

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



**Estudio de la elipse de contacto en rodamientos y su
aplicación a la detección de defectos**

PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA INDUSTRIAL

Departamento de Ingeniería Mecánica

Leganes, Enero 2011

Autor: Luis Sierra Andrés

Tutora: Cristina Castejón Sisamón

Índice

1. Introducción	8
1.1 Introducción.....	8
1.2 Objetivos del proyecto	9
1.3 Organización del proyecto	10
2. Contexto teórico.....	11
2.1 Teoría de la elasticidad	11
2.2 Fundamentos geométricos de los rodamientos	14
2.2.1 Curvatura y curvatura relativa	15
2.3 Tensiones y deformaciones superficiales	19
2.4 Reparto de cargas en rodamientos.....	25
2.5 Tratamiento de señales.....	27
2.5.1 Transformada de Fourier	29
2.5.2 Transformada de Hilbert–Huang	30
2.5.3 Energía de la señal.....	32
3. Fallo en rodamientos y sus causas	33
3.1 Defectos primarios en rodamientos	33
3.1.1 Desgaste	33
3.1.2 Indentaciones	35
3.1.3 Smearing (manchas).....	36
3.1.4 Agotamiento de la superficie	39
3.1.5 Corrosión.....	39
3.1.6 Daño por corriente eléctrica.....	40
3.2 Defectos secundarios	41
3.2.1 Descascarillado	41
3.2.2 Grietas	42
3.2.3 Daños en la jaula	43
3.3 Frecuencias características de defecto	44
3.4 Fases del deterioro de rodamientos	45

4. Interfaz de usuario (Contacto_rodamientos)	47
4.1 Introducción a Matlab®	47
4.2 Interfaz Contacto_rodamientos	50
4.2.1 Cálculo de la elipse de contacto.....	52
4.2.2 Variaciones con la carga	53
4.2.3 Frecuencias propias	54
4.2.4 Energía de la señal.....	55
4.2.5 Análisis de señales.....	56
5. Aplicación práctica	60
5.1 Rodamientos utilizados.....	60
5.2 Metodología experimental	61
5.2.1 ER16K	61
5.2.2 FAG 7206 B.....	62
5.3 Análisis de señales de vibración.....	63
5.3.1 Elipse de contacto.....	63
5.3.2 Detección de defectos.....	65
5.3.3 Energía del ancho de banda correspondiente al defecto	71
6. Conclusiones y futuros desarrollos	73
6.1 Conclusiones	73
6.2 Futuros desarrollos	75
7. Bibliografía	76
8. Anexo	77
8.1 Valores de a^* , b^* y δ^* en forma de tabla y como función de $F(\rho)$	77
8.2 Valores de a^* , b^* y δ^* en forma de gráfica como función de $F(\rho)$	78
8.3 Catálogo del rodamiento.....	80
8.4 Resultados obtenidos.....	82

Índice de figuras

Figura 1.1 – Vista interior de un rodamiento [2]	9
Figura 2.1 – Estado tensional de un cubo infinitesimal bajo carga [5]	11
Figura 2.2 – Representación simple de un rodamiento [5]	14
Figura 2.3 – Radios y ángulo de contacto del rodamiento [5].....	15
Figura 2.4 – Curvatura del contacto entre dos sólidos [5]	16
Figura 2.5 – Rodamiento de contacto angular [5]	16
Figura 2.6 – Geometría de un rodamiento de rodillos esféricos [5]	18
Figura 2.7 – Esquema de un rodamiento de rodillos cilíndricos [5]	19
Figura 2.8 – Esquema de un rodamiento de rodillos cónicos [5]	19
Figura 2.9 – Modelo para el análisis de Boussinesq [5]	20
Figura 2.10 – Elipse de contacto y tensiones sobre la misma [5].....	25
Figura 2.11 – Posición más desfavorable para reparto de cargas	25
Figura 2.12 – Reparto de cargas en un rodamiento	26
Figura 2.13 – Onda sinusoidal con diferentes modos de medir la amplitud [1].....	27
Figura 2.14 – Vibración compuesta resultante de la suma de dos vibraciones simples [1]	28
Figura 2.15 – Vibración aleatoria representada en tiempo y frecuencia [1]	28
Figura 2.16 – Vibración correspondiente a golpeteos intermitentes y espectro de frecuencia asociado [1].....	28
Figura 2.17 – Modulación en amplitud de una señal y espectro de frecuencias asociado [1].....	29
Figura 2.18 – Descomposición en funciones senoidales y representación en frecuencia [1].....	30
Figura 2.19 – Proceso de descomposición de una señal en IMF [8].....	31
Figura 3.1 – Rodamiento desgastado debido a partículas abrasivas [6]	33
Figura 3.2 – Rodamiento desgastado debido a lubricación inadecuada [6]	34
Figura 3.3 – Rodamiento desgastado debido a vibraciones [6].....	35
Figura 3.4 – Indentaciones producidas por exceso de carga o fallo durante el montaje [6].....	35
Figura 3.5 – Ampliación de las indentaciones producidas por partículas extrañas [6].....	36
Figura 3.6 – Manchas en el borde de un rodillo por lubricación inadecuada y carga axial elevada [6]	37
Figura 3.7 – Manchas en el carril de un rodamiento debido a deslizamiento de los rodillos [6]	37
Figura 3.8 – Mancha transversal debido a fallos de montaje y lubricación inadecuada [6]	38
Figura 3.9 – Manchas en la superficie exterior debido al movimiento relativo con el alojamiento [6]	38
Figura 3.10 – Agotamiento de la superficie de un rodillo esférico [6].....	39
Figura 3.11 – Corrosión debida a la presencia de agua o humedad [6].....	39
Figura 3.12 – Corrosión en la superficie exterior del rodamiento por contactos tribológicos [6]	40
Figura 3.13 – Rodamiento dañado por el paso de corriente eléctrica [6]	40
Figura 3.14 – Descascarillado por precarga excesiva [6].....	41
Figura 3.15 – Descascarillado por compresión oval [6].....	42
Figura 3.16 – Descascarillado por carga axial [6].....	42
Figura 3.17 – Grietas en rodamientos [6]	43
Figura 3.18 – Rotura por fatiga de la jaula de un rodamiento [6]	44
Figura 3.19 – Fases del deterioro de un rodamiento [1].....	45
Figura 4.1 – Pantalla principal de Matlab®	48

Figura 4.2 – Pantalla principal de GUIDE.....	49
Figura 4.3 – Pantalla de inicio de la interfaz ‘Contacto_rodamientos’.....	50
Figura 4.4 – Pantalla principal de aplicación Contacto_rodamientos	51
Figura 4.5 – Pantalla para modificar los parámetros del rodamiento seleccionado	52
Figura 4.6 – Pantalla de petición de carga.....	52
Figura 4.7 – Pantalla principal con los resultados del tamaño de la elipse del contacto	53
Figura 4.8 – Gráfica de variación del área frente a la carga aplicada	54
Figura 4.9 – Pantalla de cálculo de las frecuencias características de defecto.....	54
Figura 4.10 – Pantalla de cálculo de la energía de una señal.....	55
Figura 4.11 – Pantalla para el análisis de señales	56
Figura 4.12 – Resultados del análisis de la señal 'E20602'	57
Figura 4.13 – Espectro de frecuencia de la señal E20602.....	58
Figura 4.14 – Pantalla de cálculo de la energía de la señal a10b (ER16K)	58
Figura 4.15 – Energía de la señal "a10b" con la banda 0–1 Hz eliminada	59
Figura 5.1 – Banco de ensayos utilizado para la realización de ensayos con rodamiento ER16K [3]	61
Figura 5.2 – Cadena de medida para el rodamiento ER16K [3].....	62
Figura 5.3 – Cadena de medida para el banco de ensayos de FAG 7206 B [2].....	62
Figura 5.4 – Elipse de contacto para rodamiento ER16K cargado con 10, 25 y 39 N.....	63
Figura 5.5 – Elipse de contacto del rodamiento FAG 7206 B cargado con 200 N	64
Figura 5.6 – Área de contacto para ejemplo de rodillo cilíndrico.....	65
Figura 5.7 – IMF 1 para la señal b30n	65
Figura 5.8 – Evolución de la amplitud relativa frente al área en rodamiento normal	66
Figura 5.9 – IMF 1 de la señal "A30607".....	66
Figura 5.10 – IMF 2 para la señal de vibración "m30e".....	67
Figura 5.11 – Evolución de la amplitud relativa frente al área en defectos en pista externa	67
Figura 5.12 – IMF 1 para señal "E20602"	68
Figura 5.13 – IMF 1 para señal de vibración "m20i"	68
Figura 5.14 – Evolución de la amplitud relativa frente al área en defectos en pista interna	68
Figura 5.15 – IMF 1 para señal de vibración "b10b"	69
Figura 5.16 – Evolución de la amplitud relativa frente al área en defectos en bola.....	69
Figura 5.17 – IMF 1 para la señal "B100606"	70
Figura 5.18 – Energía de la señal "m20i" en la banda de frecuencia 65–75 Hz	71
Figura 5.19 – Porcentaje de la energía que representa la banda de frecuencia alrededor de la característica ..	72

Índice de tablas

Tabla 5.1 – Características del rodamiento FAG 7206 B [2]	60
Tabla 5.2 – Características del rodamiento ER16K [3]	60
Tabla 5.3 – Reacciones del rodamiento ER16K [3]	62

1. Introducción

1.1 Introducción

Los rodamientos son elementos que permiten el movimiento relativo de rotación entre dos piezas entre sí. Además de este movimiento rotatorio, también suelen estar situados en los puntos de unión de piezas, lo que implica que deben soportar las cargas aplicadas sobre las mismas. Al ser un elemento importante en el funcionamiento de las máquinas, es necesario que se encuentre en el mejor estado posible para llevar a cabo su tarea. Es por ello que el mantenimiento de los rodamientos se hace esencial para evitar o detectar defectos que pudieran provocar fallos en su funcionamiento.

En el mantenimiento predictivo o bajo condición, se evalúa el estado de los componentes mecánicos o eléctricos mediante técnicas de seguimiento y análisis, permitiendo programar las operaciones de mantenimiento "solamente cuando son necesarias". Consiste esencialmente en el estudio de ciertas variables o parámetros relacionados con el estado o condición del medio que mantiene, como por ejemplo la vibración, temperatura, aceites, aislamientos, etc. El estudio de estos parámetros suministra información del estado de sus componentes y, algo muy importante, del modo en que está funcionando dicho equipo, permitiendo, no sólo detectar problemas de componentes, sino también de diseño y de instalación. El objetivo del mantenimiento predictivo es la reducción de los costes de operación y de mantenimiento incrementando la fiabilidad del equipo.

La base del mantenimiento predictivo radica en la monitorización de los equipos, ya que se deben evaluar los parámetros antes mencionados con la instalación en funcionamiento normal. No es, por tanto, necesario hacer una parada para poder evaluar la condición de los mismos, se conoce el estado de las máquinas mientras están trabajando.

Con las diferentes técnicas disponibles se pueden evaluar los fallos en los componentes y seguir su evolución durante largos períodos de tiempo (a veces meses) antes de decidir la intervención necesaria. De esta manera se puede coordinar con producción el momento más adecuado para la intervención de mantenimiento. [1]

Un rodamiento está formado, básicamente, por tres elementos:

- Elementos rodantes: Pueden ser bolas, rodillos o agujas
- Carriles: Forman la cubierta del rodamiento y son la superficie por la que se mueven los rodamientos.
- Jaula: Es un elemento que separa los elementos rodantes los unos de los otros, evitando choques entre ellos que deriven en un mal funcionamiento del rodamiento.



Figura 1.1 – Vista interior de un rodamiento [2]

Las cargas que actúan sobre el rodamiento se soportan en una superficie de contacto muy pequeña, por lo que las tensiones a las que se ven sometidas las superficies, tanto de los elementos rodantes como la de los carriles, son muy grandes aunque las cargas que las producen no lo sean. Es normal que las tensiones alcanzadas durante el funcionamiento normal de un rodamiento superen los 1400 N/mm^2 de compresión, e incluso llegar a valores de 3500 N/mm^2 en algunas aplicaciones.

Durante el funcionamiento del rodamiento y debido a estas cargas, el contacto entre elementos rodantes y carriles pasa de ser puntual a tener forma elíptica. Las deformaciones inducidas por las cargas son, generalmente, de un orden de magnitud inferior a las dimensiones de la banda de rodadura de los carriles e inferior a las curvaturas de los elementos rodantes.

1.2 Objetivos del proyecto

El objetivo de este proyecto es analizar el tamaño de la elipse de contacto que se forma entre los elementos rodantes y los carriles cuando un rodamiento es sometido a una carga. Los resultados de este análisis se utilizarán para la detección de defectos o grietas en el rodamiento que puedan producir el fallo en servicio del mismo. Como objetivo último, se pretende obtener una relación entre el tamaño de dicha elipse de contacto y del defecto mínimo detectable por los elementos de medida.

El proyecto se ha enfocado de dos maneras diferentes. Por un lado, se ha realizado el estudio analítico de la elipse de contacto basado en la teoría clásica de la Elasticidad y en las teorías de Hertz sobre contactos puntuales.

Por otro lado, se han analizado dos conjuntos de señales correspondientes a dos modelos de rodamiento diferentes ER16K y FAG 7206 B [2] [3]. Se han analizado señales de vibración correspondientes a rodamientos sin defectos y con defectos en el carril interno, carril externo o en los elementos rodantes.

En el proyecto se incluye el desarrollo de una aplicación informática, programada en Matlab® que calcula el valor de la elipse de contacto, el valor de la tensión soportada por los elementos

rodantes, el cálculo de la frecuencias características de defecto y la posibilidad de analizar el espectro de frecuencias de una señal de vibración.

1.3 Organización del proyecto

Este documento está organizado de la siguiente forma:

En este primer capítulo se introduce el tema elegido para el proyecto, al igual que los objetivos que se pretenden conseguir una vez finalizado el mismo.

El segundo capítulo resumirá los conceptos teóricos necesarios para desarrollar el proyecto tales como una pequeña introducción a la teoría de la Elasticidad, la definición de la geometría de los rodamientos y curvaturas de los mismos y el tratamiento de señales de vibraciones

En el tercer capítulo se definirán los defectos más corrientes en los rodamientos y las causas de los mismos, además de mostrar los espectros de señales típicos en rodamientos defectuosos.

El cuarto capítulo se dedicará a comentar el funcionamiento de la interfaz gráfica programada en Matlab®. El objetivo de este capítulo es que sirva como manual de usuario para la utilización de la aplicación.

El quinto capítulo se analizará la aplicación práctica del proyecto, incluyendo los resultados obtenidos después de analizar las señales y se obtendrá la relación entre los patrones de vibración de los dos tipos de rodamientos con el tamaño del área de contacto de los elementos rodantes con los carriles.

El sexto capítulo expondrá las conclusiones a las que se ha llegado después de realizar el análisis de los patrones de vibración y se listarán los posibles desarrollos futuros que permitirán ampliar el contenido de este proyecto y mejorar las conclusiones alcanzadas.

Por último se enumerará la bibliografía consultada para la documentación del proyecto.

2. Contexto teórico

2.1 Teoría de la elasticidad

Como se ha explicado en la introducción, se va a analizar el contacto entre los elementos rodantes y los carriles, elementos sólidos que tienen un contacto puntual entre ellos. La solución clásica para la tensión y la deformación local de dos cuerpos elásticos aparentemente en contacto en un único punto fue establecida por Hertz en 1896 [4]. Ahora, las tensiones de contacto se denominan frecuentemente como hertzianas o de Hertz como reconocimiento de su desarrollo.

Para poder realizar los cálculos necesarios en la teoría de Hertz, se debe tener un amplio conocimiento de los principios de la elasticidad mecánica, por lo que a continuación se va a realizar un repaso de las leyes que se utilizarán en dicho desarrollo.

Considérese un cubo infinitesimal de un material isótropo y homogéneo sujeto al estado tensional representado en la Figura 2.1.

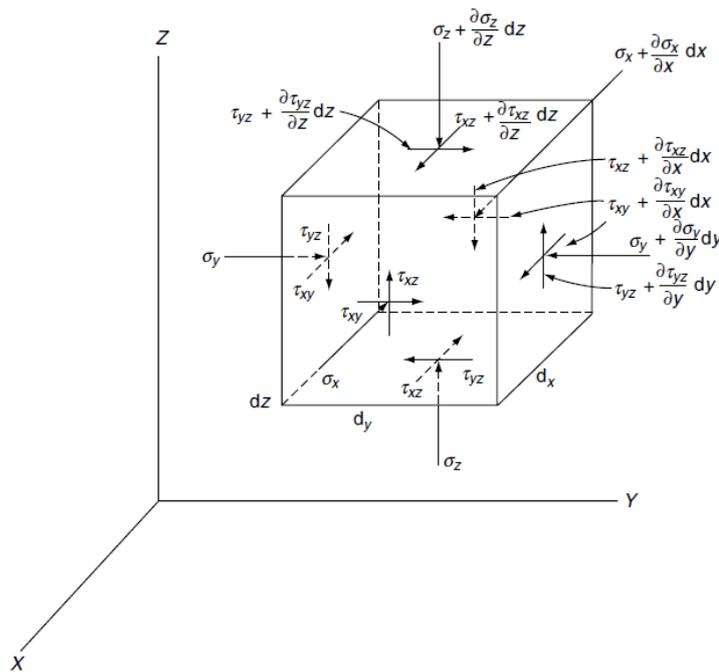


Figura 2.1 – Estado tensional de un cubo infinitesimal bajo carga [5]

Si imponemos que las tensiones en la dirección \vec{x} estén en equilibrio, llegamos a la igualdad 1.1

$$\begin{aligned} \sigma_x dy dz + \tau_{xy} dx dz + \tau_{xz} dx dy - \left(\sigma_x + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} dx \right) dy dz \\ - \left(\tau_{xy} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} dy \right) dx dz - \left(\tau_{xz} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} dz \right) dx dy = 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Simplificando la ecuación 2.1 y extendiéndola al resto de direcciones, llegamos al conjunto de ecuaciones 2.2 que representa la relación entre las tensiones para que se mantenga el sólido en equilibrio.

$$\begin{aligned}\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} &= 0\end{aligned}\tag{2.2}$$

La ley de Hooke relaciona la deformación de un material con la tensión a la que está sometido de manera proporcional al módulo elástico del material

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}\tag{2.3}$$

Donde ε es la deformación y E en el módulo elástico del material deformado. Si denotamos como u , v , w a los desplazamientos en x , y , z respectivamente, entonces:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} ; \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} ; \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}\tag{2.4}$$

Si en lugar de una elongación o una compresión, los lados del cubo se desplazan con una rotación relativa de tal forma que los lados del cubo deformado ya no sean perpendiculares, entonces las deformaciones angulares se obtienen como:

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} ; \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} ; \gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\tag{2.5}$$

Cuando se aplica una tensión σ_x a las dos caras de un cubo, entonces, además de un alargamiento en la dirección x , se producen contracciones en las direcciones y , z de la siguiente manera:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} ; \varepsilon_y = -\frac{\nu \sigma_x}{E} ; \varepsilon_z = -\frac{\nu \sigma_x}{E}\tag{2.6}$$

Donde ν es el coeficiente de Poisson del material. En el caso del acero este coeficiente toma un valor aproximado de 0.3.

La tensión total en cada una de las direcciones principales debido a la acción de tensiones normales $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ es el total de las deformaciones individuales. Así:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)]\end{aligned}\tag{2.7}$$

Estas ecuaciones se han obtenido mediante el principio de superposición.

De acuerdo con la ley de Hooke, se puede demostrar que la relación entre el esfuerzo cortante y la deformación angular obedece a la siguiente ecuación.

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} ; \gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G} ; \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (2.8)$$

Donde G es el módulo de elasticidad a cortante, que viene definido como:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (2.9)$$

Por otra parte se define la deformación volumétrica del cubo como:

$$\varepsilon = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z \quad (2.10)$$

Combinando las ecuaciones anteriores se puede obtener una relación entre las tensiones principales y el módulo de elasticidad a cortante, los desplazamientos, el coeficiente de Poisson y la deformación volumétrica del material.

$$\begin{aligned} \sigma_x &= 2G \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon \right) \\ \sigma_y &= 2G \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon \right) \\ \sigma_z &= 2G \left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon \right) \end{aligned} \quad (2.11)$$

Finalmente podemos llegar a desarrollar un conjunto de ecuaciones de compatibilidad derivando las relaciones de deformación, tanto lineares como angulares, y sustituyendo la las ecuaciones de equilibrio

$$\begin{aligned} \nabla^2 u + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} &= 0 \\ \nabla^2 v + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} &= 0 \\ \nabla^2 w + \frac{1}{1-2\nu} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} &= 0 \end{aligned} \quad (2.12)$$

Donde el Laplaciano queda definido como:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.13)$$

Las ecuaciones definidas en 2.12 representan un conjunto de ecuaciones que permiten conocer el estado de deformaciones y de tensiones internas en el material conocidas las tensiones aplicadas al mismo.

2.2 Fundamentos geométricos de los rodamientos

Después de recordar algunos conceptos sobre la resistencia de materiales, este apartado se dedicará a establecer la nomenclatura acerca de las características geométricas de los rodamientos que se van a utilizar en el resto de apartados del proyecto. Una de las características más importantes es la curvatura de los elementos, ya que de ella depende que el área de contacto sea de un tamaño mayor o menor. Para definir los conceptos básicos de la geometría de los rodamientos se utilizará el ejemplo de un rodamiento de bolas, sin embargo las curvaturas se definirán para los cuatro tipos de rodamientos estudiados en el proyecto, bolas, rodillos cilíndricos, rodillos esféricos y rodillos cónicos.

La forma más simple de representar un rodamiento de bolas es la que aparece representada en la siguiente Figura 2.2:

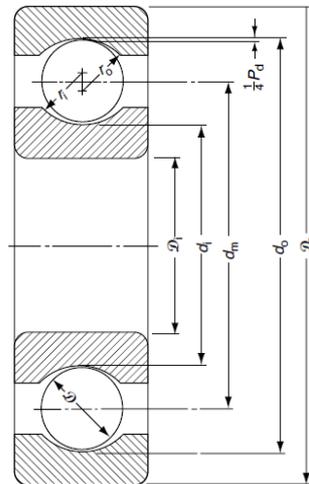


Figura 2.2 – Representación simple de un rodamiento [5]

De esta figura podemos observar que el diámetro medio del rodamiento (d_m) es aproximadamente igual a la media entre el tamaño del agujero y del diámetro exterior del rodamiento. Para ser más precisos se puede igualar a la media de los diámetros de contacto de la bola con los carriles interior y exterior.

$$dm \approx \frac{1}{2}(D_o + D_i)$$

$$dm \approx \frac{1}{2}(d_o + d_i)$$
(2.14)

También se observa en la misma figura que los rodamientos se suelen diseñar con una cierta holgura entre los carriles y las bolas. La holgura diametral se obtiene utilizando la ecuación 2.15. Hay que destacar que la holgura siempre está medida de forma diametral aunque se denomine radial.

$$P_d = d_m - d_i - 2D$$
(2.15)

La capacidad de soportar carga por parte del rodamiento depende en gran medida de la relación de diámetros entre los elementos rodantes y los carriles. Se define como la relación entre el diámetro del carril en la dirección transversal a la dirección de rodadura y el diámetro de los elementos rodantes. Definiendo f como la relación entre el diámetro del rodamiento y el radio de la bola queda:

$$\phi = \frac{1}{2f} \quad (2.16)$$

Normalmente, los rodamientos están diseñados para soportar carga axial aunque no exista carga radial y, por tanto, deberá existir un ángulo de contacto oblicuo distinto de cero entre los carriles y los elementos rodantes. De esta forma, como se observa en la siguiente figura aparecen dos relaciones de diámetros diferentes, una con el carril interno y otra con el carril externo. Estas distintas relaciones servirán más adelante para definir la elipse de contacto entre el carril y la bola.

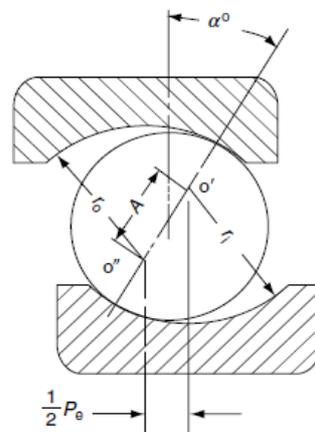


Figura 2.3 – Radios y ángulo de contacto del rodamiento [5]

2.2.1 Curvatura y curvatura relativa

Dos cuerpos de revolución que tengan diferentes radios de curvatura en un par de planos principales que pasen por el punto de contacto entre de los cuerpos, es posible que sólo tengan contacto entre ellos en un único punto si no se aplica carga. Esta condición se conoce como contacto puntual. En la Figura 2.4 se observa dicha condición para dos cuerpos, denotando al superior como cuerpo I y al inferior como cuerpo II. En esta misma figura se definen los planos principales como 1 y 2, y los radios de curvatura de cada uno de los cuerpos en dichos planos, por ejemplo r_{12} para referirse al radio de curvatura del cuerpo I sobre el plano principal 2.

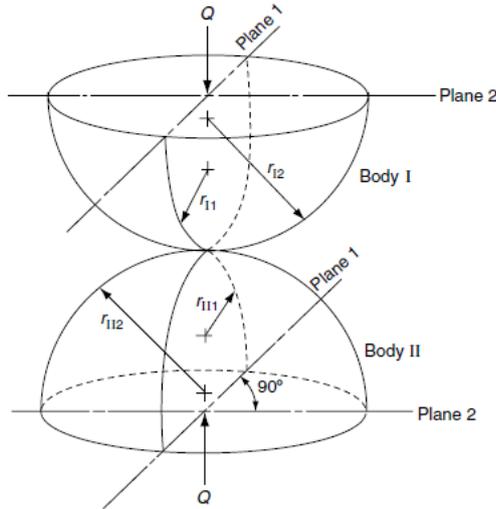


Figura 2.4 – Curvatura del contacto entre dos sólidos [5]

La curvatura de un cuerpo en un plano se define como la inversa del radio de curvatura de dicho cuerpo en dicho plano. Aunque el radio de curvatura siempre es una cantidad positiva, la curvatura puede ser positiva o negativa dependiendo de si la superficie es convexa o cóncava respectivamente. Se hace necesario definir los conceptos de suma y diferencia de curvaturas para calcular el tamaño de la elipse de contacto.

$$\sum \rho = \rho_{I1} + \rho_{I2} + \rho_{II1} + \rho_{II2} \tag{2.17}$$

$$F(\rho) = \frac{(\rho_{I1} - \rho_{I2}) + (\rho_{II1} - \rho_{II2})}{\sum \rho} \tag{2.18}$$

Aplicando el criterio de signos adecuadamente y conociendo las dimensiones del rodamiento, se obtiene un valor para la suma de curvaturas. La Figura 2.5 servirá de apoyo para calcular la curvatura de un rodamiento de bolas. Para dicha operación se considerará a la bola como el elemento I, siendo el carril el elemento II. Además el plano del papel representa el plano 1 mientras que el plano perpendicular, que es sobre el que se desplaza la bola durante el funcionamiento, representa el plano 2.

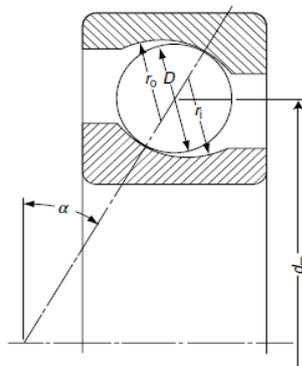


Figura 2.5 – Rodamiento de contacto angular [5]

En el siguiente desarrollo se calcula la diferencia de curvaturas para el carril interno del rodamiento. Para facilitar la escritura se define γ como la relación entre el diámetro de la bola y el diámetro medio de contacto:

$$\gamma = \frac{D \cos \alpha}{d_m} \quad (2.19)$$

Utilizando la definición previamente señalada de curvatura como la inversa del radio, la curvatura de las bolas será la misma para cualquier plano, y en particular para los planos 1 y 2 definidos anteriormente.

$$\rho_{I1} = \rho_{I2} = \frac{2}{D} \quad (2.20)$$

En el caso del carril interno, la curvatura en el plano perpendicular al papel se puede obtener a través de la relación de los diámetros.

$$\begin{aligned} r_{II1} &= \frac{1}{2} d_i = \frac{1}{2} \left(\frac{d_m}{\cos \alpha} - D \right) = \frac{D}{2} \left(\frac{d_m}{D \cos \alpha} - 1 \right) \\ \rho_{II1} &= \frac{2}{D} \left(\frac{1}{\frac{d_m}{D \cos \alpha} - 1} \right) = \frac{2}{D} \left(\frac{1}{\frac{1}{\gamma} - 1} \right) = \frac{2}{D} \left(\frac{\gamma}{1 - \gamma} \right) \end{aligned} \quad (2.21)$$

Mientras que en el plano del papel la curvatura es la inversa del radio interno del carril, r_i en la Figura 2.5. Para relacionarlo con el diámetro de la bola, como medida de referencia, utilizamos f_i :

$$\begin{aligned} f_i &= \frac{r_i}{D} \Rightarrow r_{II2} = f_i D \\ \rho_{II2} &= -\frac{1}{f_i D} \end{aligned} \quad (2.22)$$

El signo negativo de esta curvatura se debe al criterio anteriormente mencionado en el que las curvaturas cóncavas son consideradas como negativas. Por tanto sustituyendo en las ecuaciones 1.17 y 1.18 obtenemos la suma y la diferencia de curvaturas para el carril interno:

$$\begin{aligned} \sum \rho_i &= \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1 - \gamma} \right) \\ F_i(\rho) &= \frac{\frac{1}{f_i} + 2 \left(\frac{\gamma}{1 - \gamma} \right)}{4 - \frac{1}{f_i} + 2 \frac{\gamma}{1 - \gamma}} \end{aligned} \quad (2.23)$$

Se realizan las mismas operaciones para el carril exterior, utilizando los mismos valores para la curvatura, excepto en el caso de ρ_{II1} que toma valor negativo por tratarse de una curvatura cóncava. De esta forma se obtienen una suma y una diferencia de curvaturas similares a las del carril interno. Hay que destacar que se utilizará f_o como relación de diámetros de bola y carril exterior.

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D} \left(4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1-\gamma} \right)$$

$$F_o(\rho) = \frac{\frac{1}{f_o} - 2 \left(\frac{\gamma}{1-\gamma} \right)}{4 - \frac{1}{f_o} - 2 \frac{\gamma}{1-\gamma}} \quad (2.24)$$

Utilizando las mismas definiciones que se han utilizado para el cálculo de la suma y la diferencia de curvaturas en un rodamiento de bolas, se aportan en los párrafos siguientes los resultados finales para los rodamientos de rodillos cilíndricos, esféricos y cónicos.

