



ANÁLISIS DE FATIGA DE RODAMIENTOS MEDIANTE EL USO DE VIBRACIONES Y ULTRASONIDOS

PROYECTO FIN DE CARRERA

SERGIO PRIETO

**DIRECTOR:
JUAN JOSÉ RÓDENAS GARCÍA
ANTONIO JOSÉ BESA GONZÁLEZ**

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES

RESUMEN

Un programa de monitorizado aplicado en máquinas rotativas mejora la seguridad, la productividad, mejora la habilidad en servicio y reduce los costes de mantenimiento.

Este proyecto trata de diseñar y construir un banco de pruebas para fatigar rodamientos, hacer funcionar los rodamientos hasta el fallo y usar el monitorizado de emisiones acústicas y Vibraciones para estudiar los defectos en los rodamientos. El análisis de vibraciones es una técnica establecida y ampliamente empleada en el mantenimiento predictivo. Sin embargo el éxito de las vibraciones es cuando el defecto esta en una etapa avanzada. De acuerdo con la teoría el análisis de emisiones acústicas o ultrasonidos ofrece la posibilidad de diagnosticar defectos en los rodamientos en etapas mucho más tempranas.

La investigación hecha en este proyecto estaba centrada en las aplicaciones del monitorizado de estas técnicas en un rodamiento nuevo, es decir sin dañar, sujeto a condiciones extremas de funcionamiento. El desarrollo y progresión de defectos naturales fueron observados y el resultado fue comparado con modelos teóricos.

Se concluye que el diseño del banco de pruebas fue un éxito y en lo que al monitorizado se refiere se observó que las emisiones acústicas (EA) pueden mostrar tempranas señales de defectos en los rodamientos antes de que lo muestren las Vibraciones. Sin embargo, el sistema de adquisición de datos debe ser mejorado ya que los datos mostrados con EA no son muy fiables.

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer a mis tutores por los consejos y ayudas que me han ayudado a realizar este proyecto. También a mi colega Carlo Riguto, trabajar con el ha sido un placer. Gracias al personal de Cranfield por hacer posible la construcción y montaje de este banco de pruebas, toda una obra de ingeniería.

Gracias a mis compañeros por hacérmelo pasar en grande durante todo este tiempo. Gracias especialmente a Quique, Elías, con quienes he compartido muchos, pero muchos momentos en la cafetería. Míticas serán aquellas juergas universitarias, liria 1, Liria 2, Nueve en una tarde, los aviones, don't you cry.

Personal thanks to “ The four Knights” (Bólico, Mañico, Peter and Neng),I enjoyed like a child every trip and party we did. You are the best.

No puedo olvidar a mi familia y al apoyo que siempre me ha dado. Vuestros esfuerzos no han sido en vano. Gracias por estar cerca de mi durante toda mi vida. Os quiero a todos

Y por supuesto, gracias a mi dulce Elena. Tu me animaste a ir a Cranfield. Tu amor y tu voz me han acompañado a lo largo de este año. Eres la princesa de mi mundo de hadas

INDICE DEL PROYECTO

CAPITULO I: MEMORIA

CAPITULO II: PLANOS

CAPITULO III: PLIEGO DE CONDICIONES

CAPITULO IV: PRESUPUESTO

CAPITULO I: MEMORIA

ÍNDICE DE LA MEMORIA

1.	INTRODUCCION	12
2.	RODAMIENTOS	14
2.1	Definiciones	15
2.2	Defectos de los rodamientos	18
2.2.1	Defectos de acabado en las superficies de rodadura.....	18
2.2.2	Defectos comunes de los rodamientos.....	20
2.2.3	Frecuencias de defecto.....	22
2.3	Monitorizado.....	23
2.3.1	Monitorizado de vibraciones	24
2.3.2	Tipos de medidas	24
2.3.3	Procesado de señales.....	25
2.3.4	Shock pulse monitoring (SPM).....	26
3.	EMISIONES ACÚSTICAS	27
3.1	Historia.....	28
3.2	Definición	29
3.3	Fuentes de EA	29
3.4	Propagación de ondas EA	29
3.5	Transductores de EA y Preamplificación	31
3.6	Procesado de la Señal	31
3.6.1	Tipos de señal	32
3.6.2	Procesado de la señal basado en el umbral	33
3.6.3	Procesado de la señal basado en la integración	35
3.6.4	Caracterización estadística de las señales EA.....	36
3.7	Comparación entre las técnicas EA y las técnicas de Vibraciones.....	38
3.8	Resumen.....	40
4.	DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS.....	42
4.1	Selección del Rodamiento	42
4.1.1	Cálculos del rodamiento	44
4.1.2	Rodamiento del experimento	76
4.2	Banco de pruebas	76
4.2.1	Métodos de fatiga de rodamientos	76
4.2.2	Conceptos de diseño de los bancos de prueba de rodamientos.....	78
4.2.3	Diseño preliminar	81
4.2.4	El banco de pruebas	84
5.	TRABAJO EXPERIMENTAL.....	88

Índice

5.1	Instrumentación	88
5.1.1	Transductores EA	91
5.1.2	Pre-amplificadores EA.....	92
5.1.3	Sistema de adquisición de vibraciones	93
5.1.4	Termopar	93
5.1.5	Procesado de la señal	95
5.2	Procedimiento experimental	98
5.3	Resultados y análisis	102
5.3.1	Test 1.....	103
5.3.2	Test 2.....	107
5.3.3	Test 3.....	111
5.3.4	Test 4.....	115
5.3.5	Test 5.....	121
5.3.6	Test 6.....	124
5.3.7	Test 7.....	128
5.3.8	Discusiones	132
6.	CONCLUSIÓN.....	137
	Referencias.....	139

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Rodamiento de bolas	14
Figura 2: Distribución de carga	18
Figura 3: Diferencia entre ondulación y rugosidad	19
Figura 5: Indentación	21
Figura 6: Jaula rota	22
Figura 7: Rodamiento dañado.....	22
Figura 8: Frecuencias de defecto de los rodamientos	23
Figura 9: Tipos de señales de EA	33
Figura 10: Recuento de las veces que es cruzado el umbral.....	34
Figura 11: Señales EA integradas	35
Figura 12: Rodamiento con una pista plana.....	43
Figura 13: Geometría del contacto elástico	45
Figura 14: Máxima capacidad estática de carga	46
Figura 15: Distribución de tensiones debajo de la superficie	47
Figura 16: Curva de fallo	75
Figura 17 Diferentes configuraciones de bancos de pruebas.....	80
Figura 18: Dibujo del banco de pruebas	82
Figura 19: sección longitudinal de las partes centrales.....	83
Figura 20 Diseño para fabricación y montaje	85
Figura 21: Diseño para fabricación y montaje. Vista del bloque.....	86
Figura 22 Foto del banco de pruebas antes de su montaje.....	87
Figura 23: Descripción del diagrama de bloque	90
Figura 24: Vista del banco de pruebas.....	90
Figura 25: Sensor en miniatura.....	91
Figura 26: Sensor acústico en pista de rodadura plana.....	92
Figura 27: Pre-amplificador.....	92
Figura 28: Acelerómetro.....	93
Figura 29: Termopar en pista de rodadura plana	94
Figura 30: Termopar en estructura.....	94
Figura 31: Diagrama de extracción de las características de las ondas EA.....	96
Figura 32: Banco de pruebas y hardware.....	98
Figura 33: Standard Channel Setup	100
Figura 34: Hardware Setup, opción Waveform Streaming.....	101
Figura 35: vibración en los primeros 66 minutos	103
Figura 36: Conteo para los primeros 66 minutos.....	104
Figura 37: Amplitud para los primeros 66 minutos.....	104
Figura 38: energía absoluta para los primeros 66 minutos.	105

Lista de figuras

Figura 39: Comparación entre la pista del rodamiento antes y después del ensayo.	105
Figura 40: Largo desconchado en la pista de rodadura plana.....	106
Figura 41: vibración durante los últimos 75 minutos	107
Figura 42: Conteo durante los últimos 75 minutos.....	108
Figura 43: Amplitud durante los últimos 75 minutos	108
Figura 44: energía absoluta durante los últimos 75 minutos	109
Figura 45: Forma de onda en canales 1 y 2 a 4500 segundos.....	109
Figura 46: Temperatura/Presión vs. Tiempo	110
Figura 47: La pista de rodadura plana al final del segundo ensayo.....	110
Figura 48: Gráfico de Vibración.....	111
Figura 49: Gráfico de conteo	112
Figura 50: Gráfico de Amplitud.....	112
Figura 51: energía Absoluta.....	113
Figura 52: Temperatura/Presión vs. Tiempo	113
Figura 53: Desconchado al final del tercer ensayo	114
Figura 54: Temperatura/Presión vs. Tiempo	115
Figura 55: Gráfico de Vibraciones.....	116
Figura 56: Gráfico de conteo	116
Figura 57: Gráfico de Amplitud.....	117
Figura 58: Gráfico de energía absoluta.....	117
Figura 59: Forma de onda a 4500 segundos	118
Figura 60: Forma de onda a 6000 segundos. Primeros picos visibles	118
Figura 61: Forma de onda a 11000 segundos	119
Figura 62: Forma de onda a 11600 segundos. Picos en la frecuencia de paso de la bola.....	119
Figura 63: Forma de onda a 12000 segundos	120
Figura 64: Picado en la pista de rodadura plana al final del cuarto ensayo.....	120
Figura 65: Vibraciones. Estable durante todo el ensayo.....	121
Figura 66: Energía Absoluta, RMS y ASL	122
Figura 67: Localización de las Fuentes de ultrasonidos al final del ensayo	122
Figura 68: Picados en la pista de rodadura después del quinto ensayo. No son visibles debido a su reducido tamaño	123
Figura 69: Vibraciones.....	124
Figura 70: Energía absoluta	124
Figura 71: Localización de las Fuentes de ultrasonidos después de 5 minutos...	125
Figura 72: Localización después de 1 hora y 40 minutos.....	125
Figura 73: Localización de las Fuentes de ultrasonidos después de 1 hora y 41 minutos.....	125
Figura 74: Localización de las Fuentes de ultrasonidos después de 1 hora 43 minutos. La señal aumenta rápidamente entre los sensores cuatro y uno....	126
Figura 75: Forma de onda en los canales 1,2,3 y 4 después de 50 minutos	126

Lista de figuras

Figura 76: Forma de onda después de 1 hora y 40 minutos	127
Figura 77: Vibraciones.....	128
Figura 78: Energía absoluta	129
Figura 79: Formas de onda después de 7 minutos	129
Figura 80: Formas de onda después de 8 minutos	130
Figura 81: Formas de onda después de 10 minutos	130
Figura 82: Localización de las Fuentes de actividad acústica. Una gran señal se observa entre los sensores cuatro y uno.....	131

CAPÍTULO I: MEMORIA

1. INTRODUCCION

El fallo de rodamientos es una de las causas más destacadas de rotura en maquinas. Estos fallos pueden ser catastróficos y pueden resultar en costosas perdidas de tiempo. Hasta la fecha, la mayoría de investigaciones han estudiado la propagación de las grietas resultantes de daños causados artificialmente. Estos daños artificiales se han practicado en rodamientos rayando la superficie, introduciendo partículas abrasivas en el lubricante, o impurezas. El trabajo aquí presentado conlleva usar en el banco de pruebas nuevos rodamientos sin daños previos y ponerlos a rodar hasta el fallo de los mismos.

Para evitar el fallo, un método sería cambiar el rodamiento antes del final de su vida estimada a fatiga, también llamado mantenimiento preventivo, pero eso significa que la vida útil del rodamiento no se utiliza completamente. La alternativa es usar maneras de estimar el estado del rodamiento mientras esta en servicio, el mantenimiento predictivo. El mantenimiento predictivo en rodamientos ha tenido un considerable incremento de atención en los últimos años, especialmente donde la disponibilidad de la planta es esencial y por lo tanto un fiable mantenimiento reporta tangibles beneficios. Un programa de monitorizado aplicado en maquinaria mejora la seguridad y la productividad reduciendo las pérdidas de tiempo por paradas de las maquinas, incrementa la habilidad de servicio y reduce los costes de operación.

Por lo tanto el monitorizado plantea importantes retos al mantenimiento de maquinas y la automatización de procesos. De hecho la importancia de la condición de los rodamientos ha desembocado en cuatro décadas de investigación de las causas de fallos en rodamientos. Este proyecto realiza el diseño, construcción y pruebas del banco de ensayos para rodamientos que propicia fallos naturales. El desarrollo y crecimiento de estos defectos naturales son monitorizados por las tecnologías de Vibraciones y emisiones Acústicas.

El trabajo de este proyecto es diseñar y construir un nuevo banco de pruebas para fatigar los rodamientos, medir durante el ensayo las emisiones acústicas y las vibraciones y parar periódicamente el ensayo para realizar inspecciones visuales y detectar grietas. El banco de pruebas diseñado se usara durante los siguientes tres años para futuras investigaciones en el campo del mantenimiento predictivo, del monitorizado y del comportamiento a fatiga de rodamientos, ejes y otros componentes mecánicos.

2. RODAMIENTOS

La tecnología de rodamientos, así como la industria de estos, comenzó a desarrollarse con la invención de la bicicleta en los 1850's. Tienen tres funciones principales en maquinaria rotativa: sitúan el eje de rotación, reducen la fricción y soportan cargas radiales y axiales. Los componentes principales son la pista interior, la pista exterior, las bolas o rodillos, y la jaula.



Figura 1: Rodamiento de bolas

Se considera que si un rodamiento en servicio esta adecuadamente lubricado, alineado, se mantiene libre de partículas abrasivas, humedad y agentes corrosivos, y se tiene cargado con las condiciones especificadas por el fabricante para cada tipo de rodamiento, entonces se eliminan todas las causas de rotura excepto una, la fatiga del material.

La fatiga del contacto de rodadura se manifiesta como un desconchado de partículas metálicas de la superficie de las pistas de rodadura o de los elementos de rodadura. Para condiciones adecuadas de lubricación y fabricación de rodamientos, este desconchado inicialmente comienza como una grieta debajo de la superficie y se propaga hasta la superficie formando una picada o un desconchado en la superficie cargada. Lundberg postuló que es el máximo esfuerzo cortante ortogonal el que inicia la grieta y que este esfuerzo cortante sucede a una determinada profundidad por debajo de la superficie.

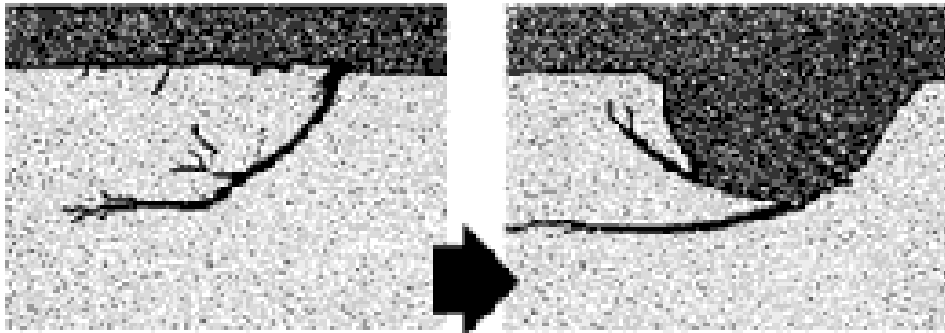


Figura 2: Propagación de grietas por debajo de la superficie

2.1 Definiciones

Es importante destacar algunos conceptos

Vida

Para un rodamiento, el numero de revoluciones que una de las pistas de rodadura realiza en relación con la otra antes de los primeros síntomas de fatiga se desarrollen en el material de una de las pistas o de los elementos de rodadura.

Fiabilidad (en el contexto de la vida de un rodamiento)

Para un grupo aparentemente idéntico de rodamientos, operando en las mismas condiciones, el porcentaje del grupo que se espera que exceda una vida determinada. La fiabilidad de un rodamiento es la probabilidad de que este supere esa vida especificada.

Vida nominal esperada

Para un rodamiento, o un grupo de rodamientos idénticos bajo las mismas condiciones, la vida asociada con un 90 % de fiabilidad bajo condiciones especificadas de funcionamiento.

Vida esperada ajustada

Es la vida esperada obtenida haciendo un ajuste de la vida nominal para un nivel de fiabilidad deseado, bajo condiciones especificadas de funcionamiento.

Capacidad de carga dinámica radial

Este valor indica la carga radial con la que un rodamiento tiene teóricamente una vida de un millón de revoluciones. Hace referencia a carga puramente radial.

Capacidad de carga dinámica axial

Este parámetro indica la carga axial con la que un rodamiento tiene teóricamente una vida de un millón de revoluciones. Hace referencia a carga puramente axial.

Capacidad de carga dinámica radial equivalente

Es un valor que indica la carga puramente radial que tiene un rodamiento para que su vida teórica sea la misma que en el estado de carga en el que se encuentra.

Capacidad de carga dinámica axial equivalente

Es un valor que indica la carga puramente axial que tiene un rodamiento para que su vida teórica sea la misma que en el estado de carga en el que se encuentra.

Diámetro medio

Es el diámetro del círculo que contiene los centros de las bolas en una fila en un rodamiento.

Condiciones normales de funcionamiento

Condiciones que se asumen para un rodamiento que está adecuadamente montado, lubricado, cargado, protegido de partículas extrañas, no expuesto a temperaturas

extremas y que no gira a una velocidad excesivamente lenta ni excesivamente rápida.

2.2 Defectos de los rodamientos

Cuando los rodamientos están sometidos a carga radial, la distribución de carga cambia en función de la distancia al eje y, la carga en las pistas de rodadura y en las bolas cambiará por tanto conforme estas van moviéndose a través de esta distribución.

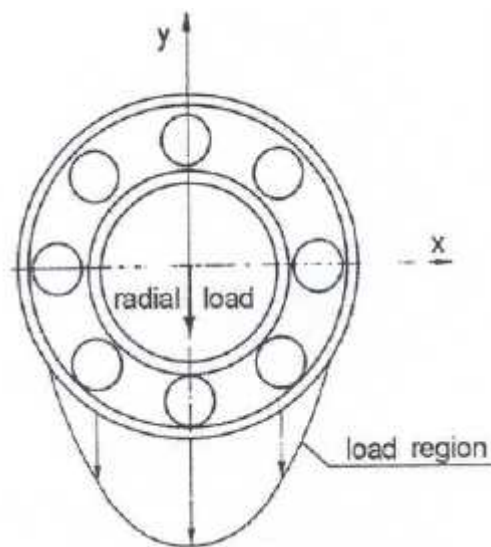


Figura 2: Distribución de carga

2.2.1 Defectos de acabado en las superficies de rodadura

Se refieren a los acabados superficiales producidos por los procesos de fabricación. Ondulaciones y rugosidad superficial producen un nivel de ruido y de vibraciones, dependiendo de la calidad del acabado superficial del rodamiento. La siguiente figura muestra la diferencia entre ondulación y rugosidad. La rugosidad tiene asperezas de pequeñas longitudes de onda mientras que la ondulación tiene longitudes de onda mayores. La rugosidad produce ruido y vibraciones significativas solo cuando las asperezas rompen la capa de espesor del lubricante. Sin embargo, la ondulación produce vibraciones sin romper la capa de lubricación. La relación entre ondulación y nivel de vibración es compleja. La ondulación puede producir vibración hasta 300 veces la velocidad de rotación.

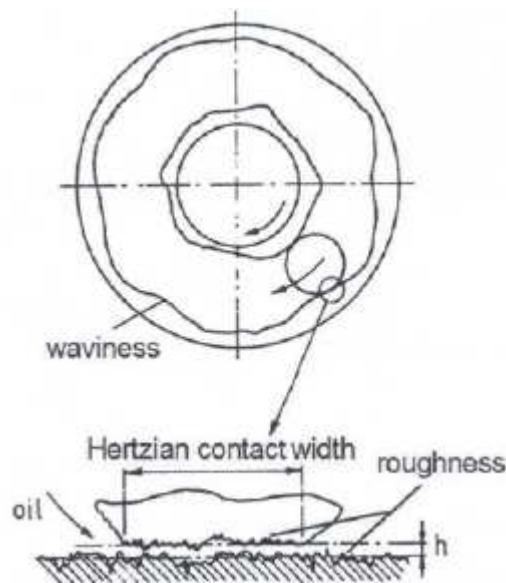


Figura 3: Diferencia entre ondulación y rugosidad

2.2.2 Defectos comunes de los rodamientos

Causas de fallos de los rodamientos:

- 40% Sistema de lubricación inadecuado
- 27% Montaje y ensamblado inadecuados
- 23% Defectos de fabrica, altos niveles de vibración
- 10% Funcionamiento normal

Desconchado

El desconchado es el típico modo de fallo en los rodamientos. Puede ser debido a una capa de lubricante en régimen elasto -hidrodinámico de grosor insuficiente. También puede iniciarse debajo de la superficie debido a concentraciones de tensión en un material con excesiva carga. La siguiente figura muestra una típica pista de rodadura con desconchado.



Figura 4: Desconchado

Indentación

El ensayo de duraza Brinell determina la dureza de un material mediante un rayado superficial y midiendo el tamaño de la indentacion resultante. Este efecto ocurre en los rodamientos cuando las bolas o rodillos indentan la pista debido a impactos a carga estática. Este fenómeno se distingue por el espacio entre indentaciones que coincide con el espacio entre bolas o rodillos, ver figura.



Figura 5: Indentación

Jaula rota

Cuando la caja esta rota, normalmente otros componentes del rodamiento estas también dañados y esto hace más difícil descubrir la razón del problema. Sin embargo, hay ciertas causas principales de fallo de caja, vibraciones, excesiva velocidad, suciedad e impurezas.



Figura 6: Jaula rota

Elementos rodantes dañados

Cuando el defecto está en las bolas o en los rodillos del rodamiento



Figura 7: Rodamiento dañado

2.2.3 Frecuencias de defecto

Las frecuencias asociadas con los defectos en rodamientos son función de la geometría del rodamiento y de la velocidad. La siguiente figura muestra las

formulas usadas para determinar las frecuencias fundamentales de los distintos defectos.

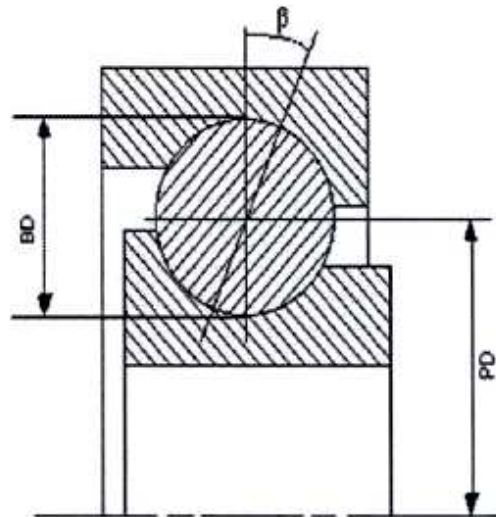
Ball pass frequency outer race $f_{bpo} = \frac{n}{2} \left(\frac{N}{60} \right) \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta \right)$	
Ball pass frequency inner race $f_{bpi} = \frac{n}{2} \left(\frac{N}{60} \right) \left(1 + \frac{BD}{PD} \cos \beta \right)$	
Ball spin frequency $f_{bsf} = \frac{PD}{2BD} \left(\frac{N}{60} \right) \left(1 - \left(\frac{BD}{PD} \right)^2 \cos^2 \beta \right)$	
Fundamental cage frequency $f_{cf} = \frac{1}{2} \left(\frac{N}{60} \right) \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta \right)$	
Where, n = number of balls, N = rotational speed in rpm, BD = ball diameter, PD = pitch diameter, β = contact angle between ball and races	

Figura 8: Frecuencias de defecto de los rodamientos

2.3 Monitorizado

El monitorizado proporciona capacidad de predicción de fallos en maquinaria y se convierte en una de las herramientas más eficientes del mantenimiento predictivo. Hay varias técnicas dentro del mantenimiento predictivo como pueden ser el análisis de la mancha de aceite, análisis por termografía, monitorizado de vibraciones, shock pulse y monitorizado de emisiones acústicas. En el monitorizado de rodamientos las tres últimas técnicas son las más usadas. Vibraciones, shock pulse y emisiones acústicas son técnicas que tienen semejanzas en el proceso de adquisición de datos, sin embargo se aplican a diferentes rangos de frecuencias.

2.3.1 Monitorizado de vibraciones

La vibración es el movimiento de un objeto en una manera periódica alrededor de un punto de equilibrio, similar a la oscilación. La diferencia es que en la oscilación, la energía se transforma de cinética a potencial gravitatoria y viceversa, mientras que en un objeto vibrando, la energía se transforma de cinética a potencial elástica. El monitorizado de las vibraciones de una máquina pueden revelar información importante acerca del estado de esa máquina. El monitorizado de vibraciones es una técnica ampliamente usada en la industria de maquinaria. Las vibraciones se pueden medir en términos de desplazamiento, velocidad y aceleración.

2.3.2 Tipos de medidas

Las vibraciones, como se dijo anteriormente, se pueden medir en una de estas tres magnitudes, desplazamiento, velocidad y aceleración. La selección de la mejor magnitud para la medida depende principalmente del rango de frecuencia de interés.

1. Desplazamiento: El transductor de desplazamiento mide los movimientos relativos del eje y se usa solamente cuando para funcionamientos a bajas frecuencias, a mayores frecuencias disminuye la amplitud medida. Por lo tanto este tipo de medida no se usa para rodamientos, ya que el movimiento del eje esta restringido por los rodamientos. El típico rango de frecuencias para medir vibraciones mediante desplazamiento es de 1 Hz a 100 Hz
2. Velocidad: La velocidad de vibraciones se mide mediante transductores sísmicos. Los transductores de velocidad miden movimiento absoluto de los componentes de la maquinaria. El rango de frecuencias varía desde 100 Hz a 1000 Hz
3. Aceleración: Es el mas usado debido a su sensitivad y amplio rango de frecuencias en el que se puede aplicar. El transductor para aceleración se llama acelerómetro y suele ser un transductor piezoeléctrico. Aunque las medidas de aceleración se pueden usar a relativamente bajas frecuencias, produce resultados más precisos si se usa a altas frecuencias.

2.3.3 Procesado de señales

Las señales de vibraciones capturadas pueden ser analizas tanto en el dominio temporal como en el dominio en frecuencia. En el dominio temporal, los parámetros típicos para analizar son, RMS, y el factor de cresta, que es el ratio de pico del valor de RMS. También se usan algunos parámetros estadísticos como densidad de probabilidad y kurtosis. Estos parámetros se explicarán con mas

detalle en la sección de procesamiento de señal de EA en los próximos capítulos. La forma más común para el análisis de vibración es el análisis en el dominio de la frecuencia. A diferencia del análisis de dominio temporal, el análisis en frecuencia puede revelar información acerca de la fuente del problema y no solo de la existencia de este.

2.3.4 Shock pulse monitoring (SPM)

Este método se usa solamente para detectar defectos en rodamientos. Cuando un rodamiento se deteriora, se forman huecos en la superficie de los rodamientos. La interacción de estas superficies con defectos genera pulsos. Para detectar estos pulsos se utilizan transductores piezoeléctricos de frecuencia natural igual a 32 KHz. Este método se usa normalmente en conjunto con las otras técnicas de vibración para detectar el estado de los rodamientos.

3. EMISIONES ACÚSTICAS

Las técnicas de Emisiones Acústicas (EA) no son tan conocidas como las técnicas de Vibraciones, pero están siendo usadas cada vez mas en el campo del mantenimiento de las maquinas rotativas.

