



UNIVERSIDAD JOSÉ CARLOS MARIÁTEGUI

VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y
ARQUITECTURA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

T E S I S

**DETECCIÓN DE FALLAS EN RODAMIENTOS BASADO
EN EL ANÁLISIS VIBRACIONAL DEL COMPRESOR
MVC DSP3 DE LA PLANTA ILO 1**

PRESENTADA POR:

BACHILLER PERCY SAUL RIVERA GOMEZ

ASESOR:

DR. WILLIAMS SERGIO ALMANZA QUISPE

PARA OPTAR TÍTULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

MOQUEGUA – PERÚ

2022

ÍNDICE

	Pág.
DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO	iii
ÍNDICE DE TABLAS	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x
RESUMEN.....	xiv
ABSTRACT.....	xv
INTRODUCCIÓN	xvi

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Descripción de la realidad del problema	1
1.2. Definición del problema	4
1.3. Objetivos de la investigación.....	5
1.3.1. Objetivo general.....	5
1.3.2. Objetivos específicos.	5
1.4. Justificación.	6
1.5. Alcances y limitaciones	6
1.5.1. Alcances.....	6
1.5.2. Limitaciones.	6
1.6. Variables	7
1.6.1. Operacionalización de variables.	7
1.7. Hipótesis de la investigación	8
1.7.1. Hipótesis general.	8

1.7.2. Hipótesis derivadas.....	8
---------------------------------	---

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes de la investigación.....	9
2.2. Bases teóricas	11
2.2.1. Tipos de mantenimiento.	11
2.2.2. Teoría vibracional.....	14
2.2.3. Características de la vibración.	15
2.2.4. Medición de las vibraciones.	16
2.2.5. Conversión entre medidas.....	17
2.2.6. Adquisición de los datos.....	17
2.2.7. Selección del tipo de medida.	18
2.2.8. Los transductores de vibración.	19
2.2.9. Montaje de transductores.....	23
2.2.10. Procesamiento de datos.	24
2.2.11. Número de muestras de datos.....	26
2.2.12. Cálculo del tiempo de muestreo de datos de una toma.	28
2.2.13. Cálculo del tiempo de muestreo de varias tomas.	29
2.2.14. Cálculo del tiempo de muestreo de datos de varias tomas con traslape.	29
2.2.15. Promediado final.	30
2.2.16. Cálculo del nivel global.....	30
2.2.17. Ventanas (Windowing).	31
2.2.18. Tipos de ventanas.	31
2.2.19. Rango dinámico.....	33

2.2.20. Ancho de banda.....	35
2.3. Marco conceptual.....	36
2.3.1. ¿Qué es falla en los rodamientos?.....	36
2.3.2. Diseño de rodamientos.....	37
2.3.3. Consideraciones para el diseño de rodamientos.	38
2.3.4. Modos de falla.	40
2.3.5. Parámetros de evaluación.	41
2.3.6. Técnicas de diagnóstico.	43
2.3.7. Técnicas de medición para análisis de vibraciones de bajas frecuencias (0 a 5 Khz).	44
2.3.8. Defectos de la pista interior.	45
2.3.9. Defectos de la pista exterior.....	45
2.3.10. Métodos de alta frecuencia.....	46
2.3.11. Lectura de puntos individuales.....	46
2.3.12. Envoltente.....	47

CAPÍTULO III

MÉTODO

3.1. Tipo de la investigación	50
3.2. Diseño de la investigación.....	50
3.3. Población y muestra	50
3.3.1. Población.	50
3.3.2. Muestra.	50
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos	51
3.5. Técnicas de procesamiento y análisis de datos	51

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

4.1. Presentación de resultados por variables.....	53
4.1.1. Recopilación de las características de diseño y condiciones de funcionamiento del compresor.	53
4.1.2. Determinación de los puntos de medición.....	55
4.1.3. Creación de base de datos en el software de mantenimiento predictivo Emonitor.	56
4.1.4. Determinación de los niveles de prealarma y alarma para cada uno de los equipos.....	56
4.1.5. Recolección de los datos vibracionales del compresor.....	58
4.1.6. Monitoreo y diagnóstico de rodamientos del compresor. Análisis de tendencias, espectros de alta y baja frecuencia del cual se determina un inicio de falla de un rodamiento.	61
4.1.7. Análisis de tendencias, espectros de alta y baja frecuencia del cual se determina un daño en la pista interior del rodamiento.	64
4.1.8. Análisis de tendencias, espectros de alta y baja frecuencia del cual se determina un daño en la pista exterior del rodamiento.....	69
4.2. Contrastación de hipótesis.....	72
4.3. Discusión de resultados.....	83

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones	90
5.2. Recomendaciones.....	91

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	92
---------------------------------	----

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Operacionalización de variables	7
Tabla 2 Rango de frecuencias para un acelerómetro de 100 mV/g de sensibilidad	24
Tabla 3 Tamaño de la muestra con respecto al número de líneas seleccionadas ...	27
Tabla 4 Tiempo máximo de demora en la toma de datos para diversos rangos de frecuencias y cantidades de líneas	28
Tabla 5 Rango dinámico versus número de A/D bits	34
Tabla 6 Divisiones de amplitud versus número de bits.....	34
Tabla 7 Tabla de resoluciones de frecuencias para una ventana Hanning y un rango de frecuencias de 12,000 CPM	36
Tabla 8 Severidad de niveles de vibración total para maquinaria rotativa basada en la Norma ISO 10816-3	57
Tabla 9 Valores de severidad ENTEK y criterios de evaluación de rodamientos antifricción.	58
Tabla 10 Frecuencias de falla motor	59
Tabla 11 Frecuencias de falla compresor.....	61

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Proceso térmico de desalación.....	2
Figura 2. Zona de trabajo Diagrama P-T	3
Figura 3. Proceso térmico de desalación ubicado en diagrama P-T	3
Figura 4. Diagrama de flujo de proceso de desalación	4
Figura 5. Onda sinusoidal	16
Figura 6. Relaciones entre el desplazamiento, velocidad y aceleración	17
Figura 7. Transductor sísmico de velocidad	20
Figura 8. Esquema del transductor de velocidad piezoeléctrico	21
Figura 9. Captador de proximidad montado en el alojamiento de cojinetes	22
Figura 10. Esquema del acelerómetro con amplificador incorporado	23
Figura 11. Puntos muestreados por el analizador o colector FFT	27
Figura 12. Gráfico comparativo de la forma de onda compleja y el espectro	28
Figura 13. Traslape de señales al 50 % en 8 promedios	29
Figura 14. Comparación entre las ventanas Hanning y Flat Top	33
Figura 15. Rango dinámico requerido para visualizar el espectro de frecuencias de aceleración; mayor que - 56 dB	34
Figura 16. Nomenclatura de un rodamiento de bolas.	37
Figura 17. Tipos de rodamientos de bolas.	39
Figura 18. Tipos de rodamientos de rodillos.....	40
Figura 19. Espectros generados por los rodamientos.....	43
Figura 20. Demodulación de la señal.....	49
Figura 21. Vista frontal del compresor	54

Figura 22. Disposición de caja de rodamie	54
Figura 23. Detalle de montaje de rodamientos de compresor	55
Figura 24. Puntos de monitoreo según ISO 10816-3	55
Figura 25. Tendencia mm/s.....	62
Figura 26. Espectro de Velocidad	62
Figura 27. Tendencia de aceleración.....	63
Figura 28. Espectro de aceleración	63
Figura 29. Espectro de envolvente de aceleración	64
Figura 30. Tendencia y espectro de velocidad.....	65
Figura 31. Tendencia de aceleración.....	65
Figura 32. Espectro de envolvente y tendencia de frecuencia	66
Figura 33. Espectro de envolvente identificando BPFI y Sidebands a 1X	66
Figura 34. Espectro de baja frecuencia con BPFI y armónicos identificados.....	67
Figura 35. Detalle de bandas vecinas a la velocidad de operación	67
Figura 36. Daño en pista interior de rodamiento.....	68
Figura 37. Niveles de aceleración antes y después del cambio de rodamiento.....	68
Figura 38. Nivel de aceleración antes y después del cambio de rodamiento.....	69
Figura 39. Cascada de espectros de alta frecuencia envolvente.....	70
Figura 40. Espectro de envolvente identificando frecuencia de falla BPOR.....	70
Figura 41. Espectro identificando frecuencia de falla BPOR	71
Figura 42. Tendencia de frecuencia de falla BPOR.....	71
Figura 43. Daño encontrado n pista exterior de rodamiento	72
Figura 44. Espectro típico de falla de rodamiento etapa I.....	73
Figura 45. Espectro típico de falla de rodamiento etapa II	73

Figura 46. Espectro típico de falla de rodamiento etapa III.....	74
Figura 47. Espectro típico de falla de rodamiento etapa IV.....	75
Figura 48. Se observa espectro de etapa tres de deterioro de rodamientos defectos en pista interior.	75
Figura 49. Espectro de Etapa 3 de deterioro de rodamiento rígido de bolas 6215 donde el daño se localiza en la pista exterior.	76
Figura 50. El rodamiento lado libre se observa un incremento importante del nivel de vibración de alta frecuencia (gSE) de 0.039 gSE el a 0.17 gSE.	77
Figura 51. En el espectro de modulado se pueden observar las frecuencias BPFI, BPF y FTF.	77
Figura 52. Múltiples armónicas de BPF (Frecuencia de Paso del Rodillo) y un BPFI (Frecuencia de Paso del Rodillo por la Pista Interior).	78
Figura 53. Espectro de aceleración BPFI, BPF, FN.....	78
Figura 54. En el gráfico de cascada podemos ver que el cambio es notorio.....	79
Figura 55. En el espectro de aceleración.....	79
Figura 56. Gráfico en cascada de la colección de datos a alta frecuencia.	80
Figura 57. Espectro envolvente.....	80
Figura 58. Valores de tendencia de vibración total en mm/s	81
Figura 59. Vibración a alta frecuencia.	81
Figura 60. Vibración a alta frecuencia en sentido vertical.....	82
Figura 61. Gráfico de cascada de envolvente.....	82
Figura 62. Espectro demodulado.....	83
Figura 63. Espectro de aceleración	85

Figura 64. Espectro de velocidad y tendencia de frecuencia de falla.	85
Figura 65. Espectro demodulado.....	86
Figura 66. Espectro de alta frecuencia de aceleración.	86
Figura 67. Espectro de velocidad.....	87
Figura 68. Tendencia de vibración después del cambio de rodamiento	87
Figura 69. Tendencia de vibración después del cambio de rodamiento.	88
Figura 70. Comparativo de lo visto en el análisis con los daños físicos del rodaje.....	88
Figura 71. Formas de onda.....	89

RESUMEN

En la industria más del 95 % de las máquinas rotativas tienen como componente clave los rodamientos antifricción, de allí la importancia de poder monitorear su condición para evitar fallas imprevistas de los equipos que son considerados críticos según el proceso al que pertenecen. Monitorear las vibraciones de los rodamientos ha sido uno de los métodos con mejores resultados es por esta razón que conocer la metodología para monitorear rodamientos antifricción es importante en la industria, específicamente para aprovechar esta información en gestionar de manera eficiente el mantenimiento de los equipos rotativos. El presente trabajo de investigación tuvo por objetivo desarrollar una metodología de monitoreo de la condición de los rodamientos antifricción con la técnica de análisis vibracional basado en las normas aplicables, buenas prácticas y experiencia de campo en el tema. Se contrastó las etapas de falla de los rodamientos antifricción con las presentadas por el Technical Associates Of Charlotte, P.C. que ha postulado cinco etapas de falla. Esta investigación ha evidenciado la importancia de tomar en cuenta tanto los valores de vibración total de alta frecuencia, baja frecuencia además de un análisis espectral con parámetros configurados según el tipo de rodamiento que se está monitoreando y sin descuidar el uso de un correcto montaje y selección del sensor. El trabajo de investigación ha comprobado que es posible obtener resultados que evidencien la relación de los espectros de falla con el grado de daño que ha sufrido un rodamiento antifricción.

Palabras clave: Rodamientos, análisis, vibraciones, monitoreo, condición, falla, espectros, antifricción

ABSTRACT

In the industry more than 95% of the rotating machines have antifriction bearings as a key component, hence the importance of being able to monitor their condition to avoid unexpected failures of equipment that are considered critical according to the process to which they belong. Monitoring the vibrations of the bearings has been one of the methods with the best results, for this reason it is important to know the methodology to monitor anti-friction bearings in the industry, specifically to take advantage of this information to efficiently manage the maintenance of rotating equipment. The present research work aims to develop a methodology for monitoring the condition of anti-friction bearings with the vibrational analysis technique based on the applicable standards, good practices and field experience on the subject. Contrasting the failure stages of antifriction bearings with those presented by the Technical Associates Of Charlotte, P.C., which has postulated five failure stages in an antifriction bearing. During the development of the work, it has been evidenced that it is important to take into account both high frequency and low frequency total vibration values as well as a spectral analysis with parameters configured according to the type of bearing being monitored and without neglecting the use of a correct mounting and selection of the sensor for this type of analysis. At the end of the research work it has been possible to prove that it is possible to obtain results that show that vibrational analysis can be related to the degree of damage suffered by an anti-friction bearing.

Keywords: Bearings, analysis, vibrations, monitoring, condition, failure, results, anti-friction.

INTRODUCCIÓN

El mantenimiento industrial ha evolucionado con los años, debido a la necesidad de mejorar la productividad se tuvieron que ampliar cada vez más los intervalos de tiempo de los planes de mantenimiento de los equipos críticos de las industrias, con el objetivo de maximizar la producción. Esta necesidad dio mayor protagonismo al mantenimiento predictivo que permitía monitorear parámetros para detectar fallas potenciales y con esto programar los mantenimientos y paradas de planta sólo cuando haya una necesidad real.

De las técnicas que se han desarrollado para llevar a cabo el mantenimiento predictivo y el monitoreo de equipos rotativos el análisis vibracional es la principal técnica para el monitoreo de condición de los equipos rotativos y también es la técnica más efectiva para el monitoreo de rodamientos antifricción. Los rodamientos antifricción son los elementos principales en la mayoría de las máquinas rotativas por lo que si fallarán el equipo sufrirá daños considerables y por supuesto su reparación tomaría más tiempo y dinero de lo planeado con un mantenimiento rutinario.

Una de las fallas más recurrentes en compresores son los rodamientos, donde la fatiga del rodamiento depende de varios parámetros como el tipo y tamaño de rodamiento, espesor de la película de lubricante, velocidad de giro del equipo, dureza de las partículas contaminantes (Electromecánica, 2017).

El objetivo principal de este proyecto de investigación es evidenciar que las fallas de los rodamientos antifricción pasan por cuatro etapas de deterioro, así como lo propone Technical Associates Of Charlotte, P.C. para esto se presentarán los datos colectados en los rodamientos antifricción del compresor MVC DSP3 y su

respectivo análisis espectral, con lo cual se propondrá una metodología para monitorear rodamientos antifricción. Para la colección y análisis espectral de datos se usará un colector de vibraciones y un software de análisis. El procedimiento para la colección de datos, análisis, ubicación de puntos, configuración de espectros, etc. Se realizarán tomando los lineamientos de la norma ISO 10816-3 así como las buenas prácticas de (Technical Associates Of Charlotte, P.C., 2015).

El tiempo de servicio de las máquinas rotativas está relacionada directamente con la vida útil de los rodamientos por lo que es muy importante la detección temprana de fallas potenciales, también llamadas incipientes que podrían, con el pasar del tiempo, ser la causa de una falla funcional del equipo. La detección de fallas incipientes permite la planificación previa de la intervención, por lo que se puede contar con el tiempo suficiente para asegurar todos los recursos necesarios para realizar el trabajo de mantenimiento del equipo. (Repuestos, materiales, personal, etc.)

Se ha incrementado la implementación de un diagnóstico automatizado en los equipos rotativos de la industria, por su impacto positivo en la economía, al reducir los costos de mantenimiento y mejorar la confiabilidad junto a la disponibilidad de los equipos monitoreados. Existen diferentes formas de diagnosticar una falla mecánica siendo los métodos no invasivos, con una adecuada implementación basado en la criticidad de los equipos, de bajo costo y de fácil acceso. Además, dependiendo del grado de la instrumentación usada es posible evaluar el estado dinámico del compresor sin necesidad de proceder a su desmontaje (Lara y García, 2007, p.3).

Al respecto, Santamaría (2018) un porcentaje importante de empresas en la

industria carecen de un programa de mantenimiento predictivo, algunas tienen programas de colección de datos donde aplican una o dos técnicas predictivas.

Las técnicas de monitoreo de condición como análisis de la firma espectral, termografía infrarroja, ultrasonido (activo y pasivo), análisis de aceites que aplique para aceites hidráulicos y lubricantes, análisis de firma de corriente en motores; son técnicas que no son utilizadas de manera eficaz en la industria. Por lo tanto, actualmente en la industria se tiene como desafío el aplicar estas técnicas para tomar decisiones eficaces con el respaldo de la información obtenida sobre la condición operativa de cada máquina o equipo rotativo. Esta información debe ser gestionada de tal manera que sea suficiente, precisa y oportuna para la toma de decisiones. Convirtiéndose, después de una adecuada implementación, en un factor de vital importancia para la sostenibilidad de la empresa en el tiempo, agregando valor al programa de mantenimiento de los equipos involucrados. Es muy importante la correcta colección, lectura e interpretación de los parámetros proporcionados por los colectores de vibraciones ya sean estos portátiles o de monitoreo en línea.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Descripción de la realidad del problema

El estudio fue realizado en una planta desalinizadora, en esta planta se evapora el agua de mar y se obtiene agua dulce la cual se usa para el caldero y para potabilización. Actualmente en la industria existen dos tecnologías de desalinización que son las más aplicadas:

- Desalinización por membranas, que son conocidas como Ósmosis Inversa (RO).
- Desalinización térmica

La desalinización térmica utiliza una fuente de calor, frecuentemente esta fuente es de calor residual de centrales eléctricas o refinerías, que hacen el proceso más eficiente porque no se tiene que considerar un equipo dedicado a esto como una Caldera, por ejemplo. Este calor se usa para evaporar y condensar el agua para purificarla, es el caso de la planta donde se realizó el proyecto.

La desalinización térmica emula el proceso de la naturaleza conocido como “Ciclo de evaporación del agua” este ciclo inicia en el océano donde las moléculas de agua de la superficie empiezan a cambiar de estado evaporándose, estas se acumulan en la atmósfera, con el cambio de temperatura se da la condensación en

forma de lluvia o nieve, y recolección. Como una fuente de calor es indispensable en el proceso de desalación térmica, este proceso de manera recurrente suele estar vinculado a centrales de generación de energía eléctrica y refinerías para utilizar el calor residual que se puede derivar fácilmente de una línea de baja presión o inclusive de vapor sobrante que no es aprovechado en la turbina. Existen tres tipos de procesos, que son los más usados, en la desalación térmica: Compresión de vapor (VC), destilación multi efecto (MED) y destilación flash multietapa (MSF). En este caso la planta.

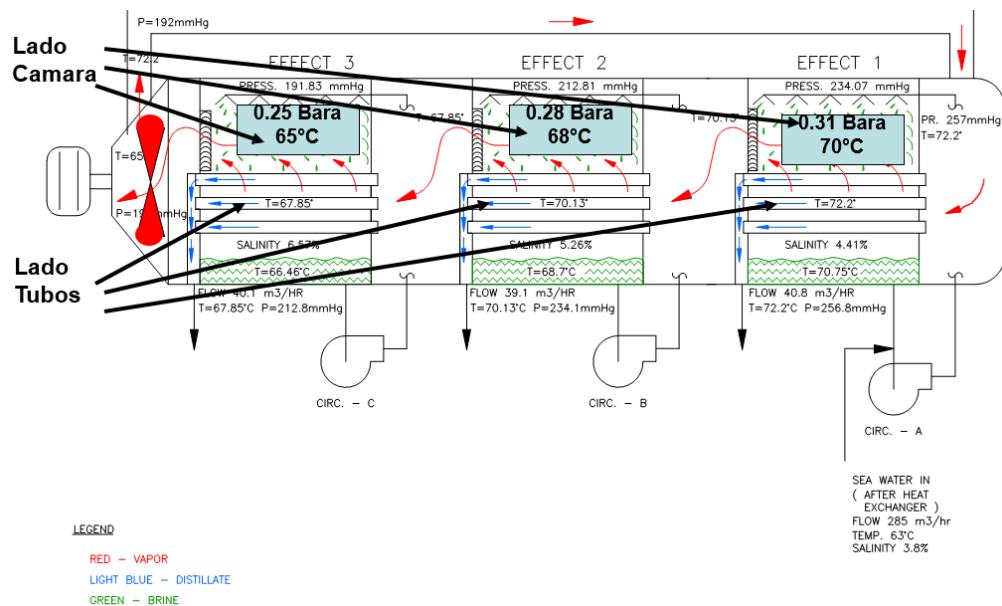


Figura 1. Proceso térmico de desalación

Al aplicar la energía calorífica del vapor a presiones superiores a la atmosférica, el agua cambia de estado evaporándose y es recolectada durante la condensación, mientras que el calor residual se recicla nuevamente al agua de alimentación por medio de un intercambiador de calor. La compresión de vapor se realiza por lo general con medios mecánicos, casi siempre accionados por electricidad (Compresión mecánica de vapor MVC).

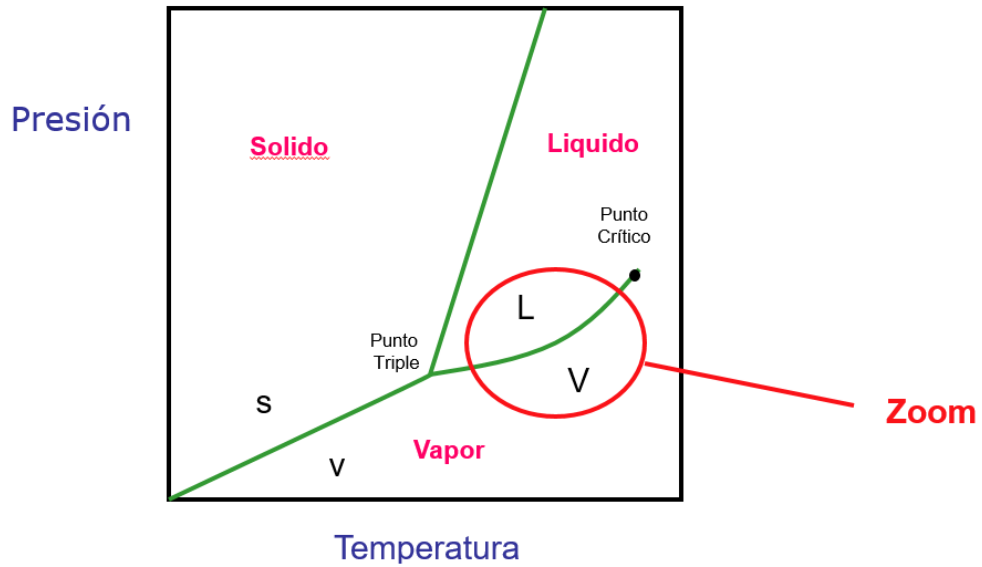


Figura 2. Zona de trabajo Diagrama P-T

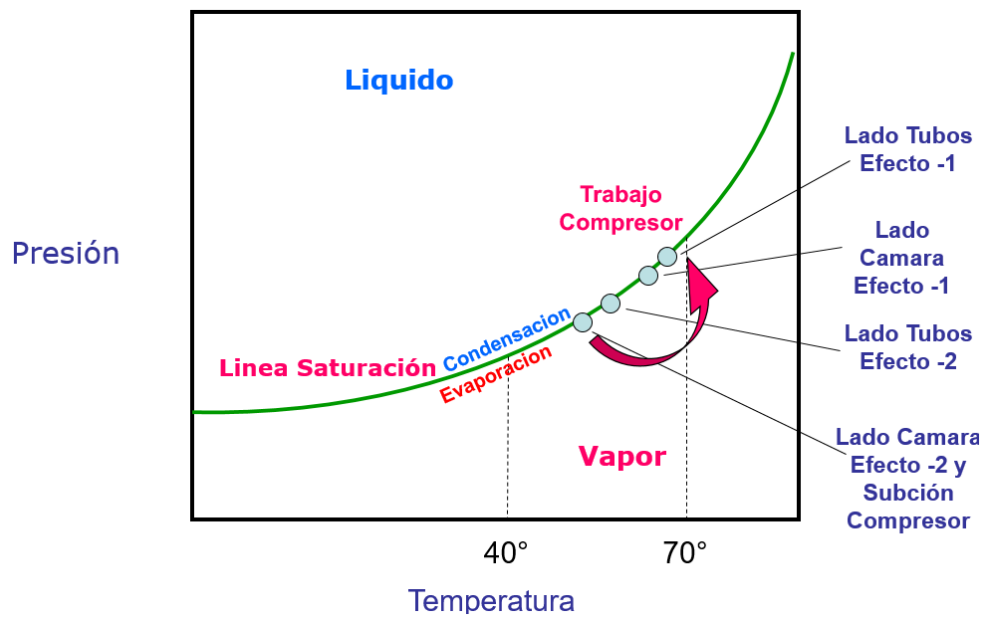


Figura 3. Proceso térmico de desalación ubicado en diagrama P-T

La Planta Desalinizadora 3 (DSP3) de la CT ILO1 es la que produce agua dulce destilando agua de mar para continuar con la generación de energía, además de suministrar agua a Southern Perú de acuerdo a su demanda.

El Compresor MVC es crítico para el funcionamiento de la DSP3 este proporciona, mediante su succión, una presión inferior a la presión de equilibrio de la salmuera, haciendo que parte de la salmuera se evapore.

Después de pasar por un eliminador de neblina para eliminar los residuos de agua, en forma de pequeñas gotas, el vapor se comprime y se vuelca en el interior de los tubos donde se condensa proporcionando así el calor latente necesario para el proceso de evaporación y por ende el funcionamiento de la planta desalinizadora.

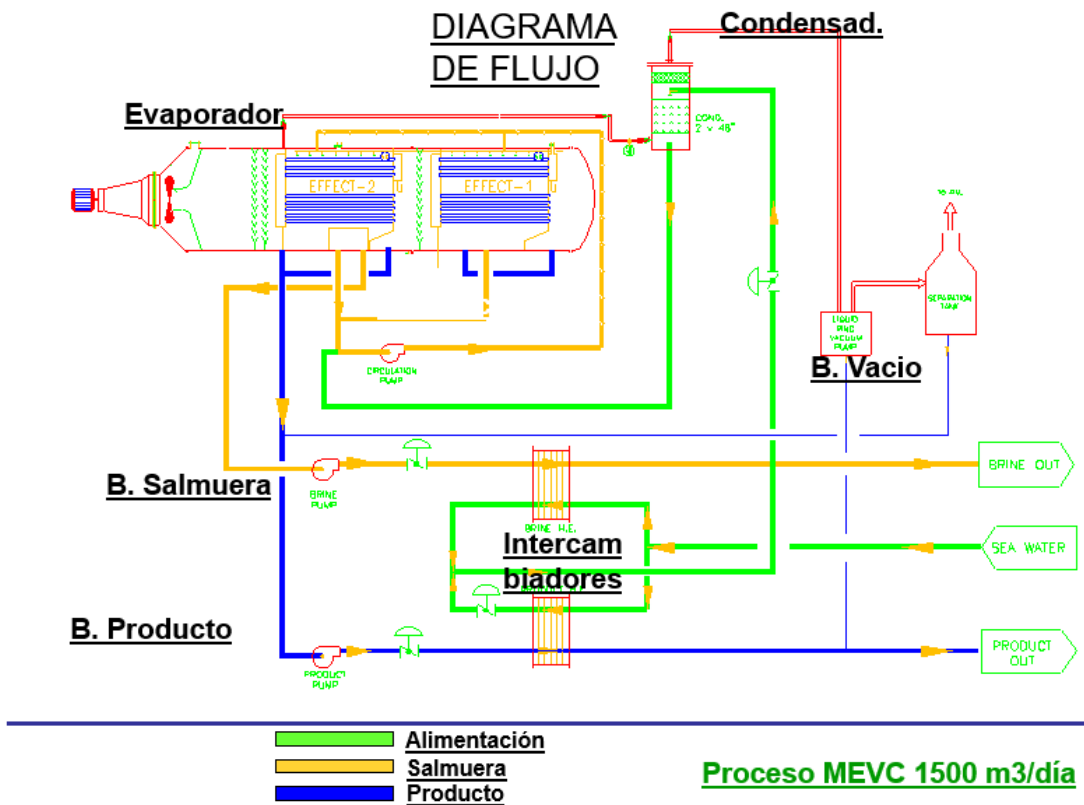


Figura 4. Diagrama de flujo de proceso de desalación

En su proceso de operación descrito en el compresor se presentan paradas por causa de averías frecuentemente en rodamientos y mantenimientos planificados basados únicamente en la experiencia del departamento de mantenimiento generando pérdidas económicas y tiempo.

