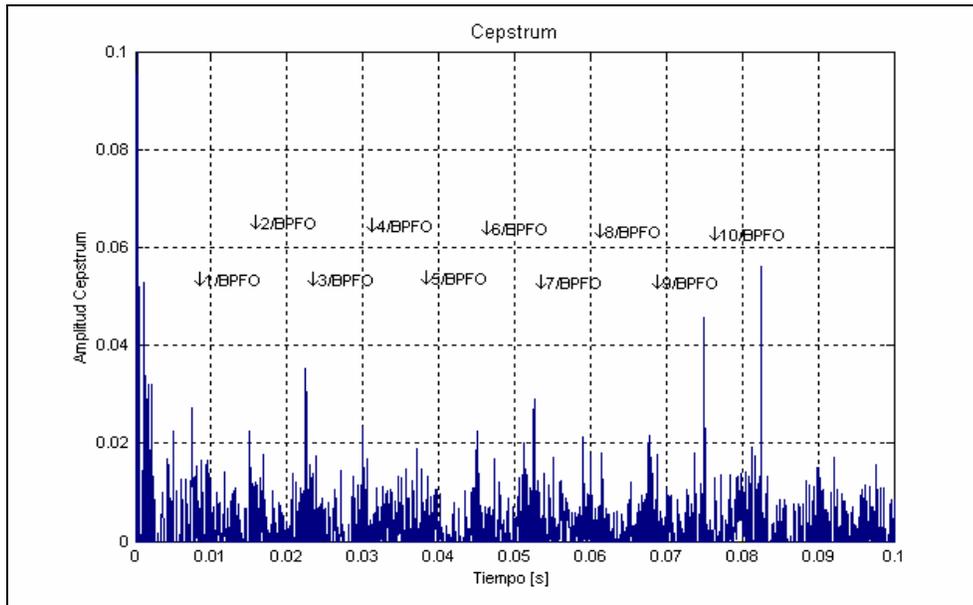


Fig. 7.25. Cepstrum de vibración para rodamiento con defecto BPFO incipiente dirección vertical.

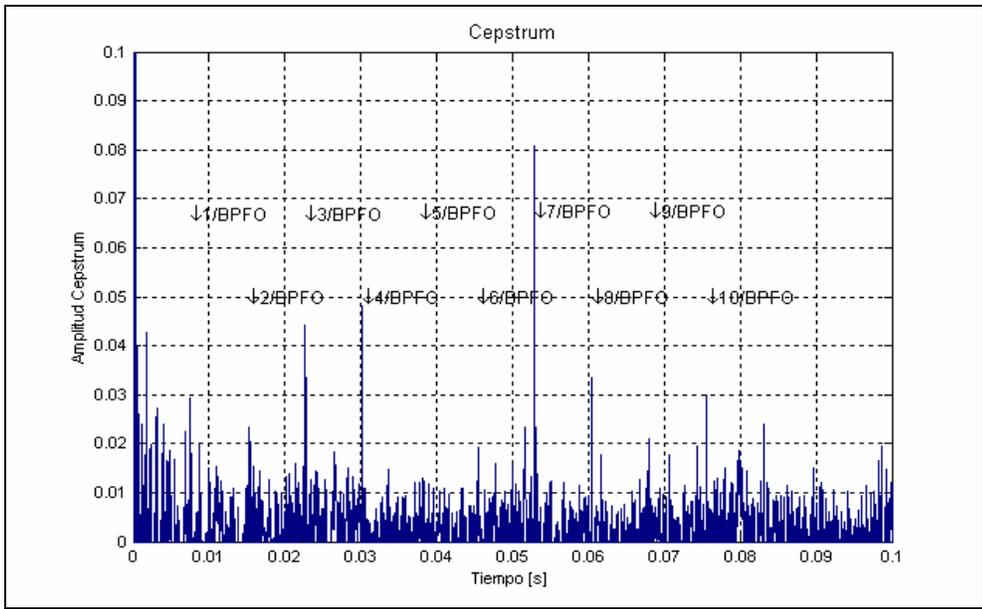


Fig. 7.26. Cepstrum de vibración para rodamiento con defecto BPFO incipiente dirección Horizontal.

En el caso de la vibración para el defecto desarrollada en dirección vertical y horizontal, se obtuvieron los siguientes gráficos.

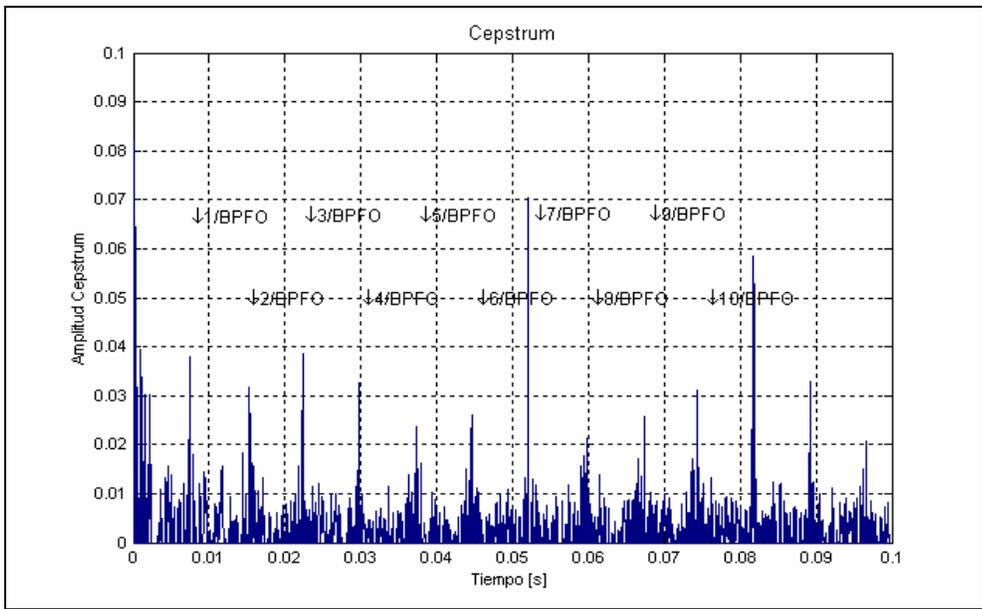


Fig. 7.27. Cepstrum de vibración para rodamiento con defecto BPFO desarrollada dirección vertical.

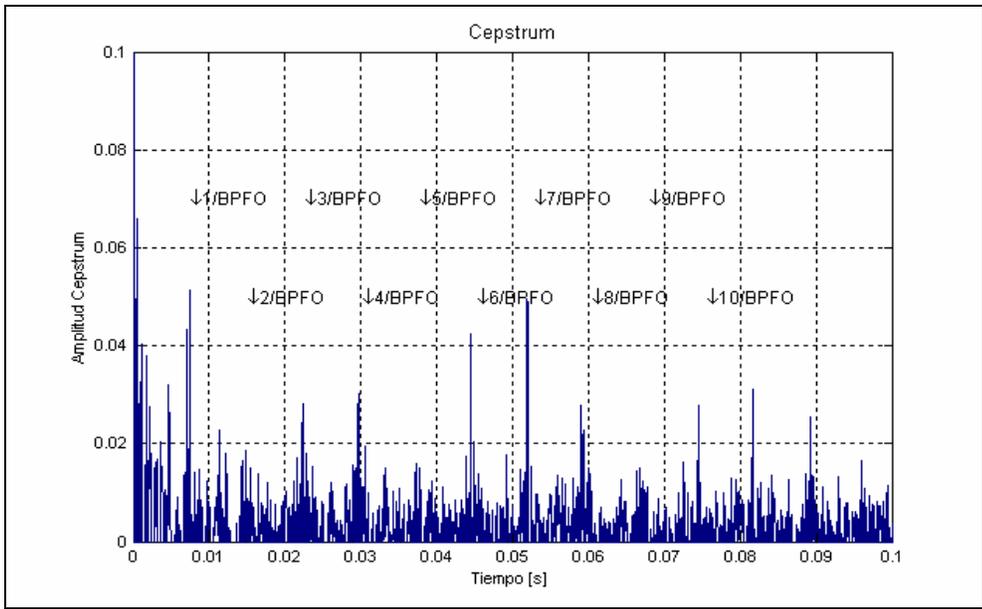


Fig. 7.28. Cepstrum de vibración para rodamiento con defecto BPFO desarrollada dirección horizontal.

7.4. Defecto inducido BPF1

7.4.1. Diagnóstico en el tiempo

Para un defecto incipiente BPF1, se obtuvo la siguiente forma de onda ver figuras 7.29 y 7.30.

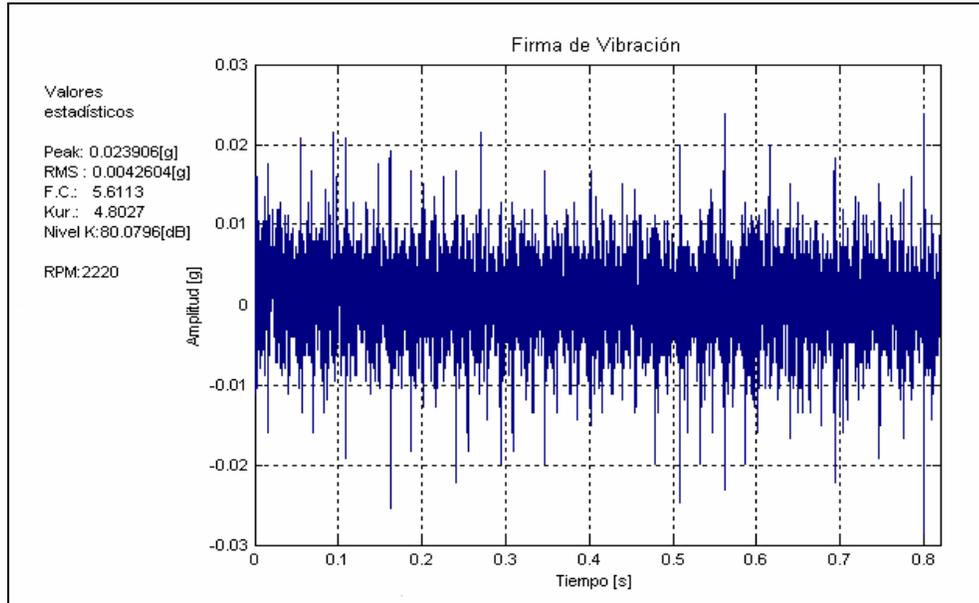


Fig. 7.29. Señal en el tiempo de rodamiento con defecto BPF1 incipiente dirección vertical.

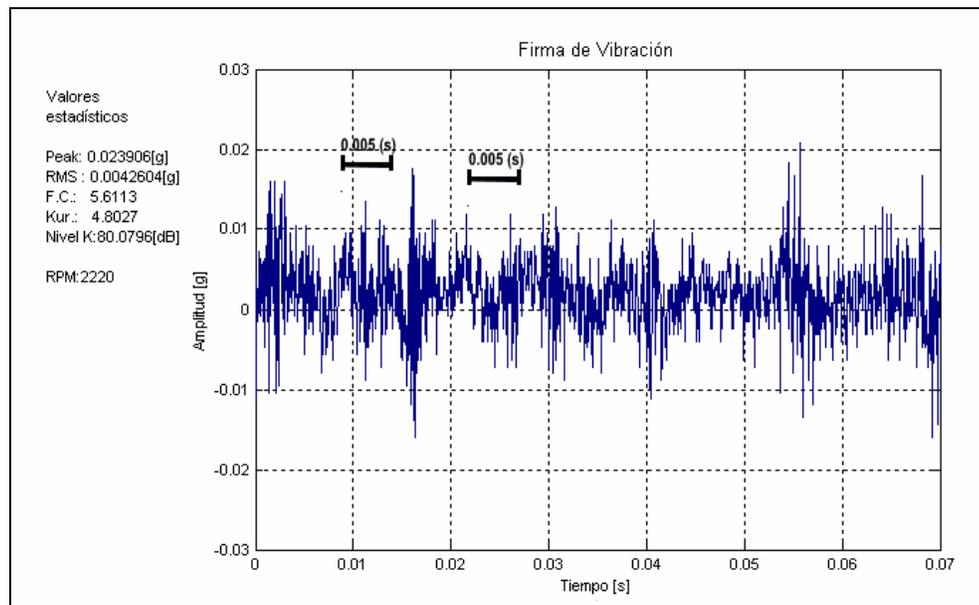


Fig. 7.30. Señal en el tiempo en detalle de rodamiento con defecto BPF1 incipiente dirección vertical.

De los gráficos se puede observar, que la señal perdió al igual que en el caso de la falla BPFO, su uniformidad y se ven impactos debido al defecto, aunque muy disminuidos. Los valores estadísticos sin embargo no se alejan mucho de un rodamiento sano.

Tabla 8. Valores de estimadores globales para el defecto BPFI incipiente (10 mediciones)

Dirección	Peak [mg]	RMS [mg]	Factor cresta	Kurtosis	Nivel K [ref. (1mg) ²]
Vertical	23.7	4.3	5.55	4.53	80.1
Horizontal	20.1	4.4	4.57	3.63	79.47

Después al inducir un defecto más importante, los valores de las formas de onda son las siguientes.