- *Rodillos esféricos*

Los rodamientos de rodillos esféricos son el caso más general puesto que los elementos rodantes tienen diferentes radios de curvatura en cada uno de los diferentes planos de interacción del elemento con los carriles. En la Figura 2.6 se puede observar un esquema de la geometría del rodamiento que apoya el desarrollo de los cálculos de las curvaturas.

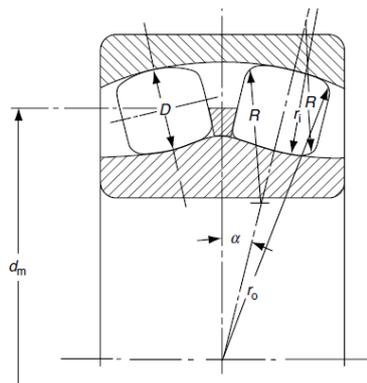


Figura 2.6 – Geometría de un rodamiento de rodillos esféricos [5]

Sustituyendo directamente sobre la ecuación 2.17 los valores de las curvaturas para cada uno de los planos se obtiene la ecuación 2.25.

$$\sum \rho_i = \frac{2}{D} + \frac{1}{R} + \frac{2\gamma}{D(1-\gamma)} - \frac{1}{r_i}$$

$$\sum \rho_o = \frac{2}{D} + \frac{1}{R} + \frac{2\gamma}{D(1+\gamma)} - \frac{1}{r_o} \quad (2.25)$$

Los dos primeros términos hacen referencia a la curvatura de los elementos rodantes y los dos últimos a los carriles. La diferencia de curvaturas puede obtenerse a partir de estos valores, pero no es necesaria para el posterior cálculo de la elipse de contacto, aunque sí para comprender la geometría del rodamiento.

- *Rodillos cilíndricos*

En la Figura 2.7 se observa un esquema de un rodamiento de rodillos cilíndricos que servirá de apoyo para calcular las curvaturas en los diferentes planos de interacción.

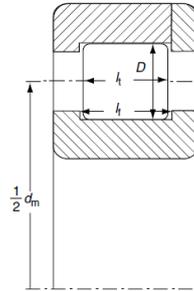


Figura 2.7 – Esquema de un rodamiento de rodillos cilíndricos [5]

Éste es un caso límite de los rodillos esféricos en el que el radio de curvatura de los elementos rodantes en el plano del papel tiende a infinito y por tanto en la ecuación 2.25, al sustituir el valor de R y de r_i por infinito, se llega a las ecuaciones 2.26

$$\begin{aligned}\sum \rho_i &= \frac{2}{D} + \frac{2\gamma}{D(1-\gamma)} \\ \sum \rho_o &= \frac{2}{D} + \frac{2\gamma}{D(1+\gamma)}\end{aligned}\quad (2.26)$$

- *Rodillos cónicos*

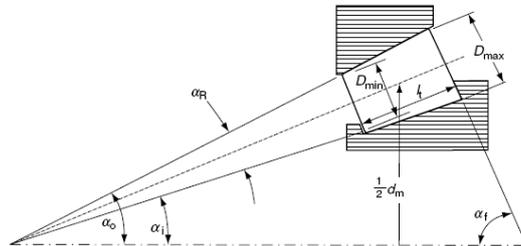


Figura 2.8 – Esquema de un rodamiento de rodillos cónicos [5]

Los rodillos cónicos son un caso particular de los rodillos cilíndricos, ya que el contacto entre los elementos rodantes y los carriles es lineal también, pero con diferente ángulo de contacto entre el elemento rodante y cada uno de los carriles. Es por ello que hay que redefinir el valor de γ definido en la ecuación 2.19, definiendo uno para cada uno de los carriles.

$$\begin{aligned}\sum \rho_i &= \frac{1}{D_m} \left[\frac{2}{1-\gamma_i} \right] \\ \sum \rho_o &= \frac{1}{D_m} \left[\frac{2}{1+\gamma_o} \right]\end{aligned}\quad (2.27)$$

Con

$$D_m = \frac{1}{2} \left(\frac{D_{max}}{D_{min}} \right) \quad ; \quad \gamma_i = \frac{D_m \cos \alpha_i}{d_m} \quad ; \quad \gamma_o = \frac{D_m \cos \alpha_o}{d_m}\quad (2.28)$$

2.3 Tensiones y deformaciones superficiales

Utilizando coordenadas polares en lugar de cartesianas, se puede llegar a la solución de Boussinesq para una distribución de tensión radial simple en un sólido semi-infinito como el mostrado en la figura siguiente:

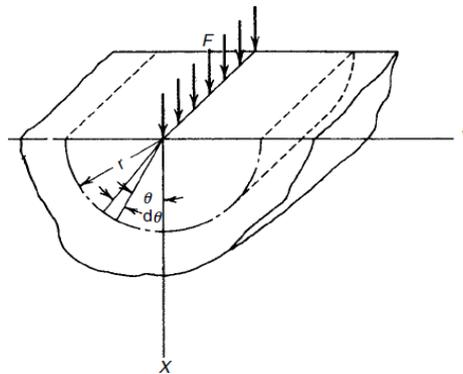


Figura 2.9 – Modelo para el análisis de Boussinesq [5]

Imponiendo la condición de contorno de que la superficie del material ha de encontrarse libre de tensiones cortantes, Boussinesq obtuvo la solución para la tensión radial reflejada en la ecuación

$$\sigma_r = -\frac{2F \cos \theta}{\pi r} \quad (2.29)$$

Según el resultado obtenido en la ecuación 2.25, cuando el radio (r) se aproxima a 0 la tensión radial crece hasta infinito. Sin embargo, no parece posible que se dé este resultado sin que ocurra una enorme deformación en el material o se produzca fallo o rotura en la superficie del mismo.

Hertz razonó que en vez de un contacto puntual o alrededor de una línea, debería formarse un área de contacto entre ambas superficies, de forma que la carga se repartiera entre toda la superficie y por lo tanto aliviara la condición de tensión infinita. Para poder realizar el análisis Hertz hizo las siguientes suposiciones:

El límite proporcional del material no puede excederse y por lo tanto todas las deformaciones ocurren en el régimen elástico.

La carga es siempre perpendicular a la superficie, de forma que el efecto del esfuerzo cortante en la superficie del sólido puede considerarse despreciables.

Las dimensiones del área de contacto son pequeñas comparadas con el radio de curvatura de los cuerpos bajo carga.

El radio de curvatura de las áreas en contacto es muy grande comparado con las tamaño de dichas áreas.

La solución de los problemas teóricos en elasticidad se basa en la hipótesis de una función o funciones de tensión que cumple las ecuaciones de compatibilidad y las condiciones de contorno

singularmente o en combinación. Para el caso de un sólido elástico semi-infinito, Hertz introdujo las siguientes suposiciones:

$$X = \frac{x}{b} ; Y = \frac{y}{b} ; Z = \frac{z}{b} \quad (2.30)$$

Donde b es una longitud arbitraria fijada, y por lo tanto X, Y y Z son parámetros adimensionales. También:

$$\frac{u}{c} = \frac{\partial U}{\partial X} - Z \frac{\partial V}{\partial X} \quad (2.31)$$

Donde c es una longitud arbitraria tal que las deformaciones $\frac{u}{c}, \frac{v}{c}, \frac{w}{c}$ son adimensionales.

U y V son funciones arbitrarias de X e Y tal que:

$$\nabla^2 U = 0 ; \nabla^2 V = 0 \quad (2.32)$$

Además b y c están relacionadas con U por medio de la siguiente ecuación:

$$\frac{b\varepsilon}{c} = -2 \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \quad (2.33)$$

Las hipótesis, que en algunos casos son intuitivas y en otros están basados en la experiencia, cuando se combinan con las relaciones de elasticidad llevan a las expresiones 1.3.

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_x}{\sigma_0} &= Z \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} - \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} - 2 \frac{\partial V}{\partial Z} \\ \frac{\sigma_y}{\sigma_0} &= Z \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} - \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} - 2 \frac{\partial V}{\partial Z} \\ \frac{\sigma_z}{\sigma_0} &= Z \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} - \frac{\partial V}{\partial Z} \\ \frac{\tau_{xy}}{\sigma_0} &= Z \frac{\partial^2 V}{\partial X \partial Y} - \frac{\partial^2 U}{\partial X \partial Y} \\ \frac{\tau_{xz}}{\sigma_0} &= Z \frac{\partial^2 V}{\partial X \partial Z} \\ \frac{\tau_{yz}}{\sigma_0} &= \frac{\partial^2 V}{\partial Y \partial Z} \end{aligned} \quad (2.34)$$

Donde σ_0 y U son respectivamente:

$$\sigma_0 = -\frac{2Gc}{b} ; U = (1 - 2\nu) \int_z^\infty V(X, Y, \zeta) d\zeta \quad (2.35)$$

De las fórmulas anteriores, las tensiones y las deformaciones pueden ser determinadas para un sólido semi-infinito limitado por el plano xy y en el cual las tensiones tangenciales son iguales a cero y σ_z es finito en la superficie, es decir, en $z=0$.

La última hipótesis de Hertz fue que la forma de la superficie deformada era la de un elipsoide de revolución. La función V se expresa de la siguiente manera:

$$V = \frac{1}{2} \int_{S_0}^{\infty} \frac{\left(1 - \frac{X^2}{\kappa + S^2} - \frac{Y^2}{1 + S^2} - \frac{Z^2}{S^2}\right)}{\sqrt{(\kappa^2 + S^2)(1 + S^2)}} \kappa dS \quad (2.36)$$

Donde $\kappa = \frac{a}{b}$ y S_0 es la raíz positiva mayor de la ecuación siguiente:

$$\frac{X^2}{\kappa + S_0^2} + \frac{Y^2}{1 + S_0^2} + \frac{Z^2}{S_0^2} = 1 \quad (2.37)$$

Aquí, a y b son los semiejes mayor y menor del área de contacto elíptica proyectada. Para un área de contacto elíptica, el valor de la tensión en el centro geométrico es:

$$\sigma_o = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad (2.38)$$

La longitud arbitraria c viene definida por la expresión

$$c = \frac{3Q}{4\pi G a} \quad (2.39)$$

Entonces, para el caso especial de que κ tienda a infinito:

$$\sigma_o = -\frac{2Q}{\pi b} ; \quad c = \frac{Q}{\pi G} \quad (2.40)$$

Como se ha asumido que la superficie de contacto es relativamente pequeña comparado con las dimensiones de los cuerpos en contacto, la distancia entre los cuerpos puede ser expresada de la siguiente manera:

$$z^2 = \frac{x^2}{2r_x} + \frac{y^2}{2r_y} \quad (2.41)$$

Donde r_x y r_y son los principales radios de curvatura.

Introduciendo la cantidad auxiliar $F(\rho)$ tal y como aparece determinada en la ecuación 2.18, se puede expresar su valor como una función de las dimensiones de la elipse a y b utilizando la siguiente relación

$$F(\rho) = \frac{(\kappa^2 + 1)\mathbf{E} - 2\mathbf{F}}{(\kappa^2 - 1)\mathbf{E}} \quad (2.42)$$

Donde F y E son las integrales elípticas completas de primera y segunda clase respectivamente,

$$\begin{aligned}
 F &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin \varphi \right]^{-\frac{1}{2}} d\varphi \\
 E &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\kappa^2} \right) \sin \varphi \right]^{\frac{1}{2}} d\varphi
 \end{aligned}
 \tag{2.43}$$

Al asumir los valores del parámetro de excentricidad elíptica kappa, es posible calcular los correspondientes valores de $F(\rho)$ y por lo tanto crear una tabla de $F(\rho)$ frente a κ . Usando una regresión por medio de mínimos cuadrados, se puede obtener unas expresiones aproximadas para los valores de F , E y κ .

$$\begin{aligned}
 \kappa &\approx 1.0339 \left(\frac{R_x}{R_y} \right)^{0.636} \\
 E &\approx 1.0003 + \frac{0.5968}{\left(\frac{R_x}{R_y} \right)} \\
 F &\approx 1.5277 + 0.6023 \ln \left(\frac{R_x}{R_y} \right)
 \end{aligned}
 \tag{2.44}$$

Para valores de κ entre 1 y 10 los errores en el cálculo son inferiores al 3% y los errores en E son prácticamente nulos excepto para el valor de $\kappa=1$ y su entorno donde está alrededor del 2%. Lo mismo ocurre para F cuyos errores en los alrededores de $\kappa=1$ no superan el 2.6%.

Recuperando la definición de la diferencia de curvaturas $F(\rho)$ es posible trasladar los planos principales 1 y 2 definidos para hallar la curvatura, a los ejes X e Y del contacto de la bola con los carriles. De esta forma se define la curvatura en X y en Y como:

$$\begin{aligned}
 R_x^{-1} &= \rho_{Ix} + \rho_{IIx} \\
 R_x^{-1} &= \rho_{Iy} + \rho_{IIy}
 \end{aligned}
 \tag{2.45}$$

Hay que tener en cuenta que la dirección X coincide con la dirección del eje mayor de la elipse de contacto y la dirección Y con la del eje menor de la misma.

Con los valores obtenidos de las curvaturas en las direcciones X e Y, se pueden determinar las dimensiones de los ejes de la elipse de contacto. Como las dimensiones de dicha elipse dependen de las características de los materiales de la bola y de los carriles, se va a suponer para realizar los cálculos en este estudio que los carriles son de acero. En cualquier caso se presenta también la ecuación que permite calcularla para cualquier material, quedando ambas ecuaciones dispuestas de la siguiente manera:

$$a = a^* \left[\frac{Q}{2 \sum \rho} \left(\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_I} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_{II}} \right) \right]^{\frac{1}{3}}
 \tag{2.46}$$

$$a = 0.0236 a^* \left[\frac{Q}{\sum \rho} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Para elementos de acero})$$

$$b = b^* \left[\frac{Q}{2 \sum \rho} \left(\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_I} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_{II}} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.47)$$

$$b = 0.0236 b^* \left[\frac{Q}{\sum \rho} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Para elementos de acero})$$

$$\delta = \delta^* \left[\frac{3Q}{2 \sum \rho} \left(\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_I} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_{II}} \right) \right]^{\frac{2}{3}} \frac{\sum \rho}{2} \quad (2.48)$$

$$\delta = 2.79 \cdot 10^{-4} \delta^* Q^{\frac{2}{3}} \sum \rho^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Para elementos de acero})$$

Donde δ representa el acercamiento relativo de dos puntos de los cuerpos alejados entre sí.

Los valores de a^* , b^* y δ^* son parámetros adimensionales que se pueden obtener de tablas como función de $F(\rho)$, o bien utilizando las fórmulas 2.49.

$$a^* = \left(\frac{2\kappa^2 \mathbf{E}}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$b^* = \left(\frac{2\mathbf{E}}{\pi\kappa} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.49)$$

$$\delta^* = \frac{2\mathbf{F}}{\pi} \left(\frac{\pi}{2\kappa^2 \mathbf{E}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Los valores de los parámetros en forma de tabla y en forma de gráfica se incluyen en los Anexos 8.1 y 8.2 respectivamente.

Por otro lado queda analizar el valor de las tensiones dentro de la elipse de contacto, puesto que la carga se reparte entre toda la superficie de contacto que se ha calculado con anterioridad. Para un área de contacto elíptica, el mayor valor de la tensión se produce en el centro geométrico de la misma, siendo la magnitud de ésta:

$$\sigma_{max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad (2.50)$$

El valor de la tensión en cualquier punto del área de contacto se puede obtener introduciendo los valores de las coordenadas del punto deseado en la siguiente ecuación

$$\sigma_{max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.51)$$

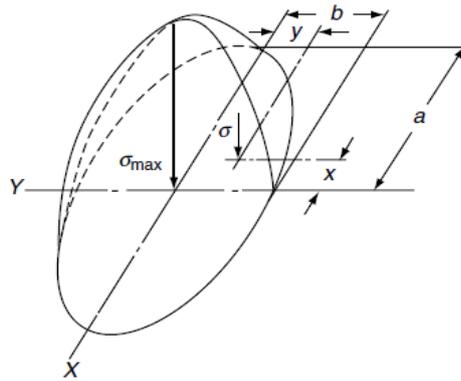


Figura 2.10 – Elipse de contacto y tensiones sobre la misma [5]

2.4 Reparto de cargas en rodamientos

Como ya se ha comentado con anterioridad, los rodamientos son los elementos que soportan las cargas de las máquinas. En el apartado anterior se ha calculado la elipse de contacto entre los carriles y una bola en función de la carga que soporta la misma. Ya que para el desarrollo del proyecto la carga se aplicará sobre el rodamiento en su conjunto, se hace necesario calcular la carga máxima que soportará uno de los elementos rodantes en el caso más desfavorable. Ésta situación se producirá cuando la bola se encuentre en a -90° respecto de la horizontal (ver Figura 2.11). Para el caso general de un rodamiento, el reparto de cargas puede obtenerse siguiendo el siguiente desarrollo.

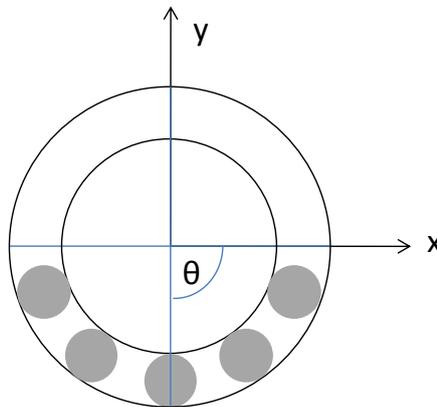


Figura 2.11 – Posición más desfavorable para reparto de cargas

Como puede observarse en la Figura 2.12, la carga total soportada por el rodamiento se considera aplicada sobre el centro del eje que se introduce en el rodamiento (a). Esta carga se reparte de forma radial para cada uno de los elementos que se encuentran en la parte inferior del rodamiento (b).

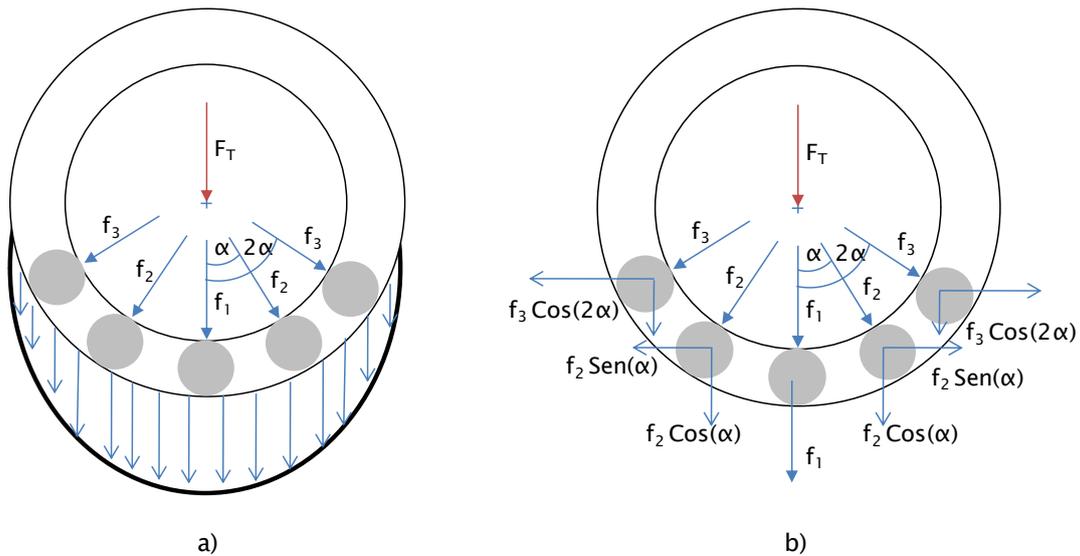


Figura 2.12 – Reparto de cargas en un rodamiento

Debido a la distribución radial de las cargas y a que los elementos rodantes mantienen siempre la misma separación entre sí:

$$\begin{aligned} f_2 &= f_1 \cos \alpha \\ f_3 &= f_1 \cos 2\alpha \end{aligned} \quad (2.52)$$

Las cargas horizontales se equilibran por la simetría existente de forma que:

$$\begin{aligned} F &= f_1 + 2f_2 \cos \alpha + 2f_3 \cos 2\alpha + \dots + 2f_n \cos[(n-1)\alpha] \\ F &= f_1 + 2f_1 \cos^2 \alpha + 2f_1 \cos^2 2\alpha + \dots + 2f_1 \cos^2[(n-1)\alpha] \end{aligned} \quad (2.53)$$

En la Figura 2.12, sólo se han representado 5 elementos rodantes en la parte inferior del rodamiento, pero en la ecuación 2.50 se deja en función del número de elementos del rodamiento que se vaya a calcular. Esta serie tiende a un valor de:

$$F = \frac{Z}{4} f_1 \quad (2.54)$$

Sin embargo, para análisis más detallados es necesario tener en cuenta las deformaciones de los materiales. Siguiendo este criterio, en lugar de 4 se utiliza 4.36 en el denominador. Con el objetivo de realizar un cálculo conservador, se redondea a 5 dando como resultado la ecuación 2.52.

$$f_1 = \frac{5}{Z} F \quad (2.55)$$

2.5 Tratamiento de señales

Este apartado se dedicará a resumir los aspectos más relevantes acerca del tratamiento de señales, en este caso aplicadas a patrones de vibración de rodamientos. Se van a definir diferentes aspectos como la transformada de Fourier, las frecuencias de vibración características de defectos o la transformada de Hilbert–Huang.

Se entiende por vibración, hablando en términos simples, un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud. En el caso de las máquinas, cada uno de los componentes de las máquinas presenta su propia señal de vibración. La vibración medida sobre una máquina es la suma de las diferentes vibraciones de sus componentes, y por tanto ofrece información del funcionamiento de la máquina como suma de la información del funcionamiento de sus componentes [1].

Los patrones de vibración más simples son las ondas sinusoidales, que representan oscilaciones puras. La forma más común de definir una onda sinusoidal, es señalar su amplitud y su frecuencia.

- Amplitud: En el caso de vibraciones de rodamientos, refleja la intensidad de la vibración y por tanto la severidad de la misma. Existen diferentes formas de definir la amplitud de las vibraciones, puede ser la amplitud de pico (p), amplitud pico a pico (p-p), o valor cuadrático medio (rms). En la _____ se observan los diferentes modos de definir la amplitud.

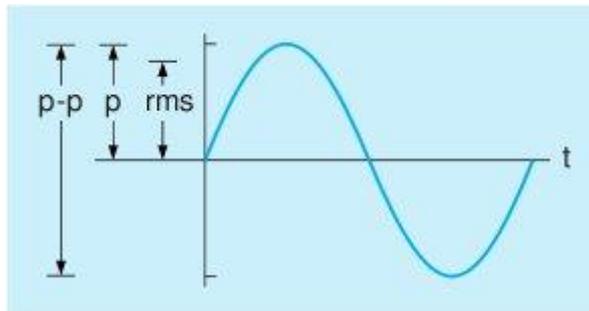


Figura 2.13 – Onda sinusoidal con diferentes modos de medir la amplitud [1]

El valor cuadrático medio consiste en calcular la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda. Se utiliza para calcular el valor de la energía de la onda.

$$\sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{T+t_0} u^2(t) dt} \quad (2.56)$$

Donde T es el periodo de la onda, el tiempo que tarda una partícula en realizar la oscilación completa y volver al punto inicial.

- Frecuencia: Es el número de ciclos que completa la onda durante un periodo de tiempo fijo. Es el inverso del periodo y se mide en Hz (ciclos por segundo)

Sin embargo, cuando se graban las señales de vibración de los rodamientos, las vibraciones no corresponden a señales sinusoidales puras, sino que son señales de vibración compuestas. Esto

quiere decir que el movimiento de la partícula es el resultado de sumar dos o más señales de vibración simples.

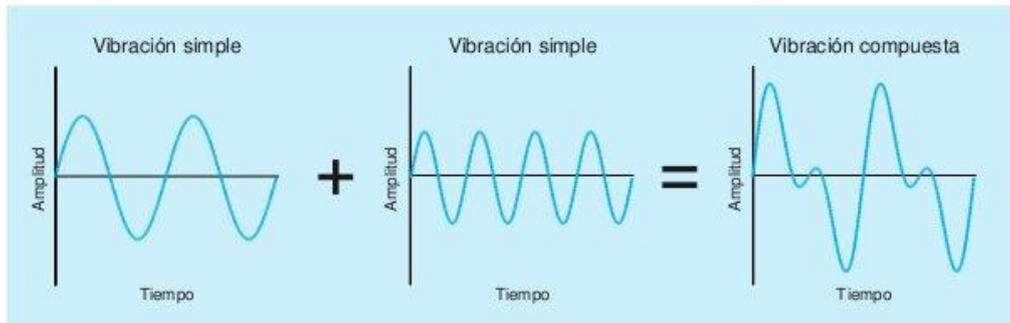


Figura 2.14 – Vibración compuesta resultante de la suma de dos vibraciones simples [1]

Además de que cada componente de una máquina pueda tener un patrón de vibración diferente y que, por tanto, la vibración del conjunto sea la vibración compleja resultante, hay que añadir otros tipos de vibraciones:

- Vibraciones aleatorias que no corresponden a ningún patrón de vibración o que es difícilmente reconocible. Suelen estar asociadas a problemas de lubricación o a contactos tipo metal-metal. Estos patrones de vibración son más fáciles de analizar en el espectro de frecuencia en lugar de en el tiempo.

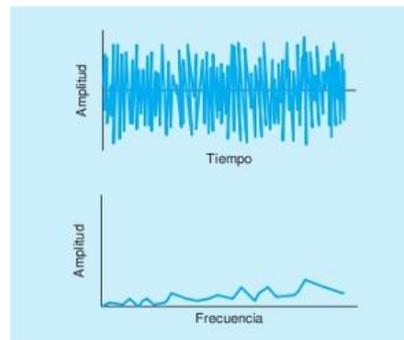


Figura 2.15 – Vibración aleatoria representada en tiempo y frecuencia [1]

- Golpeteos intermitentes que generan una señal de vibración repetitiva. Suelen ser más frecuentes en engranajes que en rodamientos.

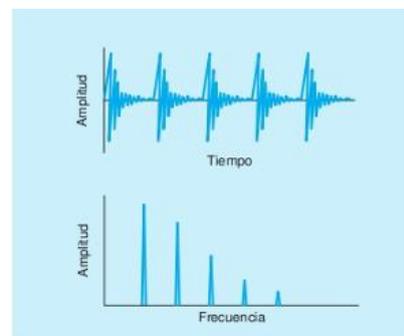


Figura 2.16 – Vibración correspondiente a golpeteos intermitentes y espectro de frecuencia asociado [1]

- Modulación, que es la variación de la amplitud de una señal debido a la influencia de otra, generalmente de frecuencia más baja. Se reconoce por la aparición de bandas laterales separadas de la frecuencia de la señal portadora por la frecuencia moduladora. En la Figura 2.17 se observan la señal modulada en amplitud y las correspondientes bandas laterales en el espectro de frecuencias. En el caso de los rodamientos la frecuencia de giro del motor que los conduce es la moduladora.

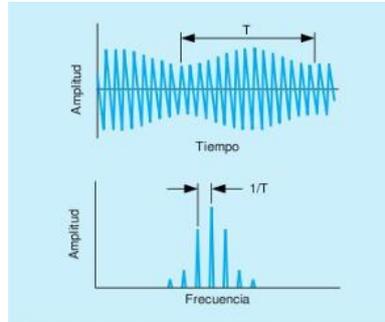


Figura 2.17 – Modulación en amplitud de una señal y espectro de frecuencias asociado [1]

2.5.1 Transformada de Fourier

Como se ha visto en el apartado anterior, a la hora de medir señales de vibración es frecuente que aparezcan patrones correspondientes a la suma de diferentes vibraciones y que son, por tanto, difíciles de analizar como señales temporales. Es por esta razón que se necesita recurrir al dominio de la frecuencia para poder estudiar las señales de vibración con mayor detalle.

Según la teoría de Fourier, cualquier señal periódica puede descomponerse en una suma de senos de frecuencias enteras y con diferentes amplitudes y fases. Esta descomposición se conoce como serie de Fourier. En el caso de que la señal sea no periódica, la descomposición en senos de diferentes frecuencias se realiza a través de la transformada de Fourier. La idea se basa en considerar la señal no periódica como una señal periódica de periodo infinito. Las ecuaciones 2.57 y 2.58 permiten obtener el espectro de frecuencias correspondiente a una señal temporal y viceversa.

$$\hat{s}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} s(t) e^{-j\omega t} dt \quad (2.57)$$

$$s(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \hat{s}(\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (2.58)$$

Donde:

\hat{s} es la señal $s(t)$ en el dominio de la frecuencia

s es la señal en el dominio del tiempo

ω es la frecuencia

t es el tiempo

En la Figura 2.18 se puede observar la descomposición de la señal original (izquierda) en las diferentes señales senoidales y la representación en frecuencia de dichas señales.

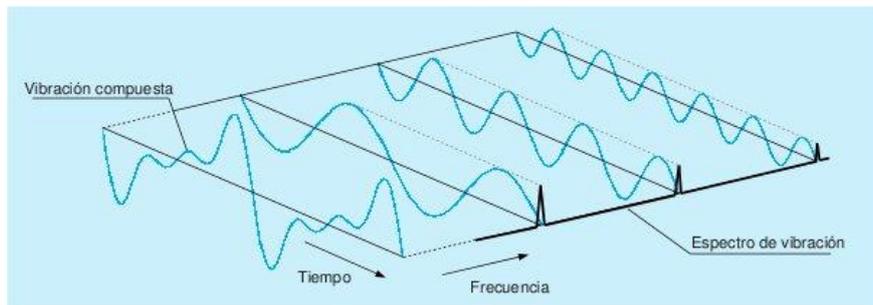


Figura 2.18 – Descomposición en funciones senoidales y representación en frecuencia [1]

2.5.2 Transformada de Hilbert–Huang

Normalmente las señales de vibración no son periódicas y por lo tanto la transformada de Fourier no es suficiente para analizar este tipo de señales. Existen varios métodos para analizar señales cuyo espectro de frecuencia no es igual para todos los periodos de tiempo, pero en el desarrollo de este proyecto se ha utilizado la transformada de Hilbert–Huang.

Esta transformada es un método adaptativo que permite tratar datos no estacionarios y no lineales, que son los producidos por la mayoría de los rodamientos. Un método adaptativo es aquel en el que la definición de la base es dependiente de los datos y por tanto se realiza a posteriori, esto difiere de los métodos tradicionales de análisis de señales.

La transformada de Hilbert–Huang puede dividirse en dos etapas: descomposición modal empírica y análisis espectral de Hilbert

2.5.2.1 Descomposición modal empírica (EMD)

La EMD descompone una señal en un número finito de series de tiempo que corresponden a sus oscilaciones características conocidas como funciones intrínsecas (IMF: Intrinsic Mode Function). Con el propósito de definir una base casi ortogonal de descomposición, estas IMF deben satisfacer dos condiciones:

- (i) Para todo el conjunto de datos el número de máximos y el número de cruces por cero deben ser igual o por lo menos ser diferentes por uno.
- (ii) En cualquier punto el valor medio del contorno definido por la interpolación de los máximos locales y el contorno definido por la interpolación de los mínimos locales debe ser cero.