Las Emisiones Acústicas o Ultrasonidos fueron originariamente desarrolladas para la realización de ensayos no destructivos con un rango de frecuencias de 20 Khz. a 2 Mhz. Con el paso de los años la aplicación de las técnicas de ultrasonidos ha sido extendida al monitorizado de estructuras y rodamientos. Esto ofrece la ventaja de una más temprana detección de defectos en comparación con el análisis de vibraciones. Sin embargo, las limitaciones en el éxito del análisis de ultrasonidos para los rodamientos son debidas, en parte, a la dificultad en procesar, interpretar y clasificar la señal adquirida. La interacción de componentes metálicos genera ondas elásticas en un rango de frecuencias de 100 Khz. a 1 Mhz.

Además, la formación de grietas por debajo de la superficie debido al stress de contacto de Hertz inducido por la acción de los elementos rodantes en contacto con las pistas de rodadura genera actividad de EA. Catlin identifico cuatro principales factores que generan actividad de EA y cuya fuente son incipientes defectos en los rodamientos. Una actividad de EA en este contexto se define como

las ondas elásticas transitorias generadas por la interacción de dos superficies que tienen movimiento relativo entre ellas.

3.1 Historia

Joseph Káiser fue el primero en usar equipamiento electrónico para la detección de emisiones acústicas en la década de los cincuenta. Su trabajo condujo a la detección de un fenómeno conocido como el “efecto Káiser”, que dice que cuando cargas un material que estaba cargado anteriormente, no se generan EA hasta que el nivel anterior de carga es sobrepasado.

Posteriores investigaciones llevadas a cabo durante la década de los cincuenta, demostraron que las EA no eran causadas por deslizamiento en borde de grano como se pensaba, sino que eran movimientos de dislocación acompañados por deformación plástica.

EA es una técnica de escucha de altas frecuencias que fue inicialmente desarrollado como técnica de ensayos no destructivos para detectar grietas en materiales y estructuras. En este aspecto se requiere instrumentación altamente sofisticada y expertos para aplicar esta técnica con éxito.

Como resultado de investigaciones por separado, EA esta ahora incrementando su uso. En este caso, un sensor de EA responde al transitorio de energía liberado en impactos y sucesos microscópicos asociados con la fricción. Esta energía liberada genera ondas elásticas en el ancho de banda, desde vibraciones hasta las de alta frecuencia que son los ultrasonidos o EA.

3.2 Definición

EA esta definido como transitorios de ondas elásticas generadas por una repentina liberación de energía causada por una deformación o daño en un material. En este trabajo, EA esta definido como el transitorio de ondas elásticas generadas por la interacción de dos superficies con movimiento relativo, las pistas de rodadura y los elementos rodantes (bolas o rodillos).

3.3 Fuentes de EA

Hay varias fuentes de EA como:

- Movimiento de dislocación y borde de grano
- Formación, desarrollo y propagación de las grietas
- Fractura de partes frágiles
- Rotura de fibras y laminación de compuestos
- Cambios de fase
- Micro seísmos y actividad sísmica en materiales geológicos

El mecanismo físico que produce actividad de EA en impactos es el desplazamiento de puntos localizados en la superficie del impacto. Estos desplazamientos producen ondas de tensión a altas frecuencias que son los ultrasonidos o EA. En fricción, la actividad EA es físicamente producida por la generación de tensión local cuando los puntos de contacto deslizan.

3.4 Propagación de ondas EA

Las ondas EA se pueden propagar como ondas longitudinales, donde la onda se comprime y se expande a lo largo de la dirección del desplazamiento, o se pueden propagar como ondas transversales donde el movimiento de la onda es en planos normales a la dirección del desplazamiento

Idealmente, la actividad EA se representa como una onda sinusoidal propagándose en un medio de material homogéneo de dimensiones mucho mayores que las de la longitud de onda.

Las ondas EA experimentadas en el monitorizado de maquinaria tienen las siguientes características:

1. Transitorio: La onda EA es una onda transitoria desplegada desde un punto de origen para cubrir todo un componente y su amplitud decae rápidamente.
2. Ancho de Banda: Las fuentes de EA normalmente contienen un amplio rango de frecuencias.
3. Contorno: La señal EA es detectada por un sensor colocado en la superficie y la fuente de señal.

Las ondas también se pueden propagar a través de la superficie del material; este tipo de ondas es conocido como ondas Rayleigh. La velocidad de las ondas Rayleigh es aproximadamente el 90% de la velocidad de las ondas transversales.

Atenuación y efectos de contorno

Cuando las ondas EA encuentran un cambio en el medio de propagación, parte de la señal se refleja y parte se transmite, además parte de la señal es absorbida. Diferentes condiciones de contorno tienen diferentes características de atenuación. Por ejemplo, cuando el acero esta unido al aluminio, entonces la onda longitudinal transmitida se atenúa 1 dB y la reflejada se atenúa 7 dB.

3.5 Transductores de EA y Preamplificación

Se han investigado diferentes tipos de sensores de EA, como el piezoeléctrico, el óptico, magnético y el capacitivo. Los transductores piezoeléctricos son los mas usados con diferencia, debido a su robustez, sensibilidad, facilidad de uso y relación calidad coste. Un transductor piezoeléctrico es un sensor que tiene un elemento piezoeléctrico dentro que produce carga eléctrica cuando es sometido a esfuerzo mecánico. Los materiales piezoeléctricos pueden ser naturales o producidos sintéticamente. El cuarzo es un material piezoeléctrico natural mientras que algunas cerámicas procesadas como PZT son materiales piezoeléctricos sintéticos.

Las señales de un material piezoeléctrico son muy débiles, por lo tanto la salida del transductor tiene que ser amplificada. Para minimizar el ruido eléctrico es practica habitual filtrar la señal para evitar amplificar partes que no interesan de la señal. El preamplificador puede estar separado del transductor de EA o puede estar incorporado en él.

3.6 Procesado de la Señal

La salida de un transductor suele contener gran cantidad de información a altas frecuencias, el procesamiento de la señal tiene por objetivo reducir esta gran cantidad de información a un tamaño razonable extrayendo ciertas características necesarias de la señal. La selección de una técnica u otra de procesamiento de la señal dependerá del tipo de señal medida, de los costes y el nivel de complejidad buscado

3.6.1 Tipos de señal

Las señales de EA pueden ser clasificadas en tres tipos básicos:

1. Señales explosivas: La señal toma la forma de transitorios. La forma de una señal explosiva se puede aproximar a una señal sinusoidal decayendo exponencialmente.
2. Señal Continua: La señal tiene una apariencia de oscilaciones aleatorias, como resultado de diversas señales explosivas de distintos niveles. Estas señales son tratadas en términos de parámetros estadísticos.
3. Señal Mixta: Esta señal es una combinación de los dos primeros tipos.

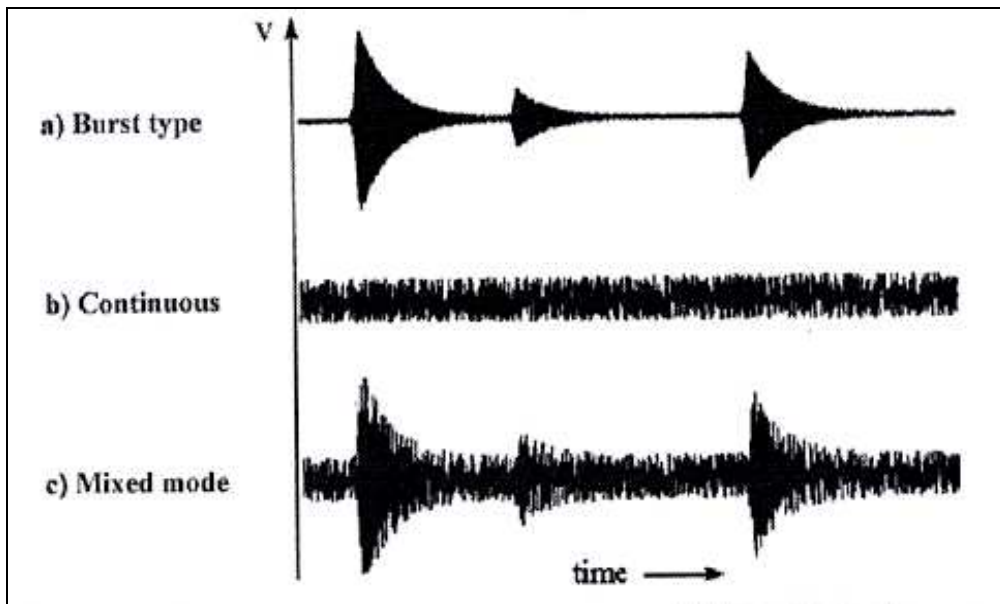


Figura 9: Tipos de señales de EA

3.6.2 Procesado de la señal basado en el umbral

Después de que la señal de salida es filtrada y amplificada, se puede utilizar un nivel de umbral para rechazar parte de la señal que va por debajo. Este umbral es normalmente fijado durante todo el experimento, sin embargo, a veces puede ser variable por encima de la parte continua de señal. Un ejemplo de procesado de señal basado en el umbral es contar el numero de veces que la señal cruza un cierto valor, ver figura 10. Este método tiene algunas ventajas y ciertas limitaciones.

Ventajas:

- Bajo coste y alta sensibilidad

- Transformado de la señal de formato analógico a formato digital
- Una considerable reducción en recolección de datos y tamaño de almacenaje de estos

Limitaciones:

- Los recuentos son dependientes del umbral, la ganancia de la señal y la respuesta de los transductores
- Los recuentos no dan información de la naturaleza de la señal
- Los recuentos no pueden ser reinterpretados para diferentes umbrales a menos que se haya almacenado la totalidad de los datos de la señal
- Si la señal continua excede el umbral, el recuento se satura

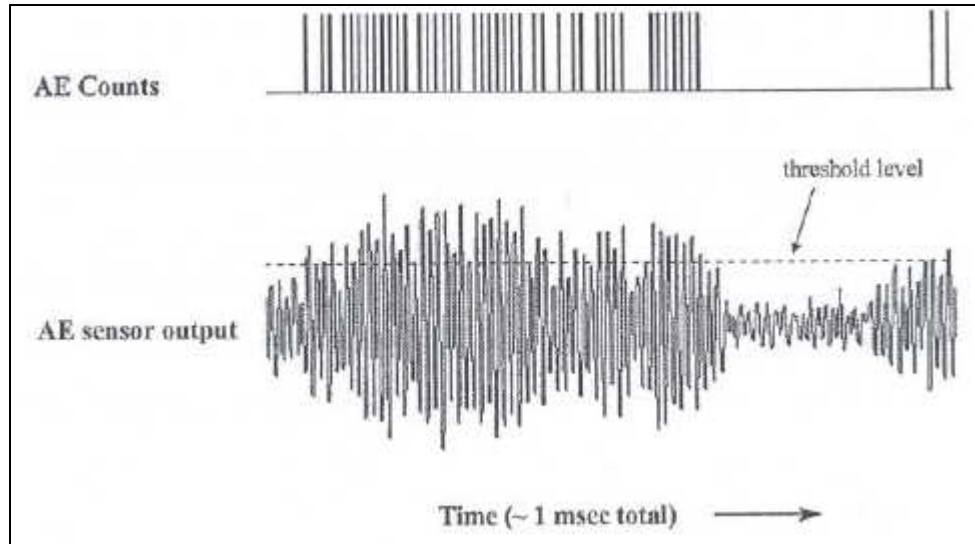


Figura 10: Recuento de las veces que es cruzado el umbral

3.6.3 Procesado de la señal basado en la integración

La magnitud de una señal EA puede ser representada en su conjunto. El valor de la señal variable es integrado en un periodo de tiempo para dar una descripción de la magnitud de la señal con significado estadístico. Un ejemplo de integración de la señal es mostrado en la figura 11 donde los tipos de señal de la figura 9 están integrados.

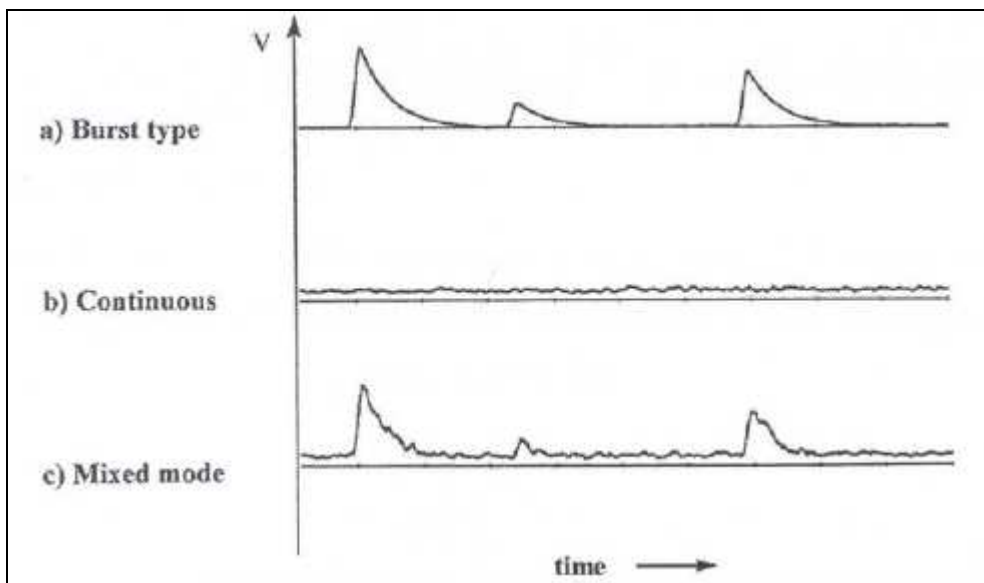


Figura 11: Señales EA integradas

3.6.4 Caracterización estadística de las señales EA

Señales EA continuas pueden ser estadísticamente caracterizadas por el promedio de la señal, la varianza, la desviación, la asimetría, la kurtosis, y el factor de cresta. Cada parámetro es explicado a continuación.

1. Media (V_m)

La media representa la parte continua de la señal y estadísticamente es el primer momento de la función de probabilidad, $P(V)$. Puede ser calculado por:

$$V_m = \frac{1}{T} \int_0^T [V(t)] \cdot dt = \int_{-\infty}^{+\infty} [V \cdot P(V)] \cdot dV$$

2. Varianza (V)

La varianza es el cuadrado de la media de la señal y el segundo momento de la función de probabilidad, y se calcula:

$$V = \frac{1}{T} \int_0^T [V(t) - V_m]^2 \cdot dt = \int_{-\infty}^{+\infty} [(V - V_m)^2 \cdot P(V)] \cdot dV$$

3. Desviación típica (σ)

La desviación típica es la raíz cuadrada de la varianza. Para una señal de media cero, la desviación típica es la misma que la raíz del cuadrado de la media (r.m.s.) de dicha señal. La desviación típica esta dada por:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [V(t) - V_m]^2 \cdot dt}$$

4. Asimetría (S)

La asimetría es el tercer momento de la función de probabilidad. Es una medida de la energía relativa por encima y por debajo del nivel medio de señal. Se puede expresar con la siguiente formula:

$$K = \frac{1}{\sigma^4 T} \int_0^T [V(t) - V_m]^4 \cdot dt = \frac{1}{\sigma^4} \int_{-\infty}^{+\infty} [(V - V_m)^4 \cdot P(V)] \cdot dV$$

5. Kurtosis (K)

La Kurtosis es el cuarto momento de la función de probabilidad y representa una medida de la suavidad del pico de una distribución. La kurtosis para una distribución Gausiana (como por ejemplo, ruido puro) es igual a 3. Un valor de kurtosis por encima de 3 significa que la distribución de datos esta concentrada en la amplitud alta de la región. La kurtosis puede ser calculada de la siguiente manera:

$$S = \frac{1}{\sigma^3 T} \int_0^T [V(t) - V_m]^3 \cdot dt = \frac{1}{\sigma^3} \int_{-\infty}^{+\infty} [(V - V_m)^3 \cdot P(V)] \cdot dV$$

6. Factor de cresta (C)

El factor de cresta es la relación de la máxima amplitud con el r.m.s. de una señal. Puede ser usado como medida de tendencia para estimar la progresión de un suceso en una señal.

$$C = \frac{\text{Maximum_Amplitude}}{r.m.s.}$$

3.7 Comparación entre las técnicas EA y las técnicas de Vibraciones

El monitorizado de Vibraciones es una técnica bien establecida y esta aceptada por ingenieros debido a que es intuitiva y fácil de entender. En cambio las altas frecuencias de EA están mas allá de la experiencia humana y como resultado su desarrollo y entendimiento ha sido mas lento.

Diferentes medidas en diferentes partes del espectro a menudo tienen diferentes atributos y esto también es aplicable en el caso de ondas elásticas de las máquinas en funcionamiento.

En comparación con las técnicas estándar de vibraciones, la tecnología EA ofrece gran número de ventajas prácticas en el monitorizado incluyendo:

- Mayor facilidad de detección de defectos debido al muy mejorado ratio señal/ruido
- Facilidad para monitorizar maquinaria tradicional como máquinas con rotaciones muy lentas, cojinetes y engranajes de tornillo sin fin

- Supera el ruido mecánico de fondo (<20 Khz.)

Otro beneficio de detección a altas frecuencias es la insensibilidad de la medida a efectos accidentales asociados a la excitación de resonancia de las maquinas (esto incrementa la variabilidad en medidas de vibraciones tomadas en diferentes tiempos). Sin embargo las magnitudes de las ondas elásticas son mucho menores a frecuencias EA comparadas con las frecuencias de vibración y por consiguiente se necesitan sensores más sensibles.

Para maquinas rotativas con excesivo desequilibrio, desalineado o ejes doblados, no hay comparación entre EA y vibraciones porque estos defectos producen vibraciones puras a bajas frecuencias.

Los sensores de vibraciones pueden ser montados mediante uniones secas entre sensor y superficie de la maquina, no obstante, los sensores EA necesitan una unión viscosa para facilitar la transmisión de la energía ultrasónica desde la superficie de la maquina hasta el sensor.

Como resultado un buen sistema de monitorizado para maquinaria rotativa debería incluir ambas técnicas, EA y Vibraciones.

Ventajas e inconvenientes de EA

Ventajas:

- Las técnicas EA pueden ser usadas continuamente durante la operación de la maquina.

- Solo una pequeña parte de la superficie de la estructura es necesaria para analizar la estructura al completo.
- Tienen la capacidad de identificar la localización de la fuente.
- La mayoría del ruido de fondo será filtrado, esto es debido a que los ultrasonidos están en el rango de las altas frecuencias.
- Se puede aplicar a todas las maquinas independientemente de su velocidad de rotación.
- Es más sensible a los fallos que al funcionamiento normal.
- Puede proporcionar sensibilidad a la mínima presencia de un fallo.
- Proporciona buenos parámetros de tendencia.

Inconvenientes:

- La relación entre EA y rozamiento no es evidente. Por lo tanto, los experimentos son esenciales antes de aplicar la técnica para establecer la correlación general.
- Atenuación de EA debido a la longitud de transmisión.
- Las señales de EA pueden estar escondidas en ruido de fondo atribuible al ancho de banda de la técnica, que contiene bajos niveles de energía.
- Requiere sensores altamente especializados y procesado de señal.
- Sensible a otras fuentes de ultrasonidos como turbulencias, etc.
- Insensible a pequeños desequilibrios, desalineado y ejes doblados.
- Las señales son más débiles que las señales de vibraciones.

3.8 *Resumen*

La fiabilidad de la diagnosis basado en EA depende de la habilidad de los ingenieros para considerar todas las variables potenciales. La literatura no habla de muchas aplicaciones de EA al diagnostico de maquinaria excepto para aplicaciones especificas como el monitorizado de rodamientos.

El proceso de monitorizado esta basado en deformación o fractura. Los defectos son debidos a cambios indeseables en la estructura del material debido a mala lubricación, desalineado o impurezas. Estos cambios alteran el camino observado de EA en un ciclo y pueden ser directamente asociados con un aspecto del proceso. Defectos como irregularidades o agrietado de los bordes, generan su particular EA.

Dependiendo del tipo de fuente de EA y si la fuente es estable o no, se debe usar el apropiado método de proceso de señales. La elección de la técnica basada en el tiempo o la frecuencia, el análisis basado en la energía o el recuento o conteo, etc., es bastante dependiente de las especificaciones del proceso de monitorizado y el objetivo del monitorizado.

4. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

Este capítulo muestra todo el proceso de diseño del banco de pruebas comenzando con la selección del rodamiento porque el banco de pruebas tiene que ser diseñado y construido acorde con el tipo de rodamiento que se quiere fatigar.

4.1 Selección del Rodamiento

Algunas consideraciones para el rodamiento:

- El rodamiento tiene que ser fácil de cargar, por lo tanto ha de ser de tamaño pequeño, tener baja capacidad de carga, una sola pista mejor que dos, rodamiento radial mejor que axial.
- El rodamiento tiene que ser inspeccionado en todas sus partes repetidas veces, por lo tanto tiene que ser fácil desmontarlo de su sitio y volverlo a montar otra vez. Por lo tanto un rodamiento divisible es recomendable, o como alternativa uno en el que las bolas y las dos pistas de rodadura puedan ser separadas abriendo la caja.
- El tamaño y el tipo de rodamiento deben ser adecuados para permitir el acople de la instrumentación, los transductores y los termopares.

El rodamiento que se va a usar es un rodamiento axial de bolas del catalogo de SKF porque es el más fácil y el más rápido para desmontar y montar. Para acelerar el ensayo una de las pistas de rodadura será plana en vez de ser curvada como la otra porque la teoría dice que es más fácil de fatigar la pista plana porque hay menos superficie de contacto, y por lo tanto la pista esta sometida a una mayor concentración de tensión. Esta pista de rodadura plana se toma de un rodamiento axial de rodillos de las mismas dimensiones que el rodamiento axial de bolas.

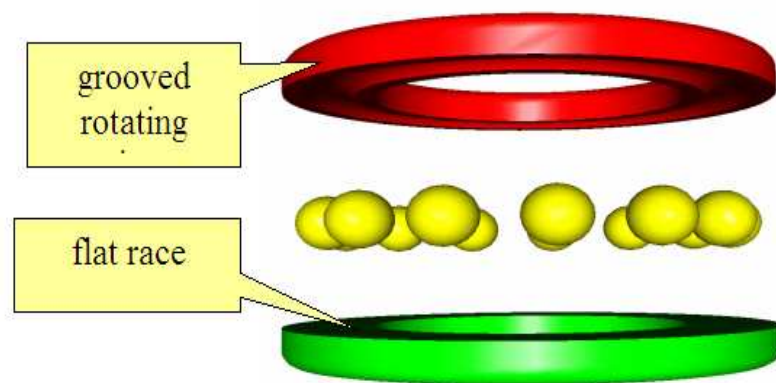


Figura 12: Rodamiento con una pista plana

Las fuerzas centrífugas tienden a lanzar las bolas fuera del rodamiento, y por tanto se limita la máxima velocidad. Por el otro lado la mejor elección de carga se realiza de acuerdo con el tamaño del rodamiento y la duración estimada del test.

4.1.1 Cálculos del rodamiento

Este punto muestra los cálculos hechos con los programas MathCAD y Excel. Es una primera aproximación, para tener una idea del orden de magnitud y para guiarnos en la selección del tamaño del rodamiento.

Como el rodamiento usado usa una pista de rodadura curvada y otra plana, para calcular la vida y otras propiedades no valen los catálogos convencionales, se necesita elaborar una compleja rutina. Esta rutina se realiza con diferentes configuraciones de rodamientos y diferentes cargas para obtener las condiciones mas adecuadas para el experimento.

En las siguientes líneas se exponen los diferentes cálculos hechos con un rodamiento de tamaño y características muy similares al rodamiento que se va a usar. Comienza con la tensión de contacto y deformación basados en la teoría de Hertz del contacto elástico que es muy precisa para la mayoría de rodamientos.

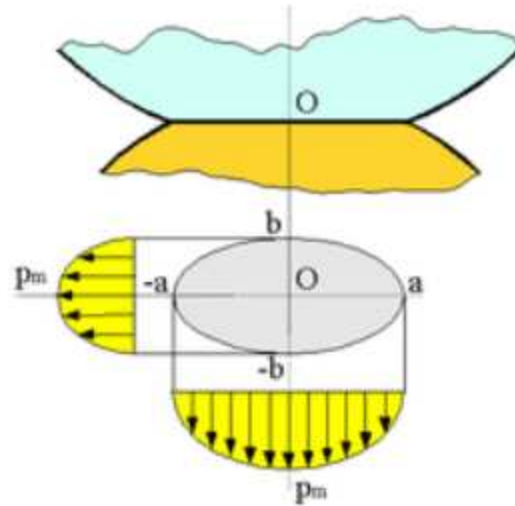


Figura 13: Geometría del contacto elástico

Otro aspecto importante a considerar es la deformación permanente y la máxima capacidad de carga estática. Cuando un rodamiento está en reposo, cargas demasiado grandes pueden causar deformaciones permanentes. La carga máxima permisible es mayor cuando el rodamiento se encuentra en movimiento que cuando está parado.

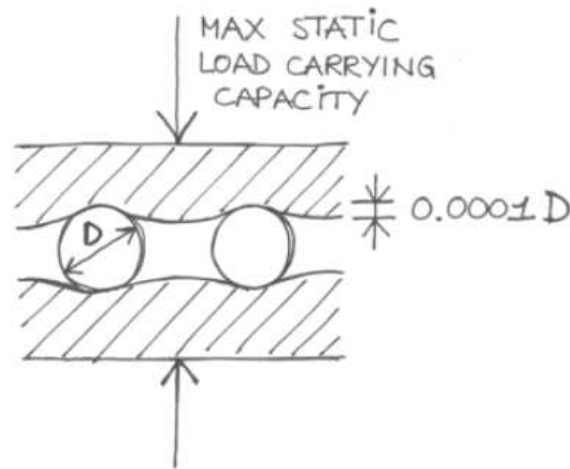


Figura 14: Máxima capacidad estática de carga

El análisis de Hertz se aplica solo en superficies sometidas a esfuerzo, causado por una fuerza perpendicular a la superficie. Experimentos realizados muestran que el fallo de rodamientos en fatiga superficial comienza en puntos debajo de la superficie. Además el inicio de grieta y la propagación de grieta están principalmente afectados por la distribución de las tensiones debajo de la superficie. Especialmente la distribución del esfuerzo tangencial. Por lo tanto es importante analizar las tensiones debajo de la superficie y la profundidad en la que el cortante es máximo.

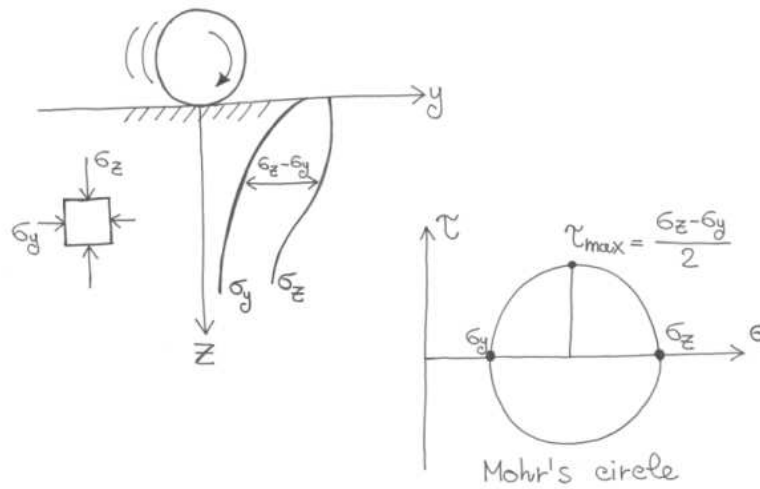


Figura 15: Distribución de tensiones debajo de la superficie

Finalmente, se calcula la carga dinámica y se determina el tiempo que transcurre hasta el fallo del rodamiento, se usa la teoría de Lundberg y Palmgren, donde la vida es el numero de ciclos antes de que la grieta aparezca en la superficie. Esto dará una aproximación de la duración de los experimentos.

