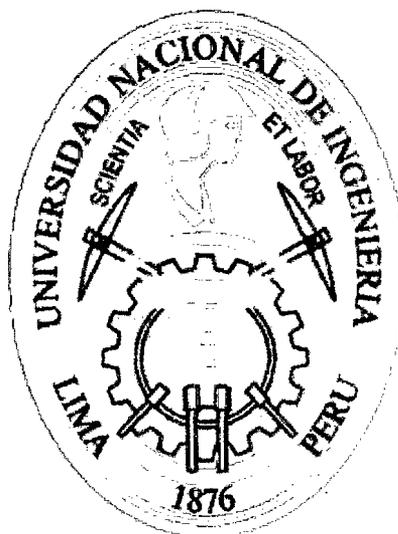


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**HERRAMIENTA VIRTUAL PARA LA IDENTIFICACIÓN
DE FALLAS EN RODAMIENTOS**

TESIS

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO NAVAL**

ELABORADO POR:

ELVIS JHOARSY OSORIO SANTANDER

PROMOCION 2011- II

LIMA-PERU

2014

Digitalizado por:

**Consortio Digital del
Conocimiento MebLatam,
Hemisferio y Dalse**

**A mis tíos y tías, a mis padres Sabino y Yeni y a mis
hermanos: Cristian y Yaquelin.**

INDICE GENERAL

PRÓLOGO	1
CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN	3
1.1 Consideraciones Iniciales	3
1.2 Objetivo	4
CAPÍTULO 2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	5
CAPÍTULO 3 MARCO TEÓRICO	9
3.1 Introducción	9
3.2 Rodamientos	9
3.2.1 Características de los rodamientos	10
3.2.2 Términos y definiciones	12
3.2.3 Tipos de rodamientos	18
3.2.4 Fallas comunes en rodamientos	24
3.2.5 Modos de falla en rodamientos	26
3.2.6 Frecuencia característica de fallas	33
3.3 Técnicas de análisis de vibración	37
3.3.1 Análisis en el Dominio del Tiempo	37
3.3.2 Análisis en el Dominio de la Frecuencia	52
3.3.3 Análisis en el Dominio Tiempo-Frecuencia	71
CAPÍTULO 4 EXPERIMENTO EN EL LABORATORIO	90
4.1 Descripción del aplicativo desarrollado para la adquisición y análisis de señales de vibración	90
4.1.1 Introducción	90
4.1.2 Instrumento Virtuales	91

4.1.3	Descripción del aplicativo desarrollado para adquisición y análisis de vibración.....	93
4.2	Descripción del Banco Experimental.....	99
4.3	Banco Experimental rotor-kit	100
4.4	Metodología de Identificación de fallas en Rodamientos.....	102
4.5	Adquisición de Datos	102
CAPÍTULO 5 ANÁLISIS Y RESULTADOS		104
5.1	Análisis del rodamiento 01 con falla en la jaula.....	104
5.2	Análisis del rodamiento 02 con falla en la pista externa	110
5.3	Análisis del rodamiento 03 con falla en las bolas.....	113

CONCLUSIONES

BIOGRAFÍA

PROLOGO

El monitoreo de procesos industriales y equipamiento es una parte esencial del mantenimiento, estando directamente relacionado con las industrias más competitivas. El monitoreo de vibraciones es una herramienta esencial para la manutención predictiva. Con el objetivo de evitar fallas catastróficas varias técnicas han sido desarrolladas, parte de estas se concentran en el monitoreo de señales de vibración de rodamientos. Actualmente las empresas están utilizando cada vez más instrumentación virtual, en sus departamentos de Ingeniería de Mantenimiento. Una herramienta virtual es una rutina desarrollada en un lenguaje de programación, que simula un equipamiento real en el computador, pues presenta botones, controles, gráficos y demás funciones. En relación a los rodamientos, se puede desenvolver varias metodologías de diagnóstico de defectos. En virtud de esto, este trabajo tiene como objetivo el desenvolvimiento de una herramienta virtual que auxilie en el diagnóstico de defectos en rodamientos, que tiene como base la plataforma LabVIEW. Fueron aplicados técnicas de análisis de señales, tales como: Técnica Envelope y Transformada corta de Fourier. Este trabajo es ordenado de la siguiente manera:

Capítulo 1: En este capítulo se hace una descripción inicial de consideraciones iniciales y el objetivo.

Capítulo 2: Presentamos una revisión bibliográfica.

Capítulo 3: Describimos los fundamentos teóricos necesarios para el entendimiento de este trabajo.

Capítulo 4: Se describe el aplicativo desarrollado para la identificación de fallas producidos en un banco de pruebas en el laboratorio.

Capítulo 5: Presentamos análisis y resultados en la identificación de fallas

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Consideraciones Iniciales

Los rodamientos son ampliamente utilizados en la industria, principalmente como elementos capaces de soportar gran parte de carga estática y dinámica del sistema y por consiguiente, la posibilidad de una falla incipiente en su estructura es inherente a las tensiones envueltas en la conversión de energía del sistema.

En la manutención predictiva, se pretende a través de la monitorización de varios parámetros (amplitud de vibraciones, temperatura...) conocer el estado de equipamiento en tiempo real y detectar una falla cuando todavía es incipiente e con eso ser capaz de programar una parada para cambiar el equipamiento defectuoso antes que la falla se torne catastrófica. Dentro los parámetros que pueden ser monitoreados, sin duda los señales de vibración son los más usuales por su capacidad de diagnosticar posible daños en la fase inicial.

El análisis de las señales de vibración de los rodamientos es utilizado para ofrecer a los analistas informaciones sobre el tamaño de las fallas e consecuentemente permitir prever la vida útil restante del rodamiento.

Varias técnicas de análisis de vibración están disponibles en la literatura para diagnosticar las fallas en rodamiento, técnicas como comparación de densidad espectral de potencia (PSD), porcentaje constante de banda (CPB), parámetros estadístico de los señales en el tiempo, transformada rápida de Fourier (FFT), análisis de envelope, también conocido como técnica de alta frecuencia (HFRT) e análisis en el dominio tiempo-frecuencia.

1.2 Objetivo

Se tiene como objetivo principal del trabajo la identificación de fallas en rodamientos, utilizando técnicas en el dominio del tiempo, frecuencia y tiempo-frecuencia

CAPÍTULO 2

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

El mantenimiento todavía encuentra un espacio representativo en los costos de las grandes corporaciones industriales y por este motivo es tema de constante investigación, para mejorar su eficiencia agregando tecnología de punta en su área de actuación. El objetivo del mantenimiento es eliminar las fallas en los equipamientos a través del monitoreo de condiciones de operación de máquinas, detectar problemas en una fase incipiente, prever cual es a vida útil remanente y programar reparaciones necesarias, antes que la falla cause una interrupción del funcionamiento de la máquina. Existen varios parámetros que pueden ser monitoreados: generación de calor, evaluación del performance, análisis de los lubricantes, entre otras. No en tanto la técnica más difundida es el monitoreo vibraciones.

En el monitoreo de las condiciones de máquinas, la mayor atención es generalmente dada para el monitoreo de cojinetes, por ser componentes más comunes, que poseen una vida de trabajo finito y que fallan por fatiga [1]. Con frecuencia, los cojinetes están sujetos a condiciones severas y fallan frecuentemente más que otros componentes.

Los dos tipos de cojinetes más usados en los equipamientos industriales son los cojinetes de rodamiento y los de deslizamiento. Como regla general, los cojinetes de deslizamiento presentan menores niveles de vibración, que los cojinetes de rodamientos. El principal mecanismo de ruido y vibración para un cojinete de rodamiento es el proceso de impacto entre los elementos rodantes y las pistas del cojinete. El cojinete de rodamiento es posiblemente el tipo más común utilizado en la industria. Su empleo es de grande importancia en el desenvolvimiento de las máquinas rotativas y su falla resulta en la paralización de los equipamientos. De este modo el monitoreo de los cojinetes de rodamiento está continuamente investigada e desarrollada.

Los problemas asociados al monitoreo de rodamientos están directamente asociados a la complejidad de la máquina que ellos soporten. Por ejemplo, en cuanto al monitoreo de turbogeneradores y de motores eléctricos [1]. Los profesionales del área tecnológica reconocen la importancia de los rodamientos para la industria moderna, por eso pocos son los que perciben la magnitud de los gastos en la compra, sustitución y almacenamiento de rodamientos. De acuerdo con una grande industria química, la manutención es el mayor costo controlable en una planta industrial igualando, en ciertos casos, los lucros líquidos anuales de operación [2]. Por otro lado los rodamientos contribuyen con más de un cuarto de fallas en equipamientos mecánicos. Esto los coloca en el primer lugar en importancia dentro de todos los ítems controlables de los servicios de manutención [2]. Esto sin citar el caso de Navíos Sonda de petróleo que poseen diversos equipamientos que utilizan rodamientos y cuyo costo del día parado llega a doscientos cincuenta mil dólares [3].

Dentro todos los parámetros que se pueden monitorear en los equipamientos industriales sin duda las señales de vibración son los más usuales. Este hecho se debe al grande número de máquinas rotativas y a los elevados índices de retorno que este tipo de monitoreo alcanza. La aplicación sistemática de programas de monitoreo de vibraciones son los más usuales. Este hecho se debe la grande número de máquinas rotativas y a los elevados índices de retorno que este tipo de monitoreo alcanza. La aplicación sistemática de programas de monitoreo de vibraciones en máquinas rotativas puede generar un retorno de diez a cincuenta veces el monto invertido en el primer año de operación [2].

TANDON y CHOUDHURY [4], en 1999 presentan en sus trabajos una revisión de los métodos de vibración para la detección de defectos en rodamientos. La detección de las categorías, localización y distribución de los defectos fueron consideradas y es dada una explicación para la vibración y generación del ruido en rodamientos. También fue mencionada la medición de vibración en el dominio de tiempo y frecuencia como buenas técnicas de procesamiento de señales.

MESQUITA [5], en 2002, observa que en los últimos años fueron desarrollados técnicas de análisis de vibraciones para diagnosticar fallas en rodamientos como Factor de Cresta, Kurtosis, Análisis Espectral y Análisis de Envelope. Estas técnicas fueron desarrolladas para anticipar fallas y evitar la parada del equipamiento. En su trabajo, realiza el estudio de comparación numérica con la tradicional técnica de envelope, y dos transformadas de tiempo-frecuencia, la transformada Wavelet (WT) y la distribución Pseudo-Wigner (DPW). Demuestra la eficacia del analisis de Envelope y Wavelet.

RANDALL [6], en 2004 detalla, una revisión sobre el estado de arte en el monitoreo de máquinas rotativas. Según el autor, entre treinta años hubo muchos

desarrollos en el uso medición de vibración para el monitoreo de las condiciones de máquinas rotativas en operación. Él afirma que estos desarrollos acontecen en las tres grandes áreas relacionadas, cuáles sean: detección de fallas, diagnóstico y pronóstico. De esas tres áreas de diagnóstico y pronóstico de fallas todavía requieren un especialista para analizar e interpretar los resultados.

Específicamente sobre el tema de **manutención predictiva en rodamientos**, BEZERRA [7] hace un estudio comparativo entre diversas técnicas de detección de fallas en rodamientos por análisis de vibraciones. Él emplea métodos de identificación en el dominio del tiempo (rms, nivel global, factor peak, kurtosis) y métodos basados en el dominio de la frecuencia (Energía residual, Envelope y Cepstrum). Él llega a la conclusión que dentro de todas las técnicas comparadas la que posibilita una mejor detección de falla fue la técnica de envelope.

FELDAM [8], 2011, presenta una interesante investigación donde afirma que la aplicación de la Transformada de Hilbert es el indicado. Él afirma que la metodología es también aplicable a situaciones de vibraciones estacionarias y no estacionarias en el dominio del tiempo. Muestra como la Transformada de Hilbert es utilizada en el diagnóstico de máquinas, identificación de sistemas mecánicos y en la descomposición de señales.

DUNTOS [9], 2012, presenta los casos donde se puede utilizar a FFT para que tenga el mejor resultado y explica las limitaciones de esta técnica. También presenta la forma como los datos deben ser interpretados incluyendo la relación entre tiempo-frecuencia. Hace también la asociación de los espectros obtenidos con los respectivos patrones de falla.

CAPÍTULO 3

MARCO TEÓRICO

3.1 Introducción

En este capítulo se realiza una introducción sobre conceptos claves para el entendimiento global de la tesis. El capítulo se centra principalmente en dos aspectos principales de los rodamientos y las técnicas de análisis de vibraciones (otras técnicas disponibles para el diagnóstico de rodamientos como: análisis de residuos de aceite, ultrasonido, emisiones acústicas, control de temperatura y mediciones de proximidad no se discuten en medida que están más allá del alcance de esta investigación).

3.2 Rodamientos

Los cojinetes de elementos rodantes, cojinete antifricción o simplemente rodamientos se utilizan para describir la clase de rodamientos en los que la carga principal se transfiere a través de elementos de rodadura en lugar de contacto por deslizamiento (cojinete) [10]. Existen diferentes tipos de rodamientos en una amplia gama de aplicaciones en casi todas las industrias.

Hay muchos tipos de rodamientos, cada uno diseñado y utilizado para una aplicación específica de carga con específicas ventajas y desventajas.

3.2.1 Características de los rodamientos

El rodamiento es un elemento mecánico que se sitúa entre dos componentes de una máquina, con un eje de rotación común, de forma que un componente puede girar respecto al otro. La función principal es dar apoyo o soporte a los elementos portadores:

- Soporte de ejes → Pista interior fijo y pista exterior móvil.
- Soporte de árboles → Pista exterior fijo y pista interior móvil.

Estos rodamientos están diseñados para que los rozamientos originados durante el giro no sean de deslizamiento (cojinetes), sino de rodadura, presentando muchas características similares a los cojinetes de fricción:

- Bajo rozamiento.
- Tolerancias y acabados muy rígidos.
- Necesidad de un montaje preciso.
- Sensible a impactos, sobrecargas, humedad, suciedad...
- Punto crítico dentro de la máquina, generalmente seleccionado para efectuar el mantenimiento.

Pero también presentan muchas ventajas frente a los cojinetes de fricción como:

- El coeficiente de rozamiento es inferior y, además, prácticamente independiente de la velocidad y de la carga.
- Admite carga axial.
- Algunos tipos son autoalineables.

Y algunas desventajas:

- Precio más elevado.
- Montaje más complejo.

El rodamiento consiste, básicamente, en dos pistas o anillos (pista interior y pista exterior) o, en el caso de los rodamientos axiales, arandelas (arandela superior y arandela inferior), entre los cuales se alojan los elementos rodantes (bolas o rodillos) que discurren por las pistas de rodadura. Para prevenir que los elementos rodantes interactúen entre sí, estos están alojados en jaulas o separadores, tal y como se puede ver en la siguiente figura:

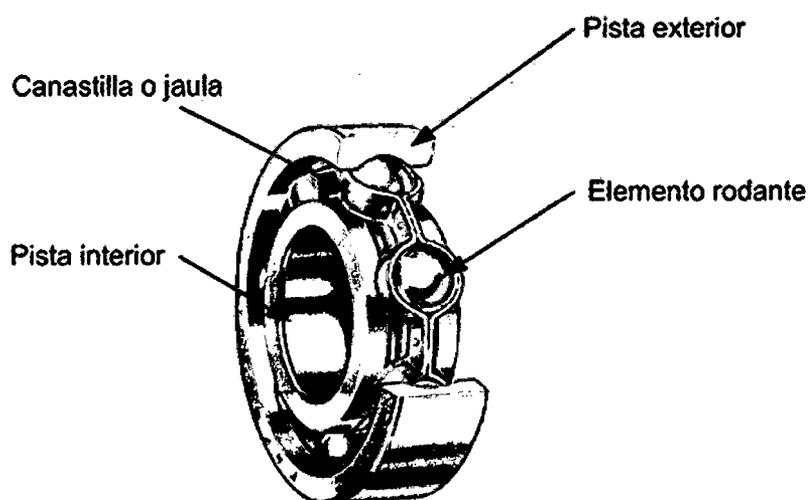


Figura 3.1. Partes fundamentales de un rodamiento [10].

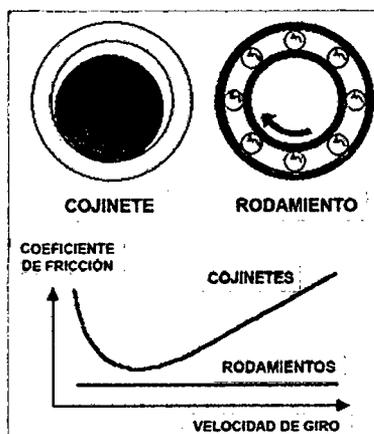


Figura 3.2. Comparación coeficiente de fricción cojinetes y rodamientos [10].

3.2.2 Términos y definiciones

Existen diferentes diseños de rodamientos, sin embargo, todos ellos están compuestos de cuatro elementos; los cuales se muestran en la Figura 3.1. Para facilitar el entendimiento, a continuación se describe cada componente:

Pista interna.- Se refiere al camino sobre el cual ruedan las bolas o rodillos. Este camino, se encuentra en toda la periferia externa del anillo (pista) más pequeño (o interior) del rodamiento. La pista interna se ocupa para fijar el rodamiento sobre la flecha o eje.

Pista externa.- Es el camino en sobre el cual ruedan las bolas o rodillos. Este camino, se encuentra en toda la periferia interna del anillo más grande (o exterior) del rodamiento. La pista exterior se ocupa para sujetar el eje y a la vez permitirle girar libremente.

Elemento rodante.- Se refiere al elemento que permite la movilidad entre los dos anillos y por ende, entre los dos elementos mecánicos, pueden ser bolas (como en el caso de los rodamientos utilizados en esta tesis), pero también existen en forma de rodillos o cilindros y también existen combinaciones de ambos. Así pues, cuando se hace mención a rodamientos de bolas o rodamientos de rodillos, se hace referencia a la forma de los elementos rodantes que componen dicho rodamiento.

Jaula.- Es un componente (especie de “barandal”) que permite mantener a los elementos rodantes separados entre sí.

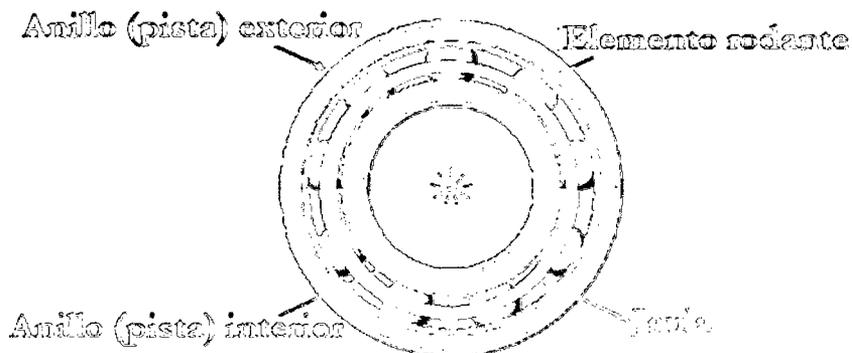


Figura 3.3 Parte del rodamiento de bolas [10].

Diámetros.- En un rodamiento existen diferentes diámetros, pero los dos que suelen ser de vital importancia son D_b e D_p como diámetros del elemento rodante e diámetro de paso, también hay diámetro exterior (d_e) y el diámetro nominal del agujero (d_A); que se utiliza para determinar el espacio radial necesario de las chumaceras, y el interior es el que se toma en cuenta para el tamaño de la flecha o eje, se muestran en la Figura 2.4.

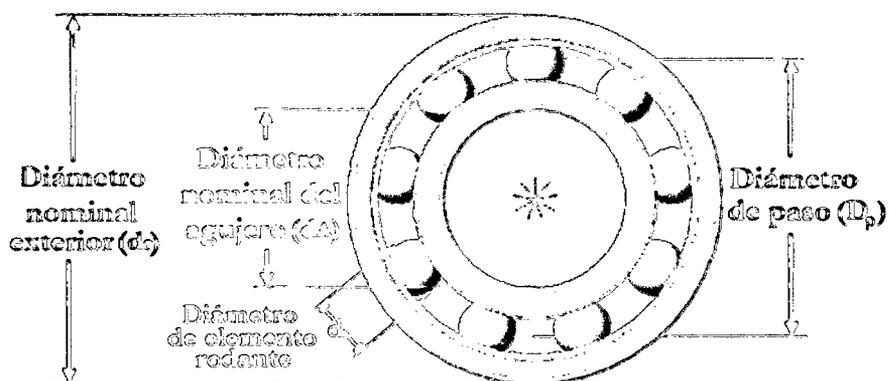


Figura 3.4. Diámetros de un rodamiento [10].

Vida media de un rodamiento.- Se define como el número de revoluciones (o de horas a una determinada velocidad constante) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga en uno de sus aros o elementos rodantes.

Vida nominal.- Este valor está basado en la vida alcanzada o sobrepasada por el 90% de rodamientos idénticos de un grupo suficientemente grande. La vida media de los rodamientos es aproximadamente cinco veces la vida nominal.

Mediante la ecuación (1) es posible calcular la vida nominal de un rodamiento (norma DIN/ISO 281) [112].

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60n} (C/p)^p \quad (1)$$

Dónde:

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].

En esta ecuación, puede observarse como a velocidad constante, un incremento de la carga disminuye de manera significativa la resistencia a fatiga del rodamiento y en consecuencia su vida nominal.

Ángulo de contacto (α).- Es el ángulo que forman la línea virtual que atraviesa los puntos de contacto (punto de contacto que se produce entre los elementos rodantes con los anillos) y el eje del rodamiento, como se aprecia en la Figura 3.3. El rodamiento de una sola hilera de bolas, tiene generalmente un ángulo de contacto de cero grados que sólo transportan carga radial mientras que para los rodamientos axiales que sólo transportan carga axial, el valor es de 90° o algunos grados (si combina cargas axiales y radiales). Un rodamiento de bolas de contacto angular tiene entre 15 y 30 grados de ángulo de contacto [11].

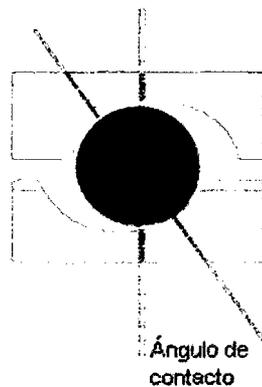


Figura 3.5 Angulo de contacto (α) [11].

Magnitud de la carga.- Es la carga a la que el rodamiento será sometido, existen cargas dinámicas y estáticas; este es uno de los factores que suele tener una gran importancia al momento de seleccionar el rodamiento a utilizar, ya que por ejemplo, para rodamientos de las mismas dimensiones, los de rodillos soportan una mayor carga que los de bolas.

Sentido de la carga.- Se refiere al sentido en el que el rodamiento experimentará la mayor fuerza, puede ser axial, radial o una combinación de ambas, como se ve en la Figura 3.4.

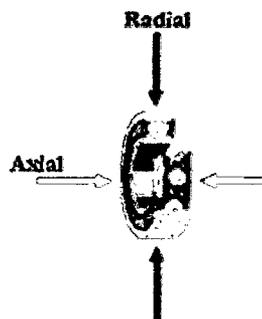


Figura 3.4 Cargas axiales y radiales en un rodamiento [10].

Carga dinámica (C).- Este valor expresa la carga que puede soportar un rodamiento alcanzando una vida nominal de un millón de revoluciones; se usa para los cálculos en

los que intervienen rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, al seleccionar un rodamiento que gira sometido a una carga.

Carga estática (C0).- Se usa en los cálculos cuando los rodamientos van a girar a velocidades muy bajas, cuando estarán sometidos a movimientos lentos de oscilación o cuando estarán estacionarios bajo carga durante cierto periodo de tiempo; también se toma en cuenta este valor cuando sobre un rodamiento sometido a esfuerzos dinámicos actuarán elevadas cargas de choque de corta duración.

Zona de carga.- Se define como la zona en la que ocurren los mayores esfuerzos, la forma y disposición de esta zona varía de acuerdo a si la máquina se encuentra montada en sentido vertical u horizontal.

Velocidad de operación.- Es la velocidad máxima a la cual un rodamiento puede funcionar de forma segura y está limitada por la temperatura máxima permisible de funcionamiento. En las tablas aparece como velocidad nominal, su valor varía también según el tipo de lubricante utilizado. Los rodamientos de alta precisión con jaulas especiales son los que permiten las velocidades más altas.

Rigidez.- La rigidez de un rodamiento se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica del rodamiento cargado; en la mayoría de los casos este valor es muy pequeño y puede despreciarse, no así en máquinas-herramientas o en transmisiones de engranajes cónicos donde se vuelve un factor importante.

Carga mínima.- Con el fin de lograr un funcionamiento satisfactorio, los rodamientos rígidos de bolas, como todos los rodamientos de bolas y rodillos, se deben someter siempre a una carga mínima determinada, particularmente si han de funcionar a altas velocidades o están sujetos a altas aceleraciones o cambios rápidos en la dirección de carga. Bajo tales condiciones las fuerzas de inercia de las bolas y la jaula, y el

rozamiento en el lubricante, pueden perjudicar las condiciones de rodadura de la disposición de rodamientos y pueden causar movimientos deslizantes dañinos entre las bolas y los caminos de rodadura.

Precarga de rodamientos.- Se refiere a una holgura de funcionamiento negativa, es decir, un apriete del rodamiento y sirve para asegurar la aplicación de una carga mínima sobre el rodamiento a fin de evitar que se dañe como consecuencia de efectos de deslizamiento. La precarga puede ser axial o radial.

Juego interno.- Es la distancia total que puede desplazarse uno de sus aros con relación al otro en dirección radial (juego radial) o en sentido axial (juego axial) ambos tipos de muestran en la Figura 3.6. El juego es de considerable importancia para el funcionamiento satisfactorio del rodamiento, en los de bolas, deberá ser casi nulo o incluso, puede ser conveniente una ligera precarga.