1.2. Definición del problema

Para la detección de fallas en rodamientos se utiliza la técnica de análisis vibracional para el compresor MVC DSP3, estas lecturas son de vibración total (Overall) en mm/s y de aceleración en g'.

En esta investigación se analizará las fallas de rodamientos aplicando el análisis espectral de baja y alta frecuencia, de acuerdo a los lineamientos de las normas ISO 10816-3 y las buenas prácticas de Technical Associates Of Charlotte. Para lo cual utilizaremos un colector de vibraciones FFT y software de análisis.

1.3. Objetivos de la investigación

1.3.1. Objetivo general.

- Elaborar una propuesta para la detección de fallas en rodamientos basado en el análisis vibracional del compresor MVC DSP3 de la planta Ilo 1 analizando el espectro de falla de la pista interior y pista exterior de los rodamientos aplicando las buenas prácticas de Technical Associates Of Charlotte.

1.3.2. Objetivos específicos.

- Analizar los espectros de falla de pista interior y pista exterior del compresor MVC DSP3 de la planta Ilo 1.
- Elaborar una propuesta para aplicar las normas y buenas prácticas de Technical Associates Of Charlotte para detectar las fallas en rodamientos basado en el análisis vibracional del compresor MVC DSP3 de la planta Ilo1.
- Contrastar los resultados obtenidos con las cuatro etapas de falla de rodamientos propuestas por Technical Associates Of Charlotte.

1.4. Justificación.

Con la propuesta de aplicar la técnica de análisis espectral de alta y baja frecuencia, de acuerdo a los lineamientos la norma ISO 10816-3 y las buenas prácticas de Technical Associates Of Charlotte para el análisis vibracional en los rodamientos del compresor MVC DSP3, aplicaremos tecnología que no está siendo usada de manera eficiente en la región del país

Siendo el evaporador la etapa más importante del proceso de desalinización, el compresor es el encargado de la recirculación del vapor dentro proceso térmico de desalación produciendo agua fresca a partir de agua de mar o salubre en un ecosistema ambiental equilibrado.

Reduciremos los costos de la empresa, costos de mantenimiento y mejorar el nivel de seguridad del equipo rotativo.

1.5. Alcances y limitaciones

1.5.1. Alcances.

Esta investigación se realizó en el departamento de Moquegua, provincia de Ilo, en la empresa Engie en la CT Ilo 1.

1.5.2. Limitaciones.

El periodo de análisis de la investigación será el tiempo en el que se da el modode fallo en los rodamientos del compresor MVC DSP3.

La investigación se llevó a cabo en la planta 1 de la empresa Engie; la investigación por la naturaleza de la información que requiere, estuvo supeditada a la disponibilidad y acceso a la información que puedan proporcionar los colectores.

1.6. Variables

1.6.1. Operacionalización de variables.

a. Variable Independiente.

- Fallas en rodamientos.

b. Variable Dependiente.

- Análisis vibracional.

Tabla 1

Operacionalización de variables

Variable	Definición conceptual	Dimensión	Indicadores	Escala	Instrumento de medición
Fallas en rodamiento antifricción	Se producen debido a errores de montaje, manipulación deficiente, lubricación incorrecta, contaminantes o calor inusual	Aspectos de fallas en rodamientos antifricción	Vibración total velocidad mm/s Aceleración en g'	Razón	Colector de vibraciones Referencia de criticidad Norma ISO 10816-3
Análisis vibracional	Proceso de medición niveles y frecuencias de vibración de rodamientos antifricción considerado como componente de la maquinaria Industrial	Tipo de análisis vibracional	Modulación en amplitud de bandas vecinas.	Razón	Analizador de señales Software PC para análisis de vibración. Buenas prácticas Técnica Associates of Charlotte, P.C

1.7. Hipótesis de la investigación

1.7.1. Hipótesis general.

Con el análisis vibracional del Compresor MVC de la DSP3 de Ilo1 es posible detectar fallas en sus rodamientos obteniendo los espectros de frecuencia típicos de pista interior y pista exterior basado en los lineamientos de la norma ISO 10816-3 y las buenas prácticas de Technical Associates Of Charlotte en lo referente al análisis espectral para detección de fallas en rodamientos antifricción.

1.7.2. Hipótesis derivadas.

- Es posible obtener los espectros de falla típicos de pista interior y pista exterior de los rodamientos del compresor MVC DSP3 de la planta Ilo 1.
- Existen propuestas para aplicar las normas de buenas prácticas de Technical Associates Of Charlotte para detectar las fallas en rodamientos basado en el análisis vibracional del compresor MVC DP3 de la planta Ilo 1.
- Es posible obtener resultados para contrastar las cuatro etapas de falla de rodamientos propuestos por Technical Associates Of Charlotte.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes de la investigación

Detección de fallas utilizando la técnica de análisis vibracional en los equipos rotativos críticos del área de envasado, pasteurización y homogenización de la empresa Prolac (Toapanta, 2012).

En esta tesis presenta el comportamiento de la vibración en maquinaria rotativa, identifica sus problemas principales, investiga la gestión actual de mantenimiento, así como las consecuencias e implicancias cuando algunas de estas máquinas se detienen.

Analizar el diseño e implementación de un plan de mantenimiento predictivo basado en la técnica de análisis de vibración absoluta en plantas de bombeo (Estévez, 2013).

Esta tesis complementa el monitoreo de condición de los equipos colectando niveles de vibración overall de los equipos rotativos y el análisis espectral con el análisis termográfico. Tomando en cuenta que la temperatura es una de los parámetros que se presenta en las últimas etapas de falla de los rodamientos antifricción es decir muy cerca a la falla funcional, se concluye que la termografía no es efectiva en lo que se refiere a detectar fallas potenciales o incipientes

comparado con el análisis de vibraciones absolutas. Por esta razón el estudio se enfoca en análisis de vibraciones absolutas para diagnosticar plantas de bombeo. Efecto de la implementación de técnicas de mantenimiento predictivo en la detección temprana de fallas en los equipos rotativos de la empresa ANBEV PERU S.A.C (Aguila, 2018).

La tesis resalta la importancia de seleccionar correctamente los equipos de acuerdo a su criticidad operativa, proponiendo una metodología para sustentar la viabilidad de invertir en un plan de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibraciones absolutas, la tesis sustenta que no se puede implementar un plan de mantenimiento predictivo a los equipos de planta en general, concluyendo que hay equipos que por sus características, principalmente operativas, deben ser tratados con una estrategia diferente que puede ser mantenimiento preventivo y en algunos casos en las que la falla funcional del equipo no impacta la producción se los puede gestionar con una estrategia de mantenimiento correctivo. Además de la correcta selección de los equipos a ingresar en el plan de mantenimiento predictivo se resalta que optimizar los puntos de medición y/o colección, implementar adecuadas frecuencias de colección y las rutas de monitoreo eficientes son factores importantes cuando se decide implementar un plan de mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibraciones absolutas.

Según Marimón y Castillo (2004) la selección correcta de los equipos críticos de planta permite de una forma rápida y eficaz la implementación de un programa de mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones absolutas. Por otro lado, al apoyarse en técnicas de mantenimiento RCM (Mantenimiento centrado en la confiabilidad), no sólo aumenta la competitividad de la empresa si no también

que aporta reducción de costos de mantenimiento y por consiguiente incremento de la utilidad de la empresa.

Propuesta de implementación de un plan de mantenimiento predictivo basado en el análisis vibracional absoluto caso: Sistema de bombeo, unidad de espesadores del proyecto Toromocho (Orcón, 2015).

La mencionada tesis propone que su plan de mantenimiento preventivo establezca las fechas de intervención tomando como referencia en análisis vibracional absoluto de los equipos rotativos críticos de los espesadores del Proyecto Toromocho. Esto con el objetivo de reducir o ampliar la frecuencia de paradas para mantenimiento. Parar los espesadores para una intervención, por su criticidad operativa, implica parar toda la producción de la mina durante más de dos semanas en el mejor de los casos. El análisis vibracional y la configuración de alarmas se realizó según los lineamientos de las normas ISO 10816, en la elaboración del plan de monitoreo de vibraciones absolutas se determinaron los puntos de colección de datos, se establecieron niveles de alarma adecuados para cada equipo rotativo y por último se implementó análisis de niveles de banda espectrales; para lo cual se configuraron las alarmas de las bandas espectrales según la data colectada de cada equipo como línea base.

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Tipos de mantenimiento.

2.2.1.1. *Mantenimiento correctivo.*

Este tipo de mantenimiento se usa por lo general en equipos pequeños que no sean críticos, porque se espera a que estos fallen para intervenir el equipo. La estrategia de este tipo de mantenimiento es reacondicionar a las condiciones de nuevo al

equipo una vez que falle, por medio de restauración o reemplazo de componentes o partes del equipo, debido a desgaste daños o roturas o cambiarlo por uno nuevo. Esta decisión se debe tomar una vez analizado el costo beneficio.

2.2.1.2. Mantenimiento preventivo.

La idea principal que define este tipo de mantenimiento es “Prevenir”. El objetivo de este tipo de mantenimiento es prevenir la falla funcional del equipo a través de actividades planificadas que pueden ser actividades de inspección, detección y prevención de fallas, cuyo objetivo es mantener los equipos bajo condiciones específicas de operación, es decir, cumpliendo la función para lo cual se le ha seleccionado en el proceso de producción. Las actividades de mantenimiento se ejecutan a frecuencias establecidas de acuerdo con las recomendaciones del manual del fabricante, las condiciones operacionales y al historial de falla de los equipos.

2.2.1.3. Mantenimiento predictivo.

El mantenimiento predictivo se define por la palabra “Predecir”. Esta estrategia de mantenimiento se implementa con el objetivo de intervenir a los equipos antes de que estos fallen, pero a la vez aprovechando el mayor tiempo posible la condición funcional del mismo. Este tipo de mantenimiento diseña actividades que consisten en el seguimiento organizado, con medición periódica o continua, de variables que nos deben dar una idea clara del estado en un sistema, máquina o equipo y su comparación con patrones preestablecidos. Comparando la información obtenida de estas actividades con recomendaciones basados en normas, buenas prácticas o en el historial de modos de fallo de estos equipos. Todo esto para lograr determinar el momento más adecuado en que se debe programar la intervención de mantenimiento, con el fin de evitar una falla funcional a tiempo y la detención de

la producción.

Una de las técnicas de monitoreo o inspección más usado para el mantenimiento predictivo es el análisis de la firma vibracional.

a. Ventajas del mantenimiento predictivo.

- Nos ayuda a determinar las frecuencias de mantenimiento preventivo óptimas, es decir, basado en la información que nos da esta técnica podemos ampliar o reducir una frecuencia de mantenimiento preventivo.
- Mejora la gestión de los almacenes porque se llega a aprovechar al máximo el stock de repuestos y equipos.
- Reduce notablemente las fallas inesperadas por lo que la cantidad de mantenimientos correctivos disminuye, esto también permite que no se tenga inventarios abultados por riesgo de operación.
- Las técnicas de mantenimiento preventivo no son intrusivas y se pueden ejecutar sin interrumpir la operación de los equipos monitoreados.
- Mejora los índices de confiabilidad y disponibilidad de los equipos críticos del proceso productivo.
- Con la información obtenida se puede contribuir a implementar mejoras en el diseño de los equipos monitoreados.

b. Desventajas del mantenimiento predictivo.

- Los sensores a usar se deben adaptar a las condiciones operativas de la máquina rotativa, esto debido a que el monitoreo se debe realizar en condiciones de operación normal.
- La implementación del mantenimiento predictivo conlleva a una elevada inversión inicial debido a que para esta implementación se requiere adquirir

equipos de medición y recolección de datos, capacitación especializada al personal destinado para esta tarea, horas hombre que en un inicio se considera adicionales al trabajo rutinario.

- Los técnicos de mantenimiento tienen la necesidad de un nivel de formación especializado con el objetivo de que puedan estar familiarizados con los equipos de alta tecnología y que con el tiempo puedan realizar diagnósticos basados en sus análisis espectrales.

c. Limitaciones en la aplicación del mantenimiento predictivo.

- En caso de equipos en los cuales los intervalos de mantenimiento estén ligados a garantías, primas de seguro, normas, etc. No se aplica este tipo de mantenimiento. Para estos casos se aplicaría el mantenimiento preventivo que sería programado según los intervalos recomendados.
- No se aplica en maquinaria rotativa en que la reposición de un equipo es de bajo costo y donde se cuente con un stock o tiempo de adquisición mínimo que permita una reposición casi inmediata del equipo.
- No se recomienda aplicarlo en aquellos equipos en que detectar las averías incurra en demasiado riesgo para el personal o equipos.
- No se aplica en equipos donde la detección de la avería no es fiable debido a su instalación o disposición, por lo general en estos casos el ruido generado por la instrumentación podría enmascarar las frecuencias de falla.

2.2.2. Teoría vibracional.

Las máquinas y estructuras vibran en respuesta a una o más fuerzas pulsantes que a menudo son llamadas fuerzas excitadoras. La magnitud de la vibración no solamente depende de la fuerza sino también de las propiedades del sistema, el

análisis vibracional aplica técnicas de eliminación porque hay numerosas fallas que producen vibraciones de características similares.

La gran mayoría de empresas del mundo han impulsado el Análisis Vibracional en sus plantas debido al ahorro que ha logrado en los gastos de mantenimiento, al ser parte muy importante del Mantenimiento Predictivo. [American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2004].

2.2.3. Características de la vibración.

Las características fundamentales de la vibración son; frecuencia, amplitud y fase:

a. *Frecuencia ($f = 1/T$):*

Es el número de ciclos en un determinado período de tiempo, se expresa en ciclos por segundo (Hertz), Ciclos por minuto (CPM) o múltiplos de la velocidad de operación de la máquina (Órdenes). Período (T); es el tiempo requerido para completar un ciclo de vibración.

b. *Amplitud (A):*

Es el desplazamiento máximo de la vibración, puede ser expresada en múltiples formas, tales como:

- Pico: Se mide desde el punto neutral hasta la cresta. (A_p)
- Pico – Pico: Se mide desde la cresta inferior hasta la superior. (A_{p-p})
- RMS: Raíz cuadrática media, ($A_{RMS} = 0,707 A_p$) solamente para una onda sinusoidal.

c. *Ángulo de fase de la vibración (φ):*

Es la posición angular de un objeto en cualquier instante con respecto a una referencia de la misma frecuencia (Grados). En las Figura 5 y 6, se observa que la aceleración y el desplazamiento están desfasados en 180 grados y la velocidad está

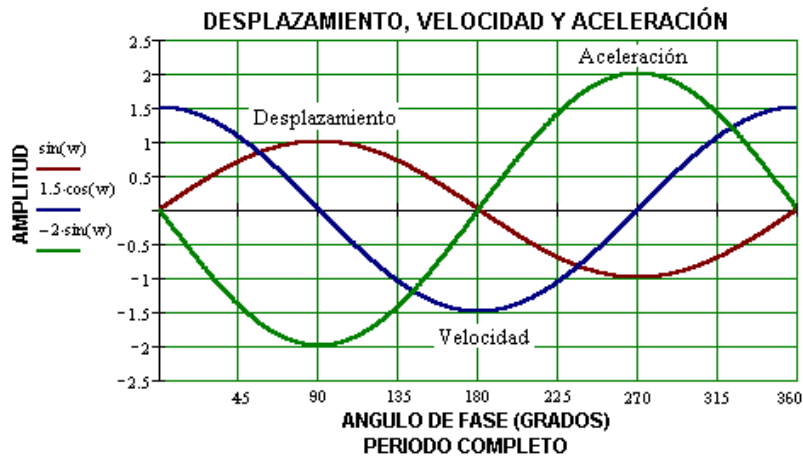


Figura 6. Relaciones entre el desplazamiento, velocidad y aceleración

2.2.5. Conversión entre medidas.

El gráfico amplitud versus fase de la figura 6 muestra el desfase que hay entre la aceleración, la velocidad y el desplazamiento. Los valores de amplitud pico pueden ser relacionados con las siguientes fórmulas:

$$\text{Velocidad} = 2\pi f D \quad \text{Aceleración} = 2\pi f V = (2\pi f)^2 D$$

Donde:

D: Desplazamiento pico (Mils)

f: Frecuencia (CPS)

V: Velocidad pico (Pulg/seg)

A: Aceleración pico (Pulg/seg²) (1 g = 386,1 Pulg/seg²)

(ASME, 2004)

2.2.6. Adquisición de los datos.

Para obtener datos de niveles de vibración de una máquina rotativa se utiliza un sensor o transductor, también llamado pick up, este convierte la vibración mecánica en una señal eléctrica.

La calidad de esta señal depende principalmente de los siguientes factores:

- El rango de frecuencia a la que trabaja el transductor.
- La forma en la que el transductor es montado en la máquina rotativa a monitorear.

La correcta selección de los puntos de monitoreo o colección de datos.

(ASME, 2004)

2.2.7. Selección del tipo de medida.

Los niveles de vibración se pueden coleccionar en tres unidades que son aceleración, velocidad y desplazamiento; lo ideal sería realizar la colección con un transductor que proporcione de manera directa la medida seleccionada, pero esto por lo general no es posible debido a tendríamos que contar con varios transductores los cuáles usaríamos según la frecuencia de falla a monitorear lo que sería muy costoso y poco práctico.

El transductor y la medida con la que se realizará el monitoreo y la colección de datos se debe seleccionar en base a las frecuencias de vibración que están presentes en la máquina al momento de operar en condiciones normales, el tipo de análisis que se realizará y a la información que pretendemos obtener con este muestreo de datos.

- Para frecuencias de 0 a 1200 CPM, consideradas bajas frecuencias, se recomienda trabajar midiendo el Desplazamiento pico o pico a pico. Un monitoreo de vibraciones en unidades de desplazamiento se relaciona con los esfuerzos y si usamos un acelerómetro la señal debe ser doblemente integrada para obtener el desplazamiento.
- Cuando lo que se requiere es monitorear el Desplazamiento relativo del eje podemos usar un sensor de proximidad, los cuales deben ser instalados en la

caja de cojinetes. Por lo general dos sensores por cojinete separados noventa grados con el objetivo de coleccionar orbitales.

- Para frecuencias de 600 a 60000 CPM, que es el rango en el que la mayoría de las máquinas rotativas trabajan, se recomienda trabajar midiendo Velocidad la cual la podemos relacionar con la fatiga. Este monitoreo se realiza de manera directa con un Pick up de velocidad o también con un acelerómetro el cual integra la señal para obtener las unidades de velocidad.

Para frecuencias superiores a 60000 CPM, que es considerada alta frecuencia, se recomienda trabajar midiendo Aceleración la cual se puede relacionar con la fuerza. Esta medida se monitorea de manera directa con un acelerómetro y es la óptima para el monitoreo de rodamientos antifricción. (ASME, 2004)

2.2.8. Los transductores de vibración.

Para el monitoreo un monitoreo de vibraciones óptimo es necesario tomar en cuenta la sensibilidad de los transductores de vibración. (Respuesta constante de mV/mil, mV/(pulg/seg) o mV/g). Estos transductores convierten una vibración mecánica en una señal eléctrica proporcional que luego será procesada y acondicionada por los colectores o analizadores de vibración.

En un rango de frecuencias determinado la sensibilidad de un transductor se comporta de manera constante si se sale de este rango se debe aplicar un factor de corrección. Se recomienda trabajar en el rango de frecuencias en la cual la sensibilidad del transductor es constante en el tiempo.

a. Transductores sísmicos o de velocidad.

Estos transductores están compuestos por una bobina que tienen en su interior la cual está suspendida con dos resortes y un amortiguador dentro de un campo magnético

fijo; esto hace que se auto excite por lo que no requieren de suministro de energía (ver figura 7).

Cuando este transductor se coloca sobre una máquina rotativa para que mida la vibración, este vibra junto con la máquina y la bobina que tiene en su interior tiende a permanecer inmóvil, el movimiento relativo que existe entre el imán permanente y la bobina genera una señal eléctrica que es procesada con el colector de vibraciones, la señal eléctrica generada depende de la velocidad de la vibración de la máquina; por ejemplo un transductor con una sensibilidad de 1,080 mV/(pulg/seg) puede ser usado para medir los niveles de vibración de alojamientos de cojinetes antifricción en el rango de frecuencias de 10 hasta 1000 Hz.

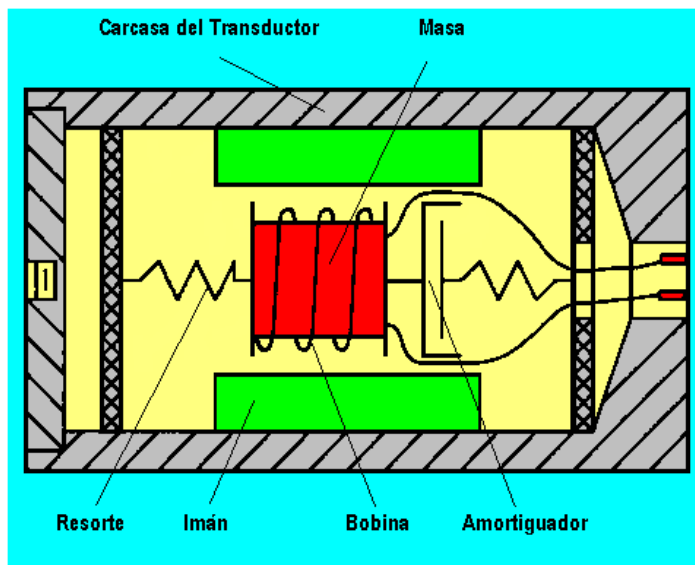


Figura 7. Transductor sísmico de velocidad

En este tipo de transductores reduce su sensibilidad a frecuencias inferiores a 10Hz, porque la bobina tiende a moverse siguiendo el movimiento del imán permanente, en estos casos se debe usar un factor de corrección de acuerdo a la frecuencia de rotación del equipo.

b. Transductores de velocidad (Tipo piezoeléctrico).

Este tipo de transductores proporcionan una señal de salida a consecuencia de los esfuerzos que producen las vibraciones de las máquinas sobre los discos piezoeléctricos que son parte de su construcción, la señal de estos discos es amplificada por el colector con el fin de coleccionar una medición proporcional a la vibración de la máquina rotativa. Una característica de este sensor es que no posee partes móviles por lo que su confiabilidad es mayor que la de un sensor sísmico (ver figura 8).

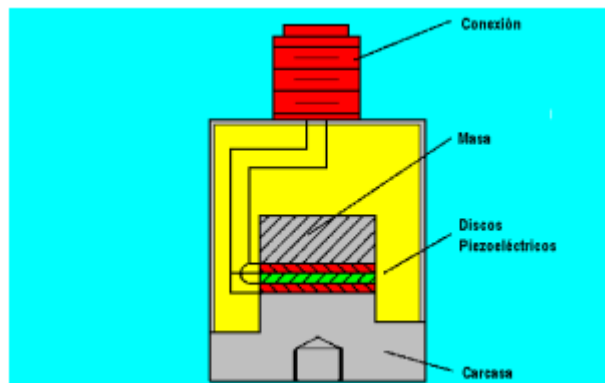


Figura 8. Esquema del transductor de velocidad piezoeléctrico

c. Captadores de proximidad o de no contacto.

Este tipo de transductores son usados cuando el peso del eje de la máquina a monitorear es ligero comparado con el peso de la carcasa en la que está instalado el eje, debido a esto un incremento de la vibración del eje no reflejaría un incremento en la vibración de la carcasa por lo que un sensor de vibración absoluta no es recomendado en estos casos. Estos transductores, llamados también de corriente de Eddy, miden el desplazamiento relativo estático y dinámico del eje con respecto a su alojamiento, es decir miden el movimiento del eje dentro del espacio que tiene dentro del cojinete, (ver figura 9).

El Captador de Proximidad está constituido de una bobina que posee una

cobertura, que generalmente es de material cerámico, que está en el extremo del sensor. Estos sensores deben montarse en el cojinete regulando un “gap” (espacio que hay entre el sensor y el eje) donde se va generar un campo magnético con la ayuda de un accesorio externo que genera una señal eléctrica de alta frecuencia (aproximadamente 1,5 MHz). Cuando el eje se mueve dentro del cojinete la señal eléctrica cambia proporcionalmente al movimiento (mV/mil), este sensor genera una tensión de corriente alterna que es proporcional a la vibración y una señal de corriente continua que es proporcional a la distancia que existe entre el eje y el sensor.

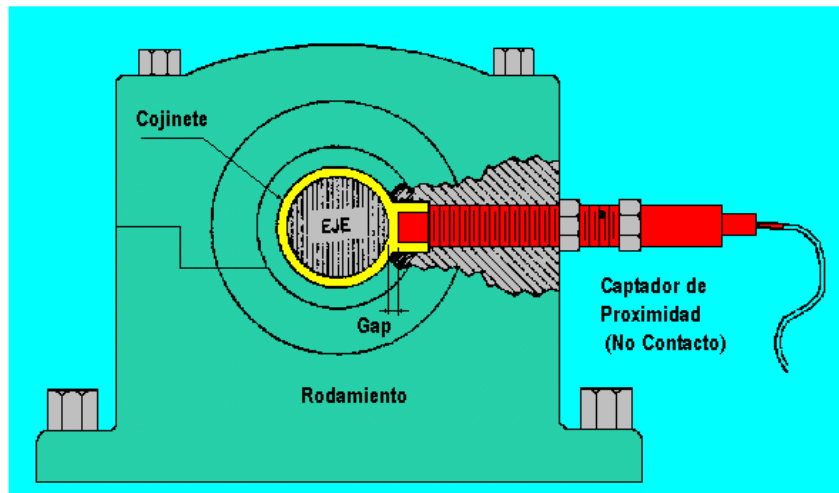


Figura 9. Captador de proximidad montado en el alojamiento de cojinetes

Con el avance de la tecnología se está diseñando máquinas de alta velocidad como turbinas, bombas centrífugas multi etápicas, compresores axiales, etc.

Que poseen rotores que son ligeros comparados con sus pesadas carcasas, debido a estamarcada diferencia entre sus masas, las vibraciones pueden ser muy altas en el eje o flecha y no tener relación con la vibración de la carcasa que tendría una vibración absoluta mínima. Para este tipo de máquinas los captadores de proximidad son los más adecuados para realizar un eficiente monitoreo del

movimiento relativo del ejedentro de su alojamiento en el cojinete. Lo cual también es conocido comomitoreo de orbitales.

d. Acelerómetros.