P	load applied on the bearing	N
P_b	load acting on each ball	N
N_b	number of ball elements	
D_b	ball diameter	mm
D_i	bearing internal diameter	mm
D_e	bearing external diameter	rpm
Ω	rotational speed	
$\Sigma\rho$	curvature sum	
F	curvature difference	mm
a	semimajor axis of the contact ellipse	mm
b	semiminor axis of the contact ellipse	mm
δ	max contact elastic deformation	mm ²
δ_p	max contact plastic deformation	Pa
S	contact surface	Pa
σ_{\max}	max contact pressure	mm
τ_0	max octahedral shear stress	
z_0	depth below the surface where the max orthogonal shear stress occurs	
C	dynamic load rating	N
L	life of the component	

DATOS DE ENTRADA

Carga aplicada al rodamiento	$P := 35000 \cdot N$
Número de bolas	$N_b := 14$
Diámetro de las bolas	$D_b := 11.05 \cdot mm$
Diámetro interno del rodamiento	$D_i := 50 \cdot mm$
Diámetro externo del rodamiento	$D_e := 78 \cdot mm$
Velocidad de rotación	$\Omega := 750 \text{ rpm}$

propiedades del material

AISI E52100 high carbon chromium steel

tensile strength	2240 MPa
yield strength	2030 MPa
shear strength	957 MPa
module of elasticity	203300 MPa

carga actuante en cada bola $P_b := \frac{P}{N_b}$ $P_b = 2500 \text{ N}$

radio de la bola $R_b := \frac{D_b}{2}$

El radio de curvatura de la pista de rodadura normalmente va entre 0.52 a 0.53 veces el diámetro de la bola. Este es el estándar en la industria del rodamiento

Radio de curvatura $R_g := 0.525 \cdot D_b$ $R_g = 5.8 \text{ mm}$

diámetro medio del rodamiento $D_m := \frac{D_i + D_e}{2}$ $D_m = 64 \text{ mm}$

ESTRES EN EL CONTACTO Y DEFORMACION

Esta sección sigue la teoría de Hertz. El punto de partida es el calculo de la curvatura suma y la curvatura diferencia, que describe la geometría de los dos cuerpos en contacto

Curvatura suma

$$\Sigma\rho := \frac{1}{r_{I1}} + \frac{1}{r_{I2}} + \frac{1}{r_{II1}} + \frac{1}{r_{II2}} \quad \blacksquare$$

Curvatura diferencia

$$F(\rho) := \frac{(\rho_{I1} - \rho_{I2}) + (\rho_{II1} - \rho_{II2})}{\Sigma\rho} \quad \blacksquare$$

el cuerpo I es la bola, por lo tanto:

$$r_{I1} := R_b \quad r_{I2} := R_b \quad \rho_{I1} := \frac{1}{R_b} \quad \rho_{I2} := \frac{1}{R_b}$$

Aunque el radio de curvatura es siempre de signo positivo, la curvatura puede ser positiva o negativa, positiva en superficies convexas y negativa en superficies cóncavas. Cuando el cuerpo II es la pista de rodadura plana:

$$F_f := \frac{\left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_b} \right) + (0 - 0)}{\Sigma\rho_f} \quad \cdot \quad \Sigma\rho_f := \frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_b} + 0 + 0 \quad \cdot \quad \left| \right.$$

$$F_f = 0.000$$

Cuando el cuerpo II es la pista curvada: $\Sigma\rho_g := \frac{1}{R_b} + \frac{1}{R_b} + 0 - \frac{1}{R_g}$

$$F_g := \frac{\left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_b} \right) + \frac{1}{R_g}}{\Sigma\rho_g}$$

$$F_g = 0.909$$

Donde los subíndices "f" y "g" se refieren a la pista plana y curvada. Esta notación se usará de ahora en adelante.

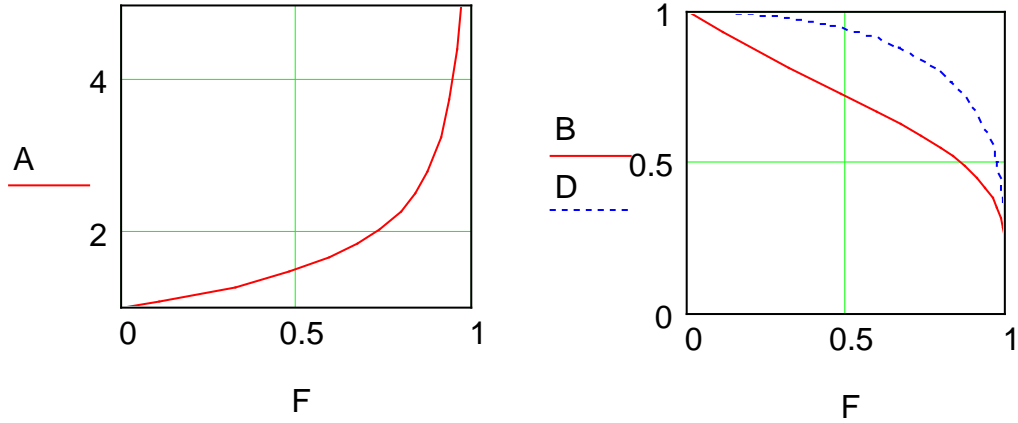
La curvatura diferencial permite el uso de las gráficas existentes en los libros:

$$R_b = 5.525 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$R_g = 5.801 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\Sigma\rho_g = 189.614 \frac{1}{\text{m}}$$

	F	a'	b'	s'
	0	1	1	1
	0.1075	1.076	0.9318	0.9974
	0.3204	1.2623	0.8114	0.9761
	0.4795	1.4556	0.7278	0.9429
	0.5916	1.644	0.6687	0.9077
	0.6716	1.8258	0.6245	0.8733
	0.7332	2.011	0.5881	0.8394
	0.7948	2.265	0.548	0.7961
	0.83495	2.494	0.5186	0.7602
	0.87366	2.8	0.4883	0.7169
	0.90999	3.233	0.4499	0.6636
E:-	0.93657	A:- 3.738	B:- 0.4166	D:- 0.6112
	0.95738	4.395	0.383	0.5551
	0.97290	5.267	0.349	0.496
	0.983797	6.448	0.315	0.4352
	0.990902	8.062	0.2814	0.3745
	0.995112	10.222	0.2497	0.3176
	0.9973	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	10000	0	0



De las tablas y gráficos existentes, teniendo la curvatura diferencia F es posible determinar los valores adimensionales. Como siempre el subíndice f es para la pista plana y el g para la pista curvada.

$$a'_f := \text{linterp}(F, A, F_f) \quad a'_f = 1 \quad a'_g := \text{linterp}(F, A, F_g)$$

$$b'_f := \text{linterp}(F, B, F_f) \quad b'_f = 1 \quad b'_g := \text{linterp}(F, B, F_g)$$

$$\delta'_f := \text{linterp}(F, D, F_f) \quad \delta'_f = 1 \quad \delta'_g := \text{linterp}(F, D, F_g)$$

$$a'_g = 3.222 \quad b'_g = 0.451 \quad \delta'_g = 0.665$$

donde:

a^* = dimensionless semi major axis of contact ellipse

b^* = dimensionless semi minor axis of contact ellipse

δ^* = dimensionless contact deformation

para $F = 0.000$ $a'_{fg} := 1.000$ $b'_{fg} := 1.000$ $\delta'_{fg} := 1.000$

para $F = 0.312$ $a'_{gg} := 1.255$ $b'_{gg} := 0.816$ $\delta'_{gg} := 0.977$

Las cantidades adimensionales permiten calcular las reales dimensiones de las superficies en contacto:

a = semimajor axis of contact ellipse

b = semiminor axis of contact ellipse

δ = contact deformation

usando las siguientes fórmulas:

$$a_f := 0.0236 \cdot \text{mm} \cdot a'_{fg} \cdot \left(\frac{P_b}{\Sigma \rho_f \cdot N \cdot \text{mm}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad a_f = 0.449 \text{ mm}$$

$$b_f := 0.0236 \cdot \text{mm} \cdot b'_{fg} \cdot \left(\frac{P_b}{\Sigma \rho_f \cdot N \cdot \text{mm}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$b_f = 0.449 \text{ mm}$$

$$\delta_f := 2.79 \cdot 10^{-4} \cdot \delta'_f \cdot \left(\frac{P_b}{N} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot (\Sigma \rho_f \cdot \text{mm})^{\frac{1}{3}} \cdot \text{mm} \quad \delta_f = 0.037 \text{ mm}$$

para la pista curvada:

$$a_g := 0.0236 \cdot \text{mm} \cdot a'_g \cdot \left(\frac{P_b}{\Sigma \rho_g \cdot N \cdot \text{mm}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad a_g = 0.700 \text{ mm}$$

$$b_g := 0.0236 \cdot \text{mm} \cdot b'_g \cdot \left(\frac{P_b}{\Sigma \rho_g \cdot N \cdot \text{mm}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad b_g = 0.455 \text{ mm}$$

$$\delta_g := 2.79 \cdot 10^{-4} \cdot \delta'_g \cdot \left(\frac{P_b}{N} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot (\Sigma \rho_g \cdot \text{mm})^{\frac{1}{3}} \cdot \text{mm} \quad \delta_g = 0.029 \text{ mm}$$

El semimayor y semimenor eje de la elipse de contacto permite calcular las superficies de contacto

Superficie de contacto entre la bola y la pista plana:

$$S_f := \pi \cdot a_f \cdot b_f \quad S_f = 0.635 \text{ mm}^2$$

entre la bola y la pista curvada:

$$S_g := \pi \cdot a_g \cdot b_g \quad S_g = 1.000 \text{ mm}^2$$

por lo tanto la presión máxima en los cuerpos en contacto es:

en la pista plana	$\sigma_{\max f} := \frac{3 \cdot P_b}{2 \cdot S_f}$	$\sigma_{\max f} = 5.910 \times 10^9 \text{ Pa}$
-------------------	--	--

en la pista curvada	$\sigma_{\max g} := \frac{3 \cdot P_b}{2 \cdot S_g}$	$\sigma_{\max g} = 3.750 \times 10^9 \text{ Pa}$
---------------------	--	--

Donde es interesante notar el efecto de la pista plana, que tiene una superficie de contacto menor y por lo tanto mayor concentración de esfuerzo.

DEFORMACIONES PERMANENTES

Aplicando la formula de Palmgren a ambas pistas, la plana y la curvada:

$$\delta_{pf} := 1.3 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{P_b^2}{D_b} \cdot \frac{1}{R_b} \cdot \frac{1}{R_b} \cdot \frac{1}{N^2} \cdot \text{mm}^4$$

$$\delta_{pg} := 1.3 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{P_b^2}{D_b} \cdot \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_g} \right) \cdot \frac{1}{R_b} \cdot \frac{\delta_{pf}}{N^2} \cdot \text{mm} = 2.41 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\delta_{pg} = 1.15 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

$$\frac{\delta_{pf}}{0.0001 \cdot D_b} = 2.180$$

$$\frac{\delta_{pg}}{0.0001 \cdot D_b} = 0.104$$

$$\frac{\delta_{pf}}{\delta_f} = 0.066$$

$$\frac{\delta_{pg}}{\delta_g} = 3.976 \times 10^{-3}$$

TENSIONES DEBAJO DE LA SUPERFICIE

El primer paso para calcular el esfuerzo debajo de la superficie es comprobar cuanto es estirada la elipse de contacto:

$$\begin{array}{lll} r_f := \frac{b_f}{a_f} & r_f = 1.00 & \text{para la pista plana el este ratio es igual a} \\ & & \text{uno, porque la elipse de contacto es un} \\ & & \text{círculo} \\ r_g := \frac{b_g}{a_g} & r_g = 0.65 & \text{en la pista curvada la elipse es alargada a} \\ & & \text{lo largo de la curvatura} \end{array}$$

Entonces, de la literatura se puede calcular el máximo cortante ortogonal y su profundidad debajo de la superficie:

$$\tau_{of} := \frac{0.43}{2} \cdot \sigma_{maxf}$$

$$z_{of} := 0.350 \cdot b_f$$

$$\tau_{og} := \frac{0.498}{2} \cdot \sigma_{maxg}$$

$$z_{og} := 0.495 \cdot b_g$$

El máximo cortante en la pista plana (1271 Mpa) esta por encima de la resistencia del material (957 MPa).El cortante máximo en la pista curvada (933 Mpa) esta por debajo del limite.

$$\tau_{of} = 1.271 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$\tau_{og} = 9.337 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$z_{of} = 0.157 \text{ mm}$$

$$z_{og} = 0.225 \text{ mm}$$

La profundidad en la cual se espera que las grietas aparezcan es igual a 0.157 mm, muy cercano a la superficie

CARGA DINAMICA

Para predecir la duración de un rodamiento se usa normalmente la siguiente fórmula:

$$Life_{10} := \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$Life_{10}$ = Vida con un 90% de fiabilidad, en millones de revoluciones

C = Carga dinámica

P = Carga aplicada

Entonces la vida puede ser calculada conociendo la carga dinámica.

Primero se mira la capacidad de carga dinámica de un rodamiento estándar, esto es el rodamiento normal SKF con ambas pistas curvadas.

El catalogo de SKF da una carga dinámica igual a 49400 N.

Las normas BS 5512:1991 e ISO 76:1987 proveen la siguiente fórmula para calcular la carga dinámica de rodamientos:

$$C_d := 1.3 \cdot f_c \cdot N_b^{\frac{2}{3}} \cdot D_b^{1.8}$$

donde

C_d = carga dinámica

f_c = un factor que depende de la geometría del rodamiento, la precisión con la que los componentes son hechos, y el material. Se dan diferentes valores en la siguiente tabla y se aplican a rodamientos con una pista curvada no mayor de 0.54 veces el diámetro de la bola

Ratio entre el diámetro de la
bola y el diámetro del set de
bolas, en mm

factor f_c

ratio :=	0.01	factor :=	36.7
	0.02		45.2
	0.03		51.1
	0.04		55.7
	0.05		59.5
	0.06		62.9
	0.07		65.8
	0.08		68.5
	0.09		71
	0.1		73.3
	0.11		75.4
	0.12		77.4
	0.13		79.3
	0.14		81.1
	0.15		82.7
	0.16		84.4
	0.17		85.9
	0.18		87.4
	0.19		88.8
	0.2		90.2

$$r := \frac{D_b}{D_m} \quad r = 0.173 \quad \text{entonces} \quad f_c := 86.3$$

y

$$C_d := 1.3 \cdot f_c \cdot N_b^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{D_b}{\text{mm}} \right)^{1.8} \cdot N \quad C_d = 49213 \text{ N}$$

Número que esta muy cercano al del catalogo de SKF (49400 N).

Sin embargo, la formula se aplica a un rodamiento axial de bolas con pistas curvadas, no se puede usar para pistas planas.

Ahora se calcula la carga dinámica para una pista curvada de un rodamiento estándar, dada la carga dinámica del rodamiento entero.

La vida de un conjunto es siempre menor que la vida mas corta de los componentes por separado, y de acuerdo con esta teoría de probabilidad aplicada a los rodamientos, se pueden escribir las siguientes relaciones:

$$\frac{1}{L_w^e} := \frac{1}{L_s^e} + \frac{1}{L_s^e} \quad \blacksquare$$

Donde L_W es la vida del rodamiento completo, compuesto de dos pistas curvadas, y L_S es la vida de cada pista por separado. El exponente e es igual a $10/9 = 1.1$ para rodamientos de bolas. La vida de las bolas se ignora. Recordando la fórmula básica de la vida:

$$\frac{1}{\left[\left(\frac{C_W}{P}\right)^3\right]^{1.1}} := \frac{2}{\left[\left(\frac{C_g}{P}\right)^3\right]^{1.1}} \quad \blacksquare$$

donde

C_W es la carga dinámica para todo el rodamiento dada por el catalogo de SKF

$$C_W := 49400 \cdot N$$

C_g es la carga dinámica para una pista curvada, ahora desconocida.

P es la carga aplicada. Resolviendo la ecuación:

$$C_g := C_W \cdot \left(2^{\frac{9}{10}}\right)^{\frac{1}{3}} \quad \boxed{C_g = 60819 \text{ N}}$$

Mayor que la carga dinámica para el rodamiento al completo como se esperaba.

La ecuación fundamental de Lundberg -Palmgren se aplica en el siguiente apartado a las dos pistas, plana y curvada, obteniendo un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas: La carga dinámica de la pista plana y el factor M relacionado con las propiedades del material. Eliminando M, la carga dinámica de la pista plana se puede obtener.

Lundberg -Palmgren fórmula:

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) := M \cdot \frac{\tau_o^{\frac{31}{3}} \cdot N_c^{\frac{10}{9}}}{z_o^{\frac{7}{3}}} \cdot V$$

El número de ciclos N_c es igual al numero de bolas por el numero de vueltas. Además como el objetivo es despejar la carga dinámica de la fórmula, por su definición el número de revoluciones es un millón, y la probabilidad de supervivencia S es 90%

$$N_c := 10^6 \cdot N_b \quad \ln\left(\frac{1}{0.90}\right) = 0.105$$

El volumen V se puede considerar limitado por el ancho 2a de la elipse de contacto, la profundidad z_o , y la longitud del camino:

$$V := 2a \cdot z_o \cdot \pi \cdot D_m$$

con estos cambios:

$$0.105 := M \cdot \left(10^6 \cdot N_b\right)^{\frac{10}{9}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot D_m \cdot \frac{\tau_o^{\frac{31}{3}} \cdot a^{\frac{4}{3}}}{z_o^{\frac{4}{3}}}$$

El objetivo de este procedimiento es encontrar la carga dinámica, pero en la anterior ecuación no aparecen cargas. Sin embargo, τ_o , a y z_o dependen de la carga aplicada:

$$\tau_o := T \cdot \sigma_{\max}$$

Donde T depende solo de la geometría de los dos cuerpos en contacto, y se puede calcular bien de la literatura existente o de los resultados ya obtenidos.

$$T_f := \frac{\tau_{of}}{\sigma_{\max f}} \quad T_g := \frac{\tau_{og}}{\sigma_{\max g}} \quad T_f = 0.215 \quad T_g = 0.249$$

and

$$\sigma_{\max} := \frac{3P_b}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad a := 0.0236 \cdot a' \cdot \left(\frac{P_b}{\Sigma \rho} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$z_o := \zeta \cdot b \quad b := 0.0236 \cdot b' \cdot \left(\frac{P_b}{\Sigma \rho} \right)^{\frac{1}{3}}$$

donde ζ se puede sacar de la literatura o de resultados previos:

$$\zeta_f := \frac{z_{of}}{b_f} \quad \zeta_g := \frac{z_{og}}{b_g} \quad \zeta_f = 0.35 \quad \zeta_g = 0.495$$

con todo esto la ecuación queda:

$$0.105 := 2.07 \cdot 10^{38} M \cdot N_b^{\frac{10}{9}} \cdot D_m \cdot \frac{T^{\frac{31}{3}} \cdot P_b^{\frac{30}{9}} \cdot \Sigma \rho^{\frac{63}{9}}}{\zeta^{\frac{4}{3}} \cdot a'^{\frac{28}{3}} \cdot b'^{\frac{35}{3}}}$$

aislando P_b

$$P_b := 1.627 \cdot 10^{-12} \cdot \left(\frac{\zeta^{\frac{4}{3}} \cdot a'^{\frac{28}{3}} \cdot b'^{\frac{35}{3}}}{M \cdot N_b^{\frac{10}{9}} \cdot D_m^{\frac{31}{3}} \cdot T^{\frac{63}{9}} \cdot \Sigma \rho^{\frac{63}{9}}} \right)^{\frac{9}{30}}$$

Multiplicando por el numero de bolas N_b , finalmente se obtiene una expresión para la carga dinámica:

$$C := 1.627 \cdot 10^{-12} \cdot \left(\frac{N_b^{\frac{20}{9}} \cdot \zeta^{\frac{4}{3}} \cdot a'^{\frac{28}{3}} \cdot b'^{\frac{35}{3}}}{M \cdot D_m^{\frac{31}{3}} \cdot T^{\frac{63}{9}} \cdot \Sigma \rho^{\frac{63}{9}}} \right)^{\frac{9}{30}}$$

Todos los valores son conocidos, excepto M que es un factor dependiente de las propiedades del material. Sin embargo, la formula de arriba es general y se puede aplicar tanto a la pista plana como a la curva.

$$C_f := 1.627 \cdot 10^{-12} \cdot \left(\frac{N_b^{\frac{20}{9}} \cdot \zeta_f^{\frac{4}{3}} \cdot a_f^{\frac{28}{3}} \cdot b_f^{\frac{35}{3}}}{M \cdot D_m \cdot T_f^{\frac{31}{3}} \cdot \Sigma \rho_f^{\frac{63}{9}}} \right)^{\frac{9}{30}} \blacksquare$$

$$C_g := 1.627 \cdot 10^{-12} \cdot \left(\frac{N_b^{\frac{20}{9}} \cdot \zeta_g^{\frac{4}{3}} \cdot a_g^{\frac{28}{3}} \cdot b_g^{\frac{35}{3}}}{M \cdot D_m \cdot T_g^{\frac{31}{3}} \cdot \Sigma \rho_g^{\frac{63}{9}}} \right)^{\frac{9}{30}} \blacksquare$$

dividiendo el primero por el segundo:

$$\frac{C_f}{C_g} := \left[\frac{\left(\frac{\zeta_f}{\zeta_g} \right)^{\frac{4}{3}} \cdot \left(\frac{a'_f}{a'_g} \right)^{\frac{28}{3}} \cdot \left(\frac{b'_f}{b'_g} \right)^{\frac{35}{3}}}{\left(\frac{T_f}{T_g} \right)^{\frac{31}{3}} \cdot \left(\frac{\Sigma \rho_f}{\Sigma \rho_g} \right)^{\frac{63}{9}}} \right]^{\frac{9}{30}} \blacksquare$$

aislando C_f

$$C_f := C_g \cdot \frac{\left(\frac{\zeta_f}{\zeta_g} \right)^{0.4} \cdot \left(\frac{a'_f}{a'_g} \right)^{2.8} \cdot \left(\frac{b'_f}{b'_g} \right)^{3.5}}{\left(\frac{T_f}{T_g} \right)^{3.1} \cdot \left(\frac{\Sigma \rho_f}{\Sigma \rho_g} \right)^{2.1}}$$

resolviendo la ecuación

$$C_f = 23154 \text{ N}$$

Finalmente la carga dinámica de la pista plana se ha obtenido y es mucho menor que la de la pista curvada (60819 N)

PREDICCIONES DE VIDA

Ahora que la carga dinámica de la pista plana es conocida, la formula básica se puede aplicar para estimar la vida del componente.

Indicando con L_{50} la vida correspondiente al 50% de probabilidad de fallo y con L_{90} la vida correspondiente a un 90% de probabilidad de fallo:

$$L_{50f} := 5 \left(\frac{C_f}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{\Omega \cdot \frac{60}{\text{hr}}} \quad L_{50f} = 32 \text{ hr}$$

$$L_{50g} := 5 \left(\frac{C_g}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{\Omega \cdot \frac{60}{\text{hr}}} \quad L_{50g} = 24 \text{ day}$$

$$L_{90f} := 14 \left(\frac{C_f}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{\Omega \cdot \frac{60}{\text{hr}}} \quad L_{90f} = 90 \text{ hr}$$

$$L_{90g} := 14 \left(\frac{C_g}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{\Omega \cdot \frac{60}{\text{hr}}} \quad L_{90g} = 68 \text{ day}$$

Donde los coeficientes 5 y 14 se han aplicado basándose en la distribución de vida a fatiga. Por lo tanto en el mejor caso el test se calcula que durara alrededor de 32 horas (50% probabilidad de fallo), en el peor caso serán mas de 90 horas (90% probabilidad de fallo).

Es importante notar que la vida esperada de la pista curvada es 18 veces mayor que la de la pista plana. Esto es un buen resultado, que garantiza que se pueden realizar un buen numero de ensayos sin necesidad de cambiar mas partes que la pista plana.

$$\frac{L_{50g}}{L_{50f}} = 18.1$$

La siguiente grafica muestra la curva del numero de horas hasta el fallo para un 90% de probabilidad de fallo en función de la carga aplicada. Se puede ver que cuando mayor es la carga aplicada, menor es el tiempo de fallo. Menos de cien horas son tiempos razonables para el experimento de fatiga. Pero la carga debe ser menor que el punto de máxima capacidad de carga estática.

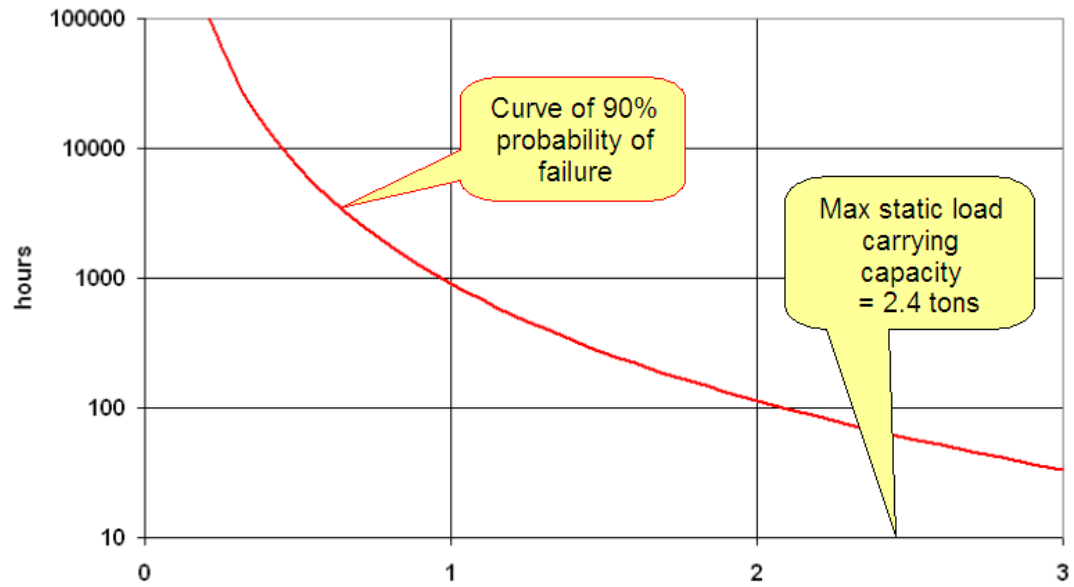


Figura 16: Curva de fallo

4.1.2 Rodamiento del experimento

Finalmente el rodamiento seleccionado teniendo en cuenta todas las consideraciones y los cálculos realizados es del catalogo de SKF un rodamiento axial de bolas 51210 para la pista curvada y el set de bolas y un rodamiento axial de rodillos 81210TN

Especificaciones técnicas:

Diámetro interno $d = 50$ mm

Diámetro externo $D = 78$ mm

Numero de bolas $Z = 14$

4.2 Banco de pruebas

El banco de pruebas esta diseñado para simular las condiciones de funcionamiento reales. Se sigue un proceso de diseño y se ha escogido la mejor opción en términos de viabilidad, características de funcionamiento, facilidad de fabricación y costes. El banco de pruebas ha sido fabricado en la universidad de Cranfield. Se ha tenido en cuenta la disponibilidad de materiales y maquinaria y se han realizado grandes esfuerzos para mantener el coste bajo.

4.2.1 Métodos de fatiga de rodamientos

La experiencia muestra que menos del 10 % de los cambios de rodamientos en la industria se pueden atribuir a la fatiga. El resto de los cambios se realizan por razones y condiciones no relacionadas con la fatiga.

Como el caso de los fallos por fatiga es estadísticamente pequeño, se pueden deducir las siguientes observaciones.

