

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



"MANTENIMIENTO PREDICTIVO:
ESTUDIO DE VIBRACIONES SOBRE
MAQUINARIA ROTATIVA"

TRABAJO FIN DE GRADO

Marzo - 2024

AUTOR: Juan Manuel Barco Salazar

DIRECTOR/ES: José María Marín López

Índice

1. Objetivos	11
2. Historia del mantenimiento	11
3. Técnicas del mantenimiento predictivo	12
4. Ventajas del mantenimiento predictivo	13
5. Conceptos fisicomatemáticos	15
6. Transformada de Fourier	20
6.1. Transformada rápida de Fourier (FFT).....	23
7. La resonancia	23
8. El concepto de fase	24
9. Modos de vibración.....	25
10. Parámetros de las vibraciones	26
10.1. Aceleración, velocidad, desplazamiento	27
10.2. Elección de la magnitud de vibración.....	28
10.3. Escalas	29
11. Elementos de una máquina rotativa	30
12. Normativa ISO de aplicación a las vibraciones de máquina	34
13. Principales defectos que generan una señal vibratoria	36
14. Descripción de la problemática.....	51
14.1. Instalaciones y situación del bombeo.	51
14.2. Datos de las máquinas.....	54
14.3. Problemática.....	57
15. El equipo de medición	58
15.1. Efecto piezoeléctrico	58
15.2. Elementos de un analizador de vibraciones.....	60
15.3. Conversión entre aceleración-velocidad-desplazamiento	65

15.4.	Tipos de uniones del sensor y el cuerpo en vibración	65
16.	Equipo colector de datos	66
16.1.	Fugas.....	66
16.2.	Ventanas.....	68
16.3.	Promedios.....	70
16.4.	Escalas	71
16.5.	Set up.....	72
17.	Ensayo de impacto	72
18.	Medidas del bombeo	82
18.1.	Bomba 1.....	84
18.1.1.	Medida en motor lado no acoplado.....	84
18.1.2.	Medida en motor lado acoplado.....	86
18.1.3.	Medida en bomba lado acoplado.....	88
18.2.	Bomba 2.....	89
18.3.	Bomba 3.....	90
18.3.1.	Medida en motor lado no acoplado.....	90
18.3.2.	Medida en motor lado acoplado.....	92
18.3.3.	Medida en bomba lado acoplado.....	93
18.4.	Bomba 4.....	95
18.4.1.	Medida en motor lado no acoplado.....	95
18.4.2.	Medida en motor lado acoplado.....	96
18.4.3.	Medida en bomba lado acoplado.....	99
18.5.	Bomba 5.....	101
18.5.1.	Medida en motor lado no acoplado.....	101
18.5.2.	Medida en motor lado acoplado.....	104
18.5.3.	Medida en bomba lado acoplado.....	105
18.6.	Bomba 6.....	108

18.6.1.	Medida en motor lado no acoplado.....	108
18.6.2.	Medida en motor lado acoplado.....	111
18.6.3.	Medida en bomba lado acoplado.....	112
19.	Alineación del acoplamiento y comprobación de mal apoyo.	114
19.1.	Alineación del acoplamiento entre motor y bomba.	114
20.	Estudio de soluciones.....	122
20.1.	Desplazamiento del punto de trabajo.....	122
20.2.	Estudio de la bancada	122
20.3.	Estado de los componentes mecánicos.....	127
20.4.	Cambios en la rigidez estructural.....	128
20.5.	Tensiones en las tuberías	129
21.	Conclusiones	133
22.	Anexos	135
22.1.	Plano de sección de bombeo.....	135
22.2.	Plano de sección de equipos	136
22.3.	Plano de esquema de bombeo	137
22.4.	Gráfica de bombeo en paralelo.....	138
22.5.	Esquema de ubicación de los sensores.....	139
22.6.	Tabla de configuración de medidas de vibración	140
22.7.	Tabla de frecuencias del sistema.....	141
23.	Bibliografía.....	142

Índice de imágenes

Ilustración 4-1: Gráfica del punto óptimo de actuación sobre el equipo.	15
Ilustración 5-1: Ley de Hooke.....	16
Ilustración 5-2: Onda de la oscilación amortiguada.....	17
Ilustración 5-3: Gráfica de amortiguación crítica.	19
Ilustración 5-4: Gráfica de subamortiguación.	19
Ilustración 5-5: Gráfica de sobre amortiguación.....	20
Ilustración 6-1: Onda en el dominio del tiempo.	21
Ilustración 6-2: Paso de onda del dominio del tiempo a frecuencia.....	21
Ilustración 6-3: Onda en el dominio de la frecuencia.....	22
Ilustración 6-4: Transformación del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia.....	22
Ilustración 7-1: Gráfica de la resonancia.	24
Ilustración 8-1: Concepto de fase en un equipo.	25
Ilustración 10-1: Valores de amplitud de la señal.....	27
Ilustración 10-2: Unidades usadas en vibraciones según norma ISO.	27
Ilustración 11-1: Partes de una bomba centrífuga.	30
Ilustración 11-2: Cierre mecánico de una bomba de alta presión.....	31
Ilustración 11-3: Mecanismo prensa estopas	32
Ilustración 11-4: Partes de un motor de inducción.	33
Ilustración 12-1: Tabla de rangos de vibración por tipo de máquinas	35
Ilustración 13-1: Onda en el tiempo de un desequilibrio.....	36
Ilustración 13-2: Espectro del desequilibrio en el dominio de la frecuencia.	37
Ilustración 13-3: Desequilibrio dinámico.....	37
Ilustración 13-4: Desequilibrio estatico.....	38
Ilustración 13-5: Desequilibrio en voladizo.	38
Ilustración 13-6: Desalineación angular	39
Ilustración 13-7: Desalineación paralela.....	40
Ilustración 13-8: Espectro del fallo en engranajes.....	41
Ilustración 13-9: Fallo de la pista interna del rodamiento.	44
Ilustración 13-10: Fallo de la pista externa del rodamiento.	44
Ilustración 13-11: Fallo en elementos rodantes de un rodamiento.....	45

Ilustración 13-12: Holgura excesiva entre un eje y su alojamiento.....	45
Ilustración 13-13: Holgura estructural de un equipo.	46
Ilustración 13-14: Acople de vibraciones.....	46
Ilustración 13-15: Espectro del paso de alabes en una bomba.....	48
Ilustración 13-16: Gráfica de la cavitación.....	49
Ilustración 13-17: Espectro de la cavitación.....	49
Ilustración 13-18: Espectro del problema de apoyo retorcido.	50
Ilustración 14-1: Esquema del bombeo de la instalación.	52
Ilustración 14-2: Gráfica bombeo típico de una instalación en paralelo.	53
Ilustración 14-3: Foto del bombeo.....	54
Ilustración 14-4: Foto del preimpulsor.	56
Ilustración 14-5: Plano de la bomba.....	56
Ilustración 15-1: Imagen de los átomos durante el efecto piezoeléctrico.	59
Ilustración 15-2: Imagen de los ejes de los cristales piezoeléctricos.....	60
Ilustración 15-3: Transductor de tipo acelerómetro y su frecuencia de respuesta.....	61
Ilustración 15-4: Acelerómetro utilizado.	62
Ilustración 15-5: Esquema de un sensor de velocidad.....	63
Ilustración 15-6: Esquema de un proxímetro.....	64
Ilustración 15-7: Colector de datos utilizado.....	64
Ilustración 16-1: Gráfica del comportamiento de la señal con fuga.....	67
Ilustración 16-2: Ventana rectangular.....	68
Ilustración 16-3: Ventana de Hamming.....	69
Ilustración 16-4: Ventana Flat Top.....	69
Ilustración 16-5: Ventana de Hanning.....	70
Ilustración 16-6: Diferencias entre una escala logarítmica y una lineal.....	72
Ilustración 17-1: Martillo de nylon y martillo para análisis modal.....	73
Ilustración 17-2: Foto del equipo en el ensayo de impacto.	74
Ilustración 17-3: Foto de la ubicación de los sensores en el equipo.....	75
Ilustración 17-4: Foto de los sensores en el lado del motor acoplado.....	76
Ilustración 17-5: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 1.	77
Ilustración 17-6: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 3.	78
Ilustración 17-7: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 4.	79
Ilustración 17-8: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 5.	80

Ilustración 17-9: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 6.	81
Ilustración 18-1: Nombres de los ejes y su orientación.	83
Ilustración 18-2: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (bomba 1).	84
Ilustración 18-3: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (bomba 1). 85	
Ilustración 18-4: Espectro en cascada en lado motor acoplado (bomba 1).	86
Ilustración 18-5: Espectro de frecuencia en lado motor acoplado (bomba 1)...	87
Ilustración 18-6: Espectro típico del desbalanceo en un eje en voladizo.	87
Ilustración 18-7: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (bomba 1). ...	88
Ilustración 18-8: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 1). 88	
Ilustración 18-9: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (axial) (bomba 3).	90
Ilustración 18-10: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (horizontal) (bomba 3).	91
Ilustración 18-11: Espectro de frecuencia en lado motor acoplado (bomba 3). 92	
Ilustración 18-12: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (bomba 3). . 93	
Ilustración 18-13: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 3).	93
Ilustración 18-14: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (1-3 kHz) (bomba 3).	94
Ilustración 18-15: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (bomba 4).	95
Ilustración 18-16: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (bomba 4).	95
Ilustración 18-17: Espectro en cascada en lado motor acoplado (horizontal) (bomba 4).	96
Ilustración 18-18: Espectro en cascada en lado motor acoplado (axial) (bomba 4).	97
Ilustración 18-19: Espectro de frecuencia en lado motor acoplado (bomba 4). 97	
Ilustración 18-20 98	
Ilustración 18-21: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (horizontal) (bomba 4).	99
Ilustración 18-22: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (axial) (bomba 4).	99

Ilustración 18-23: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 4).	100
Ilustración 18-24: Web de la marca SKF para obtener las frecuencias del rodamiento.	101
Ilustración 18-25: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (axial) (bomba 5).....	101
Ilustración 18-26: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (horizontal) (bomba 5).....	102
Ilustración 18-27: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (bomba 5).	102
Ilustración 18-28: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (vertical) (bomba 5).....	103
Ilustración 18-29: Espectro en cascada en lado motor acoplado (bomba 5)..	104
Ilustración 18-30: Espectro de frecuencia en lado motor acoplado (bomba 5).	104
Ilustración 18-31: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (bomba 5).	105
Ilustración 18-32: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 5).	106
Ilustración 18-33: Espectro de frecuencia ampliado al rango entre 520 y 1600 Hz (bomba 5).....	106
Ilustración 18-34: Espectro de la desalineación paralela.	107
Ilustración 18-35: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (bomba 6).	108
Ilustración 18-36: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (bomba 6).	109
Ilustración 18-37: Foto de las temperaturas de las bombas 5 y 6	110
Ilustración 18-38: Tabla de alerta en función de la temperatura.....	110
Ilustración 18-39: Espectro en cascada en lado motor acoplado (bomba 6)..	111
Ilustración 18-40: Espectro en frecuencia en lado motor acoplado (bomba 6).	112
Ilustración 18-41: Espectro en frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 6).	113
Ilustración 18-42: Rango bajo de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 6).....	113