La definición de estas señales permite la extracción de los comportamientos oscilatorios característicos de la señal. Cada una de estas funciones IMF es capaz de contener una señal modulada en amplitud y frecuencia, permitiendo el análisis de señales no estacionarias. El procedimiento para el cálculo de las funciones IMF puede ser descrito con los siguientes pasos:

- Identificar los extremos de la señal $x(t)$, y formar los contornos superior e inferior definidos por los puntos máximos locales y mínimos locales respectivamente, mediante una interpolación polinomial de orden 4 (cubic spline).
- Calcular el valor medio $m_1(t)$ mediante el promedio aritmético de los contornos superior e inferior, y realizar la resta entre la señal original y la media para obtener el primer componente $h_1(t) = x(t) - m_1(t)$.
- Si el primer componente no es una IMF, sea $h_1(t)$ la nueva señal a analizar. Repetir los pasos (a) y (b) hasta que el primer componente sea una IMF.
- El primer componente que además es una IMF se denomina $c_1(t)$. Sea $r_1(t) = x(t) - c_1(t)$, siendo r_i el residuo restante en la IMF i . Continuar con los pasos (a) - (c) hasta que $r_n(t)$ sea más pequeño que un valor predeterminado o se convierta en una señal monótona decreciente de donde no pueda ser extraída ninguna función IMF.

Siguiendo el algoritmo anterior, la señal original puede ser expresada mediante la suma de componentes IMF y el residuo final.

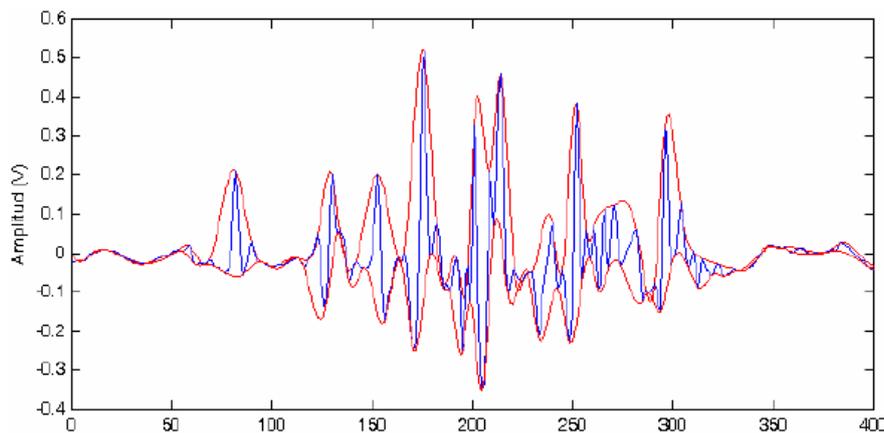


Figura 2.19 – Proceso de descomposición de una señal en IMF [8]

2.5.2.2 Análisis espectral de Hilbert

Una vez realizada la descomposición de la señal en sus funciones intrínsecas, se puede realizar el análisis espectral de Hilbert, ya que antes de realizar el filtrado, las aplicaciones de la transformada de Hilbert están limitadas a señales con el mismo número de extremos relativos y ceros. Con la señal despojada de los armónicos se puede buscar la frecuencia instantánea hallando la señal $y(t)$ a través de la transformada de Hilbert

$$y(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(r)}{t-r} dr \quad (2.59)$$

Con la transformada de Hilbert, la señal analítica queda definida por:

$$z(t) = x(t) + iy(t) = a(t)e^{i\theta(t)} \quad (2.60)$$

Donde $a(t)$ es la amplitud instantánea y $\theta(t)$ es la fase de la señal, siendo respectivamente:

$$a(t) = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (2.61)$$

$$\theta(t) = \arctg\left(\frac{y}{x}\right) \quad (2.62)$$

De esta manera el cálculo de la frecuencia instantánea de la función se obtiene de:

$$\omega(t) = \frac{dy}{dx} \quad (2.63)$$

Con los datos obtenidos del análisis espectral de Hilbert se pueden analizar diferentes aspectos de las señales. Como se trata de un método adaptativo, es decir, que depende de los datos y por lo tanto es la mejor adaptación local de una función trigonométrica variable en amplitud y fase.

2.5.3 Energía de la señal

En tratamiento de señales la energía de una señal continua en el tiempo $x(t)$ se define como:

$$E_s = \int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt \quad (2.64)$$

En este contexto, la energía no representa estrictamente el mismo concepto que en otras ramas de la física. Sin embargo, ambos conceptos están relacionados entre sí, pudiendo pasar de uno a otro a través de la siguiente ecuación:

$$E = \frac{E_s}{Z} \quad (2.65)$$

Donde Z representa la magnitud de la carga conducida por la señal. En el caso de que la señal sea eléctrica, es decir voltios, la magnitud Z debe representar la impedancia característica de la línea de transmisión en ohmios.

De manera parecida se define la densidad espectral de energía de la señal $x(t)$ como:

$$E_s(f) = |X(f)|^2 \quad (2.66)$$

Donde $X(f)$ representa la transformada de Fourier de la señal $x(t)$. De la misma manera que en el caso anterior, las unidades de medida no coinciden con las unidades de densidad de energía del SI y es necesario utilizar la ecuación 2.64 para obtener el valor real de la energía.

El interés en definir la densidad espectral de energía es que haciendo uso del teorema de Parseval se puede probar que la energía total de la señal es igual al sumatorio a lo largo de todas las componentes de frecuencia de la densidad espectral de energía de la señal [9].

3. Fallo en rodamientos y sus causas

Los rodamientos son elementos mecánicos que permiten tanto el movimiento de rotación de un eje como el soporte de cargas aplicadas sobre dicho eje. Son elementos fundamentales de las máquinas y que, por tanto, condicionan su funcionamiento e incluso su vida útil. Es por esta razón que el análisis de la vida de los rodamientos se ha constituido como una parte fundamental en el diseño de máquinas y de los mantenimientos de las mismas.

3.1 Defectos primarios en rodamientos

En los siguientes apartados se muestran los tipos de defectos primarios más comunes en rodamientos al igual que las causas que los producen. En caso de que sea posible, también se incluye como solucionar dicho problema.

3.1.1 Desgaste

Durante el funcionamiento normal del rodamiento no suelen apreciarse efectos de desgaste, pero sí en caso de que se introduzcan partículas extrañas en el interior del rodamiento o esté sometido a vibraciones o a falta de lubricación.

- Desgaste por partículas abrasivas

Algunas pequeñas partículas abrasivas como arenilla o virutas que hayan penetrado en el interior del rodamiento. Con el tiempo, el número de partículas abrasivas aumenta debido a que las partículas de la superficie que se han arrancado actúan como tal.

Para evitar este tipo de fallo se debe mantener el rodamiento empaquetado hasta el momento de montarlo y mantener la superficie de trabajo y las herramientas limpias. Se debe utilizar siempre lubricante nuevo y filtrarlo para evitar la presencia de partículas en suspensión.

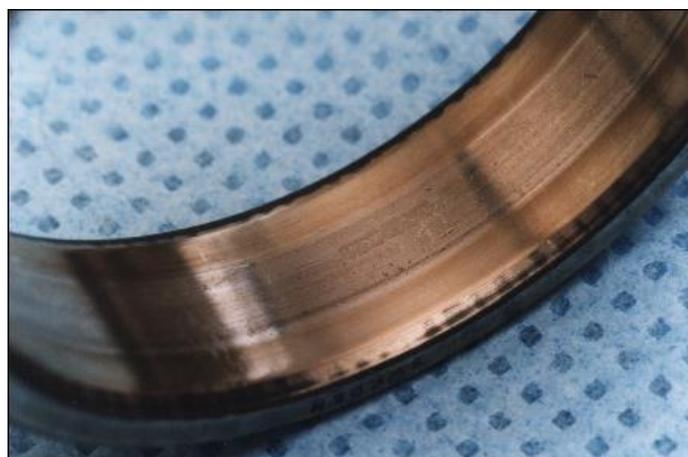


Figura 3.1 – Rodamiento desgastado debido a partículas abrasivas [6]

- Desgaste por lubricación inadecuada

En caso de que el lubricante haya perdido sus propiedades o la cantidad del mismo sea insuficiente para recubrir toda la superficie de rodadura, se producen contactos metal-metal que conllevan el desgaste del rodamiento. La superficie de rodadura queda con aspecto de espejo y la temperatura asciende de manera tan rápida que incluso puede provocar la detención del rodamiento.

Hay que asegurarse de que el lubricante llega a todas las zonas del rodamiento y cambiar el lubricante con más frecuencia.

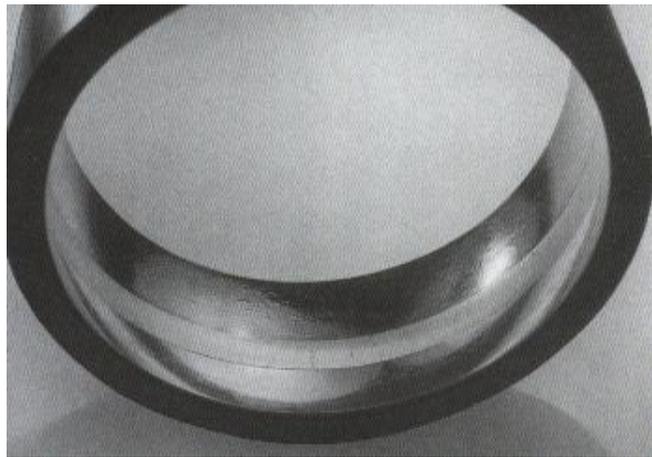


Figura 3.2 – Rodamiento desgastado debido a lubricación inadecuada [6]

- Desgaste debido a vibraciones

Si el rodamiento no está funcionando, no existe película de lubricante entre los carriles y las bolas o los rodillos. Esta ausencia de lubricante implica que existe un contacto entre los metales de los anillos exterior e interior con los elementos rodantes. Debido al movimiento relativo inducido por las vibraciones pequeñas partículas de metal se desprenden de las superficies provocando huellas en los carriles, siendo pequeñas cavidades en el caso de rodamientos de bolas y estrías en el caso de rodamientos de rodillos. En cualquier caso los elementos rodantes no se ven dañados, siendo exclusivamente los carriles los afectados. Es posible incluso que aparezca oxidación de las partículas que quedan expuestas al aire.

Este tipo de fallo se produce en máquinas que no están en funcionamiento pero cerca de máquinas que funcionan y que además producen vibraciones. Algunos ejemplos son ventiladores de transformadores, generadores de emergencia o maquinaria auxiliar en barcos.

Para evitarlo, siempre que sea posible, es mejor recurrir a lubricación por baño, utilizar bancadas que absorban las vibraciones y utilizar rodamientos de bolas en lugar de rodillos, ya que los efectos parecen ser más perjudiciales en este tipo de rodamientos.



Figura 3.3 – Rodamiento desgastado debido a vibraciones [6]

3.1.2 Indentaciones

Es posible que los carriles o los elementos rodantes tengan pequeñas Indentaciones si el montaje del rodamiento no ha sido el correcto, si se le ha sometido a un estado de cargas estáticas o debido a la presencia de partículas extrañas.

- Fallo en el montaje o exceso de carga estática

Se reconoce porque las Indentaciones están separadas exactamente la misma distancia que los elementos rodantes entre sí. Si durante el montaje o desmontaje del rodamiento se ejerce presión sobre el carril incorrecto, ésta se transmite a los elementos rodantes produciendo indentaciones, aunque diferentes según sea el tipo de rodamiento.

Para evitar este tipo de fallo es recomendable seguir las instrucciones del fabricante en cuanto al montaje y desmontaje de los rodamientos y, por supuesto, no someter al rodamiento a mayores estados de carga estática que los recomendados.

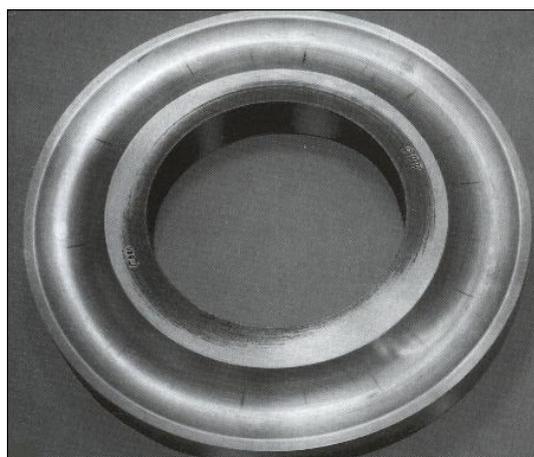


Figura 3.4 – Indentaciones producidas por exceso de carga o fallo durante el montaje [6]

- Presencia de partículas

Si en el interior del rodamiento existen partículas ajenas al mismo, éstas pueden producir pequeñas indentaciones al pasar los elementos rodantes por encima suyo, ejerciendo presión sobre los carriles. Ni siquiera hace falta que las partículas sean muy duras, ya que pequeños trozos de papel o fibras de algodón que provengan de la ropa pueden producirlas. En cualquier caso, las indentaciones producidas son muy pequeñas y están distribuidas a lo largo de todo el carril. En la Figura 3.5 se puede observar una ampliación de las indentaciones producidas en un carril por partículas ajenas al rodamiento.

Para evitar este tipo de defectos es conveniente que durante la operación de montaje de los rodamientos se tenga especial cuidado con la limpieza de la zona de trabajo y utilizar siempre lubricante nuevos y sin contaminar. Además es aconsejable la utilización de mejores sellantes que impidan el paso de las partículas.

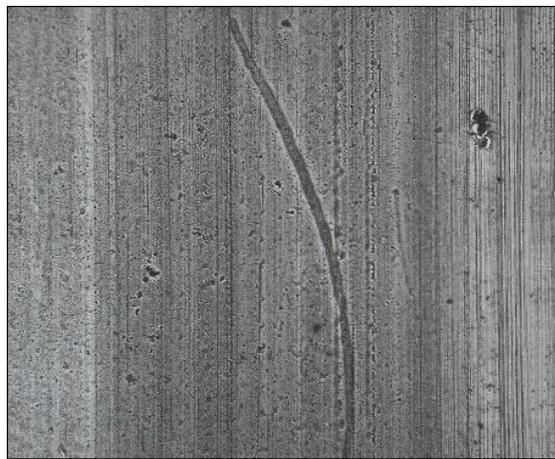


Figura 3.5 – Ampliación de las indentaciones producidas por partículas extrañas [6]

3.1.3 Smearing (manchas)

Cuando se somete a dos materiales sin la adecuada lubricación a un estado de cargas, se transfiere material de uno a otro. Esto produce unas manchas en los materiales que le dan aspecto de desgarrado. Cuando se produce este fenómeno, los materiales alcanzan unas temperaturas tan altas que se produce una recristalización de los mismos. Esto puede provocar su rotura o descascarillado. En el caso de los rodamientos de empuje de bolas, pueden producirse estas manchas si la carga que soportan es muy baja en comparación con la velocidad de giro.

- Manchas en el borde de los rodillos o en el reborde de guía

En rodamientos de rodillos cilíndricos y cónicos, y en rodamientos de bolas que tengan reborde de guía, pueden aparecer manchas en el reborde debido a una lubricación inadecuada. El motivo es una carga axial demasiado elevada que no permita la entrada de lubricante entre las superficies, típicamente se produce durante la precarga del rodamiento.

Si la fuerza axial cambia de dirección, el lubricante puede penetrar entre las superficies, por lo que el fenómeno será mucho menos visible en estos casos.

La mejor manera de evitarlo es seleccionar el lubricante más adecuado para las características del rodamiento y de la carga.

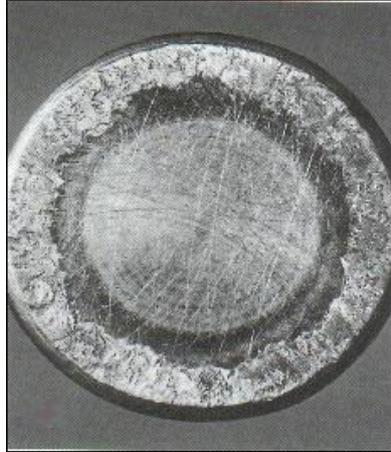


Figura 3.6 – Manchas en el borde de un rodillo por lubricación inadecuada y carga axial elevada [6]

- Manchas en los rodillos y en los carriles

Algunas veces aparecen manchas en la superficie de rodadura de los rodillos cilíndricos y esféricos o en los carriles. Esto se produce cuando la holgura en el interior del rodamiento es mayor de lo habitual y, al pasar de la zona cargada a la descargada, los rodillos dejan de estar en contacto con la superficie del carril. En este momento los rodillos tienen una menor velocidad de giro que cuando están en la zona cargada, lo que implica una fuerte aceleración y el consiguiente deslizamiento cuando vuelven a ella. Este deslizamiento es el responsable de que aparezcan las manchas en el rodillo y en el carril.

La forma de evitar que se produzcan las manchas es utilizar un lubricante más adecuado y reducir la holgura en el interior del rodamiento, para que el contacto entre rodillo y carril sea constante.

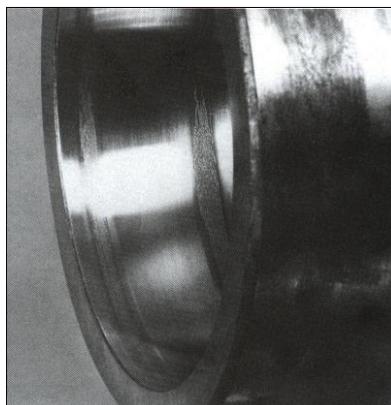


Figura 3.7 – Manchas en el carril de un rodamiento debido a deslizamiento de los rodillos [6]

- Manchas (smearing) en el carril coincidentes con la distancia entre rodillos

A menudo cuando se monta un rodamiento, el anillo que contiene los rodillos y la jaula entra torcido dentro del alojamiento. Los rodillos rallan el carril del otro anillo produciendo manchas de forma de ralladuras estrechas y alargadas.

Este tipo de manchas son el resultado de un mantenimiento escaso o de errores durante el proceso de montaje. Si, durante el montaje, se aplican presiones muy altas sobre el anillo incorrecto o uno de los anillos no se hace girar aparecerán este tipo de marcas transversales.

Para evitar este tipo de defecto hay que lubricar el rodamiento de forma correcta y elegir el mejor tipo de lubricante disponible. También es conveniente evitar las vibraciones utilizando una bancada que las absorba y una especial cuidado durante el traslado de los rodamientos hasta su montaje.

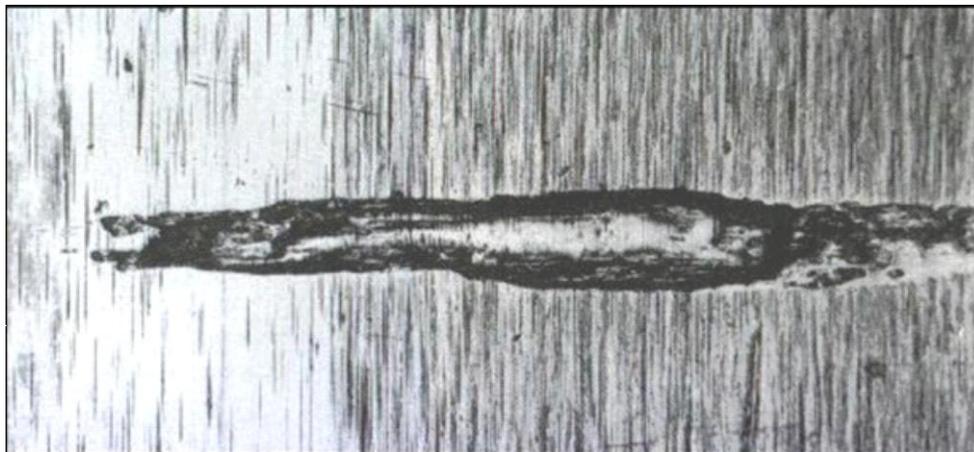


Figura 3.8 – Mancha transversal debido a fallos de montaje y lubricación inadecuada [6]

- Manchas (smearing) en las superficies externas del rodamiento

Estas manchas son el resultado de un movimiento relativo entre el rodamiento y el alojamiento del mismo. Para evitar este tipo de defecto es importante que los ajustes sean estrechos para que no se pueda producir este movimiento relativo.



Figura 3.9 – Manchas en la superficie exterior debido al movimiento relativo con el alojamiento [6]

3.1.4 Agotamiento de la superficie

Si durante el funcionamiento de un rodamiento la capa de lubricante se hace demasiado fina, es probable que las microrugosidades de los materiales de rodillos y carril entren en contacto produciendo roturas y grietas microscópicas. No debe confundirse con el descascarillado de la superficie, que se comentará posteriormente y que se produce por la fatiga de la superficie, sin embargo, pueden contribuir a acelerar este defecto.

Para evitar su formación hay que recurrir a una mejor lubricación

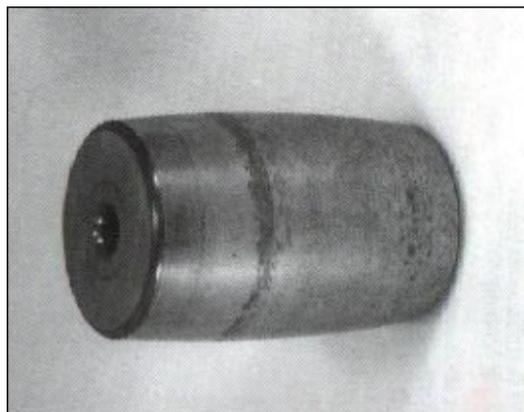


Figura 3.10 – Agotamiento de la superficie de un rodillo esférico [6]

3.1.5 Corrosión

En presencia de humedad o de agua en proporciones suficientes como para que la película de lubricante no pueda proteger la superficie de los materiales, ésta comenzará un proceso de oxidación profunda. La manera de evitar este tipo de defecto es utilizar mejores sellantes, ya que en este caso la presencia de lubricante es menos importante.



Figura 3.11 – Corrosión debida a la presencia de agua o humedad [6]

También es posible que se produzca corrosión por los contactos tribológicos. Se debe al movimiento relativo entre el rodamiento y el alojamiento del mismo, que provoca la separación de pequeñas partículas que se oxidan al quedar expuestas al aire. Este tipo de corrosión puede ser

muy profunda en algunas zonas del rodamiento y afecta sobre todo a la distribución de las cargas. La mejor manera de evitar que se produzca es realizar ajustes entre rodamiento y alojamiento con menos juego.

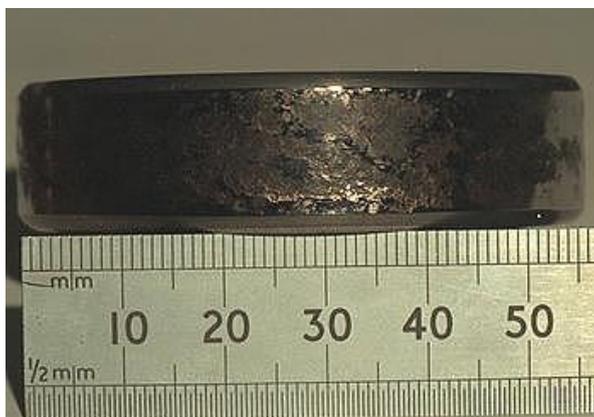


Figura 3.12 – Corrosión en la superficie exterior del rodamiento por contactos tribológicos [6]

3.1.6 Daño por corriente eléctrica

Cuando a través del rodamiento pasa una corriente eléctrica, se dañan los materiales de los carriles y de los elementos rodantes. El efecto de dicha corriente eléctrica es similar al de una soldadura por arco eléctrico. El aumento de temperaturas que se produce en los contactos internos de los rodamientos lleva a endurecimientos en los materiales, zonas fundidas o templadas. Tanto las corrientes continuas como las alternas producen daños, incluso corrientes de baja intensidad pueden producirlos. El tamaño de los defectos dependerá de muchos factores: lubricante, intensidad, velocidad de giro, carga, etc.

La única manera de evitar este tipo de fallo es evitar el paso de cualquier corriente a través del rodamiento.

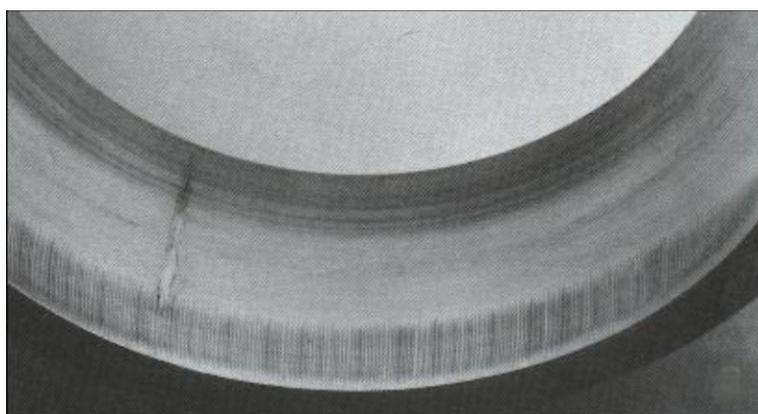


Figura 3.13 – Rodamiento dañado por el paso de corriente eléctrica [6]

3.2 Defectos secundarios

Aunque un rodamiento puede fallar por uno de los defectos anteriores, cada uno puede provocar un defecto secundario en el rodamiento que es el que normalmente produce el fallo. Estos defectos suelen estar asociados a fenómenos de fatiga por ciclos de carga y descarga.

3.2.1 Descascarillado

Como resultado de la fatiga del rodamiento, por ejemplo cuando un rodamiento ha finalizado su vida útil, aparece el descascarillado de la superficie del material. No es el motivo más habitual de fallo de rodamientos y en caso de que se detecte el descascarillado es posible realizar un estudio para determinar cuál ha sido la causa que lo ha generado.

Si el descascarillado del material ha llegado al nivel suficiente, se puede detectar por el ruido y por las vibraciones que funcionan como aviso de que es necesario cambiar los rodamientos. Dado que el descascarillado por la fatiga de los materiales es algo que no se puede evitar, este apartado se centrará en determinar las causas que producen dicho efecto prematuramente.

- Precarga del rodamiento

En este caso el camino de rodadura queda exageradamente señalado en ambos carriles. El descascarillado del material suele producirse en la zona que soporta mayor carga. Para evitar este defecto hay que buscar un mejor ajuste o elegir rodamientos que tengan mayor holgura interior. También se puede ajustar mejor los rodamientos para que no se necesite un nivel tan alto de precarga.

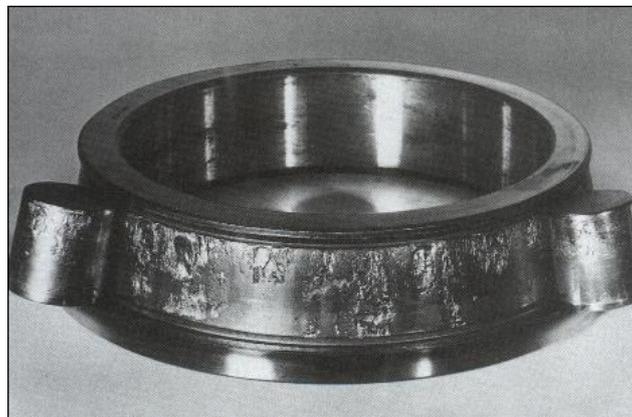


Figura 3.14 – Descascarillado por precarga excesiva [6]

- Compresión oval

En caso de que el rodamiento se haya introducido en un alojamiento tenga un poco de excentricidad, es posible que se produzca el descascarillado de sus carriles. Previamente al descascarillado los caminos de rodadura de ambos carriles quedan excesivamente marcados en dos puntos diametralmente opuestos del rodamiento.

Para evitar este fenómeno es necesario volver a fabricar el alojamiento del rodamiento o el eje que se introduce en él. Otra alternativa es pulverizar metal en los componentes para después volver a compactarlos. Si la excentricidad está en el eje, es posible arreglar el problema por compactación. Además también se debe ajustar la bancada.

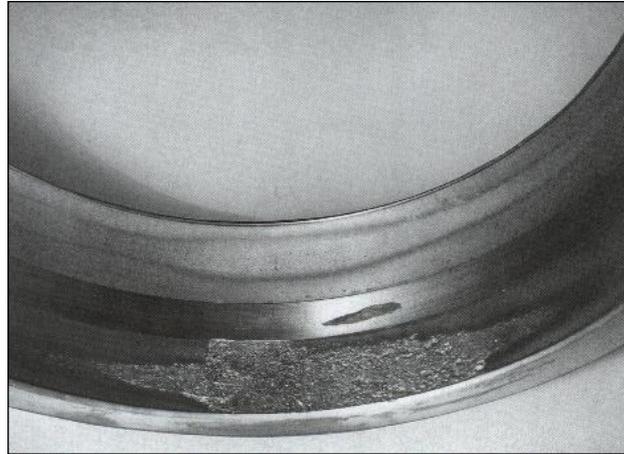


Figura 3.15 – Descascarillado por compresión oval [6]

- Por compresión axial

El daño suele ser similar al producido por la precarga excesiva, aunque las marcas que aparecen en las bandas de rodadura están desplazadas hacia uno de los lados en el caso de rodamientos con una sola fila de elementos. Si el rodamiento tiene dos filas entonces se ven marcas sólo en uno de las dos filas de ambos carriles. El descascarillado de la superficie suele producirse en estas zonas.



Figura 3.16 – Descascarillado por carga axial [6]

3.2.2 Grietas

Las grietas son la causa última del fallo del rodamiento. Pueden producirse por diferentes motivos, principalmente como continuación de uno de los defectos que se han tratado en los puntos anteriores: Corrosión, smearing (manchas), descascarillado, etc. Dependiendo de la dirección que tenga la grieta es posible determinar el tipo de fallo que ha llevado a su crecimiento.

Otra causa de grietas son las indentaciones que se hayan podido producir en los materiales debido a tratamientos demasiado severos, como golpes aplicados directamente sobre los anillos con martillos o cinceles.