Este tipo de transductores por lo general llegan con los colectores de vibraciones portátiles, son los más adecuados para medir vibraciones de las carcassas de los alojamientos de los cojinetes antifricción ya que las frecuencias de falla de estos están en el rango de frecuencia de mayor sensibilidad para este tipo de sensores. Los acelerómetros están compuestos por un amplificador electrónico de alta ganancia y una masa montada sobre cristales piezoeléctricos que produce una señal eléctrica leve que es proporcional a la aceleración, ver figura 10, (ASME, 2004)

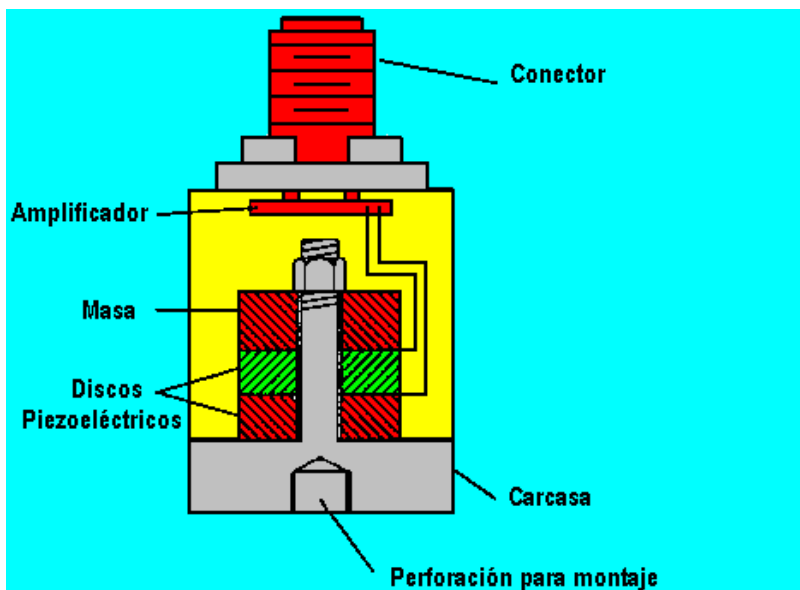


Figura 10. Esquema del acelerómetro con amplificador incorporado

2.2.9. Montaje de transductores.

Los sensores o los puntos de monitoreo de vibración deben de ubicarse lo más cerca posible al componente que se desea monitorear. En la mayoría de los casos los puntos de monitoreo son los descansos donde están los cojinetes antifricción, cuando se monitorean este tipo de cojinetes se debe tener en cuenta instalar el sensor en el lado de carga de los cojinetes por ejemplo si el cojinete antifricción es radial

el punto de monitoreo debe ser radial, si el cojinete antifricción es de contacto angular el punto de monitoreo debe ser radial y axial. Los sensores de monitoreo de vibraciones no deben ser instalados en planchas delgadas o en las guardas de los equipos porque las ondas vibratorias se distorsionarían.

Como se muestra en la Tabla 2 los métodos de montaje de los sensores de vibración afectan la calidad de la colección de datos ya que la respuesta del sensor no es la misma. En la Tabla 2 se puede observar cómo varía el límite de frecuencias para un acelerómetro de 100 mV/g de sensibilidad cuando se cambia el método de montaje, fuera de estos límites si es posible tener medidas, pero la amplitud de vibración colectada no sería precisa y además pueden aparecer en el espectro frecuencias naturales ya sea de la sonda o del pick up magnético que se esté usando (ASME, 2004).

Tabla 2

Rango de frecuencias para un acelerómetro de 100 mV/g de sensibilidad

Método de montaje	Límite de frecuencias CPM
Sonda de 9 pulgadas	30,000
Magnético	120,000
Pegamento epoxico	240,000
Cera de abejas	300,000
Esparrago	600,000

2.2.10. Procesamiento de datos.

En la actualidad los colectores de datos han ido evolucionando con el avance de la tecnología ahora son minicomputadoras que tienen incorporados el algoritmo FFT además de tener opciones de análisis espectral, balanceo en uno y dos planos, función de prueba de impacto para obtener frecuencias naturales de estructuras, etc. Los más avanzados tienen funciones de colección y memoria para almacenar datos

de horas de colección en tiempo real.

Estos equipos son utilizados para:

- Monitoreo de vibraciones absolutas y relativas, colectan y almacenan parámetros de vibración como; la vibración total, espectros de frecuencia, forma de onda.
- Análisis vibracional, almacenan; orbitales, diagramas de Bodé, diagramas polares, diagramas de centro de eje, espectros en cascada y espectros de envolventes.
- Balanceo dinámico, tienen instalado un programa de balanceo para uno y dos planos.
- Alineamiento laser, tienen instalado un programa de alineamiento de máquinas que utiliza accesorios para alineamiento con rayo láser.

Los colectores de vibraciones colectan datos fuera de ruta o con una ruta preestablecida de trabajo en la que se definen los equipos y los puntos de monitoreo de vibraciones que se deben mantener en el tiempo para asegurar la repetitividad de la medición y una data consistente. Los equipos de monitoreo análisis de vibraciones procesan la señal obtenida de los sensores de la siguiente forma:

- a. Al instalar los sensores de vibración en las máquinas o estructuras que vibran, estos generan una señal analógica que es la que toma el colector.
- b. La señal analógica tomada por el colector de vibraciones es digitalizada por medio de un convertidor analógico digital.
- c. La digitalización de esta señal analógica involucra la reconstrucción de la forma de onda con los datos digitalizados, por lo tanto, se requiere que el procesamiento de la señal espere a que se complete un ciclo entero para luego

empezar el procesamiento de los datos.

- d.* Cuando se configura el número de líneas de un espectro también estamos configurando el número de muestras. El número de muestras es 2,56 veces el número de líneas mientras más líneas tenga un espectro más resolución tendrá nuestro espectro y esto conlleva a más tiempo de procesamiento de datos durante la colección (ver figura)
- e.* Una vez colectada la señal analógica y digitalizada pasan por el algoritmo de la Transformada rápida de Fourier o FFT, esto para poder obtener el espectro de frecuencias que no es más que la señal digital descompuesta en sus frecuencias componentes con su respectiva amplitud, ver la figura.
- f.* Todos estos datos obtenidos después de la colección y procesamiento son almacenados en una computadora que tiene instalado el software que almacena los espectros de frecuencia, formas de onda, tendencias de vibración total, orbitas, etc. Para posteriormente analizarlos y con esto determinar algún cambio en la condición de la máquina a partir del análisis vibracional (ASME, 2004).

2.2.11. Número de muestras de datos.

El número de líneas seleccionado al configurar la colección de un espectro de frecuencia siempre va ser menor al número de muestras en 2.56 veces, esto con el objetivo de evitar que en el espectro se muestren frecuencias falsas porque dos frecuencias muy cercanas se unen debido a la baja resolución del espectro.

Las líneas de resolución comúnmente utilizadas para el cálculo del FFT, son; 100, 200, 400, 800, 1,600, 3,200, 6,400 y 12,800; a mayor cantidad de líneas mayor precisión en la discriminación de frecuencias cercanas una de otra. En la actualidad con el desarrollo de los microprocesadores este tema ha mejorado mucho

tanto en resolución como en la rapidez del procesamiento de la data.

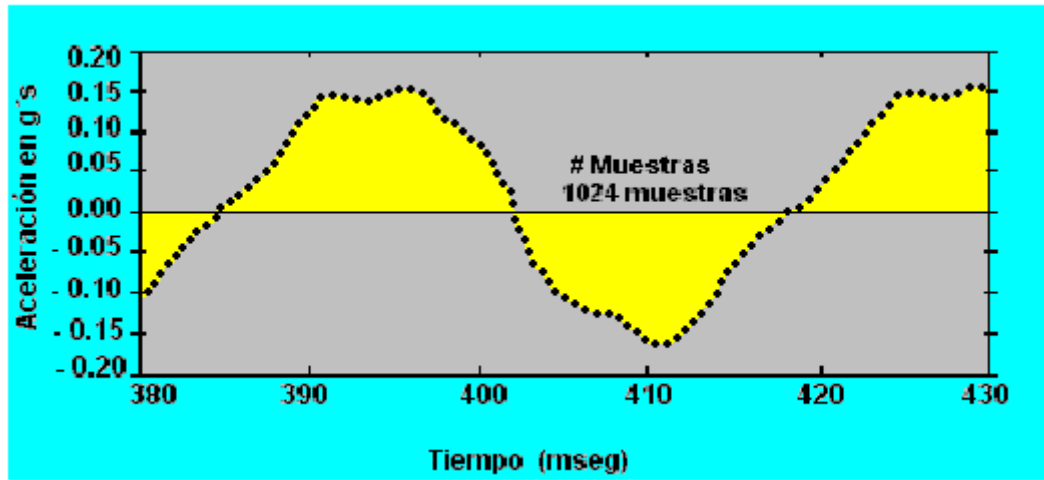


Figura 11. Puntos muestreados por el analizador o colector FFT

Para los colectores de datos, no importa la marca, los tamaños de las muestras que se pueden configurar serán los siguientes:

Tabla 3

Tamaño de la muestra con respecto al número de líneas seleccionadas

Número de líneas en el espectro	Tamaño de la muestra en la forma de onda
100	256
200	512
400	1,024
800	2,048
1,600	4,096
3,200	8,192
6,400	16,384
12,800	32,768

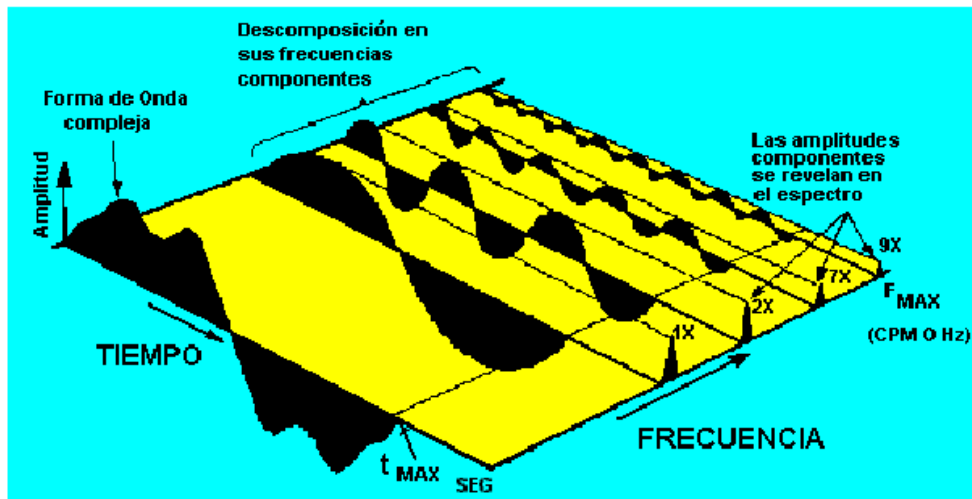


Figura 12. Gráfico comparativo de la forma de onda compleja y el espectro

2.2.12. Cálculo del tiempo de muestreo de datos de una toma.

$$T_{\text{máximo}} = \frac{60 \times \# \text{ líneas}}{\text{rango de frecuencias}} = \frac{60 \times \# \text{ de líneas}}{F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}}$$

Donde:

$T_{\text{máximo}}$: Segundos

$F_{\text{máx}}$: Frecuencia máxima; fija la máxima frecuencia de medición (CPM).

$F_{\text{mín}}$: Frecuencia mínima; fija la mínima frecuencia de medición (CPM).

Tabla 4

Tiempo máximo de demora en la toma de datos para diversos rangos de frecuencias y cantidades de líneas

Rango de frecuencias $F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}$ (CPM)	T máximo (Segundos)			
	400 líneas	800 líneas	1600 líneas	3200 líneas
}	2,000	4,000	8,000	16,000
24,000	1,000	2,000	4,000	8,000
48,000	0,500	1,000	2,000	4,000
96,000	0,250	0,500	1,000	2,000
192,000	0,125	0,250	0,500	1,000

2.2.13. Cálculo del tiempo de muestreo de varias tomas.

Los colectores hacen Promedios, así se le llama a cada toma de la forma de onda que se colecta para realizar el cálculo FFT. Se toman varios promedios con el objetivo de disminuir el ruido o interferencias y las vibraciones aleatorias no deseadas que pueden presentarse durante la colección de la data.

$$T \text{ TOTAL} = T \text{ MÁXIMO} \times \# \text{ promedios.}$$

2.2.14. Cálculo del tiempo de muestreo de datos de varias tomas con traslape.

Cuando se tienen un gran parque de máquinas a monitorear y el tiempo que demora la colección de data se vuelve importante se puede usar el traslape, este es utilizado para reducir el tiempo de la toma. Lo que hace y equipo es que traslapa o superpone parte del promedio anterior en la nueva toma, el procesamiento de traslape se fija en un valor porcentual y es configurable desde 0 % hasta 90 %, se recomienda que en el monitoreo se utilice 67% de traslape ver figura.

$$T \text{ TOTAL} = T \text{ MÁXIMO} \times [1 + (\# \text{ promedios} - 1) (1 - (\text{traslape}/100))]$$

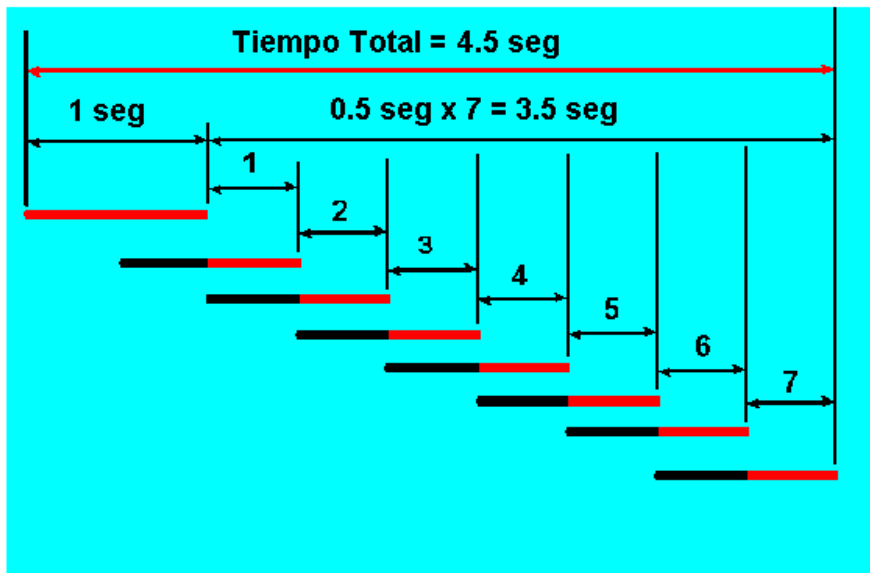


Figura 13. Traslape de señales al 50 % en 8 promedios

2.2.15. Promediado final.

En los equipos de monitoreo de vibraciones las tomas colectadas al final se promedian y estos promedios pueden ser de los siguientes tipos:

- Lineal; las tomas colectadas tienen la misma importancia, estas se suman y luego se dividen entre la cantidad de tomas para obtener el promedio.
- Exponencial; las últimas tomas colectadas tienen mayor importancia que las anteriores y estas se suman y luego se dividen entre la cantidad de tomas.
- RMS; las tomas colectadas tienen la misma importancia, se saca la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de cada bin individual.
- Ninguna; los colectores también tienen la opción de no aplicar promedio alguno por lo que no hay ningún promedio la toma es en vivo, constantemente hay toma de datos, en la pantalla se visualiza el cambio y manualmente, se para la toma (ASME, 2004).

2.2.16. Cálculo del nivel global.

Para calcular el Nivel Global de vibración tenemos los siguientes métodos:

- Modo Digital; calcula el nivel global de vibración tomando en cuenta la configuración del espectro donde se fija el rango de frecuencias a monitorear.
- Modo Analógico; En este caso para calcular el nivel global se tomará en cuenta frecuencias desde 30 CPM hasta 1200,000 CPM aproximadamente, se recomienda usar este modo sólo en caso de análisis especializados el modo digital es el más usado para la operación normal del colector.
- Global Pico Verdadero; en este caso el nivel global se calcula con el valor pico máximo dentro de la forma de onda en todas las tomas
- Global Pico Promedio; en este caso el nivel global se calcula con el valor pico

máximo dentro de la forma de onda, en cada uno de las tomas para luego promediarlas.

- Modo Integrador de la Señal; Este modo determina si la conversión de unidades de Sensor a unidades de Datos se realiza por medio del circuito de integración analógico o digital. Por lo general la integración analógica es más precisa porque tiene menor respuesta al ruido en bajas frecuencias.

En la integración digital la forma de onda será almacenada en las unidades originales del sensor y no en unidades convertidas (ASME, 2004).

2.2.17. Ventanas (Windowing).

Para el cálculo de la Transformada de Fourier, se asume que los datos son periódicos, es decir que la forma de la onda empieza y termina en cero; en la vibración de las máquinas la forma de onda no es periódica por lo que no terminará ni empezará en cero, entonces; se produce un error durante el muestreo de datos. Este error es llamado fugas “leakage”, a causa de esto aparecerán picos en otros bins al ser transformada la forma de la onda. Estas fugas de energía de una línea de resolución a otras líneas disminuyen la magnitud de la amplitud de esta frecuencia.

La función ventana (windowing) lo que hace es forzar la señal de forma de onda que empiece y termine en cero utilizando la parte central o sea cerca de un tercio del total de datos colectados, por ejemplo; si se toman 1,024 datos puntuales, 400 son utilizados para calcular el FFT. Con esto elimina las fugas de señales de vibración. (ASME, 2004)

2.2.18. Tipos de ventanas.

Cuando usamos las ventanas, todas las que existen en la actualidad, buscamos mejorar la precisión de la frecuencia sacrificando la precisión de la amplitud o

viceversa. Cuando configuramos las ventanas estas introducen errores y ruidos en el procesamiento de la Transformada rápida de Fourier, por lo que es importante no olvidar configurar el factor de corrección de la ventana para garantizar la resolución del espectro de frecuencias. (Nivelo y Romero, 2014)

2.2.18.1. Rectangular o uniforme.

Esta ventana es utilizada cuando lo que nos interesa es identificar una frecuencia que tiene poca precisión en la amplitud de vibración (menor al 56.5%) y su factor de ventana igual a 1. Debemos usar esta ventana cuando la toma de datos es controlada por un disparador (tacómetro, fotocélula o sensor magnético) también en eventos transcientes como, por ejemplo; las pruebas de impacto en busca de identificar frecuencias naturales y las pruebas de arranque o parada de los equipos en las que se busca identificar las velocidades críticas de los equipos rotativos (ASME, 2004).

2.2.18.2. Hanning.

Esta es la ventana más utilizada en el monitoreo del nivel de vibraciones de equipos rotativos debido a que tiene una buena precisión de amplitud (error aprox. de 16%) y buena resolución de frecuencia. (ASME, 2004)

2.2.18.3. Flap Top.

Esta ventana la utilizamos cuando lo que nos interesa es determinar de la forma más precisa posible la amplitud de la vibración (error menor a 0.5%) cabe resaltar que su resolución de la frecuencia es pésima por lo que se debe tener definida la frecuencia de la cual queremos determinar la amplitud. (ASME, 2004)

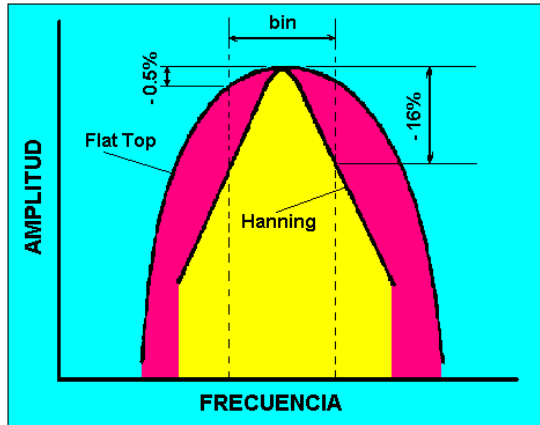


Figura 14. Comparación entre las ventanas Hanning y Flat Top

2.2.19. Rango dinámico.

Cuando un equipo de colección de vibraciones tiene la capacidad de presentar en el espectro de frecuencias amplitudes muy pequeñas, como las que se observan en las fallas de los cojinetes antifricción, junto a amplitudes de frecuencias de fallamucho mayores, como las de desalineamiento, soltura, desbalance, etc. Este instrumento tiene un buen rango dinámico, este efecto se puede observar claramente cuando usamos la escala logarítmica.

Los equipos de colección de vibraciones presentan en el espectro un “ruido de piso” que es como un montículo de paja acumulado en la parte inferior del espectro, cuando las amplitudes de vibración son pequeñas comparada al “ruido de piso” el colector no tendrá la capacidad de medir esa amplitud por lo que es necesario un instrumento con un mejor rango dinámico, ver figura 15, (ASME, 2004)

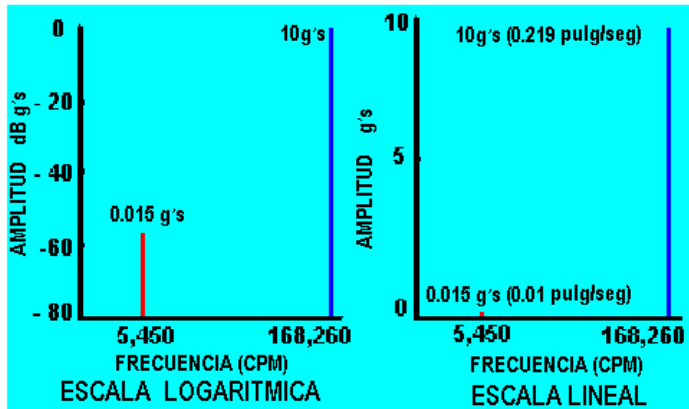


Figura 15. Rango dinámico requerido para visualizar el espectro de frecuencias de aceleración; mayor que - 56 dB

Tabla 5

Rango dinámico versus número de A/D bits

Instrumento (bis)	Rango dinámico (db)
8	48
12	72
14	84
16	96
18	108

El número de A/D bits determina el máximo número divisiones de amplitud y el rango dinámico teórico (en términos de divisiones de amplitud) es determinado usando el número de bits como un exponente del número 2, entonces:

Tabla 6

Divisiones de amplitud versus número de bits

Instrumento (bis)	Divisiones de amplitud
8	$2^8 = 256$
12	$2^{12} = 4,096$
14	$2^{14} = 16,438$
16	$2^{16} = 65,636$

De lo visto en el cuadro anterior podemos concluir que, un colector de 16 bits es 256 veces más sensible que un colector de 8 bits, es decir que este colector tendrá la capacidad de presentar en el espectro de frecuencias nítida y simultáneamente; picos de amplitud de vibración de altos niveles de vibración por desbalance, desalineamiento, etc. y bajos niveles de vibración por defectos en los rodamientos. (ASME, 2004)

2.2.20. Ancho de banda.

En el análisis espectral es imprescindible que la resolución que presenta el espectro de frecuencias sea la suficiente como para discriminar las frecuencias de falla que se está buscando identificar, para esto es necesario que los picos de amplitud de vibración que estén cercanos se puedan diferenciar y medir cada uno en su respectivo bin.

Esta separación de frecuencias viene a ser la diferencia entre los picos de amplitud de vibración más cercanos que se desea discriminar.

$$\text{Ancho de banda} = \frac{\text{Rango de frecuencias} \times \text{factor de ventana}}{\# \text{ líneas FFT}}$$

Dónde: factores de ventana (F. V.)

- Uniforme: 1
- Hanning: 1.5
- Flat Top: 3.8

Separación de Frec. > (2 x Ancho de banda) > (3 x Resolución de Frecuencia)

Tabla 7

Tabla de resoluciones de frecuencias para una ventana Hanning y un rango de frecuencias de 12,000 CPM

#Líneas	Ancho de Banda (CPM)		Resolución de Frecuencias
	Rango de frec. X F.V.	#Líneas	(CPM) $\leq 2 \times$ (Ancho de Banda)
		FFT	3
6,400	2.813		1.875
3,200	5.625		3.75
1,600	11.250		7.50
800	22,500		15,00
400	45,000		30,00

Fuente: ASME, 2004

2.3. Marco conceptual

2.3.1. ¿Qué es falla en los rodamientos?

Las fallas en los rodamientos se presentan generalmente por fatiga de la pista interior, pista exterior, elementos rodantes y aunque no es muy frecuente por rotura de la canastilla. La causa raíz de esta fatiga puede ser sobreesfuerzo, mal montaje, contaminación del lubricante, mala selección del lubricante, falta de lubricación, exceso de lubricación entre las causas más frecuentes. Estas fallas en los rodamientos antifricción pueden ser identificados, monitoreados y cuantificados mediante el análisis vibracional desde sus etapas incipientes lo que se denomina falla potencial. Existe gran cantidad de rodamientos utilizados en equipos industriales por lo cual se desarrollaron métodos de análisis de las vibraciones en los rodamientos para cada uno de las partes de este.

Berry (1994), especialista en Technical Associates Of Charlotte, P.C. institución pionera en el desarrollo de técnicas de análisis vibracional propone cuatro etapas de deterioro de rodamientos como un patrón de falla que identifica, mediante el análisis espectral, que tan crítico es el deterioro del rodamiento y cuan

cerca está de la falla funcional.

Las fallas en rodamientos antifricción son causadas generalmente por desgaste excesivo a causa de la fatiga que tiene como principal causa un montaje inadecuado y deficiencias en la lubricación como seleccionar un lubricante inadecuado, contaminación del lubricante, exceso de lubricante y falta de lubricante. Estas fallas originan señales a muy alta frecuencia y cada parte del rodamiento presenta una frecuencia de falla única de vibración, que pueden ser identificadas en un análisis espectral, según las frecuencias que producen estas fallas. En las últimas etapas de falla cuando ya se está muy cerca de la falla funcional el deterioro de los rodamientos puede ser identificado por el oído humano y mediciones analógicas (Eshleman, 2002).

2.3.2. Diseño de rodamientos.

La geometría de los rodamientos es simple, la pista interior gira con el eje y la pista exterior está fijada al apoyo Figura 16.

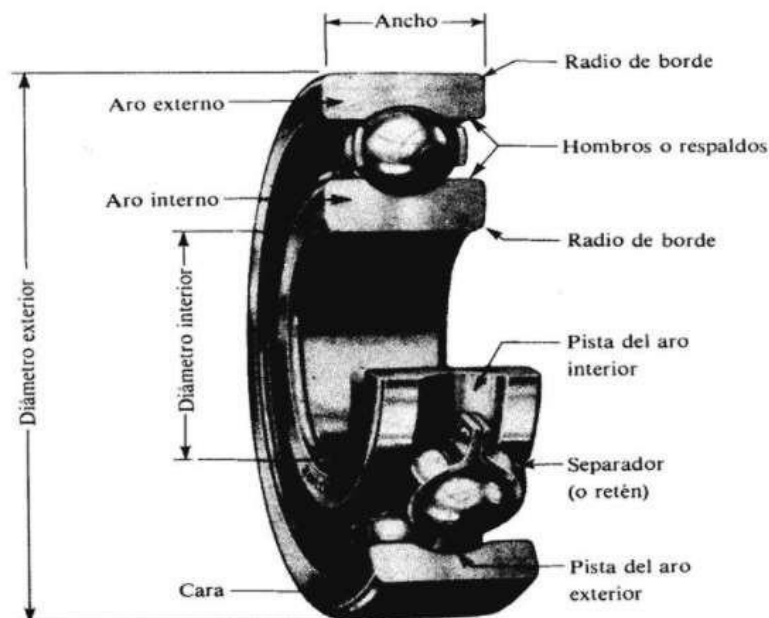


Figura 16. Nomenclatura de un rodamiento de bolas.

Fuente: General motors company, 2016

2.3.3. Consideraciones para el diseño de rodamientos.

Para el diseño de los rodamientos se debe considerar la carga y la velocidad que soportará este, en casos donde se involucren velocidades críticas, se deberá tener en cuenta la rigidez del rodamiento y la del equipo rotativo como un todo, con el objetivo de que la velocidad de rotación no esté cerca de una velocidad crítica, si la velocidad de rotación estuviera muy cerca de la velocidad crítica del equipo causaría niveles de vibración destructivos para este por lo que no podría operar por mucho tiempo. Los fabricantes de rodamientos antifricción han desarrollado estándares muy exigentes con el objetivo de estandarizar medidas y la calidad de estos componentes tan importantes para la industria en general. Estos estándares fueron adoptados por ANSI (American National Standards) usados como lineamientos para el diseño de rodamientos, en estos estándares podemos encontrar por ejemplos las cargas permisibles, basadas en el diseño, tamaño de rodamiento, velocidad de rotación del eje, tipo de lubricación entre otros. (Liaño, 2016).

La vida de un rodamiento se calcula por una fórmula sencilla en que a esta se le denomina L , siendo L millones de revoluciones, que depende del índice de carga básica “ C ” en libras, de la carga radial equivalente, P (lbs) aplicada al rodamiento de un factor b , el cual es igual a tres (3) para rodamientos de billas e igual a tres y un tercio ($10/3$) para rodamientos de rodillos.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^b$$

Si se quiere la obtener la vida de un rodamiento en términos días se denomina L_{10} por lo que la formula seria:

$$L_{10} = \frac{1600000}{n \times 60 \times 24} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

Siendo $n = \text{RPM}$, el índice de vida L_{10} significa que el 90% de un grupo de rodamientos operando bajo iguales condiciones de alcanzaran la vida útil L_{10} .