Ilustración 19-1: Fotos del equipo de alineación laser.....	116
Ilustración 19-2: Foto del monitor del alineador.....	117
Ilustración 19-3: Fotos de la configuración de las medidas.....	118
Ilustración 19-4: Foto de la configuración de la rotación.....	119
Ilustración 19-5: Esquema de alineación vertical y horizontal.....	119
Ilustración 19-6: Medidas de la alineación del equipo.....	120
Ilustración 19-7: Signos de la alineación horizontal.....	121
Ilustración 20-1: Fotos de la bancada del equipo.....	123
Ilustración 20-2: Medidas del apoyo del motor.....	125
Ilustración 20-3: Espectro con el apoyo apretado.....	126
Ilustración 20-4: Espectro con el apoyo suelto.....	126
Ilustración 20-5: Placa rigidizadora de la bomba.....	128
Ilustración 20-6: Bancada rigidizada.....	129
Ilustración 20-7: Estructura de eliminación de tensiones de la tubería (1).	131
Ilustración 20-8: Estructura de eliminación de tensiones de la tubería (2).	131



Agradecimientos

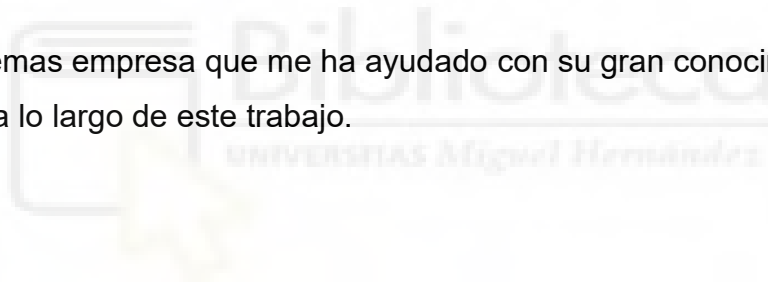
Al inicio de este camino jamás hubiese imaginado todo lo que me esperaba, ahora que estoy al final de él solo puedo mirar atrás y sentirme orgulloso de lo que he podido hacer a lo largo de estos años. Pero jamás lo hubiese logrado sin el apoyo de muchas personas. Algunas de ellas son:

Mis padres que desde el primer día han confiado en mí además de apoyarme en todo momento.

Mi novia la cual ha estado en mis peores momentos y siempre me ha ayudado a dar lo mejor de mí en cualquier aspecto de la vida.

Mis compañeros de trabajo, los cuales me han aceptado desde el primer momento y me han enseñado muchísimo desde que estoy aquí.

Ingenieros sistemas empresa que me ha ayudado con su gran conocimiento y experiencia a lo largo de este trabajo.



CAPITULO I: CONCEPTOS DE LAS VIBRACIONES

1. Objetivos

Este trabajo de fin de grado se divide en dos partes con objetivos muy marcados que se describen a continuación.

Primera parte del proyecto, donde se hace un pequeño estudio sobre las vibraciones con los objetivos de:

- Introducir las bases físicas en que se basan las vibraciones mecánicas.
- Estudiar las diferentes respuestas en frecuencia ante las causas de vibración más comunes en máquinas rotativas.

Segunda parte del proyecto, en el que se realiza un estudio práctico del análisis de vibraciones con el fin de:

- Introducir la problemática que la segunda parte de este proyecto define.
- Definir el proceso de toma de datos, el análisis de los mismos y hacer un estudio de las posibles soluciones.

2. Historia del mantenimiento

El mantenimiento industrial surgió en el siglo XIX cuando se empezó con la industrialización de las grandes ciudades, se dieron cuenta que las máquinas no eran infalibles y que un fallo suponía la parada de la producción, había que proponer una alternativa al simple mantenimiento correctivo que se le hacían a las máquinas.

Con el origen de la segunda guerra mundial, se empezó a realizar revisiones periódicas y a estimar la vida útil que podía tener una maquina antes de empezar a fallar, con el fin de alargar el periodo entre fallos de las máquinas,

aunque suponía un gran problema, ¿Cómo estimar el periodo de sustitución de las piezas?

Como respuesta, en los años 60 surgió el mantenimiento predictivo, y en el que hoy en día continuamos mejorando.

¿Y en qué consiste?

Consiste en analizar la máquina con el fin de obtener las tendencias de fallo, mediante mediciones periódicas o continuas de aquellos parámetros que nos puedan indicar cuando una máquina va a fallar y por qué motivo, este se basa en el tratamiento de datos históricos, promedios y estadísticas para predecir los diversos fallos que se puedan ocasionar.

3. Técnicas del mantenimiento predictivo

Con el surgimiento del mantenimiento predictivo se establecieron unas técnicas para predecir las tendencias al fallo de los equipos, estas son:

- Termografía infrarroja: Esta técnica consiste en analizar un sistema a través del uso de la radiación infrarroja, pudiendo evaluar la no heterogeneidad de la energía irradiada, o cuando un sistema está presentando puntos de altas temperaturas en zonas donde no deberían presentarse estos cambios.
- Ultrasonido: Método por comparación, que se usa para detectar una desviación de una condición dada (alguna referencia fiable), para determinar cuándo un sistema deja de comportarse como el sistema modelo.
- Análisis de vibraciones: Consiste en evaluar la dinámica de un sistema, pudiendo buscar anomalías y tendencias para caracterizar los diversos problemas que se pueden generar.
- Análisis de la lubricación: Técnica que evalúa las propiedades y los contaminantes del lubricante de las máquinas, con el fin de determinar

mediante la impureza del lubricante que se están produciendo desgastes prematuros de los componentes.

- Ensayos de máquinas eléctricas: Son una serie de pruebas informatizadas en un motor eléctrico para determinar el estado general del motor y las posibles fuentes de fallos.

Es importante destacar que estas técnicas son complementarias unas a otras, con lo que es importante apoyarse en diversas técnicas para caracterizar y predecir con mayor exactitud los futuros fallos del sistema.

4. Ventajas del mantenimiento predictivo

Hay una serie de ventajas a la hora de apoyarse en el mantenimiento preventivo como:

1. Optimización del tiempo de uso de los activos de proceso:

El mantenimiento predictivo permite la programación de intervenciones precisas en el momento óptimo, evitando tiempos de inactividad innecesarios. Esto maximiza la disponibilidad de los activos, garantizando un rendimiento continuo y eficiente.

2. Reducción de costes de operación:

Al prever fallos potenciales, se evitan reparaciones de emergencia costosas y se optimiza el uso de los recursos. La capacidad de programar el mantenimiento en función de la condición real de los equipos conduce a una disminución significativa de los costes operativos.

3. Extensión de la vida útil de los activos:

Al identificar y abordar problemas en una fase temprana, el mantenimiento predictivo contribuye a prolongar la vida útil de los activos. Esto tiene un impacto directo en la amortización de las inversiones y la eficiencia a largo plazo en los procesos industriales.

4. Minimización de riesgos de seguridad:

Al anticipar posibles fallos de los activos es posible la reducción de riesgos laborales y la protección del personal, al proveer un posible fallo catastrófico. La prevención de accidentes asociados con fallos inesperados es crucial para un entorno de trabajo seguro.

5. Eficiencia energética:

Mediante el monitoreo constante de los parámetros de rendimiento, el mantenimiento predictivo permite ajustar y optimizar el consumo de energía de los activos. Esto no solo contribuye a la sostenibilidad ambiental, sino que también puede generar ahorros significativos en los costes de producción.

6. Mejora continua basada en datos:

La recopilación y análisis de datos en tiempo real proporciona una base sólida para la mejora continua de los procesos. El mantenimiento predictivo no solo aborda problemas de manera reactiva, sino que también impulsa la toma de decisiones basada en datos para optimizar constantemente las estrategias de mantenimiento.

7. Integración con tecnologías emergentes:

La implementación del mantenimiento predictivo se beneficia de tecnologías emergentes como la inteligencia artificial y el aprendizaje automático. Estas tecnologías avanzadas permiten un monitoreo más preciso y una toma de decisiones más rápida, proporcionando una ventaja competitiva en entornos industriales modernos.

En conjunto, estas ventajas subrayan la importancia y la eficacia del mantenimiento predictivo en la gestión estratégica de activos, ofreciendo un enfoque proactivo y basado en datos para la preservación y optimización de los recursos empresariales.

En el siguiente gráfico podemos ver como el uso del mantenimiento predictivo reduce el coste total de operación de una máquina, al saber cuándo una

máquina empieza a presentar fallos, coordinando así una actuación antes de que se disparen los costes de mantenimiento.



Ilustración 4-1: Gráfica del punto óptimo de actuación sobre el equipo.

Tras introducir las diferentes técnicas y sus ventajas, de todas estas técnicas de mantenimiento predictivo, en la que nos enfocamos en este proyecto, es en el análisis de vibraciones.

5. Conceptos fisicomatemáticos

Para describir las vibraciones antes debemos recordar unos conceptos sobre el movimiento armónico simple.

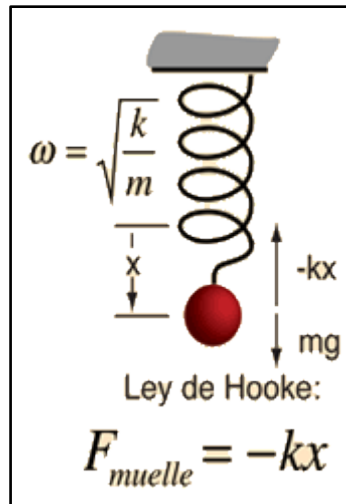


Ilustración 5-1: Ley de Hooke.

Un M.A.S (movimiento armónico simple) es un movimiento periódico de vaivén en el que un cuerpo oscila de un lado a otro de su posición de equilibrio y en intervalos de tiempo iguales.

$$x = A \cdot \cos(\omega \cdot t + \delta)$$

Donde:

- A: Es la amplitud máxima que alcanza la partícula desde el punto de equilibrio.
- ω : Es la frecuencia angular.
- δ : Constante de fase para $t=0$.
- $(\omega t + \delta)$: Constituye la fase.

La función trigonométrica es cíclica y se repite con un periodo de tiempo de $T=2\pi/\omega$.

El periodo (T) guarda una relación inversa con la frecuencia natural (f)

$$f = \frac{1}{T}$$

La frecuencia angular (ω) cumple:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f$$

A través de la ecuación anterior obtenemos la posición (x) del sistema para todo el movimiento armónico simple que describe, derivando podemos obtener la velocidad, que quedaría de la siguiente manera:

$$v \text{ ó } \dot{x} = \frac{dx}{dt} = -A \cdot \text{sen}(\omega \cdot t + \delta)$$

Derivando la ecuación respecto del tiempo obtenemos la aceleración del sistema durante el M.A.S, quedando así:

$$a \text{ ó } \ddot{x} = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 \cdot A \cdot \text{cos}(\omega \cdot t + \delta) = -\omega^2 \cdot x$$

Por la ley de Hooke sabemos que la fuerza de un muelle es resultado del producto de la constante del muelle por la elongación, que al relacionarla con la segunda ley de Newton obtenemos:

$$F = m \cdot a = -m \cdot \omega^2 \cdot x$$

Donde:

$$k = m \cdot \omega^2$$

En la imagen vemos un pequeño resumen de estos conceptos:

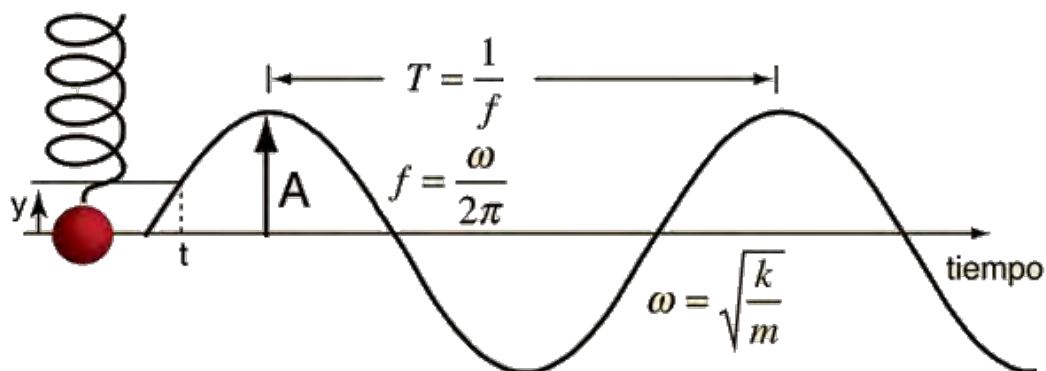


Ilustración 5-2: Onda de la oscilación amortiguada.