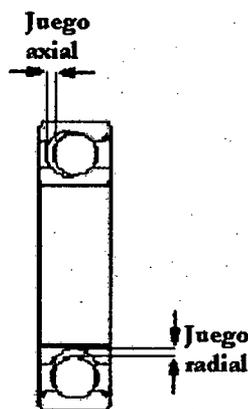


Figura 3.6 Juegos internos en un rodamiento [11].

Algunos otros factores que se llegan a tomar en cuenta a la hora de seleccionar un rodamiento son: el valor de rozamiento, tolerancias y los materiales usados para la construcción de cada uno los elementos principales del rodamiento.

3.2.3 Tipos de rodamientos

Los rodamientos se clasifican principalmente según la dirección en que actúe la carga, esto es, radiales y axiales. Sin embargo, esto no limita a un rodamiento radial a ser utilizado para cargas axiales; todo dependerá de la magnitud de la carga y la aplicación. Existen algunos tipos de rodamientos que son capaces de soportar cargas axiales y radiales, se les denomina rodamientos para cargas combinadas [10].

En general, los rodamientos de bolas se recomiendan para cargas de pequeñas a moderadas, mientras que los rodamientos de rodillos se recomiendan para grandes cargas [10]. A continuación se describen brevemente los tipos de rodamientos comúnmente utilizados en máquinas rotatorias [13]. Para mayor información de un tipo o marca en específico refiérase a los catálogos de los fabricantes tales como: SKF, NTN, URB, TIMKEN, NSK.

Rodamientos Radiales

Los rodamientos rígidos de una hilera (como el rodamiento SKF-6206 utilizado en este trabajo) y de doble hilera de bolas mostrados en la Figura 3.7, son los más utilizados por soportar cargas radiales considerablemente grandes. Además, son adecuados para altas velocidades, requieren poca atención en servicio y son de bajo costo. Estos tipos de rodamientos comúnmente se fabrican con placas de protección o placas de obturación de bajo rozamiento, los cuales impiden la entrada impurezas en los caminos de rodadura. No requieren ser lubricados y no deben ser calentados antes del montaje, ni se deben lavar por ningún motivo.



Figura 3.7 Rodamientos rígidos, a) de una hilera de bolas, b) con dos hileras de bolas [12].

En esta clasificación, también se encuentran los rodamientos de bolas a rótula de la Figura 3.8. Estos tienen dos hileras de bolas con un camino de rodadura esférico común en el aro exterior. Esta característica confiere al rodamiento la propiedad de ser autoalineable, lo que permite desviaciones angulares del eje con relación al soporte. Son por tanto, especialmente adecuados para aplicaciones en las cuales se pueden producir desalineaciones por errores de montaje o por flexión del eje.

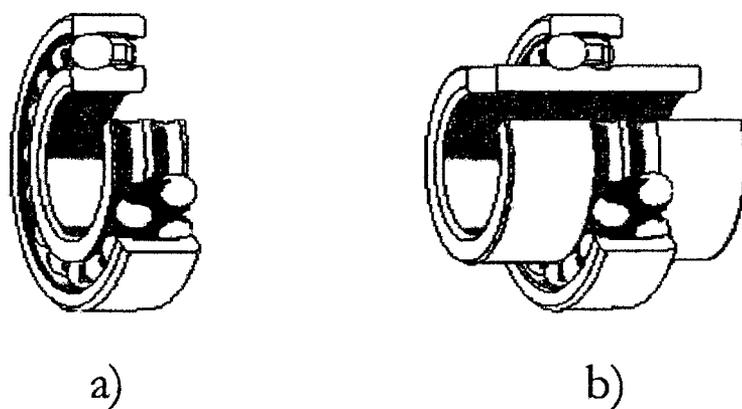


Figura 3.8 Rodamiento de bolas a rótula, a) Autoalineable, b) Autoalineable con anillo interior extendido [12].

Los rodamientos de contacto angular mostrados en la Figura 3.9 se utilizan para soportar cargas combinadas, Esto se debe a que tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados uno de otro en la dirección del eje del rodamiento.

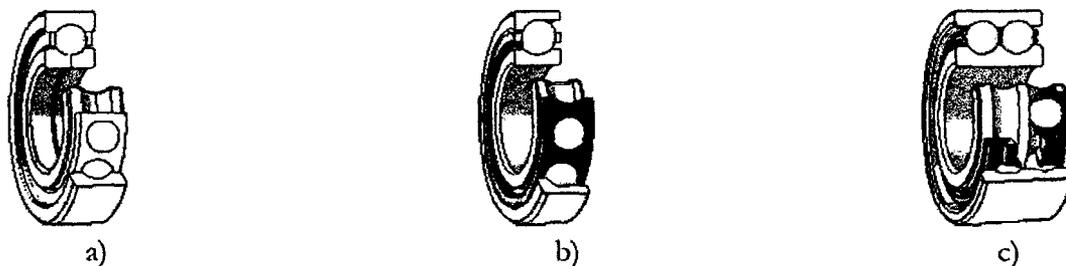


Figura 3.9 Rodamientos de bolas de contacto angular, a) con cuatro puntos de contacto, b) de alta precisión, c) de doble hilera-anillo interior de una pieza [12].

Para altas velocidades y grandes cargas radiales, se utilizan los rodamientos de rodillos cilíndricos, como los de la Figura 3.10. Estos encuentran su aplicación en máquinas herramientas y trenes de laminación. Su capacidad de absorber las desalineaciones angulares del aro interior con respecto al exterior está limitada a algunos minutos angulares.

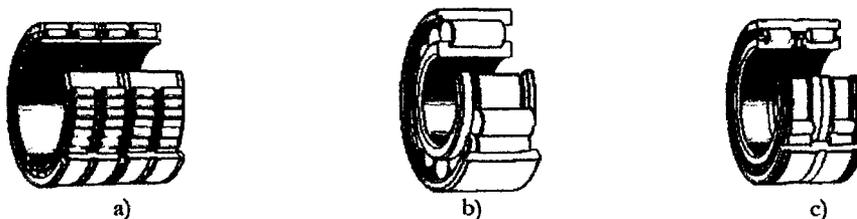


Figura 3.10 Rodamientos de rodillos cilíndricos, a) de cuatro hileras, b) de llenado completo de una hilera, c) de llenado completo de doble hilera [12].

Los rodamientos de aguja en la Figura 3.11, son rodamientos de rodillos cilíndricos cuyos rodillos se caracterizan por ser finos y largos en relación a su

diámetro, por lo que se les denomina “agujas”. A pesar de la sección transversal tan pequeña de estos rodamientos, tienen una gran capacidad de carga radial y por tanto, son particularmente adecuados para aquellas disposiciones en las que se tiene de un espacio radial limitado.

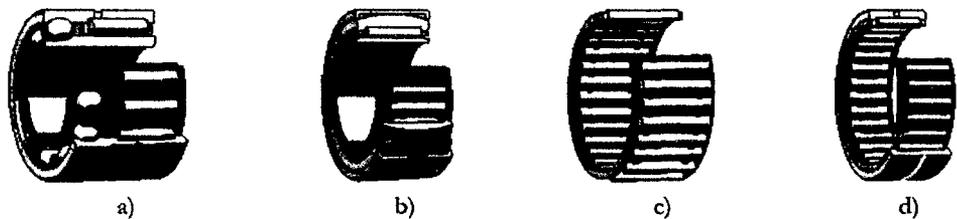


Figura 3.11 Rodamientos de agujas, a) de aguja combinado, b) de aguja autoalineable, c) ensamble de rodillos de aguja y su jaula, d) de agujas con pestaña [12].

Rodamientos Axiales

Existen dos tipos de rodamientos axiales, el de simple efecto y el de doble efecto. Ambos tipos no soportan cargas radiales. El rodamiento axial de bolas de simple efecto mostrado en la Figura 3.12a, solo permite fijar la flecha en un solo sentido, mientras que el rodamiento de bolas de doble efecto mostrado en la Figura 3.12b, permite fijar la flecha en ambos sentidos.



Figura 3.12 Rodamientos axiales de bolas, a) de simple efecto, b) de doble efecto [12].

Los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos como el de la Figura 3.13 son de simple efecto.

Estos son adecuados para disposiciones que tengan que soportar grandes cargas axiales y en las que se requiera insensibilidad a las cargas de choque, rigidez y un espacio axial mínimo. Se emplean principalmente cuando la capacidad de carga de los rodamientos axiales de bolas es inadecuada.

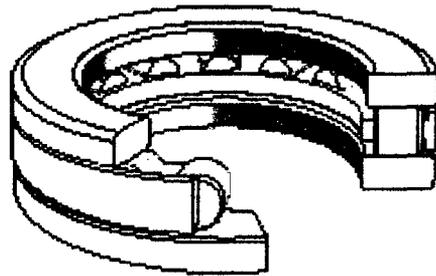


Figura 3.13 Rodamiento axial de rodillos cilíndricos [12].

Los rodamientos axiales de agujas de la Figura 3.14 son de simple efecto. Estos soportan grandes cargas axiales, son insensibles a las cargas de choque y proporcionan disposiciones rígidas de rodamientos que requieren un espacio axial mínimo. Para un mismo diámetro interior, los rodamientos de agujas requieren menor espacio axial comparado con un rodamiento de rodillos cilíndricos.

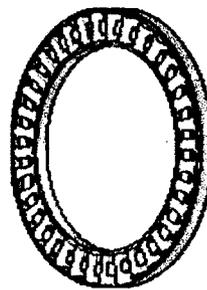


Figura 3.14 Rodamiento axial de agujas [12].

En los rodamientos axiales de rodillos a rótula de la Figura 3.15a, la carga se transmite de un camino de rodadura al otro formando un ángulo con el eje del rodamiento mostrado en la Figura 3.15b. Por consiguiente, a diferencia de todos los demás rodamientos axiales; los de rodillos a rótula son adecuados para absorber cargas radiales y axiales simultáneamente. Otra característica de estos rodamientos es su propiedad de autoalineación, lo cual los hace insensibles a las flexiones del eje y a los errores de alineación entre eje y alojamiento.

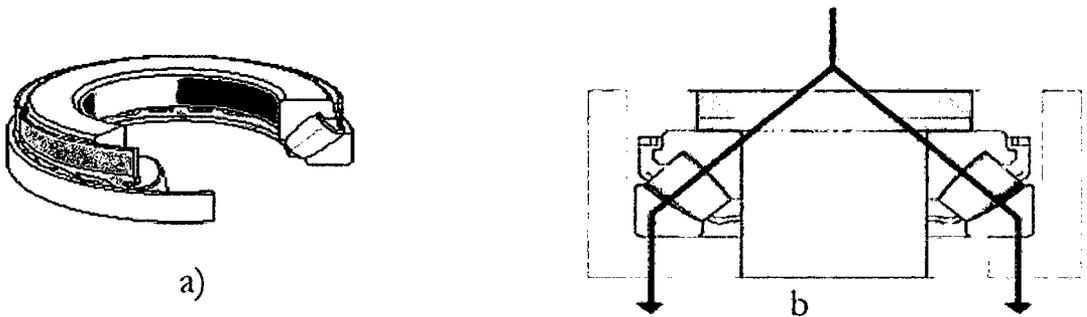


Figura 3.15 a) Rodamiento axial de rodillos a rótula, b) ángulo formado por la transmisión de la carga [12].

Rodamientos Tipo Y

Los rodamientos tipo Y, también llamados rodamientos insertables; son rodamientos rígidos de bolas, los cuales están sellados en ambas caras. Además, cuando son montados en alojamientos tipo Y, son capaces de compensar errores iniciales de alineación, pero, no permiten desplazamiento axial y por tanto no son adecuados como apoyos libres. Los rodamientos deben estar próximos entre sí, o bien montar los soportes en armazones de chapa flexibles para evitar que los rodamientos queden sometidos a esfuerzos, por ejemplo los que resultan por la dilatación térmica del eje. Sus

características especiales permiten su aplicación en maquinaria agrícola, equipos de construcción, máquinas textiles, ventiladores, etc. Existen cuatro métodos para localizar los rodamientos Y sobre el eje, los cuales pueden observarse en la figura 3.16.

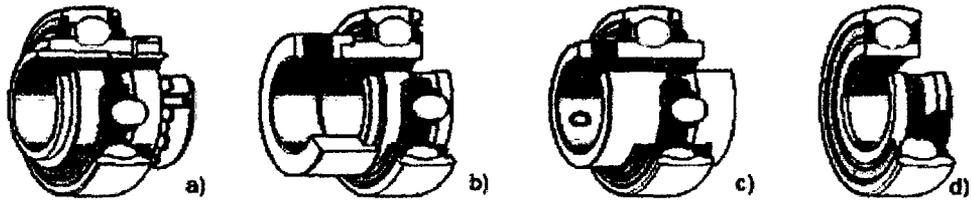


Figura 3.16 Rodamiento tipo Y, a) con manguito de fijación, b) con anillo de fijación excéntrico con prisionero, c) con prisioneros de fijación, d) con anillo interior normal [12].

3.2.4 Fallas comunes en rodamientos

Hay un número de mecanismos que pueden conducir a la falla del rodamiento, como lo son: daño mecánico, daño por grieta, daño por desgaste, deficiencia del lubricante y la corrosión. El manejo abusivo puede inducir muescas y abolladuras, que son especialmente dañinas cuando están localizadas en las pistas de los rodamientos. Cuando se presentan defectos en la superficie de la pista y condiciones de alta tensión impuestas sobre ella, la vida útil del rodamiento se reduce de una manera muy significativa. Una grieta en un componente del rodamiento puede comenzar por defecto de fabricación, inducidas por funcionamiento bajo sobrecarga o por fatiga. La muesca formada por la sobrecarga aplicada al elemento rodante en las pistas se llama brinelling.

Los rodamientos actúan como una fuente de ruido y vibración debida tanto a la variación de compliancia como a la presencia de defectos en ellos. Los defectos en los rodamientos se pueden clasificar como distribuidos y localizados. El hecho de que la

distribución de carga varíe sobre los elementos rodantes a medida que éstos giran sobre las pistas de rodadura hace que los rodamientos se comporten por sí mismos como generadores de vibraciones. Este comportamiento puede provenir tanto de rodamientos geoméricamente perfectos como de rodamientos con imperfecciones de manufactura, problemas de instalación, lubricación y condiciones ambientales inadecuadas o de algún otro factor que ayude a producir desgaste o fatiga.

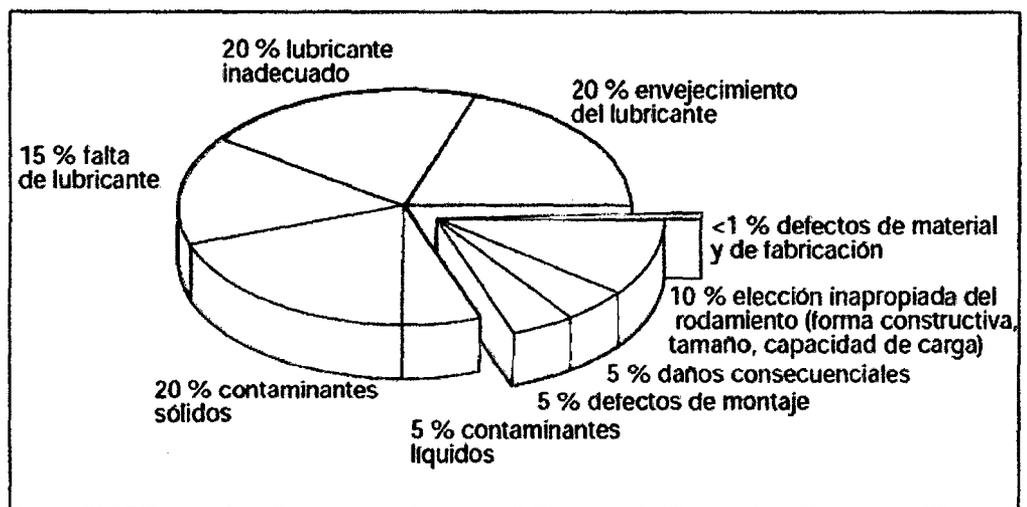


Figura 3.17 Causa de las fallas en rodamientos [15].

Defectos localizados

Son en general producidos por grietas, hendiduras, rebordes, resaltes, picaduras y descascaramiento. El más común de todos es la picadura de las pistas o de los elementos rodantes, causado cuando una grieta por fatiga originada subsuperficialmente se propaga hacia la superficie hasta que una pieza de metal se desprende superficialmente produciendo un pequeño defecto. La falla por fatiga superficial es acelerada cuando el rodamiento está sobrecargado o sometido a cargas de choque o

impacto durante su funcionamiento o instalación y también con el incremento de velocidad.

Defectos distribuidos

Dentro de éstos se encuentran: las rugosidades superficiales, ondulaciones sobre las pistas, desalineamiento de las pistas y elementos rodantes desiguales. Pueden ser causados por errores en la manufactura, inadecuada instalación o debidos al desgaste. Las vibraciones debidas a defectos de manufactura han resultado ser más bajas en la mayoría de los casos, que las debidas a defectos producidos por desgaste o fatiga. La variación de las fuerzas de contacto entre los elementos rodantes y las pistas causan un incremento en el nivel de vibración. Puesto que resulta difícil discernir cuando la vibración es causada por defectos localizados o distribuidos, es recomendable analizar tanto la frecuencia como la amplitud de las componentes espectrales relacionadas con la vibración.

3.2.5 Modos de falla en rodamientos

Daño en las superficies de rodadura:

Fatiga Superficial: Se desarrolla un agrietamiento en las superficies con posterior pérdida de material, el cual puede ser poco profundo (micro picado) o generar descascaramiento de áreas grandes y profundas (macro picado).



Figura 3.18 Casos de fatiga superficial [14].

Causas:

- Carga de servicio superior a la esperada o fuerza de apriete elevada (montaje).
- Montaje inadecuado que distorsione las pistas o genere desalineamiento.
- Gradientes de temperaturas que generen esfuerzos térmicos elevados.
- Consecuencia de la indentación, corrosión descarga eléctrica o ludimiento.
- Lubricante o lubricación inadecuada.

Descarga eléctrica: Por paso de corrientes eléctricas AC o DC a través del rodamiento se generan arcos eléctricos entre los elementos rodantes, las pistas y las jaulas, que erosionan las superficies debido a fusión a pequeña escala. Producto de los arcos se pueden generar patrones de estrías o cráteres profundos si la corriente es alta.

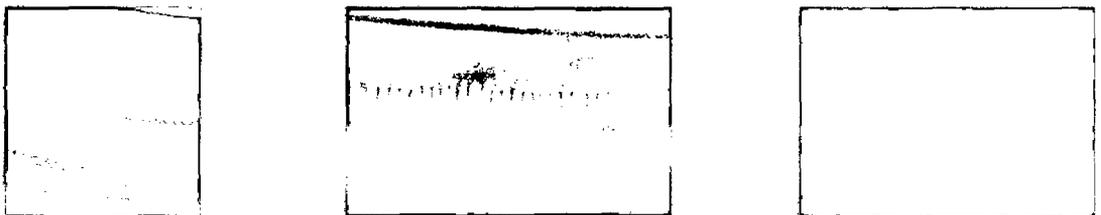


Figura 3.19 Casos de descarga eléctrica en rodamientos [14].

Causas:

- Problemas en el aislamiento eléctrico, contaminación del lubricante con líquidos o partículas conductoras o ausencia de polo a tierra en maquinaria que lo requiera.

- No usar rodamientos con aislamiento eléctrico cuando la aplicación lo requiere.
- Proceso de reparación inadecuado por soldadura de una máquina, que haga circular la corriente a través de los rodamientos (inapropiada ubicación de la pinza o masa).

Desgaste abrasivo: Se presenta en servicio la generación de un rayado abrasivo sobre las superficies de rodadura y también sobre las jaulas, indicando que se está perdiendo material por abrasión. Normalmente está acompañado por el proceso de indentación.



Figura 3.20. Desgaste abrasivo en rodamientos [14].

Causas:

- Contaminación del lubricante con partículas abrasivas provenientes del medio.
- Contaminación del lubricante con partículas metálicas provenientes de una zona desgastada.
- Problema en sellos o filtrado del sistema de lubricación.
- Montaje y/o mantenimiento inapropiado que permite el acceso de partículas al lubricante.

Desgaste adhesivo: Se presenta en servicio pérdida de material por contacto metal-metal entre las partes del rodamiento incluyendo las jaulas, producto de la pérdida parcial o total de la película del lubricante. Si la pérdida de lubricación es parcial las

zonas de contacto se pulen y si es total se eleva fuertemente la temperatura quemando el lubricante, oxidándose las partes o incluso fundiéndose.

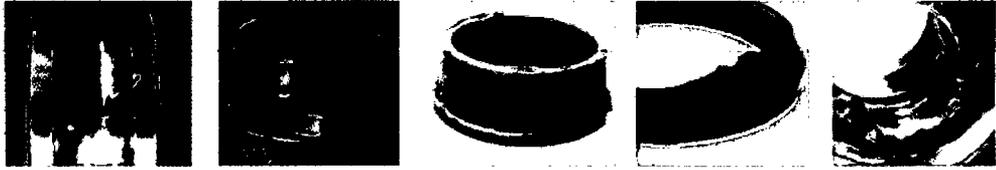


Figura 3.21.Desgaste adhesivo en rodamientos [14].

Causas:

- Lubricante inapropiado por baja viscosidad y/o bajo índice de viscosidad y/o falta de aditivos de extrema presión y/o temperatura de operación alta.
- Lubricación inapropiada por bajo caudal y/o bajo presión.
- Degradación del lubricante por sobre temperatura y/o contaminación con otros fluidos.

Sobre velocidad y/o sobre temperatura de operación.

Corrosión: Se genera ataque corrosivo sobre las superficies de rodadura o las jaulas, por la acción del lubricante o de otro fluido que entra en contacto con el rodamiento, generándose daño superficial y depósitos.



Figura 3.22. Corrosión en rodamientos [14].

Causas:

- Contaminación del lubricante con agua, otros lubricantes o fluidos de la máquina.
- Degradación del lubricante por tiempo o sobre temperatura.
- Mala selección del lubricante por ausencia o deficiencia de aditivos antioxidantes y antiherrumbre.
- Problemas en sellos del sistema de lubricación.
- Mal almacenamiento o manipulación.

Indentación: Se trata de generación de cráteres o hendiduras sobre la superficie de rodadura, producto de la deformación plástica derivada de fuerzas de contacto excesivas entre los elementos del rodamiento (macro indentaciones) y/o por presencia de partículas contaminantes entre ellos (micro indentaciones).

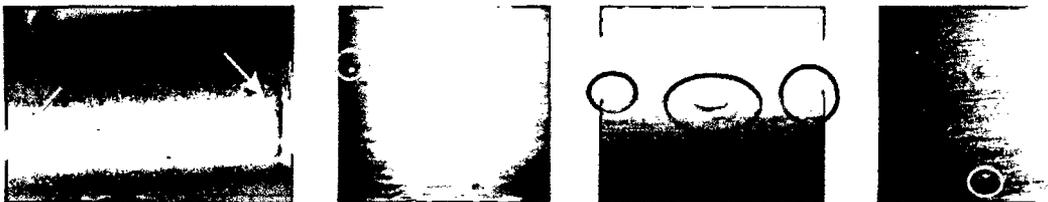


Figura 3.23. Indentación en rodamientos [14].

Causas:

- Contaminación del lubricante con partículas abrasivas provenientes del medio.
- Contaminación del lubricante con partículas metálicas provenientes de una zona desgastada.
- Problemas en sellos y/o filtrado del sistema de lubricación.

- Sobrecarga sobre el rodamiento especialmente por impactos durante operación o un mal montaje.
- Fuerza de apriete elevada (montaje).

Fractura: Las pistas o las jaulas presentan fractura o agrietamiento en montaje o servicio, llevando algunas veces a destrucción total del rodamiento.

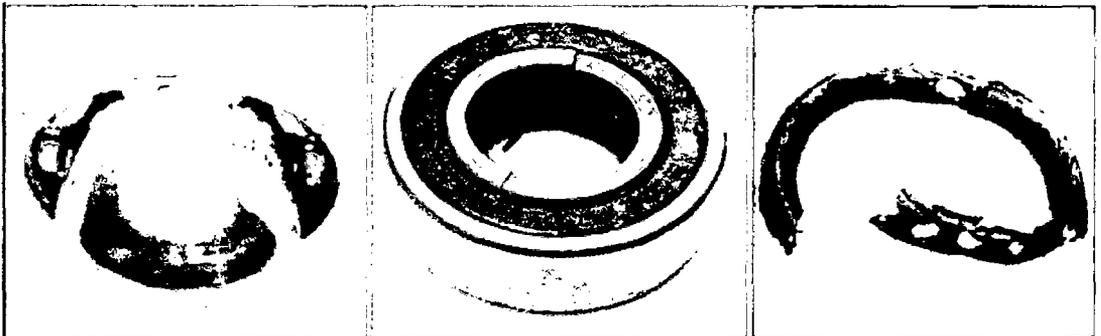


Figura 3.24. Fractura en rodamientos [14].

Causas:

- Montaje incorrecto con impactos o excesiva fuerza de apriete.
- Mala lubricación, carga excesiva o desgaste adhesivo.
- Excesiva velocidad y/o alta vibración (crítico para las jaulas).

Desalineamiento: Lubricante contaminado con partículas, consecuencias de picaduras e indentaciones, giro por ajuste muy holgado o mecanizado irregular de eje o alojamientos.

Ludimiento: Se presentan depósitos oscuros en las superficies de apoyo con el eje o su alojamiento, indicando que en servicios se dieron pequeños movimientos oscilantes entre las partes (desgaste y/o oxidación).



Figura 3.25 Ludimientos en rodamientos [14].

Causas:

- Selección de ajuste muy holgado.
- Mecanizado irregular de eje o alojamiento, que no genera presión uniforme.
- Carga elevada o alto estado vibratoria de la máquina.
- Deflexiones excesivas de eje o alojamientos en servicio.