No se ha cuantificado cómo afectaría un incremento o disminución del nivel de vibración del equipo a la vida útil del rodamiento. Pero se puede afirmar que, al incrementar los niveles de vibración absoluta en el equipo rotativo, las fuerzas que soportan los rodamientos de este se incrementan fatigando el material y por lo tanto la vida útil del rodamiento antifricción se reduce.

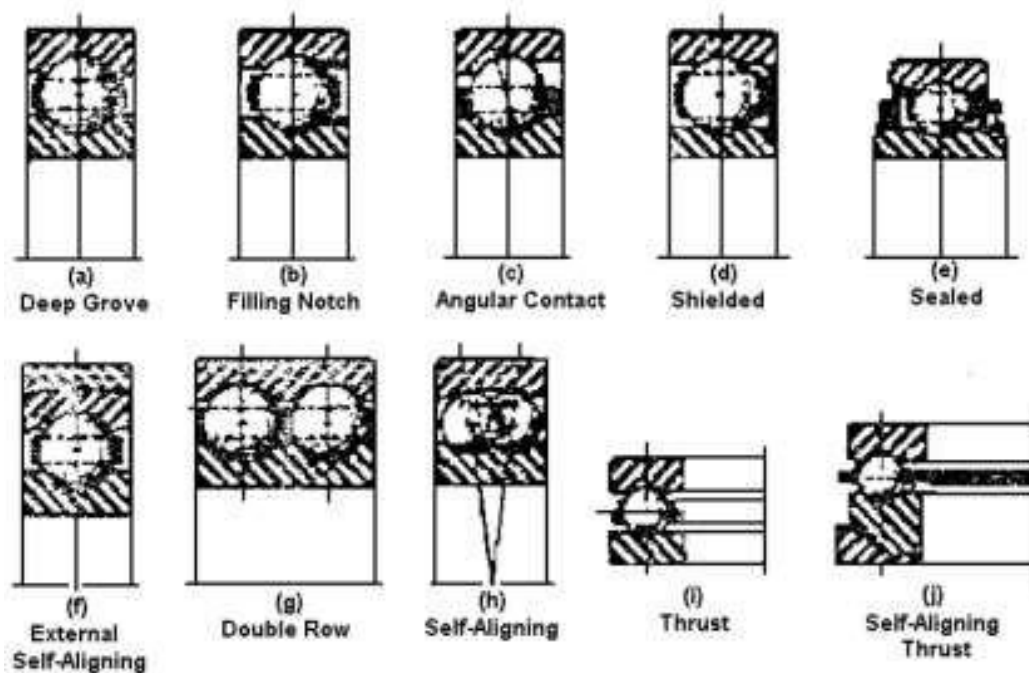


Figura 17. Tipos de rodamientos de bolas.

Fuente Timket Roller Bearing Company, 2000

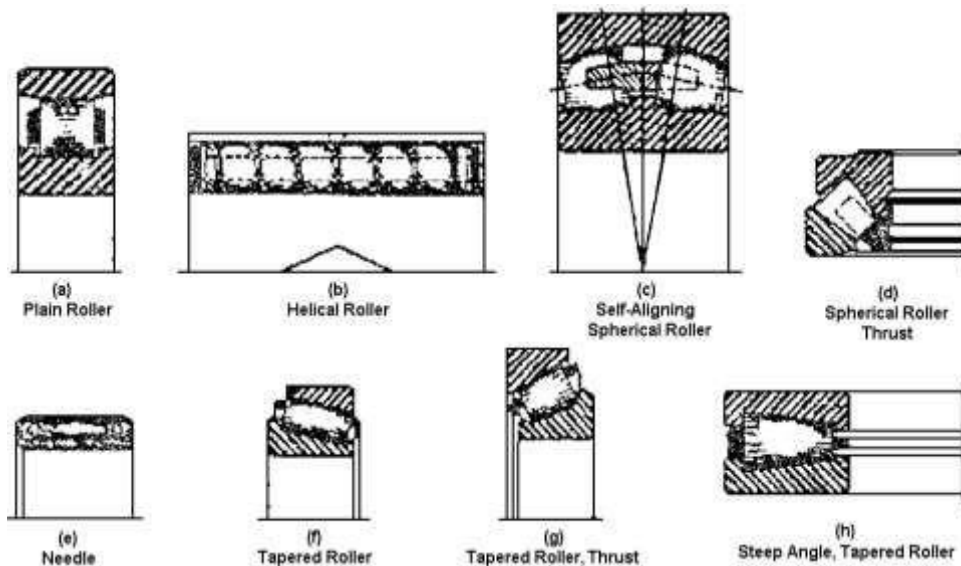


Figura 18. Tipos de rodamientos de rodillos.

Fuente Timket Roller Bearing Company, 2000

2.3.4. Modos de falla.

Las causas más comunes para que los rodamientos antifricción no cumplan con la vida útil de diseño, tienen que ver con un montaje defectuoso, contaminación del lubricante, falta de lubricación, selección inadecuada del lubricante, sobreesfuerzo por desalineamiento excesivo, etc. El modo de fallo de un rodamiento por lo general presenta un deterioro progresivo que tiene las siguientes características.

Al inicio de la falla potencial el rodamiento no muestra signos visuales de daño, una de las causas podría ser que el desgaste sea causado por excesiva holgura; el deterioro de la pista por debajo de la superficie puede haber empezado como daño microscópico y rajaduras muy delgadas, este inicio de falla en el rodamiento emite señales de muy bajo nivel de amplitud que sólo pueden ser detectados a muy altas frecuencias con un acelerómetro el cual debe estar instalado lo más cerca posible al rodamiento.

Cuando el rodamiento continúa en servicio, con la falla incipiente, presentará un pequeño ruido de bajo nivel que enmascara u oculta información del estado del

rodamiento lo que es comúnmente llamado ruido de piso, estas señales ahora pueden ser detectadas por un transductor de velocidad, un acelerómetro y por monitoreo de niveles de ultrasonido.

Si el rodamiento continúa en servicio llegará el momento en que presente señales de vibración de alta frecuencia y baja frecuencia. En esta etapa se debe considerar que el daño de la pista es visible, los niveles de vibración total en mm/s se incrementan por lo que las frecuencias de falla del rodamiento se pueden identificar en un espectro de velocidad y es muy probable que la temperatura de trabajo del rodamiento se incremente. En este momento se debería dejar de operar el equipo para evitar una falla funcional.

El deterioro del rodamiento antifricción depende de la velocidad y la carga, si la picadura está en la pista exterior, que es estacionaria, tiene la carga cíclica por lo general esta picadura se ubicada en la zona de carga del rodamiento. La sobre carga tiene efecto diferente en la pista interior porque esta gira con el eje y por lo general lleva un ajuste de interferencia, la jaula y los elementos rodantes se destruyen cíclicamente, por lo que la pista interior recibe muchos más ciclos de carga (Bergen, 2000).

2.3.5. Parámetros de evaluación.

Todo rodamiento genera frecuencias de falla de cada uno de sus componentes, las frecuencias básicas que pueden ser generadas por rodamientos defectuosos son cuatro:

- Frecuencia de paso del elemento rodante por la pista exterior (BPFO)
- Frecuencias de paso del elemento rodante por la pista inferior (BPFI)
- Frecuencias de giro del elemento rodante (BSF)
- Frecuencia del tren fundamental (FTF)

$$FTF = Fi/2(1 - \frac{b}{p} \cos \phi) + Fo/2(1 + \frac{b}{p} \cos \phi)$$

$$BPFi = \frac{N}{2} (Fo - Fi)(1 + \frac{B}{p} \cos \phi) \text{ Ec. 8}$$

$$BPFO = \frac{N}{2} (Fo - Fi)(1 - \frac{b}{p} \cos \phi) \text{ Ec. 9}$$

$$BSF = \frac{p}{2b} (Fo - Fi)(1 - 2(\frac{b}{p}) \cos \phi) \text{ Ec 10}$$

Donde:

Fo: Frecuencia rotacional de la pista exterior, Hz o Cpm.

Fi: Frecuencia rotacional de la pista inferior Hz o Cpm.

BPFI: Generada por billas o rodillos que pasan sobre las pistas interiores defectuosas.

BPFO: Generada por las bolas o rodillos que pasan sobre las pistas exteriores defectuosas.

BSF: Generada por las billas o rodillos defectuosos.

FTF: Generada por defectos de la canastilla o movimientos inadecuados.

N: Numero de billas o rodillos.

ϕ : Angulo de contacto.

P: Diámetro efectivo de billas o rodillos.

B: diámetro de billa o rodillo.

Estas cuatro frecuencias pueden ser moduladas por la frecuencia de giro de la unidad en Hz, originando bandas vecinas. En algunas situaciones la frecuencia fundamental de la canastilla o del giro del elemento rodante, pueden modular a las frecuencias naturales o a las frecuencias de paso de las billas.

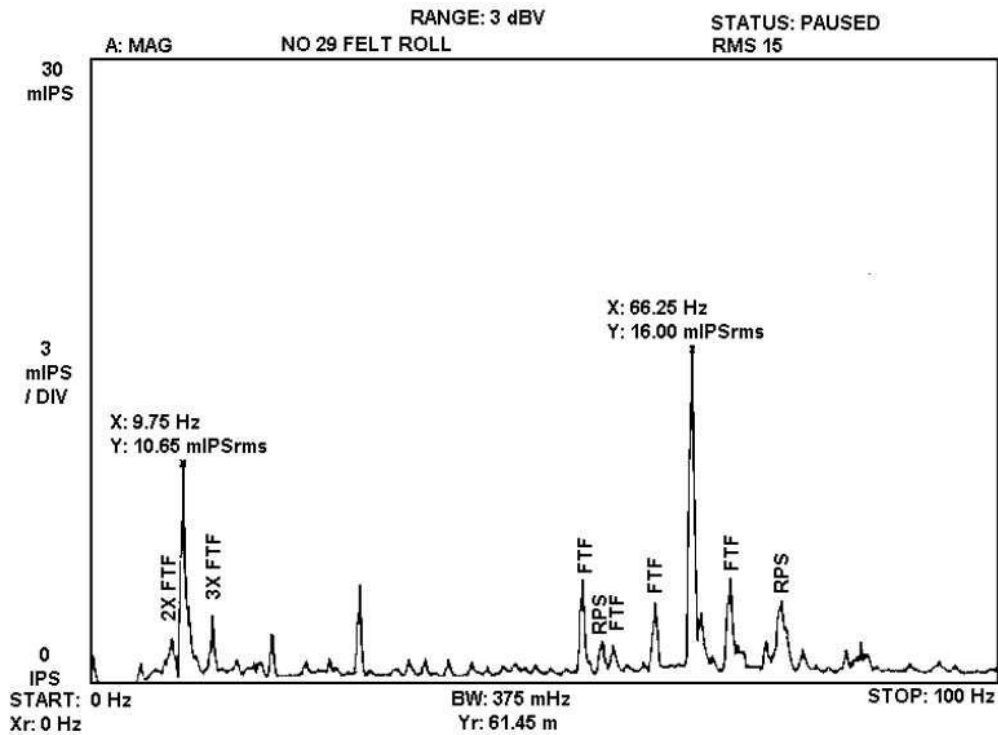


Figura 19. Espectros generados por los rodamientos.

Fuente: Bergen, 2000

2.3.6. Técnicas de diagnóstico.

- Medición de frecuencia con alarmas de banda: Las ondas que representan la velocidad o aceleración, obtenidas mediante FFT en tiempo real, identifican la falla en un rango de 5Hz a 10 KHz, monitoreando frecuencias específicas y las frecuencias suma diferencia consecuencia de las modulaciones, esta técnica requiere que el tipo de rodamiento antifricción este identificado para obtener un conocimiento detallado de las frecuencias de falla a identificar y analizar, así como de la geometría del rodamiento y de la velocidad de la máquina (Bearings, 2016).
- Medidas de frecuencia ultrasónicas de banda ancha: Se configura el espectro de frecuencia en la banda ancha de la vibración usando comomedida la aceleración en rangos de frecuencias que pueden extendersedesde 5 KHZ a 120 KHZ.
- Análisis de espectro de envolventes en mediciones detectadas mediante

envolventes ultrasónicas de banda ancha a baja Frecuencia. - La colección de data como la envolvente de la aceleración de la vibración se realiza en el rango de frecuencias de 10 a 50Khz, luego de colectados estos datos son filtrados, rectificadas y demoduladas.

2.3.7. Técnicas de medición para análisis de vibraciones de bajas frecuencias (0 a 5 Khz).

Cuando se requiere realizar el análisis vibracional de una maquina rotativa las medidas pueden ser hechas, dependiendo del rango de frecuencia, con sensores de velocidad o acelerómetros. En el caso de los rodamientos antifricción toda la colección de data debe ser realizada en la zona de carga del rodamiento y tan cerca a este como sea posible. Para rodamientos que trabajan con cargas radiales, deben tomarse medidas radiales. Si la máquina tiene puntos de monitoreo adecuados, las medidas axiales pueden dar mejores resultados para rodamientos de contacto angular. Se debe de tener cuidado y verificar que el colector de datos tenga un rango dinámico suficiente como para que las frecuencias de falla con mayores amplitudes causados por defectos como el desalineamiento, el desbalance de masas, frecuencia de engranaje no oculten las bajas amplitudes de vibración a las frecuencias de fallas de los rodamientos antifricción.

Las frecuencias de falla identificadas en el espectro de frecuencias, en las primeras etapas de fallas de los rodamientos, son discretas y posteriormente se presenta la modulación de la suma y diferencia de frecuencias, a la frecuencia de giro de la máquina, ya en las últimas etapas de falla del rodamiento (Estupiñan y Saavedra, 2011).

La técnica de análisis de vibración de baja frecuencia de banda angosta en

rodamientos consta de los siguientes pasos:

- a.* Primero se calcula las frecuencias de las fallas del rodamiento involucrado en el análisis para determinar que debemos identificar en el espectro de frecuencias.
- b.* Se realiza la colección de data y el posterior análisis de tendencias, formas de onda y espectros de frecuencias.
- c.* En el análisis espectral se identifica, las frecuencias de falla del rodamiento y las modulaciones como suma y diferencia de las frecuencias de rodamiento.
- d.* Para tener una idea de la severidad de la falla se evalúa el espectro y la forma de la onda en el dominio del tiempo buscando una relación de la energía y la amplitud.

2.3.8. Defectos de la pista interior.

Estos defectos son causados por aislamientos, descascaramiento y rajaduras. Las rajaduras de la pista interior desalojan al rodamiento de la precarga, pudiendo originar que la pista del rodamiento gire sobre el eje. Los defectos de la pista interior giran a través de la zona de carga de modo que el defecto puede ser cargado solo una vez por revolución, cuando el rodamiento mantiene su precarga será cargado a la frecuencia del elemento rodante.

2.3.9. Defectos de la pista exterior.

Estos defectos se presentan debido a que la carga como la gravedad, la tensión de la correa o las fuerzas de separación de los engranajes es focalizada en una sola área de la pista del rodamiento antifricción. Cuando la frecuencia de falla de la pista exterior es modulada por la canastilla significa que la vida restante del rodamiento es limitada, debido a que la canastilla se va deteriorando incrementando su holgura

hasta terminar desintegrada. En esta etapa el espectro de frecuencia tiene energía por encima de la línea base del espectro, y se muestran impulsos en la forma de onda en el tiempo a la frecuencia de la canastilla.

2.3.10. Métodos de alta frecuencia.

En los métodos de alta frecuencia podemos distinguir dos: El primero filtra la vibración total de la energía en un rango de frecuencia filtrada por lo general de 5Khz a 60 Khz. Este filtro y el proceso por el que pasa la señal de vibración varía dependiendo del fabricante y por lo general cada fabricante llama a la medida de diferente manera como por ejemplo Spike Energy y SPM en este método estamos monitoreando la tendencia de un valor. El segundo método se obtiene los espectros de frecuencia de la señal filtrada después de pasar por un proceso que implica que la señal haya sido amplificada, rectificadora y desmodulada con respecto a la amplitud y / o frecuencia. Este proceso permite presentar en el espectro tradicional la información repetitiva para que pueda ser analizada.

2.3.11. Lectura de puntos individuales.

El monitoreo de vibraciones usando colectores de datos electrónicos que tengan la capacidad de almacenar la data para luego ser descargada en una PC y así presentar tendencias de vibración total, espectros, formas de onda, etc. Es más efectivo que un monitoreo de vibración total para cada punto de la máquina a monitorear que se puede almacenar en una hoja de cálculo.

Obtener datos consistentes dependen de método de montaje del transductor, la adecuada posición de los puntos de medición, las condiciones de operación, etc. También se debe tomar en cuenta el historial de la máquina rotativa y otras medidas de procesos así no tengan relación con las vibraciones de la máquina rotativa. Las

causas de las vibraciones son impactos, fallas de rodamientos, lubricación deficiente, turbulencias en los sistemas de bombeo, ajustes inapropiados y precargas en los ejes o estructuras de la máquina rotativa. Cuando se obtiene un nivel alto de vibración de alta frecuencia de los rodamientos antifricción se debe descartar primero que no sea causado por falta de lubricación esto se puede identificar si observamos el espectro de envolvente porque mostrará un ruido de piso elevado sin picos definidos en el espectro.

2.3.12. Envolvente.

Los impactos generados por las fallas en los rodamientos antifricción excitan vibraciones a las frecuencias de falla de estos y en alta frecuencia a frecuencias superiores a 5000 Hz. Las frecuencias naturales excitadas son moduladas por la frecuencia fundamental, ya que la aceleración es la mejor medida para frecuencias más altas, el acelerómetro es lo más indicado para medir tal tipo de respuesta.

Las frecuencias naturales moduladas por las frecuencias de falla de los rodamientos antifricción suelen aparecer en los inicios de falla es decir que este comportamiento es más sensible a los defectos de los rodamientos que las medidas colectadas en la banda de la frecuencia de falla del rodamiento. Por lo tanto, los defectos en los rodamientos antifricción pueden ser detectados de manera temprana usando la demodulación que es también conocida como el espectro de envolvente.

El proceso de demodulación involucra varios pasos como un primer filtro llamado de pasa banda, luego esta señal es rectificadora, continúa otro filtrado de pasa baja para presentar el espectro en baja frecuencia, por último, se elimina la corriente alterna y una vez presentados los espectros de envolvente se procede al análisis de estos.

También cabe resaltar que el proceso de rectificación puede ser remplazado por una señal digitalizada rectangular, elevando al cuadrado la señal para incrementar su amplitud. Lo complicado de esta técnica es determinar el ancho de banda a la cual se puede obtener la información más significativa. Los filtros de paso de alta son algunas veces, usados en el inicio cuando no se tiene data del rodamiento. Otros procedimientos utilizan filtros pasa banda cerca de la frecuencia de falla del rodamiento que se desea ubicar. Se recomienda utilizar un analizador que haya configurado su ancho de banda entre 5 Khz y 50 Khz, el proceso a seguir será de prueba y error, usando varias bandas de frecuencia para encontrar la sensibilidad de amplitud.

En el monitoreo de fallas de los rodamientos antifricción la amplitud total y la severidad de la falla no están necesariamente relacionadas, este es un problema en la detección de fallas en rodamientos antifricción porque se está usando un ancho de banda de alta frecuencia, debido a que los sensores, de base magnética o sondas de mano, son montados inapropiadamente.

El mejor montaje para este tipo de adquisición de datos, en un ancho de banda de alta frecuencia, son el montaje con espárragos.

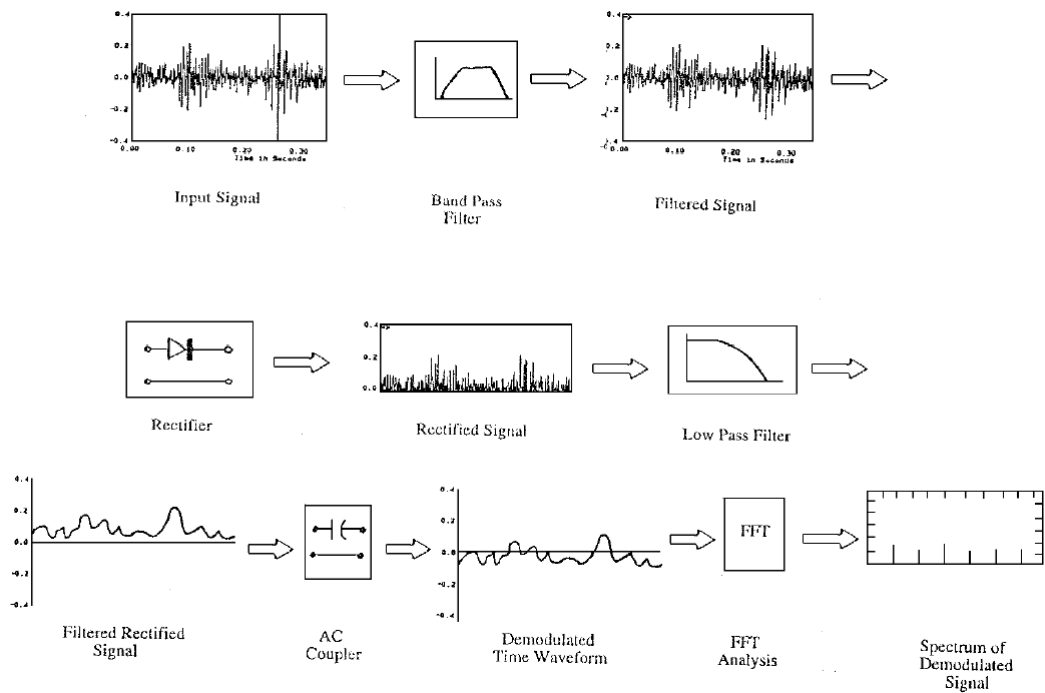


Figura 20. Demodulación de la señal.

Fuente: Eshleman, 2002

Los defectos de los rodamientos antifricción generan señales de muy baja amplitud, y esta amplitud no es útil para evaluar la condición del rodamiento o la severidad de la falla cuando ya es detectada una frecuencia de falla. Para establecer una severidad se deben evaluar en el análisis espectral las frecuencias de los rodamientos y las bandas vecinas, los defectos en la pista exterior puede ser el defecto más común. Los defectos de los elementos rodantes y de las jaulas acortan drásticamente la vida útil de los rodamientos. El analista debe examinar los datos, uno por uno, y relacionarlos con la severidad de la falla, de esta manera ganara experiencia en una máquina o en un tipo de máquina.

CAPÍTULO III

MÉTODO

3.1. Tipo de la investigación

Es de tipo aplicada explicativa, con los resultados obtenidos del proceso de evaluación se realizará una propuesta para la detección de fallos de los rodamientos. Según Ortiz y García (2009), la investigación aplicada, programática o tecnológica, tiene por objeto específico solucionar necesidades relativas al bienestar del entorno que nos rodea, su función se orienta a la búsqueda de estrategias que permitan aplicar conocimientos científicos en la solución de problemas de producción.

3.2. Diseño de la investigación

Es experimental puesto que se llevará a cabo en condiciones controladas, siendo un estudio causa efecto.

3.3. Población y muestra

3.3.1. Población.

La población está constituida por la planta ILO 1.

3.3.2. Muestra.

Se tomarán muestras el compresor MVC DPS3 de la planta ILO 1.

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

La recolección de datos en el análisis vibracional de equipos rotativos se puede realizar con los siguientes equipos:

- Colectores de datos portátiles. (Datapac 1500, Vibexpert, Vibrotip, etc)
- Colectores de datos continuo. (System1; Adre, etc.).

Para esta investigación se utilizaron colectores portátiles los cuales almacenaron datos de vibración total de aceleración (g) y velocidad (mm/s) y espectros de velocidad, aceleración y demodulados.

Según la International Standar Organization (1998), en sus Normas ISO 10816-1; ISO 10816-3 se utilizó la recomendación de técnica de recolección de datos y las buenas prácticas de recomendadas por Technical Associates Of Charlotte, P.C.

3.5. Técnicas de procesamiento y análisis de datos

El procesamiento de los datos colectados por los colectores de vibración fue procesado y analizado en softwares especializados para el análisis de vibraciones en este caso Emonitor y Omnitrend. Para lograrlo primero se tuvo que configurar los equipos objeto del estudio para esto se ingresó al software la siguiente información:

- Velocidad de operación del equipo.
- Número de puntos de colección en el equipo, que por lo general son los apoyos que pueden ser rodamientos o cojinetes.
- Tipos de rodamientos a monitorear.
- Frecuencias de falla de los rodamientos a monitorear.

Los softwares de análisis mencionados tienen la capacidad de procesar la data

colectada y presentarla en gráficos de tendencias y espectros de frecuencia, los cuales fueron interpretados según la Norma ISO 10816-1; ISO 10816-3 y las buenas prácticas de recomendadas por Technical Associates Of Charlotte, P.C.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

4.1. Presentación de resultados por variables

4.1.1. Recopilación de las características de diseño y condiciones de funcionamiento del compresor.

Con el objetivo de coleccionar datos con la técnica predictiva de análisis de vibraciones se ha recopilado las siguientes características de compresor de vapor de la DPS3:

Motor:

- Potencia del motor 800KW
- Motor Tecu Westinghouse
- Número de barras 40
- Número de Slots 48
- Ventilador 12 álabes
- Ventilador de caja de viento 8 álabes
- Cojinetes de Fricción en el motor (Babbit).
- Velocidad de giro 3600 RPM
- Dos polos
- Frecuencia 60 Hz
- Compresor:

- Rodamientos rígidos de bolas en el compresor lado acople SKF 6215.
- Rodamientos rígidos de bolas en el compresor lado libre SKF 6318.
- Número de álabes del compresor 28

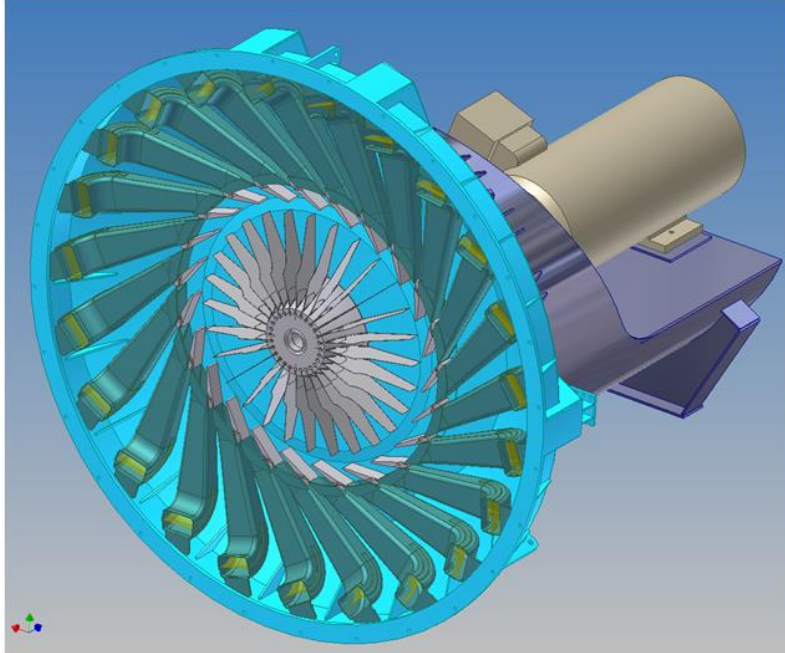


Figura 21. Vista frontal del compresor

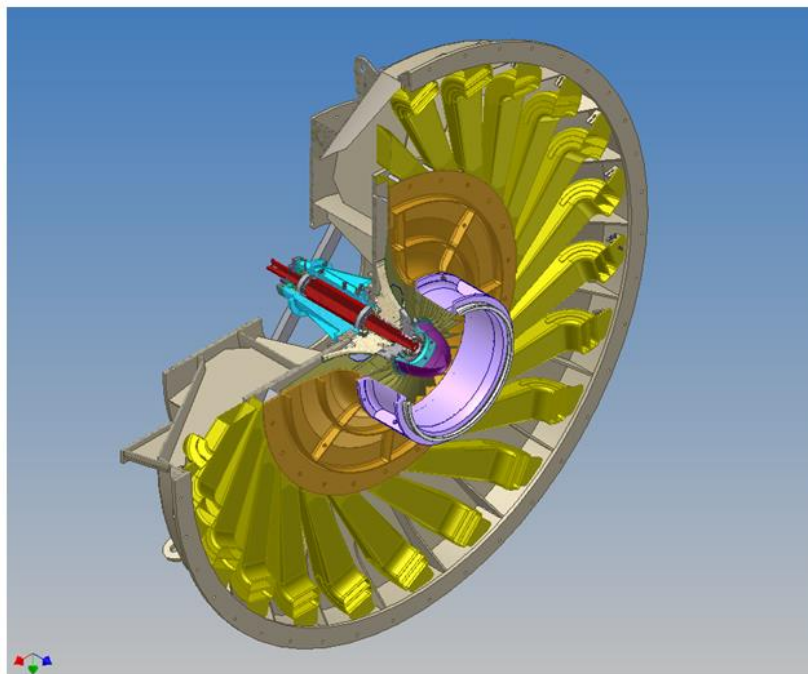


Figura 22. Disposición de caja de rodapie

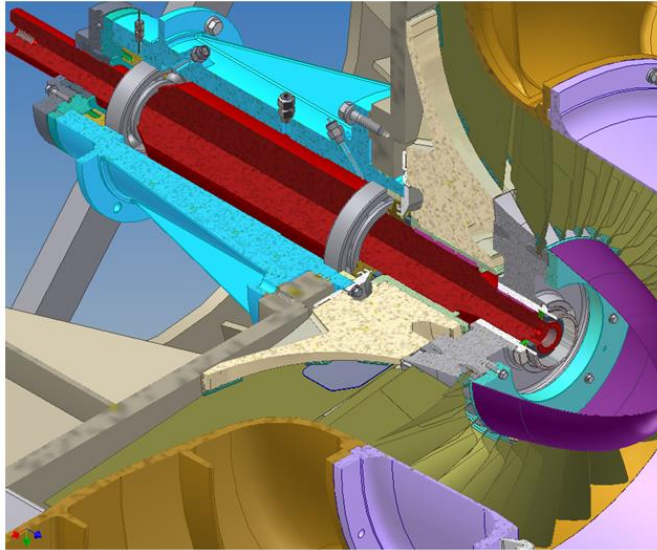


Figura 23. Detalle de montaje de rodamientos de compresor

4.1.2. Determinación de los puntos de medición.

En esta etapa fueron determinados los puntos de medición del compresor de acuerdo a las recomendaciones indicadas en la International Standard Organization (1998) ISO 10816-1 e International Standard Organization (1998) ISO 10816- 3, los puntos fueron marcados con el fin de realizar las mediciones siempre en el mismo lugar para lograr uniformidad en los resultados. Los puntos de medición fueron ubicados los más cercanos posible a cada apoyo de la máquina, por lo que fue necesario conocer la configuración interna y posiciones de las piezas presentes en el equipo. Las mediciones fueron realizadas en cuatro puntos en tres direcciones vertical (V), horizontal (H) y axial (A).