Inherentemente, las reglas con las que nos regimos en la realidad no conciben un movimiento infinito que no se atenúa por las diferentes causas que frenan el movimiento de un cuerpo, hasta llegar a una posición de mínima energía.

Es por tanto que hay que introducir una variable a la ecuación del M.A.S para poder describir lo que es una vibración.

Esta variable es la fuerza de amortiguación que es proporcional a la velocidad del cuerpo que oscila.

$$F_k = -bv$$

Esta fuerza es contraria al movimiento tendiendo frenar la oscilación y dejarla en reposo. La fuerza resultante que actúa sobre el objeto en oscilación es:

$$F = -kx - bv = -kx - b \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2}$$

Según la segunda ley de Newton:

$$0 = kx + b \frac{dx}{dt} + m \frac{d^2x}{dt^2}$$

Dividiendo por la masa

$$0 = \omega_0^2 x + 2\beta \dot{x} + \ddot{x}$$

Resultando en la constante de amortiguación

$$\beta = \frac{b}{2m}$$

Se pueden presentar tres tipos de casos según el valor de esta constante.

- Caso de amortiguación crítica ($\beta = \omega_0$):

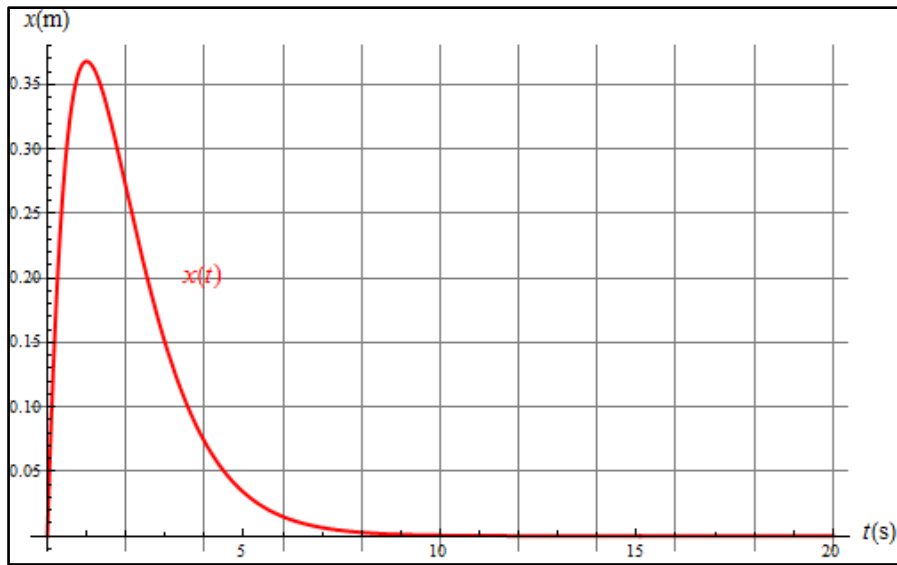


Ilustración 5-3: Gráfica de amortiguación crítica.

- Caso subamortiguado ($\beta < \omega_0$):

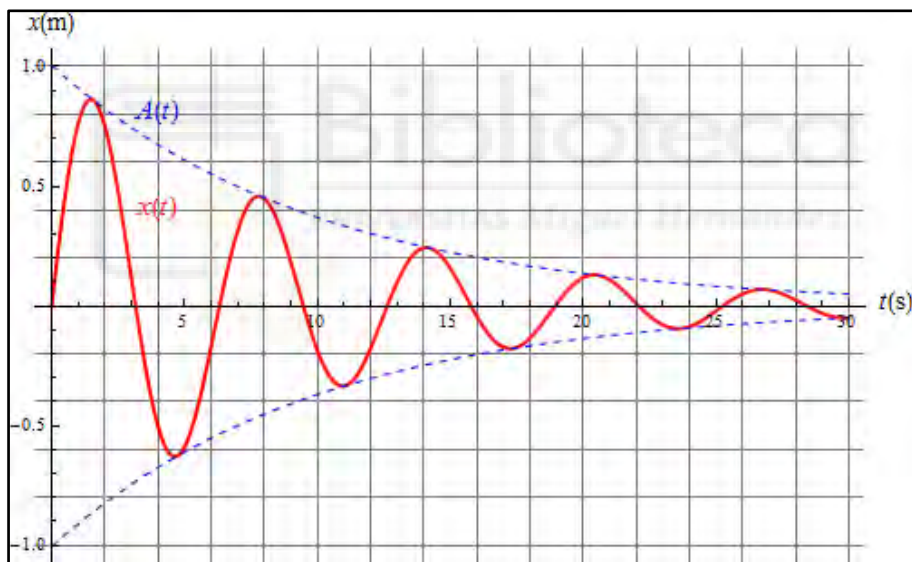


Ilustración 5-4: Gráfica de subamortiguación.

- Caso sobre amortiguado ($\beta > \omega_0$):



Ilustración 5-5: Gráfica de sobre amortiguación.

6. Transformada de Fourier

La transformada de Fourier es una transformación matemática empleada para transformar señales entre el dominio del tiempo (o espacial) y el dominio de la frecuencia. Como más adelante definiremos, hay diferentes tipos de transformadas de Fourier según el tipo de señal que utilicemos como entrada.

Para una señal continua en el tiempo se puede formular como:

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

Donde:

- $f(t)$ es la función de tiempo continua
- i es la unidad imaginaria.
- ω representa la frecuencia angular.

La transformada de Fourier es una herramienta muy potente para el tratamiento de señales, y es que, si pensamos a través de un ejemplo lo que significa esta transformada, llegaremos a ver su auténtica magnitud.

Teniendo una señal continua $f(t)$, podemos observar en las siguientes imágenes, que esta función continua, se puede descomponer en señales de periodos y amplitudes distintas, ya que, al captar una señal continua en el dominio del tiempo, obtenemos una suma de señales que no podemos diferenciar en cada una de sus componentes intrínsecas.

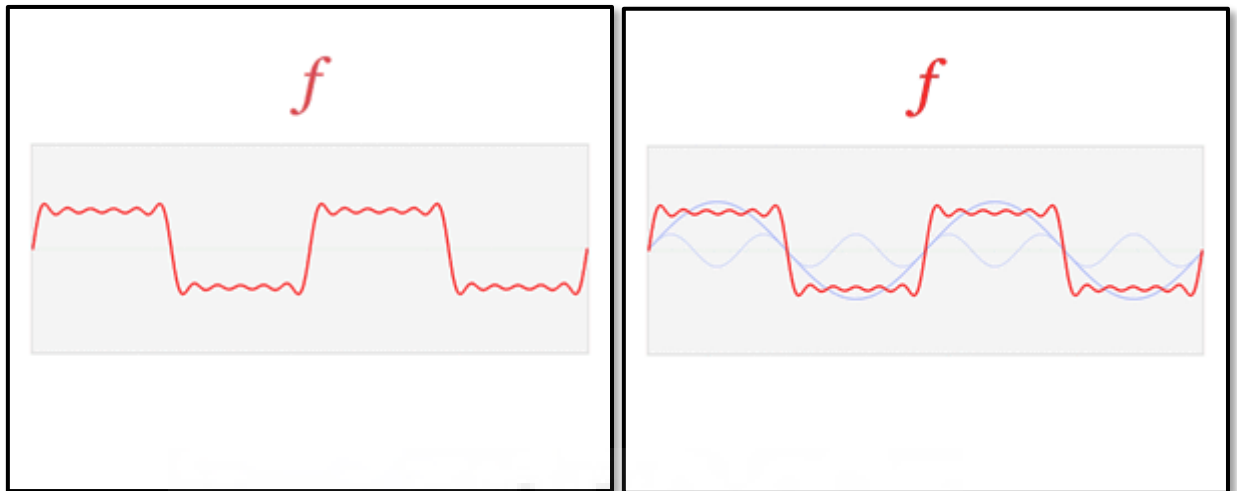


Ilustración 6-1: Onda en el dominio del tiempo.

Aplicando la transformada de Fourier en $f(t)$, conseguimos separar toda esa suma de elementos caracterizando así, todas y cada una de ellas en el dominio de la frecuencia para poder construir el espectro en frecuencia con sus amplitudes.

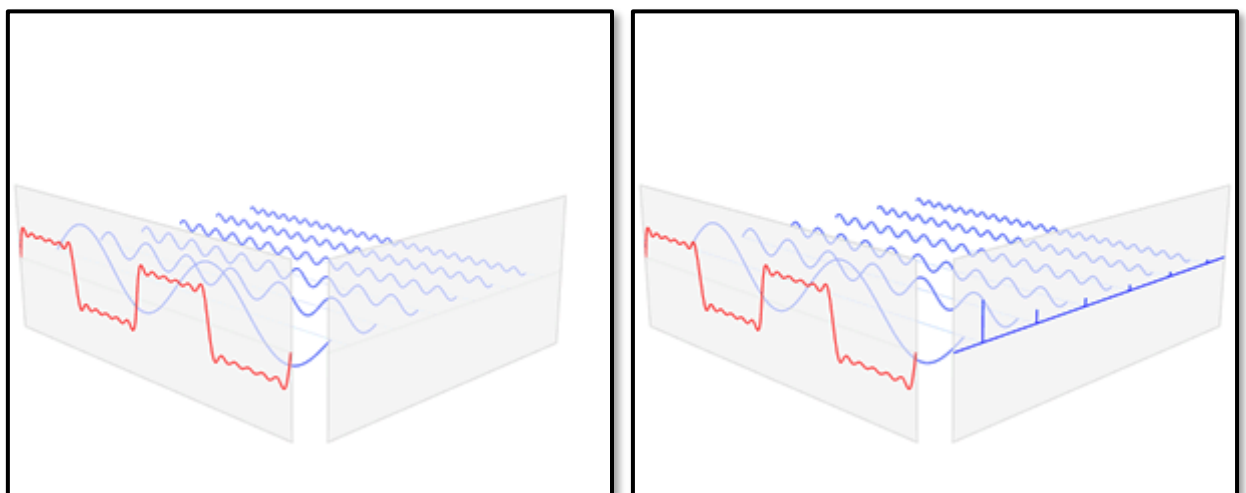


Ilustración 6-2: Paso de onda del dominio del tiempo a frecuencia.

Resultando en una función $\hat{f}(\omega)$, hallándonos en el dominio de la frecuencia donde el tiempo quedaría en un eje perpendicular al plano bidimensional al que nos encontramos tras la transformada.