Factor de riesgo

Rodadura irregular: El rodamiento presenta un camino oblicuo de rodadura de sus elementos rodantes sobre las pistas.



Figura 3.26. Rodadura irregular [14]

Causas:

- Desalineamiento o mal montaje, diseños incorrectos que dejan rodamientos muy juntos o demasiados separados sobre un mismo eje, orientación anormal de las cargas en servicio, deflexiones excesivas de eje o alojamientos en servicio.

3.2.6 Frecuencia característica de fallas

Cuando una superficie con defecto en el rodamiento entra en contacto con otra superficie es provocado un choque e ese choque produce un impulso que excita resonancias en el rodamiento y en la máquina. Estos impulsos irán ocurrir periódicamente con una frecuencia que es determinada, únicamente, por la localización del defecto, siendo el en pista interna, pista externa o el elemento rodante [6]. Por ejemplo supongamos la existencia de una cavidad en la pista interna de un rodamiento, el paso de un elemento rodante sobre ese defecto, como muestra la Figura 3.27(a), genera una señal de aceleración análogo al presentado en la Figura 3.27(b), donde un pulso en forma de onda con amplitud R y duración L representa la entrada e la salida de la esfera de la cavidad. Ese pulso será repetido a cada periodo P debido a pasaje de cada esfera.

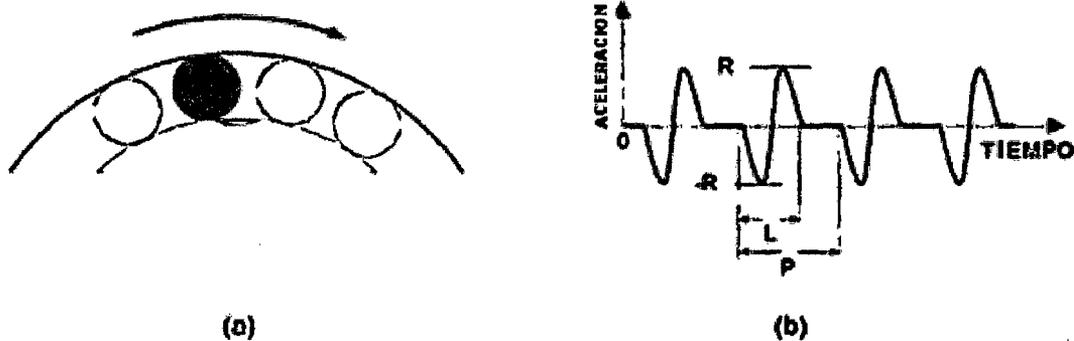


Figura 3.27 Paso del elemento rodante sobre el defecto y b) Señal de aceleración generado [15].

Estos impulsos irán a ocurrir periódicamente con un frecuencia que es determinada, únicamente, por la localización del defecto, siendo el en la pista interna, en la pista externa, la jaula o en el elemento rodante (esferas).

Señales de vibración típicos de un rodamiento con fallas en los diferentes componentes es mostrada en la Figura 3.28, considerando el caso de una pista externa estacionaria e carga vertical unidireccional.

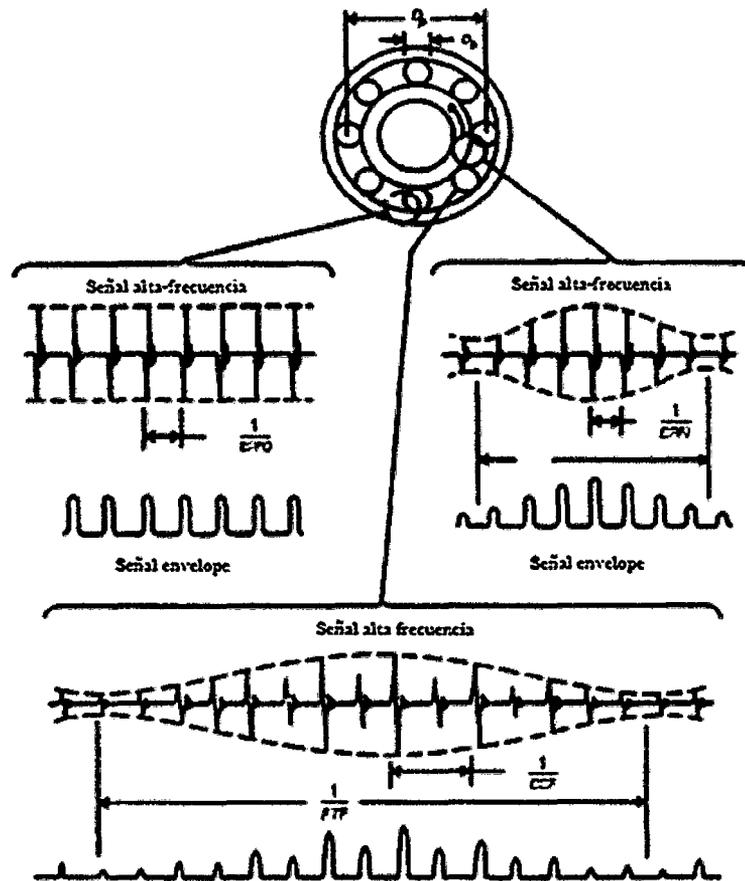


Figura 3.28. Típico señal de vibración generado por fallas en los rodamiento (pista externa estacionaria) BPFO = Frecuencia de paso de los elementos rodantes por la pista externa; BPFI = Frecuencia de paso de los elementos rodantes por la pista interior; FTF = Frecuencia fundamental del tren de elementos; Frecuencia de giro de los elementos rodantes sobre su eje [15].

Los impulsos serán generado periódicamente y sus características dependerán de la localización del defecto (pista interna, externa, jaula o en las esferas) y de la posición de la zona de carga. Ellos excitan resonancias en el rodamiento y en la máquina.

Para una carga vertical unidireccional y una pista externa estacionaria (la dirección de la carga es fija con relación a la pista externa), tal como indica en la Figura 2.28 una falla en la pista externa seria localizada en la zona de carga, originando una serie de respuestas de impulso uniformes. La tasa de generación de impulsos he llamado de

“frecuencia de pasaje de las esferas por la pista externa” (BPFO es presentado en la ecuación 3).

Las amplitudes de las fallas en el elemento rodante y en la pista interna varían en cuanto pasan a través de la zona de carga. Esto tiene el efecto de modulación de tren de impulsos tanto por la velocidad de la jaula (falla en el elemento rodante) cuanto por la rotación del eje (falla en la pista interna) [15].

Una falla en la pista interna pasa a través de la zona de carga a la velocidad de rotación del eje, y una serie de respuestas de impulso de “frecuencias de paso de las esferas por la pista interna” (BPFI, la ecuación (2)) (pista externa fija) es modulada por esa frecuencia.

Una falla en el elemento rodante pasa a través de la zona de carga a la velocidad de la jaula conocida como “frecuencia característica de jaula” o FTF (ecuación 4), (pista externa fija) e una serie de respuestas de impulso son moduladas con esa frecuencia. En este caso llamada “frecuencia de giro de las esferas” (BSF) es la frecuencia con que la falla en la esfera atinge la misma pista, como el rodamiento posee dos pistas, existen normalmente dos pulsos por rotación de la esfera, que no son necesariamente idénticos, de modo que la frecuencia fundamental es todavía BSF (ecuación 5).

Las ecuaciones (2-5) [15] abajo son utilizadas para calcular las frecuencias teóricas de fallas de un rodamiento de esferas con pista externa estacionaria:

Frecuencia característica de falla en la pista interna (BPFI)

$$f_{BPFI} = \frac{n_b f_{interna} \left(1 + \frac{D_b}{D_p} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (2)$$

Frecuencia característica de falla en la pista externa (BPFO)

$$f_{BPFO} = \frac{n_b f_{interna} \left(1 - \frac{D_b}{D_p} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (3)$$

Frecuencia característica de falla en la jaula (FTF) relativa a la pista externa

$$f_{FTF} = \frac{f_{interna} \left(1 - \frac{D_b}{D_p} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (4)$$

Frecuencia característica de falla en las esferas (BSF) en torno de su eje

$$f_{BSF} = \frac{f_{interna} D_p}{2 D_b} \left(1 - \left(\frac{D_b}{D_p} \cos(\alpha)\right)^2\right) \quad (5)$$

3.3 Técnicas de análisis de vibración

3.3.1 Análisis en el Dominio del Tiempo

El sensor también capta ecos, ruido y señales provenientes de otras fuentes de vibración. Las combinaciones de todos estos factores pueden enmascarar completamente el espectro de vibración, tornándose necesaria la utilización de técnicas de análisis de señales más sofisticadas para que la fuente de vibración pueda ser identificada. Dentro de estas técnicas, las *Técnicas de Análisis en el dominio del tiempo* TADT se destacan debido a las características de periodicidad de los defectos comúnmente encontrado en máquinas y equipamientos.

Se puede hacer un análisis simplificado de las características de vibraciones captadas por el sensor vía técnicas de TADT en el dominio del tiempo usadas:

1. La existencia de falla puntual ocasiona, por un corto periodo de tiempo, un aumento de los niveles de vibración global. Estos niveles de vibraciones son observadas en el cálculo de kurtosis.
2. Debido a las características de transmisión del sistema y periodicidad de la falla, la señal captado por el sensor es modulado por la respuesta impulsiva del sistema. La señal compuesta puede ser demodulado vía transformada de Hilbert o análisis Cepstral.
3. Debido a la complejidad del sistema mecánico, la señal resultante es caracterizado por un nivel de ruido normalmente elevado. La influencia del ruido puede ser reducida tornándose medias en el dominio del tiempo.

Las señales de vibración pueden ser analizadas en el dominio del tiempo y este tipo de análisis pueden proporcionar información valiosa. Una de las ventajas de este tipo de análisis es su simplicidad, ya que considera los valores (en la faja de frecuencia de 10 Hz a 10 kHz). Es igualmente útil en los fenómenos no estacionarios y pulsos muy cortos (fenómenos transcientes), los cuales interesa en la detección de fallas incipientes en los rodamientos. Se pueden usar estimaciones estadísticas, para experimentar alguna variación en relación a los valores de referencias (valores medidos en operaciones normales) para alertar síntomas de anomalías en el sistema.

La mediación y el análisis de señales de vibración en un sistema posibilitan la identificación de fallas antes que el rodamiento sea dañado. El análisis de la señal de vibración puede ser realizada a través de diversas técnicas que indican el nivel de vibración de la máquina por la amplitud de la señal y el componente que presenta falla a partir de las características de frecuencia.

Todas las máquinas en funcionamiento producen vibraciones que, con el tiempo, sufren un proceso de degradación, provocado por la modificación de la distribución de energía vibratoria del conjunto de los elementos que constituyen la máquina. Observando la evolución del nivel de las vibraciones, es posible obtener informaciones sobre el estado de la máquina.

Estadísticas – dominio del tiempo

Las características descritas en seguida, comprenden un conjunto de estimaciones estadísticas que son relatadas en la literatura y consideradas como las mejores características, debido a la simplicidad de su cálculo e interpretación. Para cálculo estadístico se asume que durante la adquisición de la señal de vibración es transmitida a partir de un tiempo continuo t para un tiempo discreto n , que es infinito $n \in \mathbb{R}$.

Medición de valores globales

La medición de valores globales de vibración es la forma más simple para cuantificar la condición mecánica de los rodamientos. Entre los valores globales que son usados esta la medición del valor cuadrático medio RMS, valor pico, factor cresta, kurtosis. En la Figura 3.29 indica algunos de los valores medidos en una señal senoidal. La amplitud de vibración es la característica que describe la severidad de la misma, pudiendo ser cuantificada de diversas maneras.

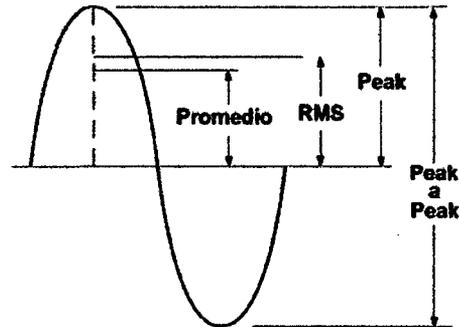


Figura 3.29 - Valores globais para um sinal senoidal [16]

La medición del valor global de vibración (overall) es una técnica de grande aceptación y ampliamente utilizada para una primera evaluación del estado del equipamiento [16]. El medidor de vibración tipo lápiz (vibration pen) es uno de los instrumentos más simples de medición. La técnica consiste en medir el valor de la vibración dentro de una faja de frecuencias, normalmente de 10 a 10000 Hz que genera un valor que representa el valor global de la lectura dentro de esta faja. Este proceso puede ser realizado convirtiendo la señal AC proveniente del sensor de vibración en una señal DC equivalente. En este caso la señal DC equivalente corresponderá a la medición de vibración global.

El valor global de vibración en la faja de frecuencias entre 10 a 1000 Hz es típicamente usado para la evaluación de problemas como desbalanceamiento y desalineamiento [16]. Su grande aceptación se debe a su simplicidad y facilidad de interpretación además del hecho de permitir una previa evaluación de severidad de la vibración. El acompañamiento del valor global de vibración a lo largo del tiempo constituye el análisis de tendencia de vibración. Este parámetro es muy empleado en protección de máquinas, mediante el establecimiento de niveles aceptables, peligrosos y

críticos para la operación del equipamiento. Comúnmente las normas se reportan a los parámetros de vibración medidos en nivel global de vibración.

Valor Medio (MV ó T1 - Mean Value)

El valor medio es el primer momento estadístico. Con este valor se identifica el punto medio de la señal, pero es bastante sensible a interferencias o valores atípicos que se obtienen en la adquisición de la señal. El valor medio se define como la suma de todas las amplitudes de la señal $x(n)$, entre la longitud de la señal N .

$$T_1 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x(n))}{N}} \quad (6)$$

Desviación estandar (STD ó T2 - Standard Deviation)

Es el segundo momento estadístico de la señal y permite cuantificar el nivel de variabilidad y dispersión que presentan las amplitudes con respecto a T_1 .

$$T_2 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x(n) - T_1)^2}{N - 1}} \quad (7)$$

Raíz media cuadrática (RMS ou T3 – Root Mean Square)

El valor RMS (sigla en inglés) de una señal de vibración es una característica que mide el contenido de potencia de la vibración. Esta característica es muy efectiva en la detección de desbalanceamiento en máquinas rotativas. La aproximación más básica para medir defectos en el dominio del tiempo es utilizar la aproximación RMS, pero no es suficiente sensible para detectar fallas incipientes en particular [16].

El valor RMS es una de las medidas más importantes de la amplitud, porque considera tanto la cronología de la onda como el valor de la amplitud que está ligado con la energía contenida en la onda e consecuentemente indica el poder destructivo de la vibración.

$$T3 = x_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x(i))^2}{N}} \quad (8)$$

El valor RMS es una medida del nivel de vibración en el rodamiento. Este valor debe ser medido considerando una faja de banda, por ejemplo de 10 Hz a 10 kHz (debe ser considerada esta faja cuando se usa una tarjeta A/D), otros autores recomiendan una banda poco más estrecha de 1–10 kHz. [16]. En seguida el valor medido es comparado con los patrones de referencia establecidos para rodamientos saludables, esto es conocido como una medida de severidad. Además de eso se puede ver las tendencias e hacer mediciones periódicas y estimar el estado del rodamiento, la desventaja es que la vibración global tiende a aumentar en las etapas finales de falla en el rodamiento. Por tanto no es un buen indicador para la detección precoz de fallas, además de eso, existen condiciones de vibración que pueden ser elevadas y que todavía el rodamiento este en buenas condiciones.

En máquinas nuevas el nivel de vibración generalmente es muy alto, pues las piezas mecánicas todavía no atingen su estatus de uso normal de modo que este valor debe ser usado como referencia en máquinas secundarias y complementarias con otros

análisis en máquinas críticas. Finalmente este valor es sensible a las variaciones de carga.

El nivel RMS de una señal armónica es igual al nivel de pico dividido por la raíz cuadrada de 2 ($\cong 1,4142$). Como la amplitud del espectro en frecuencia en una determinada frecuencia f , es igual al nivel medio cuadrático de la frecuencia que compone la señal, se puede concluir que la suma de las amplitudes del espectro de frecuencia están directamente relacionados con la energía de la señal en función de la frecuencia (Teorema de Parseval).

La Figura 3.30 muestra como cuantificar una señal utilizando su espectro. El valor de amplitud para la frecuencia de 0 Hz es igual al nivel medio de la señal. Ya el área sobre la curva $x^2(f)$ está directamente relacionado con la energía total de la señal, siendo relacionado con el nivel RMS por la ecuación T3.

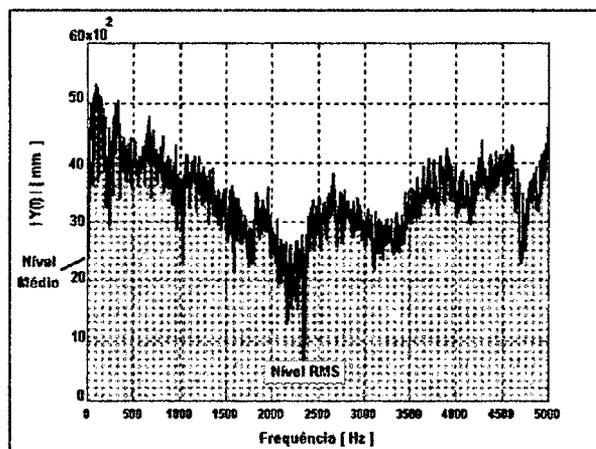


Figura 3.30 Cuantificación de la vibración en el espectro de la frecuencia [17].

De acuerdo con OSORIO [15], es medido el valor eficaz o valor RMS de la señal, enviado por el sensor que monitorea la vibración. El análisis es realizado

periódicamente para que el comportamiento del equipamiento pueda ser evaluado a lo largo de su utilización.

Esta técnica no indica el tipo de falla que el equipamiento se presenta, solamente señala que existe un problema a ser investigado.

El análisis en esta técnica es hecha a través de curvas de tendencia, que direccionan las conclusiones básicas de funcionamiento normal, estado de atención y reparo. La Figura 3.31 representa un ejemplo de este tipo de curva para análisis de nivel global.

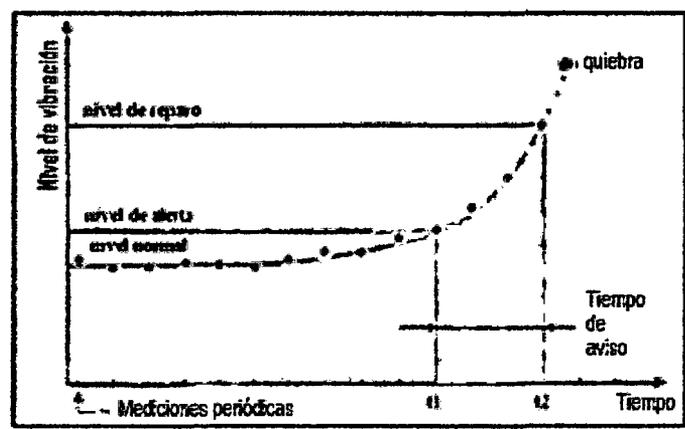


Figura 3.31 Curva de tendencias [18].

Valor pico (VP ou T4 - Peak value)

Particularmente útil para el monitoreo del cambio en la cantidad de impulsividad, posiblemente debido al incremento de daño ocasionado por impulsos. Esta característica no es 100% confiable, ya que existen otros efectos que pueden incrementar el nivel pico de la señal, como movimientos bruscos del sensor o interferencias cercanas [19].

$$T4 = x_{peak} = \max(x_i) \text{ para } i = 1 \dots N \quad (9)$$

El valor pico es importante porque indica el valor máximo de la onda, una cantidad importante para definir, por ejemplo, cuando una pieza de la maquina atinge valores críticos cuando hay consideraciones de tensiones máximas o de holguras mecánicas.

Es usado para indicar niveles máximos de señales transientes (de corta duración). Por eso, los valores de pico solo indican el nivel máximo que ocurre, sin contar a la cronología de la onda.

Kurtosis (T5)

La kurtosis es definida como el cuarto momento de la distribución y mide los picos o valles relativos de la distribución comparada a una distribución normal (e.g. número y amplitud de picos presentes en la señal). Provee una medida del tamaño de las colas de la distribución y es usada como un indicador de picos mayores en el conjunto de datos [18]. Esta característica tiene la ventaja mayor de que el valor calculado es independiente de las variaciones de carga y velocidad [19].

La kurtosis es un parámetro que describe la forma de una distribución aleatoria de la probabilidad de una variable. Considere las dos funciones de densidad de la probabilidad conforme la Figura 3.32. Estos gráficos ilustran la noción de kurtosis. El grafico de la derecha tiene un Kurtosis mayor que el de la izquierda, pues el pico está más al centro y son más elevadas.



Figura 3.32 Ilustración de Kurtosis [18].

La kurtosis es definida como:

$$TS = \gamma_4 = \frac{\sum_{i=1}^N (x(i) - TI)^2}{(N - 1) \cdot T2^4} \quad (10)$$

Kurtosis es un parámetro estadístico propuesto por algunos autores como un parámetro de detección de fallas incipientes en rodamientos [16], que enfatiza aumento de peak (impactos) de una señal en el tiempo. Ella está relacionada con la distribución de probabilidad, pues es un momento estadístico y se percibe cuan alejado esta de una distribución normal con la misma desviación estándar. Este fue desarrollado para la detección de fallas en rodamientos e engranajes por The British Steel Corporation en 1978 [17].

Muchos señales aleatorios poseen un comportamiento que describen con bastante aproximación la función de distribución de Gauss, o distribución Normal [18]. Según los autores, las rugosidades de las superficies en buenas condiciones también poseen este tipo de comportamiento, ósea, la distribución de las alturas sigue el padrón de distribución definida por la función normal. La Figura 3.33 ilustra el comportamiento de la kurtosis con la evolución del desgaste en los rodamientos.

Y es considerado como un compromiso de medición, lo que penaliza los niveles bajos e favorece lo niveles máximos, también es un valor insensible a las alteración de carga. Así mismo, se ha demostrado que el valor de kurtosis superior a 3 (que es

considerado como principio de fallas en rodamientos [17]) pueden ser obtenidos apenas si el señal fuera de tipo impulsivo, esta característica no es cumplido para ciertos tipos de fallas como de las pistas rayadas, lo que genera un impulso más uniforme, finalmente con este estimado ocurre lo mismo que con el factor de cresta, la medida que la falla evalúe tiende a disminuir.

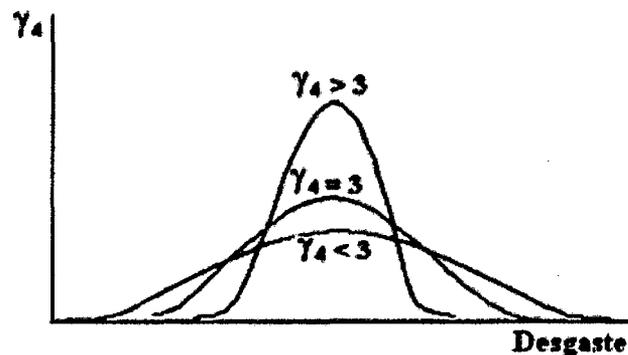


Figura 3.33 Comportamiento de la kurtosis con la evolución del desgaste en rodamientos [19].

Kurtosis de una distribución normal es igual a 3. Valores de kurtosis mayores que 3, indica el inicio de una falla puntual. Con el crecimiento de la falla el valor de la kurtosis tiende a disminuir, en cuanto el valor RMS aumenta.

Asimetría (T6 - Skewness)

El tercer momento estadístico normalizado puede ser tan efectivo como la kurtosis si los datos son rectificadas inicialmente. La ventaja de este momento sobre el valor de kurtosis tradicional es su menor susceptibilidad a vibraciones espurias, la cual es considerada uno de los inconvenientes de los momentos estadísticos de alto orden. La sensibilidad de este momento al cambio de carga y velocidad es menor que la de la kurtosis.

$$T6 = \frac{\sum_{i=1}^N (x(i) - T1)^3}{(N - 1) \cdot T2^3} \quad (11)$$

Factor cresta (FC ou T7 – Crest Factor)

La aproximación más simple para la medición de defectos en el dominio del tiempo es usando la aproximación RMS. Sin embargo, el nivel RMS no muestra cambios apreciables en etapas tempranas de daño en engranes y rodamientos [19]. Una mejor medida es usar el CF, el cual es definido como el ratio del MPP de la señal de entrada al nivel RMS. Por lo tanto, los picos en las series de tiempo darán como resultado un incremento en el CF. Para operaciones normales, el CF puede estar entre 2 y 6. Un valor superior a 6 es usualmente asociado con problemas en la maquinaria. Esta característica es usada para detectar cambios en el patrón de la señal debido a fuentes de vibración impulsivas como un diente roto en un engranaje o un defecto en la pista externa de un rodamiento. El CF no es considerado una técnica muy sensible. Así el CF es:

$$T7 = \frac{T4}{T3} = \frac{VP}{RMS} \quad (12)$$

El factor de cresta (FC) lleva en consideración la variación del pico e del valor RMS, en que la relación entra ambos tiene el comportamiento mostrado en la Figura 3.35, con la evolución del desgaste de rodamientos [20]. Para un rodamiento nuevo y sin defecto, la diferencia entre el valor de pico e el nivel RMS es de aproximadamente 3 dB ($20\log_{10}(\text{Nivel Pico}/\text{Nivel_RMS})$). Con el surgimiento de un defecto y su aumento progresivo, esta diferencia va aumentando hasta atngir un valor de aproximadamente 18 dB, cuando en función del desgaste generalizado del rodamiento, la diferencia entra

los niveles comienza a disminuir nuevamente. Estadísticamente se demuestra que cuando esta diferencia disminuye para 3 dB, el rodamiento deberá ser cambiado lo más rápido posible para evitar una quiebra imprevista. Lo que fue mencionado puede ser visualizado en la Figura 3.35, que muestra la incursión del factor de cresta con el desgaste del rodamiento.