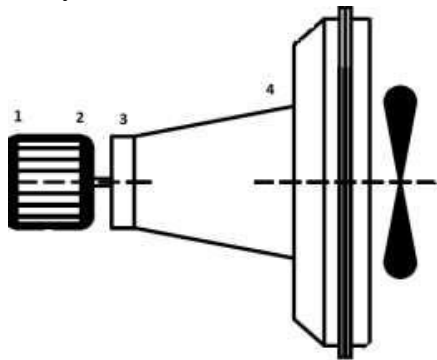


Figura 24. Puntos de monitoreo según ISO 10816-3

4.1.3. Creación de base de datos en el software de mantenimiento predictivo Emonitor.

Antes de iniciar esta etapa fue necesario revisar el manual de instrucciones del software. Posteriormente, se procedió a almacenar en el Software de mantenimiento predictivo, el equipo sometido a estudio, todas sus especificaciones técnicas, puntos de medición asignados y las rutas a seguir para la obtención de datos vibracionales, con el fin de poseer una base de datos completa que permita realizar una recolección y posterior análisis confiable.

Antes de realizar el monitoreo se tiene que cargar toda la información almacenada en el software al equipo medidor de vibraciones (DATAPAC 1500). Con este equipo portátil se recolectan todos los valores de vibraciones siguiendo las rutas preestablecidas. Al finalizar la recolección de datos se descarga toda la información en el software para luego ser analizada.

4.1.4. Determinación de los niveles de prealarma y alarma para cada uno de los equipos.

Se determinaron los niveles de prealarma y de alarma de la vibración para valores overall en unidades de velocidad (RMS), mediante la International Standard Organization, (1998) ISO- 10816-3 mostrada en la Tabla 8 la cual establece los valores permisibles de vibración de acuerdo al tipo, tamaño y potencia de las máquinas. Se utilizó esta norma como un criterio de severidad y también se revisaron los valores de vibración overall recomendados por el fabricante. También fueron determinados valores de prealarma y alarma en unidades de aceleración, estos fueron asignados de acuerdo con lo recomendado por ENTEK que tienen la patente del Spike Energy y en su

información técnica proporcionan los valores de severidad para alta frecuencia mostrados en la Tabla 9.

Tabla 8.

Severidad de niveles de vibración total para maquinaria rotativa basada en la Norma ISO 10816-3

Grupos	Grupo 1		Grupo 2		Grupo 3		Grupo 4	
Tipo de maquina	Motores h>315 mm		Motores 160 mm h<315 mm		Driver externo		Driver integrado	
	Maquinas grandes 300 Kw a 50 Mw		Maquinas grandes 300 Kw a 50 Mw		Bombas mayores a 15 Kw flujo axial, radial y mixto			
Fundación	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida
n								
mm/seg		Zona A						
pulg/seg								
0.71								
0.03								
1.40								
0.06								
2.30								
0.09								
2.80		Zona B		Zona C				
0.11								
3.50								
0.14								
4.50								
0.18								
7.10								
0.28								
11.00								
0.43								
								Zona D

Nota: Zona A: maquinarias nuevas; Zona B: operación continua segura; Zona C: Operación tiempo limitado; Zona D: Vibración peligrosa

Tabla 9*Valores de severidad ENTEK y criterios de evaluación de rodamientos antifricción.*

Observaciones	Bueno	Regular	Alarma	Malo
1. Incremento del Ruido	No hay	Ligero	Audible	Elevado
2. Incremento de Temperatura	No hay	+ 5°C	+ 10°C	+ 15°C
3. Vibraciones a la frecuencia de falla de los rodamientos:				
3.1 Desplazamiento	No hay	No hay	No hay	Vibraciones aleatorias
3.2 Velocidad	No hay	Amplitudes muy bajas	Sí, con bandas vecinas	Vibraciones aleatorias
3.3 Aceleración	No hay	Amplitudes muy bajas	Sí, con bandas vecinas	Vibraciones aleatorias
4. Vibraciones a la frecuencia natural de los rodamientos	No hay	Sí, con bandas vecinas	Sí, con bandas vecinas	Vibraciones aleatorias
5. Vibraciones a alta frecuencia:				
5.1 Emisión Acústica (dB)	10 – 19	20 – 29	30 – 39	Más de 40
5.2 HFD (g´s)	0.3 - 0.74	0.75 – 1.49	1.5 – 2.99	Más de 3
5.3 Spike Energy™ (g SE)	0.2 - 0.39	0.4 – 0.79	0.8 – 1.49	Más de 1.5

4.1.5. Recolección de los datos vibracionales del compresor.

De acuerdo con las rutas de medición ya preestablecidas, se seleccionaron los días de recolección de datos de vibración del compresor, para esto se usó el equipo de monitoreo de vibraciones Datapac 1500. Se realizaron mediciones por un lapso de un mes para establecer una tendencia y su respectiva línea base.

Cabe resaltar que la frecuencia de monitoreo inicial debe ser ampliada después de que se tenga una línea base completa de acuerdo a los modos de falla del equipo.

4.1.5.1. Cálculo de las frecuencias de falla del equipo.

a. Frecuencias de falla en el motor de eléctrico.

- Velocidad del rotor: RPM.
- Frecuencia de la línea FL = 3600 CPM.
- La velocidad del campo magnético del estator o velocidad síncrona.
- $NS \text{ (CPM)} = 7200/\#p$ $\#p = \text{Número de polos.}$
- Deslizamiento $S = NS - \text{RPM.}$
- Frecuencia de paso de polos $FP = \#p \times S.$
- Frecuencia de las Barras del Rotor; $FPBR = \#Barras \times \text{RPM}$ y sus sidebands a múltiplos de 2FL.
- Frecuencia de los Slots del Estator; $FS = \#Slots \times \text{RPM}$ y sus sidebands amúltiplos de 2FL.

Tabla 10

Frecuencias de falla motor

Denominación de anomalía		Frecuencia (CP)
Excentricidad estator	2FL	7200
Excentricidad de rotor	Problemas de fase eléctrica	7200+ -40
Barras rotas del rotor (FPB)	$\#Barras \text{ rotor} * \text{RPM} + \text{Sidebands}$ a 7200 1.7.4. CPM	143200+ -7200
Problemas de fase eléctrica	2FL+Sidebands a 1/3 FL	7200+ - 1200

b. Frecuencias de falla en el compresor.

Los rodamientos generan frecuencias de fallas propias de su geometría y velocidad de operación que pueden ser moduladas por la velocidad de giro de las pistas:

- BPFO: frecuencia de falla de la pista exterior

$$BPFO = \frac{N}{2} |RPM_o - RPM_i| \left(1 - \frac{B}{P} \cos \phi\right)$$

- BPFI: Frecuencia de falla de la pista interior

$$BPFI = \frac{N}{2} |RPM_o - RPM_i| \left(1 + \frac{B}{P} \cos \phi\right)$$

- BSF: Frecuencia de falla de la billa

$$BSF = \frac{N}{2} |RPM_o - RPM_i| \left(1 + \frac{B^2}{P^2} \cos \phi\right)$$

FTF: Frecuencia de falla de la canastilla

$$FTF = \frac{RPM_i}{2} \left(1 - \frac{B}{P} \cos \phi\right) + \frac{RPM_o}{2} \left(1 + \frac{B}{P} \cos \phi\right)$$

Donde:

RPM_i : velocidad de giro de la pista interior.

RPM_o : velocidad de giro de la pista exterior.

N: número de billas o rodillos.

ϕ : ángulo de contacto entre la línea perpendicular al eje y del centro de la billa al punto donde la billa hace contacto con el arco de la pista.

P: diámetro primitivo, en pulgadas.

B: diámetro de la billa o del rodillo, valor promedio para los rodamientos cónicos, en pulgadas.

Tabla 11*Frecuencias de falla compresor*

Denominación de anomalía	Falla	Frecuencia CPM
Frecuencia de giro	1X	3580
Frecuencia de paso de álabes	#Álabes*RPM	100240
Lado Cople Rod 6215 BPFO	$= \frac{N}{2} RPM_o - RPM_i (1 - \frac{B}{P} \cos \Phi)$	16430,400
Lado Cople Rod 6215 BPFI	$= \frac{N}{2} RPM_o - RPM_i (1 + \frac{B}{P} \cos \Phi)$	23169,640
Lado Cople Rod 6215 BSF	$= \frac{P}{2B} RPM_o - RPM_i (1 + \frac{B^2}{P^2} \cos^2 \Phi)$	10267,200
Lado Cople Rod 6215 FTF	$= \frac{RPM_i}{2} (1 - \frac{B}{P} \cos \Phi) + \frac{RPM_o}{2} (1 + \frac{B}{P} \cos \Phi)$	1494
Lado Cople Rod 6318 BPFO	$= \frac{N}{2} RPM_o - RPM_i (1 - \frac{B}{P} \cos \Phi)$	10879,200
Lado Cople Rod 6318 BPFI	$= \frac{N}{2} RPM_o - RPM_i (1 + \frac{B}{P} \cos \Phi)$	17920,800
Lado Cople Rod 6318 BSF	$= \frac{P}{2B} RPM_o - RPM_i (1 + \frac{B^2}{P^2} \cos^2 \Phi)$	6919,200
Lado Cople Rod 6318 FTF	$= \frac{RPM_i}{2} (1 - \frac{B}{P} \cos \Phi) + \frac{RPM_o}{2} (1 + \frac{B}{P} \cos \Phi)$	1360,800

4.1.6. Monitoreo y diagnóstico de rodamientos del compresor. Análisis de tendencias, espectros de alta y baja frecuencia del cual se determina un inicio de falla de un rodamiento.

Se observa en el Figura 25 que el rodamiento del lado acoplado del compresor ha incrementado su Overall en Velocidad de 3.12 mm/s RMS a 3.48 mm/s RMS estos niveles según Norma ISO 10816-3 ZONA B Operación continua Segura.

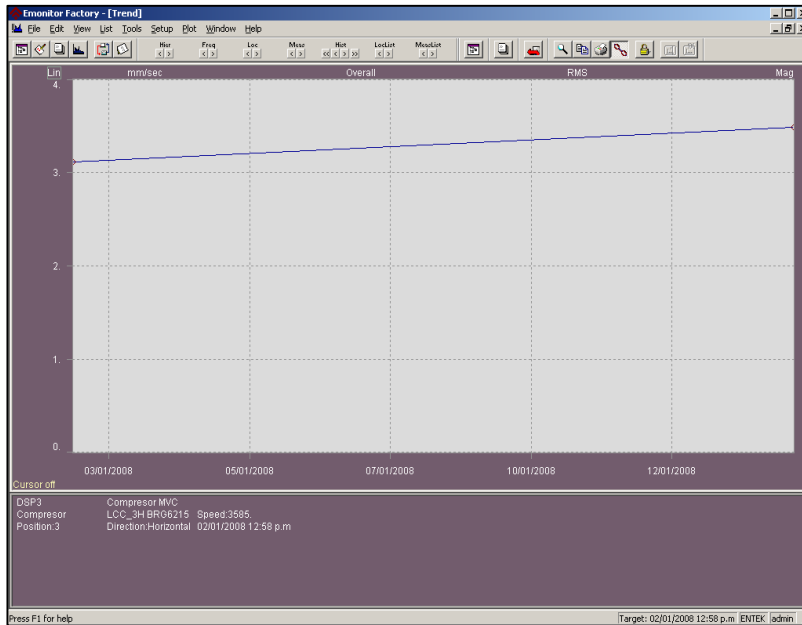


Figura 25. Tendencia mm/s

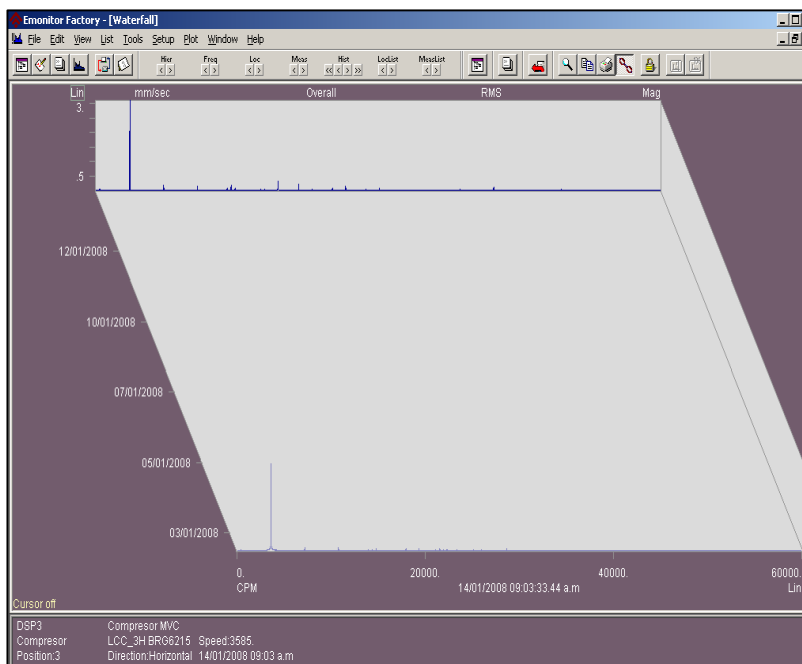


Figura 26. Espectro de Velocidad

En la Figura 27 se puede observar que la energía pico del compresor del rodamiento lado acoplado aumentó considerablemente de 0.55g's PK a 1.73g's PK. Comparando este valor con laTabla 1 anexada no encontramos en VERY ROUGH ALERT.

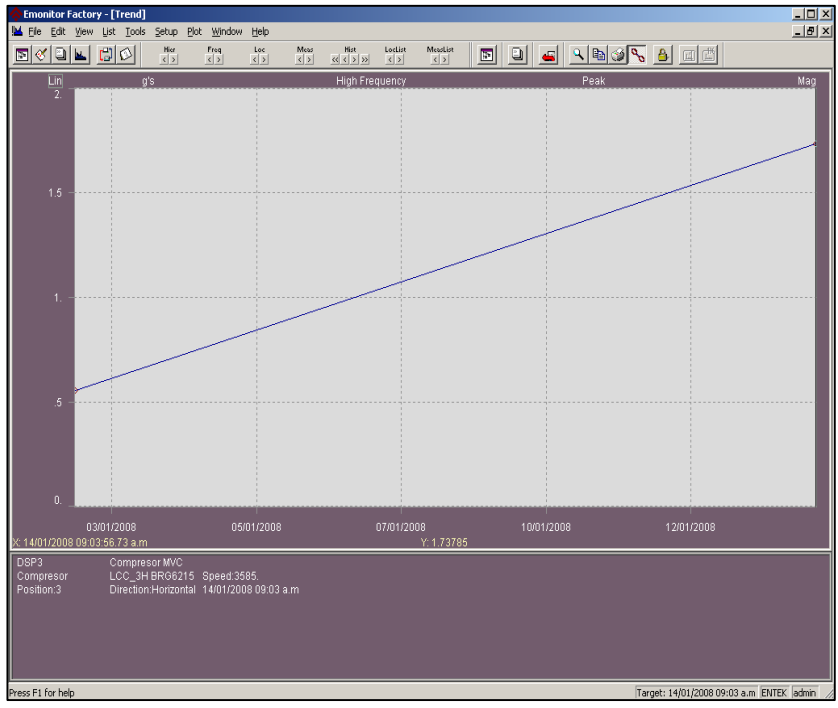


Figura 27. Tendencia de aceleración

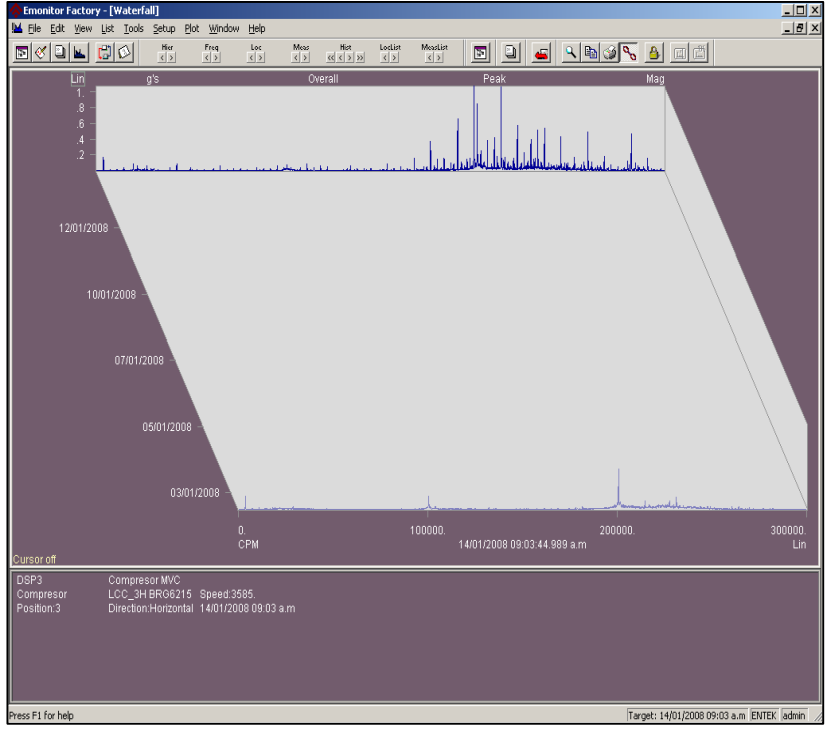


Figura 28. Espectro de aceleración

En el espectro de envolvente de la Figura 29 muestra que han aparecido picos que son frecuencias naturales que están siendo excitadas, estos picos son los que causan las bandas vecinas en el espectro de aceleración. No se pueden identificar aún picos que se asocien directamente con frecuencias de falla del rodamiento, pero se han identificado Sidebands separados a la frecuencia de falla de la canastilla que acompañan a la velocidad de operación y sus armónicas.

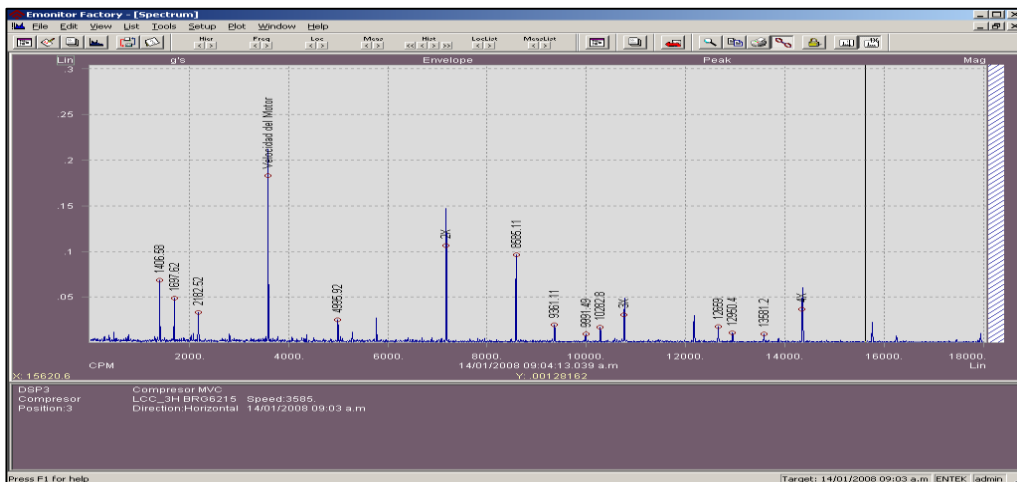


Figura 29. Espectro de envolvente de aceleración

4.1.7. Análisis de tendencias, espectros de alta y baja frecuencia del cual se determina un daño en la pista interior del rodamiento.

En la Figura 30 muestra que la tendencia de vibraciones se ha incrementado rápidamente en este equipo a partir del 14 de enero llegando a tener una vibración total de 4.7 mm/s.

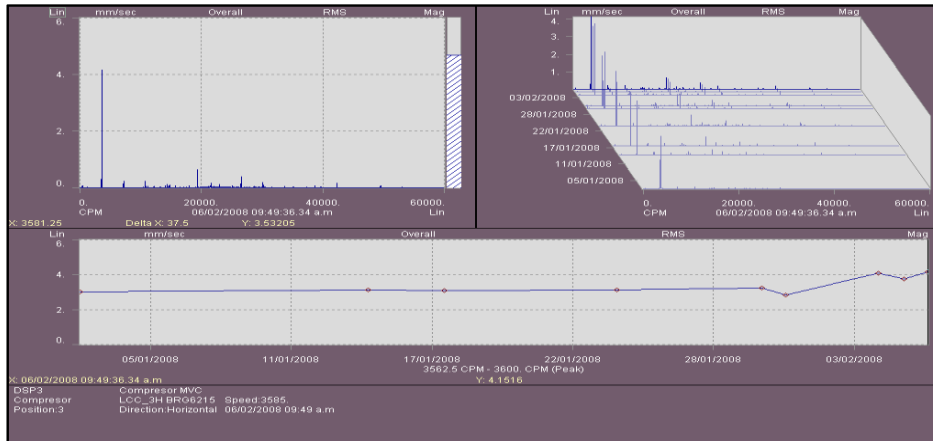


Figura 30. Tendencia y espectro de velocidad

La tendencia de energía pico mostrada en la Figura 31 del rodamiento lado acoplado aumentó considerablemente de 0.55g's PK a 1.9 g's PK. Comparando este valor con la Norma ISO 10816-3 nos encontramos en **VERY ROUGH ALERT**.

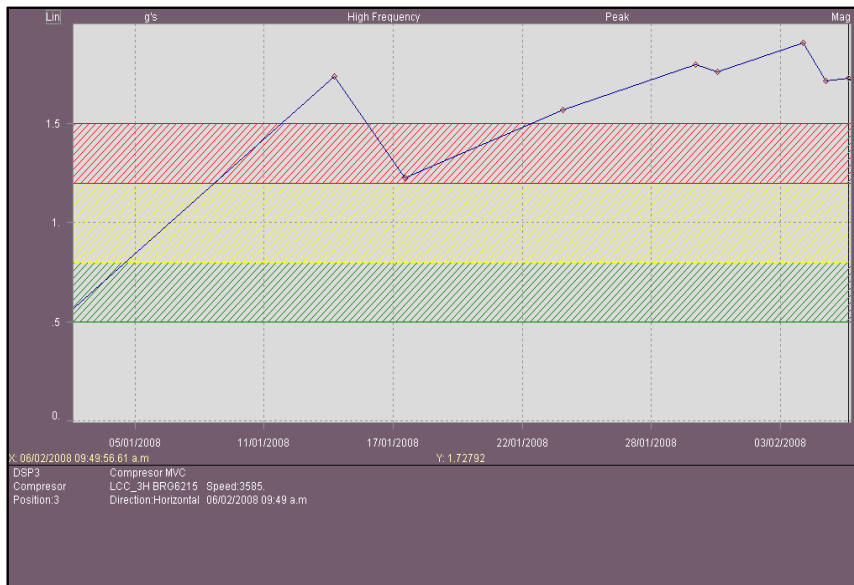


Figura 31. Tendencia de aceleración

En el espectro de envolvente mostrado en la Figura 32 se observa la frecuencia de Falla de la Pista Interior y sus armónicas el número de armónicas indican la severidad del problema. La tendencia del gráfico inferior

nos indica cómo está aumentando la amplitud de la frecuencia de falla.

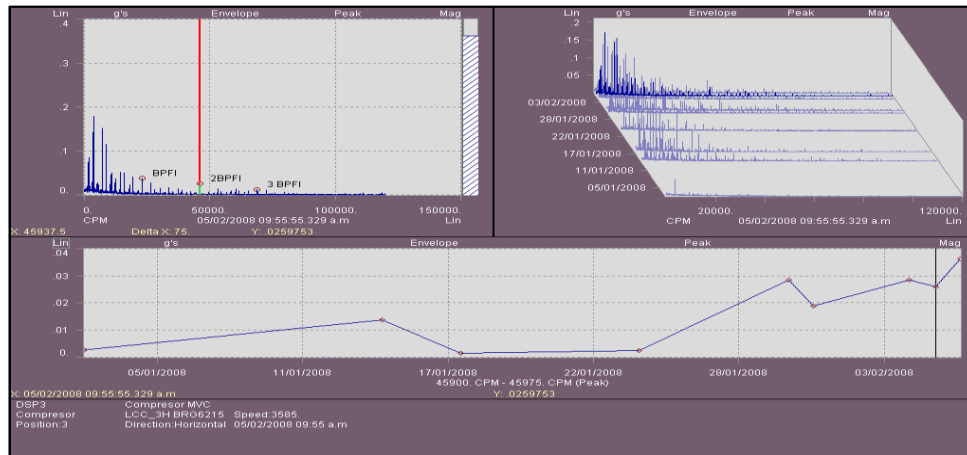


Figura 32. Espectro de envoltura y tendencia de frecuencia

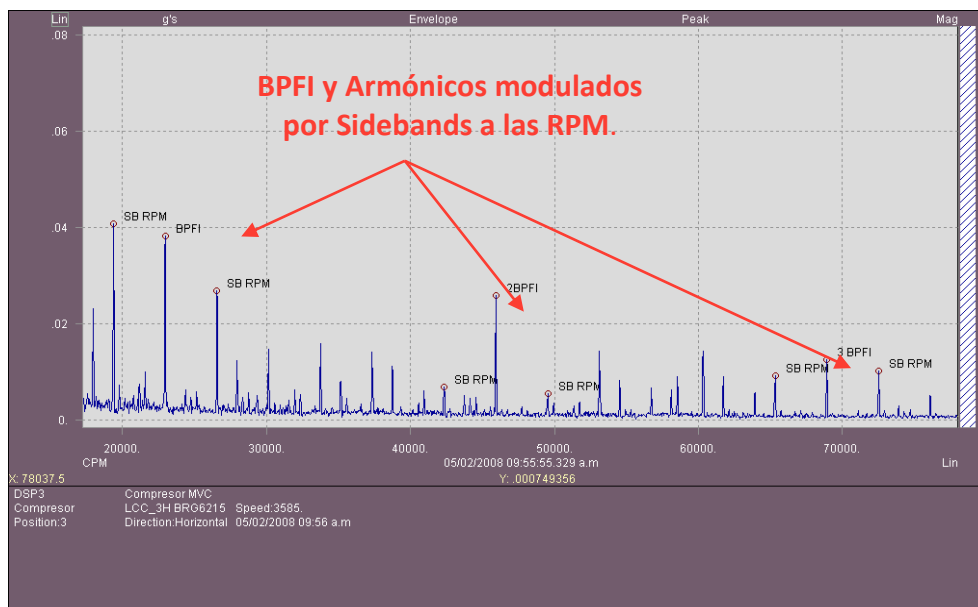


Figura 33. Espectro de envoltura identificando BPF1 y Sidebands a 1X

Diagnóstico: Se observa en la Figura 34 que la Frecuencia de Falla de la pista Interior (BPF1) y su armónica se presenta en el espectro de velocidad con Sidebands a la velocidad de operación, lo que confirma que ya estamos en la tercera etapa de deterioro del rodamiento. Aunque la amplitud sea 0.10 mm/s a partir de ahora el rodamiento puede fallar rápidamente.