Un ajuste demasiado fuerte también puede producir grietas. El efecto es similar a colocar el rodamiento sobre un eje con las tolerancias inadecuadas

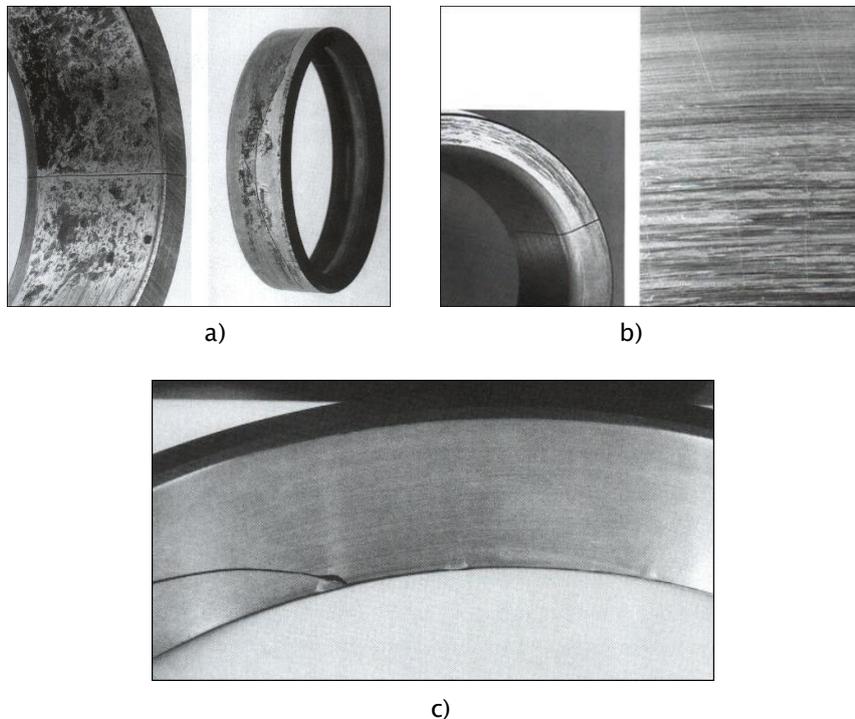


Figura 3.17 – Grietas en rodamientos [6]

a) Corrosión b) Manchas c) Indentaciones por golpe

3.2.3 Daños en la jaula

Si durante el examen tras el fallo de un rodamiento se observa que la jaula está dañada, es difícil encontrar la causa de la rotura. Hay algunos motivos por los cuales la jaula de los rodamientos puede sufrir daños. En la Figura 3.18 puede observarse el avance de las grietas por fatiga.

- Vibraciones

Debido a las fuerzas de inercia a las que sufre la jaula de un rodamiento cuando este está sometido, se producen grietas por fatiga que llevan a la fractura de la jaula.

- Velocidad excesiva

Igual que en el caso anterior, cuando la velocidad de giro es superior al valor de diseño, aparecen fuerzas de inercia que llevan a la generación de grietas por fatiga.

- Desgaste

La jaula es el elemento que primero sufre las consecuencias de una lubricación inadecuada, ya que no se pueden evitar los deslizamientos en los puntos más cercanos a los carriles. Además suele estar fabricada de un material más blando que el resto de elementos por lo que se desgastará relativamente deprisa. Una vez deteriorada la jaula, el contacto con los propios elementos rodantes puede producir deslizamientos y por tanto mayor desgaste. Finalmente se produce la rotura de la jaula

- Bloqueo

Partículas abrasivas o desprendidas del propio material que se introduzcan entre los elementos rodantes y la jaula, pueden provocar el bloqueo del giro y con ello el posterior fallo de la jaula.

- Otras causas

Diversas causas pueden provocar pequeñas deformaciones en la jaula. Con los sucesivos ciclos estas deformaciones pueden producir rotura por fatiga de los materiales.

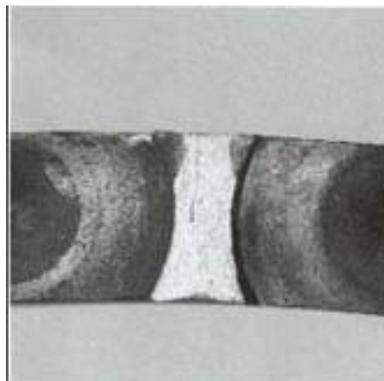


Figura 3.18 – Rotura por fatiga de la jaula de un rodamiento [6]

3.3 Frecuencias características de defecto

Las frecuencias características de defecto para rodamientos de bolas, que son los que se han utilizado para el desarrollo de este proyecto, son las siguientes:

- FTF (Frecuencia Fundamental de Tren): Número de giros que realiza la jaula del rodamiento cada vez que este realiza un giro completo.

$$FTF = \frac{f}{2} \left(1 - \frac{B_d}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (3.1)$$

- BPGI (Frecuencia de deterioro de pista interior): Número de bolas que pasan por un punto de la pista interior cada vez que el eje realiza un giro completo.

$$BPGI = f \frac{n}{2} \left(1 + \frac{B_d}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (3.2)$$

- BPFO (Frecuencia de deterioro de pista exterior): Número de bolas que pasan por un punto de la pista exterior cada vez que el eje realiza un giro completo.

$$BPFO = f \frac{n}{2} \left(1 - \frac{B_d}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (3.3)$$

- BSF (Frecuencia de deterioro de los elementos rodantes): Número de giros que realiza una bola del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo.

$$BSF = f \frac{D_m}{2B_d} \left(1 + \frac{B_d^2}{D_m^2} \cos^2 \alpha \right) \quad (3.4)$$

Donde:

- ✓ f es la frecuencia del anillo exterior respecto al interior
- ✓ n es el número de bolas del rodamiento
- ✓ B_d es el diámetro las bolas del rodamiento
- ✓ D_m es el diámetro medio del rodamiento
- ✓ α es el ángulo de contacto de las bolas con los carriles

Hay que destacar que las frecuencias características de defecto dependen del ángulo de contacto y éste a su vez puede variar dependiendo del deterioro del rodamiento por lo que estos valores son orientativos, no exactos.

3.4 Fases del deterioro de rodamientos

Viendo el espectro de frecuencia de la señal de vibración se puede observar la fase de deterioro que tiene el rodamiento, ya que van apareciendo picos en frecuencias características. Las distintas fases, cuyo espectro puede verse a modo de ejemplo en la Figura 3.19, son las siguientes:

- Fase 1: En esta fase, el rodamiento se encuentra en perfecto estado con lo cual en el espectro sólo se aprecian la frecuencia de giro y posiblemente algunos de sus armónicos.
- Fase 2: Aparecen lecturas de vibración a alta frecuencia, las cuales constituyen el primer indicador del inicio del deterioro de un rodamiento. Dichas lecturas se deben a impactos, provocados por un pequeño defecto, que suelen excitar las frecuencias naturales de las pistas de rodadura a alta frecuencia. Estas medidas se realizan en el espectro de aceleración en una banda comprendida entre 1 kHz y 20 kHz.

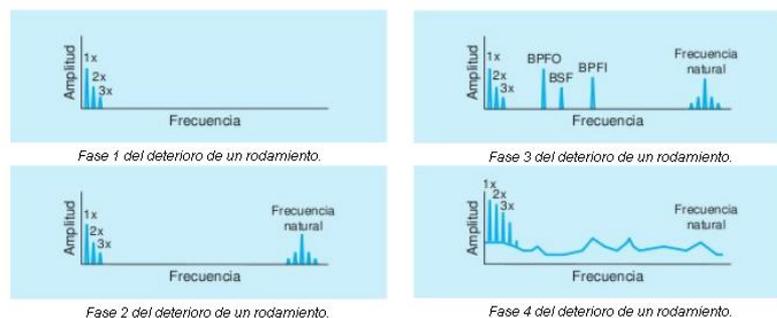


Figura 3.19 – Fases del deterioro de un rodamiento [1]

- Fase 3: Aparecen las frecuencias características de defectos y sus armónicos. A medida que el daño progresa se incrementa la magnitud de los armónicos de las frecuencias de fallo y aumenta la aceleración a alta frecuencia. El seguimiento de su evolución permite planificar su cambio con la suficiente antelación.
- Fase 4: Esta es la fase final del rodamiento. Cuando este se encuentra muy dañado aparecen síntomas similares a holguras y roces. Aparece además, ruido de fondo detectable en aceleración a alta frecuencia. Aumenta la amplitud de $1x$ RPM y sus armónicos y disminuyen o desaparecen las frecuencias de fallo enmascaradas en el ruido de fondo.

4. Interfaz de usuario (Contacto_rodamientos)

Como ya se mencionó en la introducción del proyecto, uno de los objetivos del mismo es la creación de una pequeña interfaz de usuario que permita analizar señales de vibración procedentes de ensayos de rodamientos para evaluar la presencia de defectos. En este capítulo se realizará primero una introducción a Matlab® y después una guía de usuario para usar la interfaz de usuario “Contacto_rodamientos”.

4.1 Introducción a Matlab®

Matlab® es la abreviatura de “MATrix LABoratory”, diseñado para realizar cálculos numéricos con matrices principalmente, escalares (reales y complejos), cadenas de caracteres y otras estructuras. Permite realizar labores de programación con un lenguaje propio de alto nivel, similar a C/C++ o Visual Basic, por citar algunos. El programa implementa el propio lenguaje de programación Matlab, además de las siguientes funciones [7]:

- Funciones y constantes predefinidas para realización de tareas básicas, como las funciones trigonométricas, estadísticos, el número pi... a diferencia de otros lenguajes de programación en los que el usuario debe definir estas operaciones o constantes antes de poder usarlas.
- Biblioteca toolbox, con programas predefinidos para aplicaciones más complejas: transformadas, análisis de señales e imágenes...
- Para finalizar, Matlab® dispone de un sitio web (www.mathworks.es; www.mathworks.com) en el que los usuarios de Matlab® pueden compartir sus propios programas.

El entorno de trabajo de Matlab® es una ventana dividida en diferentes espacios o ventanas principales que es necesario conocer para poder trabajar con el programa:

- **Command Window** (Ventana de trabajo): Es la ventana en la que el usuario introduce las órdenes o comandos que se quieren realizar. Para ejecutar las funciones que se quieren utilizar es necesario conocer los valores de entrada de las funciones. Si no se conocen, existe la posibilidad de ejecutar la ayuda de Matlab® con el comando ‘help’ seguido del nombre de la función.
- **Current Directory** (Directorio de trabajo): Es el directorio en el que Matlab® está trabajando y en el que deben estar guardadas las funciones que se quieren utilizar, aparte de las funciones propias del programa que ya están incluidas en la biblioteca. Es importante tener en cuenta que Matlab® no podrá ejecutar ninguna función creada por el usuario que no esté guardada en el directorio de trabajo.
- **Command History**: Es la ventana en la que se guardan todos los comandos introducidos por el usuario durante cada una de las sesiones de trabajo. De esta manera es posible recuperar

o recordar comandos introducidos en sesiones anteriores. El historial de comandos solo se borra si el usuario lo realiza.

- **WorkSpace:** En esta ventana se muestran las variables que Matlab® tiene guardadas en memoria durante la sesión de trabajo. Es necesario destacar que mientras se está ejecutando una función sus variables se guardan en el workspace, pero cuando la función termina de ejecutarse las variables que no hayan sido declaradas como globales se borran de la memoria. Para poder consultar el valor de las variables durante el funcionamiento de las funciones es necesario entrar en el modo de depuración de errores (Debug mode).

En la Figura 4.1 se puede observar la pantalla principal con las divisiones mencionadas anteriormente.

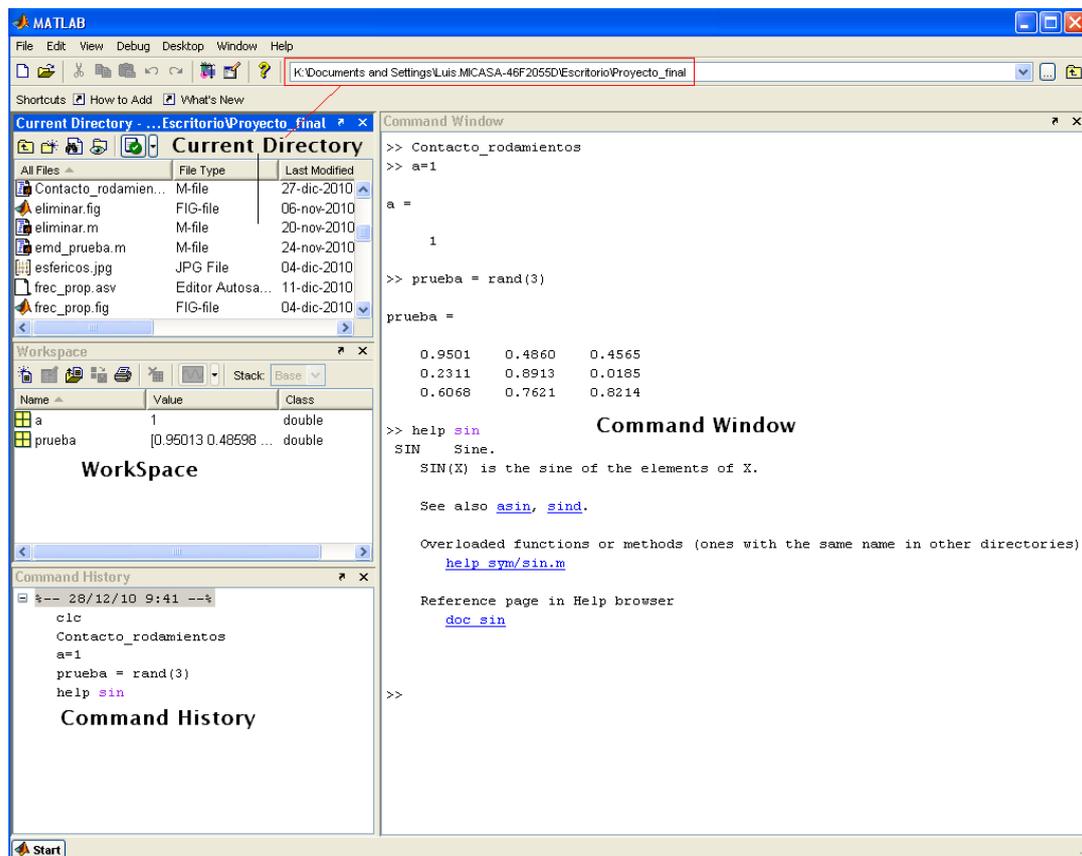


Figura 4.1 – Pantalla principal de Matlab®

El último de los módulos usados de Matlab es el creador de entornos visuales (GUI, Graphical User Interface), diseñado para generar una interfaz sencilla que facilite al usuario la utilización de los programas creados, haciendo el uso de los mismos más sencillo e intuitivo. Una interfaz GUI se compone de 3 objetos básicos:

- **Contenedores:** Son objetos que se utilizan para que sirvan de soporte a los componentes. Los más básicos son las pantallas, en las que se sitúa el resto de elementos, tanto otros contenedores como los componentes. También existen contenedores denominados paneles,

que cumplen una función organizativa, pero no tienen funcionalidad alguna, o los grupos de botones, utilizados para gestionar botones o selectores de una forma conjunta.

- Componentes: Son los elementos con los que interactúa el usuario, entre los que se encuentran los botones, los selectores, controles deslizantes, cuadros de texto...
- Eventos: Son las relaciones que existen entre el código fuente del programa y los componentes. Las acciones que el usuario realiza sobre los componentes (un click en un botón, escribir en un cuadro de texto con el teclado...) se transmiten al programa o segmento de programa al que se hallen ligados los componentes: ejecución o cierre del programa, inicialización de variables, generación de gráficas, etc.

GUIDE es el complemento de Matlab® para crear las interfaces de usuario (GUI). En la Figura 4.2 se puede observar el comienzo de la creación de una interfaz de usuario. En la parte izquierda de la pantalla están situados los diferentes elementos que se pueden introducir en la interfaz y la parte de la derecha es la pantalla que aparecerá al iniciar el GUI. En la barra de herramientas superior aparecen botones que permiten realizar diferentes acciones sobre la interfaz, como alinear los componentes, establecer el orden de creación de los objetos, pasar al modo m-file, mostrar el menú de propiedades de la interfaz y ejecutar la interfaz.

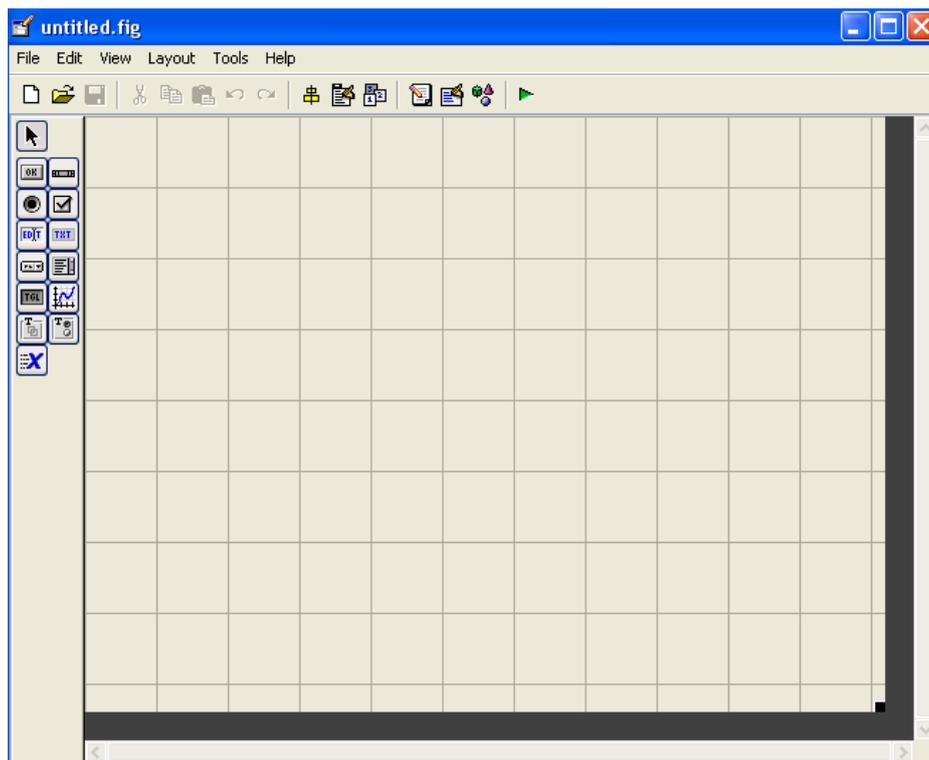


Figura 4.2 – Pantalla principal de GUIDE

Es necesario destacar que las figuras se han obtenido de la versión de Matlab® 7.0.1, que es relativamente antigua, por lo que es posible que en versiones más actuales existan diferencias entre las configuraciones de las ventanas.

4.2 Interfaz Contacto_rodamientos

El objetivo de este apartado es realizar una pequeña guía de funcionamiento del programa, aunque es ciertamente intuitivo y simple en su funcionamiento. La aplicación Contacto_rodamientos se ha programado utilizando Matlab-GUI y permite analizar patrones de vibración de rodamientos y analizar los contactos entre los elementos rodantes en los carriles para rodamientos de bolas, rodillos cilíndricos, esféricos y cónicos. Los apartados de análisis de señales de vibración sólo se han desarrollado para rodamientos de bolas, ya que no se ha dispuesto de señales de vibración de otro tipo de rodamientos.

Aparte de Matlab-GUI, se han utilizado algunos conceptos simples de Java para el almacenamiento en un fichero XML de los rodamientos conocidos junto con sus características necesarias para el cálculo de las diferentes gráficas. Es por tanto necesario que para utilizar el programa se tenga un fichero .xml con los rodamientos y sus características. No es necesario que este fichero esté en el directorio de trabajo, ya que el programa permite buscarlo en el sistema de archivos. Para el desarrollo de este proyecto se ha utilizado el fichero proyecto.xml que contiene, además de los rodamientos utilizados para el análisis de señales, ejemplos de rodamientos de cada uno de los diferentes tipos.

Para iniciar la aplicación, hay que seleccionar el directorio de trabajo que contenga la función Contacto_rodamientos.m y las diferentes funciones necesarias para el funcionamiento del programa. Una vez en el directorio de trabajo hay que escribir en la ventana de comandos Contacto_rodamientos, momento en el que aparecerá la pantalla de inicio de la interfaz que aparece en la Figura 4.3



Figura 4.3 – Pantalla de inicio de la interfaz ‘Contacto_rodamientos’

Pulsando el botón Continuar aparecerá la pantalla principal de la aplicación, desde la que se podrán elegir las diferentes opciones permitidas por el programa. Esta pantalla, que puede verse en la Figura 4.4, tiene cuatro partes diferentes:

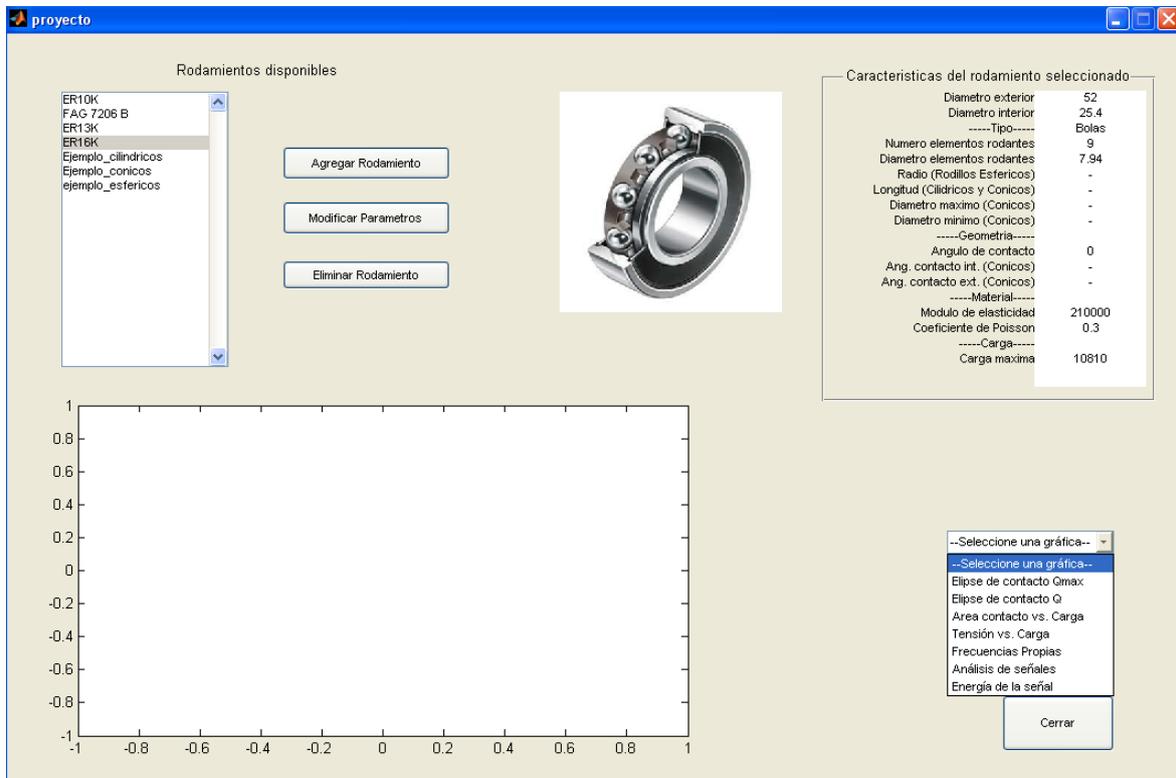


Figura 4.4 – Pantalla principal de aplicación Contacto_rodamientos

- En la parte superior izquierda de la pantalla aparecen los rodamientos que están incluidos en la base de datos y las diferentes operaciones que se puede realizar sobre ella. Desde esta aplicación se pueden incluir rodamientos o modificar los parámetros de los ya existentes. Además se pueden eliminar rodamientos. Las pantallas que aparecen para agregar rodamientos para modificar los parámetros de los que ya están incluidos son similares. En la Figura 4.5 puede verse la pantalla para modificar los parámetros de un rodamiento. La diferencia con la pantalla para añadir rodamientos es que ésta aparece con todos los campos en blanco, a excepción del tipo de elementos rodantes que se elige en un menú desplegable que tiene por valor de defecto 'bolas'.
- En la parte superior derecha aparecen las características del rodamiento seleccionado, junto con una imagen representativa del tipo de elementos rodantes. En el caso de la Figura 4.4 el rodamiento seleccionado es de bolas.
- En la parte inferior derecha, están el botón para cerrar la aplicación y el menú desplegable que permite elegir entre las diferentes opciones disponibles en el programa. Las diferentes opciones que pueden ser seleccionadas serán analizadas en los párrafos posteriores.
- Por último en parte inferior izquierda aparecen los ejes en los que se mostrarán los resultados que requieran gráficas para ilustrar los resultados

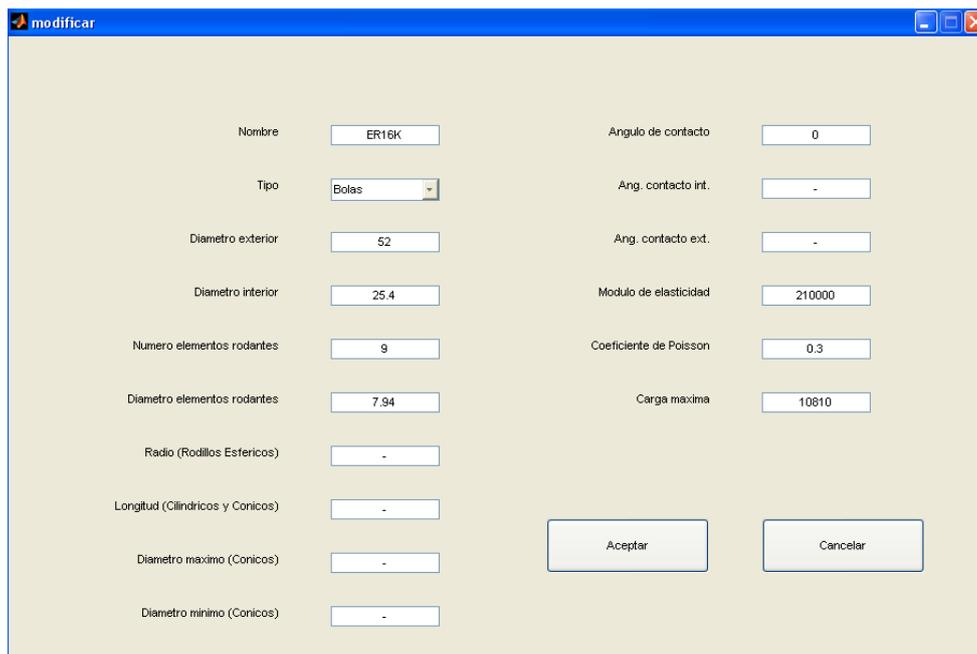


Figura 4.5 – Pantalla para modificar los parámetros del rodamiento seleccionado

4.2.1 Cálculo de la elipse de contacto

La aplicación Contacto_rodamientos calcula el tamaño del contacto entre los elementos rodantes y los carriles, tanto el exterior como el interior. Existen dos posibilidades para comprobar el tamaño de dicho contacto, se puede utilizar el valor de la carga máxima (opción “Elipse de contacto Qmax” en la pantalla principal) o un valor de carga introducido por el usuario. El valor de la carga debe ser un número entero entre 0 y la carga máxima que el rodamiento puede soportar (opción “Elipse de contacto Q”). En la Figura 4.6 y en la Figura 4.7 se pueden ver las pantallas de introducción del valor de la carga requerida y la pantalla principal con el resultado. En el caso de elegir la opción de carga máxima solo se obtiene el dibujo de la elipse de contacto, mientras que al elegir un valor de carga distinto, aparecen los valores de los semiejes de los contactos.

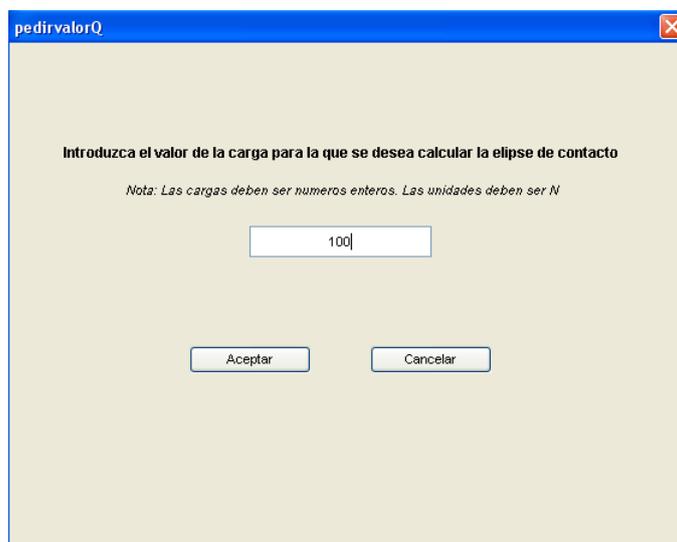


Figura 4.6 – Pantalla de petición de carga

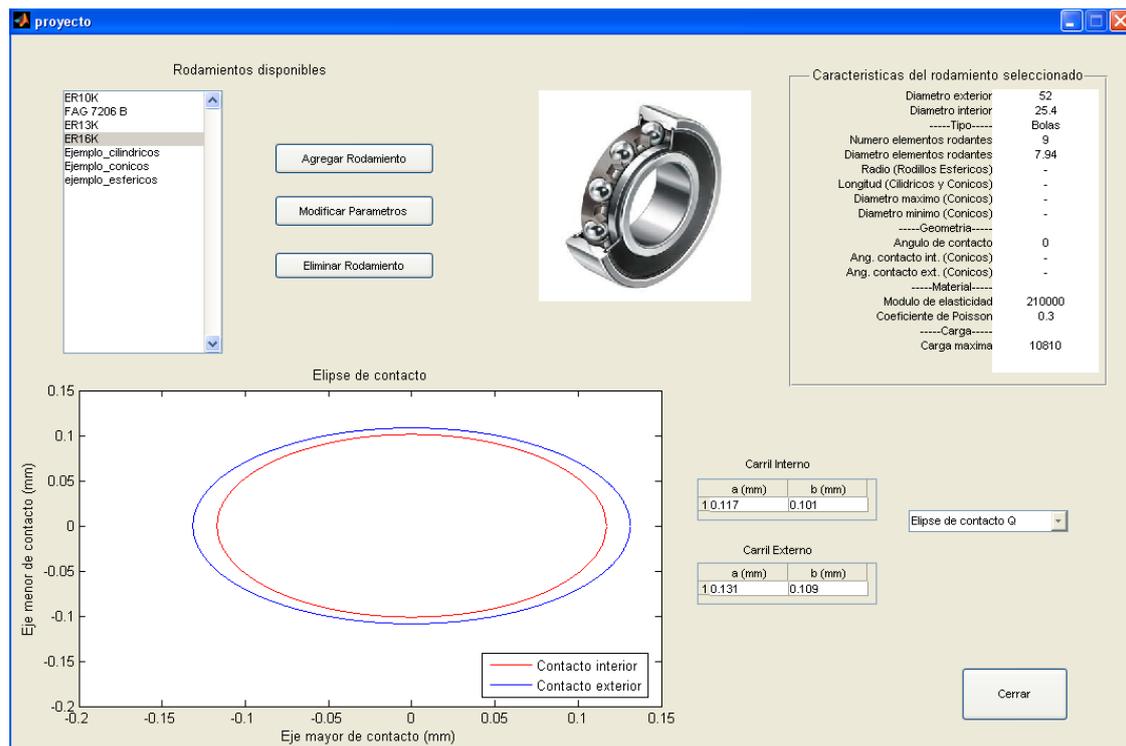


Figura 4.7 – Pantalla principal con los resultados del tamaño de la elipse del contacto

4.2.2 Variaciones con la carga

En las siguientes opciones del menú, aparece la posibilidad de mostrar las variaciones del tamaño del área de contacto entre los elementos rodantes y los carriles así como la tensión soportada en el contacto debido a la carga. Ambas se muestran en forma de gráfica desde carga nula hasta carga máxima. En la Figura 4.8 puede verse un ejemplo de la variación del área de contacto con la carga. Puede destacarse que la variación es logarítmica cuando la carga es baja y termina siendo lineal cuando la carga se aproxima a la máxima soportada por el rodamiento

La relación entre la tensión soportada por el rodamiento depende de las dimensiones de los contactos entre los elementos rodantes y los carriles de acuerdo con la ecuación 2.49, y por lo tanto, la gráfica de la evolución de la tensión frente a la carga tiene una forma similar a la de la evolución del área. Puede observarse la tendencia en la Figura 4.8.