1. La industria del rodamiento esta construyendo rodamientos con la necesaria calidad y diseño.
2. La industria del rodamiento esta continuamente buscando mejoras en la tecnología de los rodamientos
3. Si se realiza un diseño, instalación y lubricación adecuados, los rodamientos fallaran en ultima instancia por fatiga después de un largo servicio.

La fatiga en los rodamientos depende de muchos factores interactivos, como el material de estos, el sistema de lubricación, control de la temperatura, nivel de tensión en el contacto, y otros efectos tanto ambientales como operacionales como el desalineado.

La influencia combinada de factores ambientales y operacionales requiere que el ensayo de laboratorio se realice bajo condiciones que simulen lo mas fielmente posible el ambiente esperado en el servicio. Un modo de fallo generalmente aceptado en rodamientos consiste en una grieta debajo de la superficie debido a un defecto preexistente en una región sometida a una elevada tension tangencial debajo de la zona de contacto seguido de la propagación de la grieta hasta que esta llega a la superficie y aparece una picada. En servicio este proceso normalmente genera un funcionamiento no suave, vibraciones, ruido audible y es esta clase de fenómenos los que se usan para detectar los fallos en los ensayos.

La principal diferencia entre banco de pruebas y las condiciones normales de funcionamiento es el nivel de tensión. En la mayoría de aplicaciones los fallos ocurren después de millones de ciclos de carga, lo cual significa que pueden pasar muchos años. Para dar tiempos razonables a la duración de los test, éstos se realizan normalmente bajo condiciones extremas de carga y de velocidad, donde la fatiga ocurre en horas, días o semanas, en lugar de años.

Las máquinas especiales para ensayos de fatiga de rodamientos frecuentemente operan con niveles de tensión superiores al límite elástico, tienen condiciones de funcionamiento diferentes de las que tienen en la vida real o requieren equipos especialmente caros. Un punto de vista alternativo es que los rodamientos se deben usar con niveles de tensión por debajo del límite elástico pero suficientemente elevados para ser considerados.

4.2.2 Conceptos de diseño de los bancos de prueba de rodamientos

Las máquinas de prueba de fatiga deben ser capaces de someter al rodamiento a condiciones de funcionamiento realistas. Tal condición de funcionamiento incluye la magnitud y el tipo de carga, la velocidad, el modo de lubricación, y la temperatura. En conjunción con la condición del test, el tipo y el tamaño del rodamiento determinarán el tamaño total del banco de pruebas y su sistema de funcionamiento.

Las disposiciones básicas empleadas en la mayoría de los bancos de pruebas estándar incluyen un marco inmóvil, un marco de alojamiento móvil, y un eje solo de prueba sobre el cual están montados los rodamientos. La figura ilustra varias disposiciones usadas para condiciones de carga diferentes: (a) un montaje de

cuatro rodamientos para carga radial, (b) un diseño de tres rodamientos para carga combinada, y (c) un sistema de dos rodamientos para carga axial.

4.2.3 Diseño preliminar

Un banco de pruebas tiene que ser diseñado y construido según el tipo de rodamiento probado. El test tiene que ser capaz de soportar la carga aplicada. Las deformaciones y la desalineación se evitan con una rigidez suficiente tanto en el eje como el alojamiento. El alojamiento debe permitir una colocación apropiada de toda la instrumentación, los transductores de vibraciones/ultrasonidos y termopares.

La carga impuesta combinada con la velocidad de rotación del eje causará fricción en el rodamiento, por lo tanto el motor eléctrico debe producir la potencia y el par adecuados. Dependiendo de la velocidad y el par requerido, el motor eléctrico puede estar unido al eje con un acoplamiento flexible o por una correa, proporcionando el ratio de transmisión apropiada.

Los cuadros siguientes muestran un diseño preliminar del banco de pruebas, pueden observarse las diferentes partes como el bloque sólido, el disco de rotación y el rodamiento de rodillos que actúa como la unión entre el bloque (la parte estática) y el disco rotativo en el cual es colocada la pista curvada del rodamiento. La pista plana es una parte estática asignada en la barra que empuja y en las figuras muestran a los agujeros para localizar los sensores que están colocados en la pista plana.

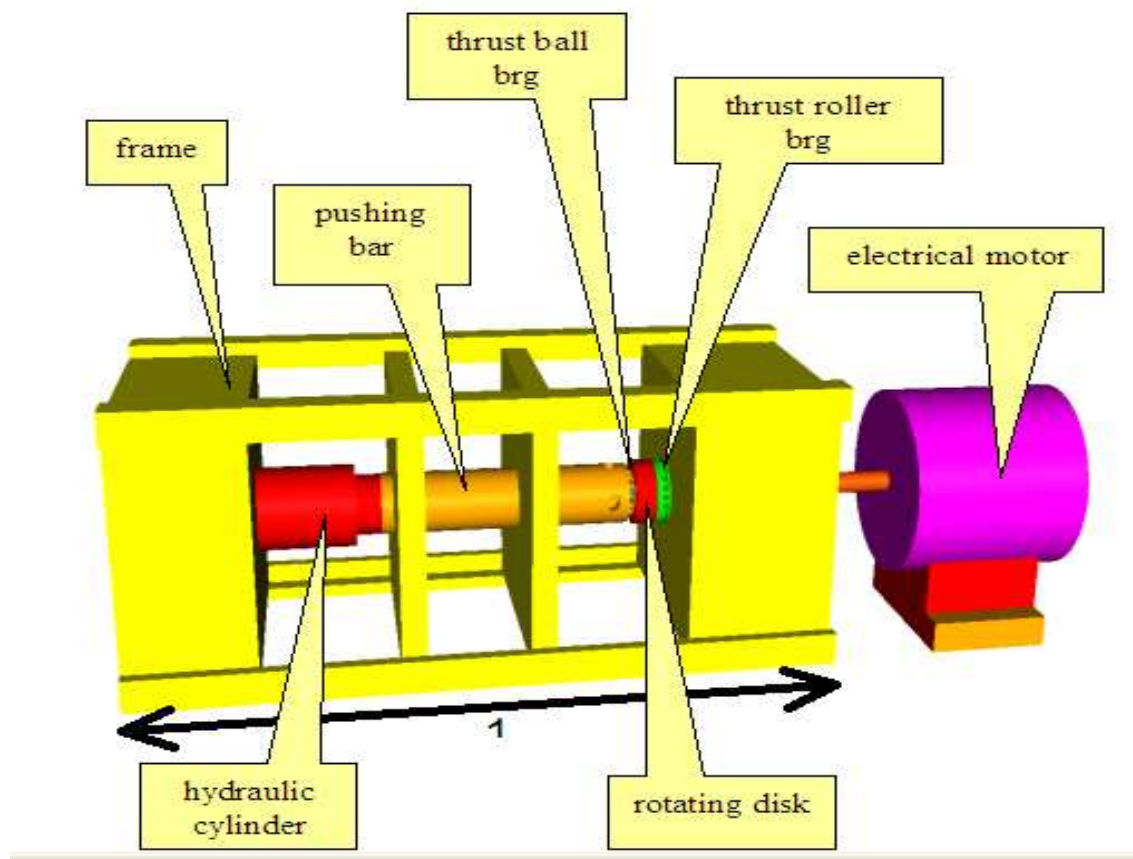


Figura 18: Dibujo del banco de pruebas

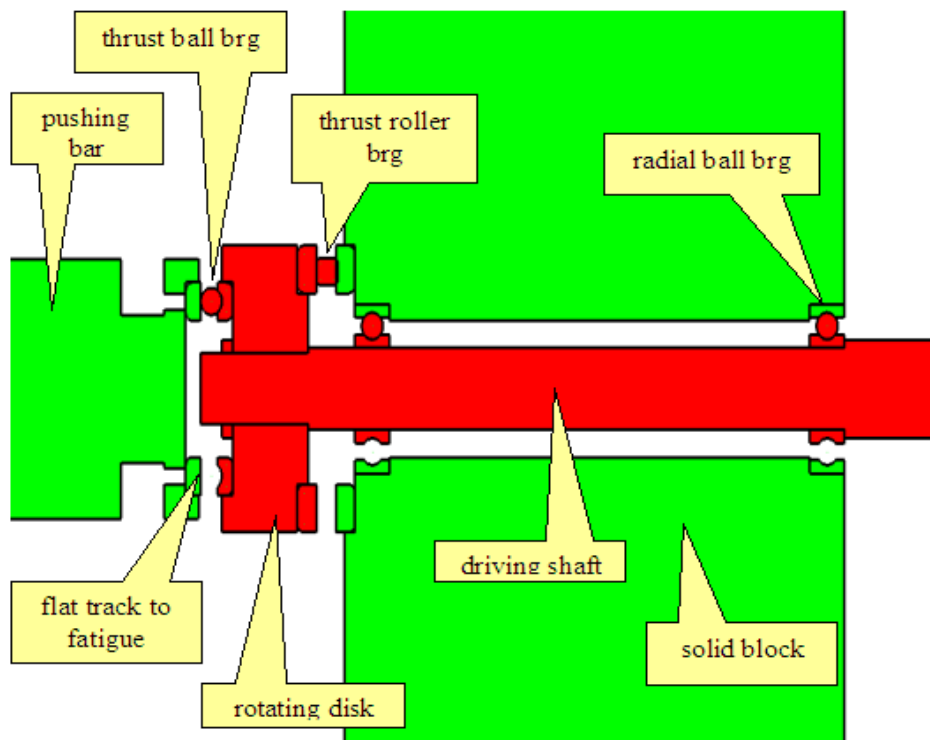


Figura 19: sección longitudinal de las partes centrales.
En rojo, las partes móviles. En verde, las partes estáticas

4.2.4 El banco de pruebas

El banco de pruebas fue diseñado y construido en el centro de fabricación de la universidad de Cranfield. En las siguientes paginas se muestran los diseños y algunas fotos del banco de pruebas antes de su montaje.

El banco de pruebas empleado consta de:

- Motor TEE, motor eléctrico QS 112 MBA-40H con 1.5 KW de potencia a una velocidad de rotación de 700 r.p.m.
- Un acoplamiento flexible(asegurando que no hay desalineación)
- Dos rodamientos alineados que sirven de soporte, localizados en el bloque, SKF 6206/C3
- Un gran rodamiento axial, SKF 81214 TN
- Un disco de rotación
- Lubricación de los rodamientos mediante grasa
- Cilindro hidráulico HI-Force HSS156, capacidad de 14.5 toneladas, presión de trabajo 700 bares
- Bomba hidráulica HI-Force HP 110, bomba de mano, velocidad simple, presión de trabajo 700 bares

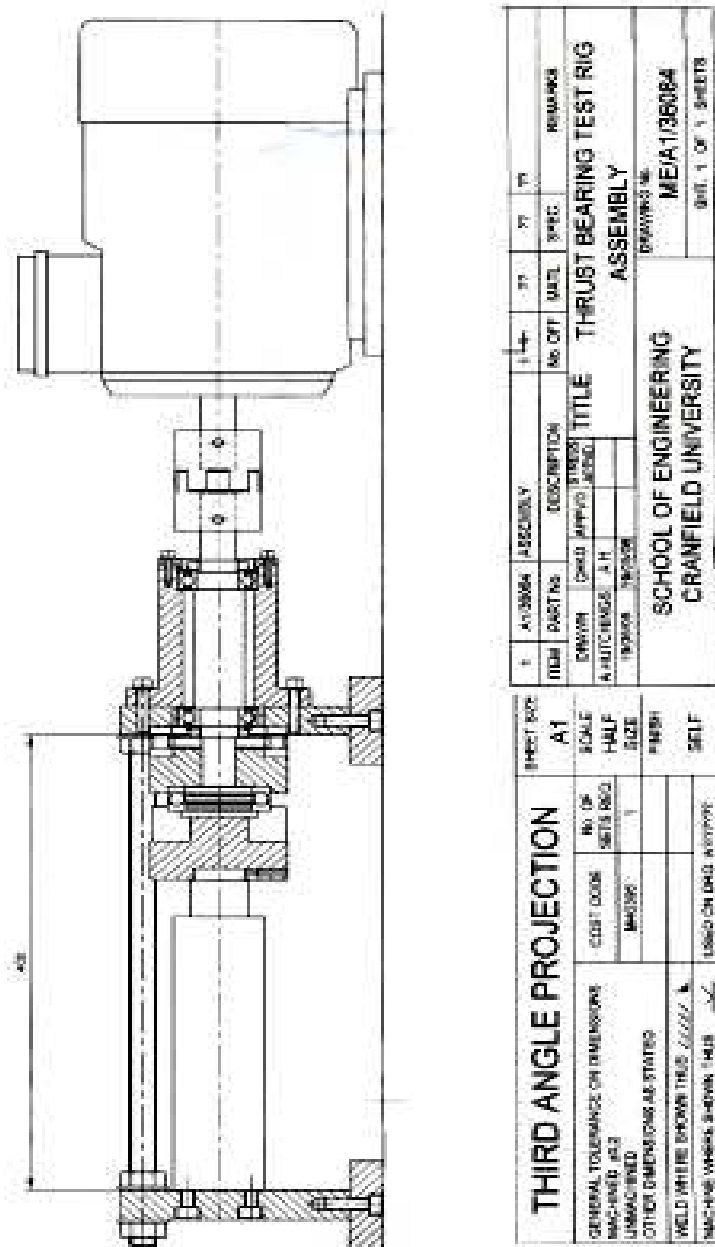


Figura 20 Diseño para fabricación y montaje

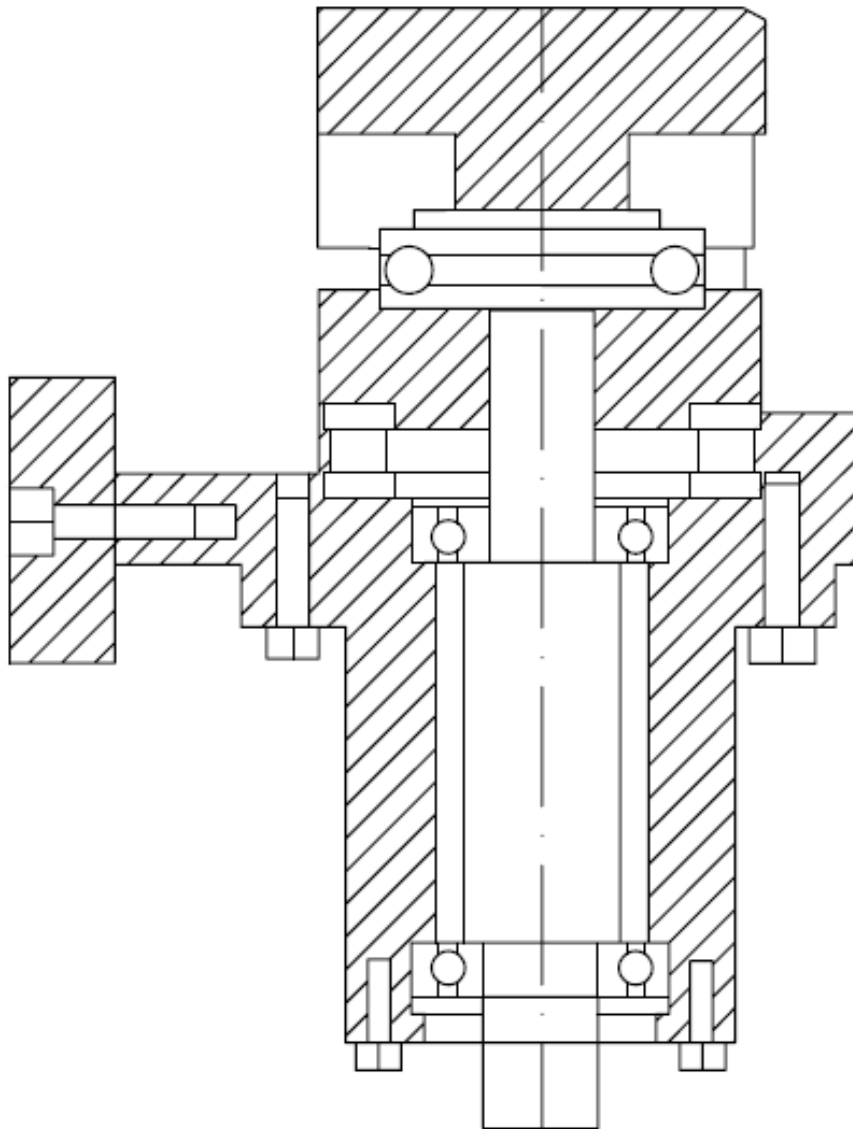


Figura 21: Diseño para fabricación y montaje. Vista del bloque

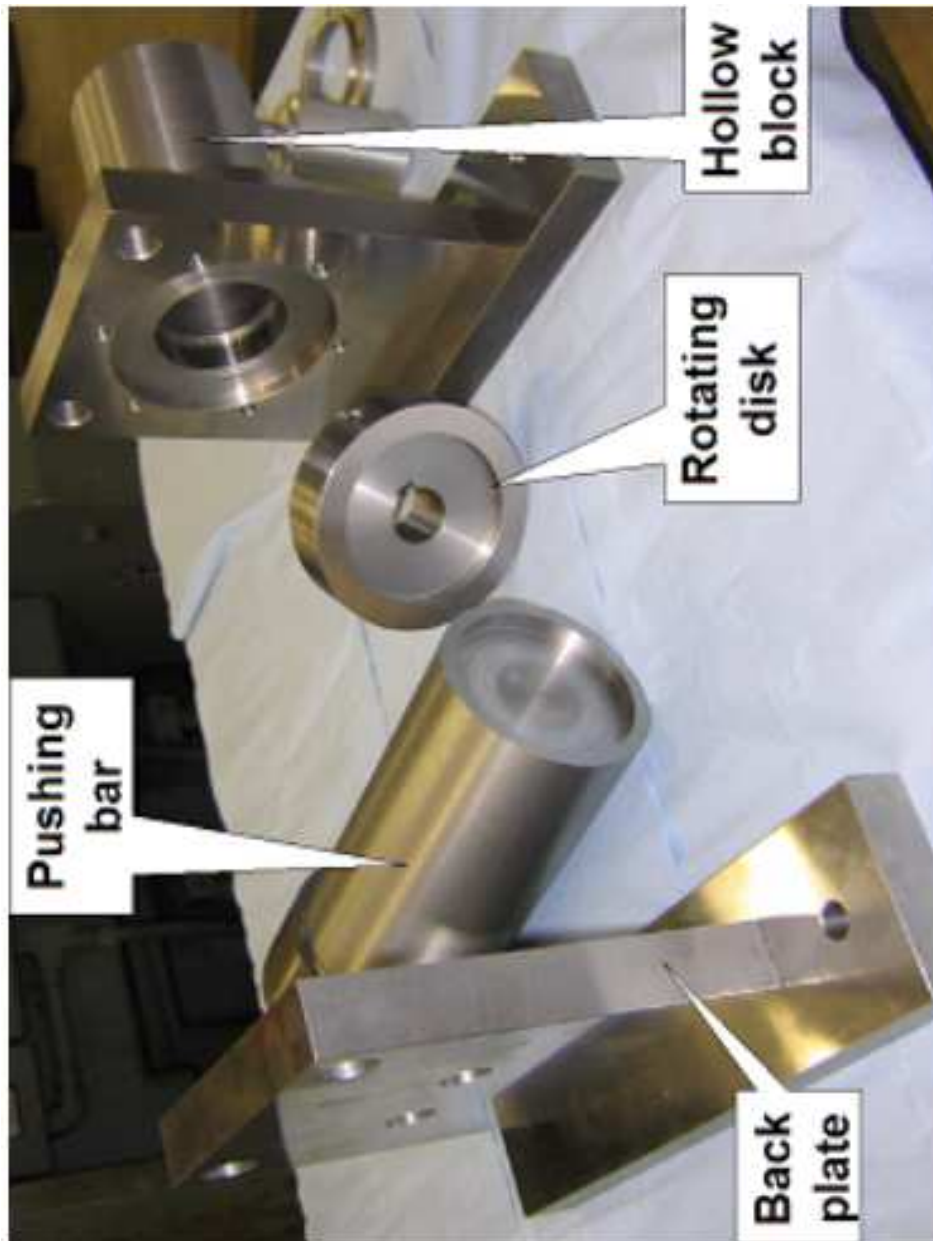


Figura 22 Foto del banco de pruebas antes de su montaje

5. TRABAJO EXPERIMENTAL

Una vez que el banco de pruebas habia sido construido, montado y probado en el laboratorio del School of Mechanical Engineering, el paso siguiente fue proveer de toda la instrumentación para realizar el correcto monitorizado.

El precio de todo el equipo se resume en la tabla siguiente:

DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO
Cilindro hidraulico	1	900 euros
Bancada (incluye motor)	1	4500 euros
Rodamiento	7	20 euros/unidad
Rodamiento axial, SKF 81214 TN	1	120 euros
Software AEwin	1	12000 euros
Sensor de ultrasonidos	4	600 euros/unidad
Preamplificador	2	250 euros/unidad
Sensor de vibraciones	1	400 euros
<i>TOTAL</i>		20960 euros

5.1 Instrumentación

Se emplean dos diferentes sistemas de adquisición de datos, uno para la recopilación de datos de EA y el otro para vibraciones. La instrumentación para EA incluye, transductor, preamplificador, filtro paso banda, amplificador y varios

procesadores de señal digital. En la figura 23 se muestra una vista general del banco de pruebas con la instrumentación.

El hardware usado se llama Physical Acoustics, PCI-2, y es un sistema de adquisición de datos de EA y procesamiento digital de la señal con una tarjeta de 32 bit PCI (Peripheral Component Interconnect). Con 18 bits y 40 MSPS por canal que da superior comportamiento a bajo ruido y bajo umbral. Adicionalmente la capacidad del flujo de datos de la forma de onda se puede obtener permitiendo captar formas de onda realmente largas y transferirlas continuamente al disco duro.

PCI-2 Especificaciones:

- 4 EA channels
- Filters: 4 high pass and 6 low pass
- Max signal Amplitude: 100 dB EA and 99 dB ASL
- ADC type: 18 bit 40 MSPS per channel maximum
- Dynamic range: >85 dB
- Sample rate: computer selectable, up to 40 MSPS
- 2 parametric channels
- Parametric AD resolution: 16 bits
- Parametric Sample Rate: 10 KHz sample rate for each analog parametric
- Time Driven Data Rate: Controlled by software 10 msec to 60 seconds

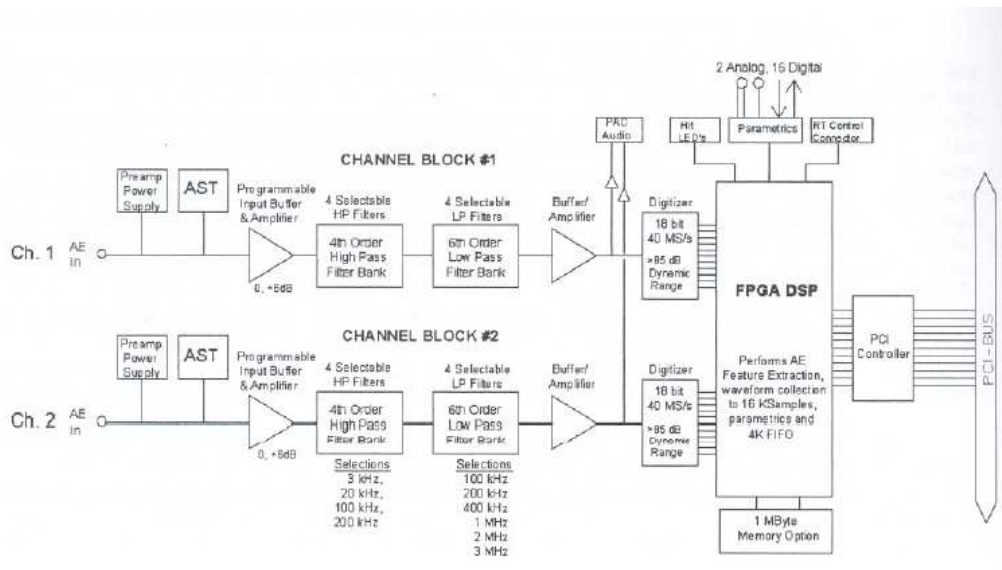


Figura 23: Descripción del diagrama de bloque

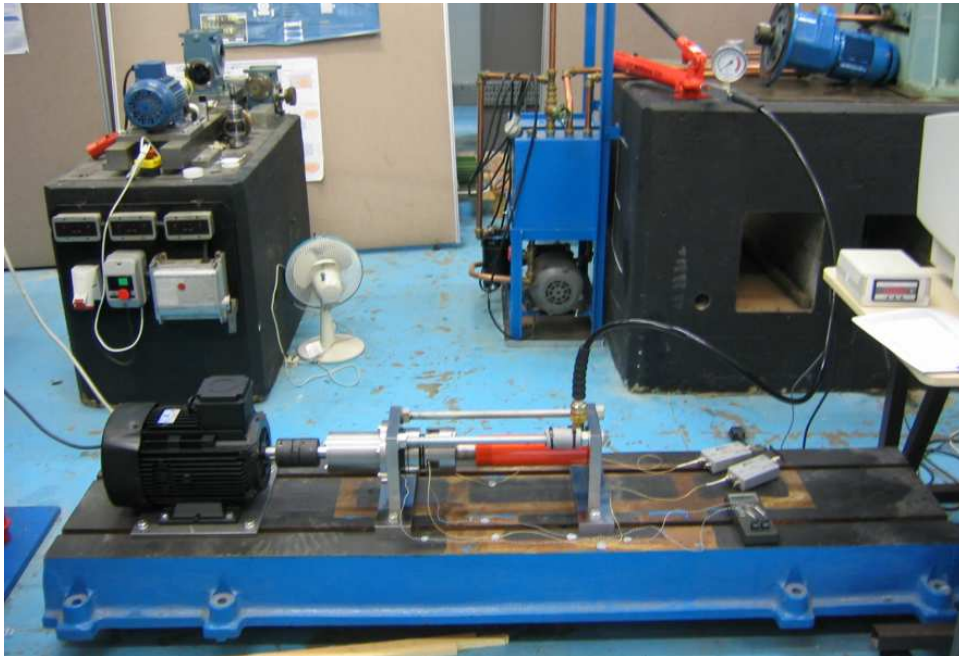


Figura 24: Vista del banco de pruebas

5.1.1 Transductores EA

En los primeros dos tests realizados se colocaron dos transductores en la parte de atrás de la pista de rodadura plana y para el resto de ensayos se usaron dos transductores mas, todos los transductores se colocaron en la pista de rodadura plana de manera que además de detectar la presencia de un fallo en el rodamiento fueran capaces de detectar la posición del fallo dentro de este. Se utilizó un sensor piezoeléctrico (Physical Acoustics Corporation, modelo Pico) con un rango de frecuencias de operación de 100 Khz.-1000 KHZ. Este es un modelo de sensor en miniatura que fue elegido para facilitar la colocación de los sensores en los agujeros hechos en el banco de pruebas para acceder a la pista de rodadura plana.