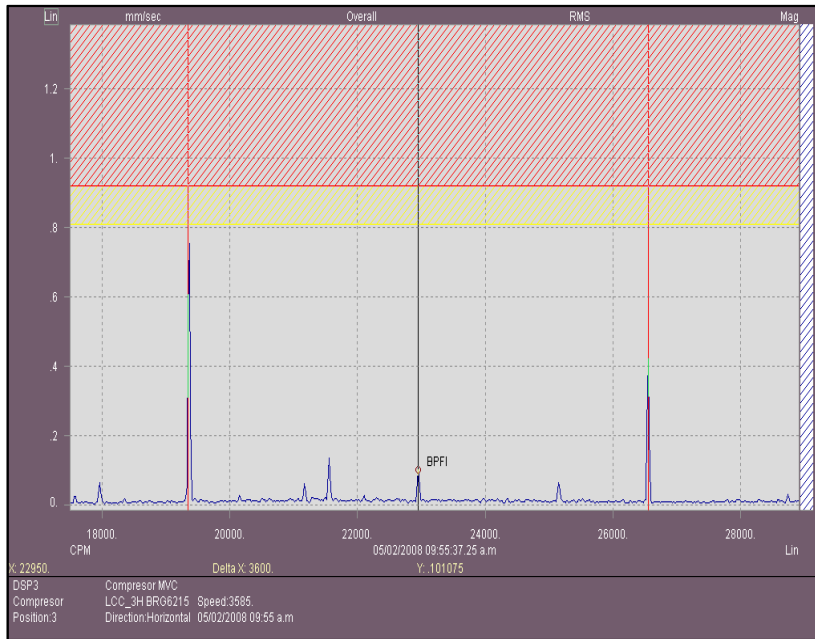


Figura 34. Espectro de baja frecuencia con BPFI y armónicos identificados

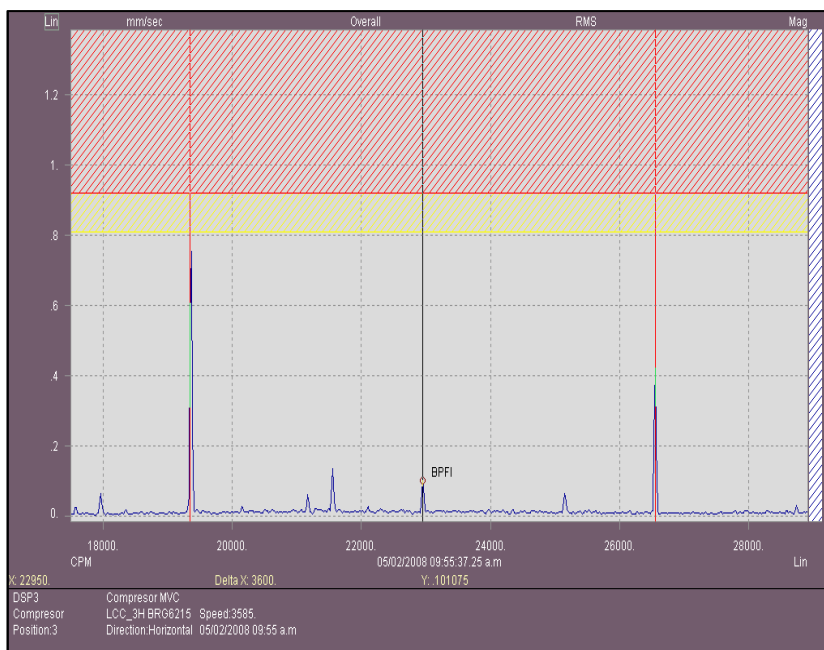


Figura 35. Detalle de bandas vecinas a la velocidad de operación

Luego del análisis de vibraciones se procedió a realizar el cambio de rodamientos en el equipo verificando que el diagnóstico fue el correcto porque se ha encontrado una picadura en la pista interior como muestra en la Figura 36.

Nótese el cambio en la vibración total Figura 37 después de cambiar

el rodamiento dañado, el cambio es mucho más evidente en los espectros relacionados con estos puntos y lo más importante la foto de la pista interior del rodamiento cambiado, en la cual se muestra el daño real del rodaje, el cual se está relacionado con su espectro en la Figura 38 donde se comparan los espectros antes y después del cambio de rodamiento.

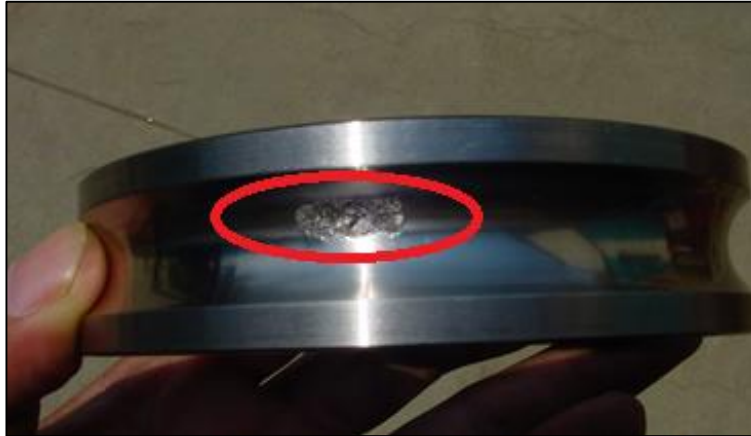


Figura 36. Daño en pista interior de rodamiento

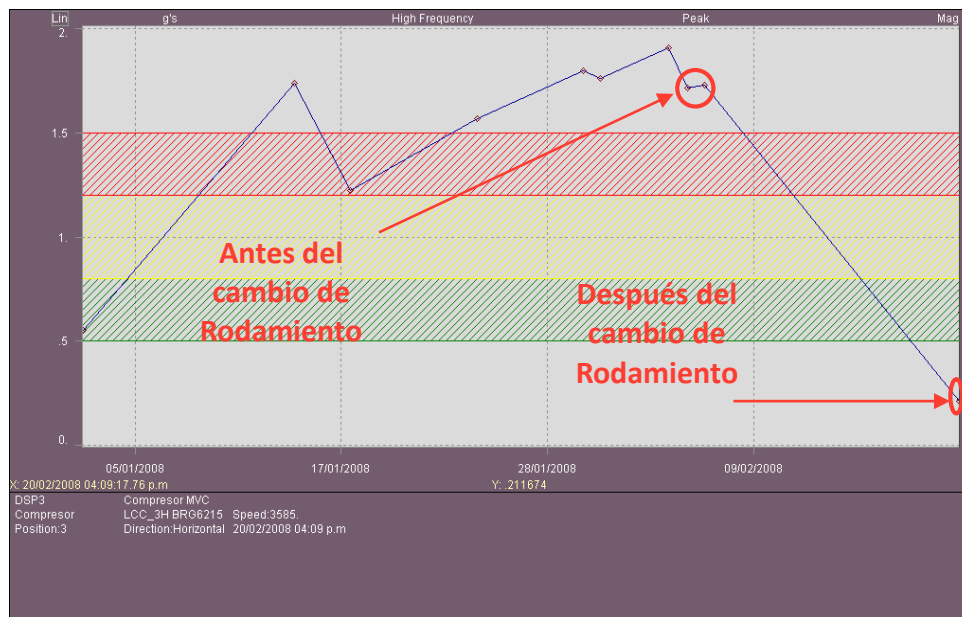


Figura 37. Niveles de aceleración antes y después del cambio de rodamiento

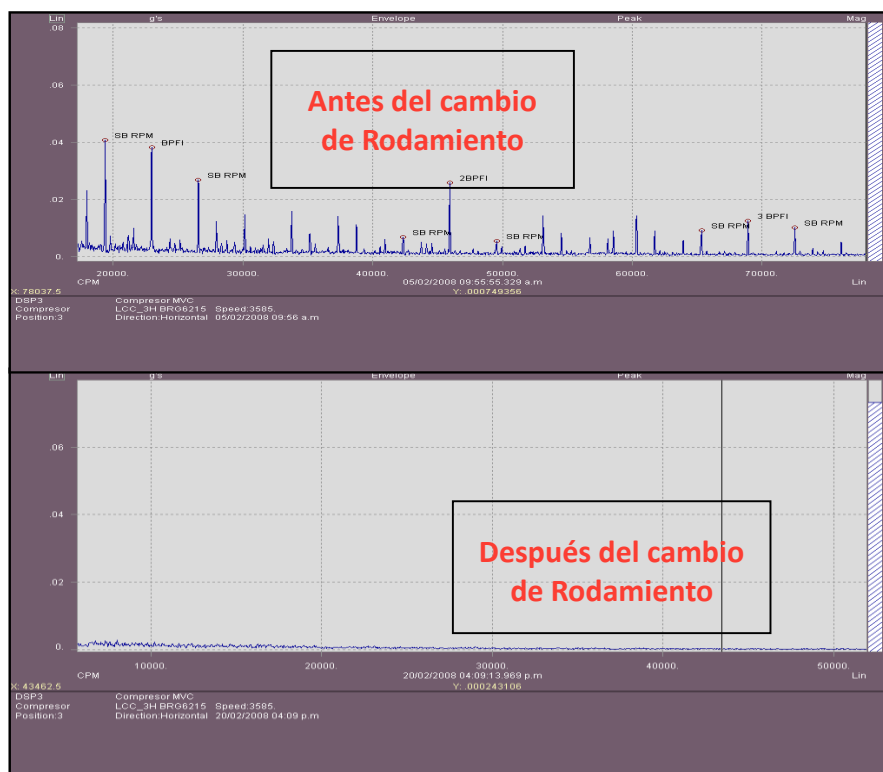


Figura 38. Nivel de aceleración antes y después del cambio de rodamiento

4.1.8. Análisis de tendencias, espectros de alta y baja frecuencia del cual se determina un daño en la pista exterior del rodamiento.

La máxima vibración del equipo en la dirección radial es de 3.89 mm/s RMS en el rodamiento lado acople del Compresor lo que se observa en la figura 41.

Tomando en cuenta la forma del espectro mostrado en la figura 40 y 41 además de considerar el nivel de Spike Energy del rodamiento este se ubica en la Etapa 3 de deterioro (Iniciando etapa). El tiempo entre la Etapa 3 y la Etapa 4 de deterioro es aproximadamente de 1 mes, para el caso particular de este rodamiento. En el espectro de envolvente de la Figura 39 se observa tres armónicos de la frecuencia de paso de bolas por la pista exterior (BPOR) comparando este espectro en el tiempo en la Figura 39 se observa que la condición del rodamiento ha cambiado considerablemente en la última

muestra.

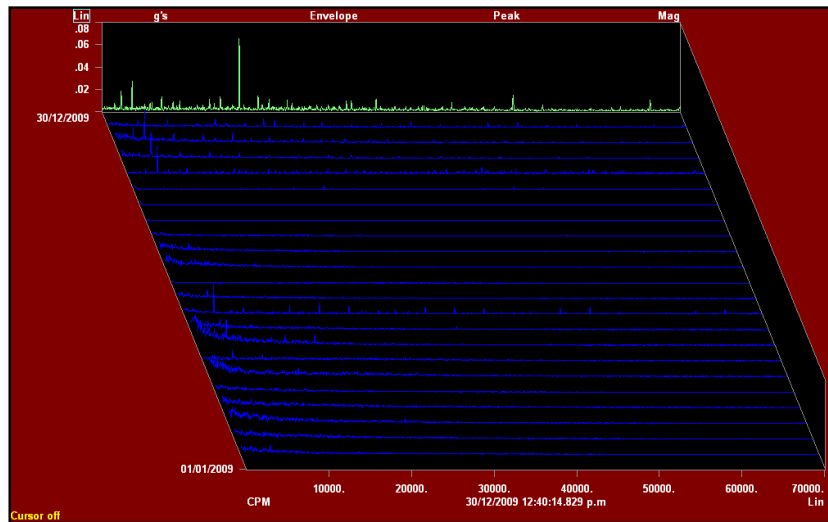


Figura 39. Cascada de espectros de alta frecuencia envolvente

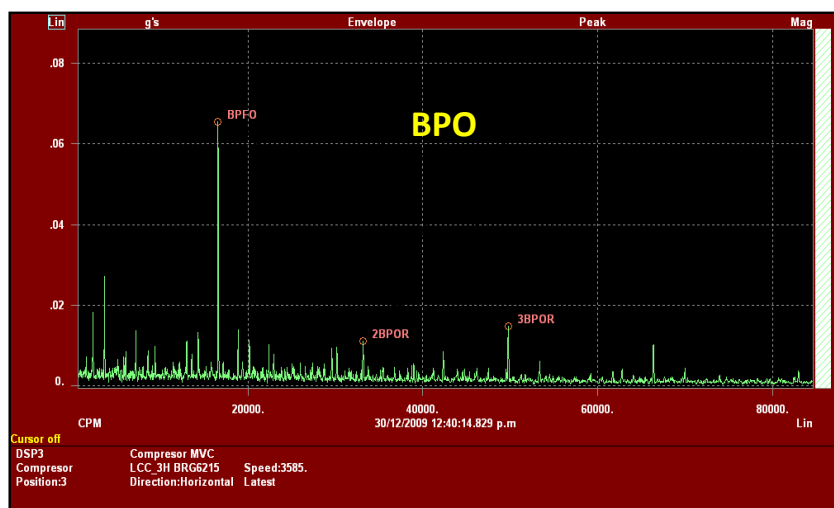


Figura 40. Espectro de envolvente identificando frecuencia de falla BPOR

Diagnóstico: En el espectro de velocidad de la Figura 41 se observa la frecuencia BPOR la tercera armónica tiene una amplitud de 0.69 mm/s lo que nos indica que el daño de la pista exterior ya es visible.



Figura 41. Espectro identificando frecuencia de falla BPOR

Se observa en la Figura 41 que en este punto el mayor incremento de vibración se debe a lapresencia de las componentes de BPOR

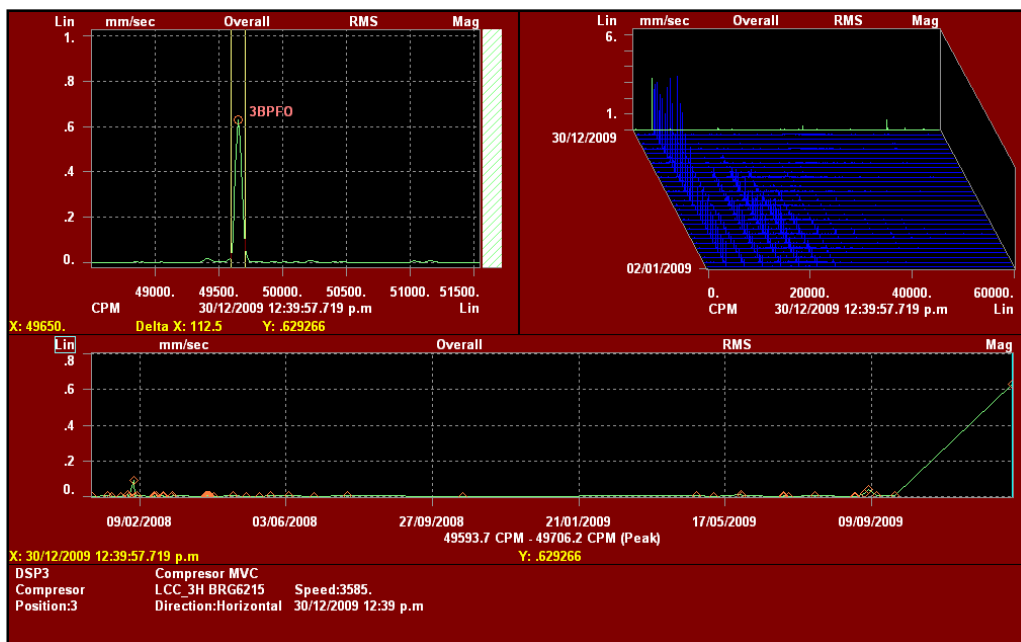


Figura 42. Tendencia de frecuencia de falla BPOR.



Figura 43. Daño encontrado n pista exterior de rodamiento

Luego del análisis de vibraciones se procedió a realizar el cambio de rodamientos en el equipo verificando que el diagnóstico fue el correcto ya que se encontró una picadura en la pista exterior del rodamiento.

4.2. Contrastación de hipótesis

Technical Associates Of Charlotte, P.C. (2015), tiene más de 35 años de experiencia en proyectos de diagnóstico de vibraciones en la mayoría de las industrias conocidas, convirtiéndose en uno de los líderes en análisis de vibraciones para aquellos problemas difíciles de resolver en maquinaria especializada identificando fuentes de vibración no deseadas y recomendando soluciones, haciendo uso de técnicas especializadas para identificar problemas con maquinaria única.

Basado en esta experiencia Technical Associates Of Charlotte, P.C. (2015), y estudio de muchos tipos de falla en rodamientos se han identificado un patrón de falla en los rodamientos que consta de cuatro etapas.

- Etapa 1: Indicaciones tempranas de problemas en cojinetes aparecen en

frecuencias ultrasónicas en rangos entre 250 000 y 350 000 Hz; después, cuando el desgaste se incrementa, usualmente cae aproximadamente hasta 20 000 – 60 000 Hz. (1 200 000 – 3 600 000 CPM). Estas frecuencias evaluadas por la energía Pico (gSE), HFD(g) y pulsos (dB). Por ejemplo, energía Pico puede aparecer hasta cerca .25 en la etapa 1 (este valor depende del punto de medición y la velocidad de la máquina). Adquieren alta sobre frecuencia el espectro confirma si los cojinetes se encuentran o no en la etapa 1 de falla.

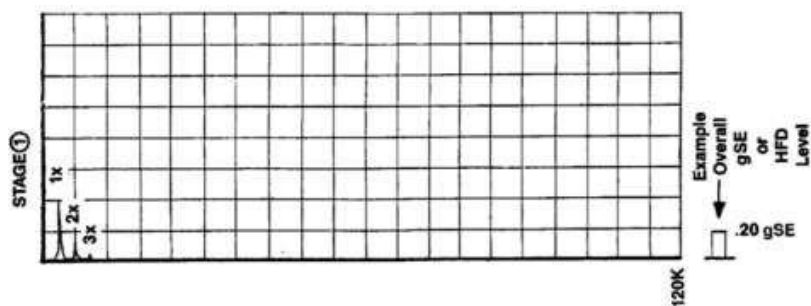


Figura 44. Espectro típico de falla de rodamiento etapa I

- Etapa 2: Finos defectos en los cojinetes comienzan con sonidos en componentes de los cojinetes a frecuencia natural (f_n) lo cual predominantemente ocurre en el rango de 30K – 120K CPM. Esas frecuencias naturales pueden también resonar en las estructuras que soportan a los cojinetes. Las frecuencias de banda lateral aparecen sobre y por debajo de los picos de frecuencia natural al final de la etapa 2. En general la energía pico crece (por ejemplo, desde 0.25 a 0.50 gSE).

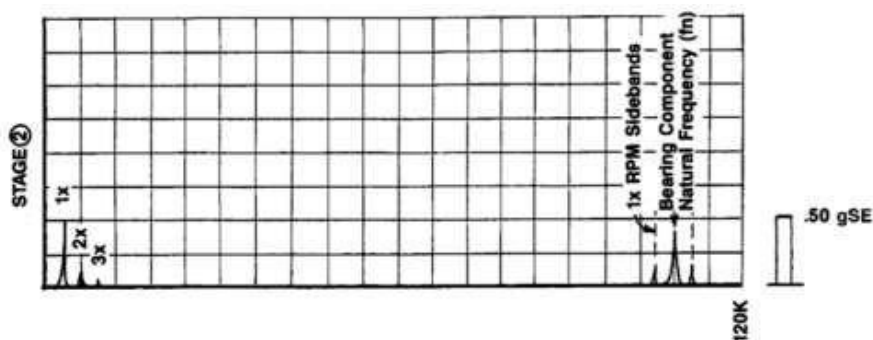


Figura 45. Espectro típico de falla de rodamiento etapa II

- Etapa 3: Aparecen frecuencias y armónicos de defectos en los cojinetes. Cuando el desgaste se incrementa, más armónicos de defectos en la frecuencia aparecen y el número de bandas laterales crece, ambos alrededor de éste y las frecuencias naturales de los componentes del cojinete. En general la energía pico continúa incrementándose (por ejemplo, desde 0.5 a por encima de 1 gSE). El desgaste es ahora usualmente visible y puede extenderse a través de la periferia del cojinete, particularmente cuando se forman muchas bandas laterales acompañados por frecuencias armónicas de defectos en el cojinete. Cuando remodula la alta frecuencia y sobrepasa la ayuda del espectro confirma la etapa 3. ¡Reemplace los cojinetes ahora! (Independientemente de los defectos en la amplitud de la frecuencia y el espectro de vibración).

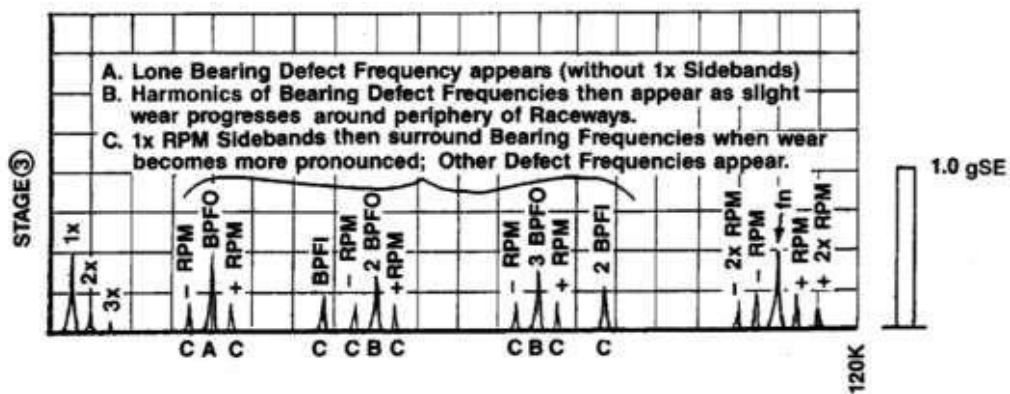


Figura 46. Espectro típico de falla de rodamiento etapa III

Etapa 4: Hacia el final, la amplitud de 1X también es afectada. Es creciente, y normalmente causa el crecimiento de la velocidad de carrera de los armónicos. Defectos discretos en los cojinetes y frecuencias naturales de los componentes comienzan a desaparecer y son reemplazados por aleatorios, alta frecuencia de banda ancha “piso de ruido”. Adicionalmente, amplitudes

de ambos alta frecuencia de piso de ruido y energía pico pueden en realidad decrecer; pero justo antes de la falla, la energía pico y HFD usualmente crecerán hacia excesivas amplitudes.

En los datos colectados del rodamiento objeto de este estudio se observa que hemos obtenido claramente un espectro de la etapa 3 de deterioro de rodamiento tanto de pista interior como de pista exterior.

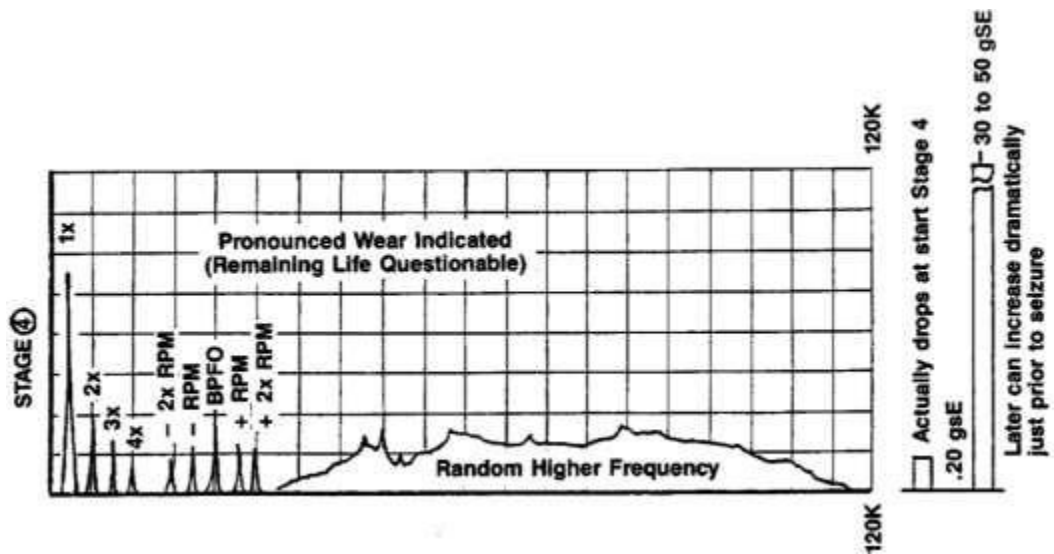


Figura 47. Espectro típico de falla de rodamiento etapa IV

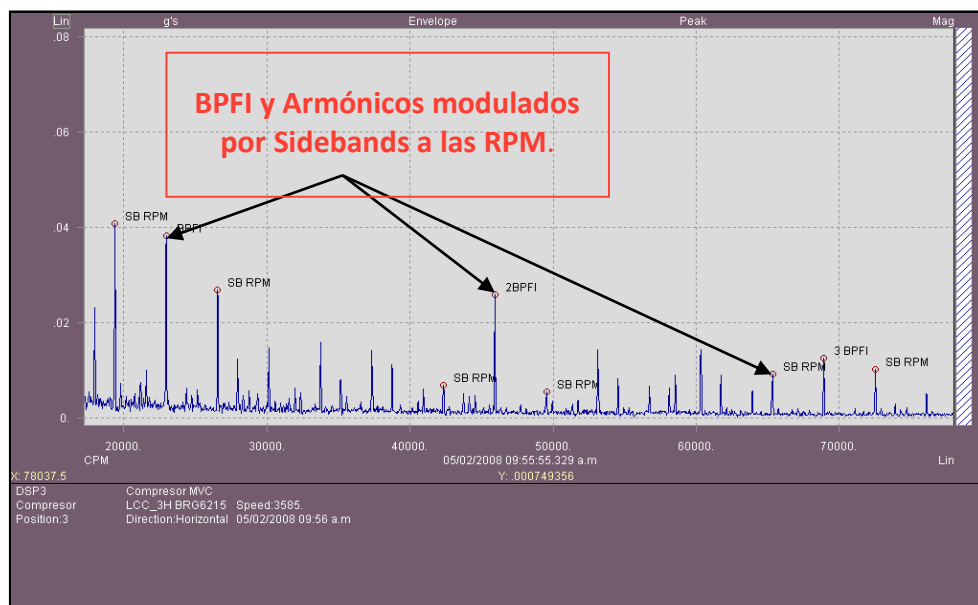


Figura 48. Se observa espectro de etapa tres de deterioro de rodamientos defectos en pista interior.