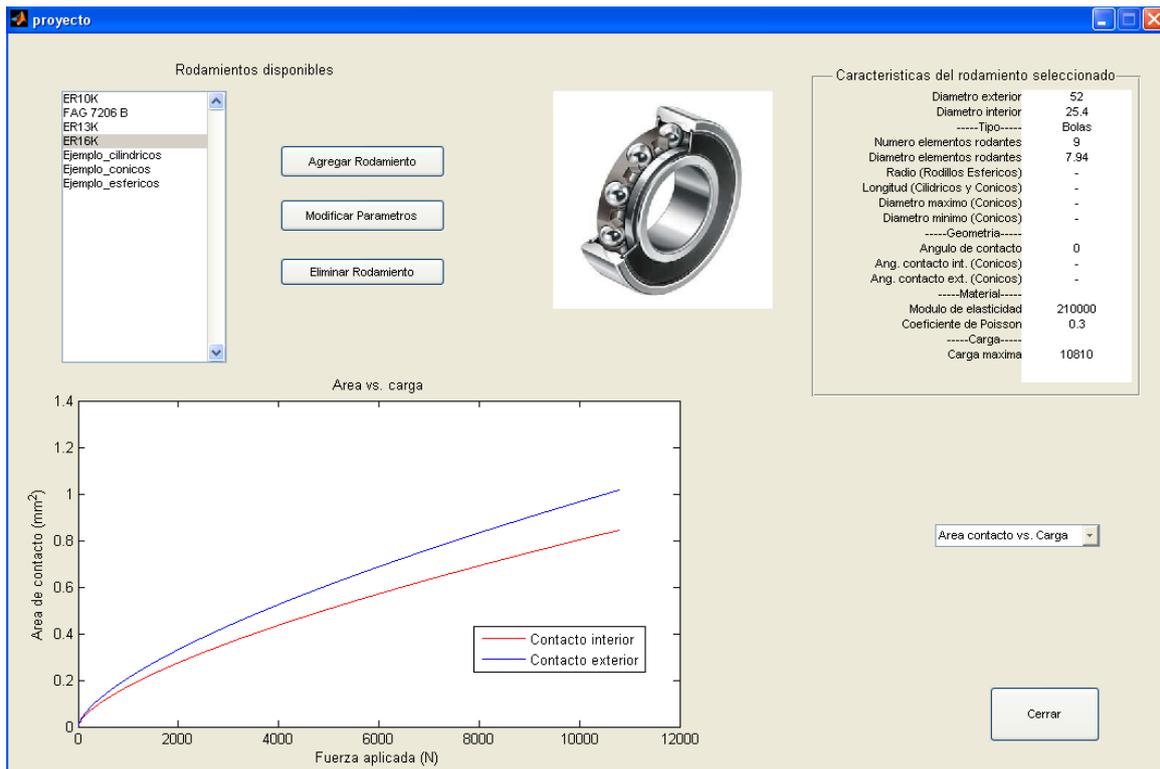


Figura 4.8 – Gráfica de variación del área frente a la carga aplicada

4.2.3 Frecuencias propias

Los siguientes apartados del menú se refieren al análisis de las señales de vibración de rodamientos. En primer lugar, se puede calcular el valor de las frecuencias de vibración características de defectos que se introdujeron en el capítulo 2. Para ello se selecciona en el menú la opción de ‘Frecuencias Propias’ y aparecerá la pantalla para el cálculo de las mismas.

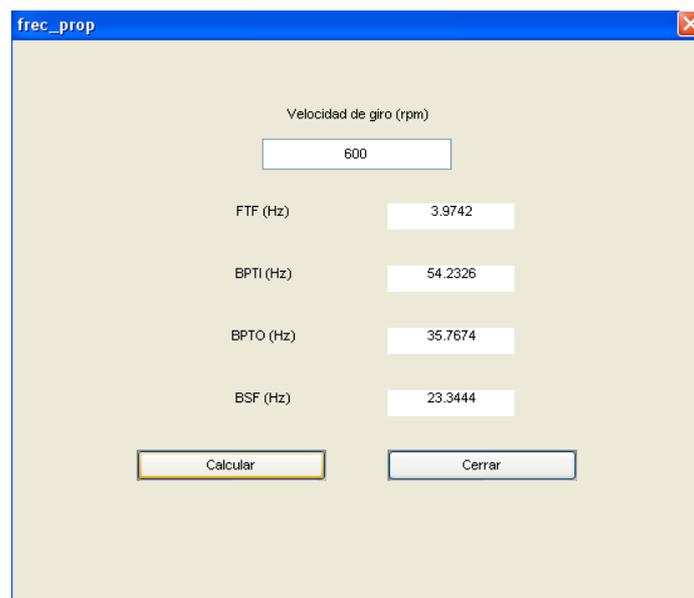


Figura 4.9 – Pantalla de cálculo de las frecuencias características de defecto

En el campo 'Velocidad de giro (rpm)' se escribe la velocidad de giro del rodamiento y se pulsa el botón Calcular. Los resultados de las frecuencias características de defecto aparecen en Hz.

4.2.4 Energía de la señal

La siguiente opción del menú permite calcular la energía de una señal utilizando las ecuaciones del apartado de energía de la señal. La ventana que aparece cuando se selecciona esta opción en el menú puede observarse en la Figura 4.10. En la parte superior de la pantalla aparecen los datos sobre la función que se quiere analizar, la función y los límites del eje x que se utilizarán para su representación.

- Hay que tener en cuenta que a la hora de escribir la función el formato de escritura debe ser el propio de Matlab®, por ejemplo, para analizar $e^x - x^2 - 3x + 1$ habrá que escribir 'exp(x)-x.^2-3*x+1'. Hay que tener especial cuidado con las potencias ya que se consideran como productos elemento a elemento y por tanto deben llevar '.' delante del operador correspondiente, porque de lo contrario Matlab® realiza el producto escalar.

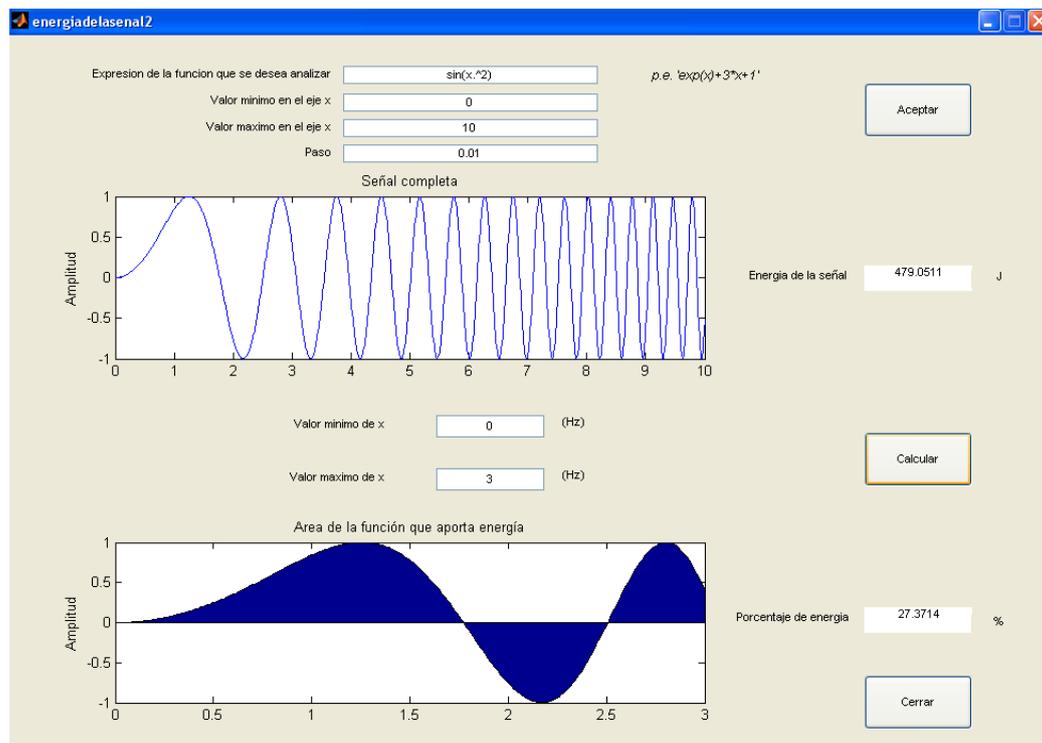


Figura 4.10 – Pantalla de cálculo de la energía de una señal

Una vez escrita la función se pulsa el botón Aceptar y aparecerá la gráfica que se ha requerido y el valor de la energía transportado por dicha señal. En la parte inferior de la ventana se permite calcular la energía de una parte de la señal anterior, imponiendo unos nuevos límites en el eje x. En la gráfica inferior aparecerá el área encerrada entre la función y los nuevos límites del eje x, que es el área del que se calculará la energía y la relación en porcentaje entre la energía de esa parte de la señal y la señal completa, es decir, la contribución de esa parte la señal a la energía total de la misma. Para ello se escribe en los cuadros los límites de x y se pulsa el botón Calcular.

4.2.5 Análisis de señales

La última opción del menú, 'Análisis de señales', permite analizar el espectro de frecuencia de una señal de vibración. Para ello se utiliza la transformada de Hilbert–Huang junto a la transformada de Fourier, tal y como está descrito en el capítulo 2.5. Al seleccionar dicha opción, aparece la pantalla que se ve en la Figura 4.11, donde se han de introducir las características del ensayo realizado, carga (N), velocidad de giro del rodamiento (rpm), la frecuencia de muestreo del equipo (Hz) y la duración del ensayo (s). Una vez introducidos todos los valores se pulsa el botón Cargar señal para seleccionar la señal que se quiere analizar.

The screenshot shows a software window titled 'análisis_senales' with a light beige background. The main heading is 'Análisis de señales'. On the left, under 'Características del ensayo', there are four input fields: 'Carga (N)', 'Velocidad de giro (rpm)', 'Frecuencia de muestreo (Hz)', and 'Amplificación de la tarjeta (V/V)'. Below these is a 'Cargar señal' button. On the right, there are two sections for contact ellipses. The first is 'Elipse de contacto carril interno' with 'Lado mayor (mm)' and 'Lado menor (mm)' input fields. The second is 'Elipse de contacto carril externo' with similar input fields. Below these is a section for 'Frecuencias características' with four input fields: 'FTF (Hz)', 'BPTI (Hz)', 'BSF (Hz)', and 'BPTO (Hz)'. At the bottom right are two buttons: 'Energía de la señal' and 'Cerrar'.

Figura 4.11 – Pantalla para el análisis de señales

El programa calcula las dimensiones de la elipse de contacto para las condiciones de ensayo especificadas y las presenta en la parte izquierda de la pantalla en los cuadros de texto correspondientes. Por otro lado calcula las frecuencias características de defecto en el rodamiento seleccionado, presentándolas en la parte inferior derecha de la pantalla.

El objetivo de la aplicación es analizar el espectro de frecuencia de la señal que se ha cargado y comparar el valor de las frecuencias de mayor amplitud con las frecuencias características de defecto, de forma que, si coincidiesen, se podría tener indicios acerca de la presencia de defectos en el rodamiento. Es por ello que los cinco valores de frecuencia con mayor amplitud dentro del espectro de vibración se presentan en forma de tabla para que se puedan comparar con los resultados de las frecuencias características.

Para realizar un ejemplo ilustrativo de los resultados que devuelve el programa, se ha seleccionado la señal de vibración 'E20602' correspondiente al rodamiento FAG 7206 B. Esta señal de vibración se ha obtenido del documento [2], las características de dicho rodamiento se muestran en la Tabla

5.1 en el capítulo de resultados experimentales. Es importante señalar que **el rodamiento** del que se quiere analizar una señal de vibración debe estar previamente seleccionado en la pantalla principal **antes de seleccionar la opción de ‘Análisis de señales’ en el menú desplegable**. En caso contrario, los cálculos de frecuencias y del tamaño del contacto no serán correctos. Los resultados obtenidos de la señal de vibración ‘E20602’ se muestran en la Figura 4.12

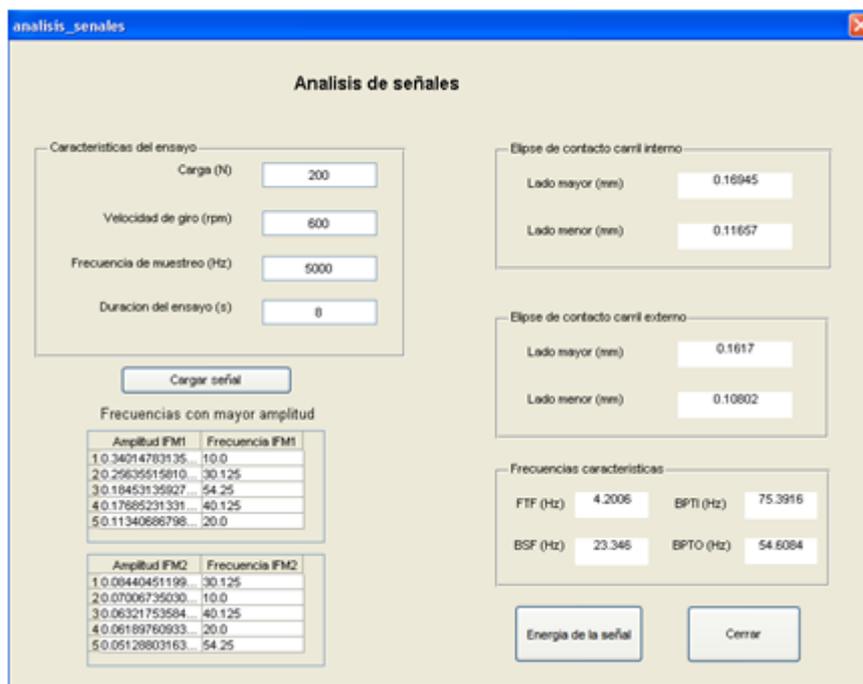


Figura 4.12 – Resultados del análisis de la señal 'E20602'

De acuerdo con la información obtenida del documento de referencia [3], de todas las IMF's que se puedan calcular, las únicas que vas a resultar útiles son la primera y la segunda. Es por esta razón que sólo se presentan los valores de amplitud y frecuencia correspondientes a dichas IMF's.

Como puede observarse en la Figura 4.12 en la parte inferior derecha de la pantalla aparece un botón nombrado ‘Energía de la señal’ que una vez que se ha cargado la señal y se han obtenido los espectros de frecuencia, permite el cálculo de la energía de cualquiera de las dos IMF's. La ventana emergente al pulsar el botón es muy similar a la del apartado de energía de la señal con la salvedad de que en este caso las funciones que se pueden analizar están guardadas del análisis de la señal anterior. Con los botones que hay en la parte superior izquierda de la pantalla se selecciona cuál de las dos IMF se quiere utilizar y ésta aparece en el gráfico superior.

Además de mostrar los valores en forma de tabla, se muestra también el espectro de frecuencias de las señales IMF1 e IMF2 y la señal en función del tiempo en una figura aparte. En las gráficas del espectro de frecuencias se marcan las frecuencias características para comprobar si corresponden a algún pico de amplitud de la señal. Las gráficas correspondientes al ejemplo anteriormente calculado pueden verse en la Figura 4.13.

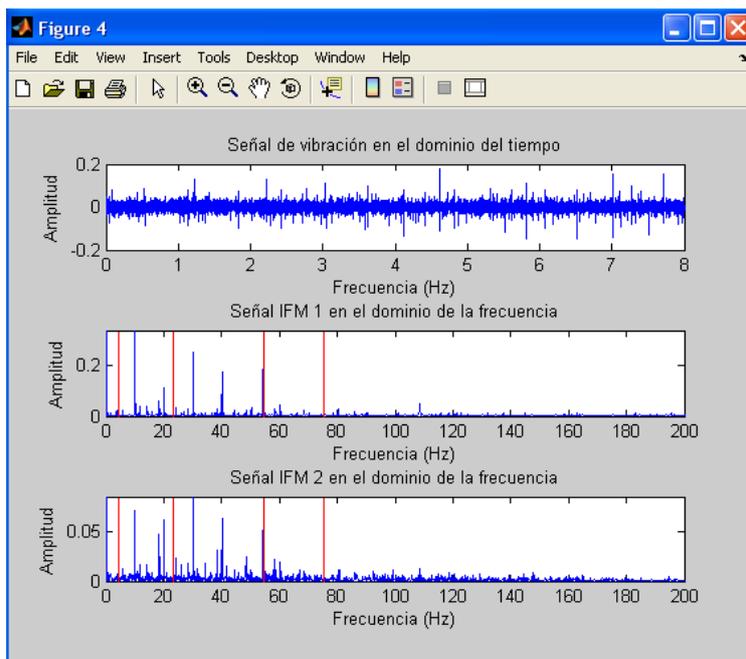


Figura 4.13 – Espectro de frecuencia de la señal E20602

Aunque el análisis de los resultados se realizará en el capítulo de resultados experimentales, se puede observar que, en el caso de la señal de vibración del ejemplo, el espectro de frecuencias que aporta resultados más nítidos es el obtenido de IMF1 y por tanto será el que sirva para realizar el análisis.

Los valores de frecuencia con mayor amplitud, para el caso del ejemplo, corresponden con los valores de la frecuencia de giro del rodamiento (600 rpm = 10 Hz) la frecuencia característica de defecto en pista externa (54 Hz) y cercanas a la frecuencia de paso de bola (~= 23Hz).

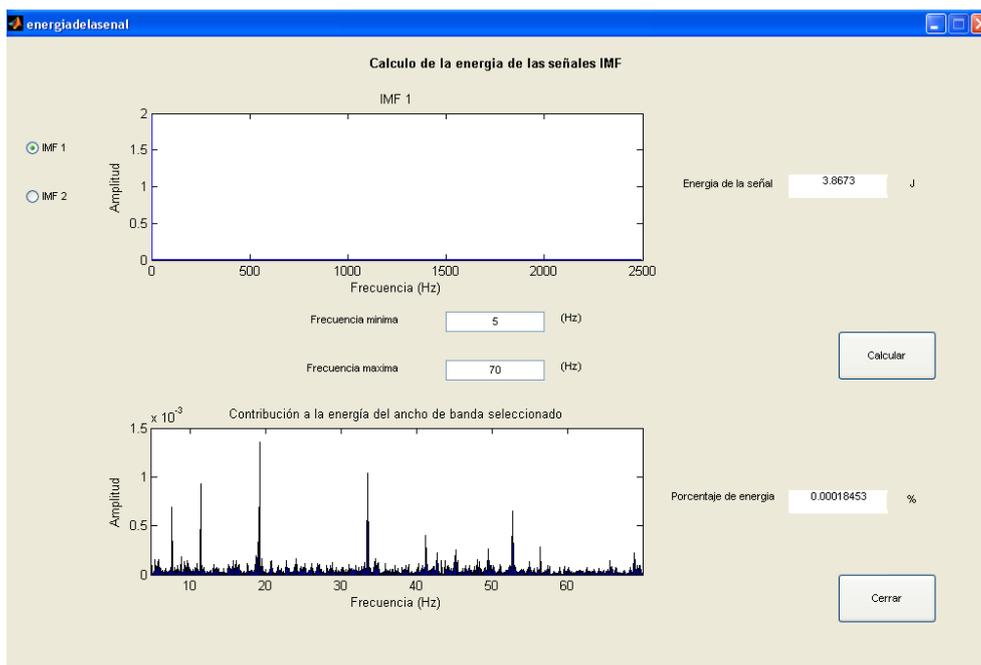


Figura 4.14 – Pantalla de cálculo de la energía de la señal a10b (ER16K)

Es importante resaltar que al realizar el análisis de las señales con la Transformada de Hilbert–Huang y posteriormente se aplica la transformada de Fourier, en la mayoría de las señales aparece un pico de amplitud muy importante en el entorno de 0 Hz que enmascara el resto de resultados. Para el desarrollo de este proyecto se ha obviado la banda de frecuencia de 0 a 1Hz, ya que las frecuencias características no se encuentran contenidas en esta banda.

La Figura 4.15 muestra la diferencia, a lo que a porcentaje de energía se refiere, al eliminar la banda de comentada anteriormente.

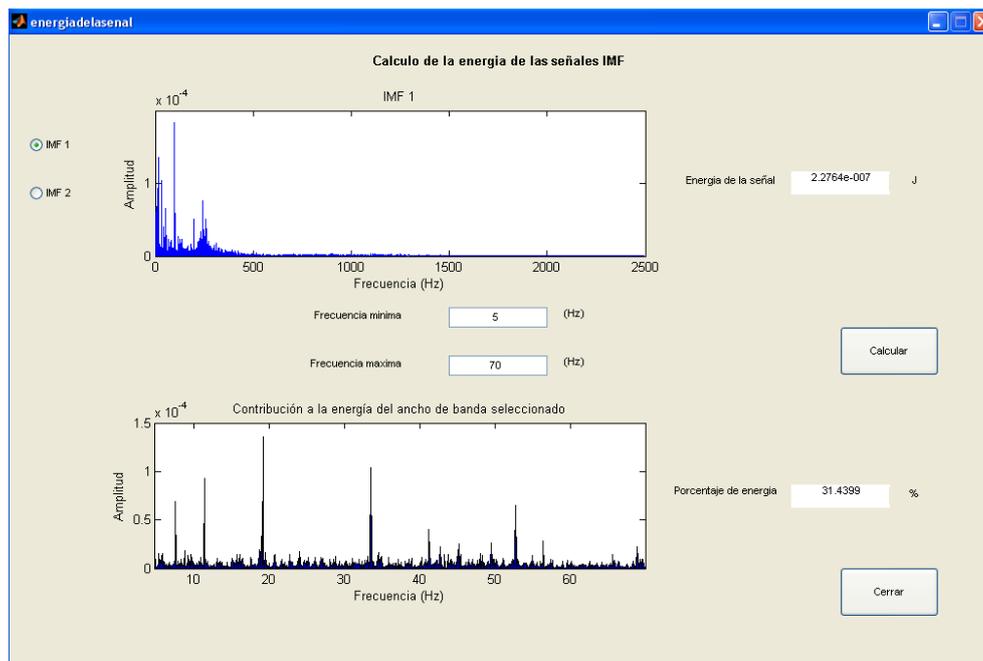


Figura 4.15 – Energía de la señal "a10b" con la banda 0–1 Hz eliminada

Puede observarse que la energía total de la señal pasa de ser 3.86 J a ser $2.27 \cdot 10^{-7}$ J, lo que da una idea de la amplitud de la frecuencia de 0Hz en comparación con el resto.

5. Aplicación práctica

En este apartado se presentan los resultados que se han obtenido con el uso de la aplicación desarrollada para el proyecto al analizar las señales de vibración correspondientes a los rodamientos que se describen en el apartado siguiente.

5.1 Rodamientos utilizados

Para la realización del proyecto se han utilizado dos rodamientos diferentes, FAG 7206 B y ER16K, cuyas características se muestran en las Tabla 5.1 y la Tabla 5.2 respectivamente, y las señales correspondientes se han obtenido de los trabajos previos [2] y [3] respectivamente. El motivo por el que se han utilizado estos rodamientos es la diferencia de carga existente en los ensayos realizados en los correspondientes proyectos. Además, con este estudio se intenta estimar el tamaño de los defectos del rodamiento ER16K, desconocidos durante el ensayo, utilizando los resultados obtenidos del análisis del rodamiento FAG 7206 B

Angulo de Contacto (α)	40°
Capacidad Estática de Carga	14,1 kN
Capacidad Dinámica de Carga	20,4 kN
Peso	202 g
Diámetro Externo (D)	62 mm
Diámetro Interno (d)	30 mm
Ancho (B)	16 mm
Diámetro de las Bolas	9,6 mm
Número de Bolas (n)	13

Tabla 5.1 – Características del rodamiento FAG 7206 B [2]

Angulo de Contacto (α)	0°
Diámetro Externo (D)	52 mm
Diámetro Medio (D_m)	38,7 mm
Diámetro Interno (d)	25,4 mm
Ancho total	34,92 mm
Diámetro de las Bolas (B_d)	7,94 mm
Número de Bolas (n)	9
Carga máxima (C)	10810 N

Tabla 5.2 – Características del rodamiento ER16K [3]

Las hojas de catálogo correspondientes a éstos rodamientos están incluidas en el Anexo 8.3

5.2 Metodología experimental

El proceso de toma de datos puede verse con mayor detalle en los documentos [2] y [3] del apartado de referencias, ya que las señales que se han utilizado fueron tomadas para dichos trabajos. En cualquier caso, aquí se realiza un resumen del proceso de toma de datos.

5.2.1 ER16K

El sistema experimental usado en la realización del proyecto se describe a continuación. Se trata de la máquina de simulación de fallos (MFS, del inglés “Machine Fault Simulator”) de la casa SpectraQuest. MFS es una máquina capaz de simular las condiciones de funcionamiento de un eje con sus rodamientos acoplados. [3]

En este caso las velocidades de giro de la máquina serán de 10 Hz, 20 Hz y 30 Hz que se corresponde con 600 rpm, 1200 rpm y 1800 rpm respectivamente. La masa de inercia que se usó para cargar los rodamientos fue de 5 kg. Esta masa se colocó en tres posiciones con el objetivo de cargar el rodamiento con diferentes valores. El rodamiento de la izquierda es en el que se tomaron las medidas, y las posiciones de la masa fueron:

- Alta Carga: la masa se situó a la izquierda, cerca del rodamiento en el cual estará situado el acelerómetro.
- Media Carga: la masa se colocó en la mitad del eje, entre los dos rodamientos.
- Baja carga: la masa se sitúa cerca del rodamiento de la derecha, por lo que el rodamiento en el que se miden las vibraciones sufrirá poca carga.

En la Figura 5.1 se puede observar la máquina de simulación de fallos.

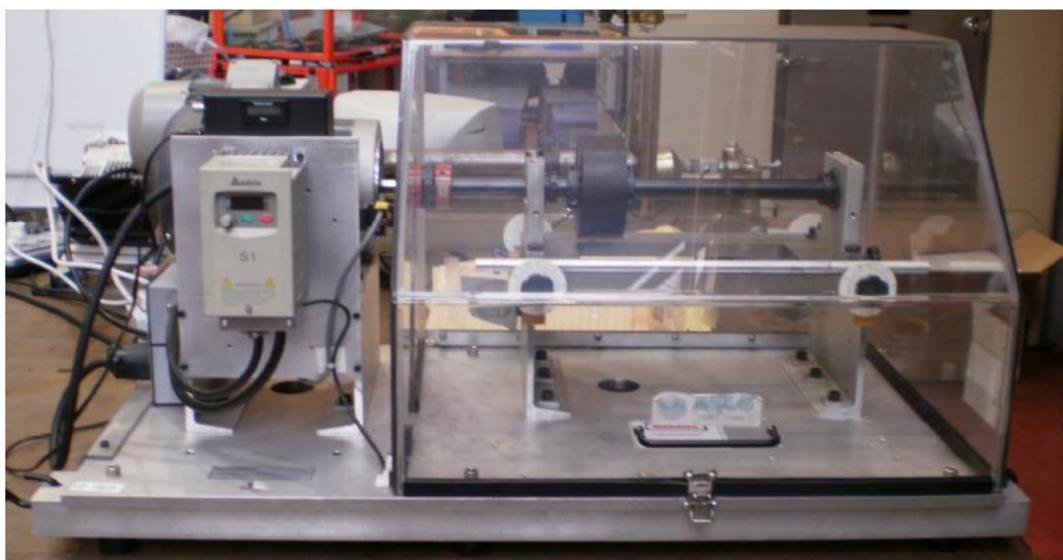


Figura 5.1 – Banco de ensayos utilizado para la realización de ensayos con rodamiento ER16K [3]

Teniendo en cuenta el valor de la masa utilizada y las distancias a los rodamientos, las cargas utilizadas en los ensayos son las resumidas en la Tabla 5.3.

A pesar de que como se observa el valor del porcentaje de cargado en la configuración de alta carga solamente corresponde a un 0,357%, se optó por no cargar más el rodamiento por motivos de seguridad.

Configuración de carga	P (N)	C(N)	X _B (mm)	L (mm)	R _a (mm)	$\frac{R_a}{C}$ (%)
Alta	4.9	10810	284.85	362.1	38.55	0.357
Media	4.9	10810	181.05	362.1	24.5	0.227
Baja	4.9	10810	77.25	362.1	10.45	0.097

Tabla 5.3 – Reacciones del rodamiento ER16K [3]

En resumen la cadena de medida se compone de: el rodamiento, el acelerómetro, los amplificadores/filtros, la tarjeta de adquisición de datos y el ordenador portátil. A modo de aclaración se ilustra la cadena de medida en Figura 5.2.

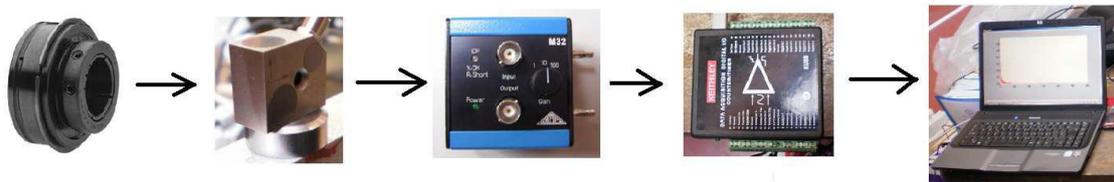


Figura 5.2 – Cadena de medida para el rodamiento ER16K [3]

5.2.2 FAG 7206 B

La adquisición de señales vibratorias ha sido realizada en un banco de ensayos de rodamientos cortesía del Dpto. de Ing. Mecánica de la UNED, en el cual se encuentra instalado el rodamiento a ensayar, marca FAG, modelo 7206 B, dirigido con un motor eléctrico trifásico, y que recibe cargas radiales y axiales de 3 y 2,5 bar respectivamente, a través de dos cilindros neumáticos [2]. Para el desarrollo de este proyecto no se ha considerado la posibilidad de introducir carga axial en el rodamiento, por lo que sólo se utilizará la carga radial de 3 bar, **equivalentes a 200 N**.