Figura 25: Sensor en miniatura

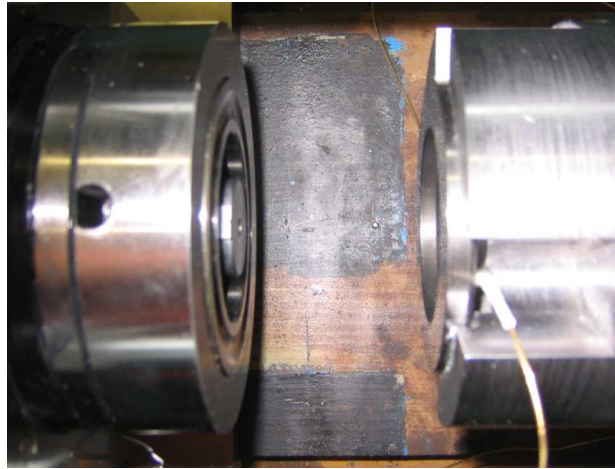


Figura 26: Sensor acústico en pista de rodadura plana

5.1.2 Pre-amplificadores EA

Para suministrar amplificación de la señal acústica producida por el rodamiento se conecta un pre-amplificador directamente al sensor EA por un lado y a una tarjeta de adquisición de datos comercial por el otro lado. Los pre-amplificadores se establecieron con una ganancia de 40 dB



Figura 27: Pre-amplificador

5.1.3 Sistema de adquisición de vibraciones

Se usa un acelerómetro del tipo resonante para la medida de vibraciones. El acelerómetro se conecta al pre-amplificador, y la señal de salida del pre-amplificador se conecta a una tarjeta comercial de adquisición de datos. En la siguiente fotografía, el acelerómetro es el sensor más grande. El acelerómetro se coloca en su hueco pegado a la pista de rodadura plana, paralelo al eje de rotación. Esta es la mejor posición para alojar el acelerómetro, porque con la aparición del fallo, las vibraciones son en esa dirección.

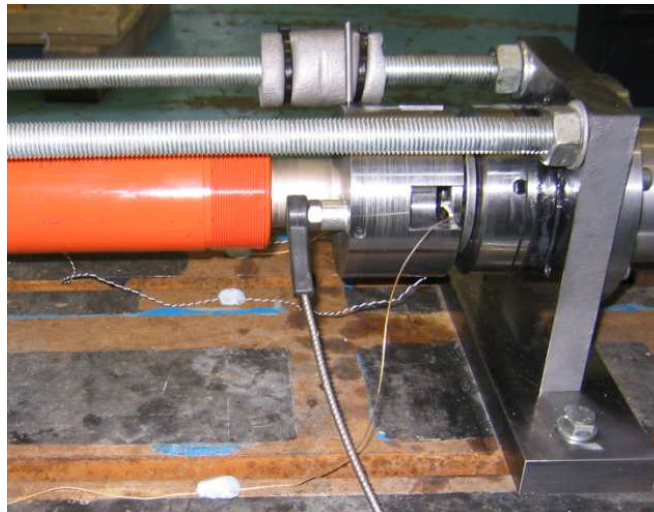


Figura 28: Acelerómetro

5.1.4 Termopar

Una pareja de termopares se uso para medir las temperaturas de la pista de rodadura plana y de la estructura del banco de pruebas más próxima al rodamiento durante todo el transcurso de los experimentos. Con la velocidad y la carga la

temperatura se incrementa debido a la fricción y es muy importante controlar este parámetro, si la temperatura es demasiado alta el test se ha de parar.

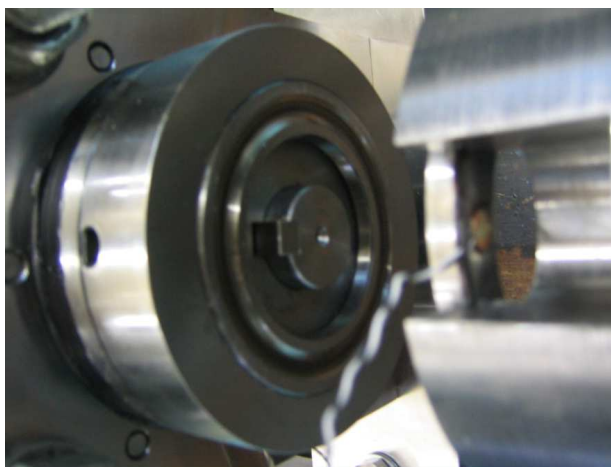


Figura 29: Termopar en pista de rodadura plana



Figura 30: Termopar en estructura

5.1.5 Procesado de la señal

Para estos experimentos, se han usado dos sistemas de adquisición de datos, uno se ha usado para la recopilación de datos procedentes de EA y el otro sistema se ha usado para la recopilación de datos procedentes de las vibraciones. Los parámetros usados en el análisis son RMS(root mean square), amplitud, energía absoluta, ASL (average signal level), conteo, forma de onda y vibraciones, y en los últimos experimentos se ha tratado otro parámetro que es la localización del defecto, calculado mediante cuatro sensores, dispuestos a lo largo de la pista de rodadura. Algunos de los parámetros se comentan en las siguientes líneas:

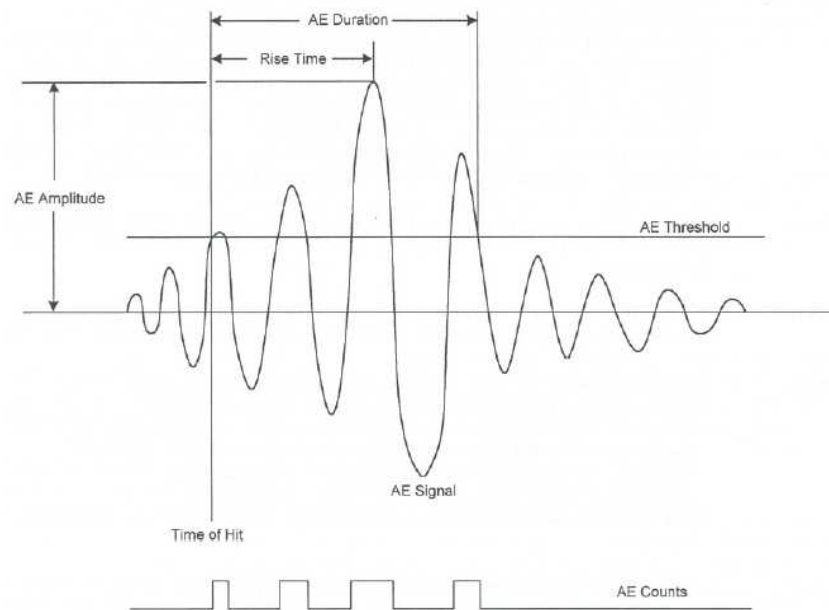


Figura 31: Diagrama de extracción de las características de las ondas EA

- Amplitud: La amplitud EA es la máxima señal EA durante un evento EA. La amplitud se expresa dB usando la relación:
$$\text{dB} = 20 \log (V_{\text{max}}/1\mu\text{-volt}) - (\text{Preamplifier gain in dB})$$
- RMS es un término de energía en ingeniería eléctrica. En términos de EA, el valor instantáneo de voltaje RMS es recogido y procesado con otros rasgos de EA cuando un evento de EA es descubierto. Como se requiere un promedio, un control constante temporal RMS/ASL se proporcionan en las opciones del menú del software para permitir un ajuste entre 10-1000 ms.

- ASL: Nivel medio de la señal, es una media de la amplitud de la señal EA que varia continuamente. ASL sigue la variación de la amplitud y se mide en dB.
- Conteos: Esta característica simplemente cuenta las veces que los valores de EA pasan de un determinado umbral preestablecido.
- Energía Absoluta: La energía absoluta se mide en aJ (attoJulios). Este parámetro es una energía verdadera medida del evento de EA. La energía absoluta se calcula haciendo la integral del voltaje de la señal al cuadrado dividido por una resistencia de referencia (10k ohm) durante la duración del paquete de la forma de onda del EA. Este parámetro esta disponible tanto para eventos como para la opción de control por tiempo. Como parámetro de eventos, este parámetro informa de la energía verdadera contenida en el evento de EA. Como parámetro controlado temporalmente, informa de la energía contenida en el intervalo de tiempo establecido. Como parámetro temporal es muy bueno para monitorizar señales continuas porque es independiente de la actividad basada en eventos.

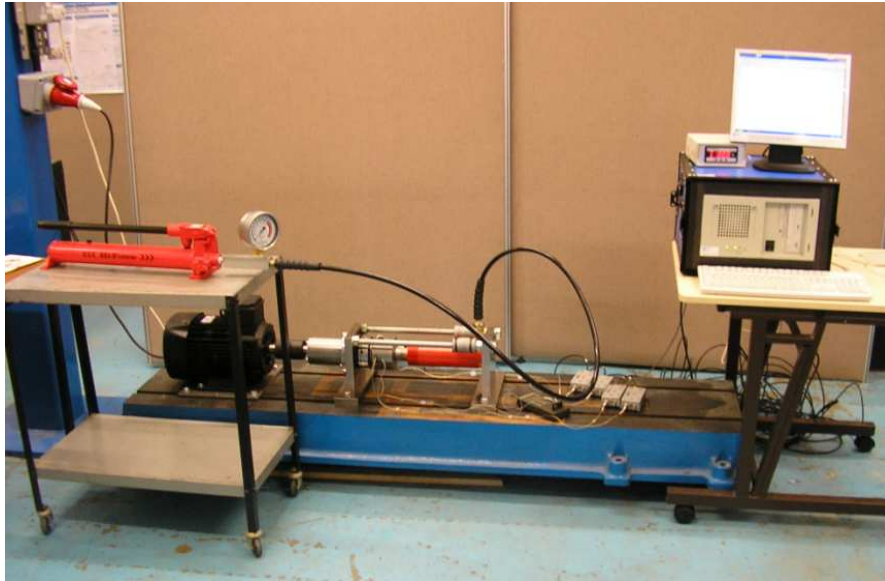


Figura 32: Banco de pruebas y hardware

5.2 Procedimiento experimental

Se trazo una rutina para los experimentos, tratando de mantener condiciones idénticas tanto en el funcionamiento del rodamiento, como en la adquisición de datos. El rodamiento axial de bolas con la pista de rodadura plana se lubrica con grasa y se monta en el banco de pruebas. Se enciende el motor que opera a una velocidad de 700 rpm. El cilindro hidráulico se usa junto con la bomba hidráulica para cargar el rodamiento. Después, se miden los parámetros con el software y se busca alcanzar una línea estable, que represente las condiciones normales de funcionamiento o régimen permanente. Todo incremento en EA o vibración y aumento de temperatura será comparado con esta línea de funcionamiento estable y el test será interrumpido para inspeccionar daños visibles en el rodamiento o partes de él (pista de rodadura plana). Cada vez que se realiza esta operación el rodamiento se limpia de grasa vieja. Si no hay efectos visibles, entonces el

rodamiento se vuelve a montar y se vuelve a lubricar con grasa. La grasa usada es grasa especial para altas temperaturas. El ensayo se realiza hasta que el fallo aparece en el rodamiento. Se toman fotos de los defectos.

Al final es posible comprobar, comparar y analizar los resultados obtenidos con los diferentes sistemas de monitorización empleados, y comparar las técnicas de EA con las de vibraciones.

Las siguientes líneas explican la configuración del software. El programa usado es EAWin. Es un programa para Windows, de adquisición y representación de datos de 32 bits. Eawin usa todos los recursos de Windows. Este programa permite representar y analizar todos los datos recopilados. Es muy intuitivo de usar y tiene gran cantidad de opciones.

Las opciones son configuradas antes del ensayo. En el cuadro de dialogo Standard Channel setup es posible activar o desactivar cada canal y editar cambios para el canal de la forma de onda. En algunos tests se uso dos canales y en otros se usaron cuatro canales. El umbral también se puede fijar en el nivel requerido, normalmente se fijo en 40 dB. Esto significa que la señal queda grabada cuando esta por encima del nivel umbral.

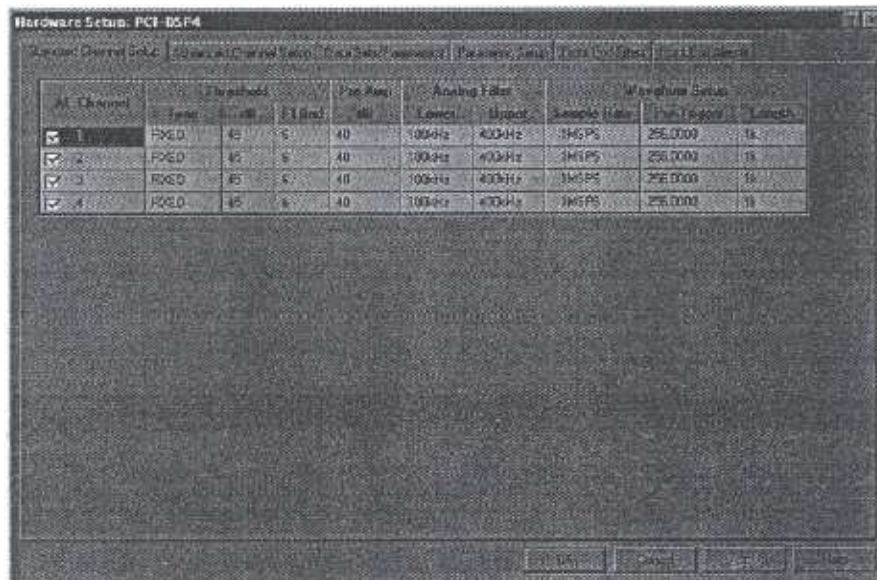


Figura 33: Standard Channel Setup

En la ventana Data Sets/ Parametrics box se seleccionan los parámetros medibles de EA. Estos pueden ser, configuración de datos de eventos, los parámetros normalmente seleccionados son amplitud y conteos. Los parámetros pueden ser también eventos paramétricos como la vibración y también pueden ser datos en canales de control temporal como RMS, ASL y energía absoluta que están siempre seleccionados. En esta caja de diálogo es importante seleccionar el mismo valor para Time Driven Rate y RMS/ASL Time Constant, que significa una adquisición de datos continua durante todo el proceso.

La caja de diálogo Parametric setup permite escalar los voltajes medidos en la entrada paramétrica, vibraciones. Esta se escala comparando con el aparato de vibraciones Standard usado, lo cual permite conocer el valor real de las vibraciones.

La caja Waveform Streaming selecciona un canal para grabar. Cuando se activa, los datos de los canales seleccionados se guardan en un archivo. En los primeros test se seleccionó dos canales y en los últimos se seleccionaron cuatro canales. La opción Record Length es la cantidad de datos que se pueden grabar cuando la opción es activada. Este valor se puede indicar en formato de kilo-samples o milisegundos. Cuando un valor se introduce en su campo, el programa calcula el otro valor automáticamente. El programa siempre fija el valor como el numero de kilo-samples, por lo tanto puede no ser posible obtener un valor exacto en milisegundos. El valor fijado fueron 86 milisegundos que es aproximadamente el tiempo para una vuelta del eje. Un programa llamado Wave Viewer E1.11 se usa para mostrar la forma de onda.

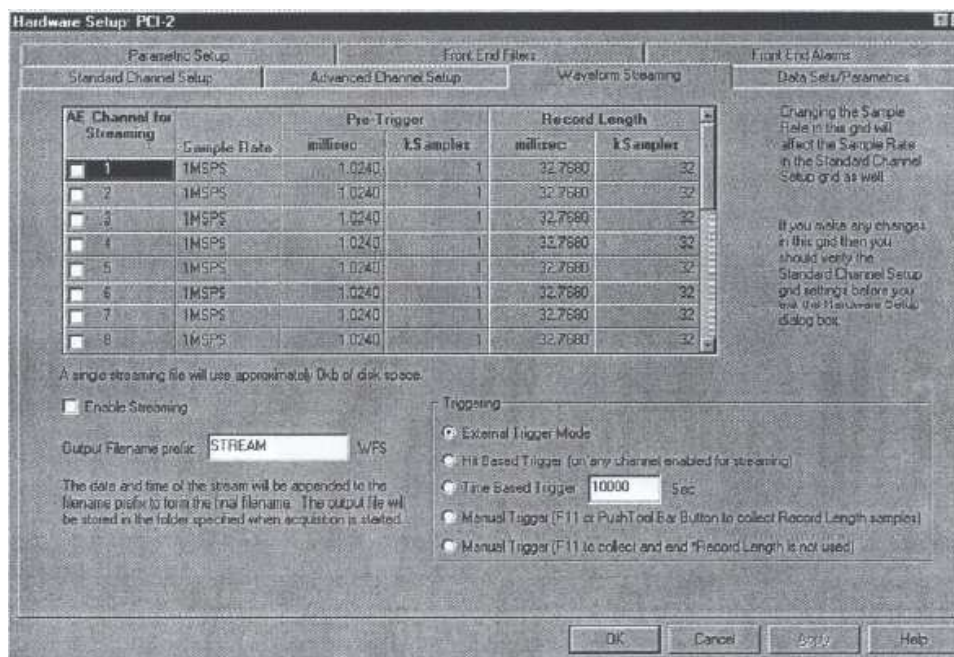


Figura 34: Hardware Setup, opción Waveform Streaming

5.3 Resultados y análisis

En este punto se detallan los siete ensayos realizados y sus resultados. La adquisición de datos se trata con el software y los parámetros son ilustrados con gráficas. Las graficas proporcionan gran cantidad de información relevante y son muy útiles para el análisis de resultados.

Para el análisis de vibraciones hay cuatro frecuencias de interés:

- Paso de la bola por la pista de rodadura exterior. Ball pass outer race (BPO)
- Paso de la bola por la pista de rodadura interior. Ball pass inner race (BPI)
- Giro de la bola. Ball spin (BS)
- Frecuencia de rotacion de la Jaula. Fundamental train (FT).

El rodamiento usado para los tests es un rodamiento axial de bolas, por lo tanto la frecuencia de paso de la bola por la pista de rodadura exterior e interior son la misma, y los defectos se dan en la pista de rodadura plana, por lo que esta es la frecuencia de interés para los experimentos, la frecuencia de paso de la bola. La velocidad de rotación del eje es 700 rpm, entonces:

$$700rpm / 60 = 11.66Hz$$

$$11.66 \times 7 = 81.66Hz$$

La frecuencia de paso de la bola es 81.66Hz. En el dominio temporal el eje realiza una vuelta completa en 85.7 milisegundos y la frecuencia de paso de la bola es en

tiempo 12.2 milisegundos. Por lo tanto si hay un defecto en la pista de rodadura plana, se espera que aparezca en la forma de onda como siete picos por revolución, ya que la frecuencia es siete veces la frecuencia de giro del eje.

5.3.1 Test 1

Se llevo a cabo el 9 de Junio y duro 4 horas y 47 minutos. Umbral = 40 dB. presión alrededor de 150 bares, mínimo 60 bares-máximo 250 bares. Las graficas muestran los primeros 66 minutos cuando la presión estaba alrededor de los 150 bares, hasta el primer aumento en las vibraciones. Las graficas mostradas son Vibraciones, conteo, amplitud y energía absoluta. Se usaron dos sensores.

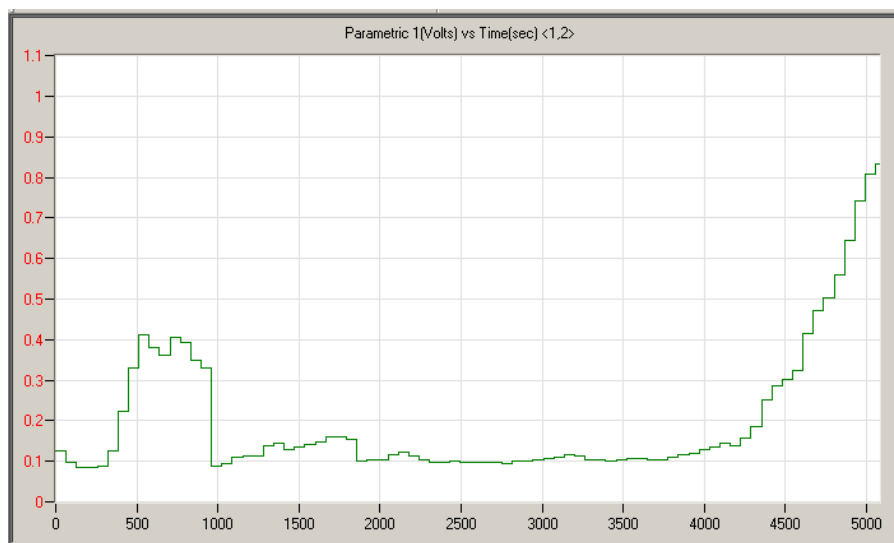


Figura 35: vibración en los primeros 66 minutos

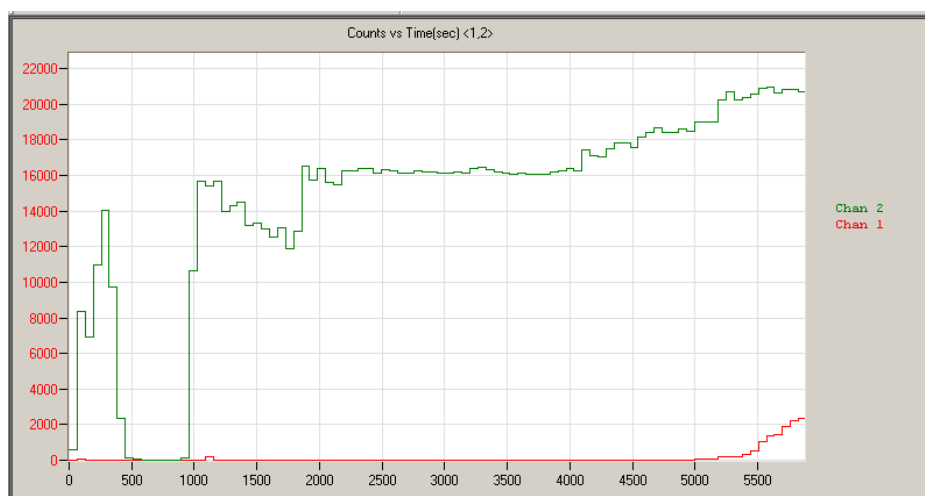


Figura 36: Conteo para los primeros 66 minutos

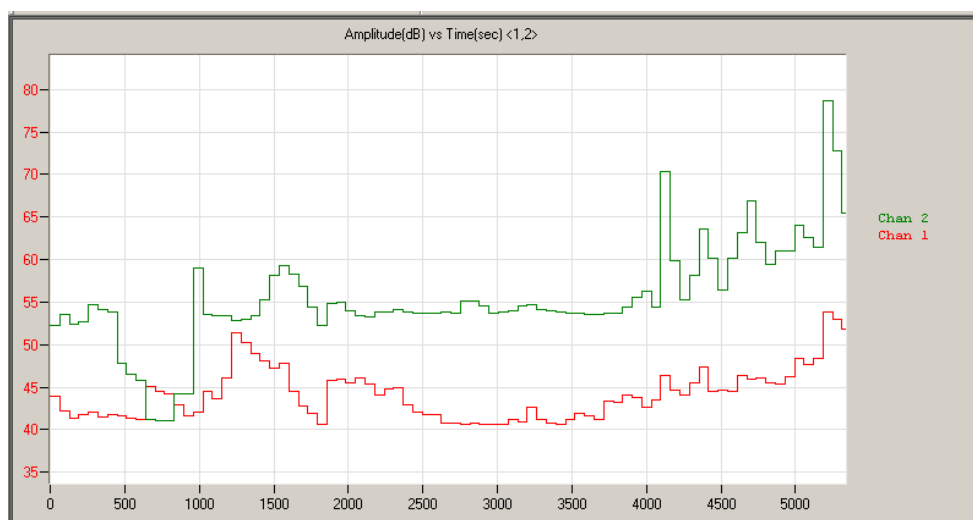


Figura 37: Amplitud para los primeros 66 minutos.

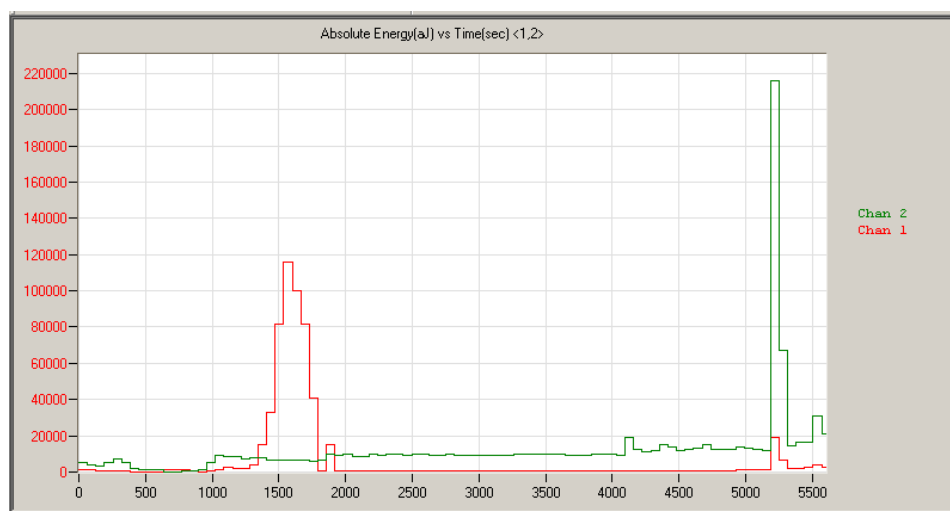


Figura 38: energía absoluta para los primeros 66 minutos.



Figura 39: Comparación entre la pista del rodamiento antes y después del ensayo.



Figura 40: Largo desconchado en la pista de rodadura plana

5.3.2 Test 2

Se realizo el 12 y 13 de junio y duro 7 horas 15 minutos. Umbral 30 dB, presión alrededor de 150 bares variando entre 140 y 160 bares. Las graficas muestran vibración, conteo, amplitud y energía absoluta durante los últimos 75 minutos del experimento, las formas de onda antes del fallo y las curvas presión/temperatura. Se usaron dos sensores.