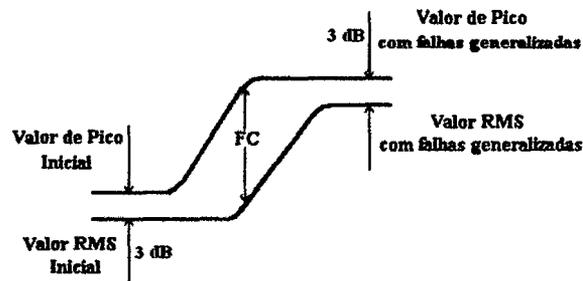


Figura 3.34 Variación de los valores de Pico y RMS con el desgaste progresivo de rodamientos [19].

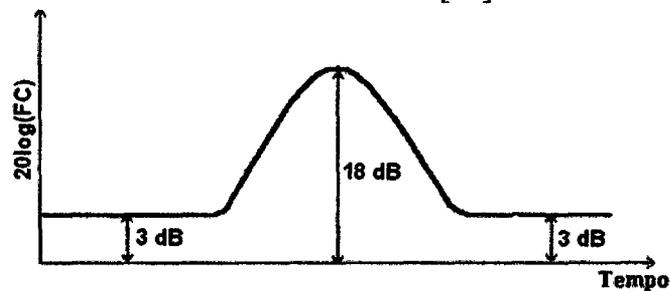


Figura 3.35 Comportamiento do Factor de Cresta en el tiempo.

Estudios realizados por especialistas [20] demuestran que este parámetro usualmente aumenta de forma considerable las fallas incipiente, y en seguida disminuye debido al aumento gradual del valor RMS.

Factor de forma (SF ou T8- Shape Factor)

El SF es el valor normalizado del nivel RMS mediante la media de la magnitud de la señal. Este parámetro permite centralizar el valor RMS para reducir la imprecisión ocasionada por problemas en la adquisición.

$$T8 = \frac{RMS}{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N |x(i)|} \quad (13)$$

Fator K

$$K = x_{peak} \cdot x_{RMS} \quad (14)$$

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 [21].

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 más conocidos en vibraciones sobre descriptores útiles se consideran innecesarios, ya que entregan información redundante con respecto a los presentados, ver por ejemplo referencia [21].

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 cuál 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.

Vale recordar que para un rodamiento en buenas condiciones, su señal de vibración que es emitida es de naturaleza aleatoria y su comportamiento tiende a la distribución normal ($\gamma_4 \approx 3$). Con el apareamiento de una falla puntual, el valor de kurtosis aumenta significativamente e con la evolución de la misma, como en el caso del factor de cresta, su valor vuelve a disminuir. Para compensar esta disminución de definido el factor K (ecuación de K), donde el valor de la kurtosis es multiplicado por el valor RMS de la señal, lo cual es siempre creciente con la evolución del defecto [22].

$$K = \text{RMS} \cdot \gamma_4 \quad (15)$$

Un parámetro estadístico que puede ser utilizado para ofrecer informaciones sobre el estado del rodamiento es el momento centra de sexta orden γ_6 .

$$\gamma_6 = \frac{\mu^6}{\sigma^6} \quad (16)$$

El valor global de vibración es frecuentemente denominado de nivel de vibración. El proceso de monitoreo de los niveles de vibración y sus variaciones se denomina análisis de tendencias. Esta metodología es muy empleada para acompañar la evolución de la vibración y en la decisión del momento de intervención (manutención) en el equipamiento.

Entre tanto, mediante el análisis del valor global de vibración, aisladamente no es posible saber cuál es la causa de la vibración, el mecanismo de falla y las frecuencias predominantes en la señal de vibración. La llave para el éxito del análisis de tendencia consiste en saber cuánta fluctuación del nivel de vibración es tolerable para un equipamiento. Un método de obtener esa información es mediante el análisis estadístico de las variaciones para cada máquina, estableciendo entonces una base para los límites de fluctuación.

Así siendo, alteraciones significativas del nivel de vibración, constituyen el indicativo de un problema en desenvolvimiento y de alteraciones en las condiciones operacionales [23].

La tasa de variación del nivel de vibración es una buena indicación de severidad del problema.

De esta forma el monitoreo del nivel de vibración constituye una herramienta muy útil en el análisis de máquinas, a pesar de sus limitaciones. Su gran ventaja reside en la simplicidad de su aplicación y en su capacidad de informar la severidad de la vibración, permitiendo así establecer niveles confiables de alarma para protección de equipamientos monitoreados.

3.3.2 Análisis en 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 [23], y se conocen las frecuencias de falla para cada uno de los elementos del rodamiento. 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 y leakage:

Aliasing

De acuerdo con el teorema de Shannon la frecuencia de muestreo, f_s , debe ser en mínimo el doble de la máxima frecuencia presente en la señal. Cuando este criterio es violado ocurre el fenómeno denominado *aliasing*. La Figura 3.36 muestra el muestreo adecuado, en cual, la señal esta adecuadamente representada. La Figura 2.36 es un

muestreo inadecuado, en cual, la señal de alta frecuencia (real) puede ser computado como una señal de baja frecuencia.



Figura 3.36 Muestreo adecuado.

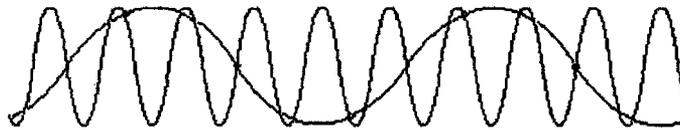


Figura 3.37 Muestreo inadecuado (aliasing).

Cuando el criterio de Nyquist es violado, componentes de frecuencias encima de la mitad de la frecuencia de muestreo aparecen como componentes de frecuencia debajo de la mitad de la frecuencia de muestreo, resultando en una representación errónea de la señal [24].

Si un componente de frecuencia F_0 fuera tal que:

$$\frac{F_s}{2} < F_0 < F_s$$

Entonces aparece una frecuencia de $(F_s - F_0)$.

La Figura 2.38 muestra ejemplo en que , una señal de frecuencia de 15 Hz es obtenido a una tasa de adquisición de 17 Hz. Conforme esperado la señal reconstruido exhibirá una frecuencia de 2 Hz, conforme puede ser observado en la Figura 2.39.

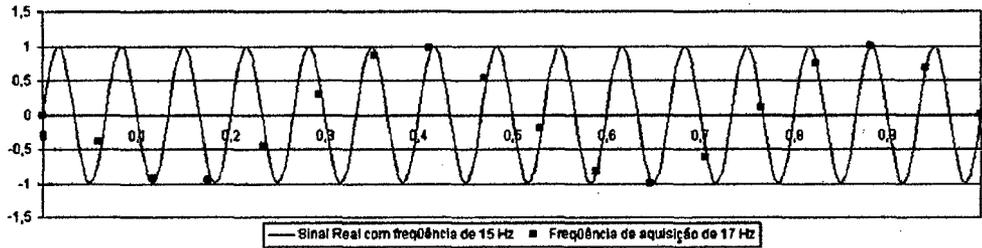


Figura 3.38 Señal con frecuencia de 15 Hz con muestreo de 17 Hz.

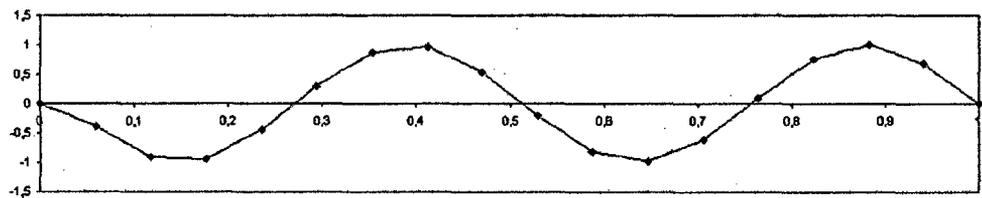


Figura 3.39. Señal reconstruida con una frecuencia de 2 Hz.

La figura 2.40 muestra una FFT de una señal compuesto por frecuencias de 25, 70, 160 y 510 Hz que fueron muestreados a 100 Hz. Se nota la presencia de falsas frecuencias de 10, 30 y 40 Hz debido al aliasing.

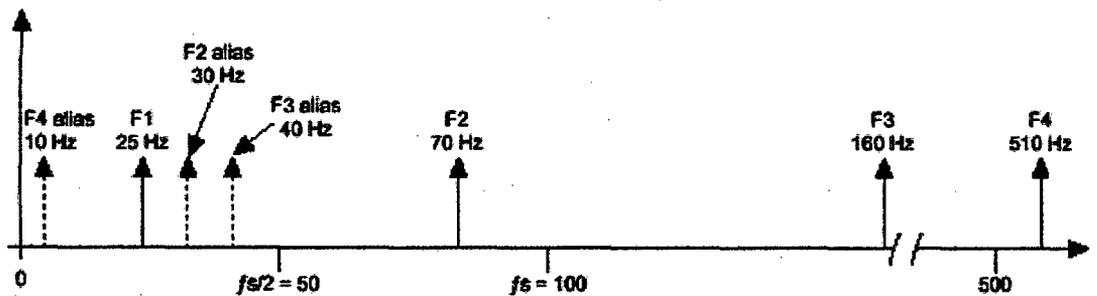


Figura 3.40 Aliasing [24].

Cuando ese fenómeno ocurre, el resultado del procesamiento de los datos puede exhibir frecuencias menores que las reales. El aliasing puede también provocar la

distorsión de la amplitud de la señal. Un recurso utilizado para minimizar el aliasing está en el empleo de un filtro anti-aliasing.

Como la mayoría de las señales reales no es limitada en frecuencia, pudiendo fácilmente contener componentes con frecuencias mayores que las de interés, incluido ruido, siendo necesario realiza un pre-filtraje analógica antes del muestreo por el conversor A/D.

El filtro pasa-baja, conocido como filtro *anti-aliasing*, sirve para remover la parte indeseada del espectro de la señal que podría corromper la señal convertida. Un filtro pasa-baja permite el pasaje de frecuencias bajas e rechazando las frecuencias altas.

Janelamento e Leakage

El muestreo de la señal se obtiene solamente una grabación finita de la señal. Consecuentemente se obtiene una forma de onda truncada que posee características similares a la señal original. Esa discontinuidad genera una pérdida de información en relación al espectro original.

El algoritmo FFT asume que el registro de onda colectado (forma de onda colectada) se repite indefinidamente en el tiempo y que las señales contenidos en ese registro son intervalos periódicos que corresponden al cumplimiento del registro. Cuando el registro de onda no contienen un numero entero de periodo ocurre el fenómeno de spectral leakage (“fuga espectral”) Esto ocurre porque la frecuencia de adquisición no siempre es capaz de contener un numero entero de ciclos o mismo debido a la presencia de transiente y ruidos.

El spectral leakage distorsiona las lecturas de modo que la energía de los componentes de frecuencia es propagada en otras frecuencias. A fin de minimizar este

problema se puede emplear una función de ventaneo que minimiza los márgenes de transición en formas de onda truncadas reduciendo así la pérdida espectral.

Aplicar una ventana a una señal en el dominio del tiempo es equivalente a multiplicar la señal por la función que representa la ventana. De esta forma el ventaneo es aplicado a una señal $s(t)$ generando una nueva señal $sw(t)$ mediante la siguiente expresión:

$$s_w(t) = s(t)w(t) \quad (17)$$

Donde $s(t)$ corresponde a la señal, y $w(t)$ la función de ventaneo.

Visto que la multiplicación en el dominio del tiempo equivale a una convolución en el dominio de la frecuencia. El espectro de una señal ventaneada corresponde a convolución del espectro de la señal original con el espectro de la ventana [24]. En virtud de eso el ventaneo modifica la forma de la señal tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia.

La resolución de frecuencia también es afectada por la forma del filtro (ventaneo) empleado. A seguir los principales filtros utilizados en el procesamiento digital son abordados.

Ventana Rectangular (Uniforme)

La ventana rectangular, también denominada uniforme, es una función de ventana con coeficiente constante, a lo largo de todo el tiempo, igual a 1. El uso de la ventana rectangular equivale a no aplicar ventana alguna. La ventana rectangular es matemáticamente definida por:

$$w(i) = 1$$

Siendo útil para medición de señales transientes que poseen durante menor que la ventana en análisis.

Ventana Hanning

La ventana hanning realiza la resolución en frecuencia, con todo, perjudica la precisión en amplitud. La variación de la amplitud puede llegar hasta 16% [25]. Esta ventana proporciona una buena resolución en frecuencia.

La ventana hanning es matemáticamente definida por la expresión:

$$w(i) = 0.5 - 0.5 \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{i}{N}\right) \quad (18)$$

Donde “ i ” corresponde la muestra e N la cantidad de muestras ($N=1, 2, \dots$).

El resultado puede ser observado en la Figura 3.41.

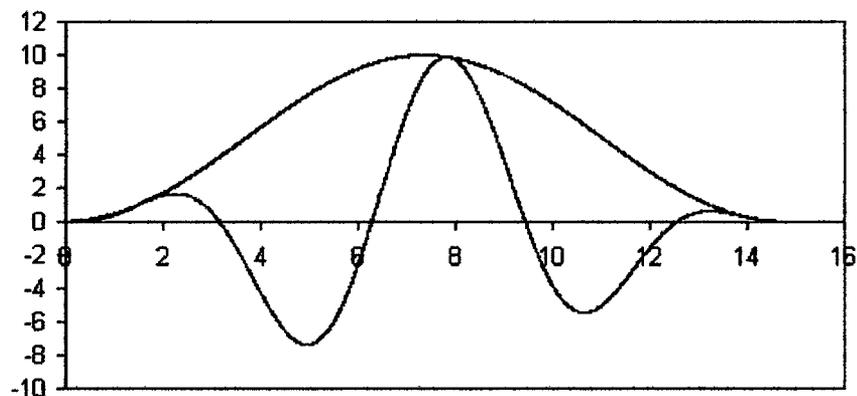


Figura 3.41. Ventana hanning – En rojo la ventana y en azul la señal después de la aplicación de la ventana.

Se nota, que una de sus características reside en el hecho que la señal es anulada en sus extremidades. La ventana hanning es útil para medición en máquinas de fines

generales y mediciones conteniendo ruido aleatorios [25]. También es útil para análisis de transientes mayores que el tiempo de duración de la ventana

Ventana Hamming

La ventana hamming es similar a hanning y también confiere una buena precisión en frecuencia. Su principal diferencia reside en el hecho de que la señal es anulada en sus extremidades. La función hamming es dada por la expresión.

$$w(i) = 0.54 - 0.46 \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{i}{N}\right) \quad (19)$$

El resultado puede ser observado en la Figura 3.42.

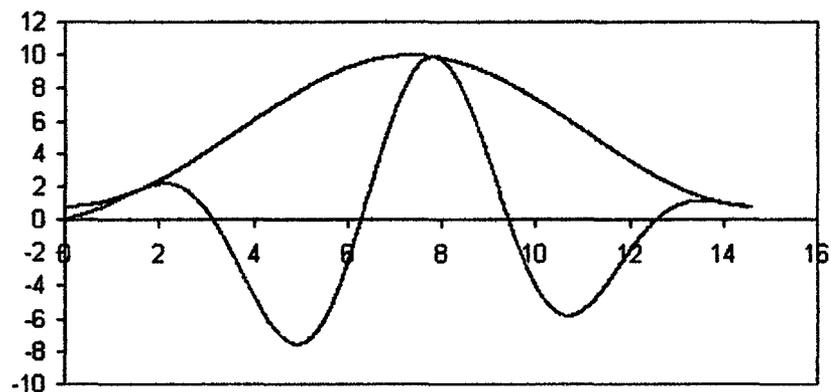


Figura 3.42 Ventana hamming – En rojo la ventana y en azul la señal después la aplicación de la ventana.

Ventana Exponencial

La ventana exponencial, conforme el nombre sugiere, posee la forma de una exponencial, siendo matemáticamente definida por la expresión:

$$w(i) = e^{\frac{i}{N} \cdot \ln(f)} \quad (20)$$

Donde f corresponde el valor final de la función.

El resultado puede ser observado en la Figura 3.43.

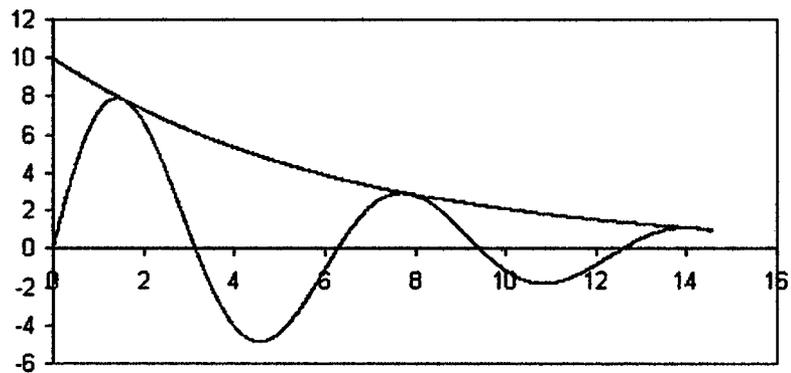


Figura 3.43 Ventana exponencial – En rojo la ventana y en azul la señal después de la aplicación de la ventana.

Se tiene el valor 1 e reduce gradualmente hasta el valor final f , que puede ser ajustado entre 1 y 0. Esta ventana es útil para análisis de señales transientes que poseen duración mayor que el tiempo de la ventana. También puede ser aplicada a señales que decaen exponencialmente.

Ventana Flattop

La ventana flattop posee la mejor precisión en amplitud que las ventanas anteriormente expuestas. Esta ventana es optimizada para precisión de amplitud, con una variación de respuesta en amplitud de hasta 1%. Es indicada cuando se desea una máxima resolución en amplitud, o para análisis transientes [24]. La ventana flattop es matemáticamente definida por la expresión:

$$w(i) = 0.2810639 - 0.5208972 \cos\left(\frac{2\pi i}{N}\right) + 0.1980399 \cos\left(\frac{4\pi i}{N}\right) \quad (21)$$

El resultado puede ser observado en la Figura 3.44

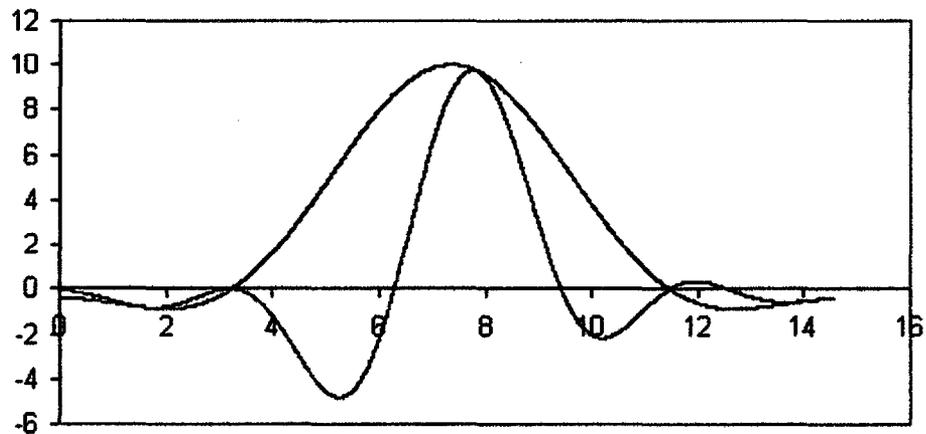


Figura 3.44 Ventaneo Flattop – En rojo la ventana y en azul la señal después de la aplicación de la ventana.

Por sus características la Flattop es más indicada para amplitudes de componentes con frecuencias discretas. Es útil para calibración de mediciones de vibración de máquinas que usan sensores de desplazamiento en rodamientos de deslizamiento [24].

Transformada de Fourier

La herramienta utilizada para pasar del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia es el desarrollo en serie de Fourier. El nombre de desarrollo en serie de Fourier se debe al físico francés Jean Baptiste Fourier (1768-1830) que fue el primero en sugerir que cualquier señal periódica se podía representar como una suma de sinusoides.

La teoría de Fourier se basa en la idea de que cualquier señal periódica puede descomponerse en una suma de senos. Esta suma de senos se denomina serie de Fourier,

la descomposición en serie de Fourier de una señal cualquiera facilita en gran medida su análisis y es una técnica muy utilizada en el tratamiento de señales.

Cuando la señal es una función no periódica entra en escena la transformada de Fourier. Es evidente que cualquier función no periódica puede tratarse como una función periódica de periodo infinito, es en esta idea donde se sustenta la teoría de la transformada de Fourier, que nos permitirá descomponer nuestra señal en una suma de senos con diferentes frecuencias. Con la transformada de Fourier podemos pasar del dominio temporal al dominio en frecuencia y viceversa, mediante las ecuaciones (22) y (23).

La Transformada de Fourier de una función continua representa una función integrable, $s(t)$, como una suma de exponenciales complejas con frecuencia angular, ω , y amplitud compleja $s(\omega)$. Tal formulación es obtenida mediante la siguiente integral:

$$s(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t)e^{-i\omega t} dt \quad (22)$$

$$s(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} s(\omega)e^{-i\omega t} d\omega \quad (23)$$

Transformada de Fourier de una Señal Discreta

La transformada de Fourier de una señal discreta representa la señal como una sumatoria infinita dada por la expresión:

$$s(\omega) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} s(k)e^{-i\omega k} \quad (24)$$

Su transformada inversa es dada por:

$$s(k) = \frac{1}{2\pi} \sum_{\omega=-\infty}^{\infty} s(\omega) e^{-i\omega k} \quad (25)$$

Esta transformada es definida para todos los valores de la variable de frecuencia normalizada. Una de las principales diferencias entre la transformada de Fourier de una señal continuo y una señal discreta es que en la transformada de Fourier la señal discreta puede ser una función periódica de frecuencia variable ω . De esta forma la señal discreta es representado mediante una superposición de exponenciales con varias frecuencias ω en la forma $e^{j\omega n}$.

Esto es evidenciado por el hecho de que, una exponencial de frecuencia $\omega+2\pi m$ (donde m es entero) pasara por el mismo muestreo que la exponencial de frecuencia ω .

Tal que:

$$e^{i\omega k} = e^{i(\omega+2\pi m)k} \quad (26)$$

Por tanto:

$$s(\omega + 2\pi m) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} s(k) e^{-i(\omega+2\pi m)k} = s(\omega) \quad (27)$$

En virtud de esto, la transformada de Fourier de una señal discreto debe ser una función periódica.

Transformada Discreta de Fourier (DFT y FFT)

Una vez que no es posible obtener una serie infinita de puntos, la señal continúa en el tiempo debe ser representado por una señal discreta e finita. Esta limitación en el tiempo requiere que la Transformada de Fourier de una señal discreta sea representada por una serie de Fourier de modo que la misma pueda ser tratada por un computador. Mediante el muestreo a intervalos igualmente espaciados de una señal analógica (por tanto continuo en el tiempo) se obtiene una señal discreta. Por tanto la transformada de Fourier de esta señal es:

$$s(\omega) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} s(k\Delta t)e^{-i.\omega.k.\Delta t} \quad (28)$$

Donde Δt es el periodo de muestreo. Similarmente se puede proceder la discretizacion de la frecuencia ω para la variable $n\Delta\omega$, donde $\Delta\omega$ corresponderá al aumento de la frecuencia.

De esta forma se obtiene:

$$s(n\Delta\omega) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} s(k\Delta t)e^{-i.k.n.\Delta t.\Delta\omega} \quad (29)$$

Considerando que el límite del número de puntos, tanto en el dominio del tiempo cuanto de la frecuencia, sea dado por N . De esta forma $s(n\Delta\omega)$ es representado por N puntos. Visto que $s(\omega)$ se trata de una función periódica de periodo igual a la frecuencia de muestreo $f_s=1/\Delta t$, todos los puntos estarán en este intervalo. Así $\Delta\omega$ es dado por:

$$\Delta\omega = \frac{f_s}{N} = \frac{1}{N.\Delta t}$$

Por consiguiente:

$$N = \frac{1}{\Delta t \cdot \Delta \omega}$$

De esta forma, una señal discreta $s(n)$, definido como un conjunto finito de enteros (donde $0 \leq n \leq N-1$), puede ser expresado por una versión discreta de la serie de Fourier. La Transformada Discreta de Fourier (DFT) es expresada por:

$$s(n) = \sum_{k=0}^{N-1} s(k) e^{\frac{-i2\pi \cdot K \cdot n}{N}}, \text{ donde } -\frac{N}{2} \leq n \leq \frac{N}{2} - 1 \quad (30)$$

De manera análoga, la transformada inversa es dada por:

$$s(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=-\frac{N}{2}}^{\frac{N}{2}-1} s(n) e^{\frac{-i2\pi \cdot K \cdot n}{N}}, \text{ donde } k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (31)$$

Expuestas las transformadas de Fourier continuas y discretas hay que mencionar que aunque el proceso normal es comenzar haciendo una estimación de la función de correlación correspondiente y, posteriormente, obtener su transformada de Fourier, esto no se realiza así, ya que se dispone de la Transformada Rápida de Fourier (FFT, Fast Fourier Transform) que permite de una manera más rápida y precisa, obtener la estimación espectral directamente de las muestras de la señal temporal.

La transformada rápida de Fourier, FFT, fue introducida por Cooley y Tukey en 1965. El mecanismo básico de la FFT consiste en dividir la serie completa xr en sucesiones más cortas, por lo que no calcula la DFT de la serie original completa sino de otras más cortas. El proceso se repite sucesivamente hasta que las últimas contengan

cada una un sólo término. Finalmente se combinan entre sí con el consiguiente ahorro operacional. A la vista del proceso, es evidente que para que pueda realizarse las operaciones, se debe coger una serie original x_r que tenga un número de elementos potencia de 2 (2^n), debido a que este proceso es la FFT de base 2. También podría realizarse para otras bases, pero su programación es más complicada y, además, la posibilidad de prolongar artificialmente la sucesión por adición de ceros no representa ningún problema en el caso de base 2.