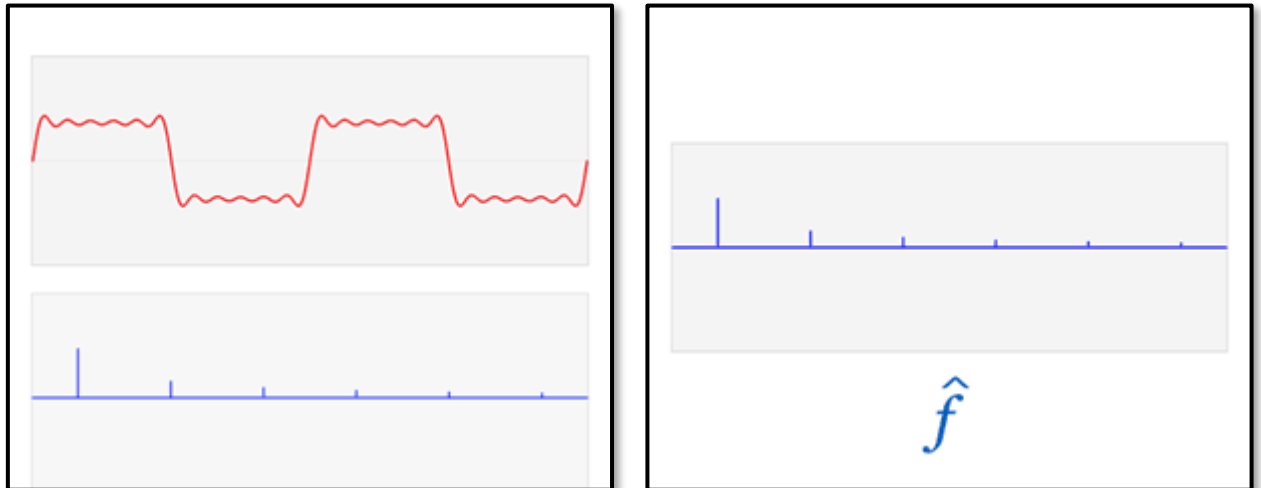


Ilustración 6-3: Onda en el dominio de la frecuencia.

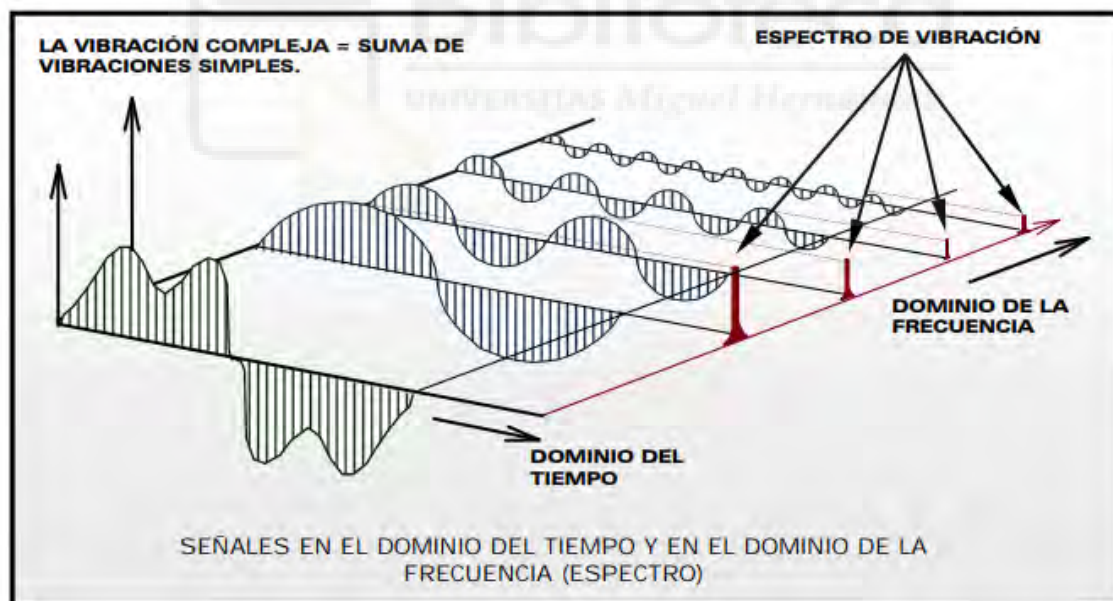


Ilustración 6-4: Transformación del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia

La palabra “transformada” indica que estamos trabajando con una herramienta para convertir un tipo determinado de problema en otro. De hecho, la transformada de Fourier es muy útil para simplificar el estudio de la solución de cierto tipo de ecuaciones diferenciales, convirtiendo el problema de la solución de una ecuación diferencial en un problema de solución de ecuaciones

algebraicas. La motivación para dicho estudio está en el hecho de que la transformada de Fourier posee buenas propiedades algebraicas cuando se aplica a las derivadas sucesivas de una señal, o al trasladar la señal, etc.

6.1. Transformada rápida de Fourier (FFT)

La transformada de Fourier tiene diversas derivadas con propósitos y usos diferentes dependiendo del tipo de entrada y en qué sentido queramos la conversión entre tiempo y frecuencia. En especial vamos a utilizar la transformada rápida de Fourier, que no es más que una evolución de la transformada de Fourier, el cual utiliza un algoritmo optimizado para realizar la conversión de un sistema discreto de tiempo al dominio de la frecuencia. Este algoritmo se ejecuta en la electrónica del elemento que capta los datos de los sensores de vibración de los cuales hablaremos más adelante.

7. La resonancia

El término “resonancia” describe el fenómeno de incremento de amplitud que ocurre cuando la frecuencia de una fuerza periódicamente se acerca o coincide con una frecuencia natural del sistema. Cuando una fuerza oscilatoria se aplica en una frecuencia resonante de un sistema dinámico, el sistema oscila en una amplitud más alta que cuando la misma fuerza se aplica en otra frecuencia no resonante.

Las frecuencias en las que la amplitud de respuesta es un máximo relativo se conocen también como frecuencias de resonancia o frecuencias resonantes del sistema. Pequeñas fuerzas periódicas que estén cerca de una frecuencia resonante del sistema tienen la capacidad de producir oscilaciones de grandes amplitudes en el mismo debido al almacenamiento de energía vibratoria.

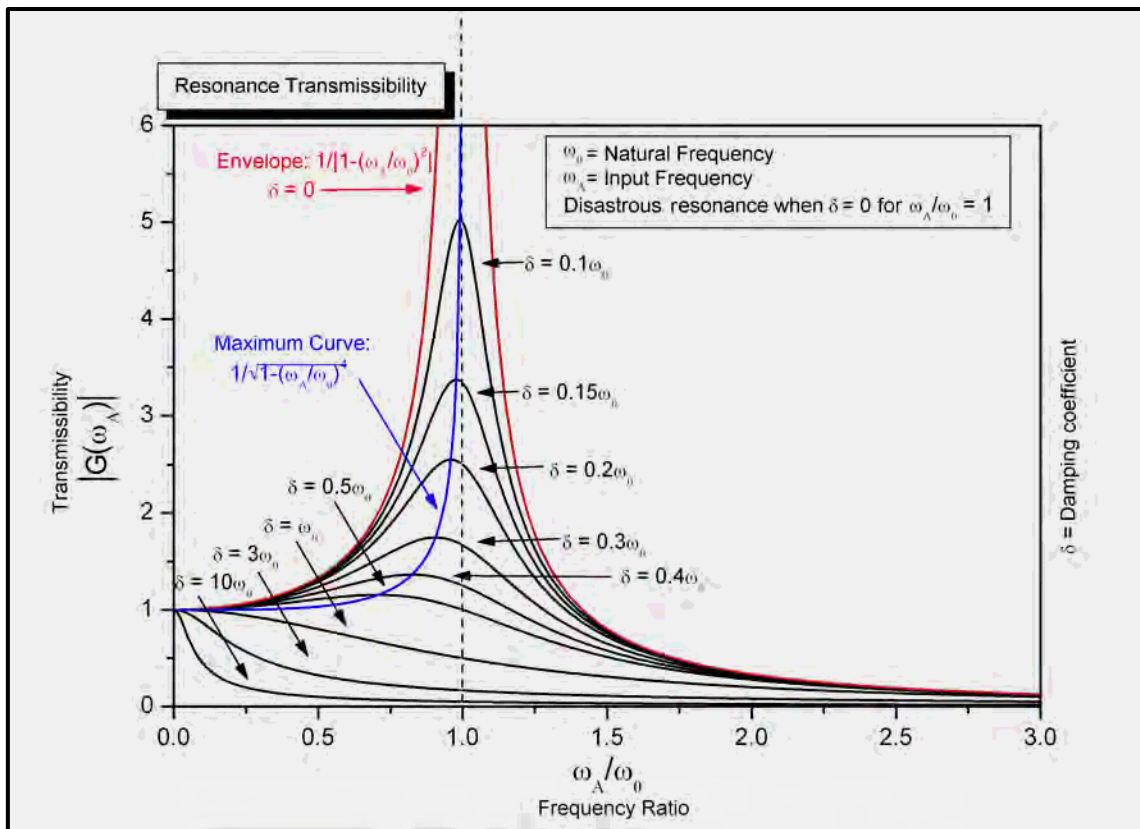


Ilustración 7-1: Gráfica de la resonancia.

En la imagen superior se muestra una gráfica de la amplificación que se efectúa según el cociente entre frecuencia de excitación y la frecuencia natural del sistema. Según el factor de amortiguación el sistema actúa de diferente manera.

8. El concepto de fase

Un aspecto importante a tener en cuenta es el concepto de fase, el cual no es más que el desfase entre las ondas producidas por una máquina rotativa. En la siguiente imagen se muestra el concepto con mayor claridad.

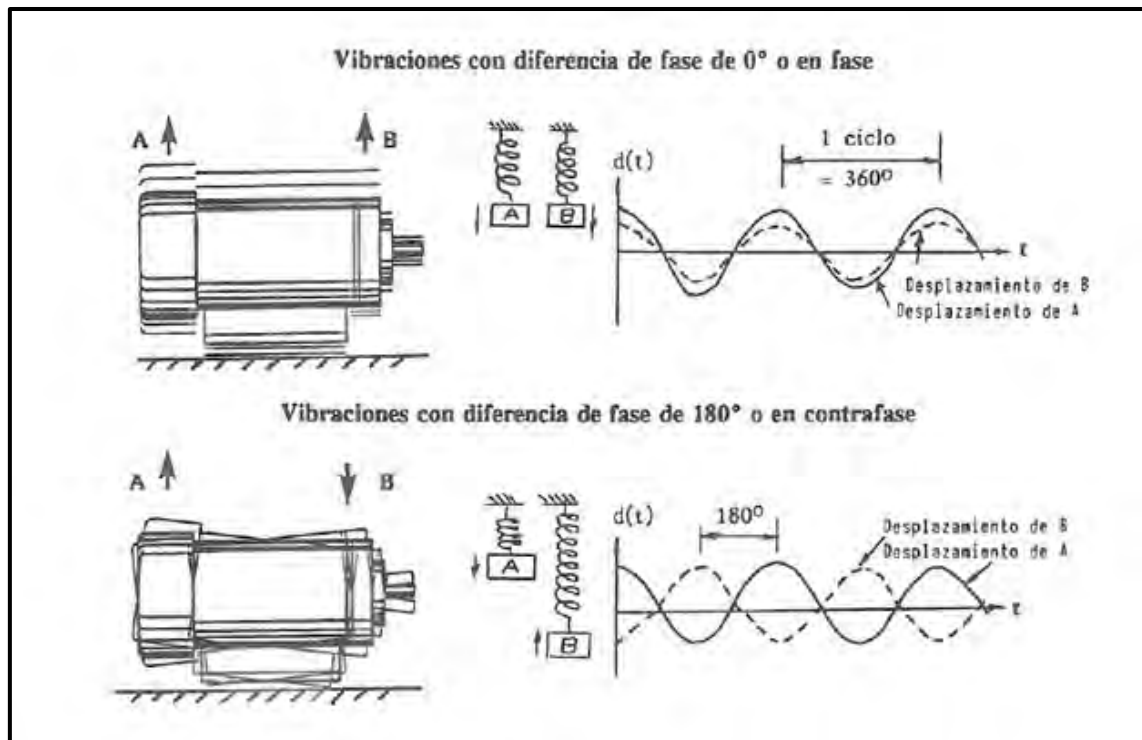


Ilustración 8-1: Concepto de fase en un equipo.