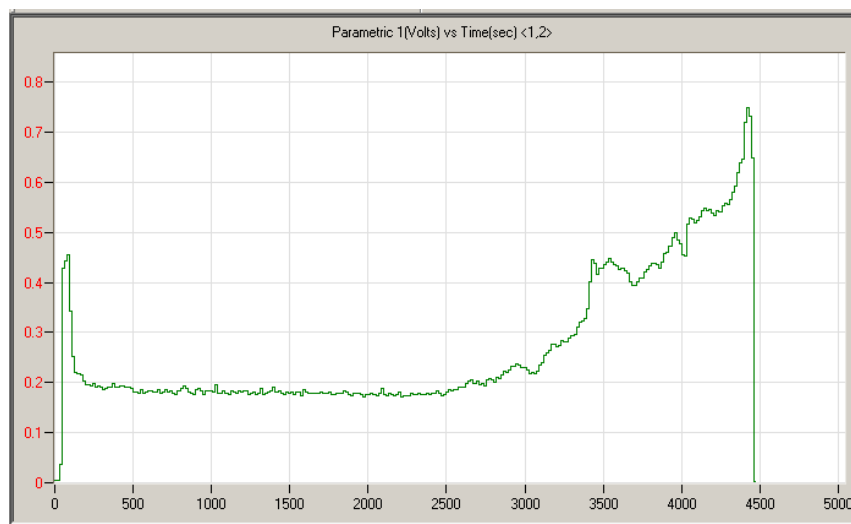


Figura 41: vibración durante los últimos 75 minutos

Trabajo experimental

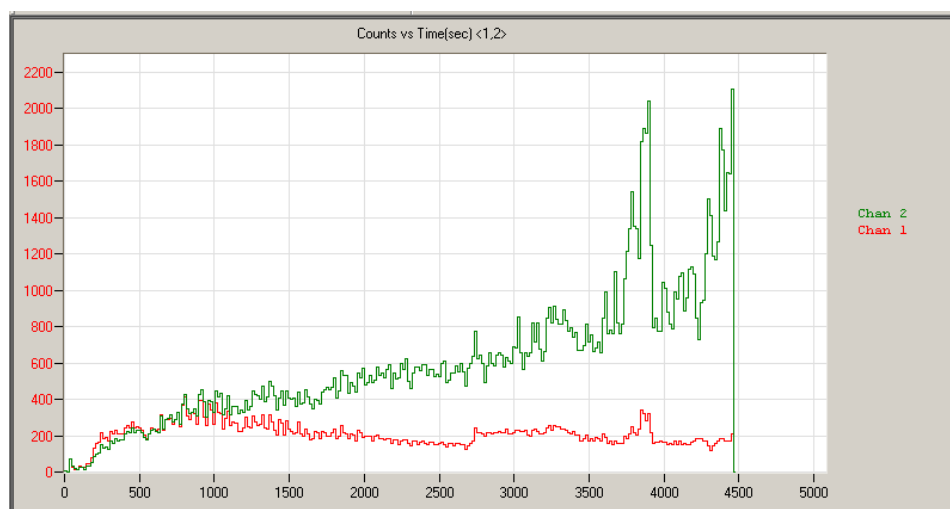


Figura 42: Conteo durante los últimos 75 minutos

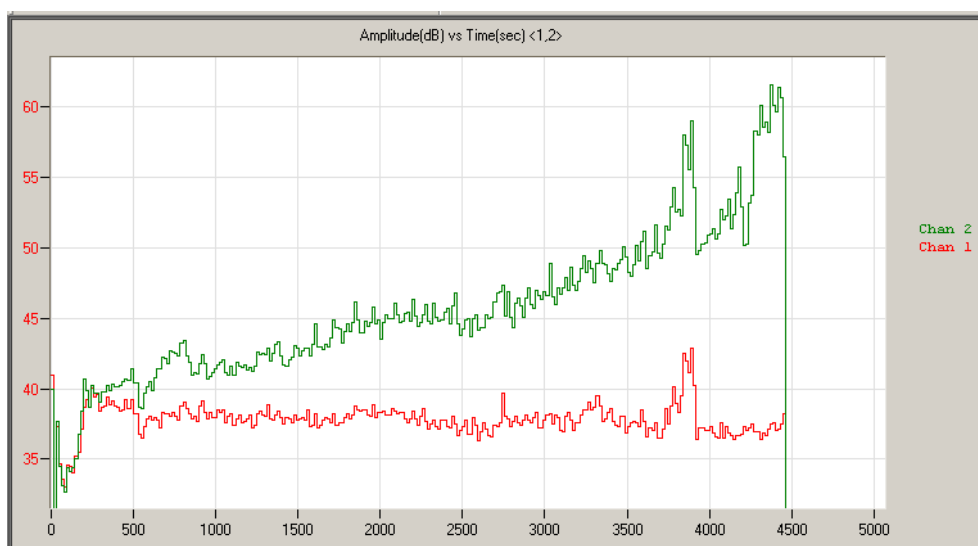


Figura 43: Amplitud durante los últimos 75 minutos

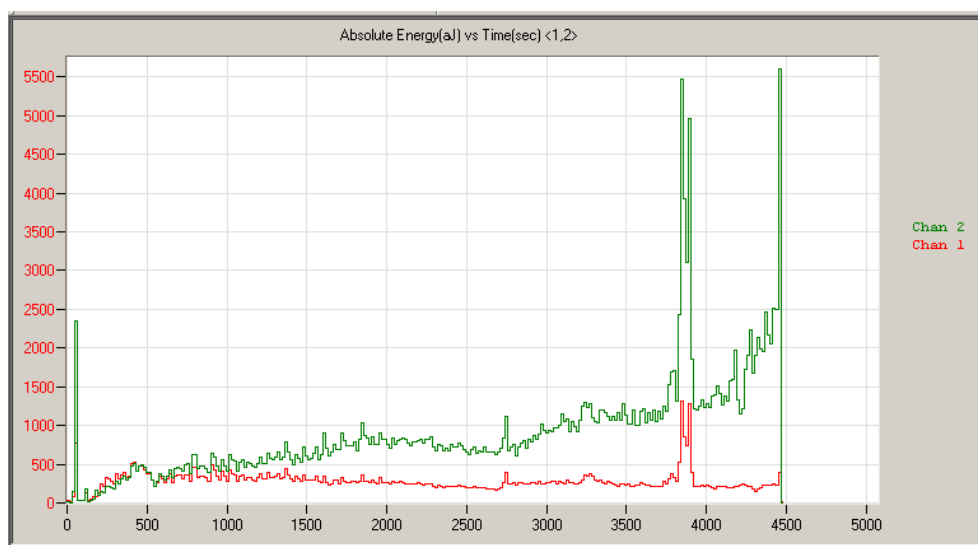


Figura 44: energía absoluta durante los últimos 75 minutos

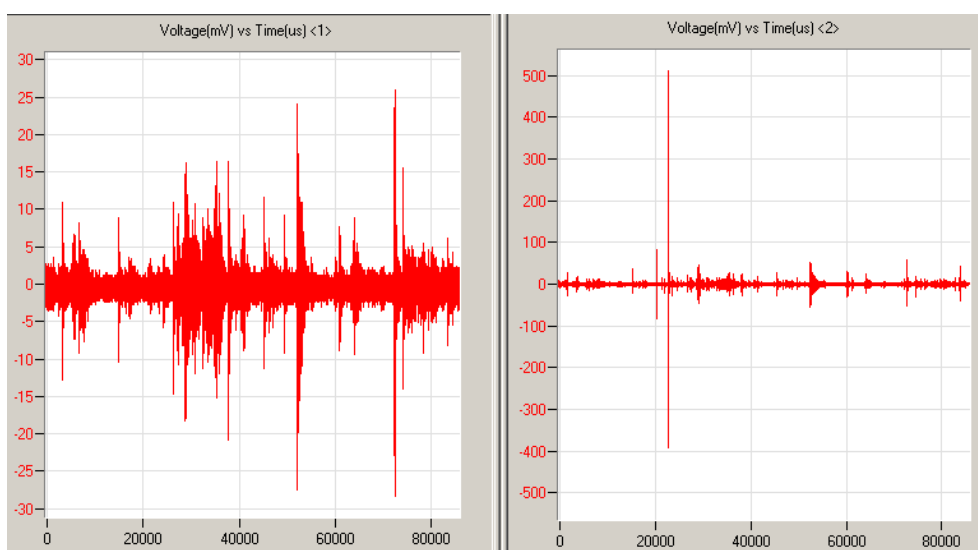


Figura 45: Forma de onda en canales 1 y 2 a 4500 segundos

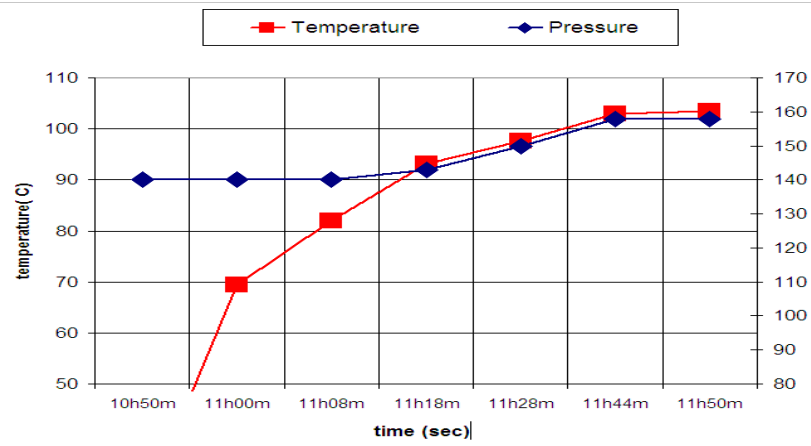


Figura 46: Temperatura/Presión vs. Tiempo



Figura 47: La pista de rodadura plana al final del segundo ensayo

5.3.3 Test 3

Este ensayo se llevo a cabo el 14 de Junio y duro 5 horas y media. Umbral 40 dB. presión 100 bares constante. Temperatura estabilizada alrededor de 100 °C. La actividad de EA aumenta con la temperatura, entonces, alrededor de 1000 segundos después de comenzar el experimento una línea estable se consigue por un corto periodo de tiempo, seguido por unos picos en todas las señales de EA y una pequeña meseta en la grafica de las vibraciones. Después de esto, las señales de EA aumentan y aparecen grandes fluctuaciones hasta el fallo final.

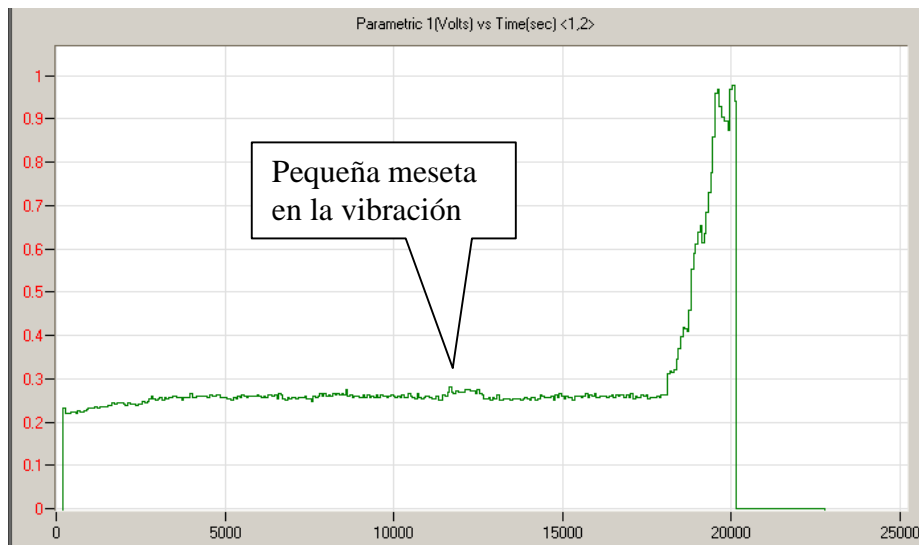


Figura 48: Gráfico de Vibración

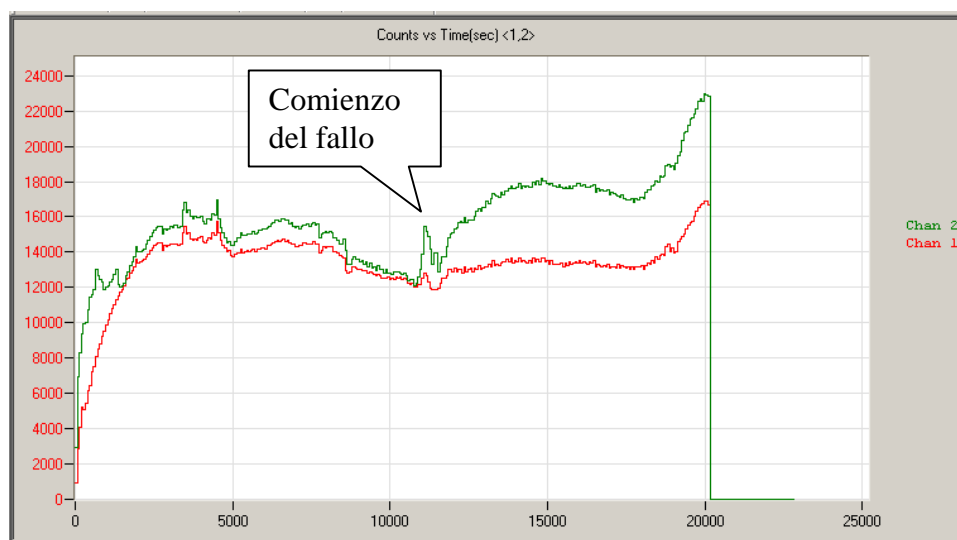


Figura 49: Gráfico de conteo

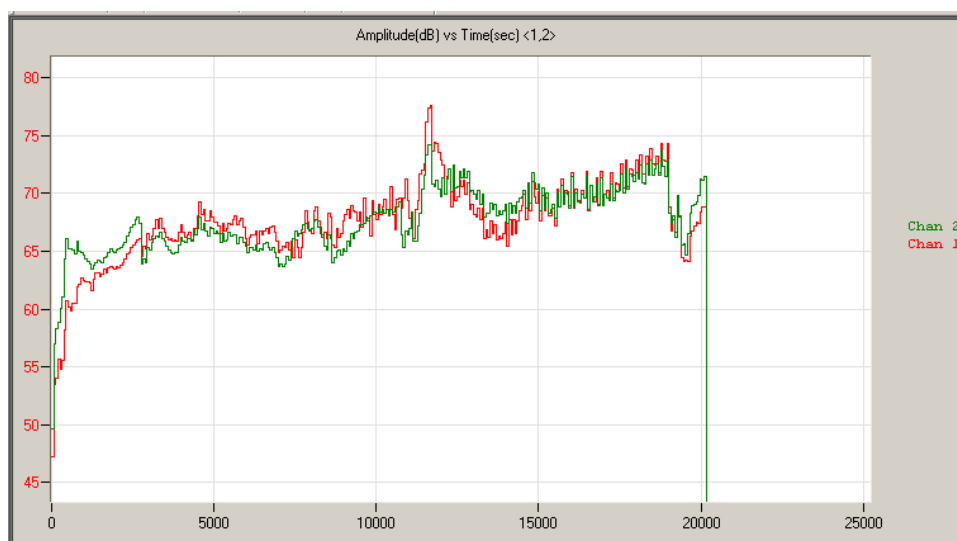


Figura 50: Gráfico de Amplitud

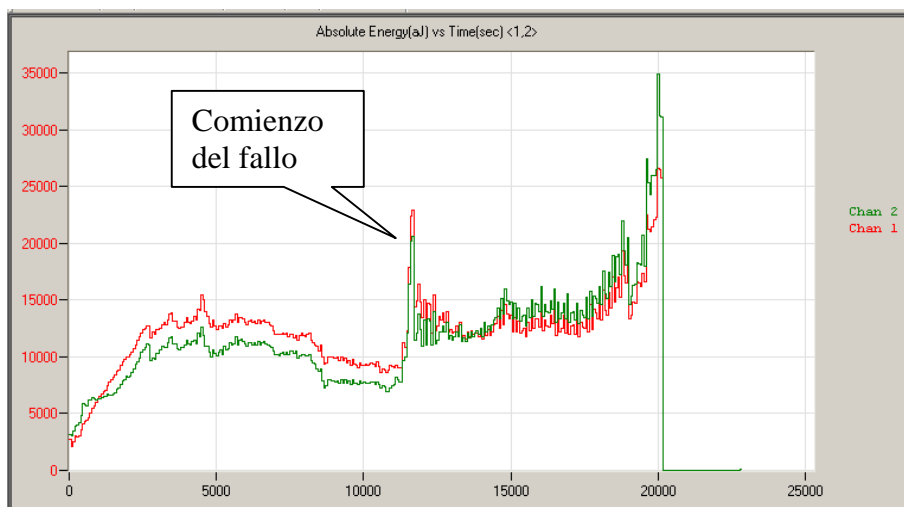


Figura 51: energía Absoluta

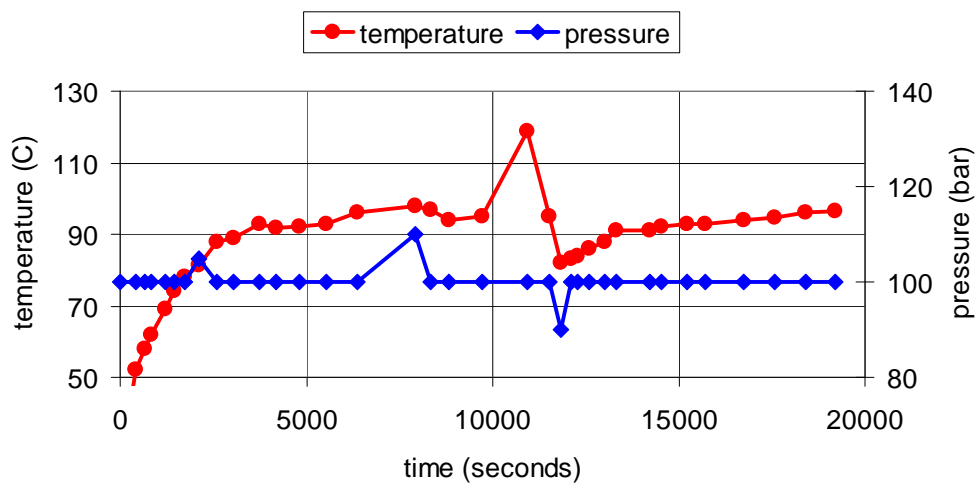


Figura 52: Temperatura/Presión vs. Tiempo

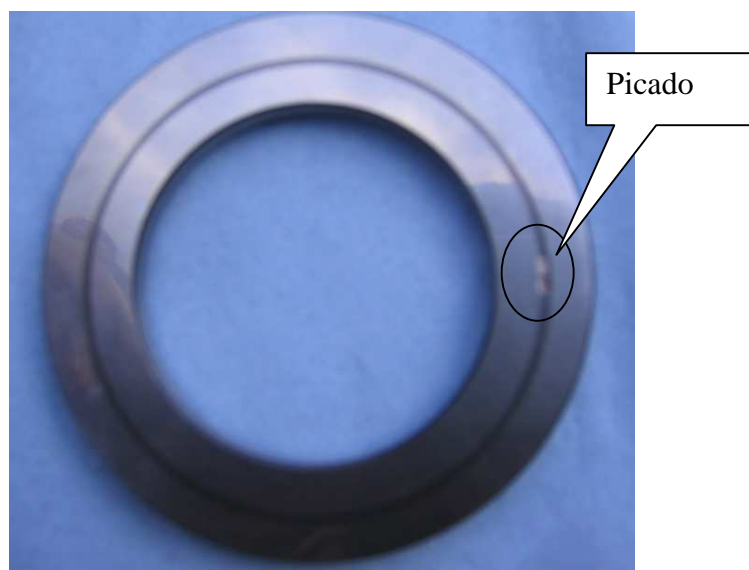


Figura 53: Desconchado al final del tercer ensayo

5.3.4 Test 4

Se realizó el 15 de Junio y duro 3 horas y 30 minutos. El umbral fue establecido en 40 dB. presión constante de 100 bares. Temperatura se estabiliza alrededor de 95 C.. Al mismo tiempo empiezan a aparecer picos en la forma de onda. La energía absoluta muestra un pico a 11500 segundos. Al mismo tiempo los picos de la forma de onda aumentan y aparecen nuevos picos. Las formas de ondas tomadas a 11000 y a 11600 segundos muestran un incremento en el número y valor de los picos.