La cadena de medida para este rodamiento está formada por un acelerómetro piezoeléctrico un amplificador, una tarjeta digitalizadora y un ordenador equipado con el programa de adquisición de datos TestPoint®

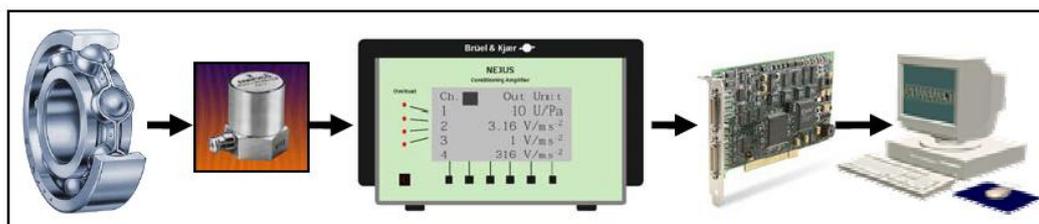


Figura 5.3 – Cadena de medida para el banco de ensayos de FAG 7206 B [2]

5.3 Análisis de señales de vibración

En los próximos apartados, se describirán los análisis realizados a las señales de vibración de los rodamientos así como el estudio de la importancia del tamaño del área de contacto en la detección de defectos.

5.3.1 Elipse de contacto

Como se ha comentado en el capítulo 2, el tamaño de la elipse de contacto depende del nivel de carga que esté soportando en rodamiento. En las siguientes figuras se observa la elipse de contacto del rodamiento ER16K para los diferentes valores de carga de la Tabla 5.3.

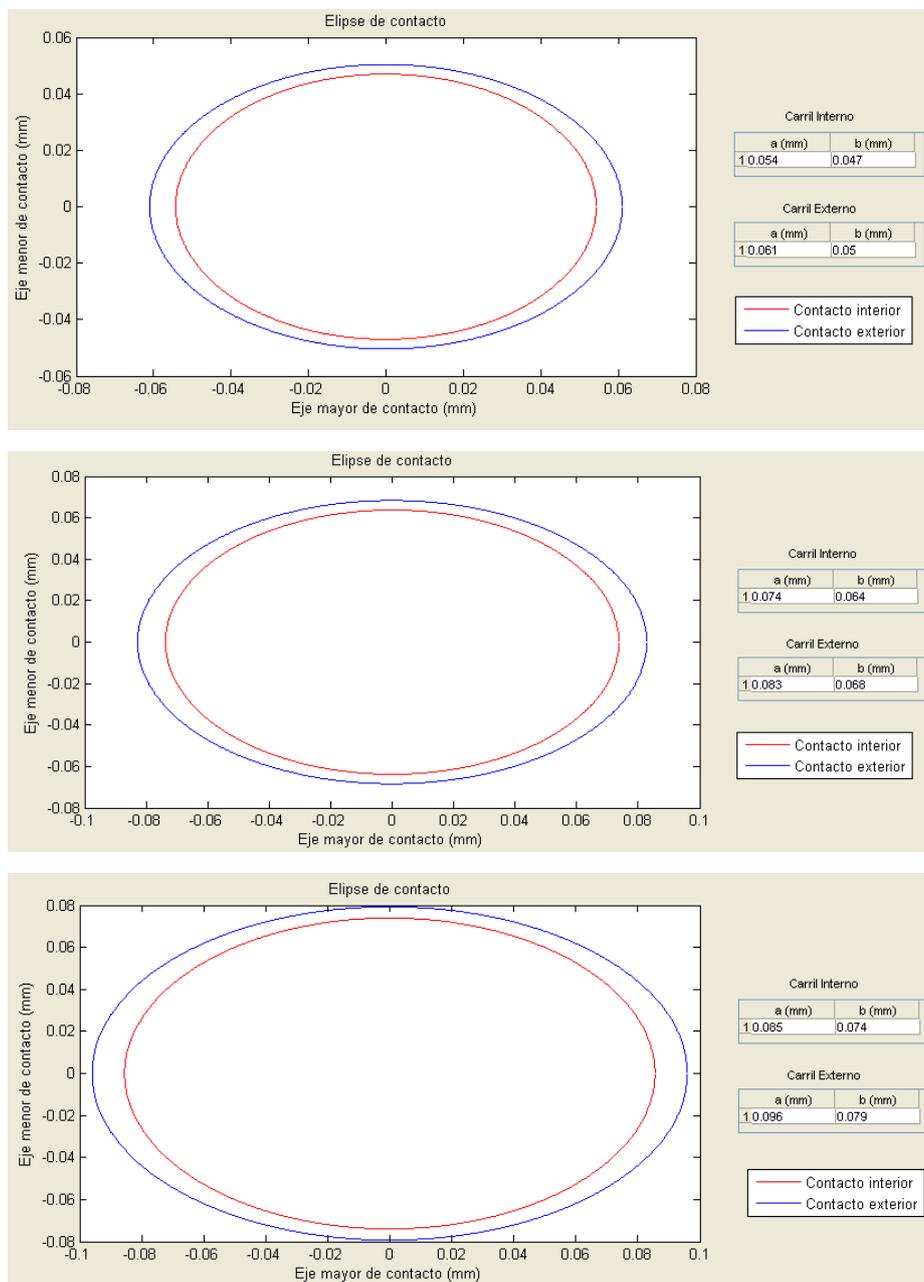


Figura 5.4 – Elipse de contacto para rodamiento ER16K cargado con 10, 25 y 39 N

Como puede observarse, el valor del área de contacto es bastante pequeño debido a que las cargas a las que se ha sometido al rodamiento son muy pequeñas comparado con la máxima admisible por el mismo. La Figura 5.5 muestra la elipse de contacto para un rodamiento FAG 7206 B cuando soporta 200 N de carga, que es 5 veces mayor que la máxima aplicada sobre el ER16K.

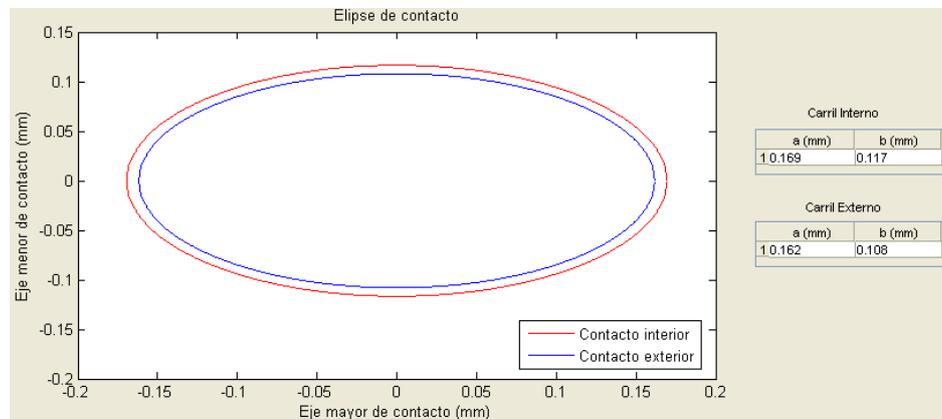


Figura 5.5 – Elipse de contacto del rodamiento FAG 7206 B cargado con 200 N

Puede observarse que la dimensión de los ejes de la elipse de contacto pasa a ser el doble que en el caso anterior. Hay que destacar algunos aspectos importantes, el hecho de que el rodamiento FAG tenga un ángulo de contacto distinto de cero implica que el área de contacto es más elíptica, ya que existe más diferencia entre el tamaño de los ejes.

Por otro lado, aunque la carga aplicada es mayor que en el caso del ER16K, sigue siendo muy baja comparada con la máxima permitida por el rodamiento y, por tanto, el contacto sigue siendo pequeño. Además como se observa en la Figura 4.8, la evolución del área con la carga aplicada es una función de tipo logarítmico, y por tanto el aumento de la carga cada vez implica menor aumento del área.

De todas formas el tamaño de la elipse de contacto no es comparable al tamaño de los defectos inducidos en el rodamiento FAG 7602 B, que para la pista interna tiene una longitud de 8mm y un espesor de 2mm y para la pista externa tiene también 8mm de longitud y un espesor de 5mm.

Como ya se ha comentado anteriormente, también se pueden seleccionar rodamientos de rodillos cilíndricos, cónicos y esféricos, aunque no se dispone de señales para comprobar defectos en rodamientos de este tipo. Por ello se muestra a modo de ejemplo el área de contacto de un rodamiento de rodillos sometido a carga máxima. Los valores de este ejemplo no corresponden a ningún rodamiento comercial.

Cabe destacar que en el caso de los rodillos la única variación es en la dirección en la que se mueve el rodillo, de forma que en la dirección perpendicular al desplazamiento del rodillo, siempre hay contacto en toda la longitud del rodillo. También es destacable que la dimensión de la elipse de contacto que varía menos que en el caso de los rodamientos de bolas. Esto se puede ver en la Figura 5.6

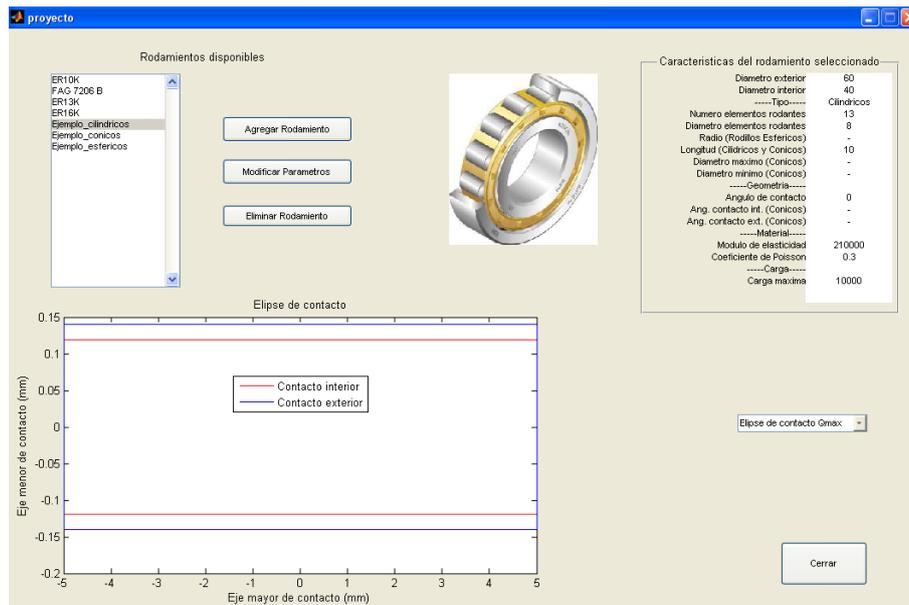


Figura 5.6 – Área de contacto para ejemplo de rodillo cilíndrico

Los rodamientos de rodillos esféricos tienen una elipse de contacto parecida a la de los rodamientos de bolas y los de rodillos cónicos a los de los cilíndricos.

5.3.2 Detección de defectos

Se ha utilizado la aplicación Contacto_rodamientos para analizar las diferentes señales de vibración de las que se dispone para comprobar la existencia de defectos en los rodamientos. En los siguientes apartados se muestran ejemplos de cada uno de los tipos de rodamiento en los que se observa la existencia del defecto.

5.3.2.1 Rodamiento normal

En los rodamientos sin defecto, no se esperan encontrar frecuencias características de defecto y por lo tanto, para este caso se buscado la frecuencia de giro del rodamiento (10, 20 ó 30 Hz) y la frecuencia de oscilación de la alimentación o alguno de sus armónicos.

En los rodamientos analizados se ha encontrado que las frecuencias anteriormente señaladas aparecen reflejadas en las IMFs pero sin que exista un patrón de comportamiento, si no que son señales con mucho “ruido” y en las que no existen frecuencias que destaquen mucho entre las demás.

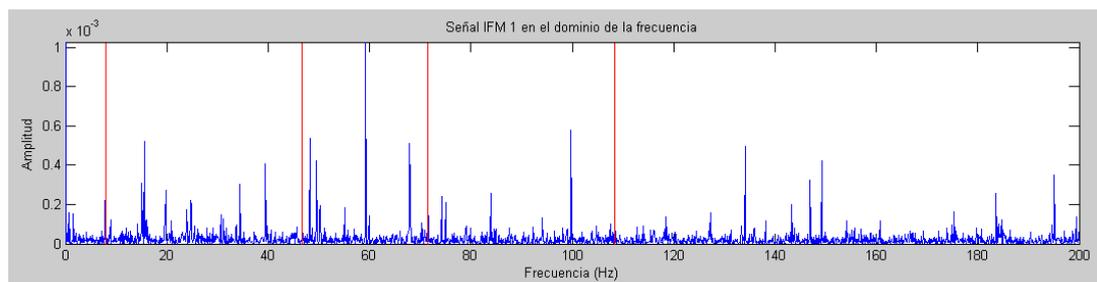


Figura 5.7 – IMF 1 para la señal b20n

Se ha utilizado la aplicación para obtener la amplitud correspondiente a la frecuencia de red y la frecuencia de paso de jaula (FTF) para todas las señales correspondientes a rodamiento normal. Esta amplitud se ha normalizado con el valor de la frecuencia de mayor amplitud, de forma que no sea solamente importante el valor de la amplitud, si no que se centra en el valor relativo de ésta.

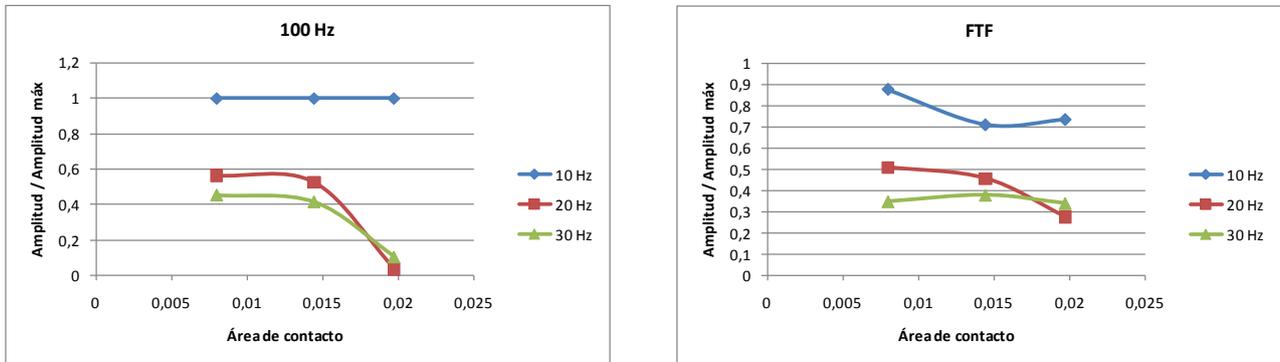


Figura 5.8 – Evolución de la amplitud relativa frente al área en rodamiento normal

Se observa que la importancia de la frecuencia de alimentación de la red decrece cuando el área de contacto aumenta. Algo similar ocurre con la frecuencia de paso de jaula, aunque esta se mantiene algo más constante. Deberían conocerse más datos para mayores valores de elipse de contacto para poder confirmar esta tendencia.

Al analizar las señales del rodamiento FAG 7602 B se observa que la frecuencia más importante es la frecuencia de giro del rodamiento (10 Hz).

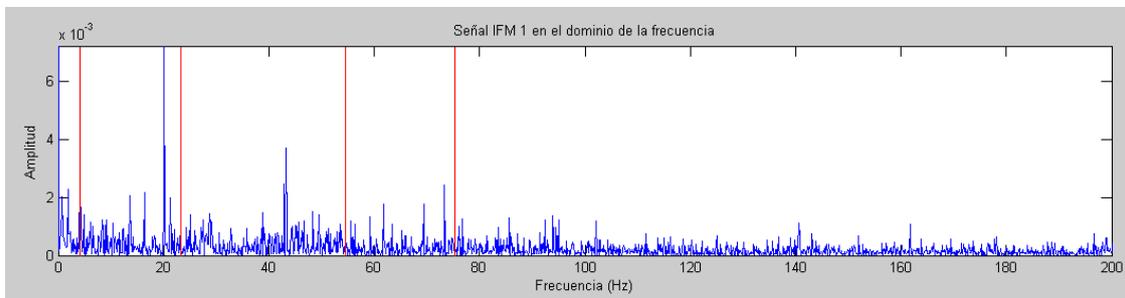


Figura 5.9 – IMF 1 de la señal "A30607"

También se observa que estas señales tienen mucho ruido, y muchas frecuencias tienen picos de amplitud. Además se aprecian fenómenos de modulación

5.3.2.2 Rodamiento con defecto en pista externa

Para el caso de rodamientos con defecto en pista externa, lo que se espera encontrar son picos de amplitud en las frecuencias próximas a las características BPF1 y BPF0 ya que la presencia de defectos en la pista interna se refleja en la frecuencia de defecto en pista externa y viceversa. En la Figura 5.10 se puede ver un ejemplo de señal procedente de un rodamiento con un defecto en la pista externa.

Las frecuencias con mayor amplitud para este caso son la frecuencia de giro del rodamiento (30 Hz) y su primer armónico, la frecuencia de defecto en pista interna (163 Hz) y la frecuencia de defecto en pista externa (107 Hz) aunque está un poco alejada del resultado teórico.

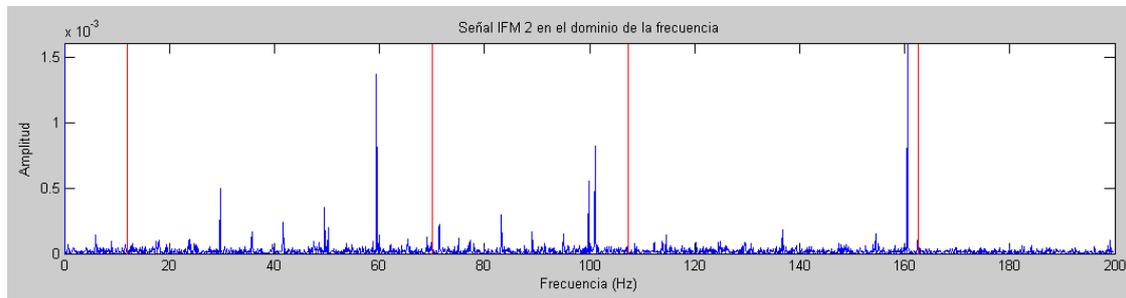


Figura 5.10 – IMF 2 para la señal de vibración "m30e"

En la siguiente gráfica se observa la relación entre la amplitud relativa y el área de contacto para el rodamiento ER16K, para comprobar la influencia del área de contacto.

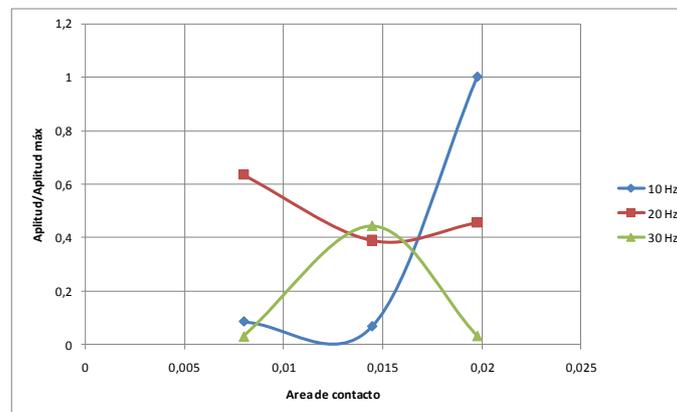


Figura 5.11 – Evolución de la amplitud relativa frente al área en defectos en pista externa

Como puede verse, no se observa ninguna tendencia en ninguna de las velocidades que pueda indicar cómo evoluciona la amplitud relativa con respecto al área de contacto. Hay que destacar que se ha dispuesto de un número muy limitado de señales y con poca variación entre sí, por lo que no se pueden obtener conclusiones claras. Para comprobar la evolución se ha utilizado el área interna, ya que para el área externa el comportamiento es el mismo.

Las señales del rodamiento FAG 7206 B parecen de mejor "calidad", ya que las frecuencias características de defecto aparecen más nítidamente que en el caso del rodamiento ER16K, Además no se observa tan claramente la aparición de la frecuencia característica BPFI en defectos en pista externa y viceversa.

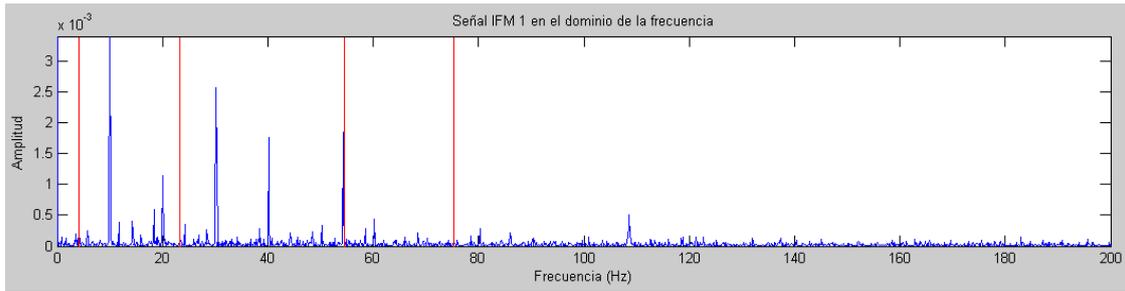


Figura 5.12 – IMF 1 para señal “E20602”

La diferencia de estas señales se verá más claramente en los defectos de pista interna.

5.3.2.3 Rodamiento con defecto en pista interna

En el caso de defectos en la pista interna del rodamiento se ha realizado un análisis similar, de forma que se han observado cuáles son las frecuencias que tienen una mayor amplitud en el espectro de la señal. La Figura 5.13 muestra el espectro de frecuencia de la señal “m20i” a modo de ejemplo. Se observa que la mayor amplitud corresponde a la frecuencia de giro del rodamiento, en este caso 20 Hz, la siguiente es la que indica un defecto en pista interna (108 Hz) y, como ya se ha comentado anteriormente, la frecuencia BPFO, indicativa de un defecto en pista externa.

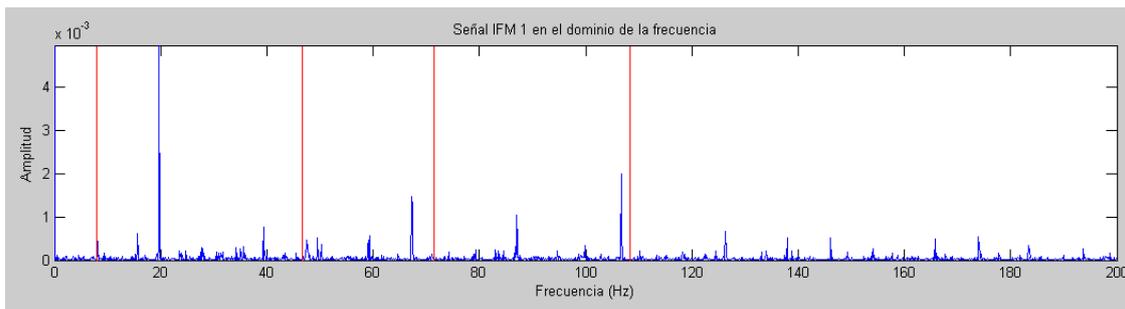


Figura 5.13 – IMF 1 para señal de vibración "m20i"

De la misma manera que en el caso anterior, se ha construido un gráfica con la evolución de la amplitud relativa de la frecuencia BPFI con el tamaño del área de contacto, y como se puede ver en la Figura 5.14 no existe un tendencia clara que permita afirmar la relación entre dicho área de contacto y la amplitud de la frecuencia característica.

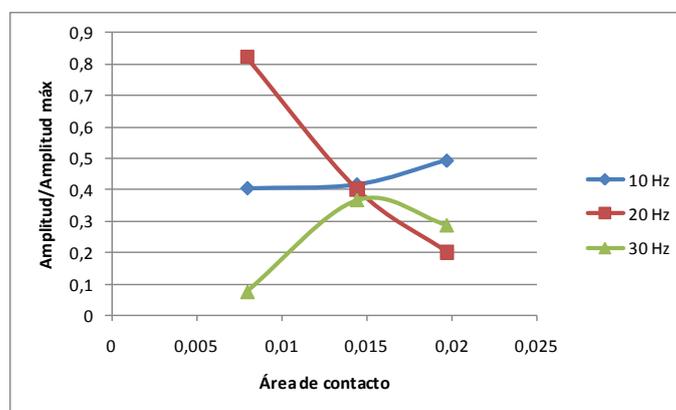
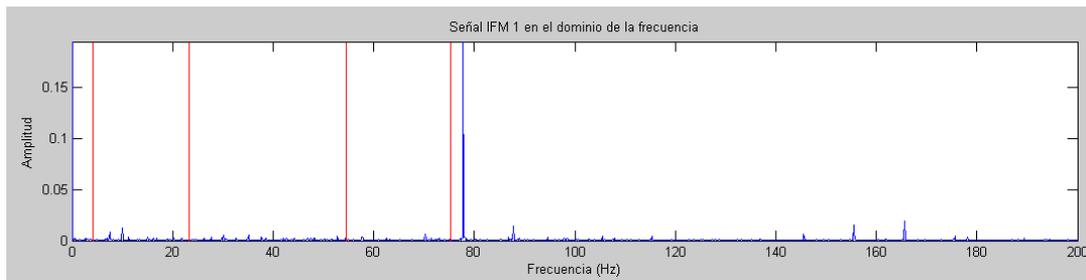


Figura 5.14 – Evolución de la amplitud relativa frente al área en defectos en pista interna

También se han analizado las señales correspondientes al rodamiento FAG 7602 B, que están tomadas a 10 Hz (600 rpm). En el espectro de estas señales aparece solo un pico de amplitud en la frecuencia correspondiente al defecto en pista interna. Esto puede ser indicativo de que las señales son de mejor calidad, que el equipo utilizado para grabar la señal introduce menos ruido o porque el defecto en pista interna en este caso es muy grande. En cualquier caso debería aparecer la frecuencia de giro del rodamiento tal y como se refleja en el apartado 3.4 ya que las frecuencias características de defecto aparecen en la fase 3 del deterioro del rodamiento



5.3.2.4 Rodamiento con defecto en bola

Para el caso de rodamientos con defecto en los elementos rodantes, se ha realizado el mismo análisis que para el resto. La frecuencia que debería aparecer con mayor amplitud es BSF, pero en los rodamientos que se han analizado, esta frecuencia se puede confundir con el primer armónico de la frecuencia de giro del rodamiento.

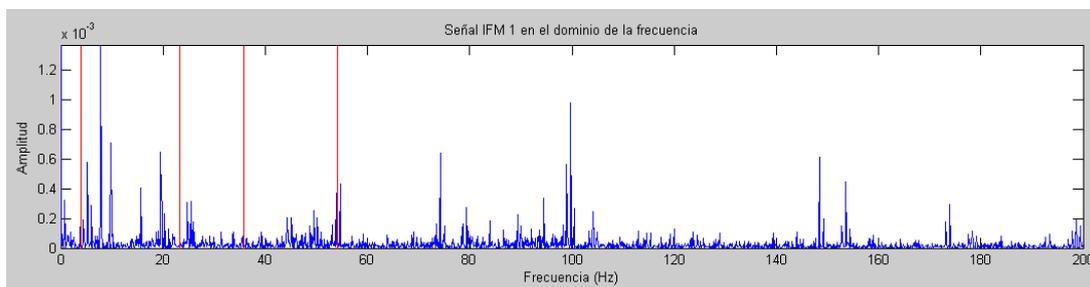


Figura 5.15 – IMF 1 para señal de vibración "b10b"

En cualquier caso se ha tomado esta frecuencia, BSF, para realizar el análisis de la evolución de la amplitud de la señal en función del área de contacto.

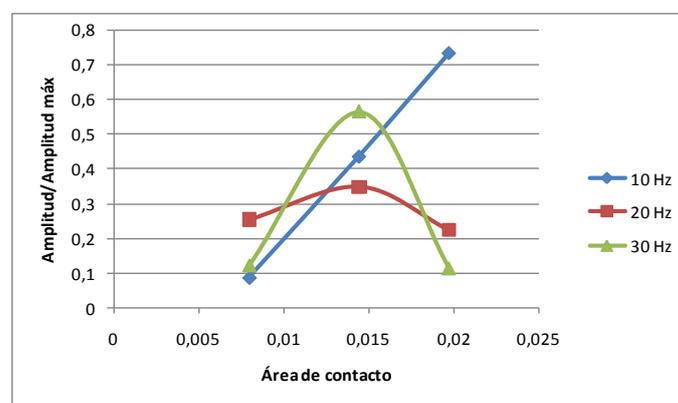


Figura 5.16 – Evolución de la amplitud relativa frente al área en defectos en bola

Hay que destacar que la frecuencia que aparece en todas las señales con la mayor amplitud es la frecuencia de paso de jaula (FTF) o su primer armónico. Como se ha comentado en el apartado teórico esta frecuencia puede indicar defectos en la jaula provocados por el funcionamiento del rodamiento con los defectos.

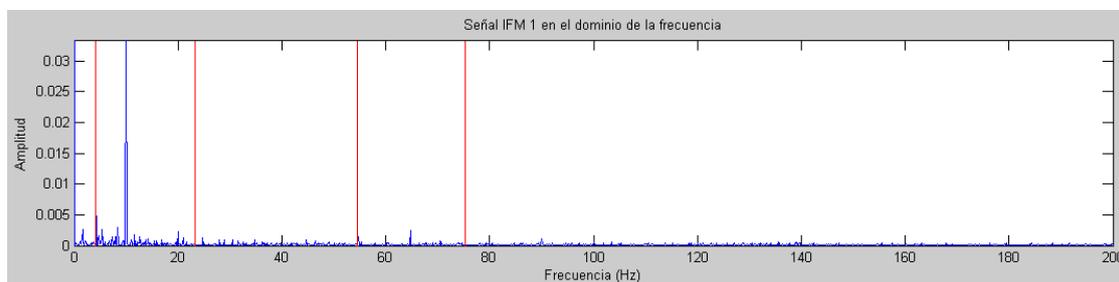


Figura 5.17 – IMF 1 para la señal "B100606"

La Figura 5.17 muestra el espectro de la señal "B100606" como ejemplo de las señales del rodamiento FAG 7206 B. En estas señales la frecuencia con mayor amplitud es la frecuencia de giro del rodamiento siendo los demás picos de amplitud despreciable frente a éste. Al ser un defecto muy pequeño, pequeñas ralladuras en la superficie de la bola, es más difícil de detectar que los anteriormente señalados.

Además una constante en todas las señales analizadas es que los picos de amplitud no se han encontrado exactamente en los valores esperados, existiendo un pequeño margen de frecuencias. Esto puede deberse a que los parámetros de los rodamientos no son exactos o a que el funcionamiento del rodamiento provoca pequeños desajustes de dichos parámetros.