Cuando pensamos en un eje girando, imaginamos un eje perfecto sin ningún desequilibrio cuando esto no es real, es por ello que por más que se equilibre un elemento rotativo siempre tendrá una masa mayor localizada en un punto de su circunferencia. Como se ve en la imagen superior, si un eje presenta este desequilibrio en un plano longitudinal al medir el desplazamiento de este, solo notaremos una desviación. En cambio, si la masa localizada no es homogénea en el plano longitudinal, esta presentara una diferencia de fase en función de los grados que esta desplazada una respecto de otra.

9. Modos de vibración

Los modos de vibración no son más que las soluciones de las ecuaciones de movimiento del conjunto, estas representan el movimiento relativo entre las partes que componen el sistema proporcionado al constituir las ecuaciones.

Por lo que un sistema de N grados de libertad tendrá N ecuaciones de movimiento que serán lineales y el sistema oscilará de forma armónica.

En máquinas rotativas nos interesa mucho conocer estos armónicos puesto que nos hacen reconocer los patrones de los defectos ocurridos.

Un aspecto clave a la hora de la comprensión de las vibraciones de una máquina es la frecuencia de giro de la máquina, el cual marcamos para conocer los diferentes armónicos de esa frecuencia en todo el rango, esta primera frecuencia la renombramos en vibraciones como “1x” y sus consecutivos armónicos como “2x”, “3x”, “4x”, etc.

10. Parámetros de las vibraciones

Cuando entramos en materia con las vibraciones, hay parámetros que conocer y saber en qué casos es mejor para el observador. Diferentes escalas, unidades y parámetros, proporcionan la misma información, pero con diferentes matices, es por ello que debemos saber en qué casos deberemos usar estas diferencias en la forma de visualizar la información para resaltar aquellas partes del espectro que resultan más representativas.

Al realizar una medición en el dominio del tiempo nuestra gráfica se puede representar con un valor de la amplitud diferente, según nos convenga para analizar la señal, estos son:

- RMS (Root Mean Square): en castellano se conoce como valor efectivo. A diferencia de los valores Pico y Pico-Pico, el valor RMS no es un valor puntual, sino una representación de la energía total de la señal es el valor comúnmente utilizado porque está directamente relacionado con el contenido de la energía y por tanto la capacidad destructiva de la vibración. Se calcula de la siguiente manera:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$

- Pico-pico (PEAK-PEAK): representa el valor completo de nuestra señal, desde -A / +A.

- Pico (PEAK): representa el máximo de nuestra señal únicamente en valor positivo (+amplitud).

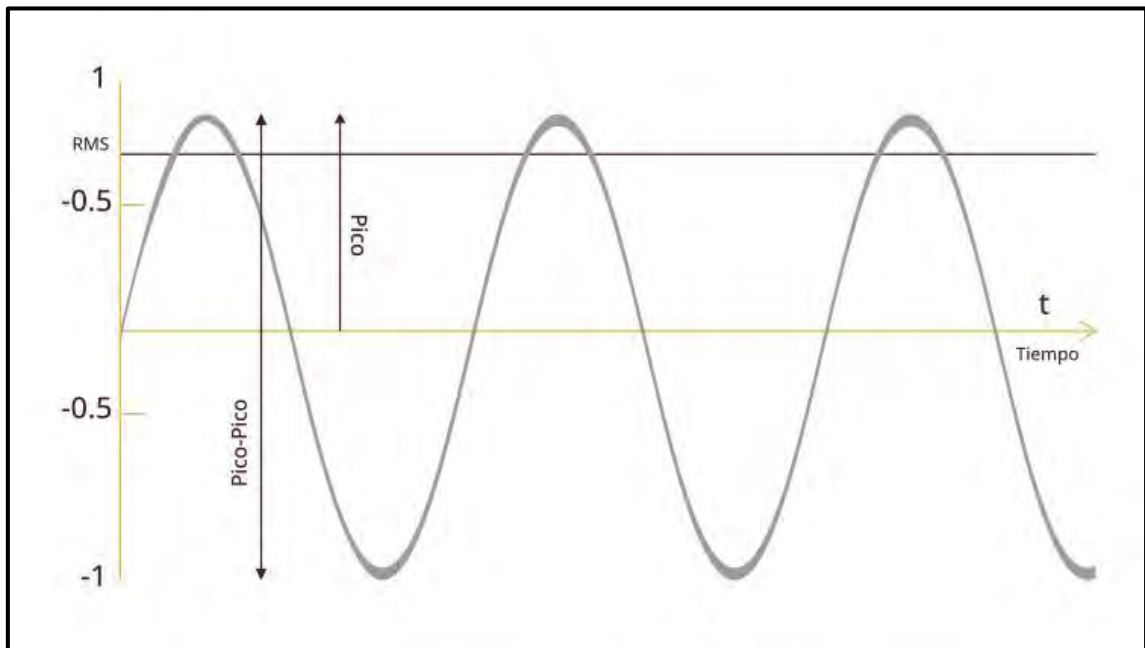


Ilustración 10-1: Valores de amplitud de la señal.

10.1. Aceleración, velocidad, desplazamiento Hernández

Casi universalmente se suelen utilizar las unidades métricas ISO para expresar las unidades de las magnitudes medidas.

En la siguiente imagen vemos un pequeño resumen de las unidades utilizadas según ISO.

Unidades según requisitos ISO	
Desplazamiento	m, mm, μm
Velocidad	m/s, mm/s
Aceleración	m/s^2

Ilustración 10-2: Unidades usadas en vibraciones según norma ISO.

También cabe mencionar que está muy extendido el uso de la constante gravitacional conocida como “g” para el valor de la amplitud de la aceleración.

10.2. Elección de la magnitud de vibración

Cuando obtenemos una medida de vibración en una banda de frecuencia muy amplia, la elección del parámetro es importante si la señal tiene componentes en distintas frecuencias. La medida del desplazamiento da un mayor peso a los componentes de baja frecuencia. A la inversa, las medidas de aceleración dan más peso a los componentes de alta frecuencia.

Cuando se lleva a cabo un análisis en frecuencia en una banda estrecha, la elección de un parámetro u otro solo tiene reflejo en la inclinación de la gráfica o representación, lo cual nos lleva a una consideración práctica que puede influir en la elección del parámetro. Conviene seleccionar el parámetro que ofrezca el espectro de frecuencias más plano para explotar al máximo el rango dinámico del instrumento (es decir, la diferencia entre el valor más pequeño y el más grande que se pueden medir). Ese es el motivo por el que se suele seleccionar la velocidad o la aceleración como parámetro para el análisis en frecuencia.

En los sistemas mecánicos solo se producen desplazamientos apreciables a bajas frecuencias (entre 0 y 100 Hz); por este motivo, las medidas de desplazamiento tienen un valor limitado en el estudio general de las vibraciones mecánicas. Ahora bien, cuando existen holguras entre los elementos de una máquina, el desplazamiento vibratorio es, desde luego, una consideración importante. El desplazamiento se utiliza a menudo como un indicador de desequilibrio entre las piezas de las máquinas rotativas. El motivo de ello es que suelen aparecer desplazamientos relativamente grandes a la frecuencia de rotación del eje, que es también la frecuencia de mayor interés a efectos del equilibrado.

10.3. Escalas

En la medida de vibraciones se puede emplear la escala logarítmica y la lineal, es importante poner siempre algún esfuerzo en elegir la mejor forma de presentar los resultados y los datos. La escala a utilizar depende de la unidad a medir, la distancia y el tiempo son unidades que típicamente se miden en escalas lineales.

- La escala lineal tiene la ventaja de que permite identificar fácilmente las componentes de la señal. Lo más simple es elegir una escala lineal con un rango que viene determinado por el rango de los datos adquiridos, pero a menudo esto no permite que los datos importantes se vean claramente. Por lo que algunas veces se usa la escala logarítmica.
- La escala logarítmica tiene la ventaja de que puede cubrir un rango de frecuencias mucho más amplio, los números son más cómodos de manejar y cada década recibe la misma importancia. Si las componentes de las frecuencias más interesantes son pequeñas en comparación con el rango de la medida realizada es muy útil la escala logarítmica para las frecuencias. Además, tiene la ventaja de comprimir el efecto de las fluctuaciones aleatorias en la señal, en la máquina y las debidas al ruido. Es conveniente recordar que la escala logarítmica no tiene cero. Al emplear la logarítmica, las bajas frecuencias aparecen expandidas y las altas frecuencias comprimidas. Para representar magnitudes en las que la relación entre dos valores es más importante que el valor absoluto de ellos es recomendable utilizar esta escala.
- El decibelio (dB) es la relación entre un valor y otro de referencia, y por tanto no tiene dimensiones. Pero este valor no se suele usar en la medida de vibraciones.

11. Elementos de una máquina rotativa

Una máquina rotatoria es un dispositivo mecánico diseñado para realizar algún tipo de trabajo mediante la conversión de energía mecánica en algún otro tipo de energía, como energía eléctrica, energía hidráulica o energía térmica. Estas máquinas suelen implicar la rotación de un elemento principal para realizar su función.

Algunos ejemplos de máquinas rotatorias son: motores o generadores eléctricos, turbinas, compresores, motores de combustión interna, bombas, etc...

A continuación, se describen los tres tipos de máquinas rotatorias que vamos a analizar, estas son:

Bomba centrífuga

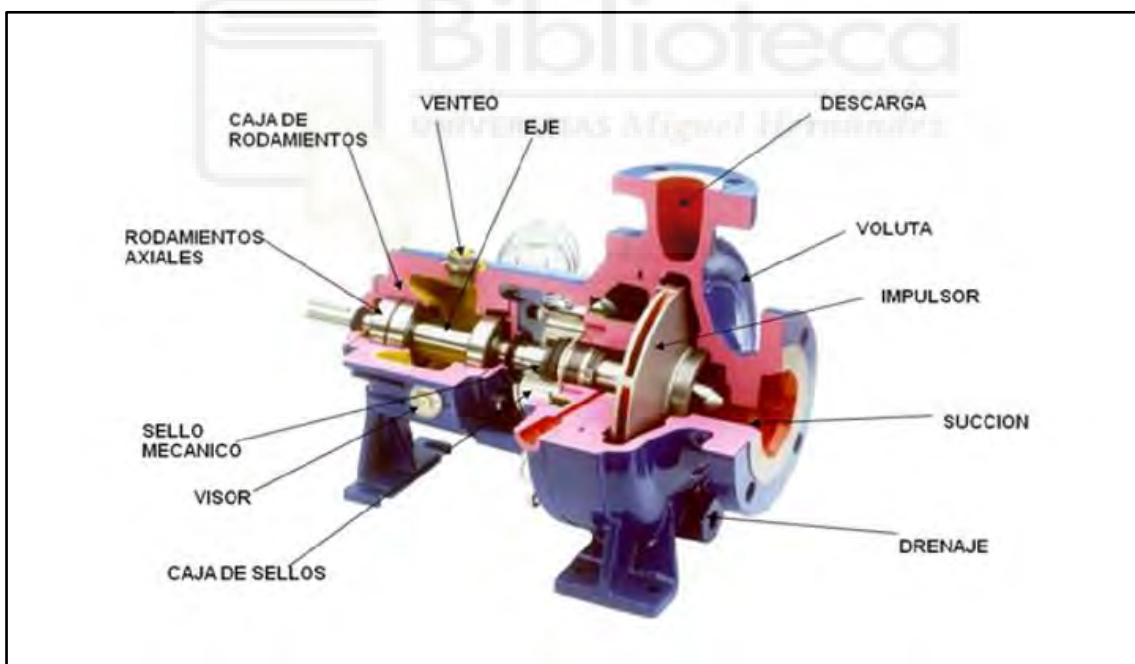


Ilustración 11-1: Partes de una bomba centrífuga.