Tabla 9. Valores de estimadores globales para el defecto BPFO desarrollado (10 mediciones)

Dirección	Peak [mg]	RMS [mg]	Factor cresta	Kurtosis	Nivel K [ref. (1mg) ²]
Vertical	34.71	7.1	4.89	3.72	83.92
Horizontal	29.3	6.2	4.68	3.36	82.6

Las formas de onda se pueden observar en las figuras 7.31 y 7.32 en donde el carácter impulsivo del defecto disminuye dramáticamente, siendo casi imperceptible e imposible encontrar un patrón de pulso como el en caso BPFO, la dirección horizontal se ha omitido por ser muy similar a la vertical.

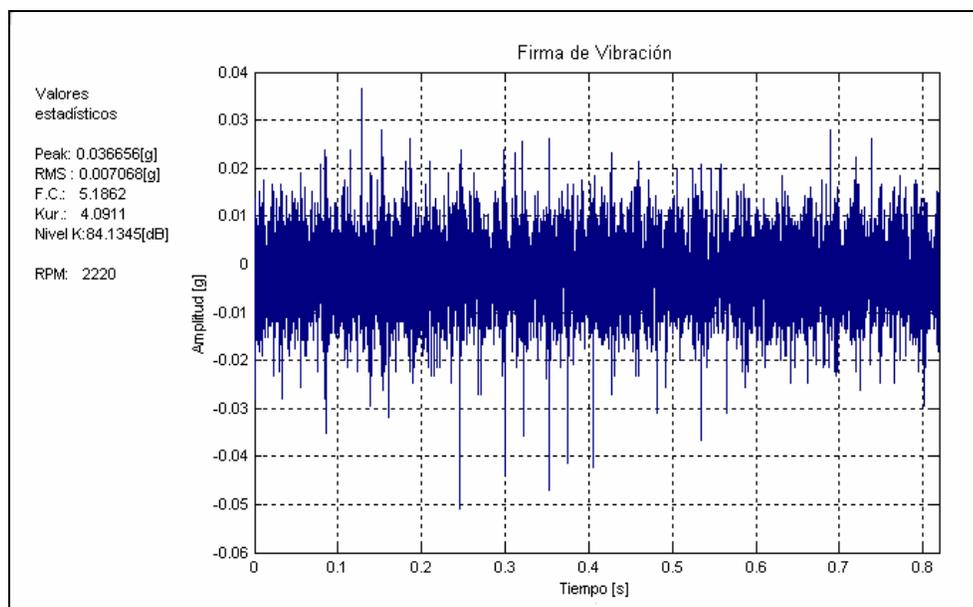


Fig. 7.31. Señal en el tiempo de rodamiento con defecto BPFO desarrollado dirección vertical.

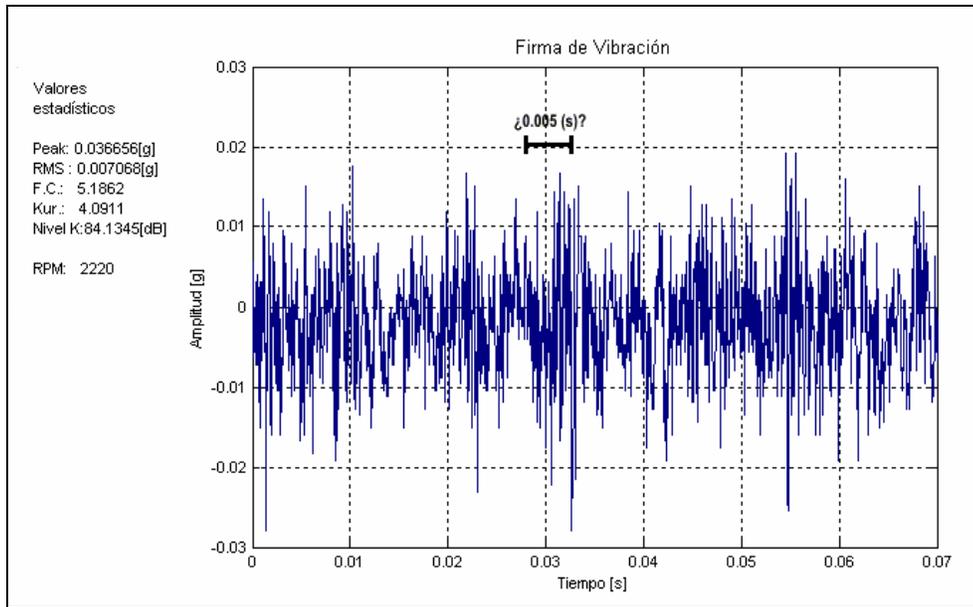


Fig. 7.32. Señal en el tiempo en detalle de rodamiento con defecto BPFO desarrollado dirección vertical.

A continuación se realizará el diagnóstico en el dominio de la frecuencia, en el cual se analizará el espectro simple.

7.4.2. Análisis en el dominio de la frecuencia

Luego al hacer el análisis en el dominio frecuencia se obtienen los siguientes gráficos, en donde además se comparan estos espectros con el espectro de un rodamiento en condiciones óptimas.

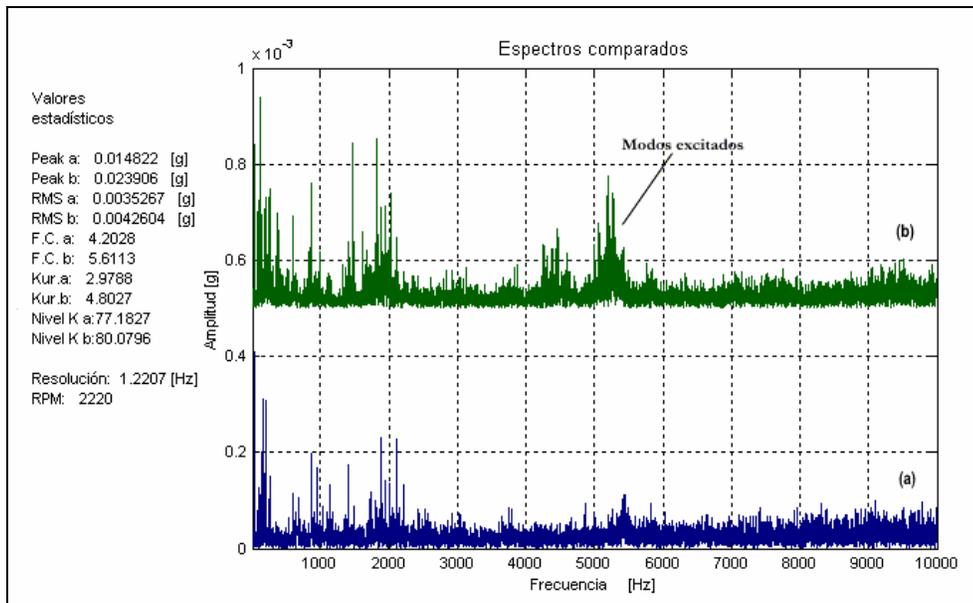


Fig. 7.33. Espectros de rodamiento sano (a) y rodamiento con defecto BPFI incipiente medición vertical (b).

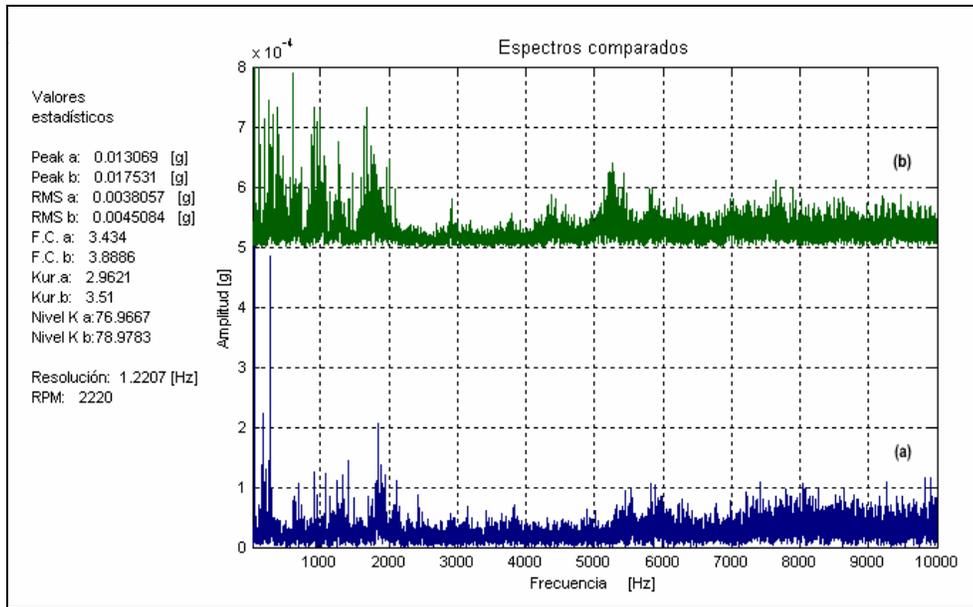


Fig. 7.34. Espectros de rodamiento sano (a) y rodamiento con defecto BPFi incipiente medición horizontal (b).

De las figuras 7.33 y 7.34 se pueden observar nuevamente las bandas de frecuencias resonantes excitadas por el defecto incipiente, pero muy disminuida en la dirección horizontal. Además se muestran los espectros obtenidos para el defecto desarrollado en las figuras 7.35 y 7.36, en donde se puede ver la pobre presencia de bandas entre los 4 y 6 KHz., en comparación con el defecto incipiente.

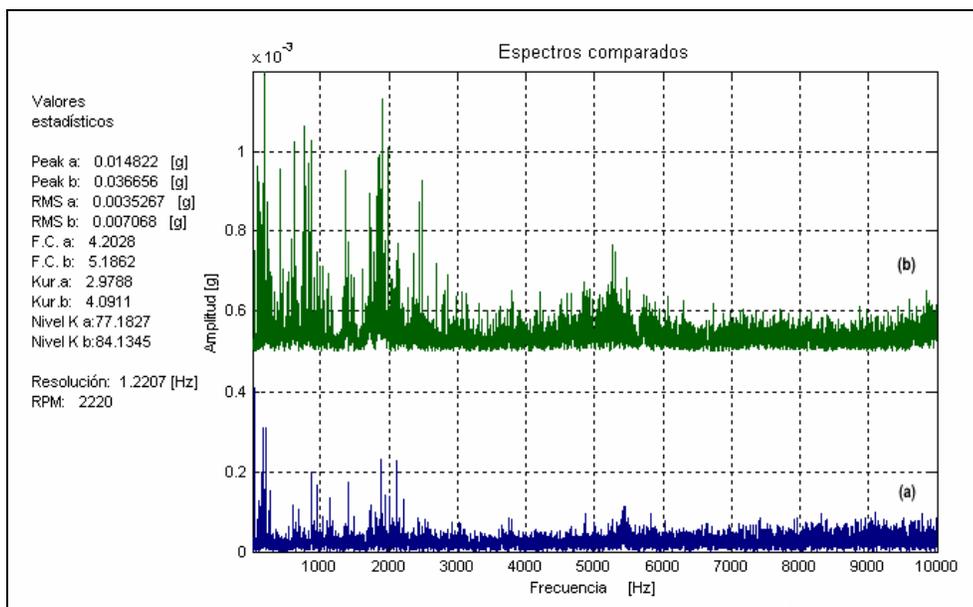


Fig. 7.35. Espectros de vibración vertical para rodamiento sano (a) y con defecto BPFi desarrollado (b).

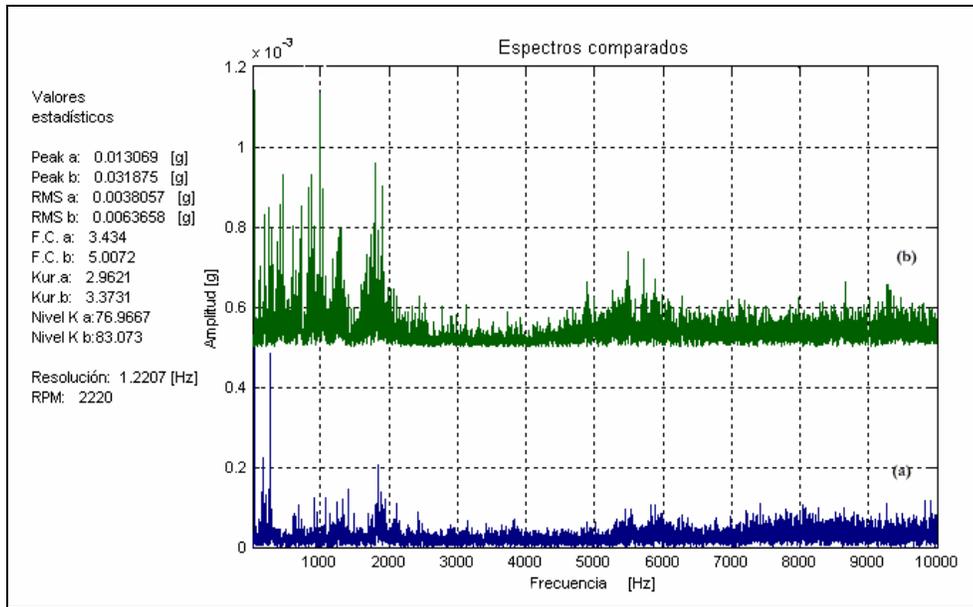


Fig. 7.36. Espectros de vibración horizontal para rodamiento sano (a) y con defecto BPF desarrollado (b).

Viendo más en detalle el espectro para defecto BPF incipiente y desarrollado, tenemos las figuras 7.37 y 7.38 en donde se omitirá la medida en la dirección horizontal, debido a la similitud en cuanto a los fenómenos ocurridos en baja frecuencia.