Técnica de Envelope

El análisis del espectro de la envolvente se ha convertido en una de las técnicas más utilizadas para detectar anomalías en los rodamientos. La técnica utilizada para la detección de defectos en elementos rodantes era examinar la vibración de baja frecuencia (generalmente inferiores a 500 Hz) en el espectrograma y examinar la presencia (o no) de las frecuencias de defecto. Estas frecuencias de fallo se calculan a partir de la geometría del rodamiento y de la velocidad de rotación del anillo interno y anillo externo.

El diagnóstico consistía simplemente en calcular las frecuencias de defecto y luego supervisar el espectrograma de la señal de vibración hasta que estas frecuencias aparecieran. Pero no siempre se conseguía reconocer un rodamiento defectuoso, en muchas ocasiones, la visión del espectrograma no era suficiente para identificar el problema.

En 1971, Huntsville con la NASA, apoyó un programa para investigar la detección de defectos en rodamientos, demostrando que la técnica utilizada hasta

entonces no era capaz de detectar rodamientos defectuosos cuando estos se encontraban en su fase incipiente.

Para investigar este fenómeno, se practicó un pequeño defecto en la pista de rodadura del anillo interno en un rodamiento, se colocó en un banco de ensayos de rodamientos donde se captó por medio de distintos sensores: la señal de vibración generada por este rodamiento defectuoso, la señal acústica, el par de accionamiento y la temperatura. Tras analizar detenidamente todas las señales obtenidas, ninguna de ellas mostraba la presencia del defecto. La Figura 3.45 muestra la diferencia de los espectros de la señal de vibración de un rodamiento nuevo y el rodamiento defectuoso ensayado.

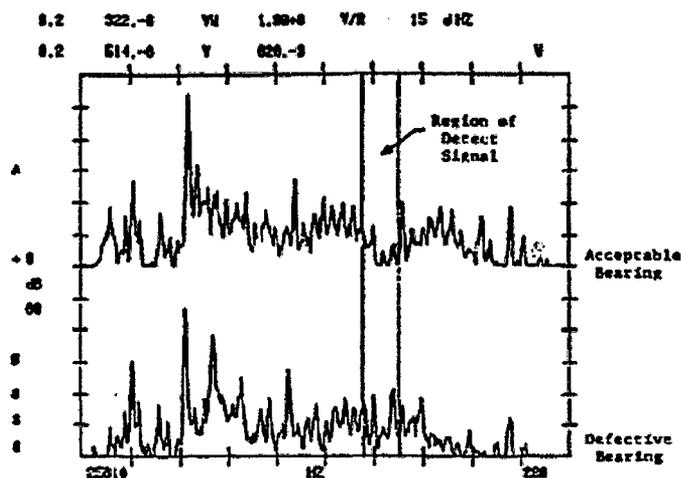


Figura 3.45. Comparación de espectros de vibración de rodamiento nuevo y defectuoso [15].

Un día decidieron colocar un osciloscopio para observar la señal temporal directamente (Figura 3.46).

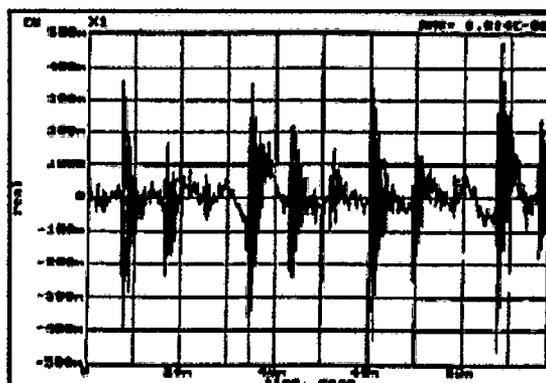


Figura 3.46. Señal temporal del rodamiento defectuoso [15].

El tiempo fue medido entre las señales de impacto y cuando fue convertido a frecuencia, se obtuvo el valor de la frecuencia de defecto para un rodamiento con defecto de pista interna. Si pudiera ser dibujada una línea alrededor de la señal como muestra la

Figura 3.47, entonces el espectro de esta nueva señal (envolvente), debería mostrar la frecuencia de defecto. Para obtener la envolvente de la señal, utilizaron un demodulador similar a aquellos usados en la detección de las ondas de radio de amplitud modulada.

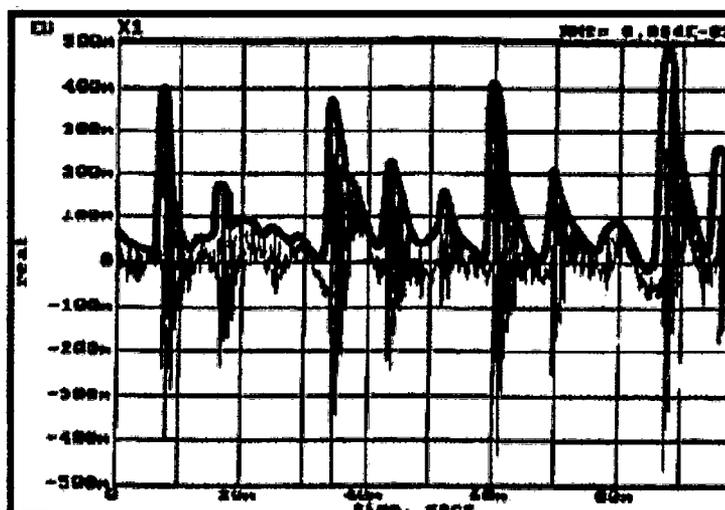


Figura 3.47. Envelope de la señal temporal del rodamiento defectuosos [15].

La Figura 3.48 muestra el espectro de la envolvente.

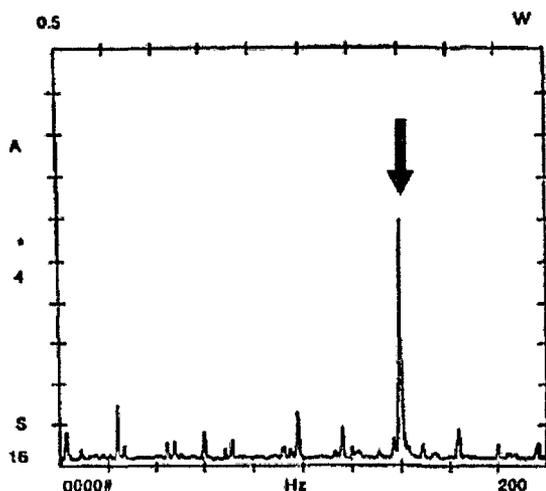


Figura 3.48. Espectro de la envolvente de la señal temporal del rodamiento defectuoso.

La señal de defecto, marcada con una flecha roja, es ahora claramente evidente con una amplitud muy buena a la frecuencia de defecto.

El estudio de la vibración en alta frecuencia y el análisis de la envolvente fueron descubiertos casi por casualidad en este programa. Mediante ese trabajo demostraron que el análisis directo del espectro a baja frecuencia para la señal de defecto es mucho menos sensible que el análisis del espectro de la envolvente.

Holguras excesivas y fallas iniciales en componentes de máquinas producen una serie de impactos, los cuales son equivalentes a una excitación de tipo impulsivo, la cual actúa sobre la estructura, o sea, la máquina es excitada en sus frecuencias naturales. Matemáticamente, se dice que la frecuencia de excitación es modulada por las frecuencias naturales de la máquina. Como estos impactos son, en general, de corta duración, contiene una tasa muy alta de energía que es distribuida en todo el espectro de frecuencias. Una vez que en las medias y bajas frecuencias el espectro de vibración de las máquinas se encuentra repleto de componentes, el efecto de esos impactos es mejor

visualizado en las resonancias de frecuencias más altas, en especial en el caso de fallas en rodamientos, los cuales tiene rigidez muy elevada.

En práctica, la utilización de esa técnica sigue los siguientes pasos:

- i. Se inicia con el cambio de dominio del tiempo para el dominio de la frecuencia por medio de la FFT
- ii. En seguida, ocurre el filtro de la señal por medio de un filtro pasabanda en torno de una frecuencia de falla o de alteraciones indicadas a partir de la observación del grafico de la FFT
- iii. Esta señal filtrada puede ser entonces demodulado, a fin de, eliminar los componentes de alta energía, lo que permite una detección más precoz y necesita los defectos del rodamiento. Dos abordajes pueden ser utilizados para la realización de la demodulación: a) Construcción de una señal analítico complejo, en dominio del tiempo, por medio de la transformada de Hilbert, en cual la parte imaginaria es la transformada de Hilbert de la parte real; b) Rectificado y suavizado de la señal por medio de un filtro pasabaja, buscando se eliminar la frecuencia portadora.
- iv. Se calcula el espectro de la señal del envelope, se toma la envoltura de las amplitudes, en modulo, del grafico obtenido en el paso anterior.
- v. A través del empleo de la FFT, es realizada una nuevo cambio de dominio para posibilitar la extracción de las frecuencias características de falla del rodamiento.

La extracción del envelope de la señal se utiliza la Transformada de Hilbert es ejemplificada en la Figura 3.49, abajo:

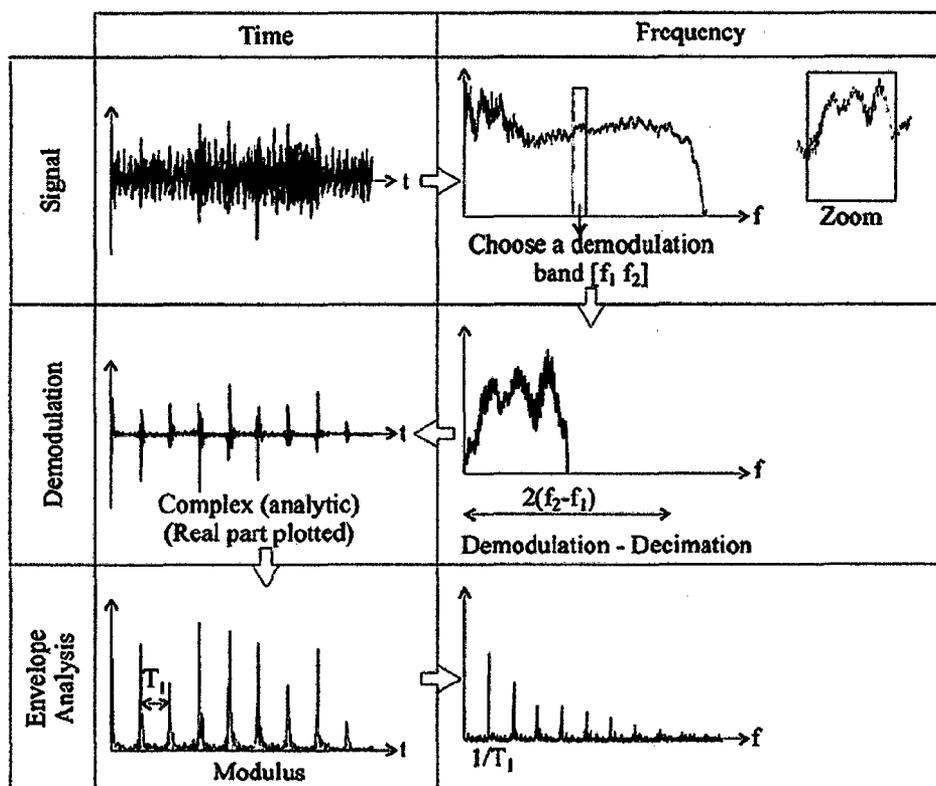


Figura 3.49. Procedimiento de análisis del envelope utilizando la transformada de Hilbert [15]

3.3.3 Análisis en el Dominio Tiempo-Frecuencia

Introducción al Análisis Tiempo-Frecuencia

La mayoría de las señales no son estacionarias. La amplitud y el espectro de una señal pueden variar en el espacio temporal. Un ejemplo es la emisión acústica de un barco, con variaciones debidas a los cambios de velocidad y el encendido y apagado de la maquinaria de a bordo. Las señales de radar con modulación frecuencial tienen un tiempo dependiente del espectro. Al Hablar, las frecuencias también son distintas en los

diferentes segmentos de la palabra hablada. Una completa caracterización de las señales no estacionarias en el dominio de la frecuencia debe además incluir el aspecto temporal, con el que se obtiene el análisis tiempo frecuencia de una señal.

Si el espectro de una señal es dependiente del tiempo, es necesario usar elementos suficientemente cortos de ella (con la certeza de que el espectro es constante sobre cada segmento), para analizar el espectro. Coger un segmento función del tiempo se conoce como trabajar con ventanas.

La ventana se mueve a lo largo del eje temporal, para producir segmentos de $S(t)$ para analizar. Por ejemplo, podemos tener un plot de 3D de magnitud del espectro con la frecuencia y el tiempo o un 2D de frecuencia contra el tiempo, con magnitudes espectrales representadas por una escala de grises. Cada plot se denomina espectrograma en el análisis de la voz, en el que más adelante estudiaremos las propiedades de los espectrogramas y su estudio analítico de interés.

La Transformada de Fourier de Tiempo Corto (STFT)

Introducción. Funcionamiento Básico de la STFT

Como ya es sabido, la transformada de Fourier constituye una herramienta mediante la cual podemos obtener información sobre cómo está distribuida la energía de una señal a través de sus distintas componentes de frecuencia, es decir, podemos conocer todas las componentes de frecuencia existentes en la señal y sus respectivos aportes energéticos. Todo lo anterior se puede resumir diciendo que la transformada de

Fourier tiene una perfecta resolución en frecuencia lo que la hace una herramienta muy útil para el análisis de señales estacionarias. Sin embargo, ella no puede ser aplicada con el objeto de obtener información precisa de cuándo o dónde las diferentes componentes de frecuencia se encuentran en la señal como es el caso de señales quasi – estacionarias o no estacionarias cuyo contenido espectral varía con el tiempo. En otras palabras, la transformada de Fourier posee una resolución en tiempo nula.

En un esfuerzo por resolver el problema de resolución en tiempo de la transformada de Fourier, Denis Gabor (1946) adaptó la transformada utilizando un procedimiento llamado ventanamiento. Como ya hemos visto este procedimiento consiste en dividir una señal $x(t)$ en pequeños segmentos a través del tiempo de tal manera que podamos asumir que para cada segmento la señal es estacionaria y así calcular la Transformada de Fourier clásica para cada porción de la señal.

La forma de dividir la señal se realiza mediante lo que llamaremos una función tiempo-ventana $h(t)$ o $w(t)$ cuyo ancho o soporte corresponde a la longitud de cada segmentación de la señal. Con la función ventana encuadramos la señal alrededor de un instante de tiempo y calculamos su transformada de Fourier, luego trasladamos la función ventana hasta que no se sobrepone con la anterior cubriendo una nueva porción de la señal a la que volvemos a calcular su transformada de Fourier. Este proceso es repetido hasta que se ha cubierto la totalidad de la señal.

El funcionamiento básico de la short time Fourier Transform. (STFT) consiste en que la función ventana inicialmente está localizada al inicio de la señal, es decir en $t=0$. Si se asume que la anchura de la ventana es “ T ” seg.; entonces esta función se solapará con la señal para los primeros “ $T/2$ ” seg.; que están siendo escogidos de la

señal. Una vez que se ha hecho esto, la nueva señal es el producto de la función ventana y la señal original a la que se le aplica la transformada de Fourier.

El resultado de esta transformación es la transformada de Fourier de los primeros “T/2” seg. de la señal original, y si esta parte de la señal es estacionaria quiere decir que los resultados obtenidos mostrarán la representación en frecuencia exacta de los primeros “T/2” seg.

Posteriormente el siguiente paso será desplazar esta ventana a una nueva localización hasta que toda la señal sea recorrida.

Una vez explicado el funcionamiento básico de lo que es la STFT nos introduciremos más a fondo en el análisis de la transformada y en la utilización de las ventanas en la STFT.

Señales no estacionarias

Como bien es sabido la mayor parte de las señales físicas son de tipo no estacionario, es decir con características distintas en el tiempo, por ejemplo:

$$x(t) = \sum A_i e^{-a_i(t-t_i)} \cos(2\pi f_i t + \varphi_i) \mu(t - t_i) \quad (32)$$

Con diferentes parámetros:

- Amplitudes A_i
- Tiempos de inicio t_i
- Frecuencias dominantes f_i
- Fases iniciales φ_i

· Coeficientes de amortiguamiento a_i

Donde $\mu(t - t_i)$ es la función escalón unitario, que vale 1 para $t > t_i$ y 0 en cualquier otro caso.

Si realizamos la transformada de Fourier $X(f)$:

- $|X(f)|$ proporciona información sobre los componentes armónicos f_i y de las respectivas amplitudes A_i .
- La fase de $X(f)$ incluye información sobre otros parámetros.

En el estudio de la señal existe un problema ya que ésta información está muy relacionada y mezclada y es muy difícil realizar un estudio de la frecuencia y del tiempo por separado, sobre todo si la señal tiene varios componentes, que a veces hace ilegible el análisis.

Es decir, la transformada de Fourier identifica los componentes armónicos, pero no se puede encontrar fácilmente información sobre cuándo y cómo estas frecuencias están realmente presentes en el tiempo, por esta razón se hace imprescindible el análisis mediante STFT

Como hemos dicho ya, la Transformada de Fourier es exacta e identifica perfectamente las frecuencias locales, pero es una herramienta que globaliza la señal en el tiempo, por lo tanto es adecuada para analizar señales fijas y estacionarias.

Por lo que para el análisis de señales donde sea necesario realizar un estudio tanto de las frecuencias como del tiempo, y detectar así las características espectrales y temporales se utiliza la Transformada corta en el tiempo de Fourier o Short Time Fourier Transform. (STFT).

STFT de tiempo continuo

Simplemente, en el caso del tiempo continuo, la función a ser transformada es multiplicada por una función ventana que solo es diferente de cero por un pequeño periodo de tiempo. La transformada de Fourier (una función de una sola dimensión) de la señal resultante es tomada como una ventana que se desliza a lo largo del eje del tiempo, resultando en una representación de dos dimensiones de la señal.

Matemáticamente, se escribe como:

$$STFT \{s(t)\} = X(\tau, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)w(t - \tau)e^{-i\omega t} dt \quad (33)$$

Donde: $\omega = 2\pi f$

Donde $w(t)$ es la función ventana, comúnmente una ventana de Hann o colina Gaussiana es centrada en cero y $x(t)$ es la señal a ser transformada, $X(\tau, \omega)$ es en esencia la Transformada de Fourier de $x(t)w(t - \tau)$ una función compleja representa la fase y magnitud de la señal sobre el tiempo y la frecuencia. A menudo la fase instantánea es empleada junto con el eje del tiempo τ y el eje de la frecuencia ω para suprimir cualquier discontinuidad por salto en la fase resultante en la STFT. El índice de tiempo τ es normalmente considerado como un tiempo "lento" y usualmente no se expresa con tan alta resolución como con el tiempo t .

Como la transformada es una función de tiempo y de la frecuencia, la STFT es bidimensional (o tridimensional cuando se cuenta la amplitud). Esto puede ser visto en la representación de la STFT (Figura 3.51) de la señal no-estacionaria de la Figura 2.50 que tiene cuatro componente de frecuencias en momentos diferentes (son senoides en

los intervalos del tiempo entre 0 y 300 ms a 300 Hz, 300 y 600 ms a 200 Hz, 600 y 800 ms a 100 Hz y 800 y 1000 ms a 50 Hz)

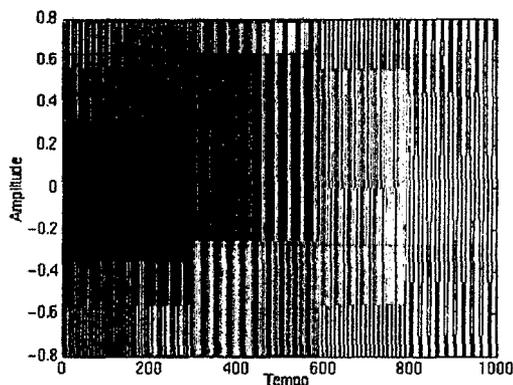


Figura 3.50 Señal no-estacionario constituido por 4 senóides con frecuencias de 300 Hz, para $0 \leq \text{Tiempo} < 300$ ms, 200 Hz para $300 \leq \text{Tiempo} < 600$ ms, 100 Hz para $600 \leq \text{Tiempo} < 800$ ms e 50 Hz, para $800 \leq \text{Tiempo} < 1000$ ms [26].

En el grafico 3.51, los valores de los ejes fueron normalizados. Hay también una simetría en relación al eje mediano de las frecuencias pues é TF, y como la STFT es solo una versión ventaneada de la TF, no es sorprendente que la STFT presenta el mismo efecto.

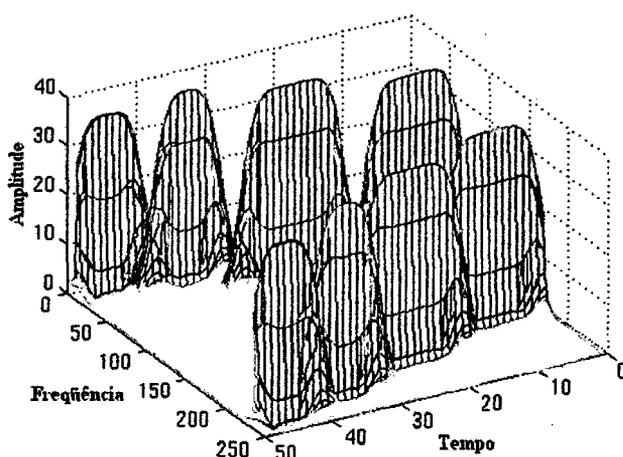


Figura 3.51 El STFT de la señal de la Figura 2.50 [26].

El interés mayor debe ser focalizado en los cuatro picos, que corresponde los cuatro componentes de frecuencias diferentes. Se puede observar que, al contrario de la TF, estos cuatro picos están situados en regiones diferentes a lo largo del eje de tiempo, pues la señal original (temporal) consiste de cuatro componentes espectrales que comienzan en momentos diferentes.

STFT de tiempo discreto

En el caso del tiempo discreto, la información a ser transformada podría ser dividida en pedazos o fragmentos (que usualmente se traslapan uno con otro, para reducir irregularidades en la frontera). Cada pedazo pasa por la transformada de Fourier, este resultado tiene valores complejos los cuales se colocan en una matriz que contiene la magnitud y fase para cada punto en tiempo y frecuencia. Esto puede ser expresado así:

$$STFT \{x[n]\} = X(m, \omega) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x[n]w[n - m]e^{-i\omega n} \quad (34)$$

Donde, $x[n]$ es una señal y $w[n]$ es la ventana. De nuevo, el índice de tiempo discreto m es normalmente considerado como un tiempo "lento" y usualmente no se expresa con tan alta resolución como con el tiempo n .

Cabe mencionar que la magnitud al cuadrado de la STFT origina el Espectrograma de la función, pero lo veremos más a delante detalladamente.

$$Espectrograma = \{x(t)\} \equiv |X(\tau, \omega)|^2$$

STFT inversa

Al igual que la transformada de Fourier, la STFT también es invertible, esto es, la señal original puede ser recuperada de la transformación por medio de la STFT inversa.

Dado el ancho y definición de la función ventana $w(t)$, requerimos inicialmente que la altura de la función ventana sea ajustada por lo que:

$$\int_{-\infty}^{\infty} w(\tau) d\tau = 1 \quad (35)$$

Es fácil proseguir con

$$\int_{-\infty}^{\infty} w(\tau) d\tau = 1 \quad \forall t$$

Y

$$\int_{-\infty}^{\infty} w(\tau) d\tau = 1$$

$$x(t) = x(t) \int_{-\infty}^{\infty} w(t - \tau) d\tau = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) w(t - \tau) d\tau \quad (36)$$

Cómo sabemos la transformada continua de Fourier es:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt$$

Substituyendo el $x(t)$ de arriba:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\int_{-\infty}^{\infty} x(t) w(t - \tau) d\tau \right] e^{-i\omega t} dt = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) w(t - \tau) e^{-i\omega t} d\tau dt$$

Cambiando el orden de integración:

$$\begin{aligned} X(\omega) &= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} x(t)w(t-\tau)e^{-i\omega t}d\tau dt \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \left[\int_{-\infty}^{\infty} x(t)w(t-\tau)e^{-i\omega t}dt \right] d\tau = \int_{-\infty}^{\infty} X(\tau, \omega) d\tau \end{aligned}$$

Por lo que la Transformada de Fourier puede ser vista como una suma coherente de fases de todos los STFTs de $x(t)$, Debido a que la transformada inversa de Fourier es:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{i\omega t}d\omega$$

Entonces $x(t)$ puede ser recuperada de $X(\tau, \omega)$ como:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} X(\tau, \omega) d\tau \quad (37)$$

O

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{2\pi} \left[\int_{-\infty}^{\infty} X(\tau, \omega)e^{j\omega t}d\omega \right] d\tau \quad (38)$$

Se puede ver que, finalmente la transformada inversa nos queda de la forma:

$$x(t)w(t-\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\tau, \omega)e^{j\omega t}d\omega \quad (39)$$

Hemos obtenido la transformada de Fourier inversa de $X(\tau, \omega)$ para una τ fija.

Efecto del ventaneado en la STFT

Como hemos dicho la forma matemática de la STFT es de la siguiente manera:

$$STFT(t, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)h * (\tau - t)e^{-i\omega t} dt \quad (40)$$

Y si consideramos a $h(t)$ como una función ventana de valores sólo reales no complejos de tal manera que $h(-t) = h^*(t)$ entonces la ecuación (40) nos queda:

$$STFT(t, \xi) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)h * (\tau - t)e^{-i\xi t} dt \quad (41)$$

Que calcula el producto interno entre la señal y la función tiempo-ventana trasladada y modulada.