Los elementos de una bomba centrífuga son:

- Impulsor: Rotor cuyo fin es aumentar la energía cinética del flujo. Es el elemento más importante para determinar el rendimiento de una bomba centrífuga

- Voluta. También conocida como cuerpo. La voluta contiene el líquido y dirige el flujo dentro y fuera de la bomba centrífuga. Es la encargada de convertir la energía cinética en presión al reducir la velocidad al tiempo que aumenta la presión.
- Difusor. Conjunto de paletas estacionarias que en ocasiones podemos encontrar rodeando el impulsor. No todas las bombas centrífugas contienen difusores. Cuando existen, se encargan de dirigir el flujo, permitiendo así una expansión más progresiva y mejorando la eficiencia de la bomba.
- Eje. Es el elemento sobre el que está montado el impulso y apoyado en rodamientos en algunos tipos de bombas.
- Sellado. En la zona de entrada del eje al cuerpo se debe asegurar la estanqueidad que evite vertidos de fluido. Pueden ser por prensaestopas o cierres mecánicos.



Ilustración 11-2: Cierre mecánico de una bomba de alta presión.

En la imagen superior podemos observar un cierre mecánico, son elementos que han sido configurados con el objetivo de unir

mecanismos y, de este modo, evitar cualquier pérdida de fluidos. Son unos dispositivos capaces de proporcionar la estanqueidad necesaria y, por lo general, se colocan entre la parte fija y la parte móvil de la bomba.

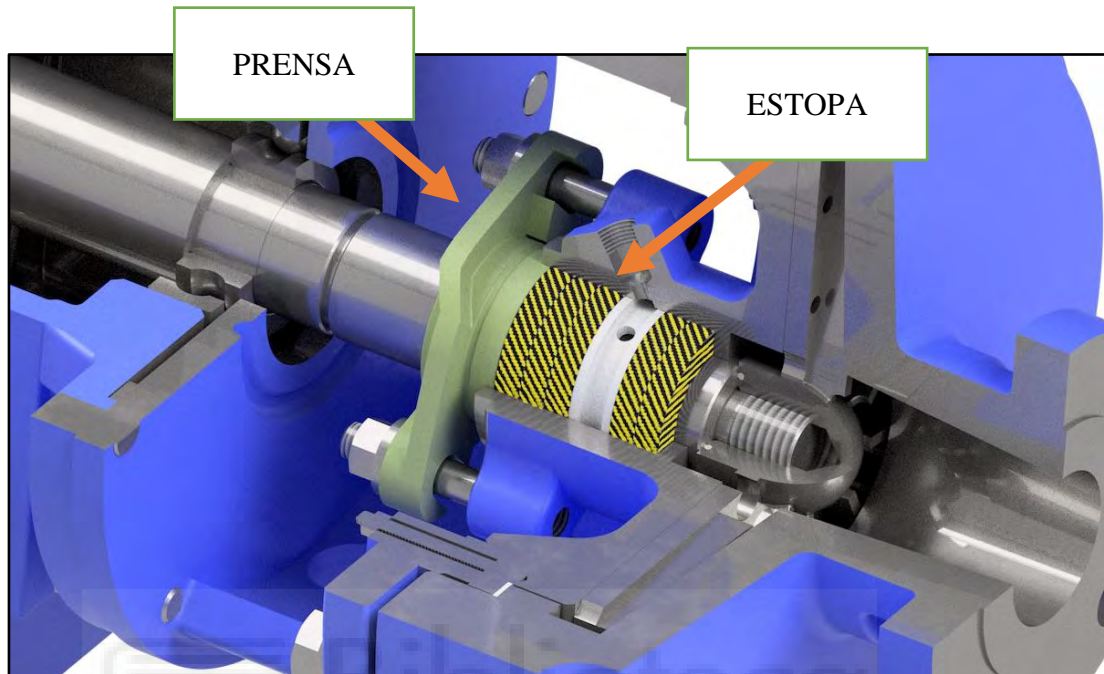


Ilustración 11-3: Mecanismo prensa estopas

Por motivos de costes se suelen usar el sellado tipo prensaestopas, en algunas bombas se utilizan las estopas como manera de impedir el flujo entre las partes estáticas y las que realizan un giro, este tipo de sellado lo caracterizan unos anillos que suele ser de hilo trenzado con diferentes materiales.

Dado que no basta con poner estos sellos para garantizar la estanqueidad, se utiliza una prensa con la que apretamos contra el cuerpo de la bomba, haciendo que las estopas se expandan y bloqueen la mayor parte del flujo. Este conjunto de elementos no garantiza una estanqueidad a diferencia del cierre mecánico, por lo que hay que asumir una pequeña cantidad de fluido que fuga.

Motor eléctrico

Se integra de:

- Rotor: El rotor está formado por un eje que soporta un juego de bobinas arrolladas sobre un núcleo magnético que gira dentro de un campo magnético creado bien por un imán o por el paso por otro juego de bobinas, arrolladas sobre unas piezas polares, que permanecen estáticas y que constituyen lo que se denomina estator de una corriente continua o alterna, dependiendo del tipo de máquina de que se trate.
- Estator: En el caso de los motores eléctricos, el estator proporciona un campo magnético que impulsa el inducido; mientras que, en el caso de los generadores eléctricos, el estator convierte el campo magnético giratorio en corriente eléctrica.
- Carcasa: sirve de base para el conjunto de rotor y estator, además que tiene una peculiaridad muy importante que son las aletas, estas ayudan a refrigerar el conjunto aprovechando el mayor diámetro de la cubierta trasera, creando una corriente de aire mediante el ventilador que hace circularlo por las aletas.

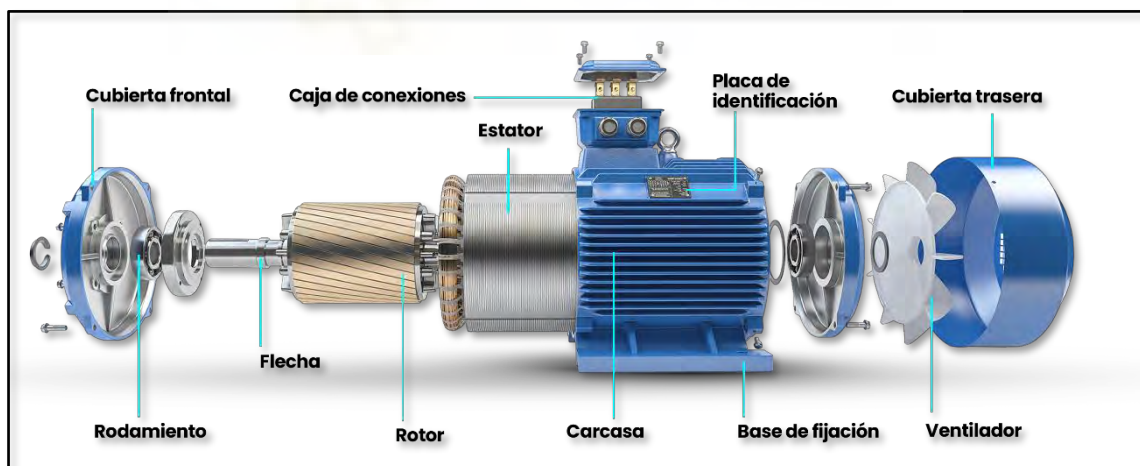


Ilustración 11-4: Partes de un motor de inducción.

12. Normativa ISO de aplicación a las vibraciones de máquina

La ISO (Organización Internacional de Normalización) es una federación mundial de organismos nacionales de normalización (organismos miembros de la ISO). Esta organización se encarga de definir un estándar, para que cualquiera que desee seguirlas, tenga certeza de que cualquiera que aplique esta norma, estará siguiendo el mismo procedimiento normalizado.

La ISO tiene una serie de normas de aplicación para las vibraciones de las máquinas rotativas que son de aplicación a este proyecto, a continuación, vamos a definir las y a resumir parte de la norma:

- Norma ISO 10816:2014 derogada por ISO 20816:2018: Esta normativa se compone de varias partes, que nos encasillan un poco más las diferentes máquinas rotativas:
 - o Norma ISO 20816-1: directrices generales
 - o Norma ISO 20816-2: Turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW con velocidades típicas de trabajo de 1500, 1800, 3000 y 3600 RPM.
 - o Norma ISO 20816-3: Maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 RPM.
 - o Norma ISO 20816-4: Conjuntos movidos por turbinas de gas excluyendo las empleadas en aeronáutica.
 - o Norma ISO 20816-5: Conjuntos de máquinas en plantas de hidrogenación y bombeo.

Siguiendo la norma ISO 20816-1 la clasificación de las máquinas queda de la siguiente manera:

Clase I: Partes individuales de motores y máquinas conectadas integralmente a la máquina en sus condiciones normales de operación (los motores eléctricos de hasta 15 kW son ejemplos típicos de máquinas en esta categoría).

Clase II: Máquinas de tamaño medio (típicamente, motores eléctricos con salida entre 15 kW y 75 kW) sin fundamentos especiales, máquinas o motores montados rígidamente (de hasta 300 kW) sobre fundamentos especiales.

Clase III: Grandes motores primarios y otras grandes máquinas con masas rotorias montadas sobre fundamentos rígidos y pesados, que son relativamente rígidos en la dirección en la que se miden las vibraciones.

Clase IV: Grandes motores primarios y otras grandes máquinas con masas rotorias montadas sobre fundamentos relativamente blandos en la dirección en la que se miden las vibraciones (por ejemplo, grupos turbogeneradores y turbinas de gas con salidas mayores de 10 MW).

En la siguiente tabla podemos observar el rango de valores de vibración en R.M.S. de las categorías anteriores.

Tabla B1 — Límites de zonas típicas

Velocidad de la vibración r.m.s. [mm/s]	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	B
1,8				
2,8	C	C	C	C
4,5				
7,1				
11,2	D	D	D	D
18				
28				
45				

Ilustración 12-1: Tabla de rangos de vibración por tipo de máquinas

13. Principales defectos que generan una señal vibratoria

A continuación, se detallan los defectos más conocidos que dan una respuesta en el dominio de la frecuencia, dando un pequeño conocimiento de los problemas estándares que puede sufrir una máquina, sin olvidarnos que puede presentar varios de estos síntomas a la vez, teniendo que realizar un estudio a parte para definir cuáles de estos problemas está presentando.

Desequilibrio

Se produce cuando su eje de giro no pasa por el centro de masas y, por lo tanto, tampoco coincide con un eje principal de inercia. El desequilibrio es quizás la causa más común de vibraciones ya que todos los rotores, árboles, cigüeñales o partes rotativas tales como ventiladores, hélices, etc., lo presentan en mayor o menor grado como consecuencia de la construcción, defectos en el material, curvatura en el eje, corrosiones y desgastes, depósitos de material, etc.

La señal obtenida en el dominio del tiempo es sinusoidal, en el dominio de la frecuencia corresponde al giro del rotor (1xr.p.m), y su amplitud aumenta con la velocidad. Así mismo, cabe destacar que la amplitud medida será mayor en sentido radial que en sentido axial del rotor.