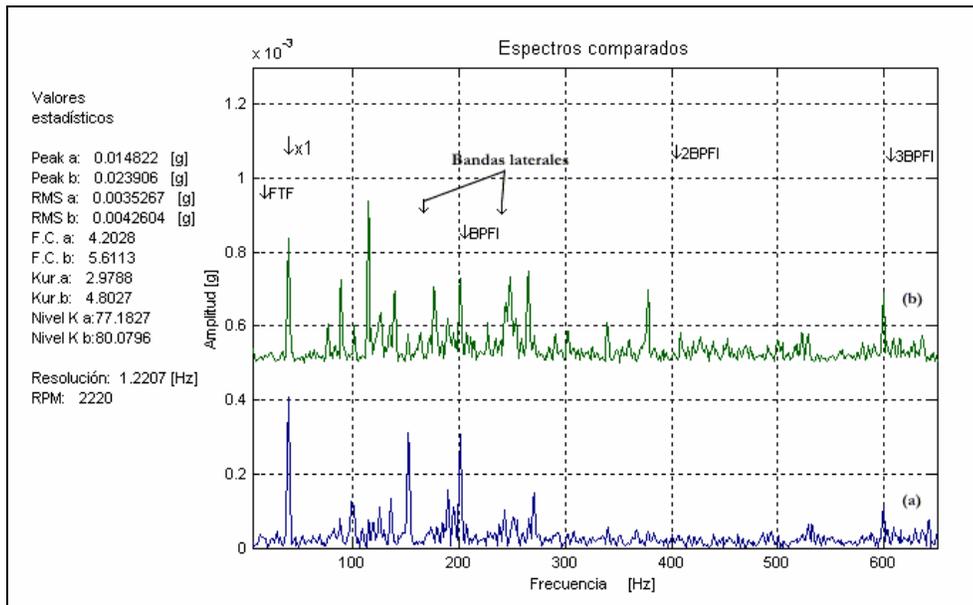


Fig. 7.37. Espectro en baja frecuencia de rodamiento sano (a) y BPF incipiente dirección vertical (b).

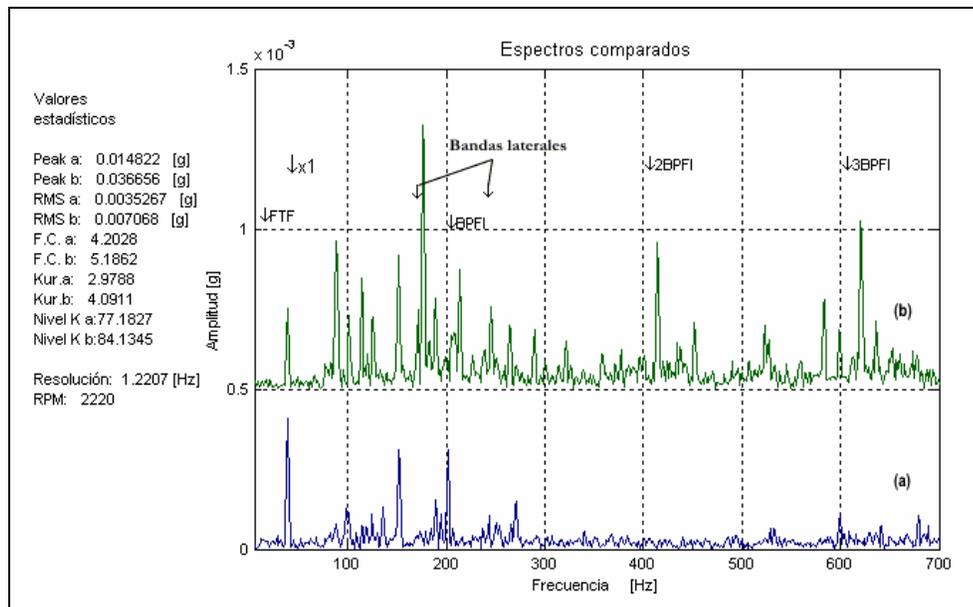


Fig. 7.38. Espectro en baja frecuencia de rodamiento sano (a) y BPF1 desarrollado dirección vertical (b).

7.4.3. Envolvente de vibración

En los gráficos 7.39 y 7.40 se muestran los espectros de la envolvente de vibración para el defecto BPF1 incipiente dirección vertical y horizontal.

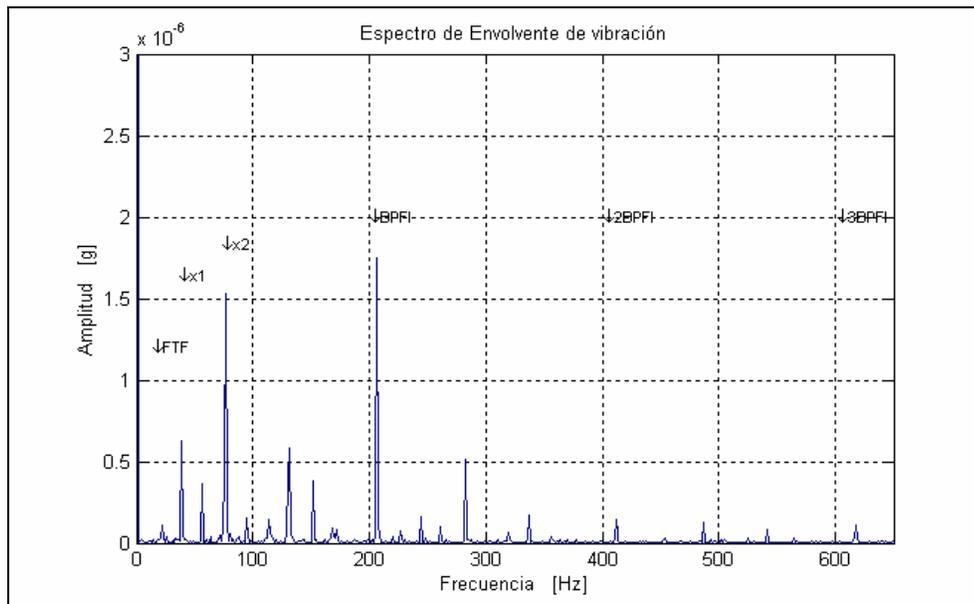


Fig. 7.39. Espectro de envolvente de vibración para rodamiento con defecto BPF1 incipiente dirección vertical.

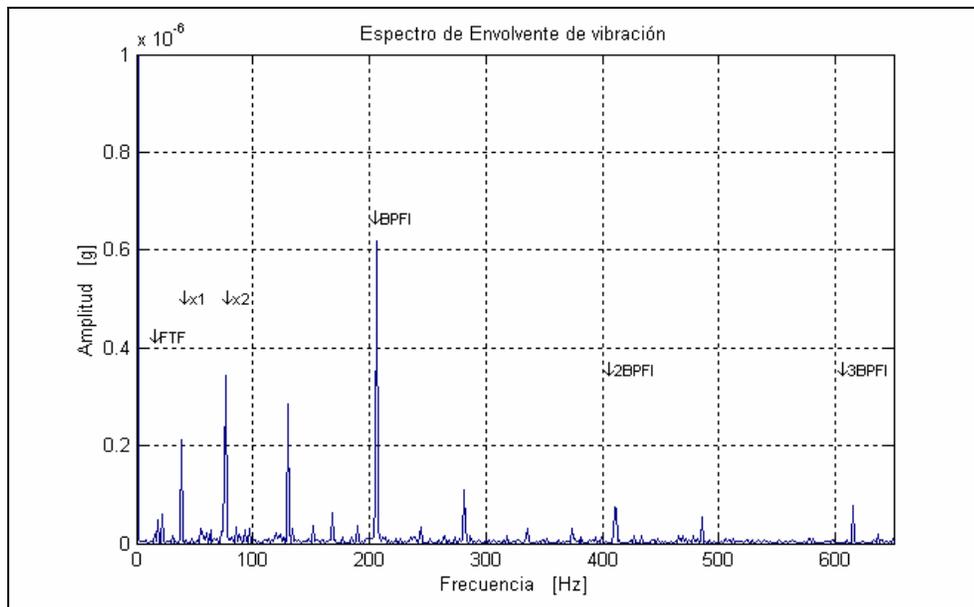


Fig. 7.40. Espectro de envoltura de vibración para rodamiento con defecto BPFI incipiente dirección horizontal.

Las figuras 7.41 y 7.42 muestran los espectros obtenidos de la envoltura para el rodamiento con defecto desarrollado BPFI.

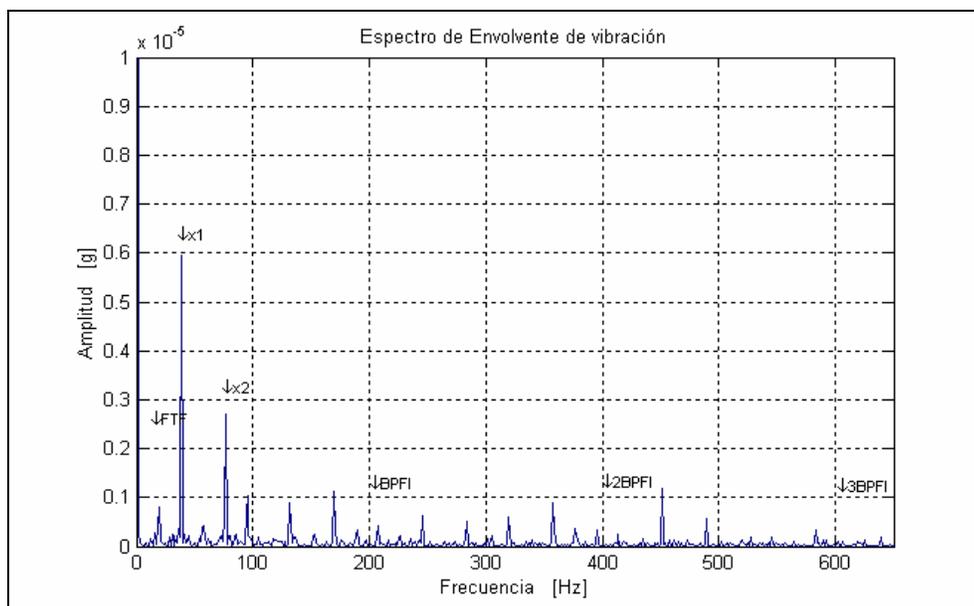


Fig. 7.41. Espectro de envoltura de vibración para rodamiento con defecto BPFI desarrollado dirección vertical.

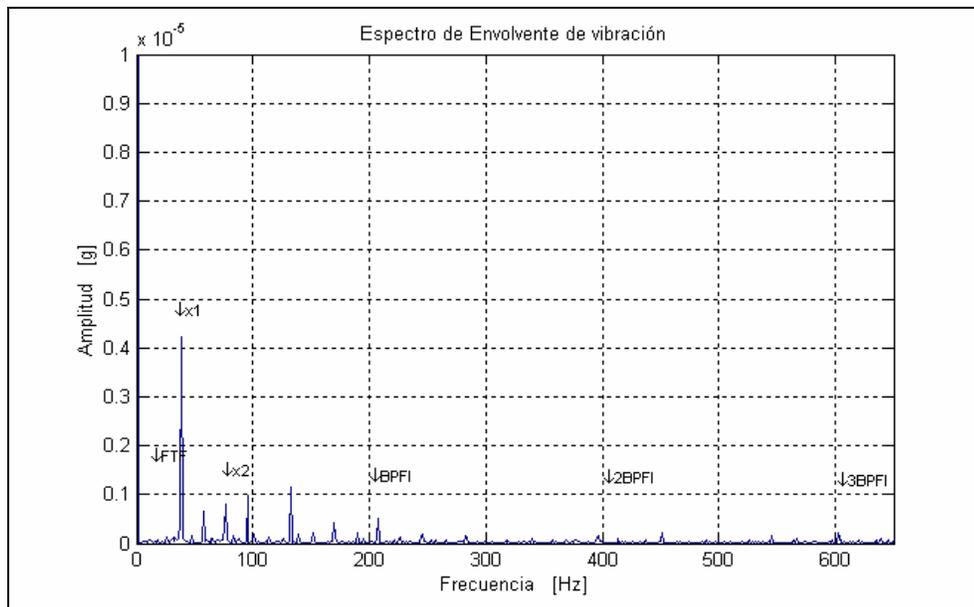


Fig. 7.42. Espectro de envoltura de vibración para rodamiento con defecto BPFI desarrollado dirección horizontal

7.4.4. Cepstrum

Las figuras 7.43 y 7.44 muestran el Cepstrum de la vibración para el defecto BPFI incipiente y desarrollado para vibración en dirección vertical.