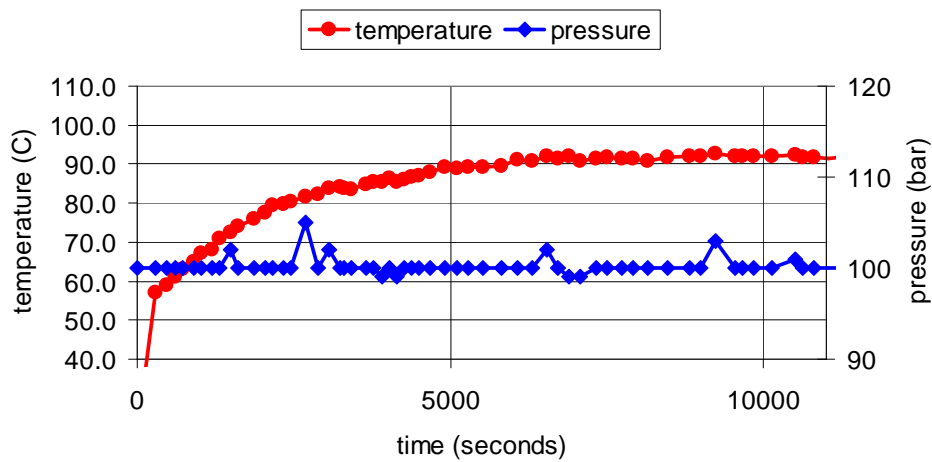


Figura 54: Temperatura/Presión vs. Tiempo

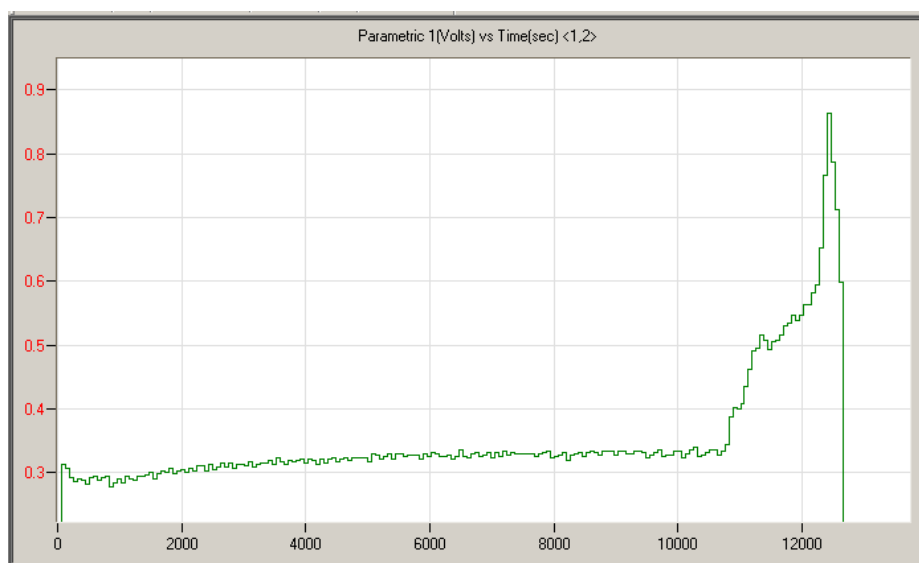


Figura 55: Gráfico de Vibraciones

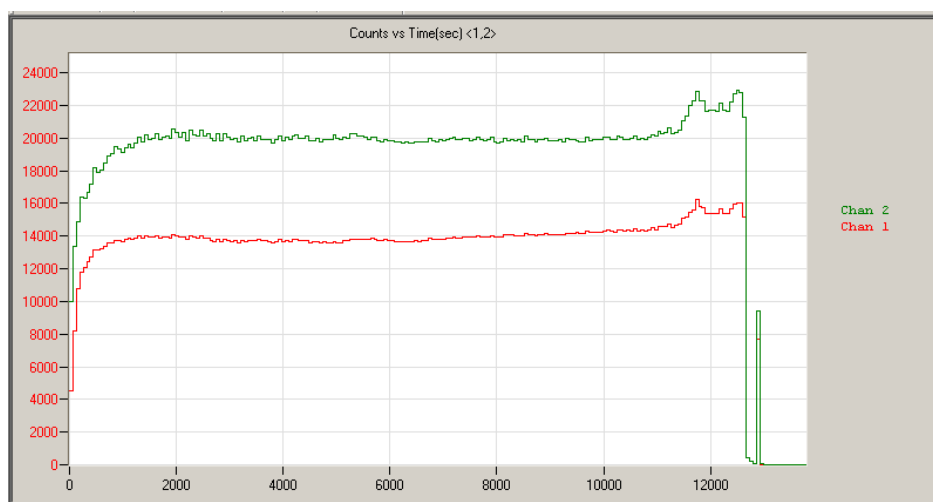


Figura 56: Gráfico de conteo

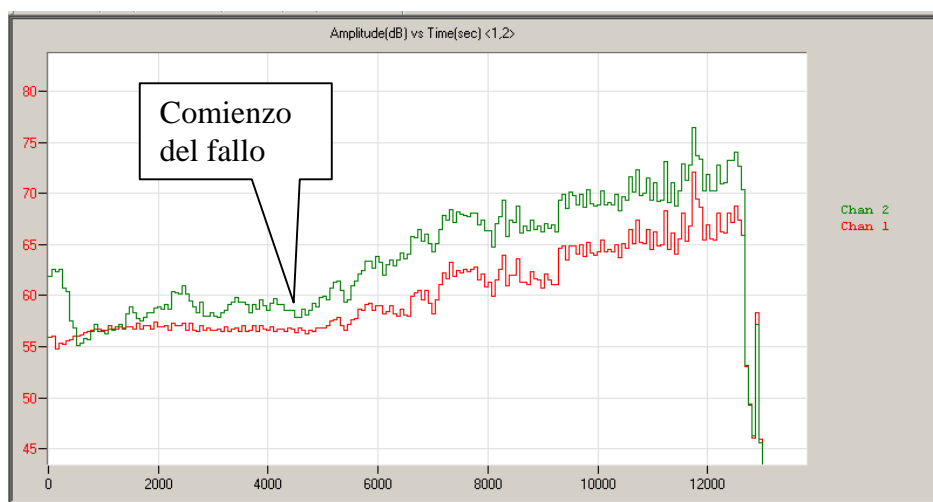


Figura 57: Gráfico de Amplitud

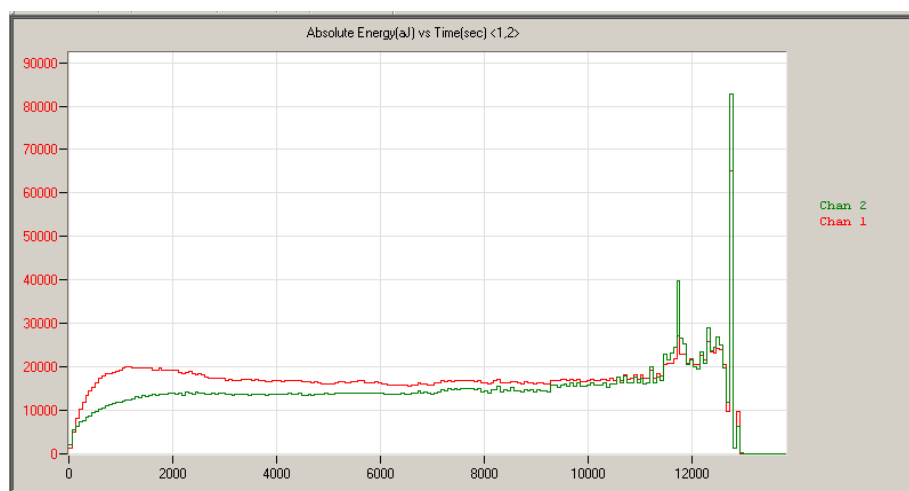


Figura 58: Gráfico de energía absoluta

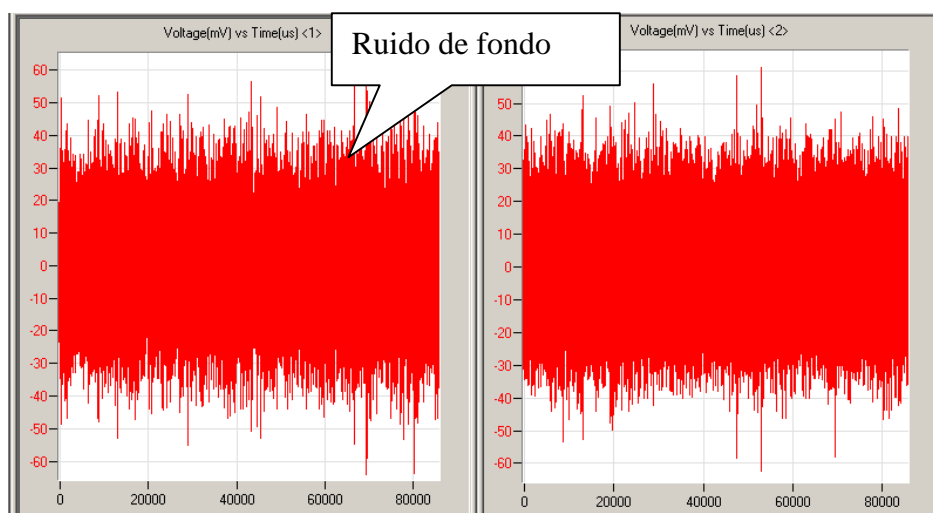


Figura 59: Forma de onda a 4500 segundos

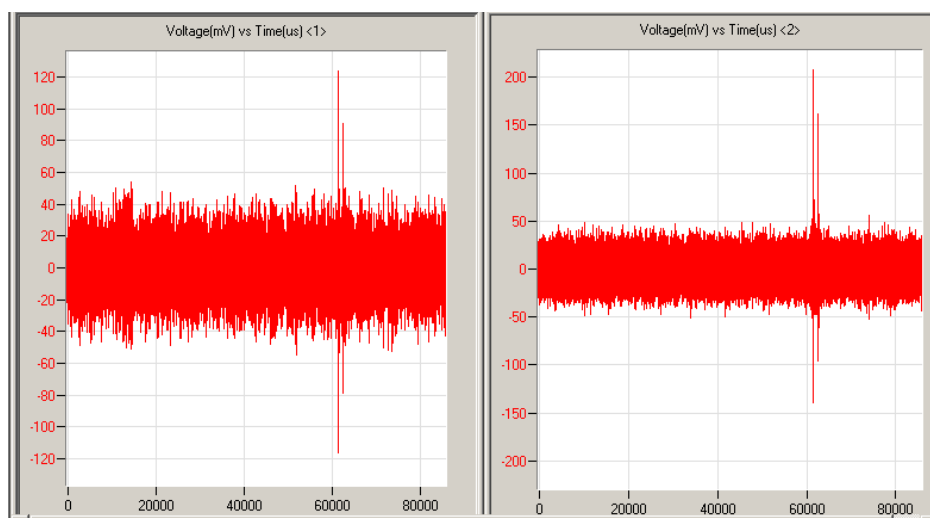


Figura 60: Forma de onda a 6000 segundos. Primeros picos visibles

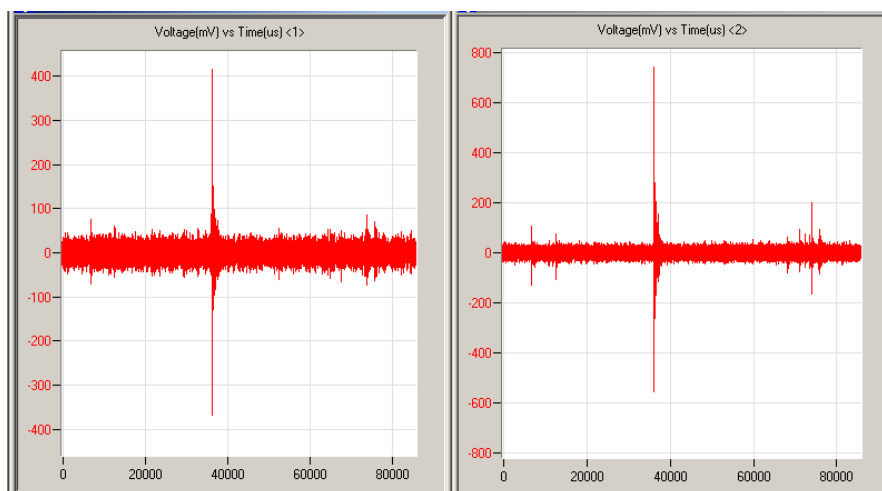


Figura 61: Forma de onda a 11000 segundos

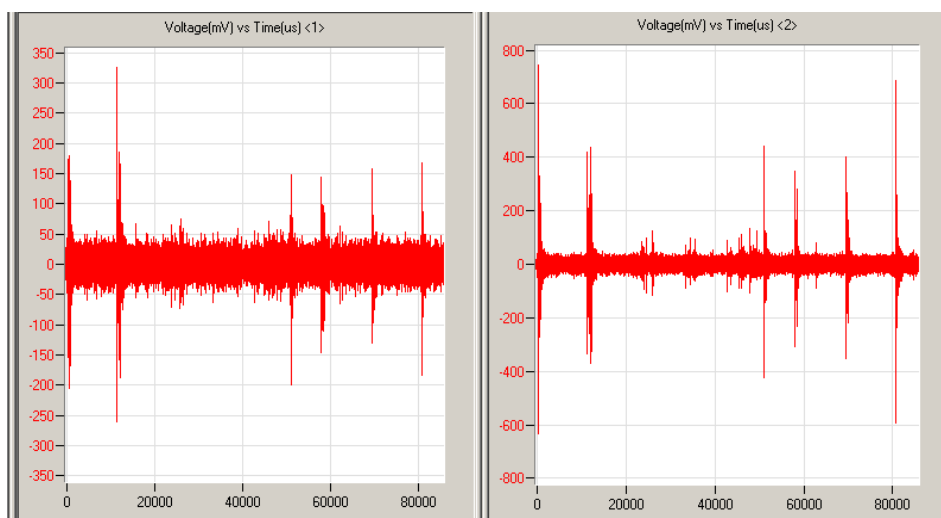


Figura 62: Forma de onda a 11600 segundos. Picos en la frecuencia de paso de la bola

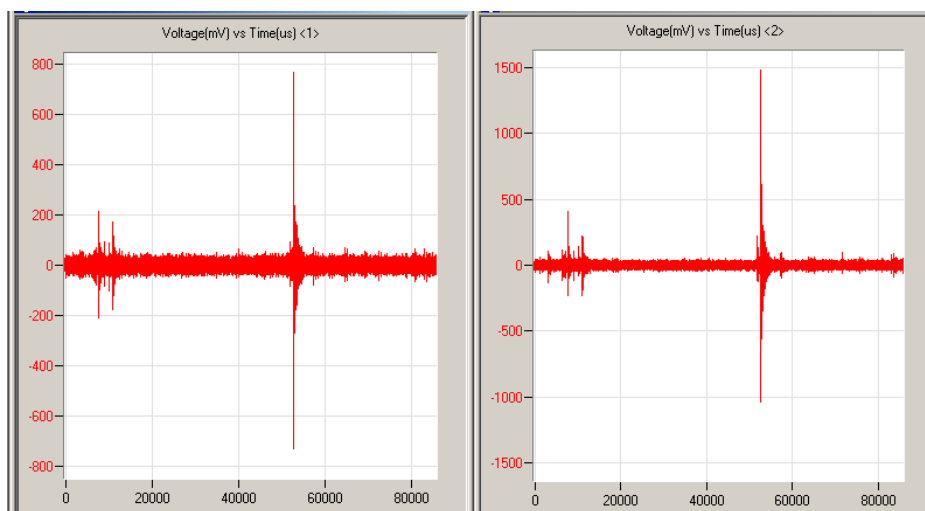


Figura 63: Forma de onda a 12000 segundos

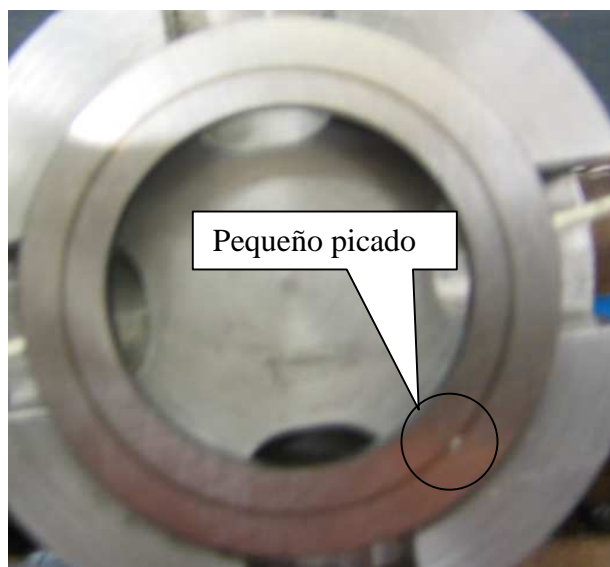


Figura 64: Picado en la pista de rodadura plana al final del cuarto ensayo

5.3.5 Test 5

Se llevo a cabo el 22 de Junio y duro casi 5 horas. El banco de pruebas fue equipado con un nuevo ordenador y un sistema de cuatro canales de adquisición de datos. El umbral se configuró en 60 dB. El sistema de adquisición de datos se configuró para poder localizar las fuentes de emisión de ultrasonidos. El ensayo se paro tres veces porque los ultrasonidos iban aumentando desde los 3000 segundos. Al final del ensayo el sistema de localización detectó un defecto y el ensayo se paro antes de que apareciese un aumento en las vibraciones.

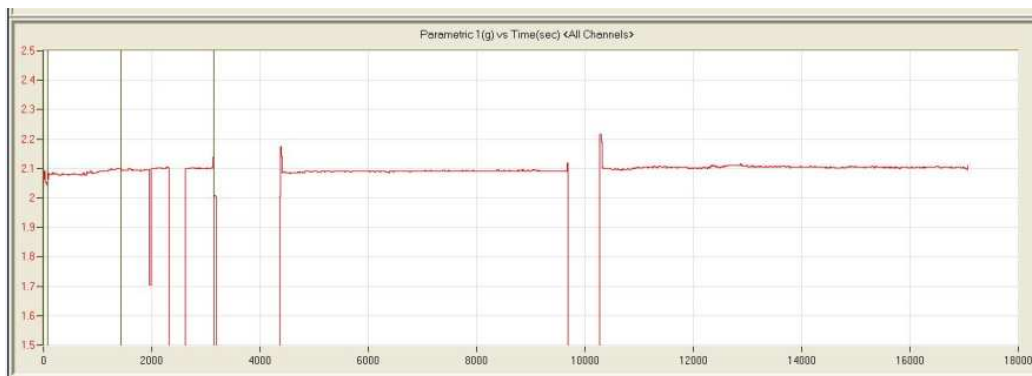


Figura 65: Vibraciones. Estable durante todo el ensayo.

Trabajo experimental

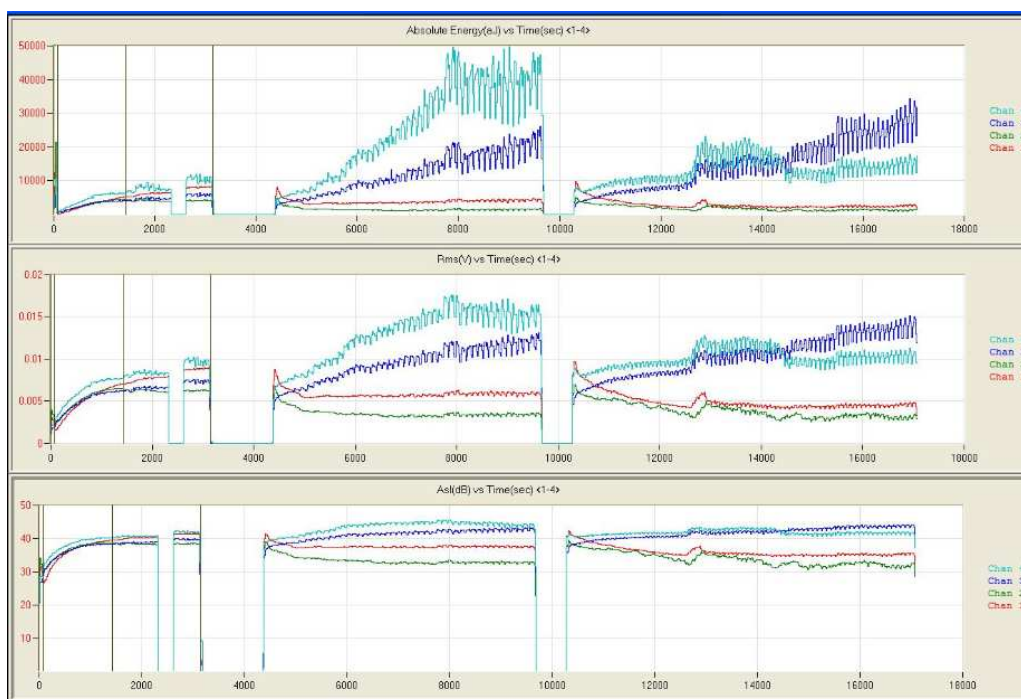


Figura 66: Energía Absoluta, RMS y ASL

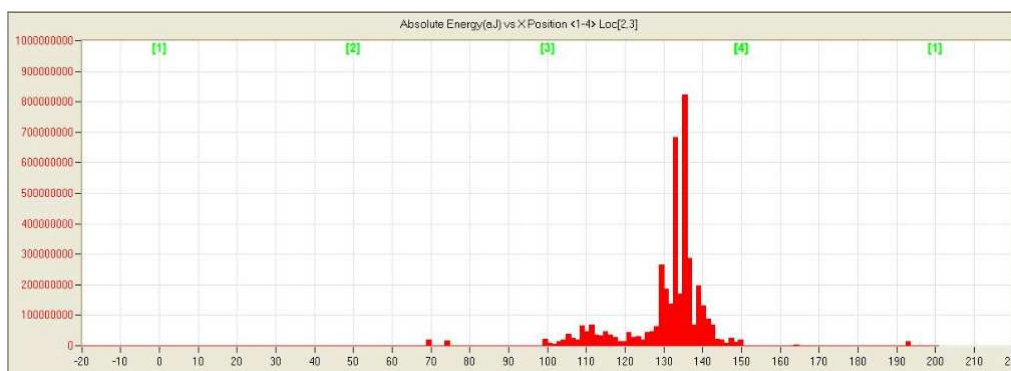


Figura 67: Localización de las Fuentes de ultrasonidos al final del ensayo

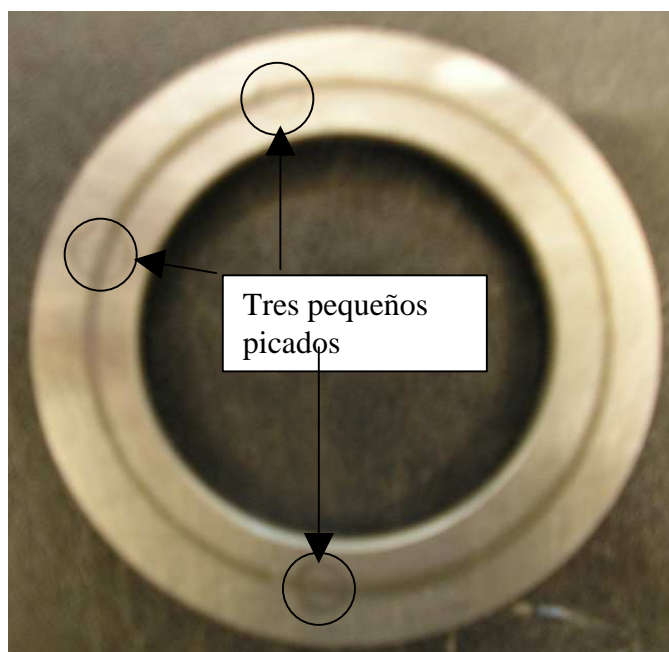


Figura 68: Picados en la pista de rodadura después del quinto ensayo. No son visibles debido a su reducido tamaño

5.3.6 Test 6

Este ensayo se llevo a cabo el 23 de Junio y duro 1 hora y 43 minutos. Presión constante a 100 bares. Después de 1 hora y 30 minutos las vibraciones aumentan. A 1 hora y 40 minutos las formas de onda muestran picos en la frecuencia de paso de la bola. Después de 1 hora y 41 minutos el sistema de localización empieza a mostrar un aumento de señal entre los sensores cuatro y uno.



Figura 69: Vibraciones

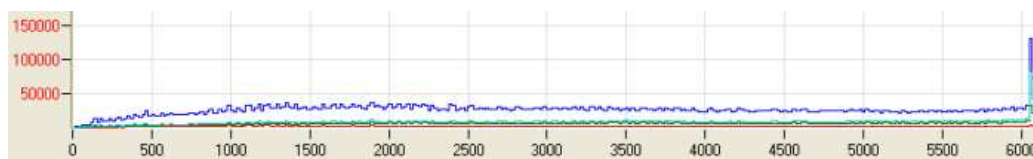


Figura 70: Energía absoluta

Trabajo experimental

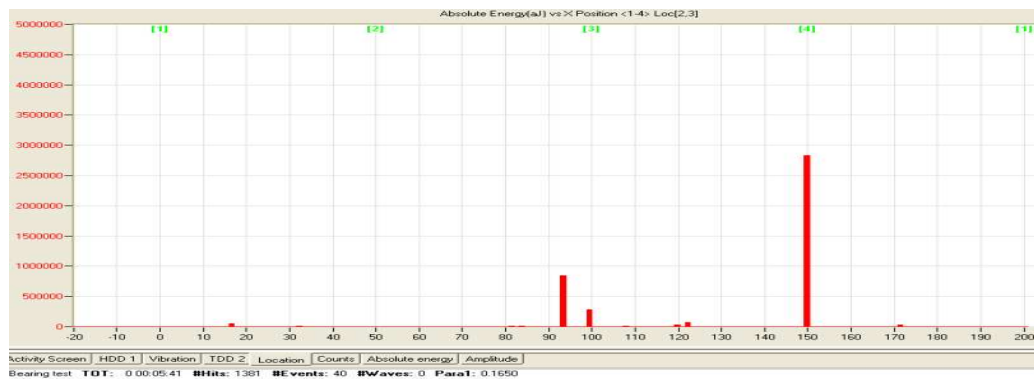


Figura 71: Localización de las Fuentes de ultrasonidos después de 5 minutos

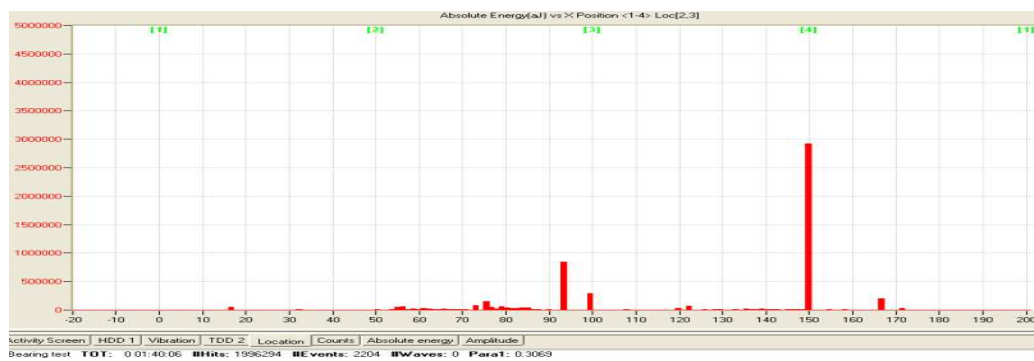


Figura 72: Localización después de 1 hora y 40 minutos



Figura 73: Localización de las Fuentes de ultrasonidos después de 1 hora y 41 minutos

Trabajo experimental

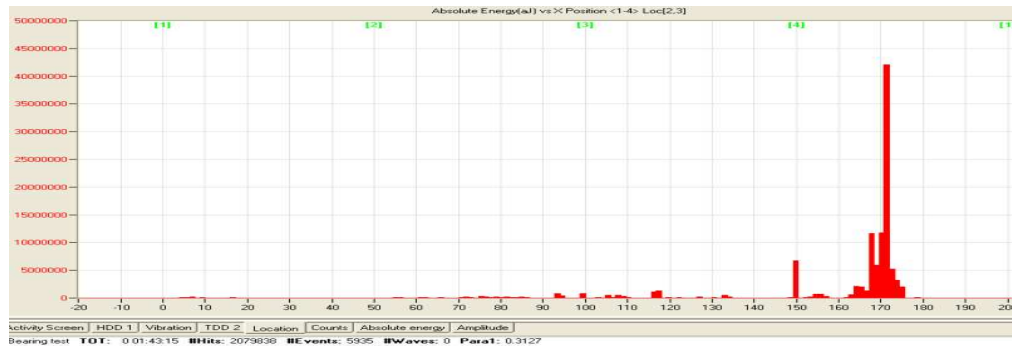


Figura 74: Localización de las Fuentes de ultrasonidos después de 1 hora 43 minutos. La señal aumenta rápidamente entre los sensores cuatro y uno.

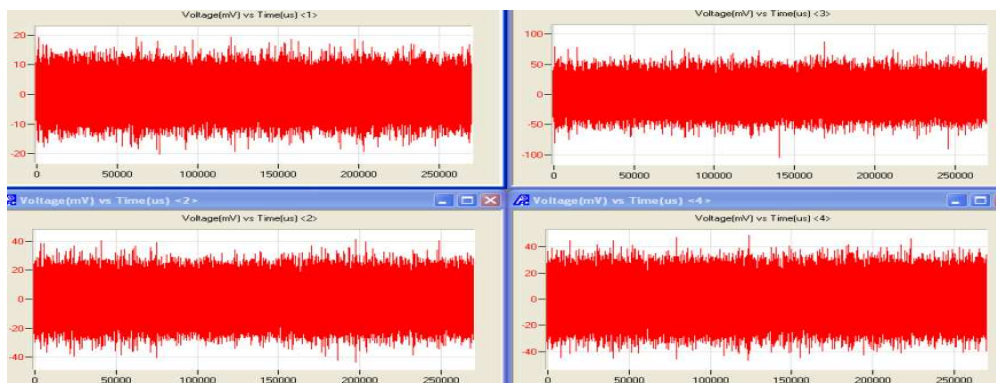


Figura 75: Forma de onda en los canales 1,2,3 y 4 después de 50 minutos

Trabajo experimental

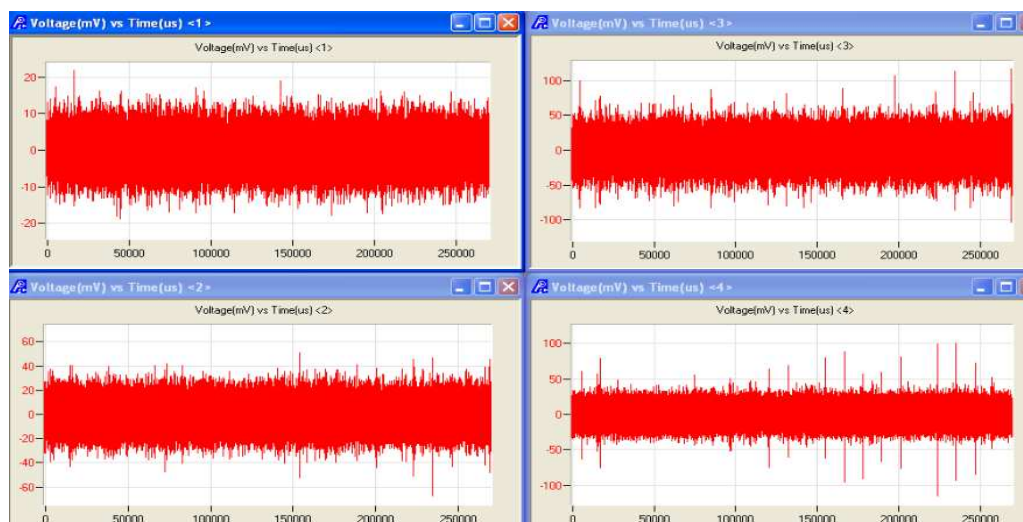


Figura 76: Forma de onda después de 1 hora y 40 minutos

5.3.7 Test 7

Se realizó el 3 de Julio y duró 10 minutos. La presión se estableció en 100 bares. En el mismo momento en que comenzó el ensayo, las formas de onda registraron picos. Cuando el ensayo se paró, las vibraciones y la energía absoluta eran constantes pero el sistema de localización mostraba una señal de gran tamaño entre los sensores cuatro y uno.