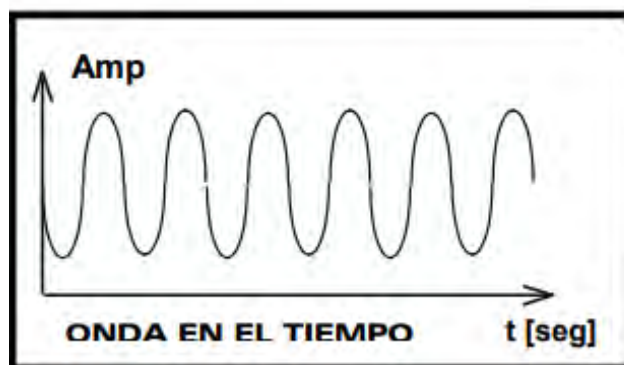


Ilustración 13-1: Onda en el tiempo de un desequilibrio.

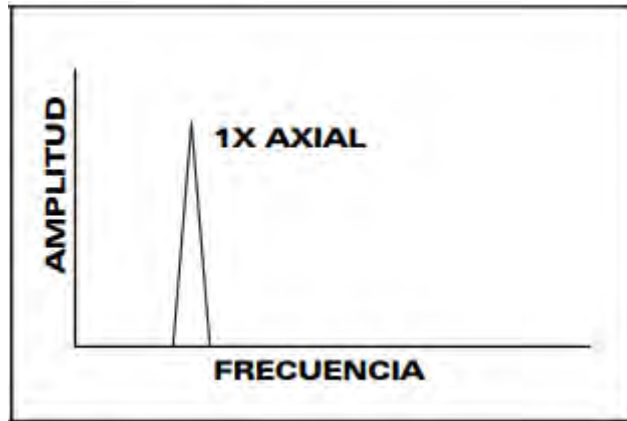


Ilustración 13-2: Espectro del desequilibrio en el dominio de la frecuencia.

Cabe distinguir en este tipo de patología, que existen dos tipos de desequilibrios:

Desequilibrio dinámico:

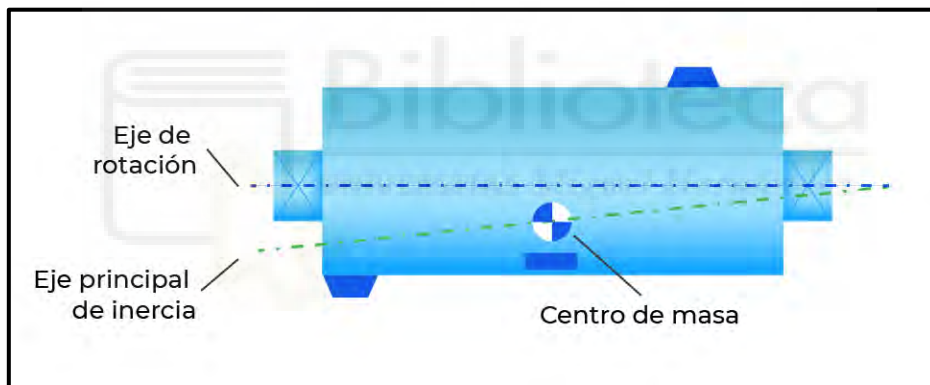


Ilustración 13-3: Desequilibrio dinámico.

El desequilibrio dinámico ocurre en rotores medianos y largos. Es debido principalmente a desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor. El espectro presenta vibración dominante y vaivén simultáneo a frecuencia igual a 1x.

Desequilibrio estático:

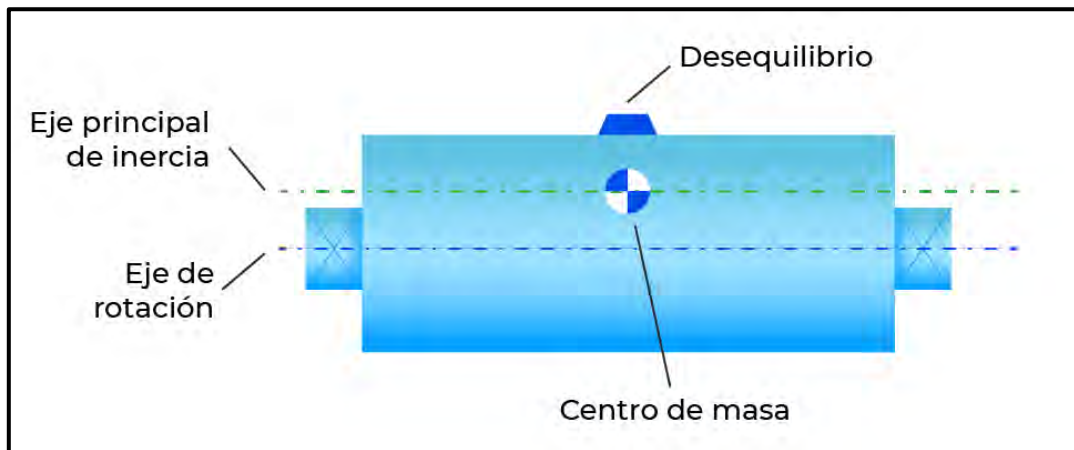


Ilustración 13-4: Desequilibrio estático.

Producido por desgaste radial superficial no uniforme en rotores, en los que su largo es despreciable comparado con su diámetro. El espectro presenta vibración dominante con una frecuencia igual a 1x.

Desequilibrio de un eje con rotor en voladizo:

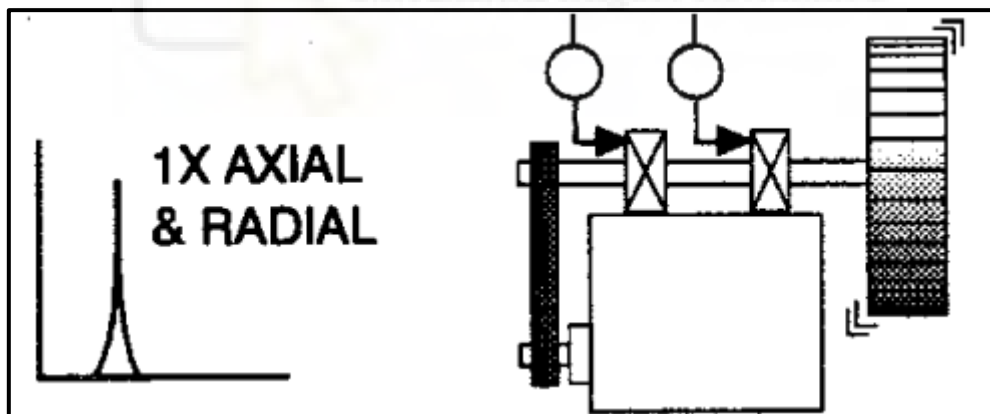


Ilustración 13-5: Desequilibrio en voladizo.

Causa una respuesta alta a 1x en las direcciones axial y radial. Las lecturas axiales tienden a estar en fase mientras que las lecturas de fase radial pueden ser inestables. Sin embargo, las diferencias de fase horizontal usualmente cuadran con las diferencias de fase vertical en el rotor desbalanceado ($\pm 30^\circ$). Los rotores en voladizo tienen desequilibrios estáticos y de par de fuerzas, cada uno requiere corrección. Así, los pesos de corrección casi siempre

tendrán que ser colocados en dos planos para contrarrestar ambos desbalances, el estático y el de par de fuerzas.

Desalineación

Para definir este tipo de defecto, debemos especificar los dos tipos de desalineación que se pueden producir:

Desalineación angular:

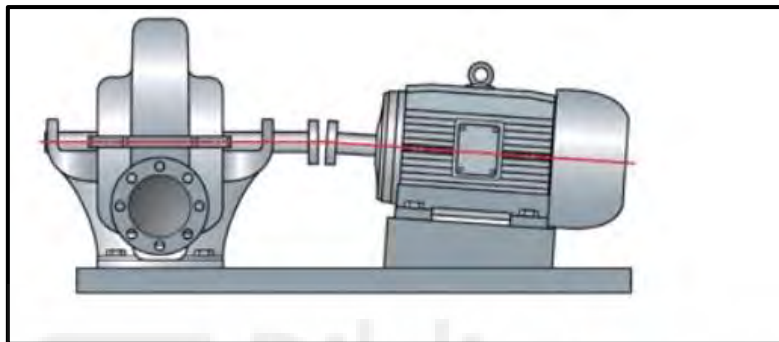


Ilustración 13-6: Desalineación angular

Esta se produce cuando entre los ejes axiales de bomba y motor existe alguna desviación angular.

La desalineación angular se caracteriza por una alta vibración axial, 180° fuera de fase a través del acople, típicamente tendrá una vibración axial en $1x$ y $2x$. Sin embargo, no es inusual que tanto a $1x$, $2x$ o $3x$ predomine. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acople. Una severa desalineación angular puede excitar muchos armónicos de $1x$.

Desalineación paralela:

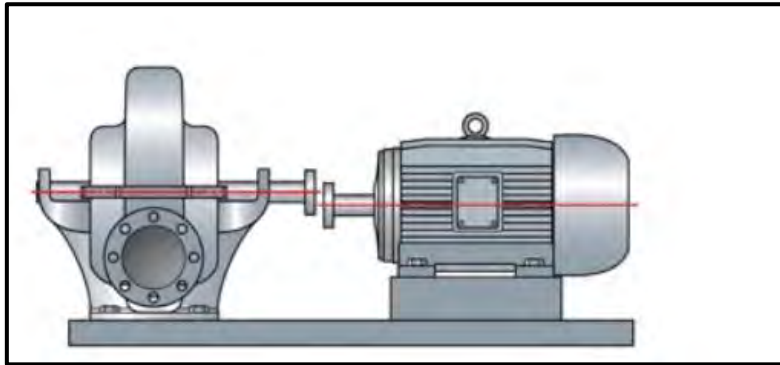


Ilustración 13-7: Desalineación paralela.

Esta se produce cuando entre los ejes axiales de bomba y motor existe algún paralelismo.

La desalineación paralela posee síntomas de vibración similares a la angular, pero muestra una alta vibración radial que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acople. En el espectro vemos que la amplitud en $2x$ suele ser mayor a $1x$, esto es debido al tipo de acople y construcción de este. Cuando cualquier desalineación, angular o radial, se vuelve severa, puede generar picos de gran amplitud a altos armónicos ($4x-8x$) y una serie de armónicos de alta frecuencia, similares a la soldadura mecánica. El tipo de acople y el material influyen de gran manera a todo el espectro cuando la desalineación es severa.

Defectos en engranajes:

En máquinas con transmisión de movimiento por engranajes, se presentan una serie de posibles defectos que son muy característicos al analizar el espectro de frecuencia.

En la siguiente imagen se muestra el espectro normal de un engrane.

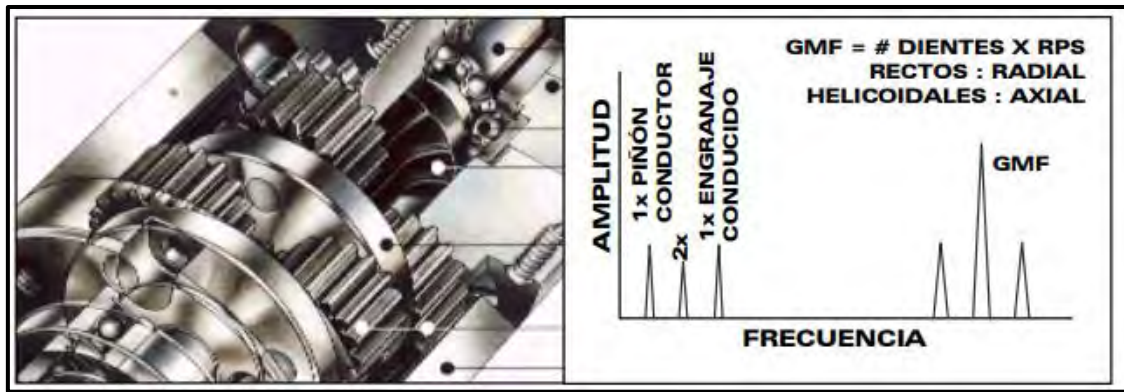


Ilustración 13-8: Espectro del fallo en engranajes.