De acuerdo con las propiedades de la transformada de Fourier de translación en tiempo y frecuencia.

$$h(t - t_0) \Leftrightarrow H(\omega)e^{i\omega t_0}$$

$$h(t)e^{-i\omega_0 t} \Leftrightarrow H(\omega - \omega_0)$$

Y utilizando el teorema de Parseval, que dice que la energía de la señal es siempre la misma sin depender de si se encuentra en el dominio del tiempo o en el dominio de la frecuencia:

$$Energia = \int_{-\infty}^{\infty} |f(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{\infty} |f(\omega)|^2 d\omega \quad (42)$$

Podemos expresar también la STFT en términos de la transformada de Fourier de la señal y la transformada de Fourier de la función tiempo ventana, lo que nos da:

$$STFT(t, \xi) = \frac{e^{-i\xi b}}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(t)H(\omega - \xi)e^{i\tau\omega} dt \quad (43)$$

De tal manera que mientras la función tiempo-ventana modulada.

$$e^{-i\xi t}h(t - \tau) \quad (44)$$

En la ecuación (43) localiza la señal $x(t)$ cerca de $t = \tau$ la correspondiente función frecuencia-ventana

$$\frac{e^{-i\xi b}}{2\pi}H(\omega - \xi)e^{-i\tau\omega} \quad (45)$$

En ecuación (45) localiza el espectro $X(t)$ de la señal en la vecindad $\omega = \xi$ limitada por el soporte de la función frecuencia-ventana $H(\omega)$.

A continuación veremos gráficamente el efecto del aplicado de la función ventana en el análisis de la señal a estudiar.

Matemáticamente aplicando el ventaneado y desplazando esta ventana hasta que recorra toda la señal, junto con todo lo anteriormente descrito, podemos decir que la STFT:

$$STFT \{x(t)\} = X(t', f) = \int_t [x(t)\omega^*(t - t')] e^{-i2\pi f t} dt \quad (46)$$

Donde claramente recordamos que:

- $x(t)$: señal original a estudiar
- w^* : es la función ventana conjugada

En cada instante t' y frecuencia f se calcula un nuevo coeficiente de la transformada de Fourier.

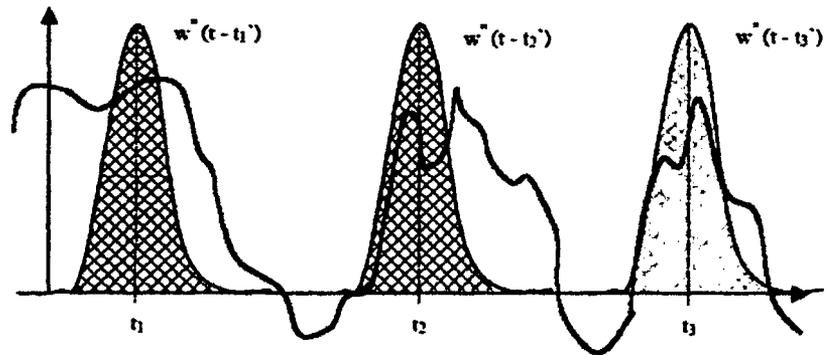


Figura 3.52 Ventana tipo Gaussiana [26].

En la Figura 2.52 se muestra una función ventana de tipo Gaussiana, hay tres funciones; la ventana localizada en $t = t'_1$ en $t = t'_2$ e $t = t'_3$.

Estas ventanas corresponden a tres transformadas de Fourier en tiempos distintos. Por lo tanto se obtendrá una buena representación tiempo-frecuencia de la señal en dichos intervalos de tiempo.

El soporte de la ventana constituye un parámetro de gran importancia ya que a través de este podemos establecer el grado de resolución tanto de tiempo como de frecuencia que deseemos, como ya explicamos anteriormente. Si nuestra ventana es muy angosta analizaremos una porción muy pequeña de la señal lo que nos permite tener una buena resolución en tiempo pero una mala resolución en frecuencia ya que conoceremos sólo una mínima fracción del espectro total existente en la señal. Por otro lado, si nuestra ventana es muy ancha tendremos una buena resolución en frecuencia pero una mala resolución en tiempo.

Por lo tanto un defecto de la STFT es que no puede entregar una buena resolución tanto en tiempo como en frecuencia de manera instantánea ya que el soporte de la ventana es fijo. La raíz de este problema, ya se explicó en el análisis de las es imposible conocer una representación exacta tiempo - frecuencia de una señal, es decir,

no podemos saber qué valor de frecuencia existe en un instante de tiempo determinado, sólo podemos conocer que componentes de frecuencia existen dentro de un intervalo de tiempo determinado.

En consecuencia, existe un compromiso entre buena resolución en el tiempo o buena resolución en frecuencia. Para obtener una señal estacionaria, se elige una ventana lo suficientemente estrecha que permita ser considerada así. Cuanto más estrecha sea la ventana mejor resolución en el tiempo obtendremos y por lo tanto una mejor representación de estacionalidad y peor resolución en frecuencia.

Por lo tanto el problema consiste en la elección de una ventana para el análisis, dependiendo de la aplicación.

Si sabemos que las componentes frecuenciales están bien separadas unas de otras en la señal original, se puede sacrificar resolución en frecuencia y tratar de mejorar la resolución en el tiempo.

Vamos a ver un ejemplo en la Figura 3.53 dónde se muestran dos posibilidades, dependiendo de la resolución deseada en el tiempo y frecuencia.

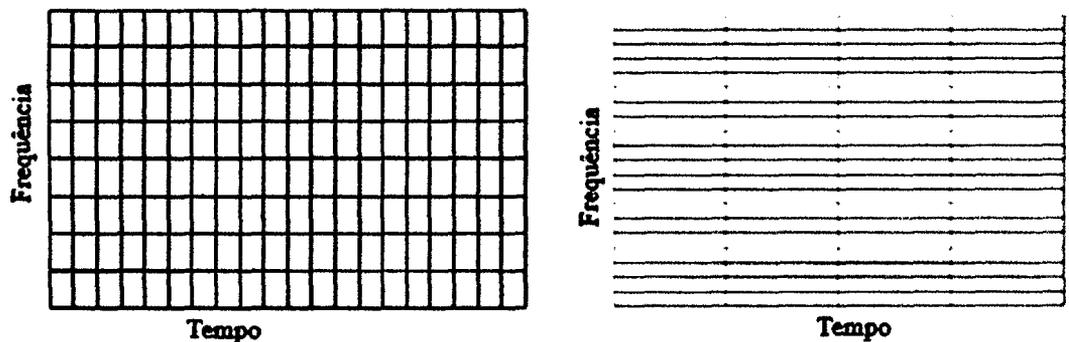


Figura 3.53 Posibilidades de resolución en tiempo-frecuencia [26].

Se observa en la Figura 3.53 que en el primer caso, se utiliza una mejor resolución en el tiempo a costa de perder información en frecuencia y que en el segundo caso, la resolución en frecuencia se incrementa a costa de perder resolución en el tiempo.

Por lo tanto podemos concluir con que si tenemos ventanas estrechas, tendremos buena resolución en el tiempo y pobre en el dominio de la frecuencia; si tenemos ventana ancha tendremos buena resolución en el dominio de la frecuencia y pobre en el dominio del tiempo.

Ventanas estrechas: mejor resolución en el tiempo

Ventanas anchas: mejor resolución en frecuencia

Para constatar esos efectos, en los ejemplos siguientes, serán escogidos cuatro ventanas de longitudes diferentes que serán utilizadas para calcular la STFT.

La función-ventana usada es una simple gaussiana.

$$\omega(t) = e^{-a\omega t^2/2} \quad (47)$$

El parámetro a determina la longitud de la ventana. La Figura 3.54 muestra las cuatro funciones ventana, con soportes diferentes, determinadas por el valor de a , para $0 \leq t \leq 1000$.

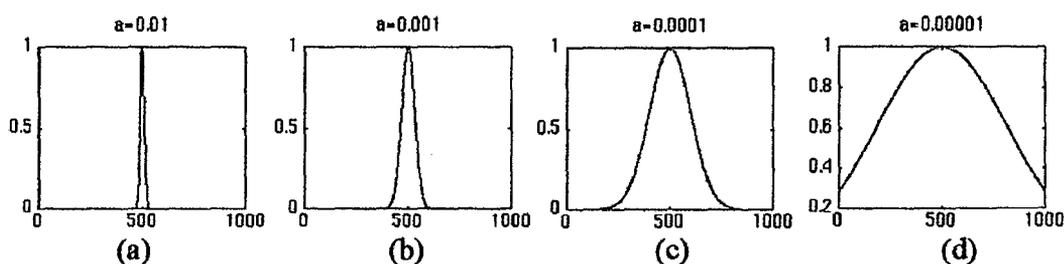


Figura 3.54 Diferentes longitudes de ventanas dadas por la función $\omega(t) = e^{-a\omega t^2/2}$, para $0 \leq t \leq 1000$: (a) $a= 0,01$; (b) $a= 0,001$; (c) $a= 0,0001$; (d) $a= 0,00001$ [26].

La Figura 3.54 corresponde a la representación de la STFT obtenida como la función-ventana para el valor de $a = 0,001$, mostrada en la Figura 3.54(b) Las Figuras 3.55, 3.56 y 3.57 presentan el comportamiento de *STFT* de la señal de la Figura 3.50, calculada a partir de los valores de otras ventanas.

Para la ventana donde $a = 0,01$ (Figura 3.54(a)), la cual es la más estrecha, es mostrada en la Figura 3.55, que la *STFT* presenta una buena resolución de tiempo y una resolución de frecuencia relativamente pequeña.

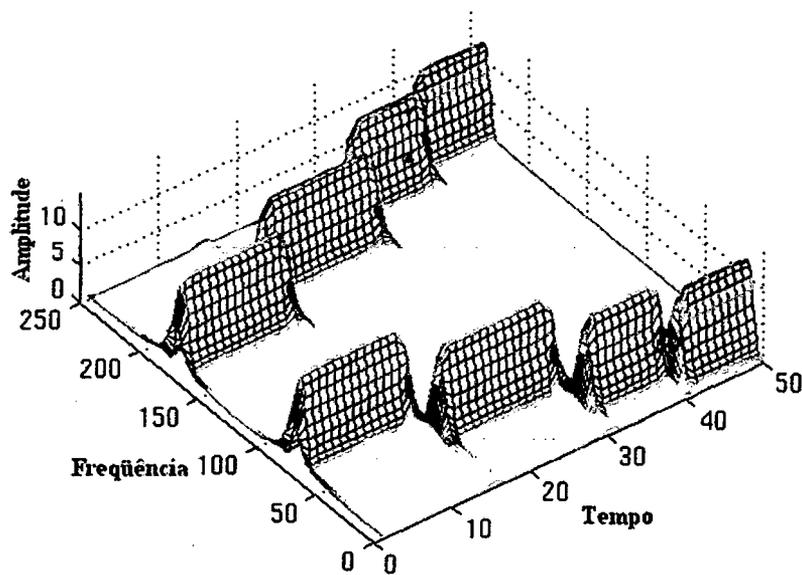


Figura 3.55. La *STFT* de la señal de la ventana correspondiente al valor de $a = 0,01$ [26].

En el gráfico de la Figura 3.55 se puede observar todavía que los cuatro picos son directamente separados unos de otros, por tanto, ofreciendo una buena resolución del tiempo. Por otro lado, en el dominio de la frecuencia, cada uno de los picos cubre un intervalo de frecuencia y no una única frecuencia.

Se aumenta el valor de la ventana para $\alpha = 0,0001$ (Figura 3.54(c)), se obtiene *STFT* correspondiente, que es representada en la Figura 3.56.

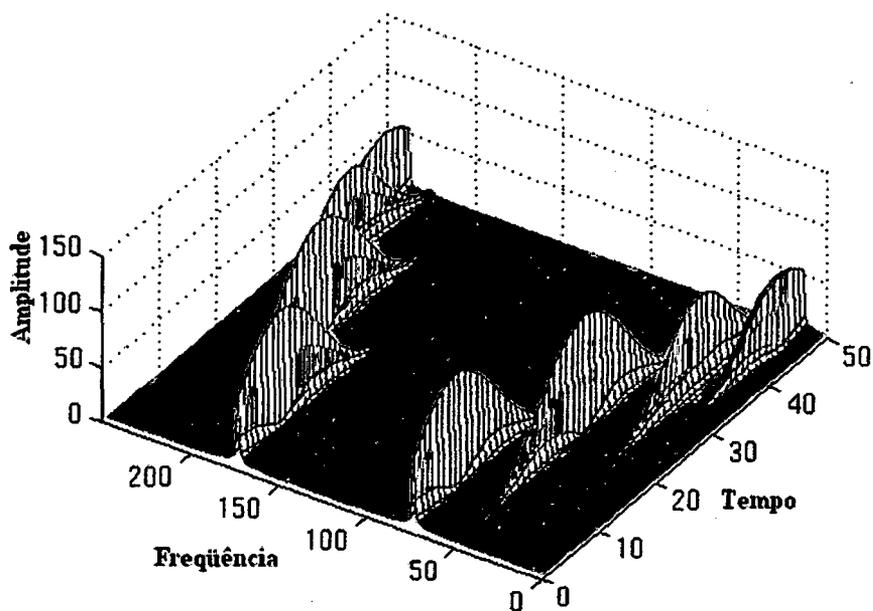


Figura 3.56. La *STFT* de la señal por la ventana correspondiente al valor de $\alpha = 0,0001$ [26].

En este caso, los picos no están bien separados en el tiempo, uno de los otros como en el caso anterior. En dominio de la frecuencia, por el contrario, la resolución es mejor.

Se aumenta nuevamente la ventana para el ultimo valor de $\alpha = 0,00001$ (Figura 3.54(d)), se obtiene la TF, representada en la Figura 3.57.

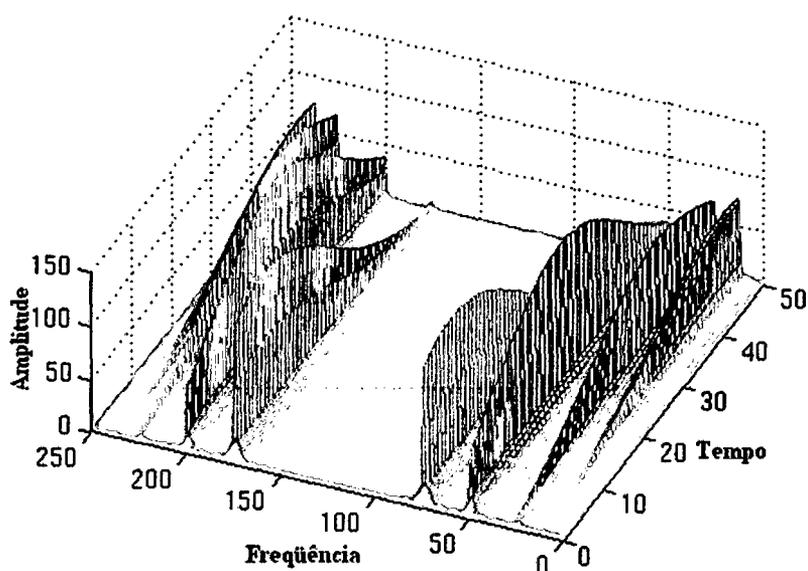


Figura 3.57. La *STFT* de la señal dada por la ventana correspondiente al valor de $a = 0,00001$ [26].

El resultado tiene una resolución mala en el tiempo.

En conclusión la resolución de la *STFT*, cuando se opta por su utilización, depende de cual tipo de ventana se debe utilizar.

Las ventanas estrechas dan una buena resolución de tiempo, pero una resolución pequeña de frecuencia. Las ventanas grandes provén una buena resolución de frecuencia, pero una pequeña resolución temporal.

Para facilitar la dificultad de escoger un función-ventana, se puede adoptar un criterio, que dependa de la aplicación, para auxiliar en el uso de este tipo de transformada. Si los componentes de frecuencia son bien separados en la señal original, podrá ser sacrificar un poco la resolución de frecuencia en provecho de una mejor resolución temporal. Se no fuera el caso, escoger una buena función-ventana puede ser difícil.

Una dificultad en el uso de la STFT es que la precisión de las informaciones de frecuencia extraída es limitada por la longitud de la ventana (fijo) en relación a la duración de la señal analizada [26]. Esto limita su aplicación, pues la resolución es constante para todas las fajas de frecuencia. La Figura 3.58 ilustra esta condición.

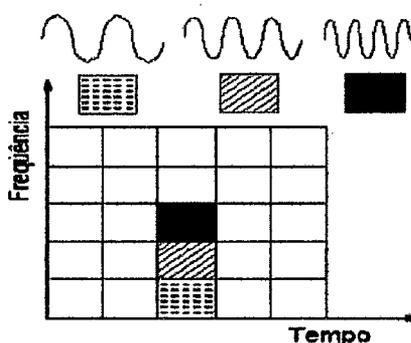


Figura 3.58. Resolución tiempo-frecuencia para STFT [26]

La longitud fija de la ventana limita la precisión en la extracción de la información en el dominio de la frecuencia. Esta condición lleva necesariamente a una relación de compromiso en la resolución tiempo-frecuencia. Como esto se percibe que la STFT no es adecuada para análisis de señales donde tenemos componentes de baja y alta frecuencia presentes en la señal.

Por consiguiente, si analizamos en contenido de baja frecuencia de una señal, deseamos una función de ventana amplia en el tiempo. Caso contrario, si estamos interesados en fenómenos de alta frecuencia, una función de corta duración sería preferible [26].

CAPÍTULO 4

EXPERIMENTO EN EL LABORATORIO

4.1 Descripción del aplicativo desarrollado para la adquisición y análisis de señales de vibración

4.1.1 Introducción

El aplicativo desarrollado para adquisición y análisis de señales de vibración utiliza como base la plataforma LabVIEW.

LabVIEW es un software aplicativo basado en lenguaje G o lenguaje de programación gráfica, que emplea iconos al envés de textos para crear aplicaciones. Este lenguaje es diferente de los lenguajes de programación basados en textos (líneas de comando), donde las instrucciones determinan la ejecución del programa. La Figura 3.1 presenta un ejemplo de programación a través de iconos.

La programación en LabVIEW está basada en flujo de datos, donde los datos determinan la ejecución, trayendo algunas ventajas para aplicación científicas y de ingeniería, principalmente en aplicaciones de adquisición y manipulación de datos. Los aplicativos son desarrollados por el usuario, utilizando un conjunto de herramientas y objetos que poseen funciones para adquisición, análisis y presentación de datos, GPIB y

control de instrumentos seriales. Los códigos son adicionados en el diagrama de bloques usando representaciones graficas de funciones para controlar los objetos adicionales en el panel frontal. Después de creado, el diagrama de bloque es compilado para el lenguaje de máquina.

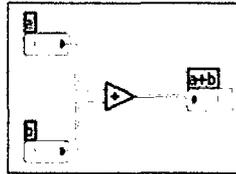


Figura 4.1 Ejemplo de programación a través de iconos.

4.1.2 Instrumento Virtuales

Los programas del LabVIEW son llamados de instrumentos Virtuales, o VIs, porque su apariencia y operación imitan instrumentos físicos, tal como osciloscopios y multímetros. Cada VI tiene funciones que manipulan a entrada por la interface del usuario o de otras fuentes, a través de la adquisición de señales y indican esa información o se mueven para otros archivos u otros computadores.

Un VI contiene los tres siguiente componentes:

- Panel Frontal: Sirve como interface del usuario (Figura 3.2).
- Diagrama de bloques: Contiene el código fuente gráficos que define el funcionamiento de la VI (Figura 3.3)
- Icono conector: Identifican el VI, de modo que este pueda ser usado en otro VI (Figuras 3.4 y 3.5). Un VI dentro de otra VI es llamado de subVI. Un subVI corresponde a una sub-rutina en lenguajes de programación basados en texto.

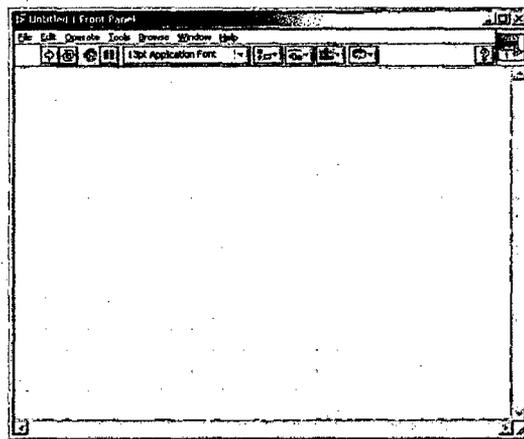


Figura 4.2. Panel frontal

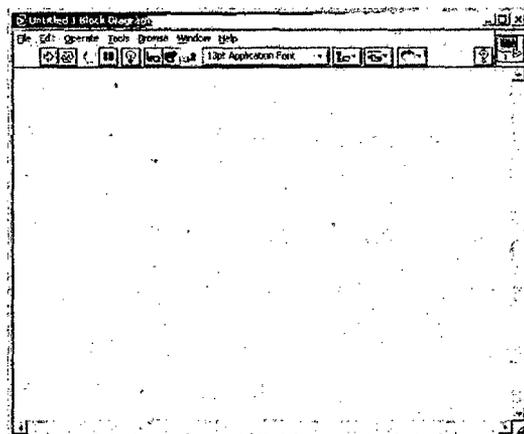


Figura 4.3 Diagrama de bloques

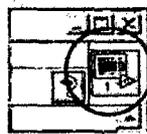


Figura 4.4 Icono.



Figura 4.5 Conector

4.1.3 Descripción del aplicativo desarrollado para adquisición y análisis de vibraciones

El aplicativo desarrollado fue Titulado como Programa de Detección de Defectos en Rodamientos. El posee diversos módulos, responsables por la adquisición y visualización de señales, cálculo de frecuencia características de defecto en rodamientos y aplicación de las técnicas comunes utilizadas para análisis de señales de vibración. Cada módulo de esos corresponde a un subVI.

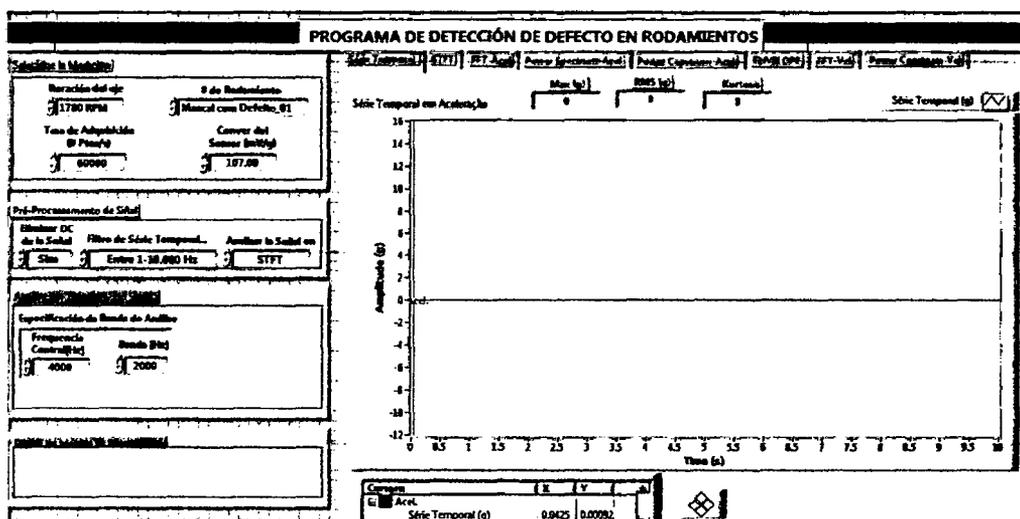


Figura 4.6. Aplicativo de detección de defecto en rodamientos.

Módulo de adquisición de señales

Este módulo posee la configuración responsable por la adquisición de la señal.

El panel frontal, mostrando en la figura 3.6, presenta en el dominio del tiempo.

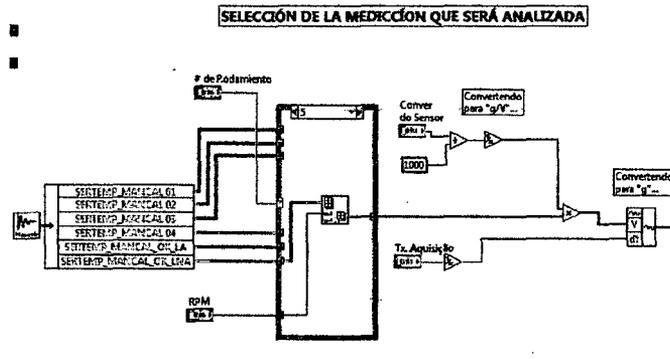


Figura 4.7 Diagrama de bloques para el módulo de adquisición de señales.

La figura presenta los controles para la configuración del tipo de rodamiento, rotación del eje, tasa de adquisición, especificación del sensor.

Seleccione la Medición	
Rotación del eje 1780 RPM	# de Rodamiento Mancal con Defecto 01
Tasa de Adquisición (# Ptas/s) 60000	Conver del Sensor (mV/g) 107.00

Figura 4.8 Selección del rodamiento..

La figura presenta los controles para el pre-procesamiento de la señal: DC de la señal, filtro de la serie temporal, tipo de analizador de la señal

Pré-Procesamiento de Señal		
Eliminar DC de la Señal	Filtro de Serie Temporal...	Analizar la Señal en
<input checked="" type="checkbox"/> Sim	<input checked="" type="checkbox"/> Entre 1-10.000 Hz	<input checked="" type="checkbox"/> STFT

Figura 4.9 Selección de pre-procesamiento.

La figura presenta controles para el análisis ENVELOPE.