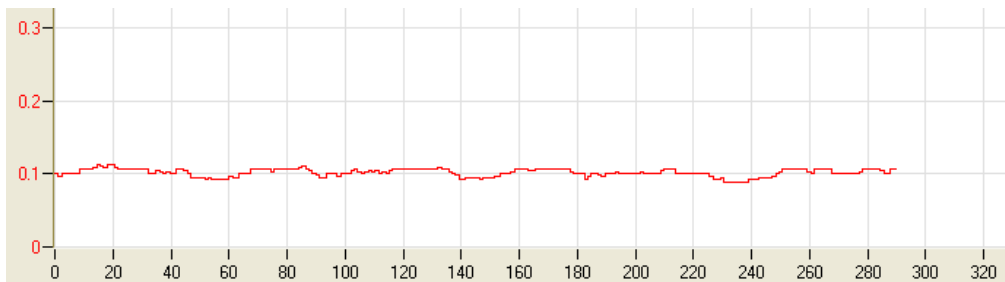


Figura 77: Vibraciones

Trabajo experimental

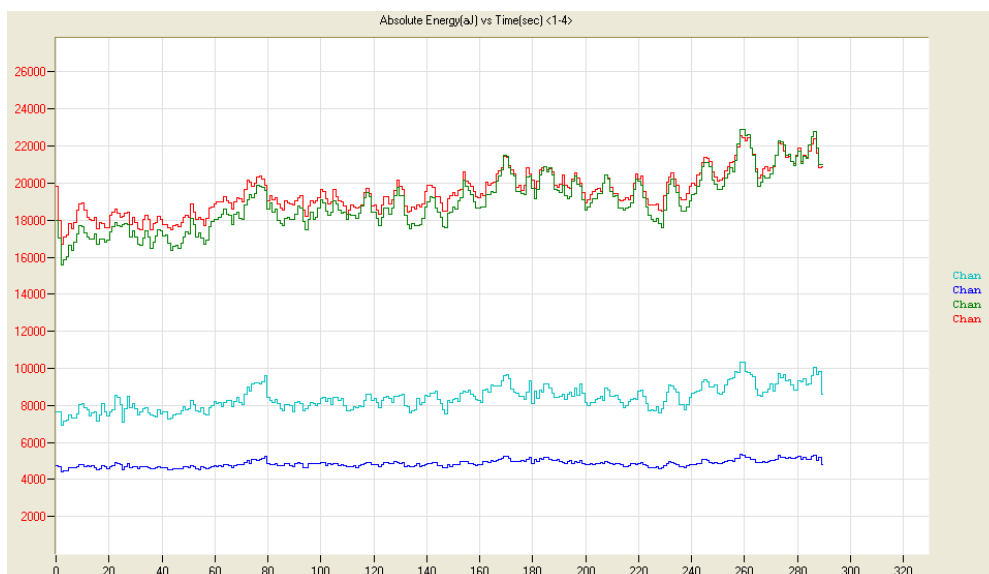


Figura 78: Energía absoluta

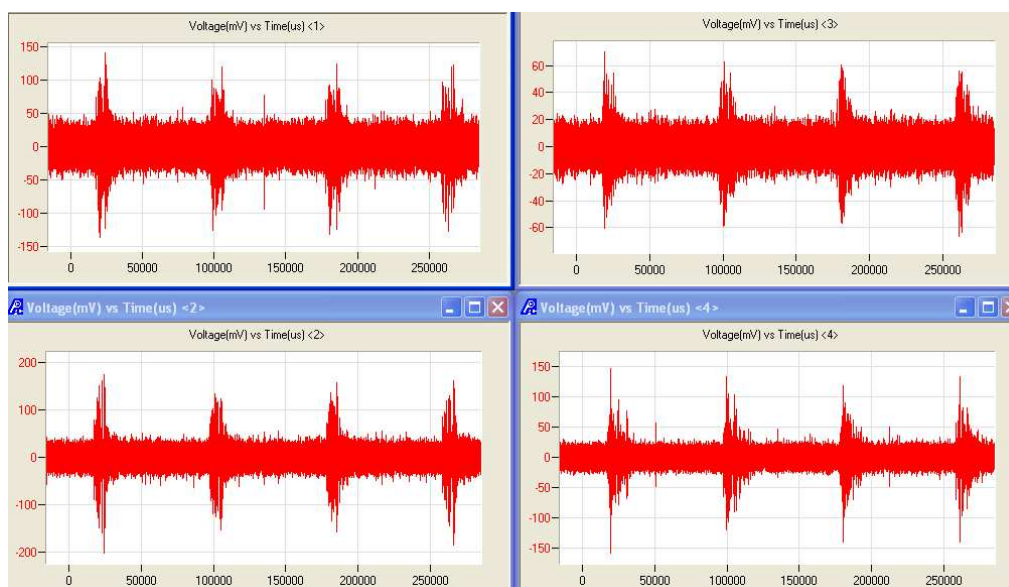


Figura 79: Formas de onda después de 7 minutos

Trabajo experimental

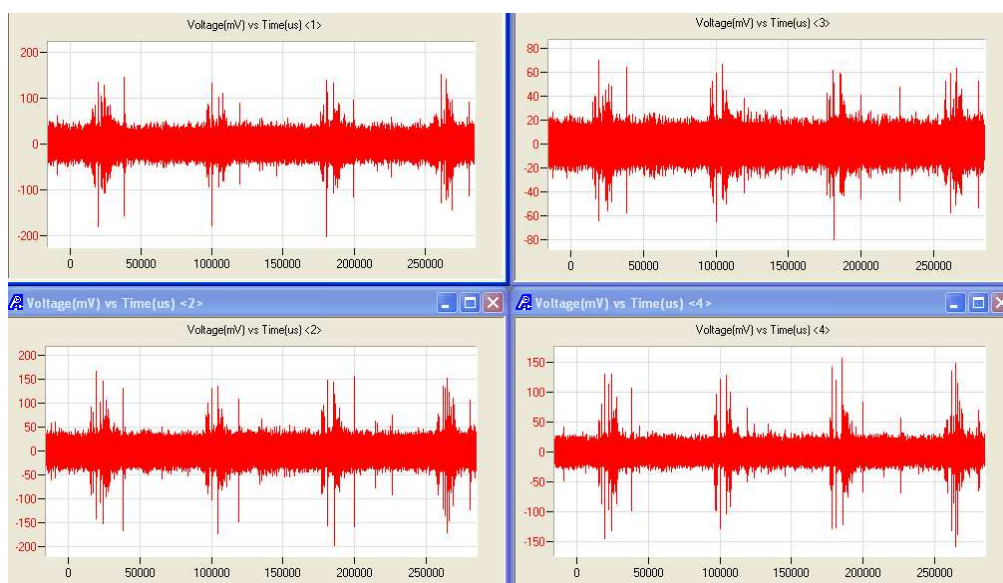


Figura 80: Formas de onda después de 8 minutos

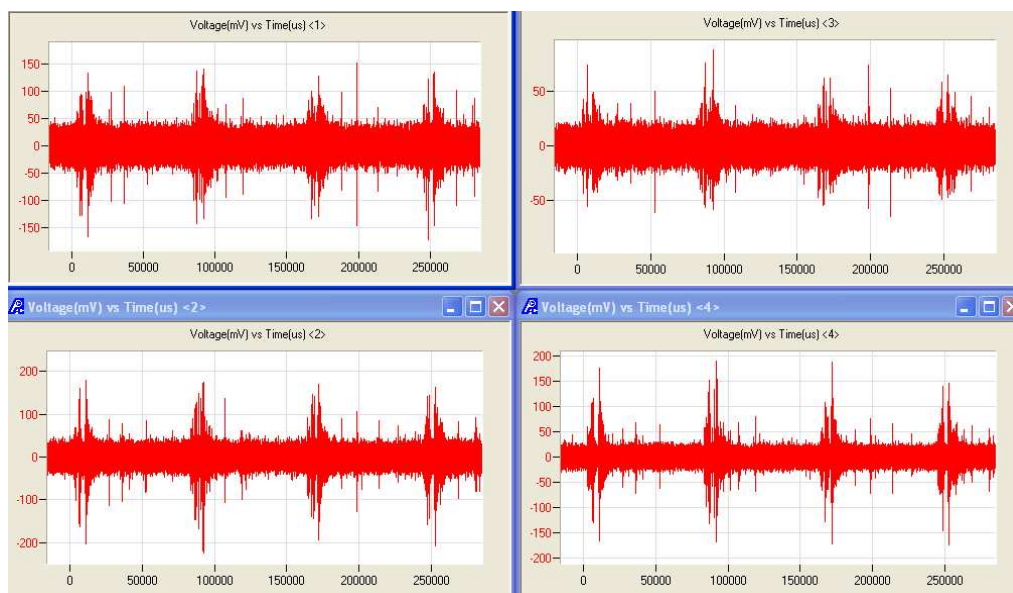


Figura 81: Formas de onda después de 10 minutos

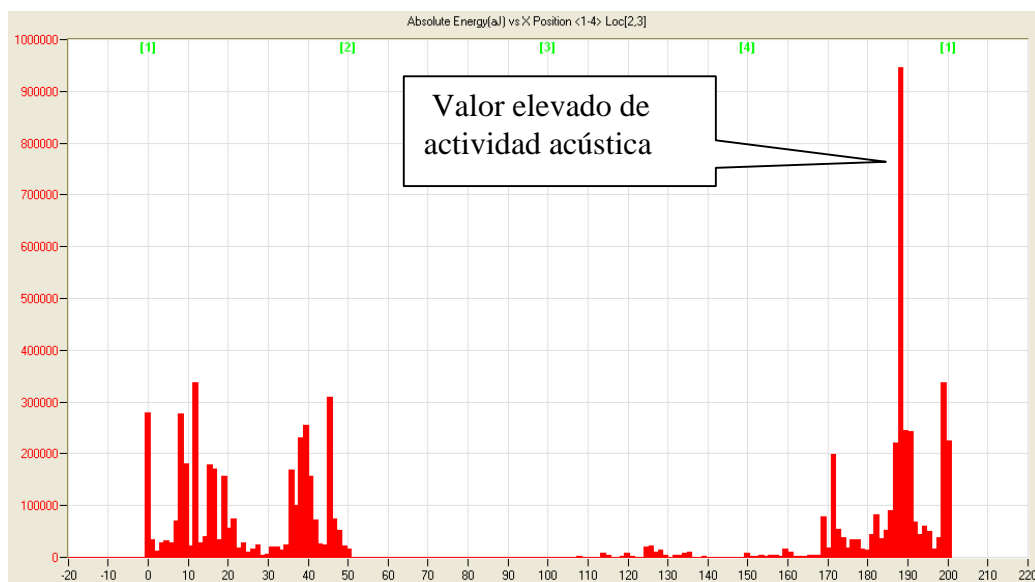


Figura 82: Localización de las Fuentes de actividad acústica. Una gran señal se observa entre los sensores cuatro y uno

5.3.8 Discusiones

El primer ensayo se realizó el 9 de Junio. El umbral se estableció en 40 dB. Time driven data = 10 milisegundos. Hubo problemas con el sistema hidráulico, el sistema fuga cuando la presión aumenta por encima de 100 bares, por consiguiente no se pudo mantener una presión constante durante el ensayo. Debido a esto, las gráficas obtenidas fueron un caos completo y no fue posible extraer información fiable. Las gráficas muestran los primeros 66 minutos cuando la presión fue de aproximadamente 150 bares, hasta el primer incremento en las vibraciones. El ensayo duró 4 horas y 47 minutos, después de este tiempo se paro el ensayo y se observó un gran defecto, un desconchado a lo largo de la pista de rodadura en la zona central, figuras 39 y 40.

El segundo ensayo se llevó a cabo los días 12 y 13 de Junio. El valor para el umbral se estableció en 30 dB. Time driven data = 10 milisegundos. La duración de grabado de forma de onda 86 milisegundos. Presión variando entre 140 y 160 bares. Temperatura subiendo a lo largo de todo el ensayo. El día 12 fue necesario parar el ensayo dos veces porque las vibraciones aumentaban, las inspecciones realizadas no revelaron ningún daño en el rodamiento, pero la grasa estaba deteriorada debido a las altas temperaturas alcanzadas. Fue necesario cambiar la vieja grasa. La presión fluctuante y la temperatura continuamente aumentando no ayudaron a conseguir un régimen permanente antes del fallo final, por lo tanto los resultados son difíciles de interpretar. La temperatura tiene un efecto en la actividad EA, por lo tanto, paradas e inspecciones tienen que limitarse tanto como se pueda para no contaminar las mediciones de los ensayos. El aumento en las vibraciones fue el único síntoma claro de fallo en el rodamiento. La figura 83

muestra la pista de rodadura plana del rodamiento después del ensayo. Se puede observar claramente un desconchado en la pista de 2 milímetros de espesor, y aproximadamente 15 milímetros de largo.

Puede parecer que de los dos primeros ensayos no se puede extraer información útil, pero de hecho se pueden extraer interesantes conclusiones. Una de ellas es que el banco de pruebas es realmente útil generando daños naturales en la pista de rodadura plana del rodamiento en un periodo muy corto de tiempo, menor incluso que el tiempo teórico esperado en los cálculos. Otra conclusión importante es que la temperatura es un factor muy importante porque un incremento en la temperatura causa un incremento en la actividad EA, por lo que se hace necesario alcanzar temperatura constante si se quiere llegar a unas condiciones de régimen permanente y esto es una tarea difícil porque tarda un tiempo considerable en estabilizarse. Además la temperatura cambia con la presión y si la temperatura alcanza valores cercanos a 140 °C., entonces la grasa se deteriora. Por lo tanto, los experimentos se tienen que llevar a cabo con un estricto control de los parámetros de presión y de temperatura.

El tercer ensayo se realizó el 14 de Junio. El valor para el umbral fue de 40 dB. Time driven data = 10 milisegundos. La duración de la grabación de la forma de onda 86 milisegundos. La presión 100 bares, tratando de mantenerla constante durante todo el ensayo. La temperatura de funcionamiento fue alrededor de 100 °C. medidos en la pista de rodadura plana. La actividad EA aumentaba con la temperatura. Las vibraciones se mostraban constantes. Después de horas de ensayos se alcanza el régimen permanente. Una hora después aparece un pequeño aumento en las vibraciones coincidiendo con picos en las emisiones EA. Esto fue probablemente el inicio de grieta en debajo de la superficie. Después de esto las señales de EA comienzan a aumentar y a tener un comportamiento aleatorio,

debido a la progresión del defecto. Al cabo de cinco horas las vibraciones y las señales EA comienzan a aumentar notablemente, lo que significa el inicio de grieta en la superficie. Después de 5 horas y 30 minutos se para el ensayo y la pista de rodadura plana revela un defecto de 8 milímetros de largo. El ensayo ha sido un éxito.

El cuarto test se realizó el 15 de Junio. El valor del umbral se estableció en 40 dB. Time riven data = 10 milisegundos. La duración de la grabación de la forma de onda 86 milisegundos. La presión fue de 100 bares constante durante todo el ensayo. La temperatura de funcionamiento fue 92 ° C. medidos en la pista de rodadura plana. A los 2000 segundos se alcanza la estabilidad. Antes de los 5000 segundos la amplitud comienza a crecer, y la forma de onda muestra un pico que sobresale visiblemente. Esto puede ser el comienzo del defecto, quizás la aparición de una grieta debajo de la superficie y esta tendencia persiste hasta el final del ensayo. A 10800 segundos las vibraciones aumentan y unos minutos mas tarde las señales de EA como la energía absoluta, la forma de onda tomada para este periodo muestra un incremento en la intensidad de las crestas de onda. A estas alturas el defecto ha llegado a la superficie. Y se pueden ver otros picos en la siguiente forma de onda tomada justo antes de parar el ensayo. Se esperan picos en la frecuencia de paso de la bola y en la forma de onda tomada en 11600 segundos se pueden observar los picos, pero en la ultima forma de onda esos picos no son visibles.

El quinto ensayo se hizo el 22 de Junio por un tiempo de 5 horas. El banco de pruebas fue equipado con un nuevo ordenador y con un sistema de adquisición de datos de cuatro canales. El sistema de adquisición de datos se configuró para localizar las fuentes de EA, el sistema de localización se basa en el tiempo de retraso con el que llega la señal a los dos primeros sensores. El umbral se

estableció en 60 dB. A los 3000 segundos las señales de EA comienzan a aumentar. Se paro el ensayo tres veces, pero no había ningún defecto visible. Después de 5 horas el sistema de localización muestra un aumento de actividad cerca del sensor cuatro, se para el ensayo aunque las vibraciones no hayan aumentado. La inspección visual muestra tres pequeñas picadas en la pista de rodadura plana. El mayor de todos de tres milímetros de longitud donde el sistema de localización indicaba. Por lo tanto el sistema de localización ha probado ser un buen parámetro para detectar los defectos en la pista de rodadura, aunque en este caso los otros parámetros de EA no fueran de ayuda para detectar el defecto.

El sexto ensayo se llevo a cabo el 23 de Junio y duro 1 hora y 43 minutos. La presión fue constante a 100 bares. A los 1000 segundos se alcanza la estabilidad, y esta es constante durante todo el proceso hasta 1 hora y 30 minutos cuando la vibración comienza a subir y a 1 hora y 41 minutos la señal del sistema de localización aumenta rápidamente entre el sensor cuatro y el uno y la forma de onda muestra picos en la frecuencia de paso de la bola. A 1 hora y 43 minutos el ensayo se para y la inspección visual muestra una pequeña picada de aproximadamente 3 milímetros de longitud entre los sensores cuatro y uno como predijo el sistema de localización. Es importante resaltar que otras señales de EA como la energía absoluta no muestran ninguna variación hasta el final del ensayo, es decir que con esos parámetros no fue posible determinar el comienzo del defecto.

El séptimo ensayo efectuó el 3 de Julio y se mantuvo tan solo 10 minutos. La presión fue la usada habitualmente, 100 bares. Tan pronto como comenzó el ensayo, las formas de onda registraron picos. Antes del final del ensayo, las vibraciones y la energía absoluta eran constantes, pero el sistema de localización mostraba una señal considerablemente alta entre los sensores cuatro y uno. Así

que se decidió parar el ensayo para realizar una inspección visual y se encontró una picada en la pista de rodadura plana en la posición que indicaba el sistema de localización. Y de nuevo los valores de vibración y energía absoluta permanecieron constantes sin sufrir variaciones que pudieran indicar el inicio de un defecto. Los picos en la forma de onda se atribuían a desalineación, pero la inspección visual reveló una picada en la pista de rodadura plana, así que es probable que la picada apareciera en la superficie en el mismo momento en que el rodamiento fue cargado.

6. CONCLUSIÓN

Este proyecto ha presentado el diseño de un banco de pruebas para rodamientos y el estudio del monitorizado del rodamiento usando técnicas de Vibraciones y Ultrasonidos en el banco de ensayos. El proyecto ha revelado importante información acerca de la materia además de confirmar conocidas teorías y prácticas.

En primer lugar el banco de pruebas ha demostrado ser realmente eficiente generando defectos naturales en la pista de rodadura plana de los rodamientos en un periodo de tiempo realmente corto, lo que ayudo a realizar mas ensayos de los esperados. La carga aplicada es un factor que ha de ser estrictamente controlado, pequeñas variaciones de este parámetro pueden producir grandes variaciones en los parámetros de salida, señales de ultrasonidos.

Las técnicas de vibraciones han probado sobradamente ser útiles y fiables detectando defectos cuando estos defectos han alcanzado la superficie y muestran una forma mayor de tres milímetros de diámetro, esto significa en una etapa del defecto considerablemente avanzada, como se esperaba. Para detectar los defectos a edades mas tempranas se necesita usar ultrasonidos(EA), pero los parámetros usados de energía absoluta, conteo, Ros y amplitud no fueron fiables. De hecho algunas veces se observan claramente cambios en los parámetros indicadores de

Conclusión

defecto como picos, pero en otros ensayos no se apreciaban estas variaciones de los parámetros. Por el contrario, la forma de onda y el sistema de localización se mostraron más eficientes a la hora de detectar los defectos antes que con las señales de vibraciones, en las primeras etapas del defecto.

Se recomienda para investigaciones futuras mejorar la configuración para el sistema de adquisición, el umbral se puede variar para optimizar la sensibilidad de las señales EA. Y tener unos filtros de mas calidad para aumentar el ratio señal/ruido pueden ayudar a conseguir una mejor y más nítida forma de onda, porque los picos no siempre fueron detectados debido al ruido de fondo.

Referencias

A. Al-Ghamdi. The use of Acoustic Emission for Bearing Defect Detection and Estimating Defect Size. Master's theses, Cranfield University, September 2004.

A. Morhain. Defect diagnosis of lightly loaded bearings with acoustic emissions. Master's thesis, Cranfield University, September 2002.

SKF. Rolling Bearings General Catalogue.

Wan Cnangsen. Analysis of Rolling Element Bearings. Mechanical Engineering Publications Limited, 1991.

Tedric A. Harris. Rolling Bearing Analysis. John Wiley & Sons, 1984.

J.J. Planells. Design and build a rolling element bearing fatigue testing machine. Master's thesis, Cranfield University, September 1992.

Referencias

T. Williams, X. Ribadeneira, S. Billington and T. Kurfess. Rolling Element Bearing Diagnostics in run-to-failure lifetime testings.

Erwin V. Zaretsky. A. Palmgren revisited—A basis for bearing life prediction. National Aeronautics and Space Administration Lewis Research Centre Cleveland, Ohio.

Takeo Yoshioka. Mechanical Engineering Laboratory. Tsukuba, Ibaraki 305, Japan.

Y.B. Guo,D.W. Schwach / International Journal of Fatigue 27 (2005) 1051-1061.

Trevor J. Holroyd. The Acoustic Emission and Ultrasonic Monitoring Handbook. Coxmoor Publishing Company's, 2000.

D.I. Lytras. Condition Monitoring of low speed rolling element bearings . Master's thesis, Cranfield University, September 1994.

J. Couturier. Relationship between Acoustic Emissions and Running Condition of a Roller Bearing. Master's thesis, Cranfield University, September 2005.

Apéndice

Miniature Sensors

Miniature sensors are used in applications where there is limited space or there is a need for extremely low mass. PAC sensors are available in sizes down to 0.15" (3.6mm) by 0.10" (2.4mm) and weights down to 3 grams or less.



Features

- Used when space and weight is the key consideration
- Small aperture for wideband applications
- Various frequency models to choose from

Model	Dimensions (dia x ht) mm / inches	Weight (grams)	Operating Temperature (°C)	Peak Sensitivity V/ (m/s) [V/μbar] (dB)	Operating Frequency Range (kHz)
HD15	8 x 9.5 / .313 x .375	3	-65 to 125	[-66]	130 - 530
HD2WD	5 x 4 x 11 / .18 x .14 x .44	2.5	-65 to 125	52* [-70]*	330 - 1580
HD50	6.3 x 14 / .25 x .56	1	-65 to 125	52* [-70]*	350 - 880
Micro30	10 x 12 / .4 x .5	5	-65 to 177	65* [-67.5]*	100 - 600
Micro80	10 x 12 / .4 x .5	5	-65 to 177	57* [-65]*	175 - 1000
Micro100	10 x 12 / .4 x .5	5	-65 to 177	62* [-72]*	200 - 1000
Micro200HF	10 x 12 / .4 x .5	5	-65 to 177	62* [-72]*	500 - 4500
Mini30	10 x 12 / .4 x .5	6	-65 to 177	62* [-65]*	270 - 970
Nano305	8 x 8 / .3 x .3	**	-65 to 177	62* [-72]*	125 - 750
PICO	5 x 4 / .2 x .15	**	-65 to 177	54* [-68]*	200 - 750
PICO HF-1.2	5 x 4 / .2 x .15	**	-65 to 177	54* [-68]*	500 - 1850
S9225	3.6 x 2.4 / [.15 x .1]	**	-54 to 121	48* [-77.5]*	250 - 1000

Notes:

+ Denotes response to surface waves (angle of incidence transverse or parallel to face of sensor).
 * Denotes response to plane waves (angle of incidence normal to face of sensor).
 ** Sensor supplied with integral cable. Weight of sensor is not available.

Voltage Preamplifiers

0/2/4 and 2/4/6 Preamplifiers

The 0/2/4 and 2/4/6

Preamplifiers were designed to be used with all available AE systems that have their power supplied via the output signal BNC. Provided with 0/20/40 and 20/40/60 dB gain (switch selectable), respectively, these preamplifiers



operate with either a single-ended or differential sensor. Plug-in filters provide the flexibility to optimize sensor selectivity and noise rejection. These filters are supplied in the Low Pass (LP), High Pass (HP) and Band Pass (BP) configurations, and offer constant insertion loss for easy filter swapping without the need for recalibration. The standard Auto Sensor Test (AST) allows the sensor to characterize its own condition, as well as send out a simulated acoustic emission wave that other sensors can detect.

0/2/4 Features:	2/4/6 Features:
<ul style="list-style-type: none"> • Wide dynamic range < 80dB standard • Low noise < 5 V (with standard filter and input shorted) • Large output signal - 20Vpp into 50 ohms • Single power/signal BNC or optional separate power/signal BNC • Plug-in filters • 0/20/40 selectable gain • High input impedance • Standard auto sensor test (AST) • Input protection 	<ul style="list-style-type: none"> • Wide dynamic range < 90dB standard • Low noise < 2 V (with standard filter and input shorted) • Large output signal - 20Vpp into 50 ohms • Single power/signal BNC or optional separate power/signal BNC • Plug-in filters • 20/40/60 selectable gain • High input impedance • Standard auto sensor test (AST) • Input protection

EXCEL DRAFT

INPUT DATA		
Load applied	21000	N
number of balls	19	
balls' radius	4,5	mm
race groove radius	4,7	mm
mean bearing diameter	82,5	mm
rotational speed	600	rpm

<i>SURFACE STRESS AND DEFORMATION</i>	FLAT RACE	GROOVE RACE	
semimajor axis of the ellipse contact	0,320	1,348	mm
semiminor axis of the ellipse contact	0,320	0,175	mm
deformation	0,023	0,012	mm
maximum pressure stress	5165	2244	N/mm ²
permanent deformation	0,0009	0,0000	mm
0.0001D	0,0009	0,0009	mm
permanent deformation / 0.0001D	97%	4%	
plastic / elastic deformation	3,8%	0,3%	

SUBSURFACE STRESSES

max shear stress	1764	734	N/mm ²	Thomas & Hoersch theory
shear / pressure stresses ratio	34%	33%		
depth below the surface	0,150	0,130	mm	
depth / semiminor axis of ellipse contact	47%	75%		

max amplitude orthogonal shear stress	2209	1115	N/mm ²	Lundeborg & Palmgren theory
shear / pressure stresses ratio	43%	50%		
depth below the surface	0,112	0,086	mm	
depth / semiminor axis of ellipse contact	35%	49%		

max octaedral shear stress	2944	1279	N/mm ²	Von Mises distortion energy theory
shear / pressure stresses ratio	57%	57%		
depth below the surface	0,240	0,131	mm	
depth / semiminor axis of ellipse contact	75%	75%		

BEARING FRICTION TORQUE

approximate value	1126	Nmm
load independent moment	151	Nmm
load dependend moment	1561	Nmm
total torque required	1712	Nmm
power absorbed	108	W

LIFE PREDICTION

	FLAT RACE	GROOVE RACE	
basic dynamic load rating	40494	62491	N
L10	8	30	days
L50	41	152	days
L90	116	427	days

auxiliary quantities	FLAT	GROOVE
load on a single ball	1105	1105
curvature sum	0,44	0,23
curvature difference	0,00	0,92
a*	1,00	3,39
b*	1,00	0,44
d*	1,00	0,65

race groove radiuses/ball radiuses	1,04
suggested value	1,04
max n of balls	24

f	0,52222222	
	flat	groove
T	0,199	0,247
Q factor	0,216	0,333

curvature difference	0
----------------------	---

	F	a*	b*	d*
smaller value	0,000	1,000	1,000	1,000
bigger value	0,000	1,000	1,000	1,000
interpolated value		1,000	1,000	1,000

NOTE: this datasheet is to calculate the exact value of a*, b*, d* for the flat race contact surface

delta	mindelta	index	F	a*	b*	d*
0,00	0,00	1	0	1	1	1
0,11	0,11	2	0,1075	1,076	0,9318	0,9974
0,32	0,32	3	0,3204	1,2623	0,8114	0,9761
0,48	0,48	4	0,4795	1,4556	0,7278	0,9429
0,59	0,59	5	0,5916	1,644	0,6687	0,9077
0,67	0,67	6	0,6716	1,8258	0,6245	0,8733
0,73	0,73	7	0,7332	2,011	0,5881	0,8394
0,79	0,79	8	0,7948	2,265	0,548	0,7961
0,83	0,83	9	0,83495	2,494	0,5186	0,7602
0,87	0,87	10	0,87366	2,8	0,4863	0,7169
0,91	0,91	11	0,90999	3,233	0,4499	0,6636
0,94	0,94	12	0,93657	3,738	0,4166	0,6112
0,96	0,96	13	0,95738	4,395	0,383	0,5551
0,97	0,97	14	0,9729	5,267	0,349	0,496
0,98	0,98	15	0,983797	6,448	0,315	0,4352
0,99	0,99	16	0,990902	8,062	0,2814	0,3745
1,00	1,00	17	0,995112	10,222	0,2497	0,3176
1,00	1,00	18	0,9973	12,789	0,2232	0,2705
1,00	1,00	19	0,998185	14,839	0,2072	0,2427
1,00	1,00	20	0,998916	17,974	0,18822	0,2106
1,00	1,00	21	0,999479	23,55	0,16442	0,17167
1,00	1,00	22	0,999853	37,38	0,1305	0,11995

curvature difference	0,9184
----------------------	--------

	F	a*	b*	d*
smaller value	0,910	3,233	0,450	0,664
bigger value	0,937	3,738	0,417	0,611
interpolated value		3,392	0,439	0,647

NOTE: this datasheet is to calculate the exact value of a*, b*, d* for the groove race contact surface

delta	mindelta	index	F	a*	b*	d*
-0,92	1,00	1	0	1	1	1
-0,81	1,00	2	0,1075	1,076	0,9318	0,9974
-0,60	1,00	3	0,3204	1,2623	0,8114	0,9761
-0,44	1,00	4	0,4795	1,4556	0,7278	0,9429
-0,33	1,00	5	0,5916	1,644	0,6687	0,9077
-0,25	1,00	6	0,6716	1,8258	0,6245	0,8733
-0,19	1,00	7	0,7332	2,011	0,5881	0,8394
-0,12	1,00	8	0,7948	2,265	0,548	0,7961
-0,08	1,00	9	0,83495	2,494	0,5186	0,7602
-0,04	1,00	10	0,87366	2,8	0,4863	0,7169
-0,01	1,00	11	0,90999	3,233	0,4499	0,6636
0,02	0,02	12	0,93657	3,738	0,4166	0,6112
0,04	0,04	13	0,95738	4,395	0,383	0,5551
0,05	0,05	14	0,9729	5,267	0,349	0,496
0,07	0,07	15	0,983797	6,448	0,315	0,4352
0,07	0,07	16	0,990902	8,062	0,2814	0,3745
0,08	0,08	17	0,995112	10,222	0,2497	0,3176
0,08	0,08	18	0,9973	12,789	0,2232	0,2705
0,08	0,08	19	0,998185	14,839	0,2072	0,2427
0,08	0,08	20	0,998916	17,974	0,18822	0,2106
0,08	0,08	21	0,999479	23,55	0,16442	0,17167
0,08	0,08	22	0,999853	37,38	0,1305	0,11995

Apéndice

	b/a	t				b/a	t
			-1,000	1,000	1	0,000	1,00
input value	1		-0,795	1,000	2	0,205	1,02
smaller value	0,785	1,20	-0,664	1,000	3	0,336	1,05
bigger value	1,000	1,28	-0,498	1,000	4	0,502	1,10
interpolated value		1,28	-0,215	1,000	5	0,785	1,20
			0,000	0,000	6	1,000	1,28
				0,000	6		

NOTE: this datasheet is to calculate the exact value of t for the flat contact surface

	b/a	t				b/a	t
			-0,130	1,000	1	0,000	1,00
input value	0,130		0,075	0,075	2	0,205	1,02
smaller value	0,000	1,00	0,206	0,206	3	0,336	1,05
bigger value	0,205	1,02	0,372	0,372	4	0,502	1,10
interpolated value		1,01	0,655	0,655	5	0,785	1,20
			0,870	0,870	6	1,000	1,28
				0,075	2		

NOTE: this datasheet is to calculate the exact value of t for the groove contact surface