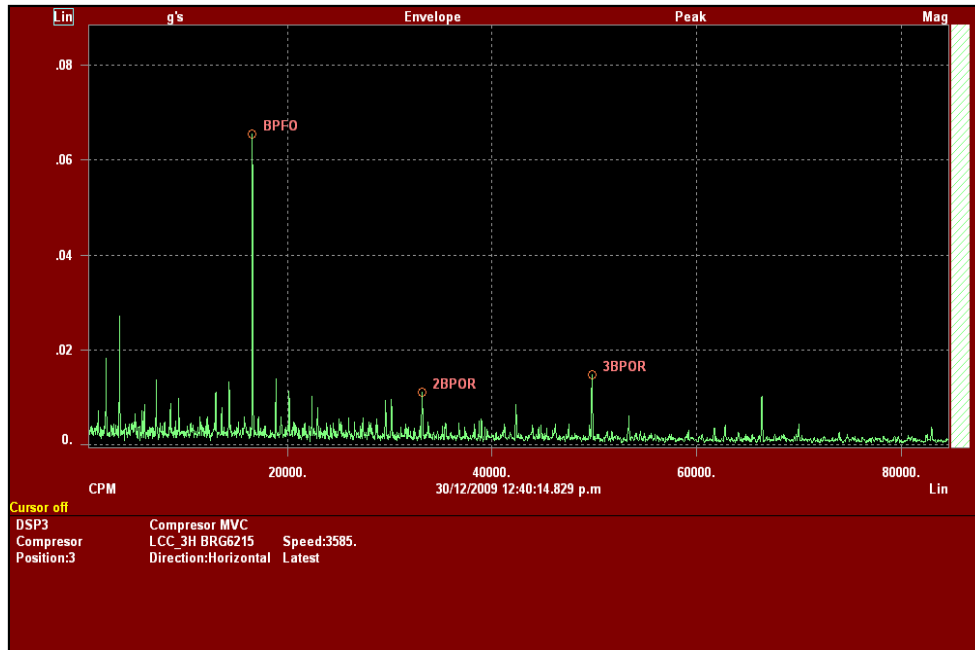


Figura 49. Espectro de Etapa 3 de deterioro de rodamiento rígido de bolas 6215 donde el daño se localiza en la pista exterior.

Con estos resultados hemos comprobado nuestra hipótesis ya que con el análisis vibracional del equipo hemos logrado obtener espectros típicos tanto de pista interior como de pista exterior dañados.

Por otro lado, para contrastar las hipótesis derivadas de la hipótesis general se ha aplicado el conocimiento que se ha obtenido en el análisis vibracional del compresor MVC en el motor de un ventilador de tiro forzado con el objetivo de:

- Demostrar que el monitoreo de vibraciones mediante el análisis combinado de tendencias, formas de onda, espectros FFT y espectros de envolvente reflejan el real estado del rodamiento durante sus “etapas de falla”.
- Ilustrar que la teoría sobre las 4 etapas de falla de rodamientos en Análisis de Vibraciones es muy cercana a la realidad cuando no tenemos agentes externos que aceleren este comportamiento.

Comportamiento de Etapa 1 de deterioro de rodamiento.

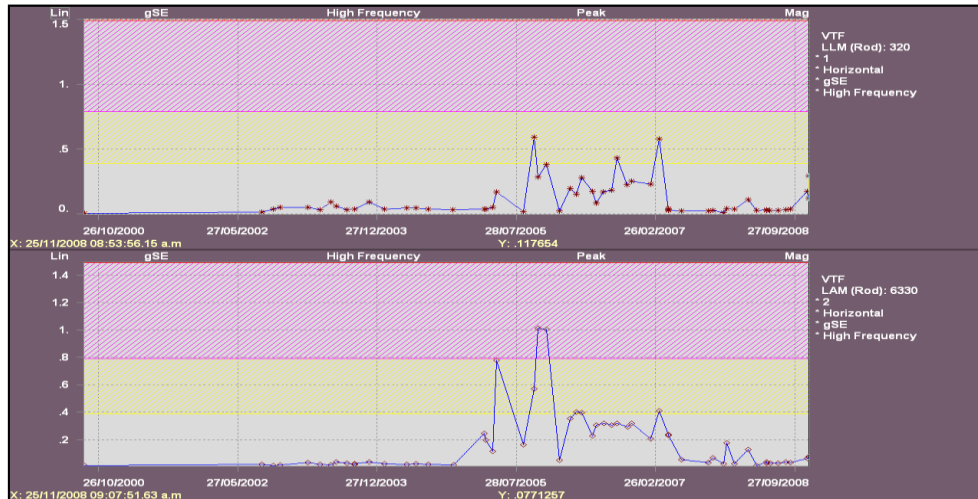


Figura 50. El rodamiento lado libre se observa un incremento importante del nivel de vibración de alta frecuencia (gSE) de 0.039 gSE el a 0.17gSE.

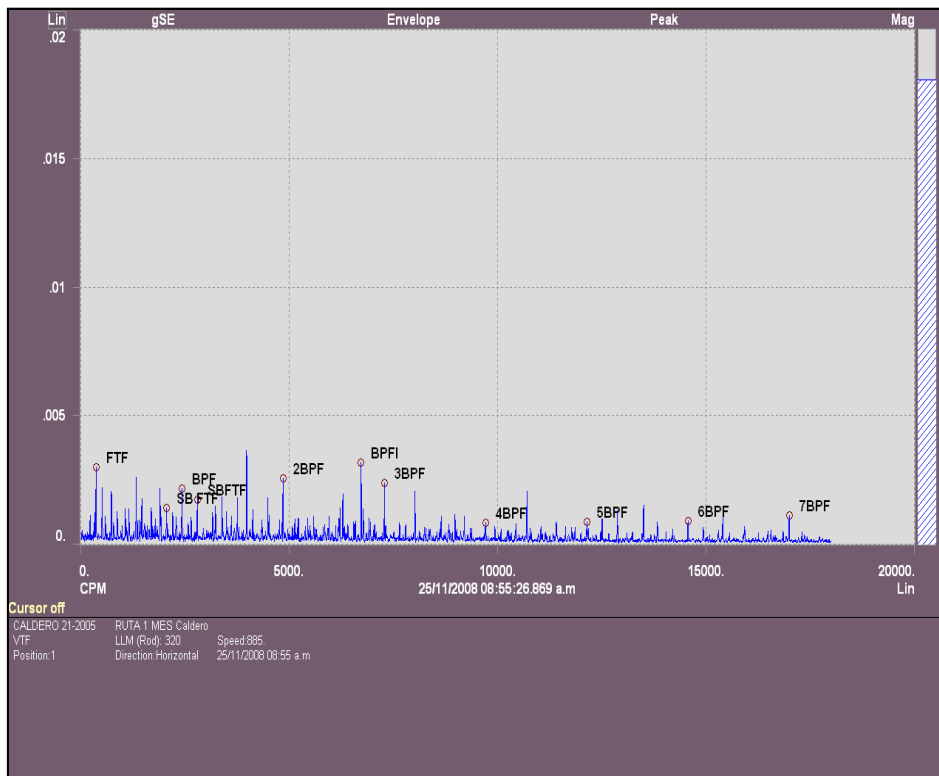


Figura 51. En el espectro de modulado se pueden observar las frecuencias BPF1, BPF y FTF.

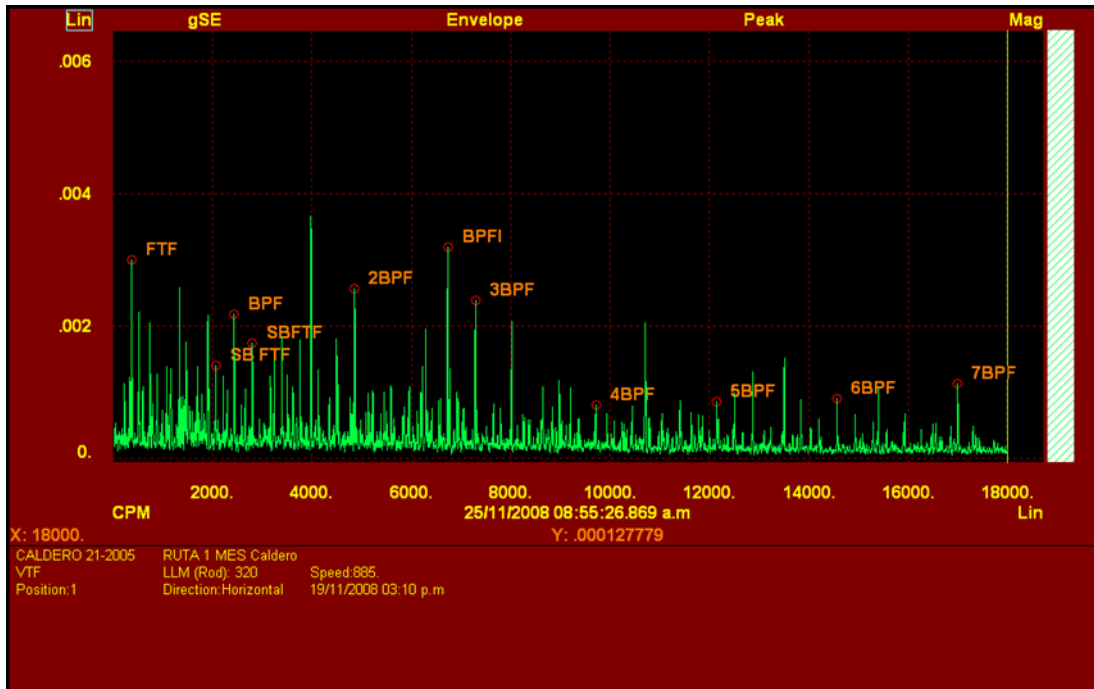


Figura 52. Múltiples armónicas de BPF (Frecuencia de Paso del Rodillo) y un BPF1 (Frecuencia de Paso del Rodillo por la Pista Interior).

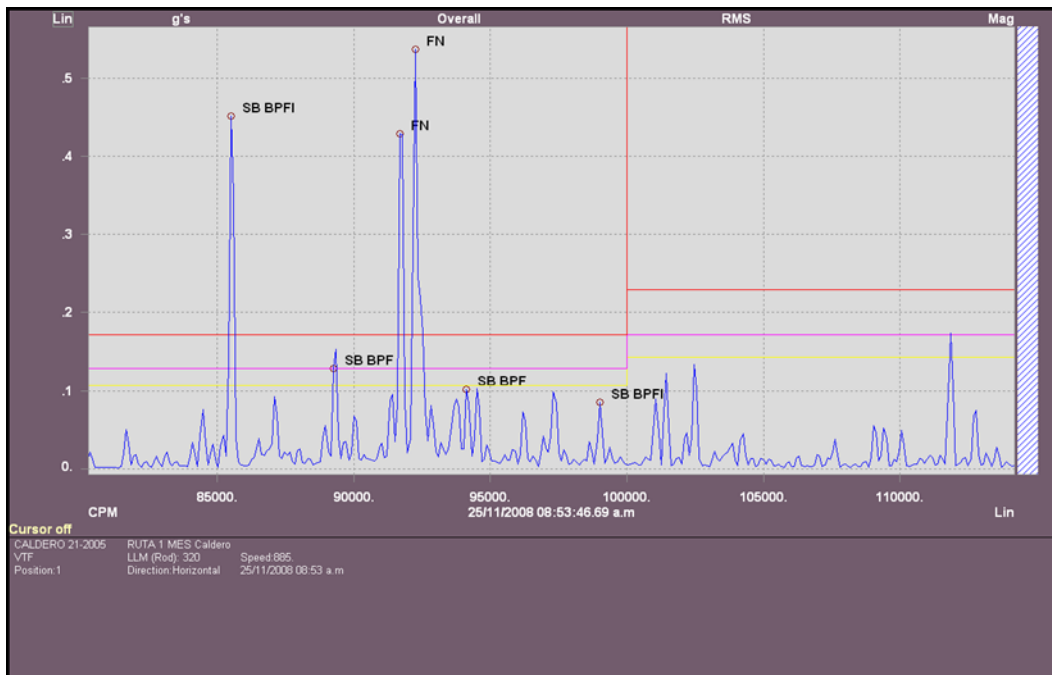


Figura 53. Espectro de aceleración BPF1, BPF, FN.

En el espectro de aceleración se pueden observar las frecuencias naturales moduladas por bandas vecinas a que se pueden relacionar con las frecuencias

de BPFI y BPF, pero no hay marcada modulación.

Comportamiento de Etapa 2 de deterioro de rodamiento.

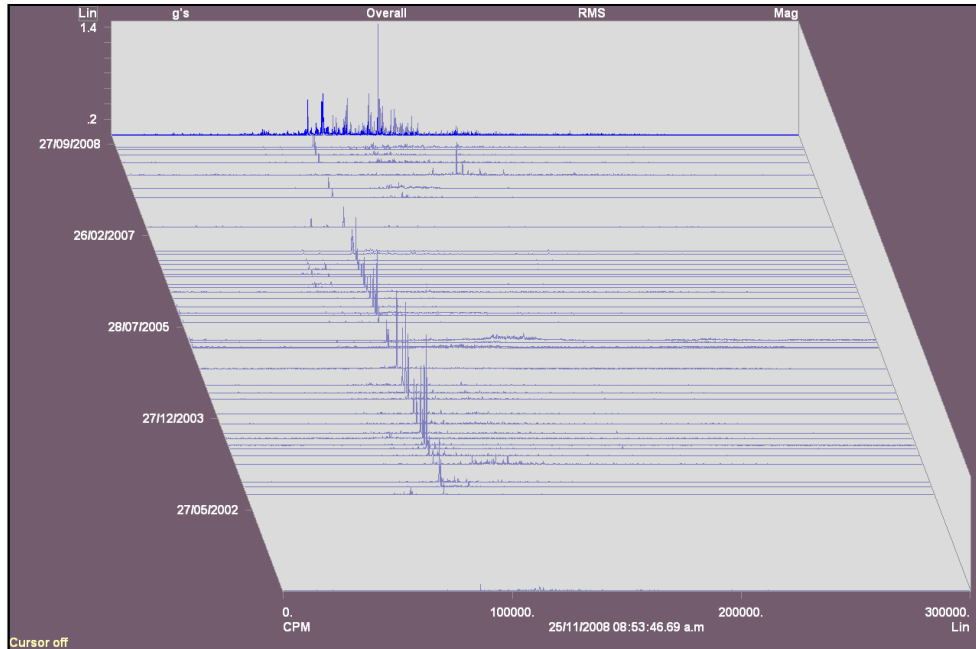


Figura 54. En el gráfico de cascada podemos ver que el cambio es notorio.

En la Figura 55 se puede observar que las frecuencias naturales son excitadas por los pequeños defectos del rodamiento modulados por bandas vecinas a las frecuencias de falla de estos.

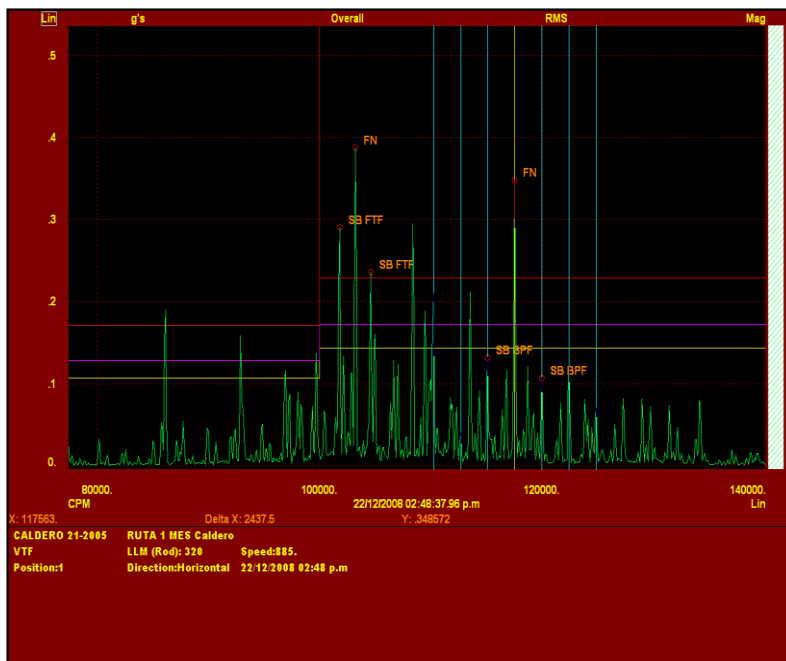


Figura 55. En el espectro de aceleración

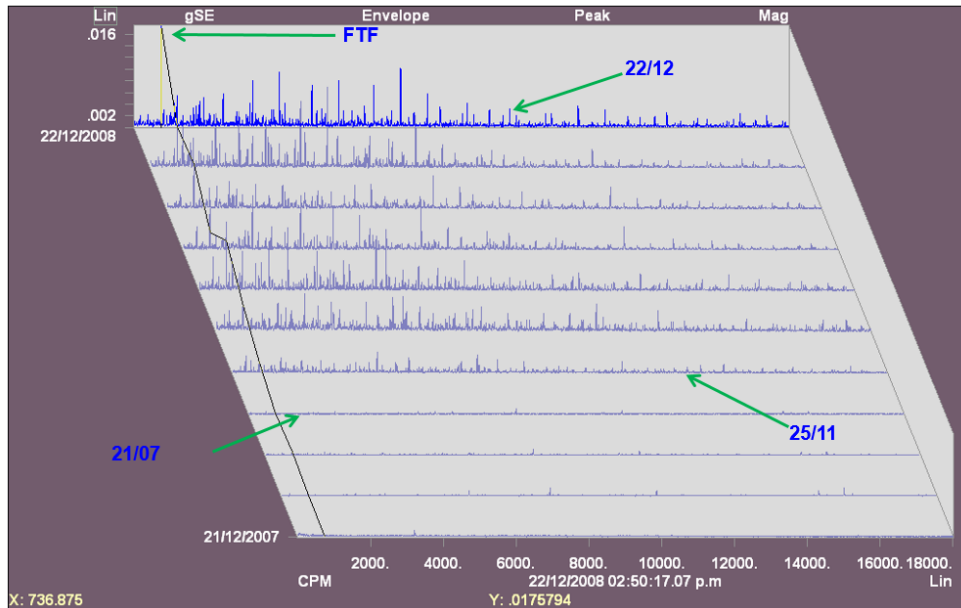


Figura 56. Gráfico en cascada de la colección de datos a alta frecuencia.

En la figura 56 de cascada del espectro de envolvente con mayor resolución se observa con claridad que el mayor cambio se ha dado en la amplitud de la frecuencia de falla de la canastilla (FTF).

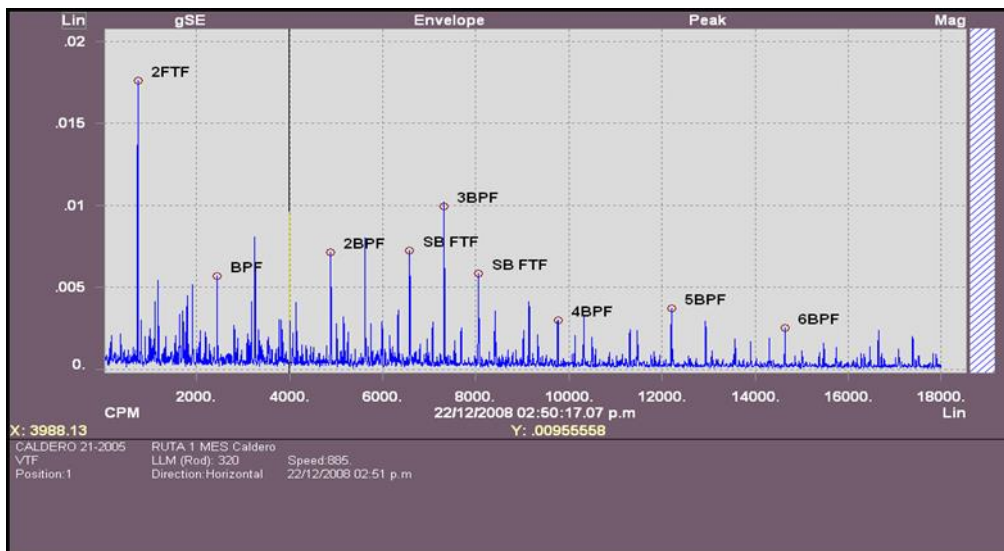


Figura 57. Espectro envolvente

En el espectro de envolvente de la figura 57 se observa claramente hasta 6 armónicos de la Frecuencia de Paso de Rodillos con bandas vecinas a la frecuencia de la canastilla esto nos indica que el rodamiento ya está

iniciando su segunda etapa de falla.

Comportamiento de Etapa 3 de deterioro de rodamiento.

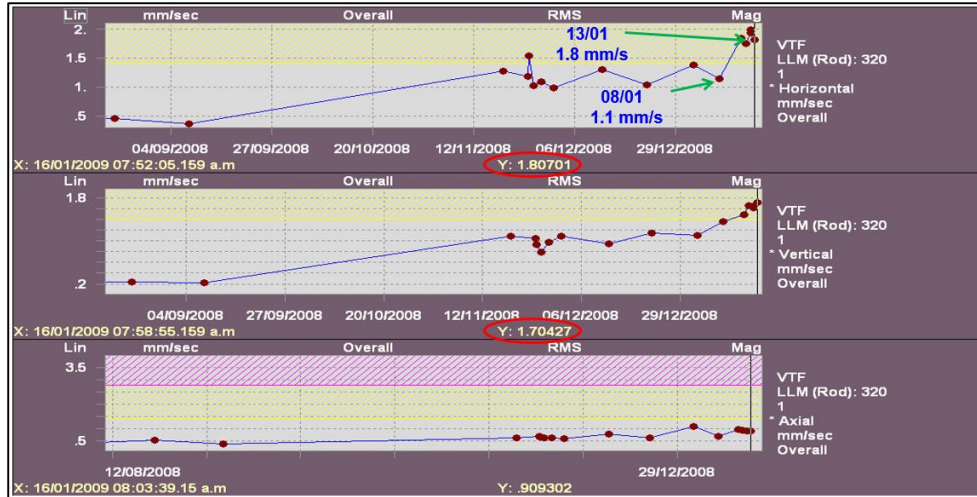


Figura 58. Valores de tendencia de vibración total en mm/s

Se observa en la figura 58 que la vibración total en el sentido horizontal y vertical se ha incrementado poco más de un 50% con una tendencia sostenida en el tiempo.

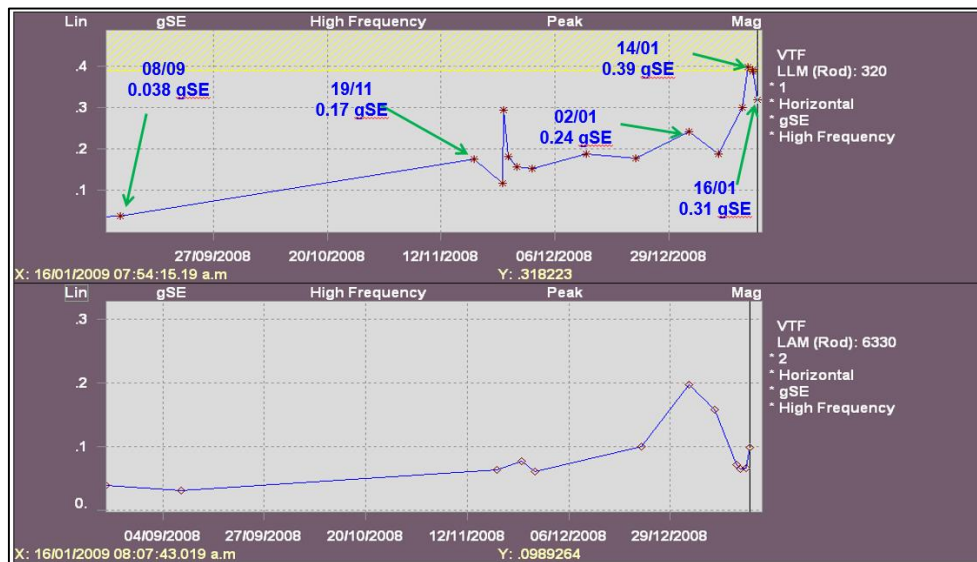


Figura 59. Vibración a alta frecuencia.

Se observa en la figura 59 un incremento de vibración de alta frecuencia el (0.39 gSE14/01) en el rodamiento lado libre del ventilador.

Observar que el nivel de vibración de alta frecuencia gSE del rodamiento lado acople tiene una tendencia de incremento, pero los valores aún son bajos.

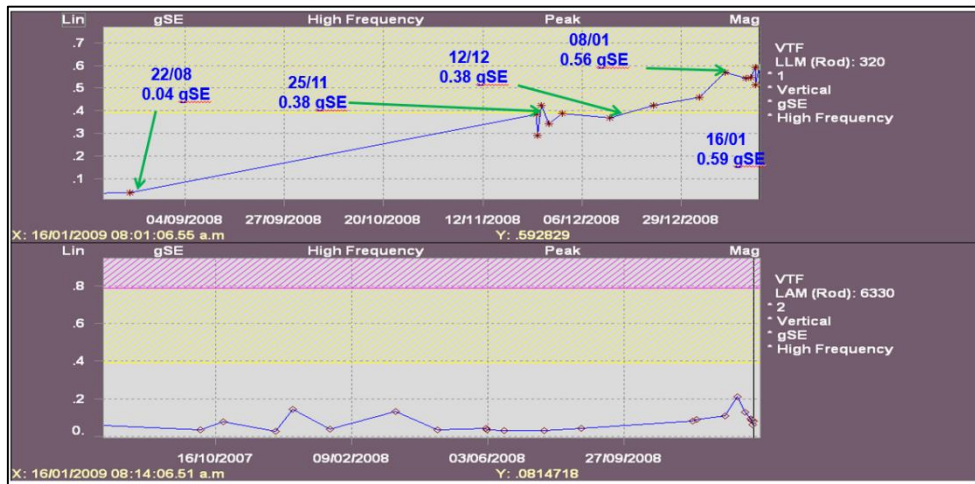


Figura 60. Vibración a alta frecuencia en sentido vertical.

Se observa en la figura 60 que el nivel de vibración de alta frecuencia presenta mayor nivel en el sentido vertical 0.59 gSE con tendencia positiva.

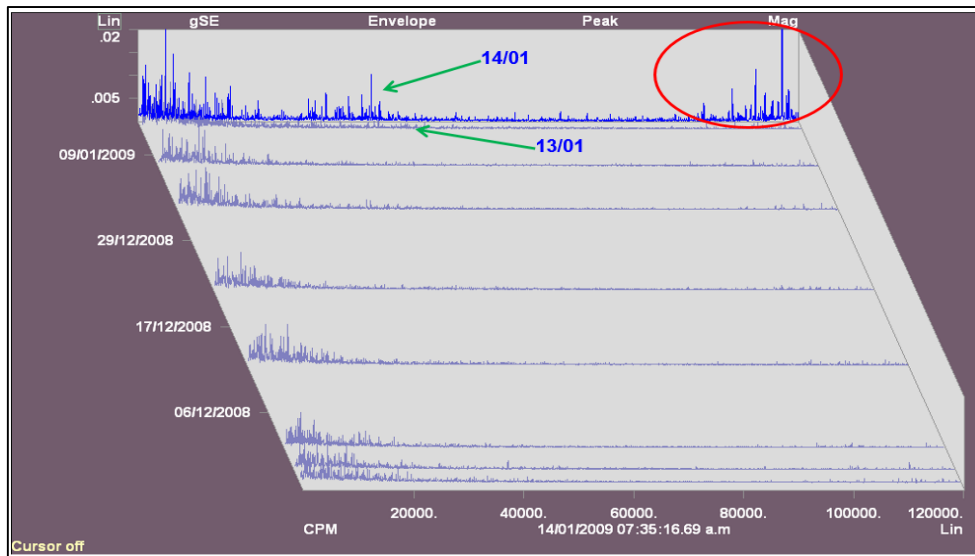


Figura 61. Gráfico de cascada de envolvente

Se observa en la Figura 61 un incremento paulatino de la amplitud de las frecuencias durante 34 días antes de presentarse frecuencias naturales encima de 100 mil CPM.

También es notorio que entre el 13 y 14 de enero hay un incremento brusco de las amplitudes y aparecen frecuencias aleatorias que se relacionan con la frecuencia de falla BPOR, señal de cambio de etapa de deterioro.