Se ha realizado el mismo análisis para la amplitud relativa frente al área de contacto para las señales del rodamiento FAG 7206 B, pero no se han incluido en las gráficas porque se considera que el hecho de que no sea el mismo rodamiento implica que no tenga las mismas tendencias. Ya que el ángulo de contacto de los rodamientos es diferente, no es comparable el área de contacto entre uno modelo y otro. Para poder comparar los resultados obtenidos con los dos modelos, sería necesario normalizar el área de contacto con el área de defecto para que los resultados fueran más claros.

El objetivo de este proyecto era poder conocer el tamaño de los defectos a partir de las señales de vibración producidas por los rodamientos. Debido a que de los rodamientos con tamaño de defecto conocido solo se tienen señales para un nivel de carga, no se puede generalizar el comportamiento para todos los niveles de carga, o lo que es lo mismo, todas las dimensiones del contacto.

Los valores de amplitud utilizados para el análisis están recogidos en las tablas del Anexo 8.4, donde se han tomado los 5 valores de frecuencia con mayor amplitud para cada una de las señales disponibles. Estos valores están divididos por modelo de rodamiento y tipo de defecto.

5.3.3 Energía del ancho de banda correspondiente al defecto

Por último, se han analizado los distintos porcentajes de la energía que aportan los anchos de banda alrededor de las frecuencias características de defecto para todas las señales de vibración correspondientes a 600 rpm, para poder introducir los resultados obtenidos de los dos modelos

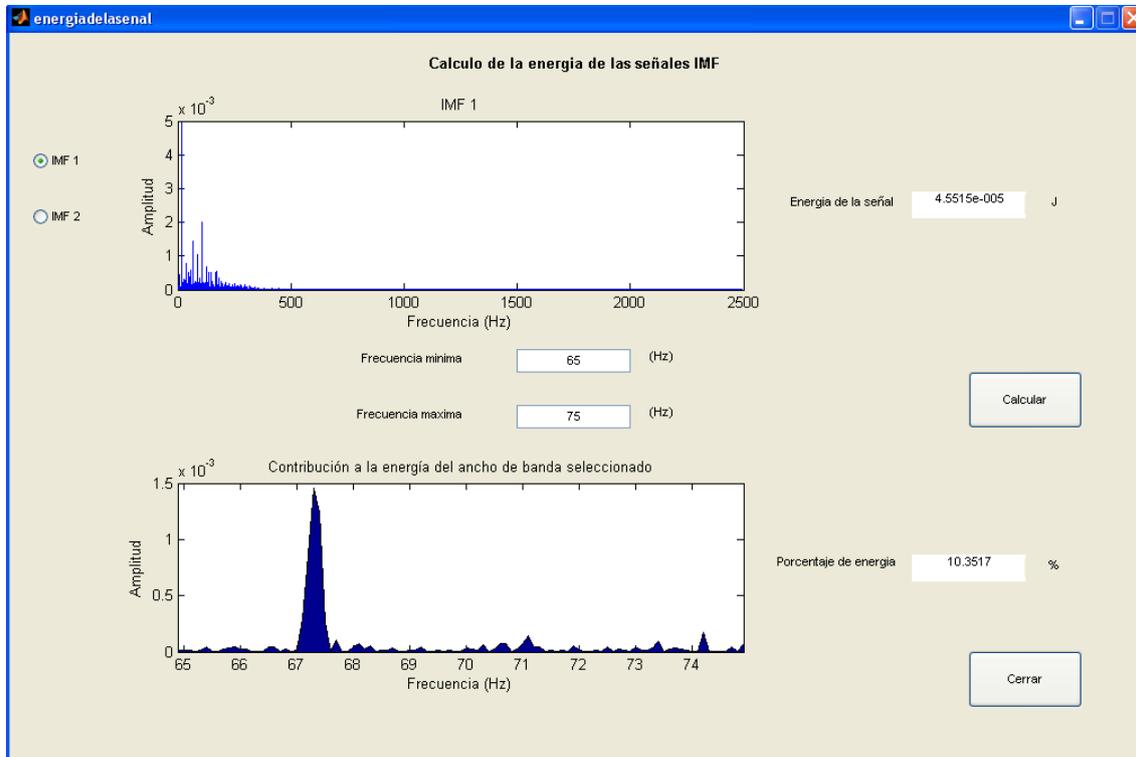


Figura 5.18 – Energía de la señal "m20i" en la banda de frecuencia 65–75 Hz

Los valores de las bandas de frecuencia utilizados para el cálculo del porcentaje de la energía total de la señal para cada uno de los rodamientos son los siguientes:

- FTF – Entre 1 y 10 Hz
- BSF – Entre 20 y 30 Hz
- BPFO – Entre 30 y 40 Hz para el rodamiento ER16K
Entre 50 y 60 Hz para el rodamiento FAG 7206 B
- BPFI – Entre 50 y 60 Hz para el rodamiento ER16K
Entre 70 y 80 Hz para el rodamiento FAG 7206 B
- 10 Hz – Entre 9 y 11 Hz
- 100 Hz – Entre 95 y 105 Hz

En la Figura 5.19 se puede observar los valores del porcentaje de energía de cada una de las señales agrupadas por el tipo de rodamiento

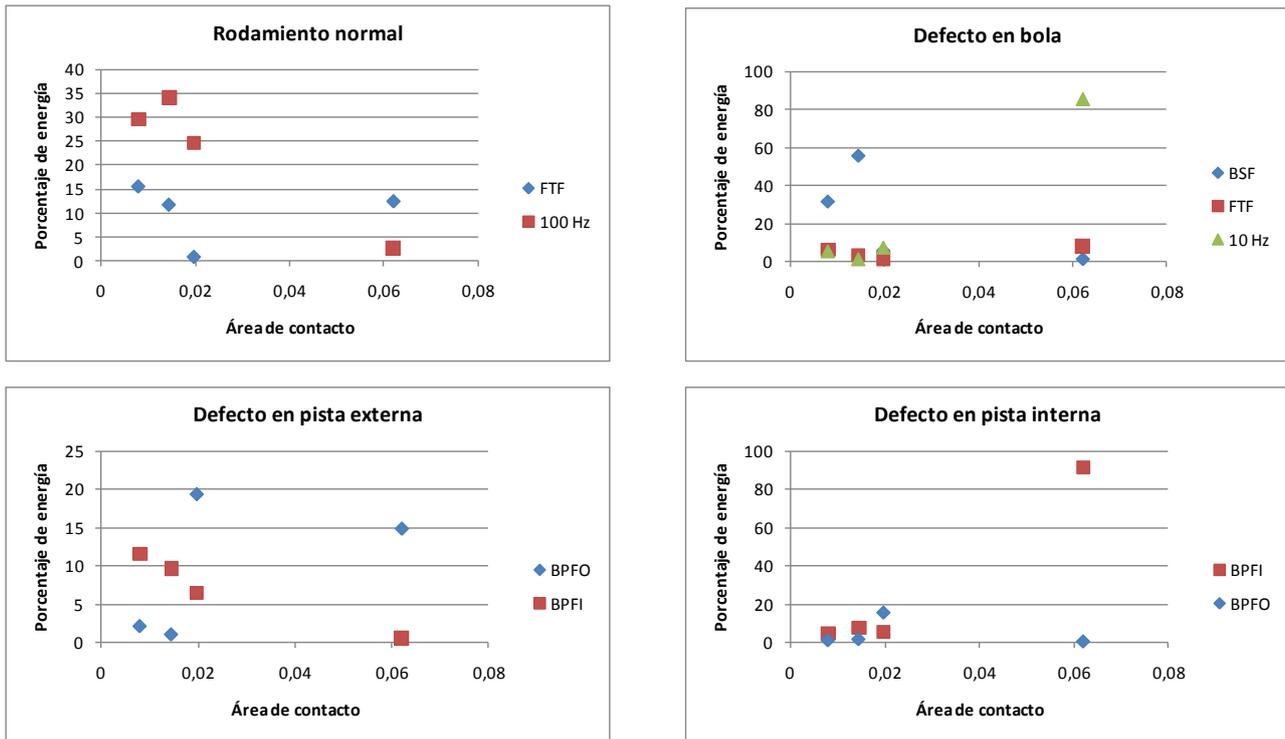


Figura 5.19 – Porcentaje de la energía que representa la banda de frecuencia alrededor de la característica

Se puede ver que no existe una tendencia clara entre la cantidad de energía aportada por cada banda y el tamaño de la elipse de contacto, aunque sí que se nota que las frecuencias que no son la característica del defecto del rodamiento disminuyen cuando el área aumenta, es decir que a mayor contacto menor es la interferencia que introducen el resto de frecuencias que no son la propia del defecto del rodamiento.

También se puede destacar que el porcentaje de energía no es muy elevado para la mayoría de las señales, lo que indica que la energía de la señal está repartida a lo largo de la señal, existiendo picos de amplitud en frecuencias donde no se esperarían. Esto puede deberse a un mal alineamiento del rodamiento durante su funcionamiento, existiendo de esta manera vibraciones distintas a las esperadas.

En cualquier caso, sería recomendable utilizar un mayor número de señales para cada modelo de rodamiento y con distintas variaciones de la carga para poder confirmar esta hipótesis. Además como ya se ha comentado en otros apartados, también sería recomendable utilizar un área normalizada para que no influya qué tipo de rodamiento se está analizando.

6. Conclusiones y futuros desarrollos

6.1 Conclusiones

El objetivo de este proyecto es estudiar el efecto del tamaño de la elipse de contacto entre los elementos rodantes y los carriles y poder conocer el tamaño de defectos incipientes cuando se analicen rodamientos en los que la presencia de defectos sea desconocida. Además se tiene como objetivo la realización de una aplicación práctica que incluya el cálculo de la elipse de contacto y el análisis de patrones de vibración. Del uso de la aplicación práctica y del análisis de los resultados obtenidos se pueden deducir la siguientes conclusiones:

- El tamaño de la elipse de contacto es muy pequeño comparado con el tamaño de los defectos inducidos en los rodamientos. En el caso del rodamiento FAG 7206 B el área de los defectos en pista interna y externa es de 16 y 40 mm² respectivamente, mientras que el tamaño de la elipse de contacto solo llega a ser 0,062 mm².
- Para realizar los análisis se han tomado los valores de amplitud de las frecuencias características de defecto y se han normalizado con el valor de amplitud máxima con el objetivo de que diferentes señales sean comparables.
- En algunos casos se ha observado que los picos de amplitud no coincidían exactamente con los valores esperados para el tipo de rodamiento analizado, siendo muy importante la frecuencia de giro de los rodamientos y la frecuencia de alimentación de la red o sus armónicos. Estas dos frecuencias están presentes en casi todas las señales en los cinco valores más altos de amplitud.
- Se ha observado que, salvo con algunas excepciones, los valores de amplitud relativa correspondientes a las frecuencias características de defecto disminuyen al aumentar la carga aplicada sobre el rodamiento. Se ha comprobado el tamaño de la elipse de contacto de todas las señales, siendo el área de contacto mucho más pequeña que el tamaño de los defectos. Dado que sólo se conoce el tamaño de los defectos en el rodamiento FAG 7602 B, es necesario disponer de un mayor número de señales de este rodamiento, en diferentes condiciones para poder obtener mejores resultados.
- Los defectos que se han observado con mayor claridad son los defectos en pista interna y externa mientras que los defectos más difíciles de determinar son los defectos en bola, ya sea porque la frecuencia característica de defecto coincide con los armónicos de la frecuencia de giro, o bien porque los defectos en la superficie de los elementos rodantes son menores que los de las pistas de rodadura.

- Como ya se ha comentado durante la aplicación práctica del programa, cuando se intenta determinar los defectos en pista interna aparece la frecuencia de defecto en pista externa y viceversa. Es posible que en los rodamientos analizados presenten defectos en ambas pistas o que el paso de los elementos por los defectos excite las frecuencias de vibración características de la pista contraria.
- En casi todos los casos analizados la frecuencia de paso de jaula (FTF) y la frecuencia de giro del rodamiento están presentes con una amplitud importante en los espectros de frecuencia. El caso de que se identifique FTF puede indicar desalineamiento durante el funcionamiento del rodamiento, ya que también se ha encontrado en rodamientos normales que no tienen defectos en la jaula.
- Se ha desarrollado una aplicación informática que permite realizar el análisis de las señales de diferentes rodamientos y analizar los espectros de vibración para identificar las frecuencias características de defecto. Para realizar este análisis la aplicación dibuja el espectro de frecuencia correspondiente a las dos primeras IMF de la señal y unas líneas rojas para indicar la posición de las frecuencias características de defecto. Parte del análisis permitido por la aplicación es comprobar la cantidad de energía contenida en la señal, y el porcentaje contenido en la frecuencia característica de defecto. Ya que los picos de amplitud suelen estar algo separados de la posición teórica, para este proyecto se ha utilizado una banda de frecuencia de ± 5 Hz.
- La aplicación también permite el análisis de la elipse de contacto de los rodamientos en función del nivel de carga, así como la evolución de la tensión soportada por el rodamiento en función de la carga aplicada. Como la aplicación se ha orientado a uso didáctico, se incluye la posibilidad de utilizar las diferentes funcionalidades por separado sin necesidad de utilizar patrones de vibración, únicamente utilizando los parámetros del rodamiento.
- Parte importante de la aplicación es el fichero .xml que se necesita para el funcionamiento del programa. En él se encuentran todos los parámetros geométricos de los rodamientos y la aplicación permite agregar nuevos rodamientos, eliminar rodamientos ya incluidos en la base de datos y modificar los parámetros de los rodamientos incluidos en la base de datos.

6.2 Futuros desarrollos

A la vista de los resultados y las conclusiones obtenidas en este proyecto, pueden realizarse futuros desarrollos con el fin de mejorar tanto el análisis como la aplicación Contacto_rodamientos:

- Sería recomendable aumentar el número de ensayo diferentes con los rodamientos, teniendo una mayor variación de cargas y velocidades que para poder llegar a conclusiones más fidedignas
- Con este proyecto se ha pretendido hacer una estimación del tamaño del defecto en los rodamientos ensayados, aunque en el caso de las señales de FAG 7206 B este tamaño era conocido. Para poder realizar un análisis más robusto sería necesario conocer el tamaño de los defectos en los rodamientos para poder realizar una estimación más correcta de la relación entre tamaño del contacto y el tamaño del defecto detectable.
- La aplicación se ha centrado en el estudio de las señales de rodamientos de bolas debido a que no se ha dispuesto de señales de vibración de otros tipos de rodamientos. Sería recomendable realizar ensayos con diferentes tipos de rodamientos que permitan mejorar el análisis realizado por la aplicación.
- Como ya se ha comentado en apartados anteriores del proyecto, la aplicación Contacto_rodamientos no permite la introducción de cargas axiales. Sería recomendable revisar el código para incluir esta opción en el programa y poder aplicar cargas axiales a rodamientos con ángulo de contacto distinto de cero.
- Durante el desarrollo de este proyecto se ha intentado realizar un modelo basado en elementos finitos utilizando el programa Pro-engineer. La razón por la que se había elegido el programa Pro-engineer es que, en teoría, permite realizar una simulación dinámica del comportamiento del rodamiento. No se ha llegado a tener conclusiones válidas, por lo que se propone el desarrollo de un modelo de rodamiento en elementos finitos que permita comprobar los resultados obtenidos analíticamente acerca del tamaño del área de contacto, el valor de la tensión alcanzada en contacto y la relación entre velocidad y tamaño del contacto, que no se ha tenido en cuenta para el desarrollo de este proyecto.

7. Bibliografía

- [1] Sinais – Ingeniería de mantenimiento :http://www.sinais.es/curso_vibraciones.html (última visita 15 de Diciembre de 2010)
- [2] Omar José Lara Castro, “Nuevas metodologías no invasivas en diagnosis de defectos incipientes en rodamientos de bola”, Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, mayo de 2007.
- [3] Francisco Ros Rodríguez, “Estudio del efecto de la carga en rodamientos defectuosos”, Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, Octubre 2010.
- [4] Hertz, H., On the contact of rigid elastic solids and on hardness, in Miscellaneous Papers, MacMillan, London, 163–183, 1896.
- [5] Tedric A. Harris, Michael N. Kotzalas, “Essential Concepts of Bearing Technology Fifth Edition”, Taylor & Francis, 2007.
- [6] David Stevens IEng – Bearing failures <http://www.vibanalysis.co.uk/technical/contents.html> (última visita 12 de Agosto de 2010)
- [7] José Luis García Barreiro, “Modelo dinámico de rodamiento. Aplicación informática SIMROD” Proyecto Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, Julio 2010.
- [8] Rubén Darío Pinzón, Álvaro Ángel Orozco y Germán Castellanos, “Caracterización multicanal no lineal de señales EMG con la transformada de Hilbert– Huang”, Universidad Tecnológica de Pereira, Mayo 2009.
- [9] Alan V. Oppenheim and Ronald W. Schaffer, ‘Discrete–Time Signal Processing’ 2nd Edition (Prentice Hall: Upper Saddle River, NJ, 1999) p 60

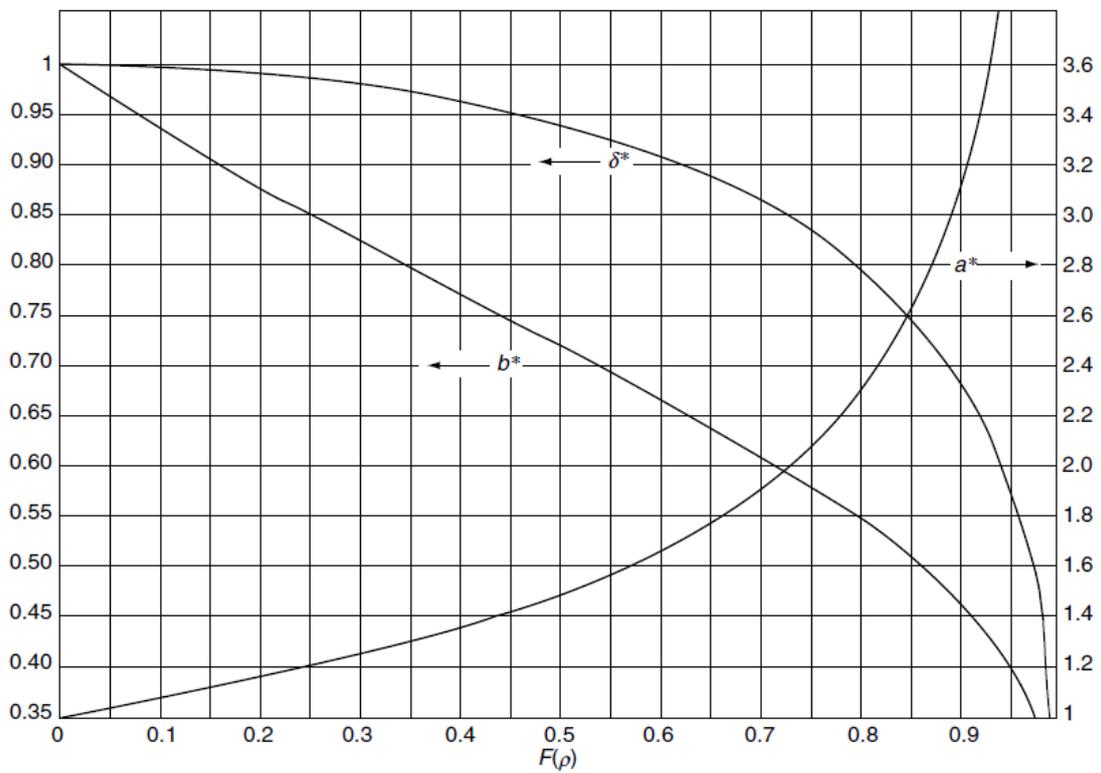
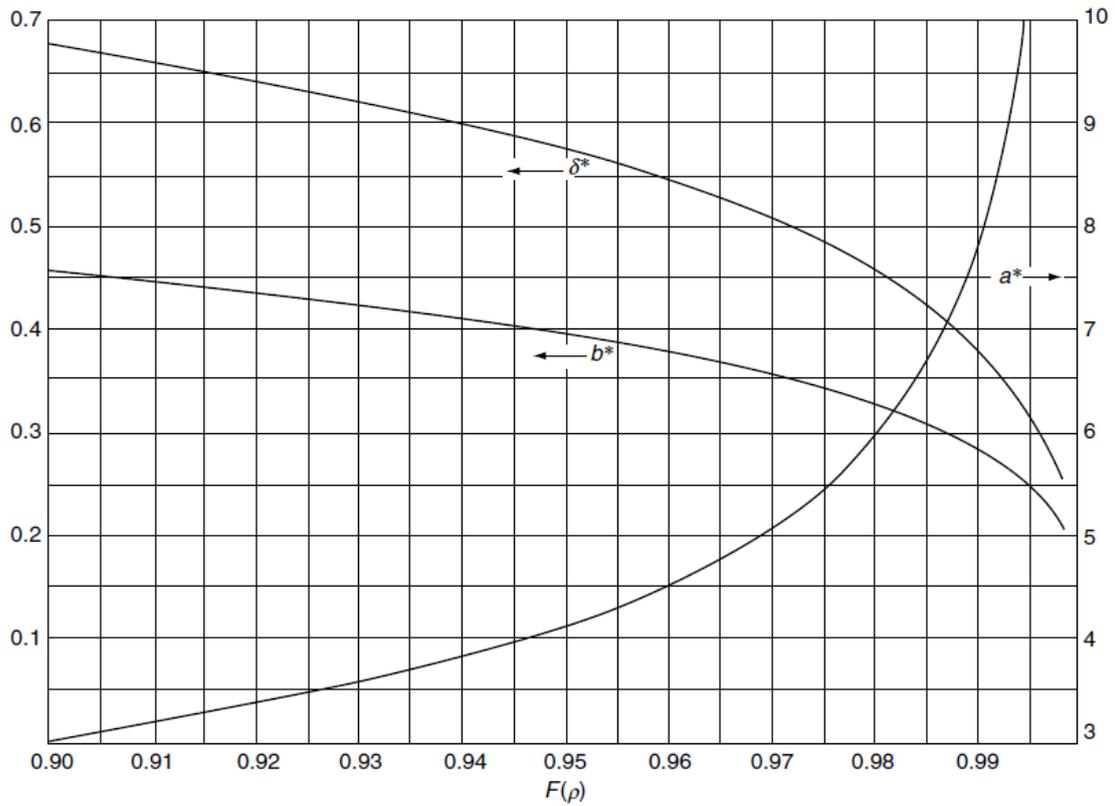
8. Anexo

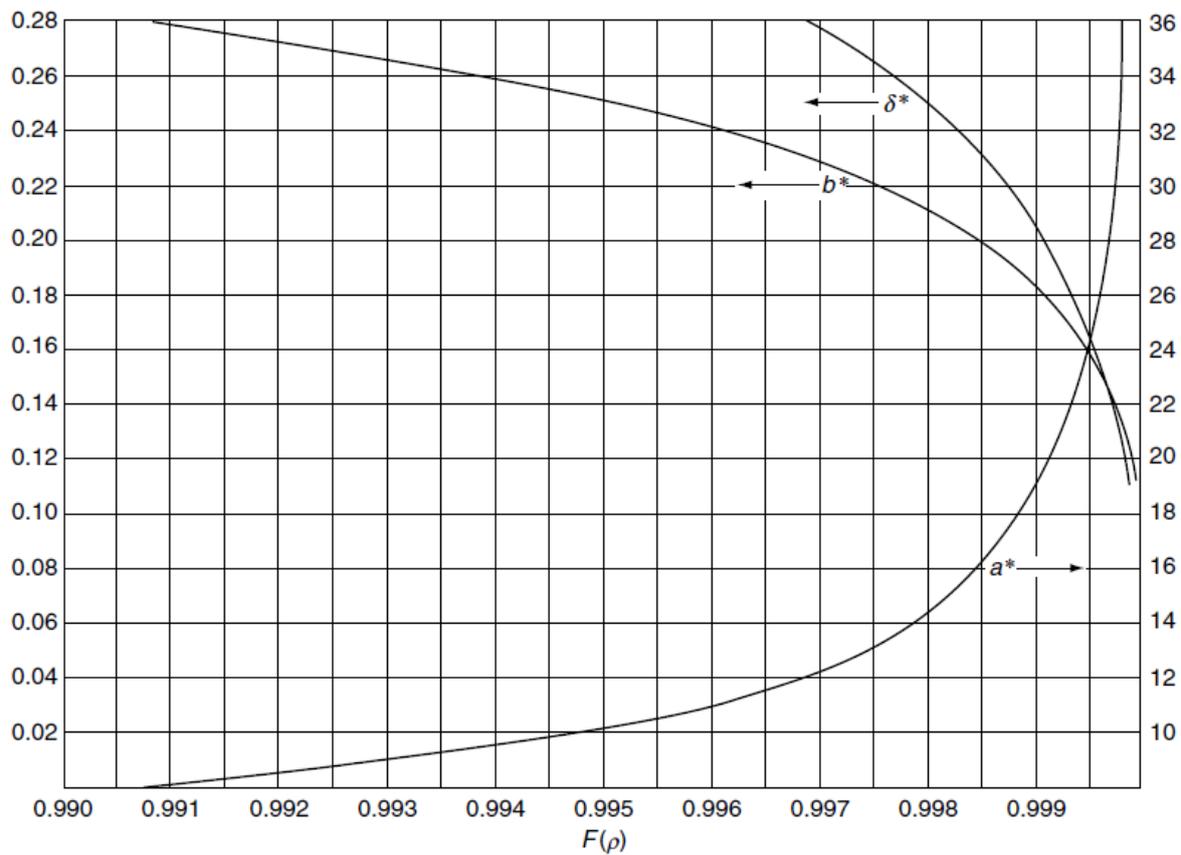
8.1 Valores de a^* , b^* y δ^* en forma de tabla y como función de $F(\rho)$

Dimensionless Contact Parameters

$F(\rho)$	a^*	b^*	δ^*
0	1	1	1
0.1075	1.0760	0.9318	0.9974
0.3204	1.2623	0.8114	0.9761
0.4795	1.4556	0.7278	0.9429
0.5916	1.6440	0.6687	0.9077
0.6716	1.8258	0.6245	0.8733
0.7332	2.011	0.5881	0.8394
0.7948	2.265	0.5480	0.7961
0.83495	2.494	0.5186	0.7602
0.87366	2.800	0.4863	0.7169
0.90999	3.233	0.4499	0.6636
0.93657	3.738	0.4166	0.6112
0.95738	4.395	0.3830	0.5551
0.97290	5.267	0.3490	0.4960
0.983797	6.448	0.3150	0.4352
0.990902	8.062	0.2814	0.3745
0.995112	10.222	0.2497	0.3176
0.997300	12.789	0.2232	0.2705
0.9981847	14.839	0.2072	0.2427
0.9989156	17.974	0.18822	0.2106
0.9994785	23.55	0.16442	0.17167
0.9998527	37.38	0.13050	0.11995
1	∞	0	0