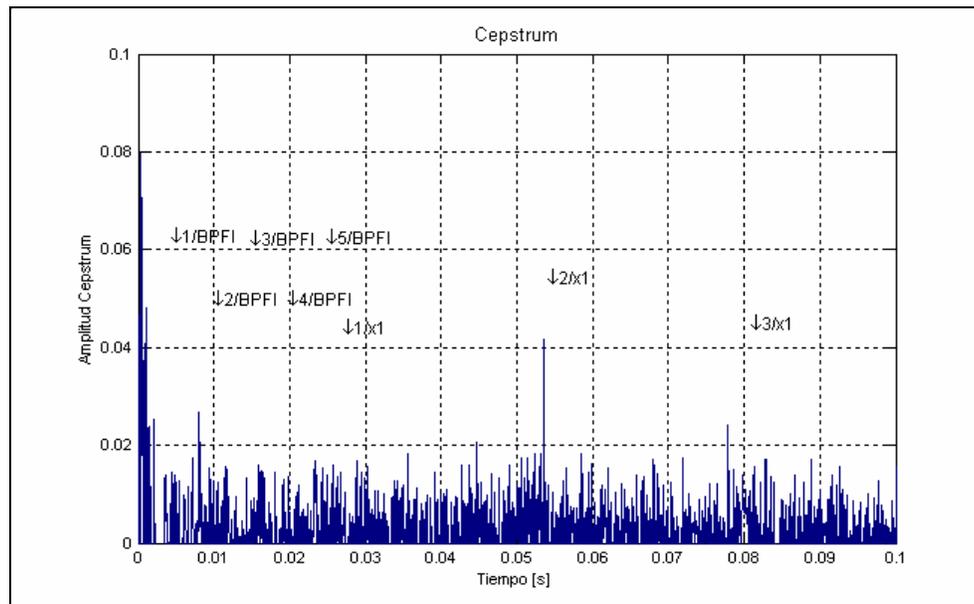


Fig. 7.43. Cepstrum de vibración para rodamiento con defecto BPFI incipiente dirección vertical.

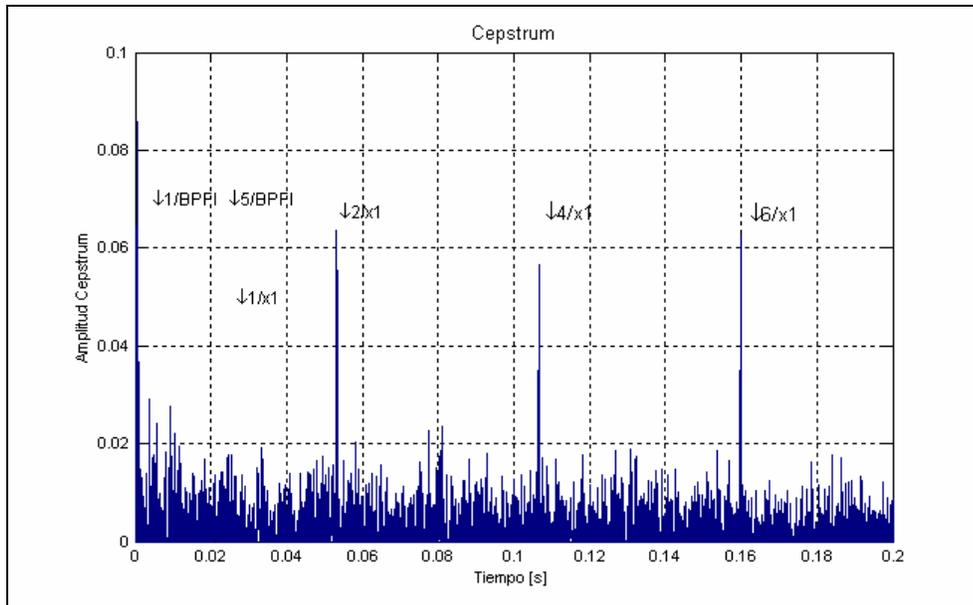


Fig. 7.44. Cepstrum de vibración para rodamiento con defecto BPF1 desarrollado dirección vertical.

De la figura 7.43 se puede observar que es muy difícil distinguir componente de falla, salvo una leve $2/x1$, en el caso del defecto desarrollado (figura 7.44) las componentes $k/x1$ son fácilmente localizables. Para la dirección horizontal los Cepstrums son muy similares a los de la dirección vertical sólo que de menor nivel y por tanto se omitirán.

7.5. Defecto inducido BSF

7.5.1. Diagnóstico en el tiempo

Para un defecto BSF, se obtuvo la siguiente señal vibratoria (ver gráfico 7.45). Lo dificultoso del análisis fue encontrar una medición con el defecto presente, ya que de lo estudiado anteriormente este defecto sólo pasa por las pistas algunas veces y en otras no; esto provoca que en algunas mediciones la señal sea muy similar a la de un rodamiento sano. Después de revisar las 50 mediciones que se realizaron se pudo localizar algunas con el defecto manifestado. Por esta razón no tiene sentido hacer promedios de los valores globales en el tiempo, de todas las señales medidas y sólo se mostrarán las mediciones más representativas del defecto.

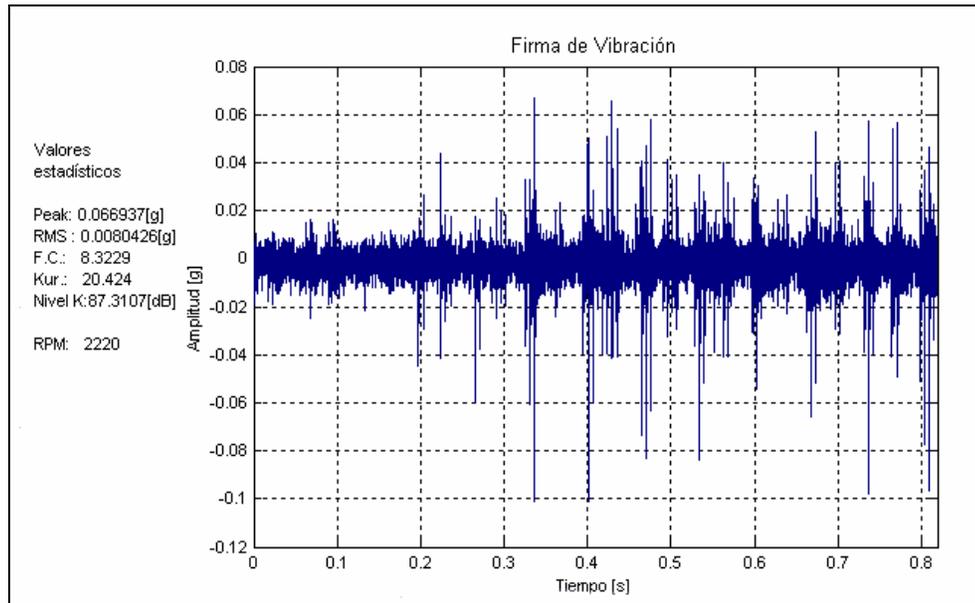


Fig. 7.45. Señal en el tiempo de rodamiento con defecto BSF dirección vertical.

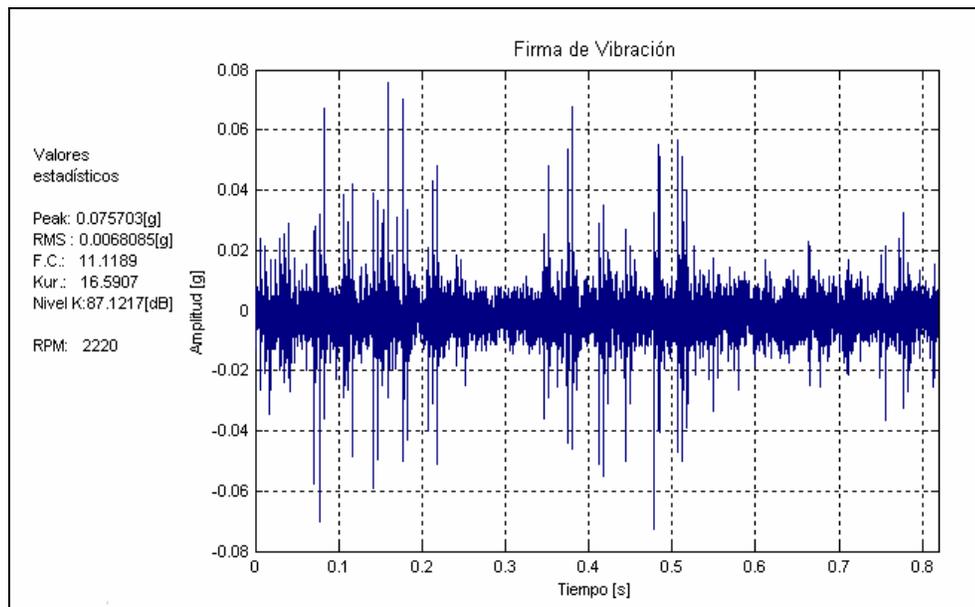


Fig. 7.46. Señal en el tiempo de rodamiento con defecto BSF dirección horizontal.

De los gráficos se puede observar, los impactos de forma irregular debido al defecto, con una periodicidad muy peculiar. Los valores estadísticos para esta señal se listan en la tabla 10, es de destacar que, de la señal temporal hay tramos que no presentan una situación de falla.

Tabla 10. Valores de estimadores globales para el defecto BSF.

Dirección	Peak [mg]	RMS [mg]	Factor cresta	Kurtosis	Nivel K [ref. (1mg) ²]
Vertical	66.9	8.0	8.3	20.4	87.3
Horizontal	52.6	5.4	9.7	13.4	84.6

A continuación se realizará el diagnóstico en el dominio de la frecuencia, en el cual se analizará el espectro simple.

7.5.2. Análisis en el dominio de la frecuencia

Luego al hacer el análisis en el dominio frecuencia se obtienen los siguientes gráficos.

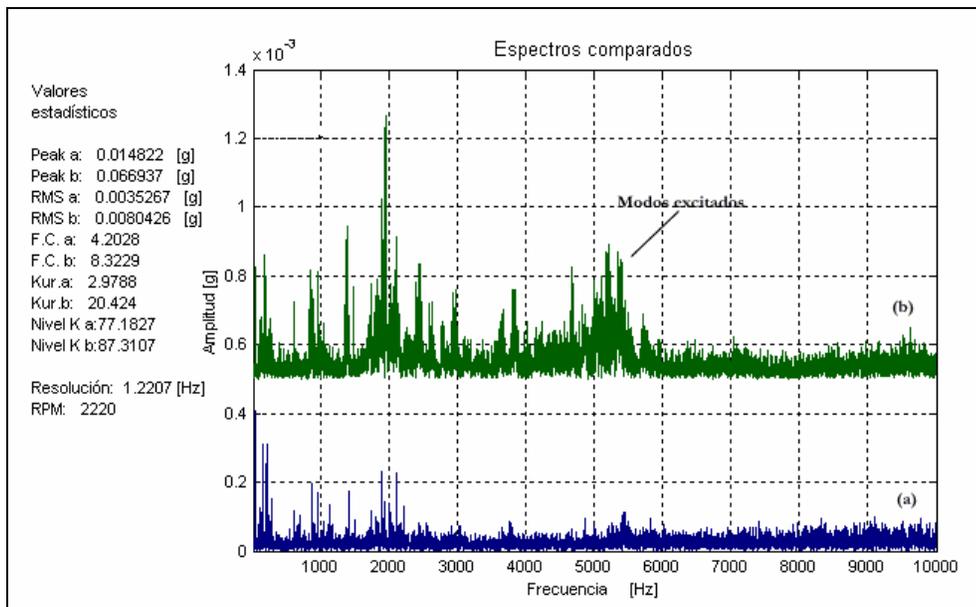


Fig. 7.47. Espectros de rodamiento sano (a) y rodamiento con defecto BSF dirección vertical (b).

De la figura 7.47 se ve claramente la banda de frecuencia entre los 4 y 6 Khz. Y de un nivel mucho mayor comparado con un rodamiento sano e incluso similar al defecto BPFO. En la dirección horizontal el fenómeno es similar pero de menor magnitud y mas extendido en frecuencia.

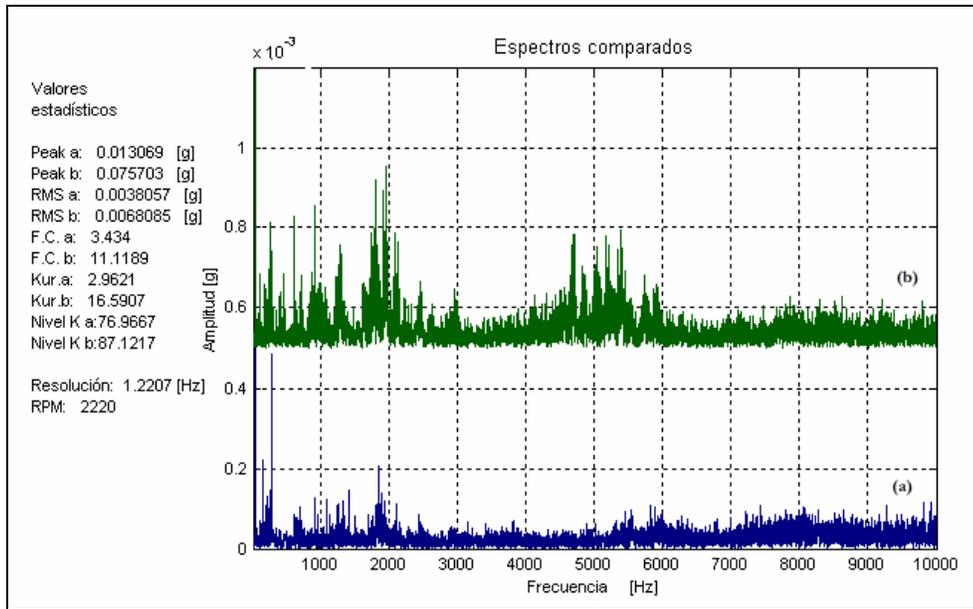


Fig. 7.48. Espectros de rodamiento sano (a) y rodamiento con defecto BSF dirección horizontal (b).

Viendo en detalle el espectro para el defecto BSF, tenemos los gráficos 7.49 y 7.50 en donde es difícil determinar las frecuencias de falla salvo la componente 2BSF, además de pueden advertir unas pequeñas bandas laterales FTF en torno a BSF cuales son casi imperceptibles.