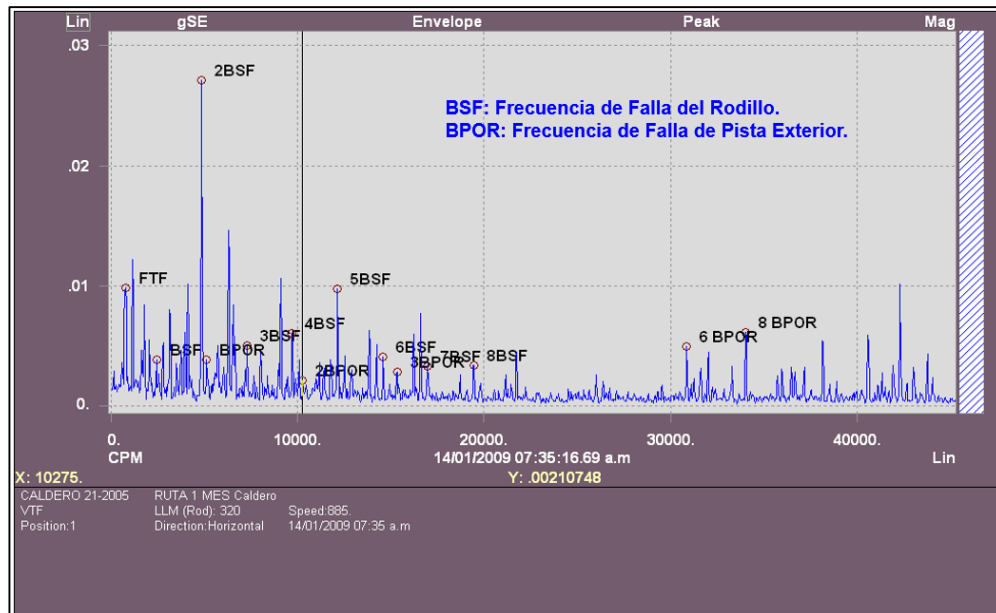


Figura 62. Espectro demodulado.

En el espectro demodulado de la Figura 62 se observa claramente las frecuencias de BSF, BPFOy FTF con armónicos lo que nos indica que el deterioro del rodamiento ha cambiado de etapa (etapa 3).

4.3. Discusión de resultados

Los resultados obtenidos de los análisis vibracionales mostrados evidencian que el comportamiento vibracional de las fallas en los rodamientos antifricción postulado por Technical Associates Of Charlotte, P.C. Pueden ser corroborados en la industria con un adecuado plan de monitoreo y técnicas de análisis basados en la recomendaciones de Technical Associates Of Charlotte, P.C. teniendo en cuenta que para efectos prácticos se debe evaluar qué es lo más adecuado una vez identificado el inicio de falla de un rodamiento, etapa 1 de deterioro, ya que los escenarios en la industria

dependen de que tan crítico es el equipo para el proceso, costo de los repuestos, tiempo de reparación, etc.

En los resultados se han obtenido de manera clara los espectros de falla de un rodamiento de bolas 6215 específicamente de la pista exterior e interior lo que evidencia que con la misma metodología se pueden obtener los diferentes espectros de falla de un rodamiento y que además esta metodología no varía cuando cambiamos de tipo de rodamiento como el rodamiento de rodillos cilíndricos UN 320 ECM para el cual se ha obtenido los espectros de falla de las tres primeras etapas postuladas por (Technical Associates Of Charlotte, P.C., 2015).

Es importante resaltar que según los resultados obtenidos se evidencia que es importante el monitoreo de rodamientos antifricción en el espectro de alta frecuencia ya que es donde aparecen de manera temprana los signos de deterioro del rodamiento lo cual se puede corroborar con un espectro de modulado donde se puede identificar el componente del rodamiento que se está deteriorando y que el seguimiento de los niveles de vibración nos mostrará en qué momento las frecuencias de falla se presentarán en el espectro de baja frecuencia lo que podemos asociar con la severidad del daño en el componente del rodamiento el cual empezará a dañar paulatinamente a los demás componentes hasta que este llegue a fallar.

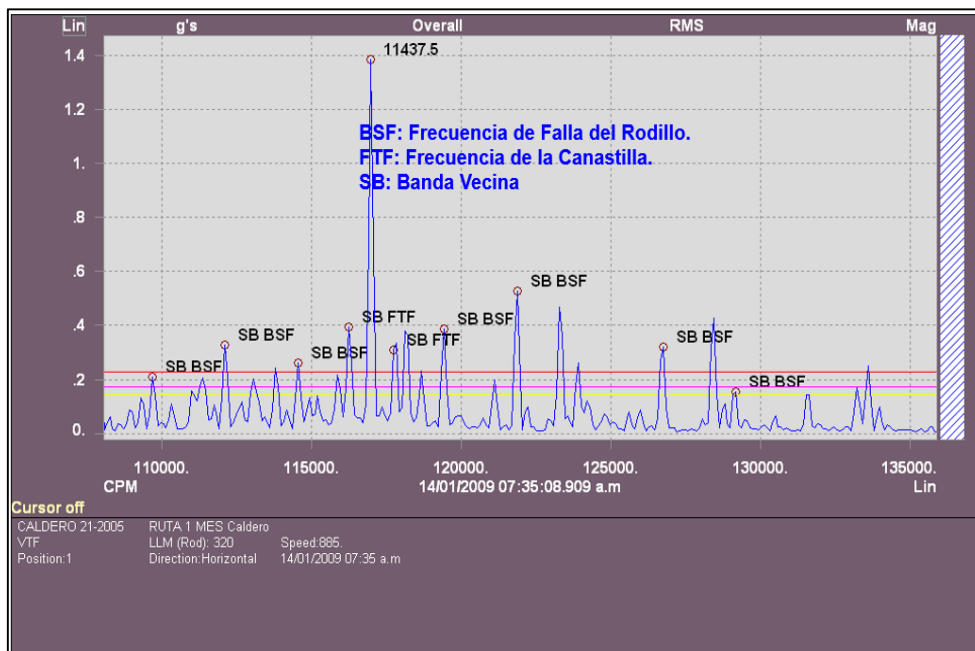


Figura 63. Espectro de aceleración

En el espectro de aceleración de la figura 63 se observan frecuencias naturales con bandas vecinas que se relacionan con las frecuencias de falla del rodamiento BSF y FTF.

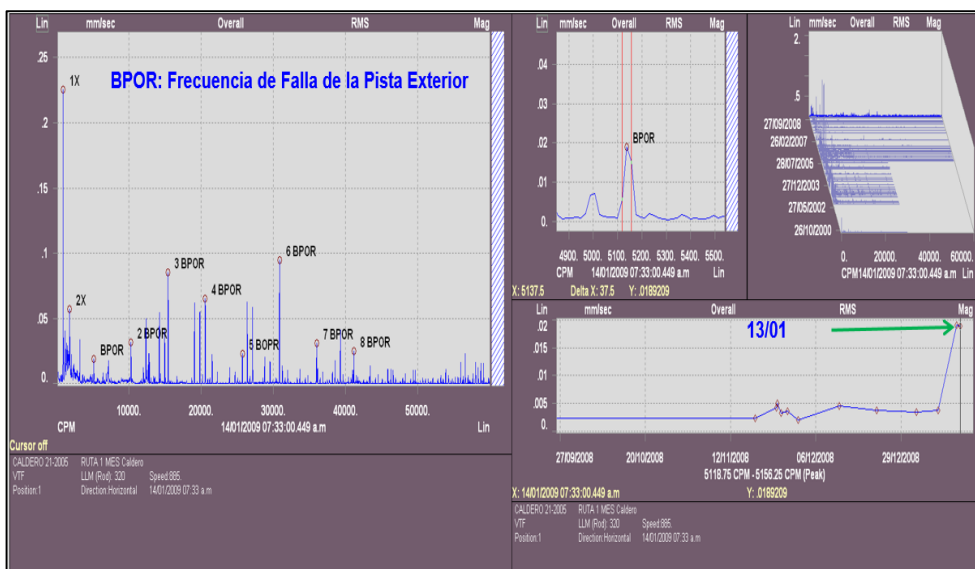


Figura 64. Espectro de velocidad y tendencia de frecuencia de falla.

En el espectro de velocidad de la figura 64 se pueden identificar hasta 8 armónicos BPOR y en el gráfico de tendencia se observa que la frecuencia BPOR se ha incrementado súbitamente el 13/01.

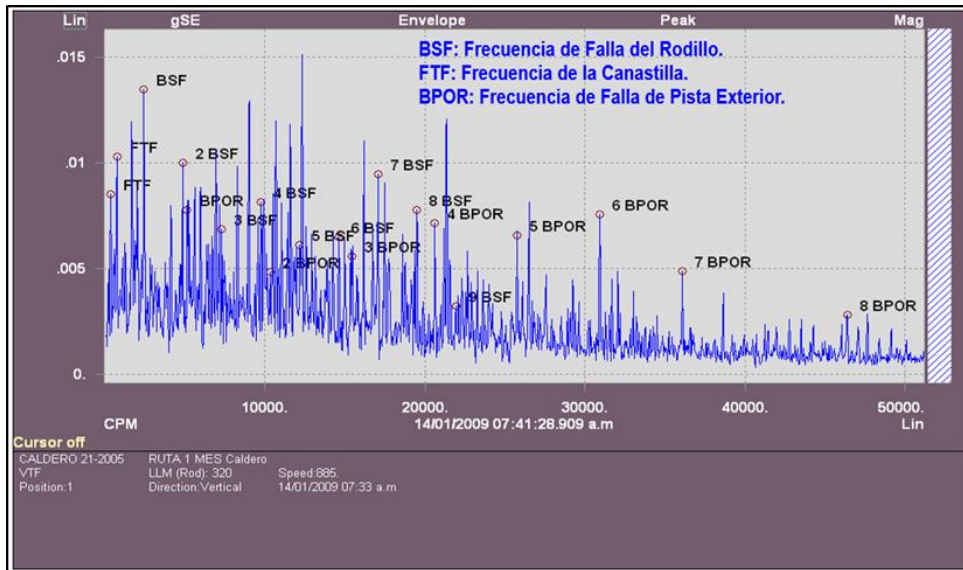


Figura 65. Espectro demodulado

En el espectro de modulado de la figura 65 se identifican las frecuencias de falla BSF, BPOR, FTF y armónicos.

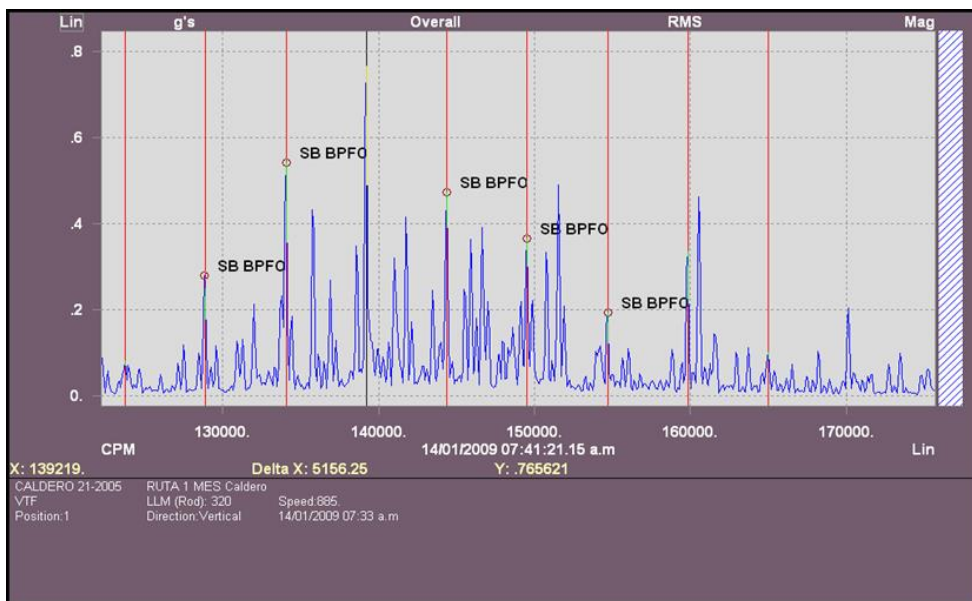


Figura 66. Espectro de alta frecuencia de aceleración.

En el espectro de aceleración de la figura 66 se observan frecuencias naturales con bandas vecinas que se relacionan con las frecuencias de falla del rodamiento BPOR y FTF.

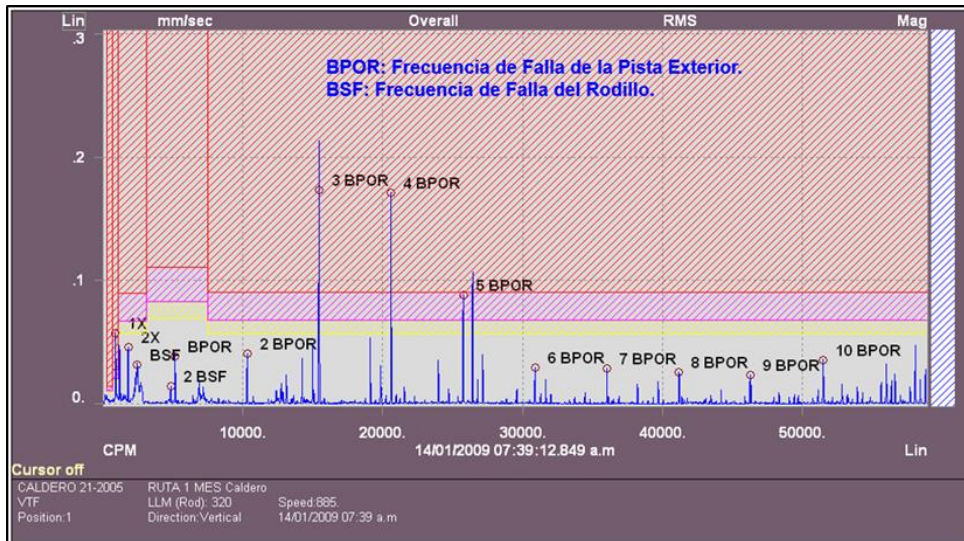


Figura 67. Espectro de velocidad

En el espectro de velocidad de la figura 67 se puede observar claramente las frecuencias BPOR yBSF y múltiplos armónicos.

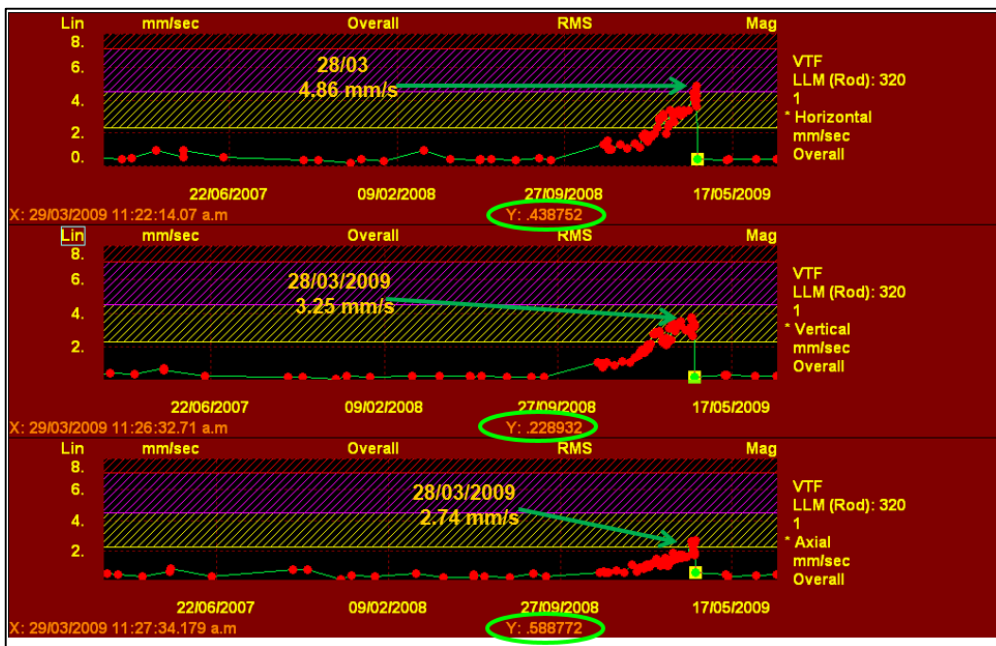


Figura 68. Tendencia de vibración después del cambio de rodamiento

En la figura 68 se observa que la vibración de los equipos se redujo diez veces aproximadamente después del cambio de rodamiento.



Figura 69. Tendencia de vibración después del cambio de rodamiento.

En la figura 69 se observa que después del cambio de rodamientos los valores en gSE se reducen drásticamente

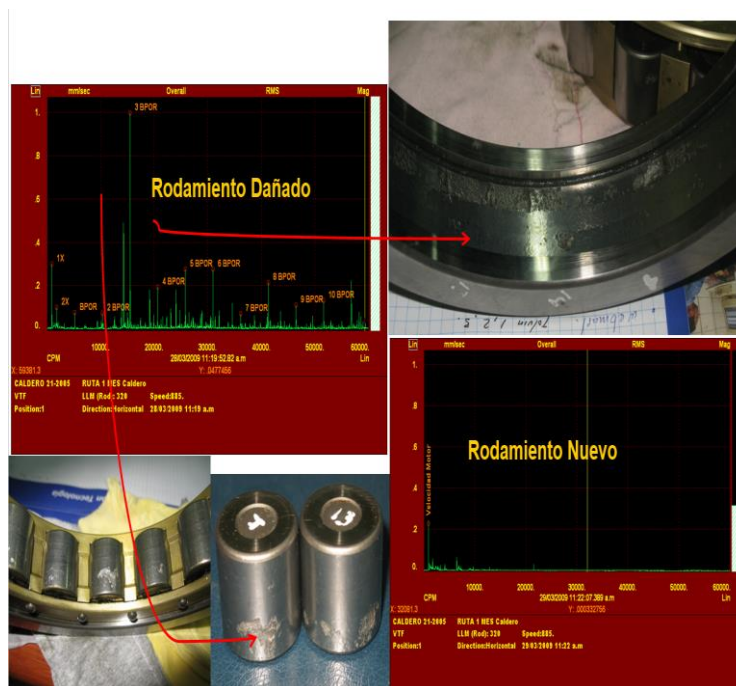


Figura 70. Comparativo de lo visto en el análisis con los daños físicos del rodaje.

El espectro de la figura 70 lo relacionamos con las imágenes tomadas al rodamiento cambiado y podemos concluir que si es posible relacionar la severidad de la falla física con la forma del espectro.

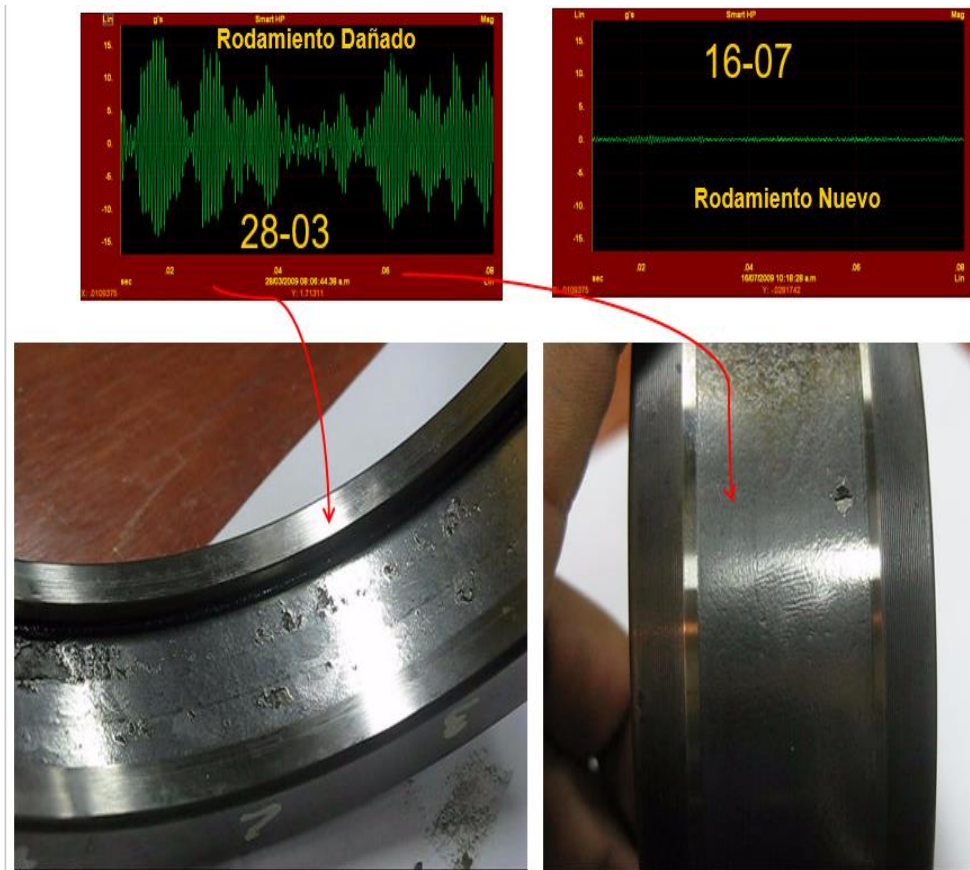


Figura 71. Formas de onda

En la forma de onda de la figura 71 también se observa la reducción en los impactos lo que nos hace concluir que este gráfico también se puede usar como herramienta para relacionar la severidad de la falla de un rodamiento antifricción ya que se está comparando la forma de onda con los daños encontrados en el rodamiento.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

De la experiencia obtenida al aplicar las técnicas de análisis vibracional recomendadas por Technical Associates Of Charlotte, P.C. se puede llegar a las siguientes conclusiones:

Primera. En el estudio se pudo comprobar que con el método utilizado para el análisis vibracional del compresor MVC DSP3 de la planta de Ilo1 se puede usar para analizar todo tipo de rodamientos antifricción.

Segunda. Se analizaron los espectros de falla de la pista interior y exterior de los rodamientos antifricción objeto de este estudio logrando relacionar el espectro típico de falla con el daño real en el rodamiento.

Tercera. Utilizando las recomendaciones de Technical Associates of Charlotte para la detección de fallas en rodamientos y con la metodología desarrollada en el compresor MVC DSP3 de la planta de Ilo1 se propuso el análisis de un rodamiento antifricción de rodillos cilíndricos obteniendo resultados satisfactorios en lo

que respecta al diagnóstico de falla y su relación con el daño físico en el rodamiento.

Cuarta. Se obtuvo los resultados de las cuatro etapas de falla de los rodamientos antifricción los cuales fueron contrastados con los espectros típicos propuestos por Technical Associates of Charlotte comprobando que los espectros obtenidos son muy similares a los teóricos.

5.2. Recomendaciones.

Primera. Para obtener los espectros de falla de rodamientos antifricción es necesario configurar el equipo en el rango de frecuencia y número de líneas adecuado.

Segunda. En el monitoreo de vibración total de aceleración de rodamientos antifricción se debe realizar en el sentido radial muy cercano a la zona de carga del rodamiento siguiendo las recomendaciones de la Norma ISO 10816-1.

Tercera. Se recomienda no esperar a que las frecuencias de falla de un rodamiento antifricción se presenten en el espectro de baja frecuencia ya que es probable que la señal de la vibración sea atenuada por la estructura del equipo y las amplitudes detectadas pueden ser mucho mayores.

Cuarta. Se recomienda implementar un monitoreo de vibraciones a los equipos rotativos de una planta industrial por ser una técnica que aporta valor al programa de mantenimiento ayudando a mejorar la estrategia de mantenimiento de los equipos rotativos de planta.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aguila, A. (2018). *Efecto de técnicas de mantenimiento predictivo en la detección temprana de fallas en los equipos rotativos de la empresa Ambev Perú S.A.C.* (Tesis pregrado) Universidad Nacional de Trujillo, Perú.
- American Society of Mechanical Engineers. (2004). *Level I vibrations*. New York, United States.
- Bearings, Q. (2016). *QIBR provides more than 6000 kinds of bearing design and manufacturing solutions to make rotation more easy, stable and efficient*. Recuperado de: https://www.qibr.com/products.html?gclid=cj0kcqiahzt9j08pxf4r4jck6eutht5kvxi5aptq6-wd9fpuunmxnv63kxeoazm0pmaajcpealw_wcb
- Bergen. (2000). *Deterioros de los rodamientos*. Recuperado de <https://rodavigo.net/catalogos/FAG/11%20Montaje%20de%20rodamientos/FAG%2007%20Deterioros%20de%20los%20rodamientos.pdf>
- Berry, J. (1994). *Predictive maintenance and vibration signature analysis II*. Technical Associates of Charlotte P.C. California, Estados Unidos. Recuperado de: <https://parsitek.com/wp-content/uploads/2022/03/Analisis-Vibration-Level-II-Metric.pdf>
- Electromecánica. (2017). *Mantenimiento de los rodamientos*. Recuperado de: <http://mrelectromecanica.blogspot.com/2010/08/la-importancia-de-lubricar-los.html>
- Eshleman, R. (2002). *Vibraciones básicas de maquinarias*. Vibration Institute. Illinois, Estados Unidos.
- Estévez, A. (2013). *Estudio de un sistema de mantenimiento predictivo basado*

en análisis de vibraciones implantado en instalaciones de bombeo y generación. Universidad de Sevilla, Sevilla, España.

Estupiñan, E.; y Saavedra, P. (2011). *Técnicas de diagnóstico para el análisis de vibraciones de rodamientos.* Recuperado de: http://www.mantenimientoplanificado.com/art%C3%ADculos%20PREDICTIVO_archivos/galileo.dim.edec.cl%20lmv/articulo_rodamientos_CHILE1.pdf

General motors company. (2016). *The industry leader: general motors corporation.* Recuperado de <https://pressbooks.ulib.csuohio.edu/evolution-of-local-dealerships/chapter/chapter-6-the-industry-leader-general-motors-corporation/>

International Standar Organization 10816-1 (1998). *Vibration General Guidelines.* ISO 10816-1:1998(E)

International Standar Organization 10816-3 (1998). *Vibration Industrial Machines.* ISO 10816-3:1998(E)

Lara, O.; y García, J. (2007). *Nuevas metodologías no invasivas de diagnosis de defectos incipientes en rodamientos de bola.* (Tesis de pregrado) Universidad Carlos III, Madrid, España.

Liaño, R. (2016). *Diseño y comportamiento de cojinetes.* Universidad de Cantabria, España. Recuperado de: <https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/9241/Raquel%20Lia%C3%B1o%20G%C3%B3mez.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Marimón, M., y Castillo, G. (2004). *Metodología para la implementación de un programa de monitoreo por condición (vibraciones) para la empresa TSI*

Ltda. Universidad autónoma de Nuevo León, España Recuperado de:
<http://eprints.uanl.mx/5481/1/1020149995.pdf>

Nivelo, S. y Romero, D. (2014) *Establecimiento de una base de datos de señales de vibraciones mecánicas para sistemas mecánicos rotativos con la combinación de diferentes tipos de fallos y elaboración de guías de prácticas para detección de fallos en rodamientos*. (Tesis de pregrado) Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador. Recuperado de:
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/7239/1/UPSCT004125.pdf>

Orcón, E. (2015). *Propuesta de un plan de MPP basado en el análisis vibracional caso: Sistema de bombeo, unidad de espesadores del proyecto Toromocho*. (Tesis de pregrado) Universidad Nacional Agraria La Molina, Lima, Perú.

Ortiz, F. y García, M. (2009) *Metodología de la investigación. El proceso y sus técnicas*. México, Limusa Editores.

Santamaría, R. (2018) *Tendencias de mantenimiento predictivo*. Recuperado de:
<https://www.virtualpro.co/biblioteca/tendencias-del-mantenimiento-predictivo>

Technical Associates Of Charlotte, P.C (2015) *Use of vibration signature analysis to diagnose machine problems*. California, Estados Unidos.

Timket Roller Bearing Company. (2000). *Tapered roller bearing catalog*. Recuperado de <https://www.timken.com/wp-content/uploads/2016/10/Timken-Tapered-Roller-Bearing-Catalog.pdf>

Toapanta, A. (2012). Determinación de las fallas mediante Análisis Vibracional en los equipos críticos del área de envasado, pasteurización y

homogenización de la empresa Prolac. (Tesis de pregrado) Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador. Recuperado de: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/2400/1/25T00178.pdf>