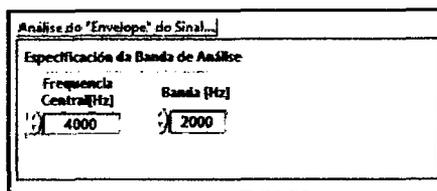


Figura 4.10 Selección del análisis Envelope.

Módulo de visualización de señales

Este módulo es responsable por la visualización de las señales, después de la adquisición. El representa gráficos de: en el dominio del tiempo, espectro en frecuencia (velocidad y aceleración), STFT, Envelope, Spectrum y Cepstrum. Posee también controles de indicadores que informan los valores de Pico, RMS, Factos de cresta y kurtosis de la señal.

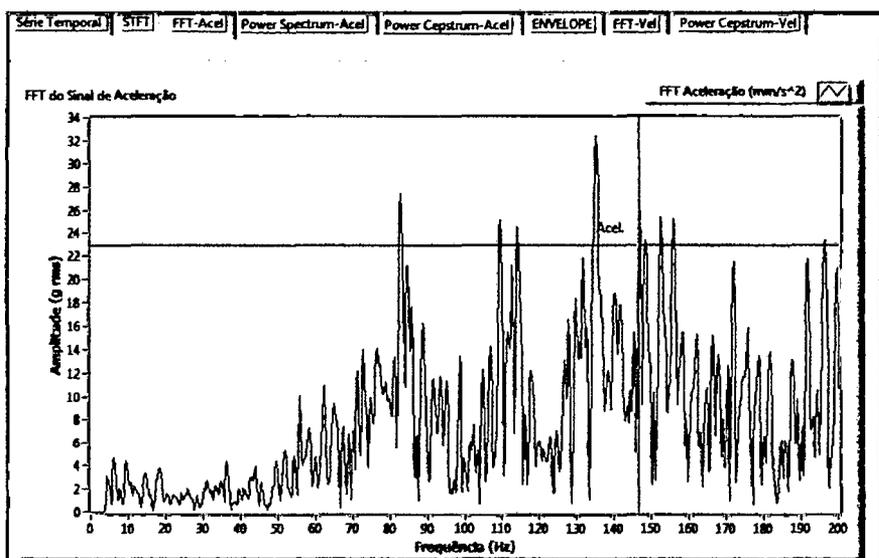


Figura 4.11 Modulo de visualización de señales.

Módulo de la técnica del envelope

En este módulo fue aplicada la técnica de envelope. Está compuesta por el grafico del espectro de frecuencia de envelope. Además de eso posee controles para configuración del sensor, controles para configuración de filtro (banda a analizar).

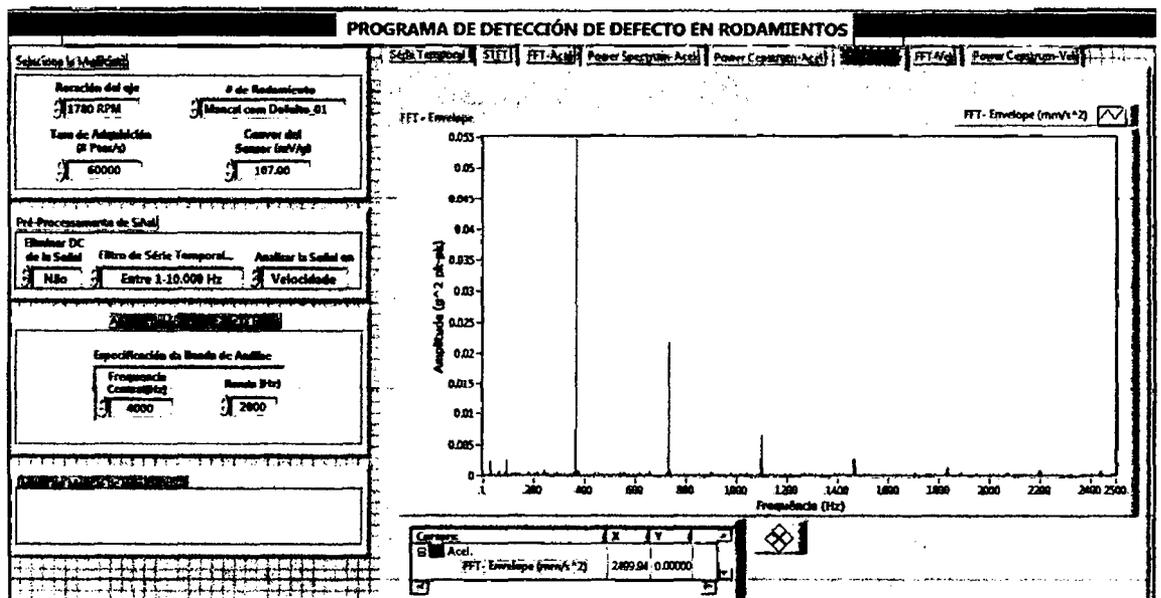


Figura 4.12 Panel frontal de la técnica Envelope.

La figura presenta los controles de configuración del filtro, donde deben ser indicadas las frecuencias centrales y de banda.

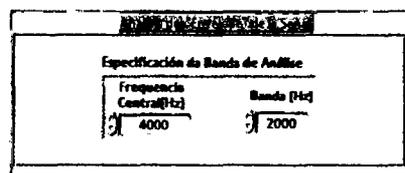


Figura 4.13. Configuración del filtro; frecuencia central y bandas.

La figura muestra el código fuente de la rutina desarrollada para la técnica envelope.

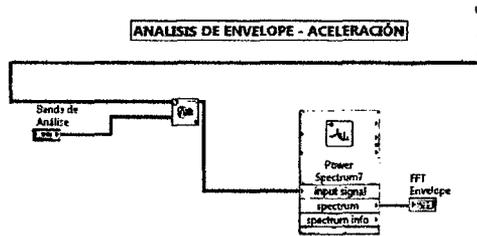


Figura 4.14 . Diagrama de bloque del módulo de análisis de envelope.

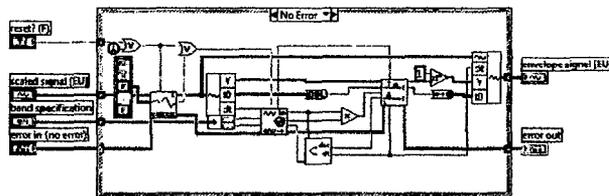


Figura 4.15. Diagrama de bloque de la técnica de envelope.

Módulo de la técnica de Transformada Corta de Fourier STFT

En este módulo fue aplicada la técnica de transformada corta de Fourier. Es compuesta por el grafico con el espectro en tiempo-frecuencia.

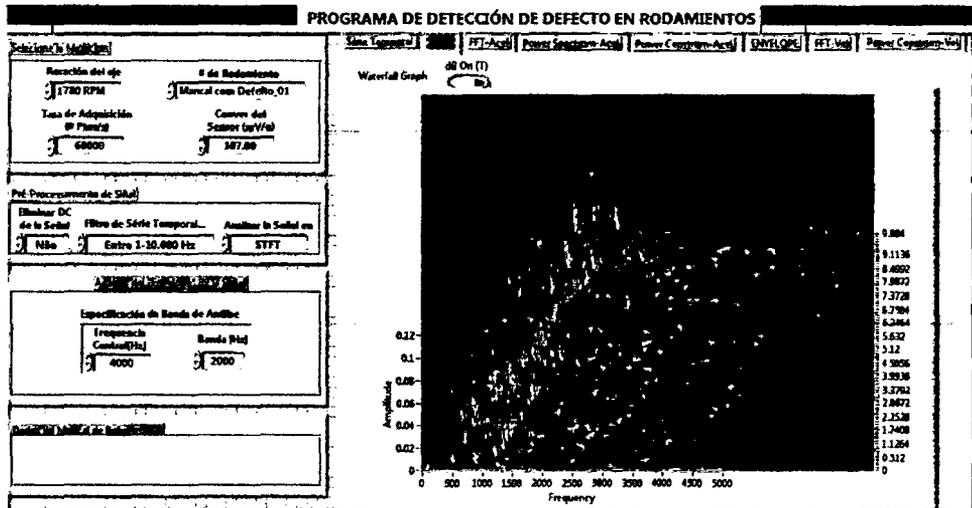


Figura 4.16 Panel frontal de la técnica STFT.

La figura muestra el código fuente de la rutina desarrollada para la técnica STFT.

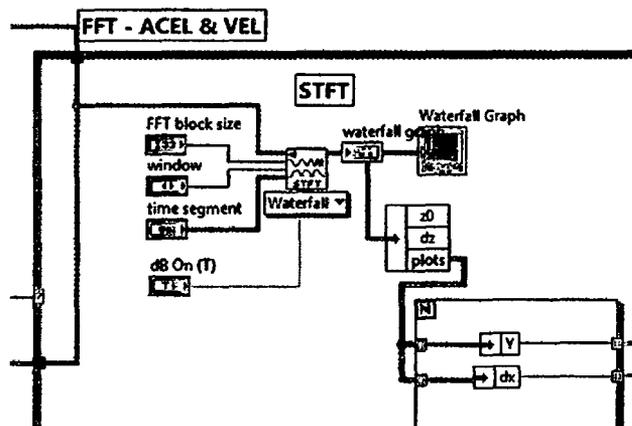


Figura 4.17 Digrama de bloque da técnica STFT.

4.2 Descripción del Banco Experimental

Este capítulo es referente a la descripción del banco experimental, concebida para simulación y estudio de defectos en rodamientos y validación del aplicativo desarrollado.

Además de eso serán mostrados los sensores utilizados y de detalles de la banca de pruebas.

Antes de iniciar la descripción del banco experimental, es necesario entender como es realizada la adquisición de la señal de vibración. La figura presenta un esquema del sistema de adquisición de señales, lo cual es compuesto por un sensor de vibración, que en este caso es el acelerómetro; como acondicionador de señales; una placa de adquisición de señales y un computador con el software de adquisición de señales.

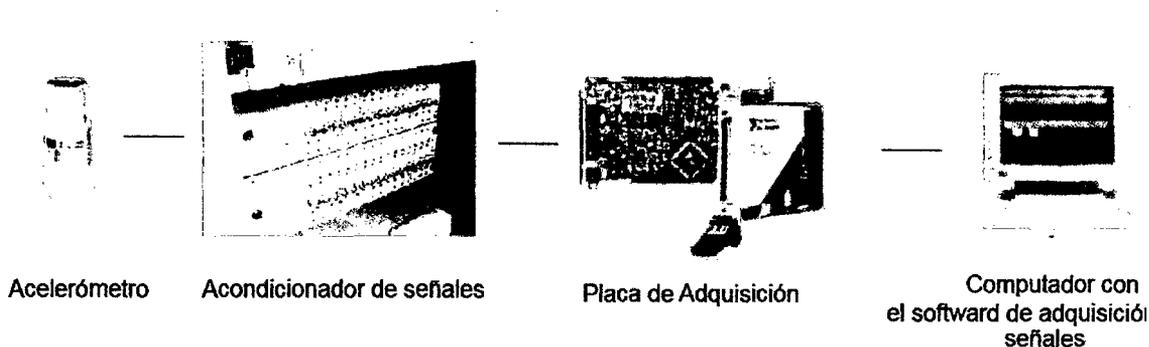


Figura 4.18 Esquema do sistema de adquisición de señales de vibración.

- **Acondicionador de señales:** Alimenta el sensor, amplifica y filtra la señal antes de enviar para la placa de adquisición y ajusta la impedancia eléctrica.
- **Placa de adquisición:** Convierte la señal analógica en digital.

- Computador con software de adquisición de señales: Interface donde son visualizados y analizados las señales.

4.3 Banco Experimental rotor-kit

Los rodamientos defectuosos fueron montados, uno cada vez, en un rotor-kit modelo ABVT (*Alignment / Balance Vibration Trainer*) que simula la operación de una maquina rotativa. Las fallas en los rodamientos fueron introducidos intencionalmente. Los rodamiento defectuosos y el rotor-kit utilizados en los experimentos puede ser visto en las Figuras 4.2 (a) y (b).

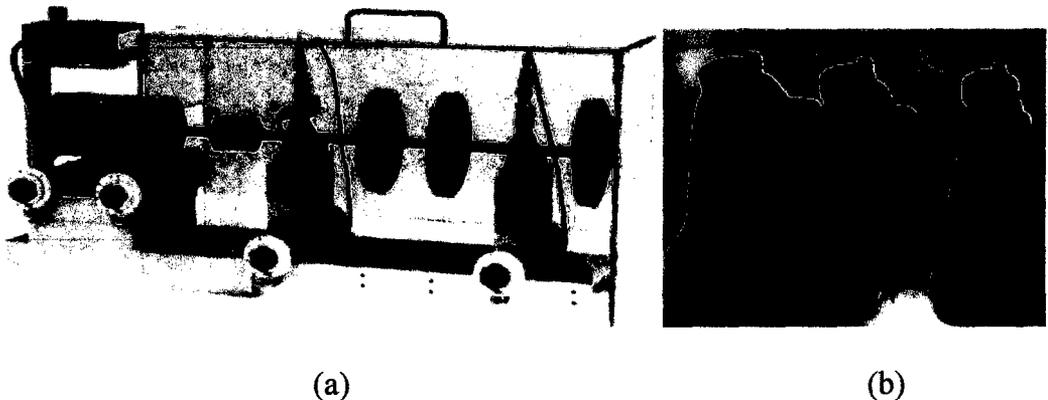


Figura 4.19 (a) Rotor Kit ABVT™ (b) Rodamientos defectuosos utilizados en el experimento.

Las informaciones técnicas al respecto de los rodamientos del rotor-kit son las siguientes:

Número de elementos rodantes: 8 esferas.

Diámetro de la esfera: 0.7145 cm.

FTF: 0.375 CPM/RPM.

BPFO: 2,998 CPM/RPM.

BPFI: 5,002 CPM/RPM.

BSF: 1,871 CPM/RPM.

Un resumen teórico de las frecuencias de defecto es mostrado abajo en la Figura 4.3.

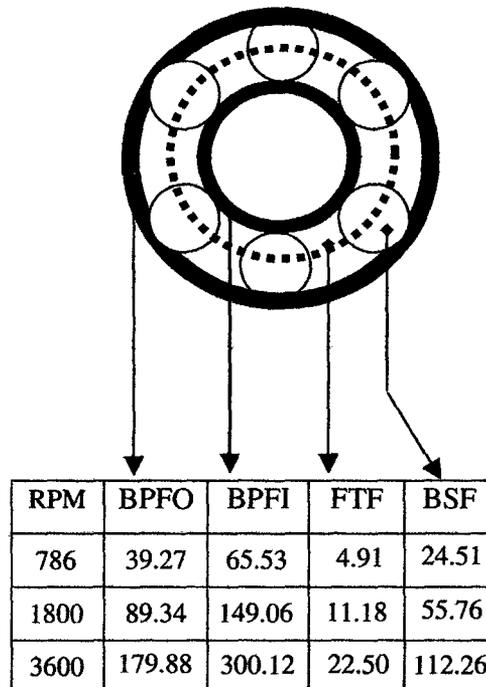


Figura 4.20 Cálculo de las frecuencias características de fallas.

4.4 Metodología de Identificación de fallas en Rodamientos

La metodología para la identificación de fallas en cojinetes de rodamiento fue dividida, en cinco etapas:

- 1) La primera etapa fue la adquisición de las señales de vibración en el dominio del tiempo de los 03 cojinetes defectuosos y 01 cojinete normal.
- 2) La segunda etapa fue el análisis vía la transformada corta de Fourier STFT, para identificar las zonas de resonancia.
- 3) La última etapa es el análisis de la señal utilizando la técnica de envelope para identificar la frecuencia característica de falla presente, para esto se necesita datos de frecuencia central y longitud de banda proporcionada en el paso 2 vía e análisis STFT.

4.5 Adquisición de Datos

La adquisición de datos fue realizada en el Laboratorio de Ensayos Dinámicos y Análisis de Vibración (LEDAV) de la Universidad Federal de Rio de Janeiro, utilizando acelerómetros piezoeléctricos y un sistema de adquisición de datos acoplados a un computador. Los acelerómetros fueron fijados usándose una base pegada en la carcasa del cojinete del rodamiento, que tiene contacto directo con la pista externa.

Las señales de vibración fueron adquiridas en la dirección vertical, con una tasa de adquisición de 60.000 muestras por segundo, durante 10 segundos, totalizando

600.000 muestras y teniendo un espectro con frecuencia final de 30.000 Hz. El acelerómetro utilizado responde linealmente hasta 10 kHz y su frecuencia de resonancia está en torno de 12 kHz.

Los datos fueron adquiridos para 3 rotaciones diferentes de rotor-kit: 800 RPM, 1800 RPM y 3600 RPM.

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS Y RESULTADOS

En este capítulo la metodología propuesta para la identificación de fallas es utilizada en el análisis de 3 rodamientos defectuosos:

- Rodamiento 01 con defecto en la jaula.
- Rodamiento 02 con defecto en la pista externa.
- Rodamiento 03 con defecto en las bolas.

5.1 Análisis del rodamiento 01 con falla en la jaula

La Figura 5.1b muestra la señal del rodamiento 01 con defecto en la jaula. Para poder identificar este defecto fue utilizado la señal adquirida con 3600 RPM. Para aplicar la metodología sugerida en los capítulos anteriores, fueron utilizados los siguientes pasos:

1° Paso: - Señales del acelerómetro del tiempo

La Figura 5.1a muestra las señales de vibración del rodamiento sin defecto (Rodamiento SD) y del rodamiento defectuoso (Rodamiento 01). La diferencia entre las dos señales es evidente, tanto en la amplitud cuando en el tipo de señal. El rodamiento en buenas condiciones acontece, sin impactos, en cuanto que el rodamiento 01 presenta amplitudes mayores y picos más pronunciados.

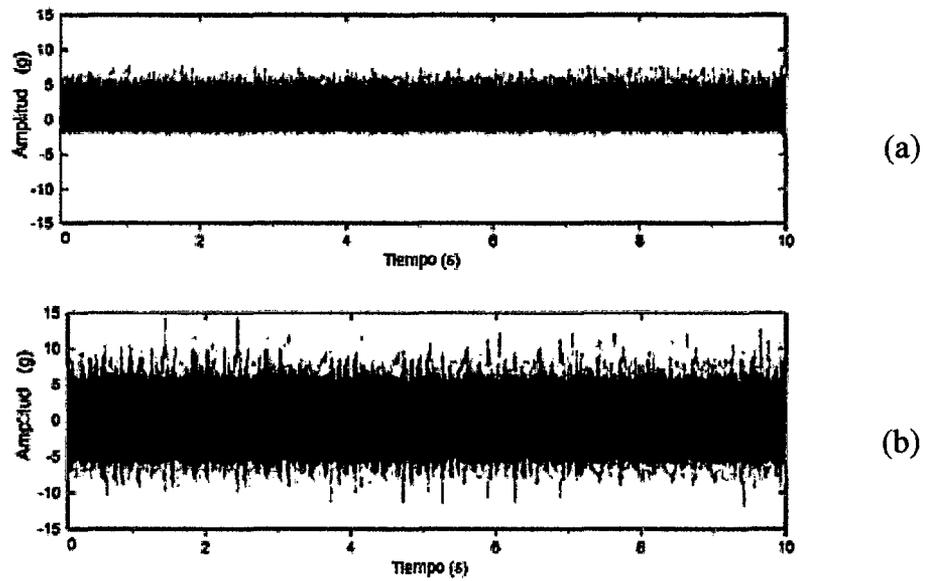


Figura 5.1 (a) Señal de vibración del rodamiento sin defecto
(b) Señal del rodamiento con defecto.

La Figura 5.2 muestra los parámetros estadísticos calculados para los dos tipos de rodamientos e incluyen el valor RMS, valor de pico (peak), factor K y kurtosis (en el tiempo).

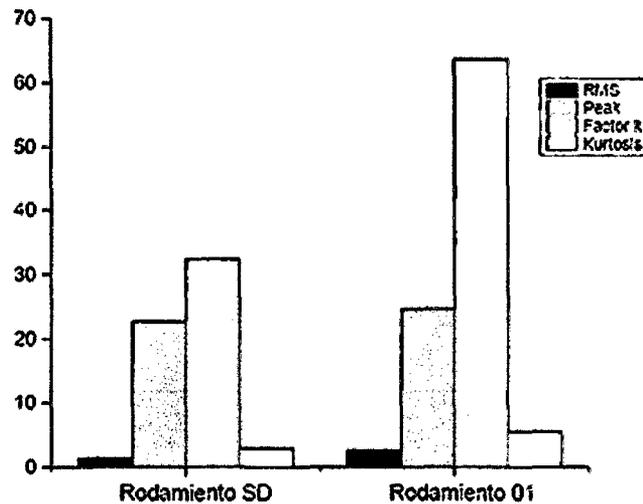


Figura 5.2 Gráfico comparando los parámetros estadísticos para los rodamientos con y sin defectos.

Se percibe que hay un aumento en los parámetros estadísticos para el rodamiento 01 que indica que está operando en una condición anormal. Los parámetros estadísticos que muestran la mayor diferencia entre los dos conjuntos son kurtosis y el factor k. El rodamiento 01 tiene kurtosis superior a 3 (que es considerado como un indicativo de falla en el rodamiento) y tiene un factor k elevado (que es un parámetro muy sensible al impacto)

2º Passo: - Análisis STFT

El segundo paso es el análisis de STFT de la señal, con la finalidad de identificar la frecuencia de los impactos contenidos en esa señal.

Para el estudio con la técnica de STFT para el análisis tiempo-frecuencia, se utilizó para la segmentación de la señal utilizando una ventana (Hanning), para evitar problemas como aliasing y leakage, a cada uno de los segmentos se les aplica la transformada de Fourier y se calcula su energía.

De esta forma se consiguen detectar los impulsos y fin de cada impulso así como su duración. El principal indicador en el diagnóstico de averías y parámetro de comparación entre señales es el número de impulsos presentes en la señal. La no presencia de alguno de los impulsos indica que algún tipo de avería está afectando a la señal.

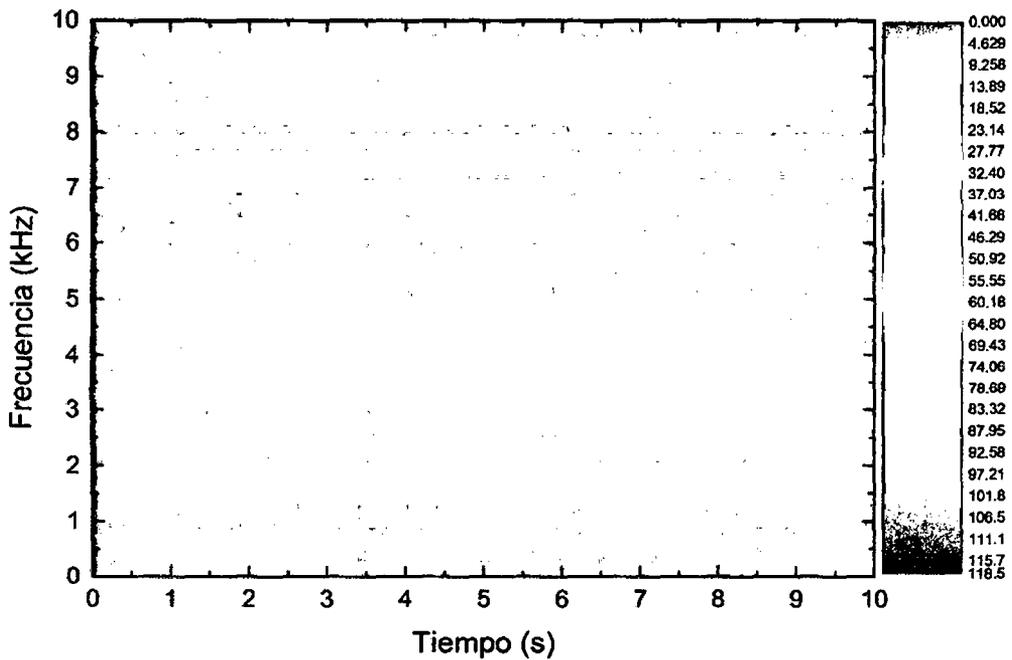


Figura 5.3 Espectrograma con ventana Hanning con ancho de ventana de 1024, para rodamiento sin defecto.

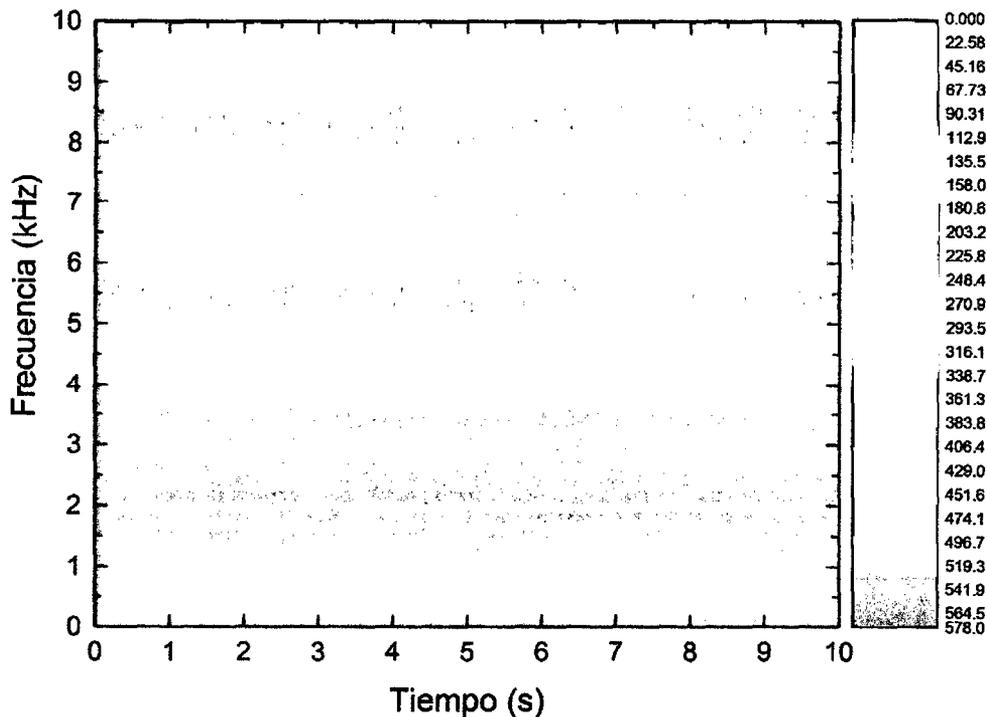


Figura 5.4 Espectrograma con ventana Hanning con ancho de ventana de 1024, para rodamiento con defecto.