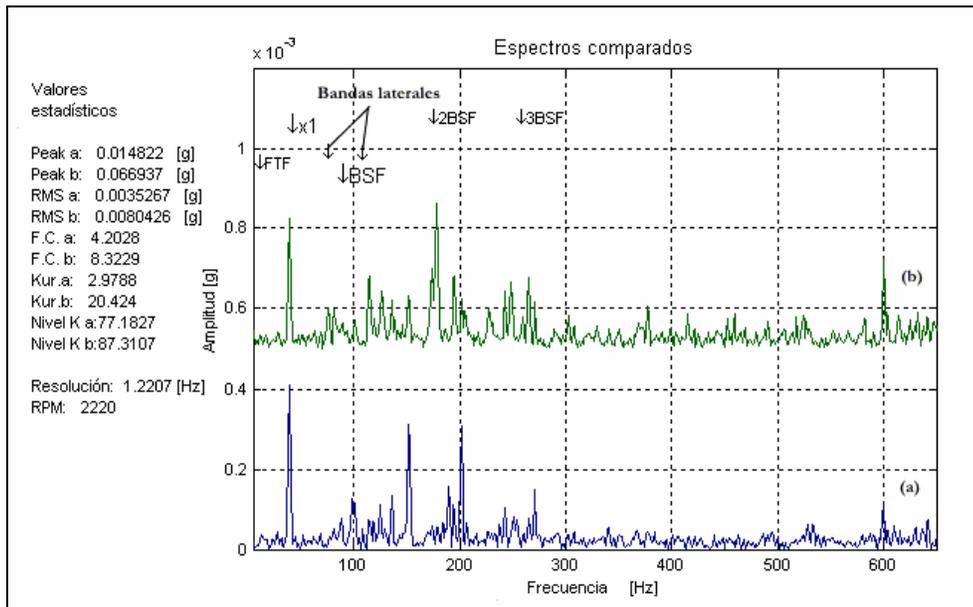


Fig. 7.49. Espectro en baja frecuencia de rodamiento sano (a) y BSF dirección vertical (b).

En la dirección horizontal los espectros son muy similares y difíciles encontrar frecuencias de falla.

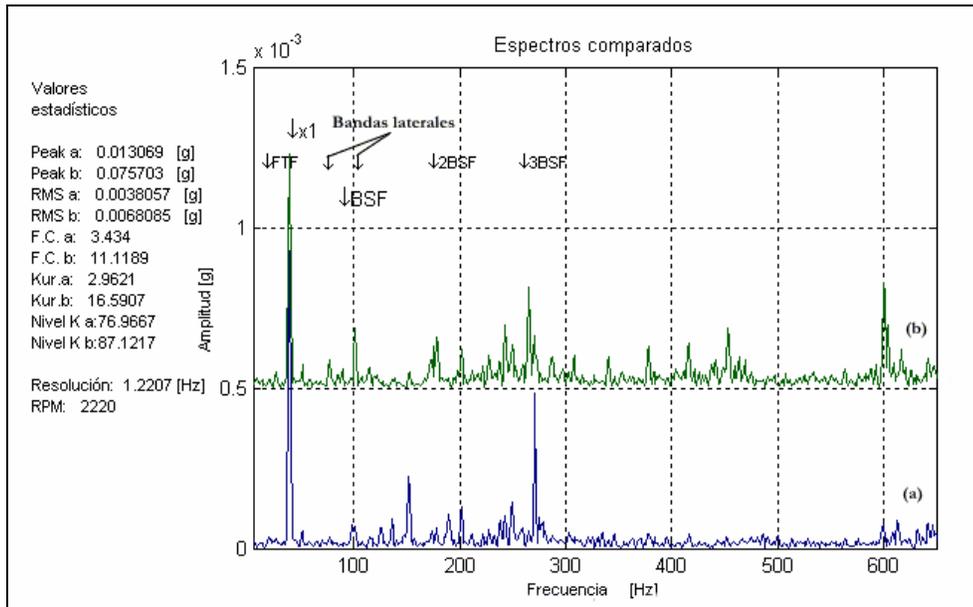


Fig. 7.50. Espectro en baja frecuencia de rodamiento sano (a) y BSF dirección horizontal (b).

7.5.3. Envolvente de vibración

En los gráficos 7.51y 7.52 se pueden ver los espectros de las envolventes de vibración para el defecto BSF dirección vertical y horizontal.

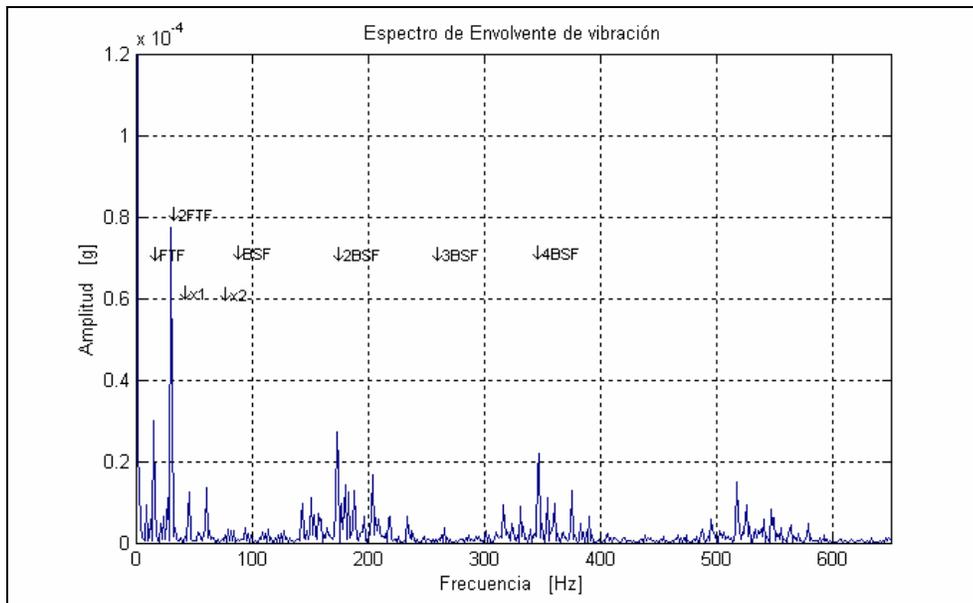


Fig. 7.51. Espectro de envolvente de vibración para rodamiento con defecto BSF dirección vertical.

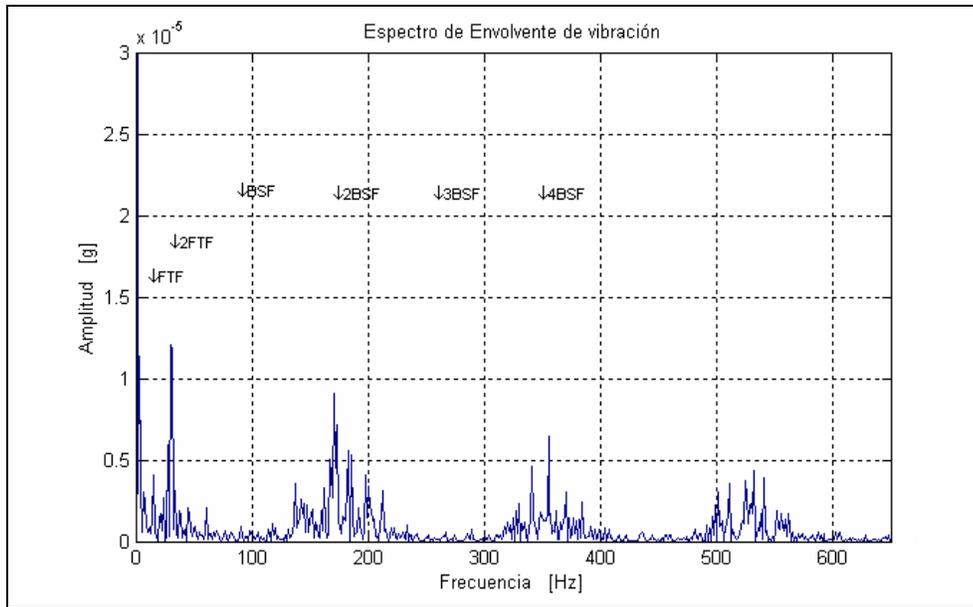


Fig. 7.52. Espectro de envoltura de vibración para rodamiento con defecto BSF dirección horizontal.

De la figura 7.51 es curioso que sólo aparezcan componentes pares de BSF y no todos los armónicos como se esperaba de nuestro modelo, las otras frecuencias (x1 y FTF) se distinguen claramente. Para la dirección horizontal ocurre algo similar pero de menor amplitud.

7.5.4. Cepstrum

Las figuras 7.53 y 7.54 muestran el Cepstrum de la vibración para el defecto BSF.

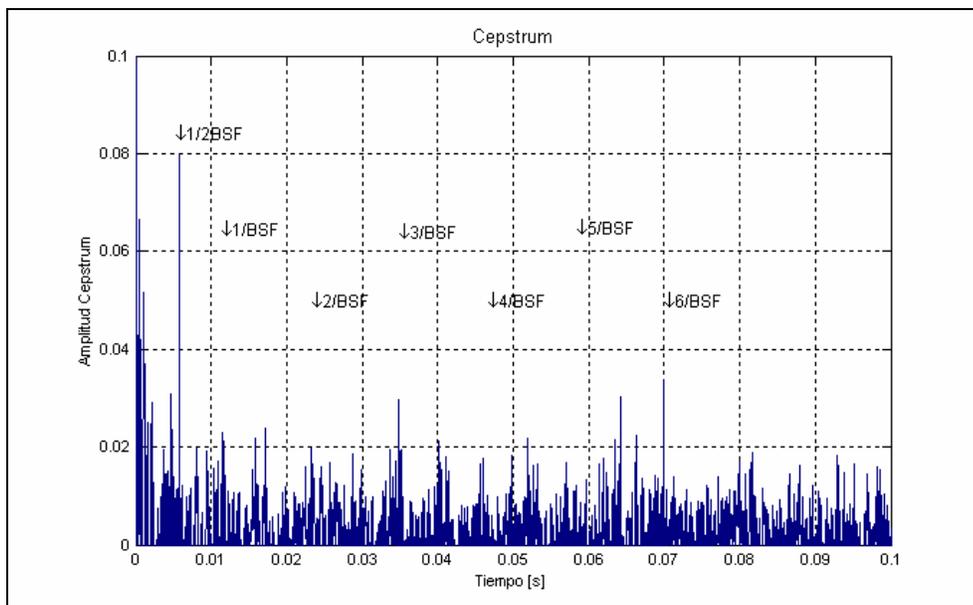


Fig. 7.53. Cepstrum de vibración para rodamiento con defecto BSF dirección vertical.

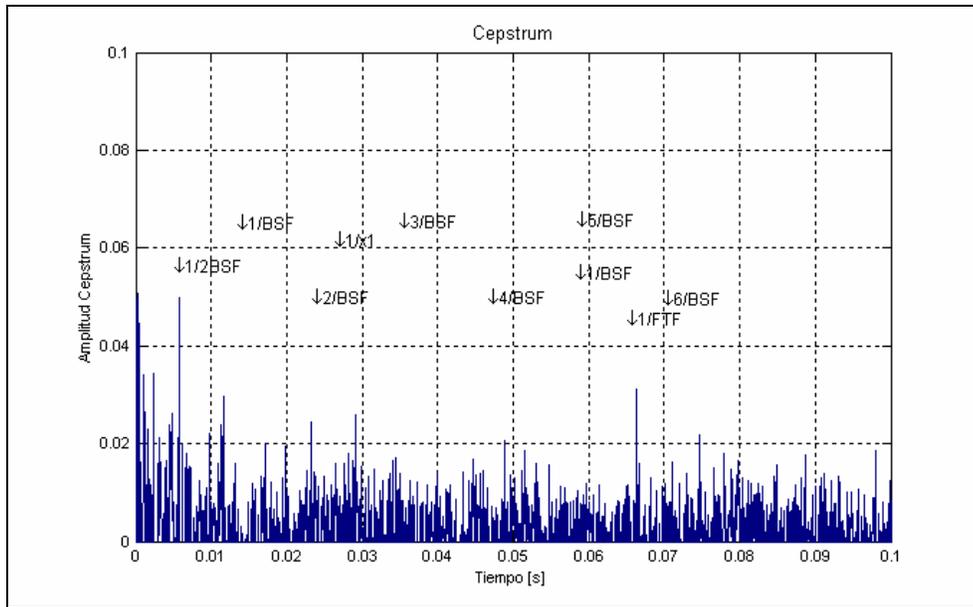


Fig. 7.54. Cepstrum de vibración para rodamiento con defecto BSF dirección horizontal.

De la figura 7.53 las componentes de falla BSF son fácilmente distinguibles, con componentes k/BSF , en cambio en la dirección horizontal esto no es tan obvio y necesitó de un estudio más acucioso para asociar componentes de fallas.

Defecto inducido FTF

7.5.5. Diagnóstico en el tiempo

Para un defecto FTF, se obtuvo la siguiente forma de onda ver figura 7.55.