8.2 Valores de a^* , b^* y δ^* en forma de gráfica como función de $F(\rho)$





8.3 Catálogos de los rodamientos

- ER16K

ER ADAPTER SERIES BEARINGS ONLY with CENTRIK-LOK Locking Device

Shaft Dia. mm Inches	Bearing Number	Basic Size	Bore Tolerance	B	C	D	G	J	K	L	N	R	S	T		Y	Unit wt. (lbs/kg)
														Width	Tap Size		
20	ER8K ER10K ER12K ER204K	204	+0.0007-.0000 +0.018-0.000	1.8504	3/32	1 7/32	.405	.6240	3/64	2 1/16	.941	1 1/8 1 13/64 1 3/8	.040	9/32 9/32 11/32	#10-32 #10-32 1/4-28 M6X1	.142 .142 .361	0.62 0.55 0.54 0.2
				47.000	2.4	30.96	10.29	15.850	1.2	52.4	23.90	30.6	1.0	8.7	3.61	0.65 0.63 0.61 0.3	
				2.0472	3/32	1 3/8	.508	.7490	3/64	2 17/64	1.313	1 9/16	.040	11/32	1/4-28	.185	0.96 0.94 0.90 0.4
25	ER14K ER15K ER16K ER205K	205	+0.0007-.0000 +0.018-0.000	2.4409	3/32	1 1/2	.625	.8740	3/64	2 21/32	1.587	1 13/16 2 2	.040	7/16	1/4-28	.224	0.96 0.94 0.90 0.4
				62.000	2.4	38.10	15.88	22.200	1.2	67.5	40.31	50.8	1.0	11.1	M8X1.25	5.69	1.75 1.70 1.62 0.8
				2.8346	1/8	1 11/16	.688	.9365	1/16	3 5/64	1.847	2 2 1/4 2 1/4	.040	7/16	5/16-24	.256	6.50 6.50 6.50
30	ER18K ER19K ER20SK	206	+0.0007-.0000 +0.018-0.000	3.1496	1/8	1 15/16	.750	1.0927	1/16	3 25/64	2.083	2 1/2 2 1/2	.062	7/16	5/16-24	.297	2.18 2.18 2.15 1.0
				80.000	3.2	49.22	19.05	27.755	1.6	86.1	52.91	63.5	1.6	11.1	M8X1.25	7.54	2.28 2.22 2.15 1.0
				3.3465	1/8	1 15/16	.750	1.0927	1/16	3 19/32	2.281	2 1/2 2 11/16 2 11/16	.062	7/16	5/16-24	.297	2.75 2.61 2.61 1.2
35	ER20K ER22K ER23K	207	+0.0008-.0000 +0.020-0.000	3.9370	1/8	2 3/16	.875	1.1860	3/32	4 11/64	2.749	2 7/8 3 1/8	.080	9/16	3/8-24	.298	3.38 3.07 3.07 1.4
				100.000	3.2	55.58	22.22	30.124	2.4	106.0	69.82	79.4	2.0	14.3	M10X1.5	7.57	4.48 4.38 4.19 1.9
				4.9213	5/32	2 3/4	1.062	1.3740	7/64	5 9/32	3.433	3 3/4 3 15/16	.080	9/16	3/8-24	.374	5.92 5.49 5.50 2.5
40	ER24K ER208K	208	+0.0008-.0000 +0.020-0.000	5.1181	5/32	3 1/16	1.313	1.4990	7/64	5 1/2	3.632	4 3/16	.080	9/16	3/8-24	.374	6.60 6.37 6.37 2.9
				130.000	4.0	77.77	33.32	38.075	2.8	139.7	92.25	106.4	2.0	14.3	M10X1.5	9.50	8.05 7.56 7.56 3.4
				5.5118	5/32	3 1/4	1.313	1.6865	7/64	5 7/8	3.920	4 3/16	.120	9/16	3/8-24	.406	10.31 10.31 10.31 3.4
45	ER26K ER27K ER28K	209	+0.0008-.0000 +0.020-0.000	4.9213	5/32	2 3/4	1.062	1.3740	7/64	5 9/32	3.433	3 3/4 3 15/16	.080	9/16	3/8-24	.374	5.92 5.49 5.50 2.5
				125.000	4.0	69.85	27.0	34.900	2.8	134.1	84.58	95.2	2.0	14.3	M10X1.5	9.50	6.60 6.37 6.37 2.9
				5.1181	5/32	3 1/16	1.313	1.4990	7/64	5 1/2	3.632	4 3/16	.080	9/16	3/8-24	.374	6.60 6.37 6.37 2.9
50	ER30K ER31K	210	+0.0008-.0000 +0.020-0.000	5.5118	5/32	3 1/4	1.313	1.6865	7/64	5 7/8	3.920	4 3/16	.120	9/16	3/8-24	.406	8.05 7.56 7.56 3.4
				140.000	4.0	82.55	33.32	42.837	2.8	149.2	99.57	106.4	3.0	14.3	M10X1.5	10.31	3.4
				5.5118	5/32	3 1/4	1.313	1.6865	7/64	5 7/8	3.920	4 3/16	.120	9/16	3/8-24	.406	8.05 7.56 7.56 3.4
55	ER32K ER35K	211	+0.0009-.0000 +0.023-0.000	4.9213	5/32	2 3/4	1.062	1.3740	7/64	5 9/32	3.433	3 3/4 3 15/16	.080	9/16	3/8-24	.374	5.92 5.49 5.50 2.5
				125.000	4.0	69.85	27.0	34.900	2.8	134.1	84.58	95.2	2.0	14.3	M10X1.5	9.50	6.60 6.37 6.37 2.9
				5.1181	5/32	3 1/16	1.313	1.4990	7/64	5 1/2	3.632	4 3/16	.080	9/16	3/8-24	.374	6.60 6.37 6.37 2.9
60	ER36K ER38K ER39K	212	+0.0009-.0000 +0.023-0.000	4.9213	5/32	2 3/4	1.062	1.3740	7/64	5 9/32	3.433	3 3/4 3 15/16	.080	9/16	3/8-24	.374	5.92 5.49 5.50 2.5
				125.000	4.0	69.85	27.0	34.900	2.8	134.1	84.58	95.2	2.0	14.3	M10X1.5	9.50	6.60 6.37 6.37 2.9
				5.1181	5/32	3 1/16	1.313	1.4990	7/64	5 1/2	3.632	4 3/16	.080	9/16	3/8-24	.374	6.60 6.37 6.37 2.9
70	ER40K ER43K	214	+0.0009-.0000 +0.023-0.000	5.1181	5/32	3 1/16	1.313	1.4990	7/64	5 1/2	3.632	4 3/16	.080	9/16	3/8-24	.374	6.60 6.37 6.37 2.9
				130.000	4.0	77.77	33.32	38.075	2.8	139.7	92.25	106.4	2.0	14.3	M10X1.5	9.50	6.60 6.37 6.37 2.9
				5.1181	5/32	3 1/16	1.313	1.4990	7/64	5 1/2	3.632	4 3/16	.080	9/16	3/8-24	.374	6.60 6.37 6.37 2.9
75	ER46K ER47K	215	+0.0009-.0000 +0.023-0.000	5.5118	5/32	3 1/4	1.313	1.6865	7/64	5 7/8	3.920	4 3/16	.120	9/16	3/8-24	.406	8.05 7.56 7.56 3.4
				140.000	4.0	82.55	33.32	42.837	2.8	149.2	99.57	106.4	3.0	14.3	M10X1.5	10.31	3.4
				5.5118	5/32	3 1/4	1.313	1.6865	7/64	5 7/8	3.920	4 3/16	.120	9/16	3/8-24	.406	8.05 7.56 7.56 3.4
80	ER48K ER51K	216	+0.0009-.0000 +0.023-0.000	4.9213	5/32	2 3/4	1.062	1.3740	7/64	5 9/32	3.433	3 3/4 3 15/16	.080	9/16	3/8-24	.374	5.92 5.49 5.50 2.5
				125.000	4.0	69.85	27.0	34.900	2.8	134.1	84.58	95.2	2.0	14.3	M10X1.5	9.50	6.60 6.37 6.37 2.9
				5.1181	5/32	3 1/16	1.313	1.4990	7/64	5 1/2	3.632	4 3/16	.080	9/16	3/8-24	.374	6.60 6.37 6.37 2.9

Bearing O.D. tolerance; 204 basic size, +.0000"-.0005" (+0.000mm-.013mm); 205 thru 208 basic size, +.0000"-.0006", +0.000mm-.015mm); 209 thru 212 basic size, +.0000"-.0008" (+0.000mm-.020mm); 214 thru 216 basic size, +.0000"-.0010" (+0.000mm-.025mm)

Selection Guide – pages 4-9
Load Ratings – pages 40-41
Additional Information – page 42

MOUNTED BALL BEARINGS – LOAD RATINGS

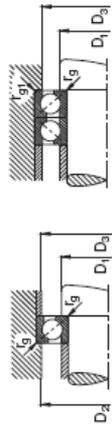
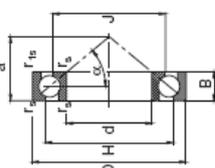
Basic size	Co Static load rating		C Basic load rating		Approximate speed limit RPM*			d Ball diameter inches	N Number of balls	Nd ²
	Newtons	pounds	Newtons	pounds	N seals	E,E1 seals	Flingers only			
203	4940	1110	8100	1820	14000	9000	15800	19/64	7	0.617
204	6590	1480	9830	2210	10000	7500	13400	5/16	8	0.781
205	7830	1760	10810	2430	9600	6800	11400	5/16	9	0.879
206	11300	2530	15030	3380	8000	5600	9800	3/8	9	1.27
207	15300	3440	19880	4470	6850	4800	8400	7/16	9	1.72
208	19900	4460	25100	5640	6000	4500	7500	1/2	9	2.25
209	20400	4590	25220	5670	5330	4000	6800	1/2	9	2.25
210	23200	5220	27090	6090	4800	3600	6400	1/2	10	2.50
211	29200	6570	33540	7540	4360	3200	5800	9/16	10	3.16
212	36000	8080	40520	9110	4000	3000	5300	5/8	10	3.91
					K seals	TFF seals	Flingers only			
214	38300	8620	48000	10800	3050	2850	4600	11/16	10	4.73
215	37600	8460	47600	10700	2900	2700	4400	11/16	10	4.73
216	50700	11400	59600	13400	2700	2550	4050	3/4	11	6.19
218	64000	14400	73800	16600	2400	2250	3600	7/8	10	7.66

If the load is greater than .15C for 25/35 series or .25C for all others, consult Rexnord Bearing Products.
* Approximate speed limits are based on grease lubrication and moderate load.

• FAG 7206 B

Rodamientos FAG de bolas de contacto angular de una hilera

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada, si $C_{90}P \leq 8$, ver Pág. 41.



B
Ángulo de contacto $\alpha = 40^\circ$

Eje	Dimensiones		Peso		Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares				
	d	D	B	a	H	J	dyn. C ₀	est. C ₀	Fodamiento	D ₁ min	D ₂ max	D ₃ max	D ₄ max	
	mm		mm	mm	mm	mm	mm	mm	FAG	mm	mm	mm	mm	
70	125	24	1,5	5,3	104,2	91	1,04	59,5	59,5	7214B.TVP	79	116	119,4	1,5
	150	35	2,1	6,4	119,6	101,5	2,27	114	66,5	7314B.TVP	62	136	143	2,1
75	130	25	1,5	5,6	109,2	96,5	1,16	68	68	7215B.TVP	84	121	124,4	1,5
	160	37	2,1	6,8	127,9	108,2	3,08	127	100	7315B.TVP	87	148	153	2,1
80	140	26	2	5,9	117,2	102,9	1,42	80	69,5	7216B.TVP	91	129	134,4	2
	170	39	2,1	7,2	136,7	115,7	3,06	140	114	7316B.TVP	92	156	163	2,1
85	150	28	2	6,3	125	110,6	1,82	90	80	7217B.TVP	96	139	144,4	2
	180	41	3	7,6	144	122	4,26	150	127	7317B.TVP	99	166	173	2,5
90	160	30	2	6,7	133,4	117,5	2,1	106	93	7218B.TVP	101	149	154,4	2
	190	43	3	8,0	152,2	129	4,99	180	140	7318B.TVP	104	176	183	2,5
95	170	32	2,1	7,2	141,5	124,7	2,33	116	100	7219B.TVP	107	158	163	2,1
	200	45	3	8,4	159,5	137,1	5,77	173	153	7319B.TVP	109	186	193	2,5
100	180	34	2,1	7,6	149,6	131,5	3,16	120	114	7220B.TVP	112	166	173	2,1
	215	47	3	9,0	171,3	144,9	7,16	183	180	7320B.TVP	114	201	206	2,5
105	190	36	2,1	8,0	157,7	136,2	4,18	143	129	7221B.TVP	117	176	183	2,1
	225	49	3	9,4	176,9	154	9	200	193	7321B.TVP	119	211	216	2,5
110	200	38	2,1	8,4	165,7	144,9	4,44	153	143	7222B.TVP	122	186	193	2,1
	240	50	3	9,6	190,3	161	9,73	224	224	7322B.TVP	124	226	233	2,5
120	215	40	2,1	9,0	173,9	157,2	5,31	166	160	7223B.TVP	132	203	208	2,1
	260	55	3	10,7	209,5	175	12,4	250	240	7323B.TVP	134	246	253	2,5
130	230	40	3	9,6	191,8	169,7	6,12	186	190	7224B.TVP	144	216	223	2,5
	280	58	4	1,5	222,5	189,5	15,1	275	300	7324B.TVP	147	263	271	3
140	250	42	3	1,1	207,5	182,5	8,25	208	212	7225B.TVP	154	236	243	2,5
	300	62	4	1,5	237	203	20,4	300	340	7325B.TVP	157	283	291	3
150	270	45	3	1,1	223,5	197,5	10,9	224	255	7226B.TVP	164	256	263	2,5
	320	65	4	1,5	253,9	217	24,8	325	380	7326B.TVP	167	303	311	3
160	290	48	3	1,1	238	212	13,5	236	280	7227B.TVP	174	276	283	2,5
	340	68	4	1,5	270	231	29	360	450	7327B.TVP	177	323	331	3

Bojo demanda también son suministrables otras ejecuciones; no duden en contactar con nosotros.

8.4 Resultados obtenidos

- FAG 7206 B

Tipo de defecto	Carga	Carril Interno		Carril externo		Velocidad	Señal	IFM 1		IFM 2	
		Lado mayor	Lado menor	Lado mayor	Lado menor			Frecuencia	Amplitud	Frecuencia	Amplitud
Rodamiento normal	200	0,16945	0,11657	0,1617	0,10802	600	A30601	20	0,0037442	20	0,0009052
								43	0,0034056	63	0,0008501
								63	0,0033465	45,125	0,0004658
								1	0,0022082	24,75	0,0003924
								62,26	0,0018217	65	0,00039
							A30602	43,125	0,003792	0,625	7,61E-04
								20	0,003384	11,25	5,09E-04
								14,125	0,0030471	6,5	4,99E-04
								22,625	0,0027276	63,125	4,99E-04
								73,125	0,0022368	7,125	4,92E-04
							A30603	43,125	0,0045106	20,7	6,36E-04
								16,375	0,003011	43,125	6,22E-04
								63,25	0,0025681	16,375	5,66E-04
								4,125	0,0023218	83,375	5,35E-04
								20,125	0,0021728	63,25	5,20E-04
							A30604	4,125	0,0068943	4,125	0,0013033
								20,125	0,0021604	20,125	7,71E-04
								43,25	0,0021524	17,875	7,16E-04
								14,5	0,0017818	27,875	6,41E-04
								27,875	0,0017303	30,5	6,15E-04
							A30605	20,125	0,0036779	20,125	0,0014379
								14,125	0,0035795	25	8,69E-04
								63,375	0,0031056	10,125	6,54E-04
								43,25	0,0029177	1,125	6,54E-04
								25	0,0028307	14,125	6,41E-04
							A30606	20,125	0,0029453	35	5,53E-04
								16,375	0,0023713	41,125	4,93E-04
								4,125	0,00203	4,5	4,70E-04
								0,75	0,0015961	114	4,62E-04
								126,875	0,0015909	28,75	4,45E-04
A30607	20,125	0,0072003	20,125	9,40E-04							
	43,25	0,0036905	42,875	7,92E-04							
	4,125	0,0027482	4,125	6,82E-04							
	42,875	0,0024609	0,875	5,93E-04							
	73,375	0,002414	63,375	5,89E-04							

Tipo de defecto	Carga	Carril Interno		Carril externo		Velocidad	Señal	IFM 1		IFM 2	
		Lado mayor	Lado menor	Lado mayor	Lado menor			Frecuencia	Amplitud	Frecuencia	Amplitud
Rodamiento con defecto en bola	200	0,16945	0,11657	0,1617	0,10802	600	B100601	0,1875	0,0070794	0,1875	0,0023923
								10	0,0025652	10	0,0013417
								0,3125	0,0019875	0,3125	5,02E-04
								0,5625	0,0010318	0,4375	3,65E-04
								0,4375	9,13E-04	0,5625	2,69E-04
							B100602	10	0,0027825	10	1,07E-03
								16,875	1,47E-04	16,875	6,39E-05
								3,625	1,43E-04	25,375	6,33E-05
								20	1,40E-04	44,75	6,20E-05
								1,625	1,10E-04	64,75	6,00E-05
							B100603	10	0,0040126	10	1,34E-03
								4,25	3,87E-04	64,75	1,09E-04
								64,745	2,47E-04	4,25	8,70E-05
								8,5	2,24E-04	16,875	8,14E-05
								5,375	2,23E-04	54,75	7,98E-05
							B100604	10	0,0029379	10	9,84E-04
								4,25	4,63E-04	64,75	9,88E-05
								8,375	2,47E-04	8,375	6,74E-05
								64,75	1,82E-04	5,375	6,35E-05
								5,375	1,67E-04	1,625	5,58E-05
							B100605	10	0,0026307	10	0,0011913
								20	2,69E-04	64,75	1,22E-04
								64,75	2,60E-04	5,375	9,78E-05
								8,375	2,14E-04	1,625	7,44E-05
								1,625	2,08E-04	21	7,10E-05
							B100606	10	0,003335	10	1,25E-03
								4,25	4,73E-04	64,75	1,20E-04
								8,375	2,97E-04	5,375	1,11E-04
								5,375	2,62E-04	4,25	9,57E-05
								1,625	2,60E-04	1,625	8,29E-05
B100607	10	0,003365	10	1,37E-03							
	8,375	5,27E-04	4,75	1,45E-04							
	5,25	5,01E-04	8,375	1,20E-04							
	64,75	3,16E-04	5,25	1,09E-04							
	20	2,97E-04	17,375	8,90E-05							

Tipo de defecto	Carga	Carril Interno		Carril externo		Velocidad	Señal	IFM 1		IFM 2	
		Lado mayor	Lado menor	Lado mayor	Lado menor			Frecuencia	Amplitud	Frecuencia	Amplitud
Rodamiento con defecto en pista externa	200	0,16945	0,11657	0,1617	0,10802	600	E20601	10,0625	0,143163	10,0625	0,0029126
								40,125	0,0054138	40,125	0,0028156
								54,25	0,0052042	30,0625	0,0017045
								30,0625	0,0048501	20,125	0,0015436
								30,125	0,0047274	54,25	0,001291
							E20602	10	0,0034015	30,125	8,44E-04
								30,125	0,0025636	10	7,01E-04
								54,25	0,0018453	40,125	6,32E-04
								40,125	0,0017685	20	6,10E-04
								20	0,0011341	54,25	5,13E-04
							E20603	10	0,0034067	40,125	8,767E-4
								30,125	0,002247	10	6,11E-04
								54,25	0,0020218	54,25	6,00E-04
								40,125	0,0015404	30,125	5,71E-04
								20,125	0,0014995	20,125	4,52E-04
							E20604	10	0,0039193	20,125	9,17E-04
								30,125	0,0030967	40,125	8,98E-04
								40,125	0,002284	30,125	6,41E-01
								20,125	0,0022697	10	6,05E-04
								54,25	0,0022347	54,25	6,03E-04
							E20605	10	0,0032802	30,125	7,35E-04
								30,125	0,0025455	20,125	7,18E-04
								20,125	0,0020738	40,125	4,54E-04
								54,25	0,0013692	18,375	4,14E-04
								40,125	0,0011844	10	4,08E-04
							E20606	10	0,0030264	20,125	8,82E-04
								30,125	0,0023507	30,125	8,27E-04
								54,375	0,001828	54,375	6,23E-04
								20,125	0,0017982	40,25	5,61E-04
								18,375	0,0010067	10	5,52E-04
							E20607	54,375	0,0025938	54,375	6,57E-04
								30,125	0,0021099	30,125	6,38E-04
								10	0,0018529	20,125	4,54E-04
								40,25	0,0011145	40,25	4,28E-04
								20,125	0,0011042	18,375	3,43E-04

Tipo de defecto	Carga	Carril Interno		Carril externo		Velocidad	Señal	IFM 1		IFM 2	
		Lado mayor	Lado menor	Lado mayor	Lado menor			Frecuencia	Amplitud	Frecuencia	Amplitud
Rodamiento con defecto en pista interna	200	0,16945	0,11657	0,1617	0,10802	600	I20601	77,5	0,2557575	77,5	0,052524
								87,5	0,0411355	155	0,0068204
								155	0,0348019	87,5	0,0062441
								165	0,0263129	15	0,0029032
								10	0,0183428	117,5	0,002798
							I20602	77,75	0,2355193	77,75	0,0419667
								87,75	0,0403011	155,5	0,0050284
								155,6	0,030615	87,75	0,0031409
								165,5	0,0262957	37,625	0,0026016
								10	0,020473	165,5	0,0019275
							I20603	77,75	0,1946604	77,75	0,0369214
								165,625	0,0191174	30,125	0,0030287
								155,5	0,0155097	37,625	0,0028403
								87,875	0,0144585	2,5	0,0024406
								10	0,0127641	87,875	0,0024399
							I20604	77,625	0,2127944	747,625	0,0353037
								87,625	0,0245762	155,25	0,0039184
								10	0,0186415	10	0,0024163
								155,25	0,0176177	13,75	0,0019425
							I20605	165,25	0,0135576	55	0,0018119
								77,75	0,102283	77,75	0,0190758
								87,75	0,0245227	155,375	0,0039063
								165,375	0,022832	87,75	0,0038131
								155,375	0,199446	40,125	0,0029308
							77,375	0,0093321	57,625	0,0018783	

• ER16K

	Carga (N)	Carril Interno		Carril Externo		Velocidad (rpm)	Señal	IFM 1		IFM 2	
		Lado mayor	Lado menor	Lado mayor	Lado menor			Amplitud	Frecuencia	Amplitud	Frecuencia
		Rodamiento sin defecto	Baja carga 10 N	0,054	0,047			0,061	0,05	600	b10n
0,0009951	5,2					0,0004612	98,9				
0,000855	98,9					0,0004223	5,2				
0,0007448	0,8					0,0003216	49,5				
0,0007004	153,6					0,0002999	0,8				
0,0010268	59,2					0,0008146	99,7				
1200	b20n					0,0005799	99,7			0,0003375	49,5
						0,0005389	48,2			0,0003332	34,4
						0,0005218	15,6			0,0002848	134,1
						0,0005122	67,9			0,0002773	24,7
1800	b30n					0,00289	29,7			0,0008131	99,7
						0,0013154	101,9			0,0004698	59,4
			0,0012055	59,4	0,0003438	49,5					
			0,0011237	131,9	0,0002584	50,2					
Media carga 25 N	0,073		0,063	0,082	0,067	600	m10n	0,0010079	12,8	0,0002557	35,9
								0,0010667	99,7	0,0011051	99,7
								0,000844	98,9	0,0006529	98,9
								0,0008284	0,8	0,0005382	0,8
						0,0007587	5,2	0,0004914	5,2		
						0,0004936	74,2	0,0003891	93,7		
						1200	m20n	0,0010219	68,3	0,0005346	99,7
								0,0007119	59,2	0,0004293	49,5
								0,0006701	23,3	0,0002785	83,9
								0,0005612	49,5	0,0002489	34,4
						1800	m30n	0,0004866	15,5	0,0002419	24,7
								0,0017777	29,6	0,0008775	99,7
0,0008669	88,9		0,0004765	49,5							
0,0007406	49,5		0,0003327	24,7							
Alta carga 39 N	0,085		0,074	0,096	0,079	600	a10n	0,0007234	132,2	0,0003158	23,1
								0,0006324	99,7	0,0003123	82,4
								0,0002764	99,8	4,69E-05	28,9
								0,0001554	33,1	3,82E-05	48,2
						0,0001236	28,9	3,45E-05	5,4		
						0,0001053	48,2	3,14E-05	99,8		
						7,47E-05	67,5	2,78E-05	33,1		
						1200	a20n	0,0026373	66,5	0,000102	66,5
		0,0009937						143,9	7,78E-05	114,9	
		0,0007295						10,9	7,39E-05	143,9	
		0,000689						77,4	5,43E-05	58,1	
		1800				a30n	0,0005735	19,4	5,20E-05	38,7	
0,0066318	29,2		0,0012203	29,2							
0,0035471	42,1		0,0004153	11,5							
0,0014749	87,7		0,0001773	46,1							
0,0011514	259,5	0,0001369	175,3								
0,001115	116,9	0,0001272	116,1								

	Carga (N)	Carril Interno		Carril Externo		Velocidad (rpm)	Señal	IFM 1		IFM 2	
		Lado mayor	Lado menor	Lado mayor	Lado menor			Amplitud	Frecuencia	Amplitud	Frecuencia
		Defecto en bola	Baja carga 10 N	0,054	0,047			0,061	0,05	600	b10b
0,0009782	99,7					0,0003393	49,5				
0,0007112	9,8					0,0003342	74,2				
0,0006479	19,5					0,0002783	98,9				
0,0006373	74,2					0,0002675	148,4				
0,037586	15,7					0,0051111	15,7				
0,016204	0,2					0,0021204	0,2				
1200	b20b					0,010624	19,7			0,0011022	15,9
						0,0095707	39,4			8,46E-04	0,4
						0,00687	15,9			4,55E-04	23,7
						0,20315	23,6			0,046725	23,6
0,038239	0,3					0,0080538	59,4				
1800	b30b		0,024683	59,4	0,0059716	0,3					
			0,0229	47,2	0,0042161	35,8					
			0,019146	136,5	0,0041998	136,5					
			0,0036837	7,8	0,0013106	7,8					
Media carga 25 N	0,073		0,063	0,082	0,067	600	m10b	0,0016074	19,6	5,94E-04	99,8
								9,26E-04	98,9	4,97E-04	0,8
								7,91E-04	0,8	4,18E-04	98,9
								6,70E-04	15,6	2,98E-04	3,9
						0,046764	15,7	0,0081171	15,7		
						0,0163	39,4	0,0011976	0,2		
						0,010724	0,2	0,0007595	7,8		
						0,0098616	19,7	0,0005076	23,5		
						0,0037219	7,8	0,000497	31,3		
						1800	m30b	0,049438	23,6	0,012172	23,6
								0,02793	59,3	0,0029638	59,3
								0,0070913	0,4	0,0015395	3,3
0,0060196	2,7		0,0014105	2,7							
0,0052377	2,9		0,0013298	118,6							
Alta carga 39 N	0,085		0,074	0,096	0,079	600	a10b	1,84E-04	99,7	5,00E-04	3,8
								1,35E-04	19,2	1,62E-04	11,4
								1,04E-04	33,5	9,75E-05	9,6
								9,32E-05	11,4	8,13E-05	15,2
						7,67E-05	243,7	7,90E-05	40,8		
						0,0087861	7,6	0,012327	7,6		
						0,0056413	22,8	0,0021047	22,8		
						0,0029333	15,2	0,0014518	31		
						0,0019724	38,6	0,0013426	23,4		
						1800	a30b	8,11E-04	67,3	9,49E-04	26,9
								0,02168	11,4	0,025441	11,4
								0,016221	22,8	0,004732	34,3
0,013245	34,3		0,0033908	35,6							
0,0032119	35,6		0,0026162	47							
0,0024518	57,1		0,001968	22,8							

Defecto en carril interno	Carga (N)	Carril Interno		Carril Externo		Velocidad (rpm)	Señal	IMF 1		IMF 2	
		Lado mayor	Lado menor	Lado mayor	Lado menor			Amplitud	Frecuencia	Amplitud	Frecuencia
Baja carga 10 N	0,054	0,047	0,061	0,05	600	b10i	9,36E-04	98,9	6,31E-4	99,8	
							8,74E-04	5,4	4,59E-04	0,9	
							8,60E-04	99,8	4,51E-04	5,4	
							7,02E-04	153,8	4,50E-04	98,9	
							6,03E-04	0,9	2,54E-04	49,5	
							0,004222	67,3	0,0017641	67,3	
							0,0034732	106,6	0,001682	39,3	
							0,0031136	19,6	0,001	106,6	
							0,0024479	58,9	0,0007295	19,6	
	1200	b20i	0,0019919	39,3	0,0005747	58,9					
			0,097908	29,7	0,010558	29,7					
			0,037614	59,4	0,008483	59,4					
			0,03265	89,1	0,0034019	89,1					
			0,0079717	102,6	0,0019099	102,6					
			0,0051135	132,3	0,0009231	72,9					
			0,0008375	98,9	0,0004332	99,8					
			0,0007894	5,4	0,0003685	98,9					
			0,0006477	0,8	0,0003585	49,5					
	1800	b30i	0,0006042	153,8	0,0002876	5,4					
			0,0005235	99,7	0,0002463	104,3					
			0,0049667	19,7	0,0007839	19,7					
			0,001997	106,7	0,0006929	39,4					
			0,0014558	67,3	0,0004672	106,7					
			0,0010505	87	0,0004435	99,8					
			0,0007715	39,4	0,0003199	49,5					
			0,022423	29,7	0,00030167	59,4					
			0,0082182	161,2	0,0027617	29,7					
600	m10i	0,0080307	101,8	0,001755	101,8						
		0,0054909	72,1	0,0013135	161,2						
		0,0043099	12,7	0,0010472	131,5						
		0,0002231	32,4	0,0002219	9,6						
		0,0002169	19,1	0,0002037	28,7						
		0,0002147	99,8	0,0001659	32,4						
		0,0001947	9,6	0,0001269	22,9						
		0,0001594	28,7	0,0001016	51,6						
		0,0044743	38,7	0,0014611	38,7						
1200	m20i	0,0041714	19,4	0,0010995	19,4						
		0,0022884	27,2	5,47E-04	58,1						
		0,0012111	66	4,27E-04	66						
		0,0012053	58,1	4,19E-04	27,2						
		0,025493	41,7	0,0024368	29,3						
		0,013979	58,6	0,0023239	58,6						
		0,013329	29,3	0,0016506	41,7						
		0,0098285	87,9	0,0011401	87,9						
		0,004619	12,4	0,0006982	158,9						
1800	m30i	0,0080307	101,8	0,001755	101,8						
		0,0054909	72,1	0,0013135	161,2						
		0,0043099	12,7	0,0010472	131,5						
		0,0002231	32,4	0,0002219	9,6						
		0,0002169	19,1	0,0002037	28,7						
		0,0002147	99,8	0,0001659	32,4						
		0,0001947	9,6	0,0001269	22,9						
		0,0001594	28,7	0,0001016	51,6						
		0,0044743	38,7	0,0014611	38,7						
600	a10i	0,0041714	19,4	0,0010995	19,4						
		0,0022884	27,2	5,47E-04	58,1						
		0,0012111	66	4,27E-04	66						
		0,0012053	58,1	4,19E-04	27,2						
		0,025493	41,7	0,0024368	29,3						
		0,013979	58,6	0,0023239	58,6						
		0,013329	29,3	0,0016506	41,7						
		0,0098285	87,9	0,0011401	87,9						
		0,004619	12,4	0,0006982	158,9						

Defecto en carril externo	Carga (N)	Carril Interno		Carril Externo		Velocidad (rpm)	Señal	IMF 1		IMF 2	
		Lado mayor	Lado menor	Lado mayor	Lado menor			Amplitud	Frecuencia	Amplitud	Frecuencia
Baja carga 10 N	0,054	0,047	0,061	0,05	600	b10e	0,0008803	98,9	0,0006507	99,7	
							0,0008278	99,7	0,0003655	0,8	
							0,0006629	54,7	0,0003515	98,9	
							0,000639	0,8	0,0003391	49,5	
							0,0006032	104,2	0,0002743	54,7	
							0,0022046	19,7	0,000481	99,7	
							0,0014002	67,4	0,0004346	49,5	
							0,0008942	39,5	0,0002383	50,3	
							0,000478	49,5	0,0002251	24,7	
	1200	b20e	0,0004284	194,1	0,000194	34,4					
			0,0097369	29,8	0,0011625	29,8					
			0,0035468	59,5	0,0007949	131,7					
			0,0030565	131,7	0,000581	99,7					
			0,0012062	89,3	0,0005559	49,5					
			0,0010219	101,9	0,0003335	24,7					
			0,0011201	99,8	0,001035	99,8					
			0,0006172	98,9	0,0004825	98,9					
			0,000568	5,2	0,0003532	49,5					
	1800	b30e	0,0005257	153,6	0,0002807	148,4					
			0,000484	148,4	0,0002633	93,7					
			0,0056404	39,4	0,0004788	99,8					
			0,0022027	66,8	0,0002636	49,5					
			0,0018684	106,2	0,0002517	50,3					
			0,0015919	173,1	0,000219	39,4					
			0,0009899	19,7	0,0001988	34,2					
			0,018653	160,5	0,0016109	160,5					
			0,0088264	59,4	0,0013699	59,4					
600	m10e	0,0082664	101,1	0,0008221	101,1						
		0,0027161	95,1	0,0005545	99,8						
		0,0025752	17,8	0,0005006	29,7						
		0,001437	32,9	4,66E-05	32,9						
		9,45E-05	99,8	4,09E-05	52,1						
		7,95E-05	52,1	3,24E-05	19,2						
		4,42E-05	199,5	1,95E-05	5,3						
		4,24E-05	19,2	1,72E-05	15,4						
		0,0023591	19,3	0,0001283	19,3						
1200	m20e	0,0010765	66,4	7,52E-05	27,7						
		0,0007116	27,7	4,98E-05	66,4						
		0,0003845	77,3	3,19E-05	57,9						
		0,0002584	143,6	3,13E-05	99,8						
		0,003685	42,1	0,003685	42,1						
		0,0018525	100,8	0,0018525	100,8						
		0,0012794	146,7	0,0012794	146,7						
		0,0008069	29,3	0,0008069	29,3						
		0,0007837	188,8	0,0007837	188,8						
1800	m30e	0,0008069	29,3	0,0008069	29,3						
		0,0007837	188,8	0,0007837	188,8						