Comparando el espectro en frecuencias de los impulsos de una señal en buen estado con los de otra señal cualquiera también es posible determinar si esta última presenta algún defecto.

La Figura 5.3 y 5.4 muestra el espectrograma del rodamiento sin defecto y con defecto, se percibe que la falla provoca un aumento del espectro (Figura 5.4) en el intervalo de 5-6 kHz y 8 kHz, con aumento en amplitud considerable.

3º Paso: - Análisis Envelope

El tercer paso es el análisis del envelope de la señal, con la finalidad de identificar la frecuencia de los impactos contenidos en esa señal.

La banda de demodulación seleccionado fue de 1 kHz centra en 5.5 y 8 kHz teniendo los mismos resultados.

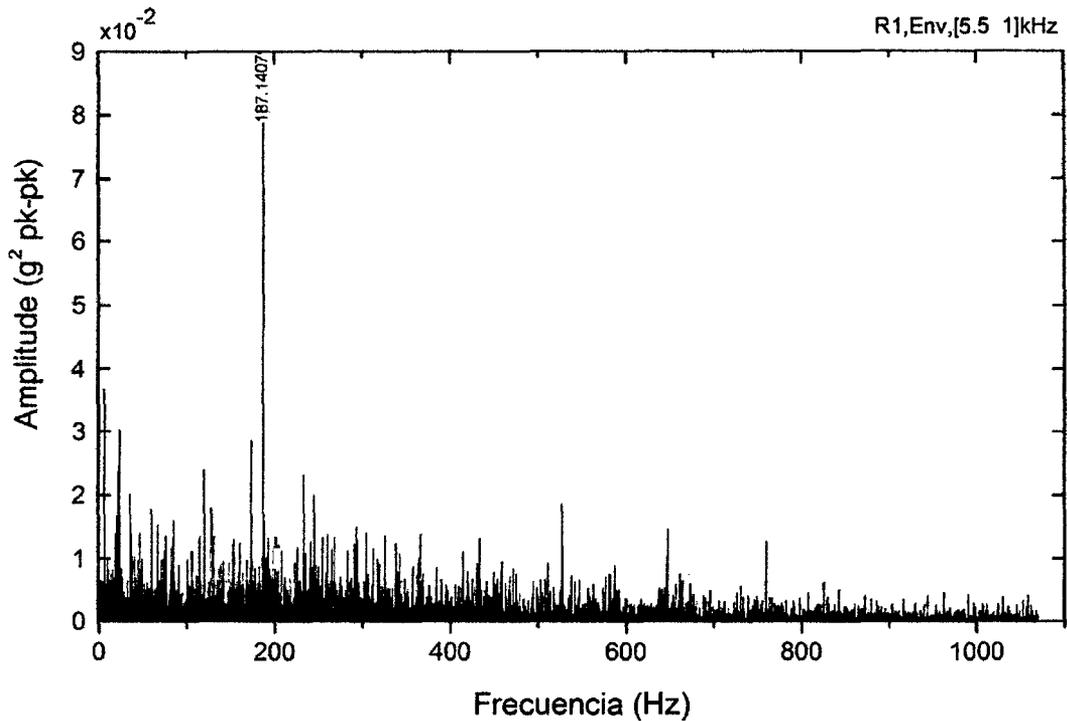


Figura 5.5 Espectro de envelope para el rodamiento 1, longitud de banda 1kHz y banda central 5.5 kHz.

La Figura 5.5 muestra el espectro de envelope, donde puede ser identificada la frecuencia de 187.1 Hz, relativa al defecto provocado en la jaula, cuyo valor teórico fue previamente calculado como múltiplo de 22.5 (180 Hz)

Valor experimental	Valor Teórico	Variación (%)
187.1	180	3.94

Tabla1. Comparación de valor teórico y experimental, falla en la jaula.

5.2 Análisis del rodamiento 02 con falla en la pista externa

Para analizar la falla en el rodamiento 02, fue utilizado el mismo procedimiento del rodamiento 01. Será presentado los resultados del análisis según la metodología.

La Figura 5.6 muestra la señal del rodamiento 02 que posee un defecto en la pista externa. La falla en este rodamiento fue identificada cuando el rodamiento 02 estaba en una rotación de 1800 RPM.

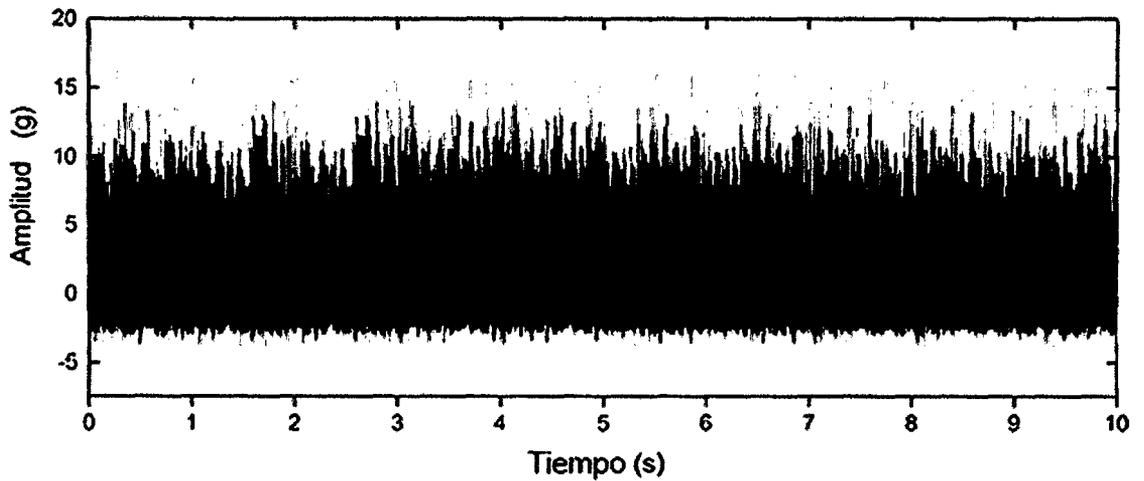


Figura 5.6 Señal original del rodamiento 02

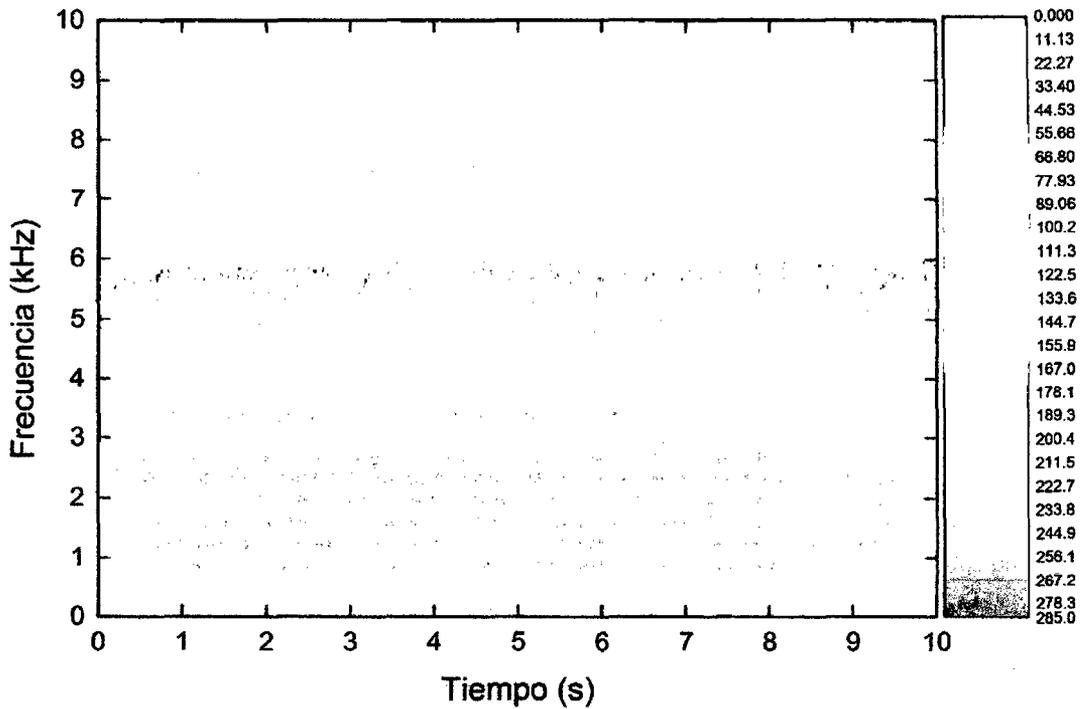


Figura 5.7 Espectrograma con ventana Hanning con ancho de ventana de 1024, para rodamiento con defecto 02.

La Figura 5.7 muestra el espectrograma del rodamiento con defecto, se percibe que la falla provoca un aumento del espectro en el intervalo de 5-6 kHz, con aumento en amplitud considerable.

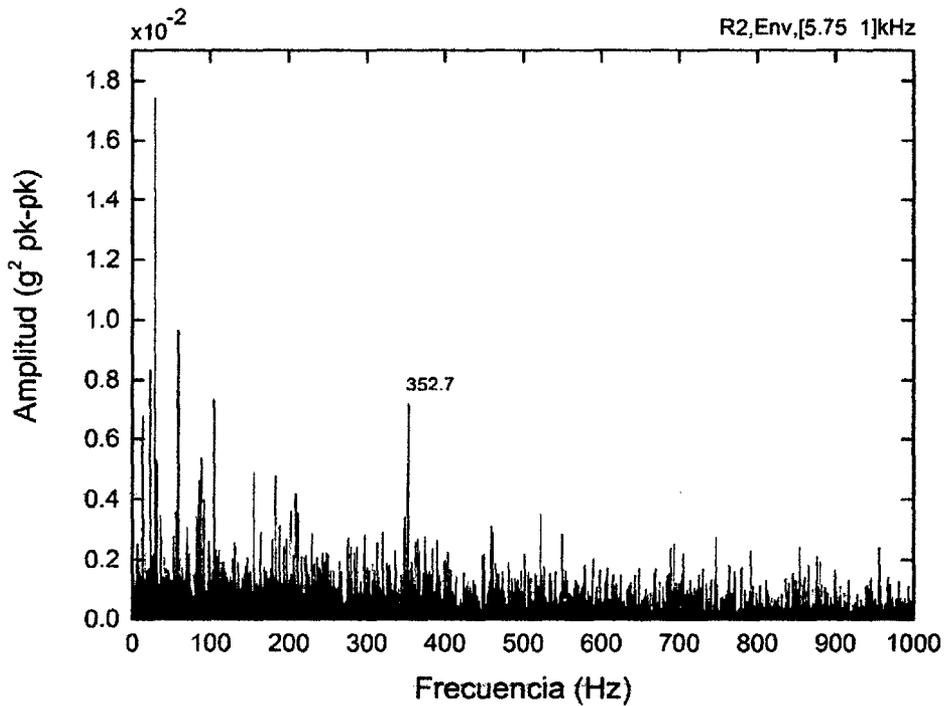


Figura 5.8 Espectro de envelope para el rodamiento 02, longitud de banda 1kHz y banda central 5.75 kHz.

La Figura 5.8 muestra el espectro de envelope, donde puede ser identificada la frecuencia de 352.7 Hz, relativa al defecto provocado en la pista externa, cuyo valor teórico fue previamente calculado como múltiplo de 89.34 (357.36 Hz)

Valor experimental	Valor Teórico	Variación (%)
352.7	357.36	1.30

Tabla2. Comparación de valor teórico y experimental, falla en pista experta

5.3 Análisis del rodamiento 03 con falla en las bolas

La Figura 5.9 muestra la señal de un rodamiento con defecto en las bolas. Para identificar este tipo de defecto fue utilizado señales de vibración del cojinete 03 operando a 800 RPM.

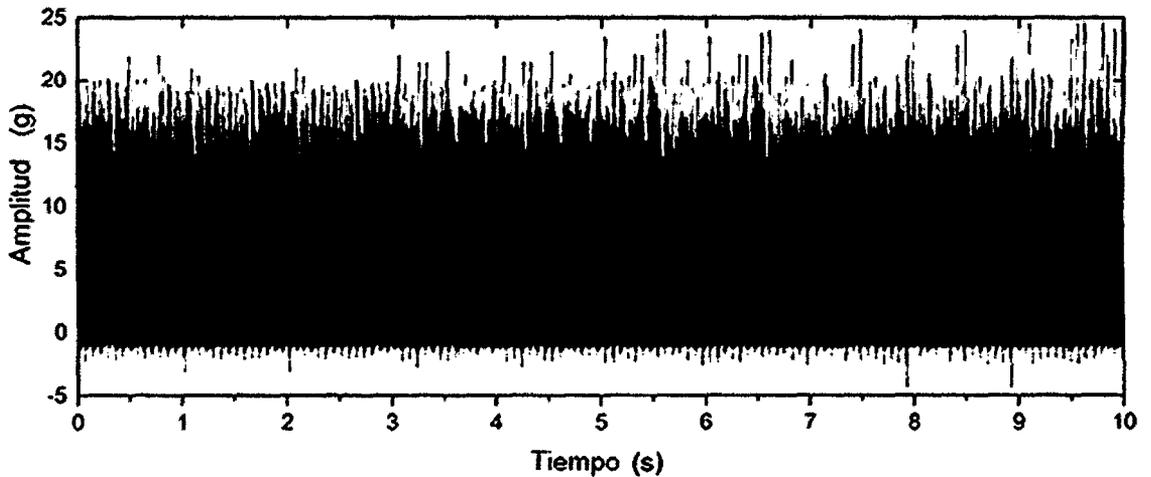


Figura 5.9 Señal original del rodamiento 03

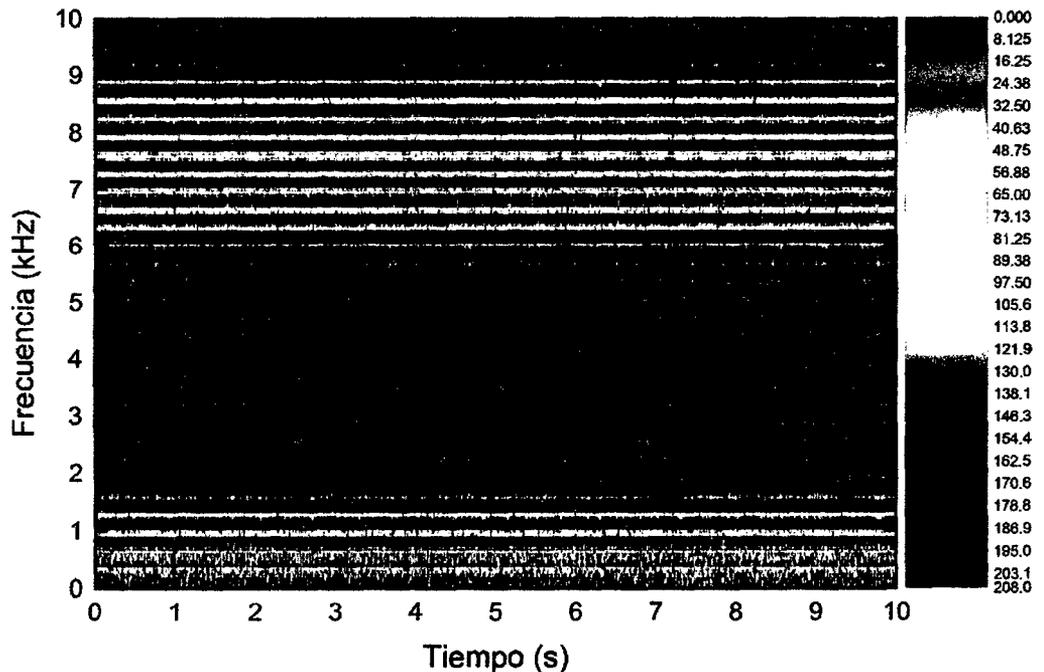


Figura 5.10 Espectrograma con ventana Hanning con ancho de ventana de 1024, para rodamiento con defecto 03.

La Figura 5.10 muestra el espectrograma del rodamiento con defecto, se percibe que la falla provoca un aumento del espectro en el intervalo de 0-1 kHz y 7-8 kHz, con aumento en amplitud considerable.

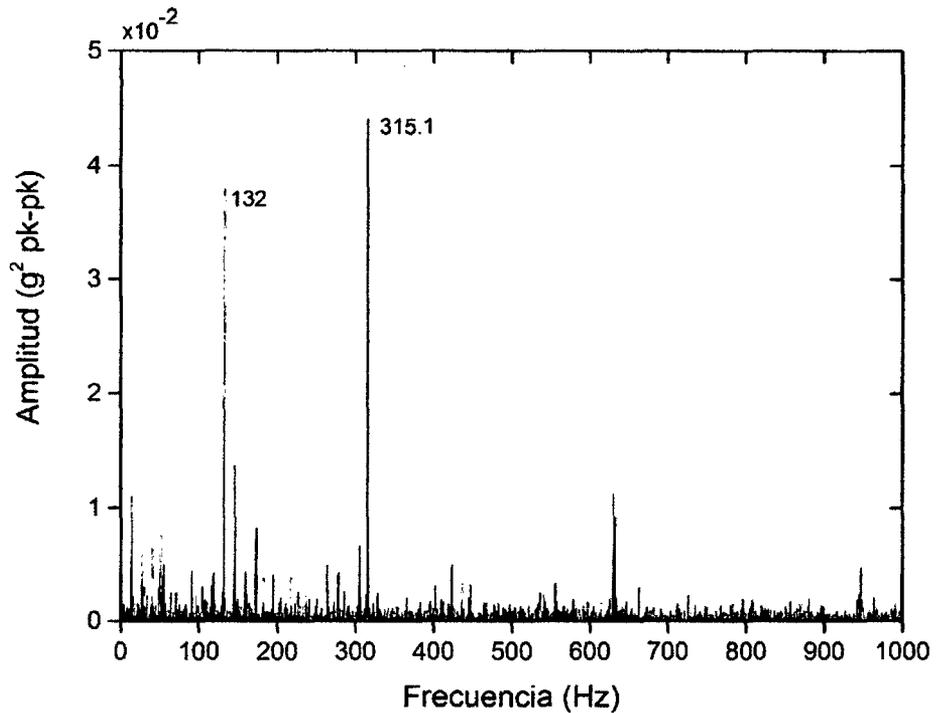


Figura 5.11 Espectro de envelope para el rodamiento 03, longitud de banda 1kHz y banda central 0.5 kHz.

La Figura 5.11 muestra el espectro de envelope, donde puede ser identificada la frecuencia de 132 y 315.1 Hz, relativa al defecto provocado en la jaula y en las esferas, cuyo valor teórico fue previamente calculado como múltiplo de 4.91 (132.54 Hz) y 24.51 (318.63).

Valor experimental	Valor Teórico	Variación (%)
132	132.54	0.41
315.1	318.63	1.11

Tabla3. Comparación de valor teórico y experimental, falla en las bolas.

CONCLUSIONES

A través del estudio de fallas en cojinetes de rodamientos en máquinas rotativas y sus efectos de vibración y de las técnicas de análisis de señales utilizadas para el tratamiento de datos y diagnóstico de defectos, fue posible desenvolver el sistema aplicativo propuesto para adquisición y análisis de señales de vibración, teniendo por base la plataforma LabVIEW.

En virtud de las mediciones realizadas en el banco experimental, se puede validar el sistema aplicativo, verificando los diversos módulos desarrollados, tal como adquisición de señales, de visualización de señales y de técnicas de análisis de señales.

De acuerdo con los defectos inducidos en el banco experimental, se puede evaluar las técnicas de análisis de señales utilizadas en el aplicativo. Con los defectos en los rodamientos se verifico la transformada corta de Fourier y la técnica de envelope.

Este aplicativo se mostró práctico y viable, una vez que instalado en un computador portátil, que posea una placa de adquisición de señales, puede ser transportado con facilidad para cualquier lugar en especial para embarcaciones y su posterior análisis en el tren de propulsión.

Como temas para futuros trabajos se propone: 1) La aplicación del aplicativo a máquinas rotativas en diferentes industrias especialmente a embarcaciones debido a su complejidad en la adquisición y distorsión de la señales producto de ruidos ocasionados por la gran cantidad de quipos. 2) Comparación de diferentes técnicas en análisis de falla en rodamientos en el dominio tiempo-frecuencia por ejemplo Transformada corta de Fourier y Transformada Wavelet

BIBLIOGRAFÍA

- [1] NORTON, M. P., *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*. 2ed. Cambridge, Cambridge University Press, 1994.
- [2] FUCHS, G. J., “Bancada experimental para monitoramento de falhas em rolamentos”. In: 1 Simpósio Brasileiro de Metrologia em Acústica e Vibrações, pp 5-8, Rio de Janeiro, Dezembro, 1996.
- [3] AMRJ, comunicação pessoal da Gerência de Extra-Marinha do Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, Junho de 2004.
- [4] TANDON, N., CHOUDHURY, A. A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. *International Journal of Tribology*, V.32, Issue8, pp.469-480, 1999.
- [5] MESQUITA, L. A. A., Santiago, D.F.A., Bezerra, R.A., Miranda, U.A., Dias, M., Pederiva, R. “Detecção de falhas em rolamentos usando transformadas tempo-frequência comparação com análise de envelope.”, *Mecânica Computacional*, Vol. 21, pp.1938-1954, Santa Fé, Argentina, outubro 2002.
- [6] RANDALL, R. B.; *State of Art in Monitoring Rotating Machinery; Part 1 and 2; Sound and Vibration Magazine; EUA*, 38 no. 4 e 5, março e abril de 2004.

- [7] BEZERRA, R. A. Detecção de Falhas em Rolamentos por Análise de Vibração. Tese de Doutorado. Faculdade De Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, Brasil, julho de 2004.
- [8] FELDEMAN, M. Hilbert transform in vibration analysis. *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, V.25, 2011, pp.735-802.
- [9] DUNTON, T. A, An Introduction to Time Waveform Analysis, Universal technologies, Inc. <<http://www.unitechinc.com/pdf/IntroductiontoTimeWaveformAnalysis.pdf>> Internal Report. Acessado em 17/02/2014.
- [10] SHIGLEY, J.E., MISCHE, C.R. AND BUDYNAS, R.G. (2004): *Mechanical Engineering Design*, 7th Edition, McGraw Hill.
- [11] RUBIO, H, "Diseño mecánico" Apuntes de cuarto curso de la titulación ingeniería industrial. Universidad pública Carlos III de Madrid España, (2008).
- [12] SKF, "Manual SKF de mantenimiento de rodamientos (Dinamatca,1996), pp168-190.
- [13] CAPISTRAN, V.G., PAREDES, R.P. (2005) "Diagnóstico de condiciones de operación de rodamientos en máquinas usando espectros de alto orden". Tesis de Maestría en Ingeniería Mecatrónica presentado en el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.
- [14] QUINTERO, S.C., TRUJILLO, G.N., "Detección de fallas en rodamientos cónicos por medio de la aplicación de la técnica de enveloping". Trabajo de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico. Universidad industrial de Santander, 2010.
- [15] OSORIO, E.,S., "Aplicação de curtosse espectral na identificação de falhas em mancais de rolamentos", Dissertação de Mestrado, Universidad Federal de Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

- [16] PINTO, A. K., “Manutenção: Função Estratégica”, Rio de Janeiro, Qualitymark Editora Ltda, 2001.
- [17] ANTONIOLLI, E. B. Análise Comparativa das Técnicas de Medição e Análise das Vibrações, aplicadas na Manutenção Preditiva. Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 1999.
- [18] GARCIA, P. O., “Non-Destructive Failure Diagnostics for Ball/Roller-Bearing”, Pag. 57-86. Memórias de 3ra Jornadas de Estudantes de Ingeniería Acústica Valdivia (1994).
- [19] GUPTA, K., “Vibration — A tool for machine diagnostics and condition monitoring”. En: *Sadhana* 22 (1997), p. 393–410.
- [20] LEBOLD, M., MCCLINTIC, K., CAMPBELL, R., BYINGTON, C., MAYNARD, K., “Review of vibration analysis methods for gearbox diagnostics and prognostics”. En: *Proceedings of the 54th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology*, Virginia Beach, 2000, p. 623–634.
- [21] BARKOV, A., BARKOVA, N., MITCHELL, J., “Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearing-Part 1,” *Sound and Vibration*, 10-17, June 1995. Disponível em: <http://www.inteltek.com/articles/>.
- [22] BEZERRA, R. A., SANTIAGO, D.F.A., PEDERIVA, “Utilização de redes neurais na identificação de falhas em rolamentos a partir de Parametros Estadística”, 2004.
- [23] DAVIES, A., “Handbook of Condition Monitoring: Techniques and Methodology”. London, Chapman & Hall, 1998.
- [24] *The Fundamentals of FFT-Based Signal Analysis and Measurement in LabView and LabWindows/CVI*, National instruments,

<http://zone.ni.com/devzone/devzone.nsf/webcategories/FD494388AEB00E2E86256AB7006B7080>, 2003

[25] Hewlett-Packard, Effective Machine Measurement using Dinamic Signal Analyzers: Application Note 243-1, USA, 1997.

[26] POLIKAR, R., “Fundamental Concepts & An Overview of the Wavelet Theory – The Wavelet Tutorial. Rowan University, College of Engineering”. 2 ed, 1996.