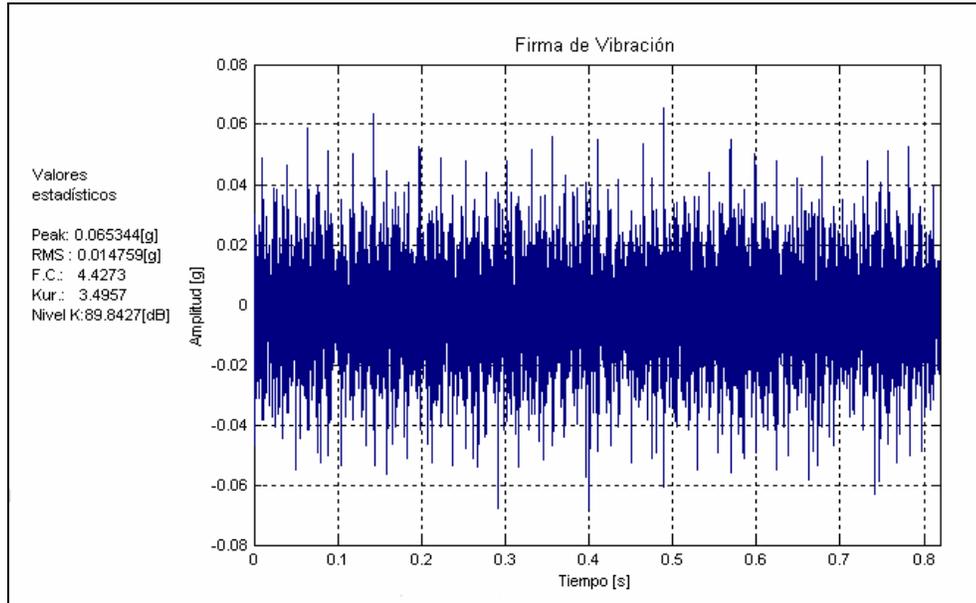


Fig. 7.55. Señal en el tiempo de rodamiento con defecto FTF dirección vertical.

Del gráfico se puede observar, al igual que en todas las otras formas de onda, que perdió su uniformidad y se observan impactos del golpeteo de la jaula con la bolita debido al defecto, los valores estadísticos esta vez de alejan bastante de un rodamiento sano.

Tabla 11. Valores de estimadores globales para el defecto FTF.

Dirección	Peak [mg]	RMS [mg]	Factor cresta	Kurtosis	Nivel K [ref. (1mg) ²]
Vertical	65.4	15.0	4.4	3.5	89.8

Con respecto la dirección horizontal, la información es muy similar por lo que se omitirá. A continuación se realizará el diagnóstico en el dominio de la frecuencia, en el cual se analizará el espectro simple.

7.5.6. Análisis en el dominio de la frecuencia

Luego al hacer el análisis en el dominio frecuencia se obtienen los siguientes gráficos.

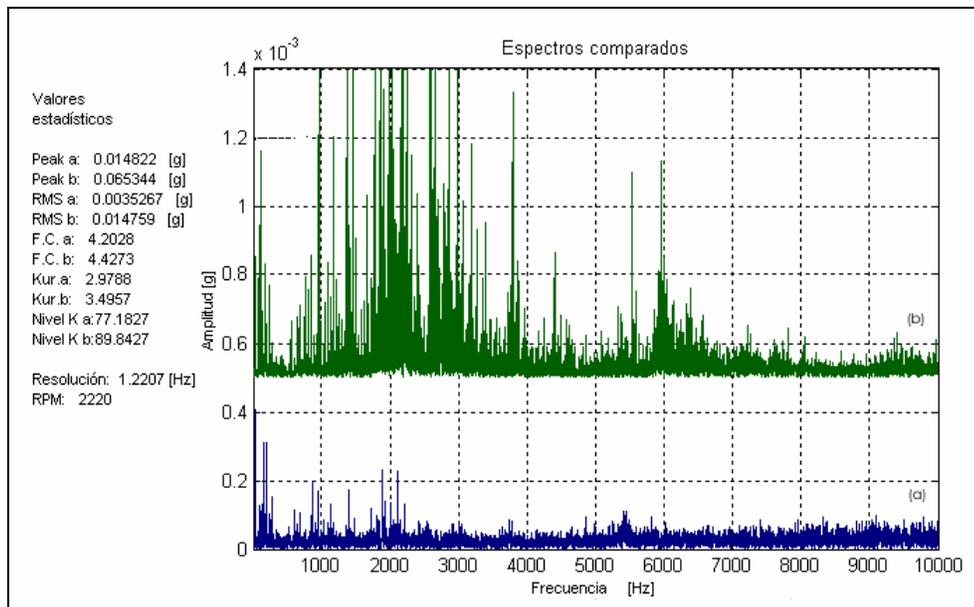


Fig. 7.56. Espectros de rodamiento sano (a) y rodamiento con defecto FTF dirección vertical (b).

Al observar más en detalle el espectro para el defecto FTF, tenemos la figura 7.57.

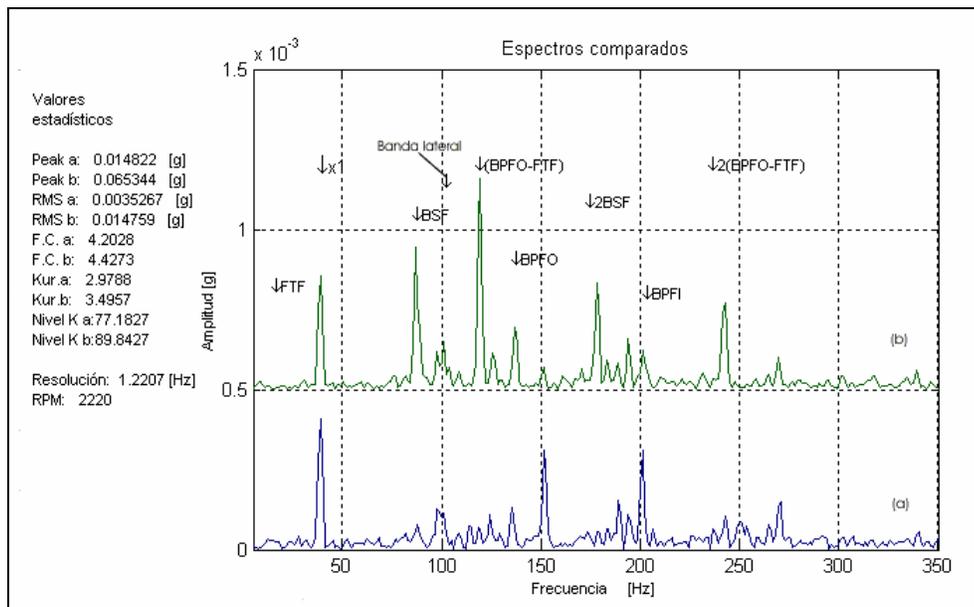


Fig. 7.57. Espectro en baja frecuencia de rodamiento sano (a) y rodamiento con defecto FTF dirección vertical (b).

7.5.7. Envolvente de vibración y Cepstrum

En la figuras 7.58 y 7.59 se puede observar el espectro de la envolvente de vibración para el defecto FTF dirección vertical y el cepstrum.

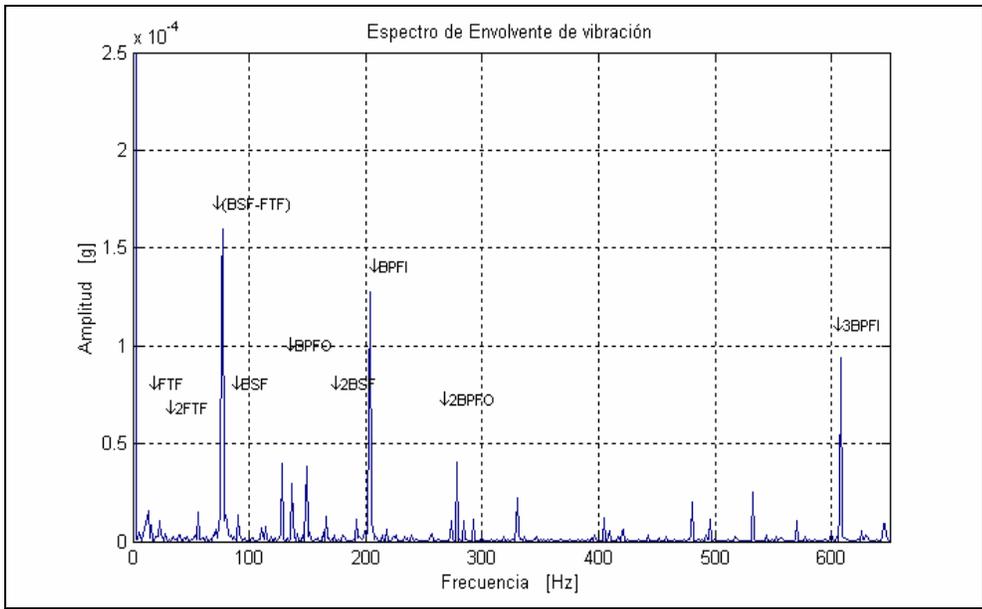


Fig. 7.58. Espectro de envolvente de vibración para rodamiento con defecto FTF dirección vertical.

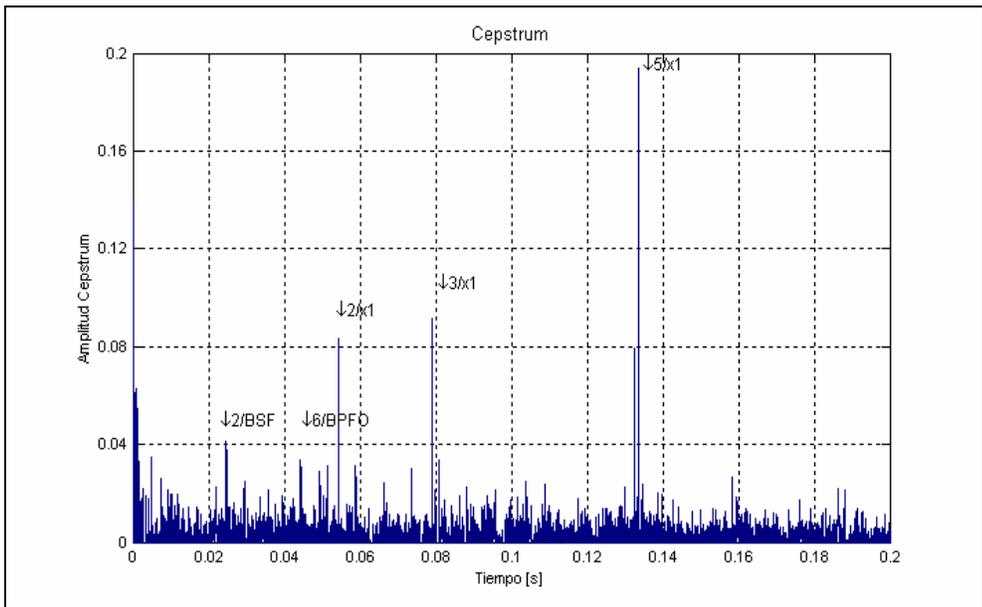


Fig. 7.59. Cepstrum de vibración para rodamiento con defecto FTF dirección vertical.

8. ANÁLISIS DE RESULTADOS

De los gráficos anteriores se realizará un análisis por dominio, subdividiendo a su vez por defecto para así poder apreciar mejor los distintos métodos aplicados.

8.1. Dominio del tiempo

En el dominio del tiempo considerando los valores globales de medición se puede observar que los valores peak, RMS, factor cresta, Kurtosis, y nuestro nivel K (derivado del factor K), en general son buenos indicadores de defectos, en la figura 7.60 se puede observar el comportamiento del factor cresta, la Kurtosis y el nivel RMS para el rodamiento sano y cada tipo de defecto en la dirección vertical.

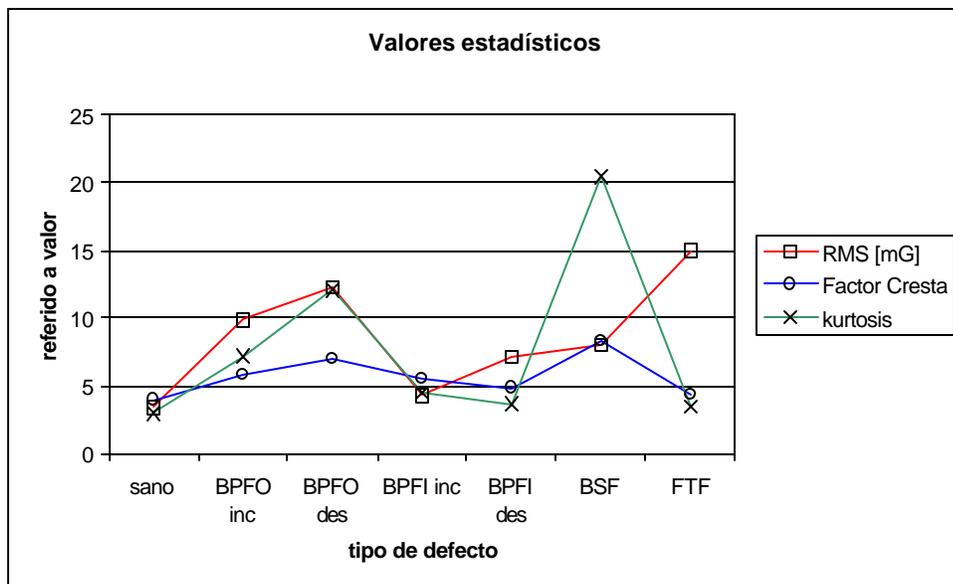


Fig. 7.60. Valores globales para cada tipo de defecto incluyendo rodamiento sano dirección vertical.

De la figura 7.60, (el cual es un resumen de las tablas anteriores), se puede observar que el valor RMS varía considerablemente para cada tipo de falla, excepto para el BPFI incipiente, que no se aleja significativamente del valor de un rodamiento sano. Su máximo valor está en el defecto FTF, y es lógico esto ya que al inducir una abolladura importante en la jaula, no solamente ésta se dañó, sino también probablemente sufrió daño algunas de las bolitas y algunas de las dos pistas, lo que causa un aporte de vibración por más de un defecto.

El factor cresta sin embargo no sufre mucha variación salvo el defecto BSF, esto se debe principalmente al carácter muy impulsivo del defecto, el cual no afecta mucho al nivel RMS, esto se puede ver en las figuras 7.45 y 7.46 en donde mientras no aparece el defecto el rodamiento tiene un comportamiento normal, seguramente esto ocurre cuando la bolita rueda en el lado sin el orificio, en

cambio al rodar en el lado del defecto esta golpea tanto la pista interior como la exterior excitando fuertemente los modos naturales de ambas pistas, causando niveles peak mas altos que para los otros defectos.

La Kurtosis recordando, da cuenta de cuanto se alejan los datos con respecto a una distribución normal de probabilidades, y de la figura 7.60 se puede observar que este índice sólo tiene valores alejados de un rodamiento normal para el defecto BPFO (incipiente y desarrollado) y BSF, lo cual se debe al carácter impulsivo de la señal en estos defectos; en el caso del BPFO, existe muy poca atenuación de la energía del impacto producto de estar muy cerca del acelerómetro, en cambio para el defecto BPFi y FTF esta muy cercano al valor de un rodamiento sano, lo cual se debe a que el carácter impulsivo de la señal se ha debilitado. El debilitamiento es debido a las múltiples interfases que debe recorrer el impulso, la cual va degradando la señal hasta llegar al acelerómetro. En el caso del defecto FTF es producto de los múltiples defectos que pudieran estar, los cuales pueden causar cancelaciones entre si de impulsos y aumentar considerablemente el nivel de ruido aleatorio, lo cual se refleja en el valor RMS. De las figuras 7.61 y 7.62 se puede observar los valores globales para la dirección horizontal.

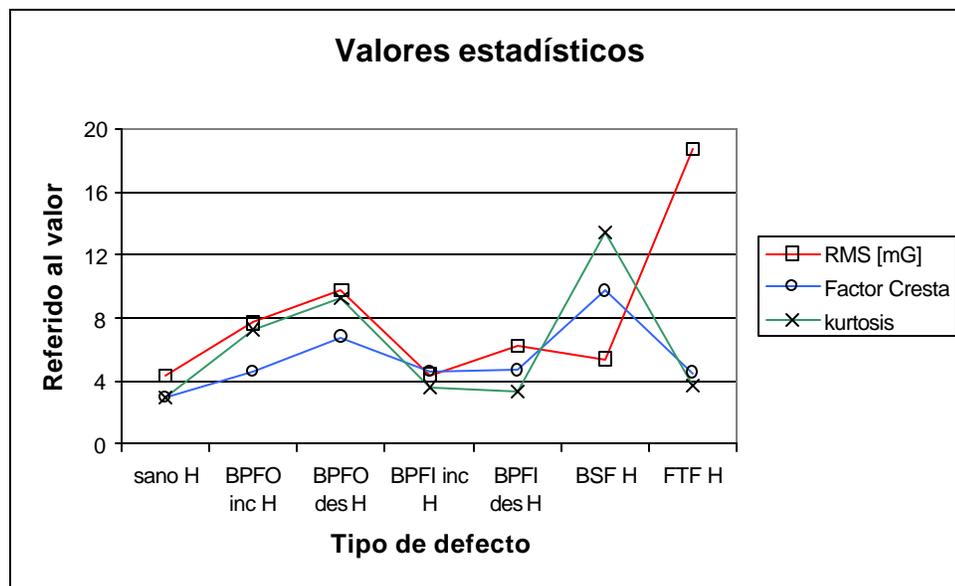


Fig. 7.61. Valores globales para cada tipo de defecto incluyendo rodamiento sano dirección horizontal.

Se ve la similitud de la tendencia para el valor RMS sólo que con menor amplitud salvo para el defecto FTF en donde es mayor que en la dirección vertical. Del factor cresta y la Kurtosis se puede decir lo mismo. En el gráfico 7.62 se puede observar la tendencia de los valores peak y niveles K en la dirección vertical, para cada defecto incluyendo los valores para un rodamiento sano recogido de las tablas anteriores.

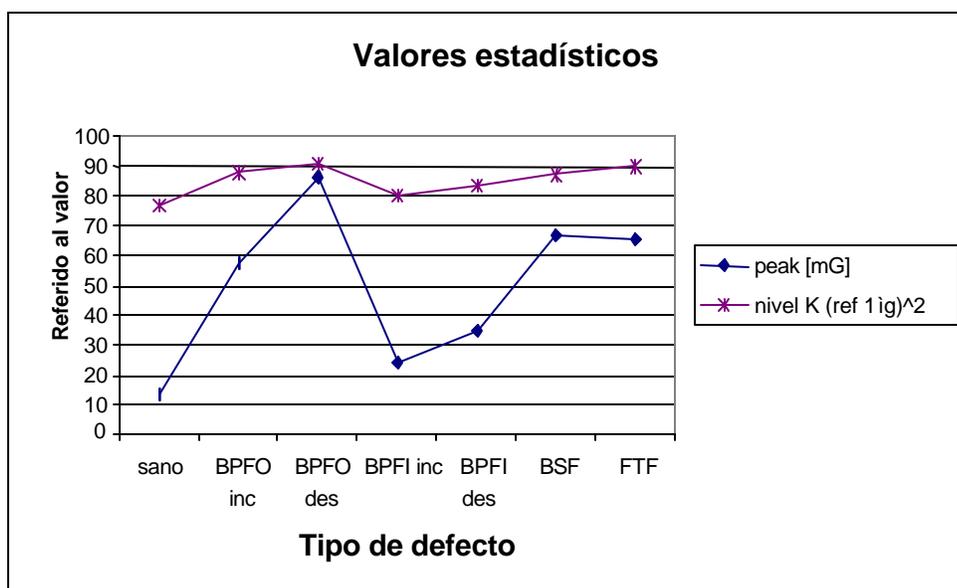


Fig. 7.62. Valores Peak y nivel K para cada tipo de defecto incluyendo rodamiento sano dirección vertical.

Del valor peak se ve lo sensible que es con respecto a lo impulsivo de la señal y en general para todos los tipos de defectos, este tiene un valor bastante alejado con respecto al sano (en el peor de los casos es más del doble en valor).

Con respecto al nivel K se puede decir lo mismo, en todos los tipos de defecto este valor es mucho mayor que para un rodamiento sano, y además su valor de amplitud es consecuente con el tipo de daño que presenta cada rodamiento (la tendencia al alza para los defectos más importantes). Para nuestro caso si hacemos un orden con respecto al grado de daño desde el leve hasta el importante, este orden sería: BPFi incipiente, BPFi desarrollado, BPFO incipiente, BSF, BPFO desarrollado y FTF. En general el nivel K va de acuerdo con esto lo que implica que se puede usar como parámetro de severidad, aparte del valor RMS el cual ya está estandarizado. En la dirección horizontal sucede algo similar.

Finalmente se debe mencionar que para los defectos localizados BPFO y BPFi se observó claramente el carácter impulsivo en la señal vibratoria (figuras 7.12, 7.14, 7.30), salvo para el defecto BPFi desarrollado figura 7.32. Del defecto BPFO, tanto incipiente como desarrollada, se ve claramente el período de repetición del impulso producto del defecto, el cual tiene el valor de 0.0075 s., en el caso del defecto BPFi fue difícil encontrar este patrón de impulso, el cual tiene un período de 0.005 s. para el caso de defecto desarrollado fue imposible determinar el impulso y su periodo. Esto permite concluir que se puede detectar defectos incipientes en los rodamientos, producto del carácter impulsivo de la señal, simplemente observando la forma de onda, pero además, que es necesario complementarlo con otras técnicas, como la envolvente de vibración o el análisis cepstrum.

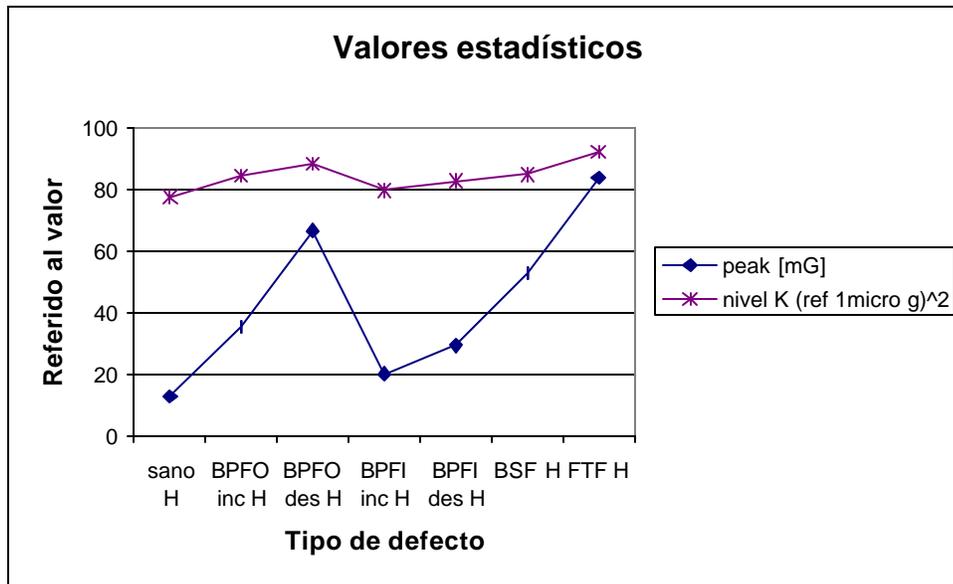


Fig. 7.62. Valores Peak y nivel K para cada tipo de defecto incluyendo rodamiento sano dirección horizontal.

8.2. Dominio de la frecuencia

Del análisis en frecuencia se procuró observar lo que sucede en alta frecuencia (1 a 10 Khz.) y en baja (por debajo de los 600 Hz), debido a lo estudiado anteriormente con respecto a las fallas incipientes. A continuación se procederá a examinar los datos por bloques.

De los espectros generales, se procuró ver desde los 5 Hasta los 10.000 Hz, con una resolución de 1.2 Hz aprox. Se pueden observar en todos los casos de defecto incipiente, presencia de frecuencias resonantes, esto se puede ver en las figuras 7.15, 7.16, 7.33, 7.34, estas frecuencias estimuladas por los impactos están comprendidas entre los 4000 y 6000 Hz Dependiendo del rodamiento, su engrase, su montaje, su holgura, etc. Estas frecuencias obviamente no pueden ser las mismas en todos los casos debido a que para cada rodamientos, sus propiedades mecánicas son similares no idénticas, además producto del defecto se tuvo que alterar de una manera distinta acada rodamiento, en el caso de los defecto BPFO y BPFI, se sacó parte del material constituyente de las pistas alterando la geometría de una forma única para cada defecto, esto es válido también para el defecto BSF en donde las pistas no se alteraron pero sí a la bolita; en el caso de la jaula se deformó su estructura. En conclusión para cada daño se altero tanto la geometría como las condiciones iniciales del rodamiento, fuera de considerar la grasa, apriete, etc.

Luego al estar el defecto desarrollado, estas frecuencias resonantes disminuyen bastante (figuras 7.17, 7.18, 7.35 y 7.36) e incluso desaparecen como en el caso del defecto BPFI dirección horizontal (figura 7.36), en el cual casi se confunde con un rodamiento sano o el defecto BSF dirección horizontal salvo algunas bandas equidistantes (frecuencias entre los 500 y 2500 Hz), esto reafirma lo dicho con

respecto a la pérdida del carácter impulsivo del defecto a medida que este se desarrolla. En el caso BPFI y BSF, la orientación del sensor es importante y siempre es conveniente medir en ambas direcciones para poder hacer un diagnóstico acertado de la condición del rodamiento.

Al observar los espectros en detalle, observando la baja frecuencia (entre los 10 y 500 Hz) para poder realizar el diagnóstico tradicional, tenemos que en general es muy difícil diagnosticar el defecto. En el caso de los defectos incipientes, al observar las figuras 7.19 y 7.37, estos muestran apenas un leve incremento en las frecuencias BPFO y BPFI, que ya están presentes en el rodamiento sano; en el caso BPFO es un poco más sencillo debido a la aparición de unas pequeñas componentes armónicas de estas frecuencias (2BPFO y 3BPFO), en todo caso de muy poca amplitud pero que no están presentes en el rodamiento sano, algo similar ocurre para con el defecto BPFI. En cambio cuando el defecto está más desarrollado, claramente aparecen armónicos de las frecuencias de falla, esto ocurre para ambos defectos, además en el defecto BPFI aparecen leves bandas laterales a la frecuencia $x1$ en torno a BPFI.

Del defecto BSF dirección vertical figura 7.49 es menos clara la aparición de bandas laterales a la frecuencia FTF en torno a BSF, pero se ve claramente la componente 2BSF y de menor amplitud la componente 3BSF. En la dirección horizontal figura 7.50, el espectro es bastante desconcertante ya que es muy similar al de un rodamiento sano, e incluso en amplitud es algo menor que el espectro del rodamiento sano, podría pensarse que los espectros están intercambiados.

Para el defecto FTF se ven claramente las componentes BSF y BPFO.

8.3. Envoltente de vibración

Del análisis de la envoltente, en el caso del defecto BPFO, es muy clara la frecuencia de falla en los dos grados de falla (incipiente y desarrollada), además se observa que en cuanto a las amplitudes en el caso del defecto desarrollado (figura 7.23 y 7.24) es mayor que para el defecto incipiente (figuras 7.21 y 7.22) considerando la misma dirección de medición. Además los espectros son muy similares.

En el caso del defecto BPFI, para el defecto incipiente (figura 7.39), se observa claramente la frecuencia $x1$ y sus armónicos además de la frecuencia BPFI y su primera armónica. Con respecto a la dirección horizontal (figura 7.40) es algo muy similar pero de menor amplitud. Al analizar el defecto desarrollado (figura 7.41) se puede observar que el espectro ya no es similar al defecto incipiente, ya que sólo se pueden ver la frecuencia $x1$ y sus armónicos, desapareciendo la frecuencia BPFI y sus armónicos, además si se comparan las amplitudes de la $x1$ en el caso del defecto incipiente y del desarrollado, se tiene que esta aumentó bastante (en una potencia de 10), para la dirección horizontal (figura 7.42) se puede observar algo muy similar salvo una componente BPFI que sobrevive, en todo caso de muy poca amplitud en comparación con el defecto incipiente, esto se debe principalmente a la pérdida del carácter impulsivo a medida que se desarrolla la falla y los modos naturales del rodamiento son estimulados más por la velocidad del eje (producto de la variación de la carga), que por los pulsos periódicos.

Del defecto BSF al observar la figura 7.51 se observa claramente la frecuencia FTF y su primer armónico, con la presencia de $2 \times \text{BSF}$ y $4 \times \text{BSF}$ (componentes pares). Si se compara con la figura 7.52 (dirección horizontal) se observa algo similar, esto se escapa definitivamente de nuestro modelo, en cuanto a qué componentes armónicas aparecen de la frecuencia BSF.

Finalmente en el caso del defecto FTF se puede observar claramente las componentes BSF y BPFI (figura 7.58), con una amplitud importante y las componentes FTF y BPFO muy incipientes. Además hay otras componentes que surgen de la modulación producto del roce de la jaula, estas frecuencias seguramente son sumas o restas de algunas de las frecuencias involucradas (Ej. $(\text{BPFO} - x1)$, $(\text{BPFO} - \text{FTF})$, $(\text{BSF} - \text{FTF})$, etc.).

8.4. Análisis Cepstrum

De las figuras 7.25 y 7.26, para el defecto BPFO incipiente, se pueden observar peak k / BPFO característicos del defecto hasta la componente $k = 12$, en todo caso estos peak son emergentes, y en la dirección horizontal sólo se manifiestan algunos de los presentes en la dirección vertical. Cuando el defecto está desarrollado estos peaks son bastante obvios (figuras 7.27 y 7.28), y al igual que en el defecto incipiente, en la dirección horizontal sólo aparecen algunas componentes presentes en la dirección vertical. Con respecto a la amplitud se puede observar que ocurre lo contrario de los otros análisis, en donde en general en la dirección horizontal la amplitud es menor, aquí es de nivel mayor.

Al analizar el defecto BPFI incipiente, figura 7.43, sólo se aprecian un peak incipiente de la forma $k / x1$ ($2/x1$) y ninguna componente k / BPFI , esto es mucho más marcado al analizar el defecto desarrollado (figura 7.44), en donde además esta la peculiaridad que sólo aparecen las componentes pares de $k / x1$ bastante visibles, y solo una leve impar ($3/x1$), más una leve componente $1/\text{BPFI}$ y $5/\text{BPFI}$, aquí es donde se puede ver el efecto de la modulación sufrida por el defecto con respecto a la frecuencia $x1$, en donde el aporte armónico de la $x1$ es mucho más importante que la del defecto BPFI.

Para el defecto BSF figura 7.53 dirección vertical, se puede observar peak con componentes k / BSF . En la dirección horizontal (figura 7.54) además aparecen $1/x1$ y $1/\text{FTF}$, esto también es razonable, tomando en cuenta que la duración del defecto es reducida y por lo tanto en el espectro, el aporte armónico de FTF producto de la modulación es reducido.

Finalmente de la figura 7.59, para el defecto FTF, es algo más complicado el análisis debido a las múltiples componentes que aparecen en el Cepstrum, en donde componentes k / BPFI , $k / x1$, k / BPFO y k / BSF aparecen y en algunos casos se sobreponen, además existe un peak importante del cuál pudiera ser una componente $2 / \text{FTF}$ o $5 / x1$ (K es un número entero positivo).

9. DISCUSIÓN FINAL Y CONCLUSIÓN

Se comprobó la utilidad de los parámetros en el tiempo, en cuanto a detectar algún defecto en el rodamiento y se vio que salvo el valor RMS todos los demás descriptores son sensibles a los defectos que puede presentar un rodamiento. Mención especial se debe hacer con respecto al nivel K, el cual demostró ser mejor en cuanto a detección de impulsos y grado de daño. En la señal en el tiempo, además se pueden ver estos impulsos producto de defectos localizados, lo cual nos advierte que el rodamiento esta con algún problema. En el caso más simple como el BPFO, se puede determinar, simplemente observando el período de repetición del impulso.

Se demostró para el análisis en frecuencia lo estudiado antes, en cuanto a la dificultad de poder detectar defectos incipientes, incluso cuando el defecto está desarrollado, esto es dificultoso a pesar de las condiciones ideales del laboratorio, en cuanto a la ausencia de vibración ajenas al defecto. Además se debe considerar que aunque se puede detectar algún defecto, esto requiere de mucha experiencia y conocimiento con respecto al defecto, lo cual en la realidad industrial es poco frecuente.

El método de la envolvente muestra una vez más, que es el método por excelencia de detección de fallas incipientes en rodamientos; en nuestro caso se pudo identificar cada tipo de falla, tanto incipiente como desarrollada, además se pudo comprobar los espectros esperados en teoría, principalmente aquellos defectos afectados por procesos de modulación (BPFI, BSF y FTF). Entre los defectos mas complejos está el BSF (el cual en todo caso es muy difícil de encontrar en la realidad industrial), sin embargo el método de la envolvente fue eficaz en detectarlo corroborando tanto teoría como años de observaciones experimentales realizadas por investigadores. Se debe considerar finalmente, que el fundamento del método es poder detectar los defectos gracias a las frecuencias propias del rodamiento, las cuales son estimuladas por el defecto (impacto), esto como se mencionó antes, ocurre sólo en la etapa incipiente, cuando el defecto es localizado y pequeño; a medida que este crece, irá perdiendo el carácter impulsivo y esto se observa claramente en el caso del defecto BPFI. Así esta es la limitación del método a medida que el defecto pierda el carácter impulsivo este dejará de estimular las frecuencias naturales del rodamiento y con esto la detección del defecto.

Con respecto al Cepstrum este demostró ser buen detector de fallas ya desarrolladas; el inconveniente es que el análisis no es tan obvio como en el caso de la envolvente, ya que se observa el período de la frecuencia de falla en vez de la frecuencia. Cuando existe un defecto esto no es tan complicado, pero cuando hay presencia de varios defectos (caso FTF), éste resulta muy dificultoso en poder detectar las componentes de falla. Recordar que para nuestro análisis se considera el espectro completo y no una parte de él como en el caso de la envolvente, el cual elimina además la vibración en baja frecuencia; esto se traduce en que será más dificultosa la interpretación en la medida que existan más defectos presentes. Además se debe considerar, que en los casos de defectos impulsivos periódicos con procesos de modulación, este mostrará más la frecuencia moduladora, que la modulada.

Como conclusión para poder realizar un diagnóstico exitoso, se debe utilizar más de un método, y

éstos se deben complementar para tener una visión general del problema y así poder determinar el defecto particular. Además se debe conocer lo mejor que se pueda, el elemento mecánico en cuestión, en este caso el rodamiento, y la mecánica del defecto que se desea detectar, para así poder discriminar cuándo un rodamiento está en una condición normal de funcionamiento o si éste presenta una anomalía.

10.AGRADECIMIENTOS

En la presente quiero agradecer a todos aquellos que hicieron posible realizar este trabajo, en especial a mi profesor patrocinante Don Rolando Ríos, el cual confió en mí en cuanto a la realización de su proyecto “Diagnostico de cinco condiciones de falla en rodamientos de bolas mediante una red neuronal” Concurso internos DID 1999 código: S199924 y darme la posibilidad de desarrollar el tema de investigación realizada en la presente tesis.

Además deseo agradecer a la gran mayoría de los investigadores citados en el trabajo, principalmente por su generosidad en cuanto a la accesibilidad por medio de Internet de sus conocimientos y trabajos realizados, con la cual habría sido casi imposible poder realizar esta investigación.

11. BIBLIOGRAFÍA

- [1] SKF, "Manual SKF Mantenimiento de Rodamientos," SKF © (1992).
- [2] J. Pintor, "Máquinas y Vibraciones," Apuntes de 3er curso de la titulación ingeniería industrial. Universidad publica de Navarra España (2001).
- [3] G. D. White, "introducción a Vibración de Máquinas," Part Number 8569, versión 1.75. DLI Engineering Corp.(1995)
- [4] Manual analizador de vibraciones CSI modelo 1900.
- [5]S. Ericsson, N. Grip, E. Johansson, L. Persson, R. Sjöberg and J. Strömberg, "Automatic Detection of Local Bearing Defects in Rotating Machines Part 1," Department of mathematics Lula University of technology, Sept. 11 (2001). Disponible en <http://www.sm.luth.se/~grip/Research/publications.html>.
- [6]S. Braun, "Analysis of Roller/Ball Bearing Vibrations," ASME Publication. Paper nº 118/vol. 101 January (1979).
- [7] E. Estupiñán, "Diagnostico de Fallas en Máquinas de Baja Velocidad Utilizando Análisis de Vibraciones," Tesis presentada para obtener el grado de Magíster en Ciencias de la Ingeniería con Mención en Ingeniería Mecánica de la Universidad de Concepción – Chile (2001).
- [8]L. Meirovitch, "Elements of Vibration Analysis," Second edition Mc Graw-Hill Book Company (1986).
- [9]J. P. Arenas, "Aplicación de Control Adaptativo de Ruido a Señales Vibratorias en Maquinarias," Revista de información tecnológica - Vol. 12 Nº 3 Universidad de la Serena (2001).
- [10]S. Fernández and M. Jesús, "Design of a Diagnosis System for Rotating Machinery Using Fuzzy Pattern Matching and Genetic Algorithms," Master Thesis Kyushu Institute of Technology, Japan (1998).
- [11] B&K, "Detecting Faulty Rolling-Element Bearing," Application notes BO 0210-11
- [12]A. Davies, "Handbook of Condition Monitoring: Techniques and Methodology," London, Chapman & Hall (1998).

[13]P. O. Garcia, "Non-Destructive Failure Diagnostics for Ball/Roller-Bearing," Pag. 57-86. Memorias de 3ra Jornadas de Estudiantes de Ingeniería Acústica Valdivia (1994).

[14]A. Barkov, N. Barkova, and J. Mitchell "Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearing-Part 1," Sound and Vibration, 10-17, June 1995. Disponible en <http://www.inteltek.com/articles/> .

[15]R. B. Randall, "Frequency Analysis," Brüel & Kjær, Nærum, Denmark, 3rd edition. ISBN 87-87355-07-8.a, September (1987).

[16]J. N. Wismer, "Gearbox Analysis Using Cepstrum Analysis and Comb Liftering," Application Note Brüel & Kjær, Denmark.

[17]A. V. Oppenheim, "Señales Y Sistemas," Prentice Hall Hispanoamericana (1994).

[18] SKF Condition Monitoring, "Early Warning Fault Detection in Rolling Element Bearing Using MICROLOG Enveloping," CM3021 (Revised 2-96).

[19] National instruments "Data Acquisition (DAQ) Fundamentals," Application Note 007 (1999).

[20] IMI PCB Piezotronics, "Industrial Vibration Sensor Catalog,".

[21] B&K, "Measuring Vibration," Manual disponible en <http://www.b-khome.com/>.

[22]S. N. Y. Gerges, "Ruido Fundamentos y Control," Edición en español (1998).

[23] J. Pintor "Mantenimiento Predictivo," Apuntes de 3er curso de Maquinas y vibraciones de la titulación ingeniería industrial Universidad publica de Navarra España. Marzo 2001.

[24]R. J. Galvele, "Corrosión, " Serie de química monografía n° 21 secretaria general de la organización de los estados americanos programa regional de desarrollo científico y tecnológico (1962).

[25]E. Parada, "Lubricación de Rodamientos y Engranajes," Apuntes de curso realizado en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Austral de Chile octubre (2001).

[26]D. Stevens, "Machinery, Condition Monitoring," Reference site web.
<http://web.ukonline.co.uk/d.stevens2/technical/contents.html>.

[27] The Torrington Company, "Bearing Failure Prevention Guide," Catalogo en sitio Web
<http://www.thetorrington.com/catalogo.pdf>

[28] The Barden Corporation "Bearing Failure: Causes and Cures," Catalogo disponible en sitio Web
<http://www.bardenbearings.com/>

[29] Su Y.T "The Effects of Surface Irregularities on Roller Bearing Vibrations," Journal of Sound and Vibration 165(3), 455-466. (1993).

[30] Visual Designer 4.0 "Reference Manual," Intelligent Instrumentation.

[31] J. Garcia, "Aprenda MATLAB 5.2 Como si Estuviera en Primero," Escuela Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Navarra.