Hay un término que conviene describir debido a su importancia y es el GMF (Gear Mesh Frequency) o frecuencia de engrane:

La frecuencia de engrane es propia de cada engranaje y aparece en el espectro de frecuencia independientemente del estado del engranaje. Su amplitud depende significativamente de la carga en el momento de la lectura.

En un sistema de engrane simple con dientes rectos, se calcula mediante la siguiente fórmula donde, Z_p es el número de dientes del primario y RPM la velocidad de giro de la rueda dentada.

$$GMF = Z_P \times RPM_P = Z_C \times RPM_C$$

También cabe destacar un aspecto del espectro de frecuencia. Estas son las bandas laterales de la frecuencia de engrane, que son frecuencias equidistantes a la frecuencia de engrane. Estas bandas laterales se corresponden con la frecuencia de giro del piñón y de la corona. Son muy importantes en el diagnóstico del engrane, ya que indican si la corona o el piñón se encuentran en mal estado.

Una vez tenemos estos dos conceptos del espectro en frecuencia de un engrane normal, podemos pasar a indicar algunos de los fallos más comunes y su respuesta en frecuencia.

Desgaste del diente:

Un indicador clave del desgaste uniforme del diente es la excitación de la frecuencia natural del engranaje (f_n), junto con las bandas laterales alrededor espaciadas a la velocidad de giro del engranaje dañado. La frecuencia de engrane (GMF) puede o no cambiar en amplitud, aunque las bandas laterales de gran amplitud y un número de bandas rodeando a GMF suelen aparecer cuando el desgaste es notable. Las bandas laterales pueden ser mejor indicador que las mismas frecuencias GMF. También pueden ocurrir grandes amplitudes tanto a $2xGMF$ como a $3xGMF$, aun si la amplitud de GMF es aceptable.

Rodamientos:

Antes de empezar a definir los espectros generados por estos elementos debemos conocer los términos (en inglés) que se utilizan y como se calculan.

- BPGI: frecuencia de pista interna.

$$BPGI = \frac{N_b}{2} \cdot \left[1 + \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos(\theta) \right] \cdot RPM$$

- BPGO: frecuencia de pista externa.

$$BPGO = \frac{N_b}{2} \cdot \left[1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos(\theta) \right] \cdot RPM$$

- BFS: frecuencia de giro de la bola.

$$BFS = \frac{P_d}{2B_d} \cdot \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \right)^2 \cdot (\cos(\theta))^2 \right] \cdot RPM$$

- FTF: frecuencia de la jaula.

$$FTF = \frac{1}{2} \cdot \left[1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos(\theta) \right] \cdot RPM$$

Donde:

- N_b : Numero de bolas o rodillos.

- B_d : Diámetro de bola o rodillo.
- P_d : Diámetro primitivo.
- θ : Angulo de contacto (grados).

Cabe hacer un inciso sobre los rodamientos en las máquinas, con el tiempo se ha visto que un elevado porcentaje de rodamientos no llegan a su final de vida útil, esto se debe en la mayoría de casos a desalineaciones y desequilibrios en los elementos que apoyan en los rodamientos. Por motivos de construcción de las máquinas rotativas asumimos que los rodamientos solo se cargan radialmente, al haber desalineaciones se producen cargas axiales al rodamiento haciendo que se deterioren las pistas o los elementos rodantes. Al igual que con los desequilibrios ya que ejercen una carga mayor a la calculada además siendo periódica, haciendo disminuir la vida útil de los rodamientos.

Los rodamientos suelen presentar 4 etapas de fallo, las cuales vamos a describir a continuación.

- Etapa 1: Las indicaciones más tempranas de que existen problemas con los cojinetes aparecen en las frecuencias ultrasónicas que van desde los 250 kHz a 350 kHz, luego conforme aumenta el desgaste, cae aproximadamente entre 20 kHz - 60 kHz.
- Etapa 2: Ligeros defectos en las bandas de rodadura comienzan a “hacer sonar” las frecuencias naturales (f_n) de los componentes del rodamiento, que ocurren predominantemente en el rango entre 500 Hz a 2000Hz. Esas frecuencias naturales pueden también ser resonancias de las estructuras de soporte del rodamiento. Al final de la etapa 2 aparecen frecuencias de banda lateral por encima y por debajo del pico de frecuencia natural.
- Etapa 3: Aparecen frecuencias y armónicos de defectos en rodamientos. Cuando el desgaste progresa, más frecuencias de armónicos aparecen y el número de bandas laterales aumenta, ambas alrededor de estas y las frecuencias naturales de los componentes del rodamiento. El desgaste es ahora por lo general visible.

- Etapa 4: Hacia la parte final, la amplitud 1x se ve incluso afectada. Crece y normalmente causa el aumento de numerosos armónicos de la velocidad de giro. De hecho, los pequeños defectos del cojinete y las frecuencias naturales de los componentes comienzan a “desaparecer”, y son reemplazados por un “ruido de paso” al azar, de banda ancha y alta frecuencia.

En las siguientes imágenes vamos a ver los típicos fallos y sus respectivos espectros.

- Fallo en pista interna

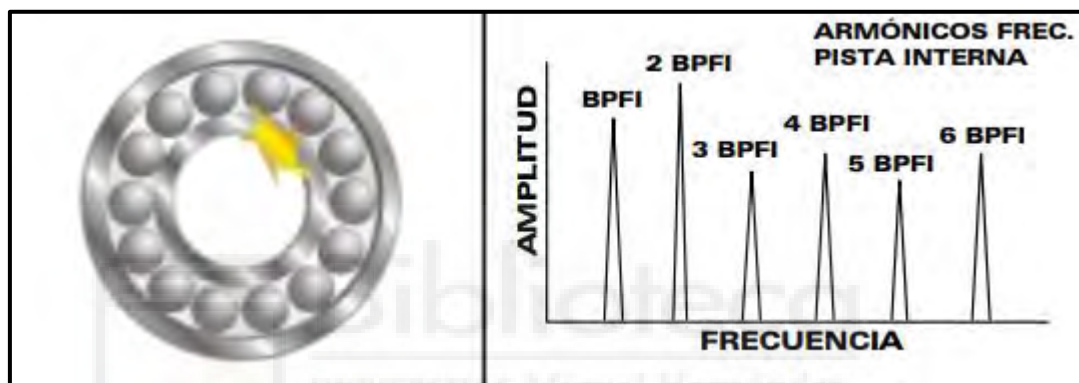


Ilustración 13-9: Fallo de la pista interna del rodamiento.

- Fallo en pista externa

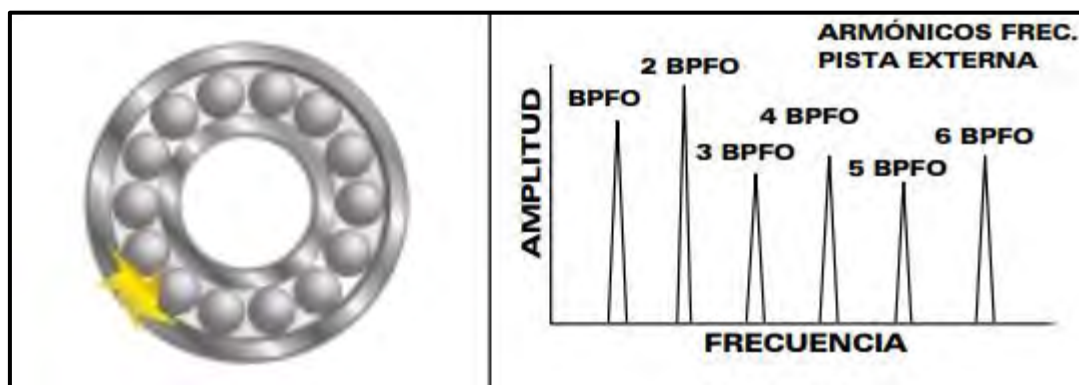


Ilustración 13-10: Fallo de la pista externa del rodamiento.

- Fallo en elementos rodantes

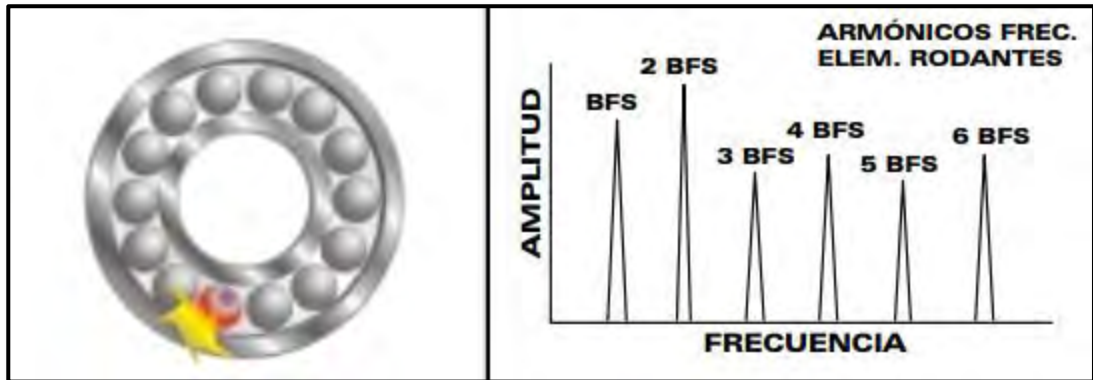


Ilustración 13-11: Fallo en elementos rodantes de un rodamiento.

Holguras mecánicas:

Vamos a hablar de dos tipos de holguras como son:

- Holguras entre eje y alojamiento: cuando aparece un juego excesivo entre algún eje y su alojamiento. Este suele generar diversos armónicos y sub armónicos del 1x, destacando las fracciones de armónicos como 0,5x, 1,5x, etc. El espectro tiene su representación en el eje radial.

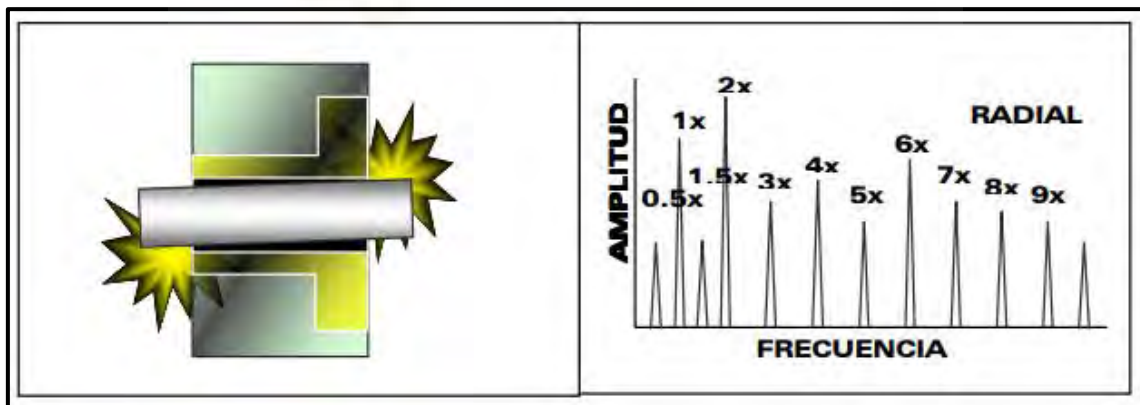


Ilustración 13-12: Holgura excesiva entre un eje y su alojamiento

- Holguras estructurales: Deterioro del estado de la sujeción del pie de apoyo de la máquina, por holgura en los pernos de la base o por deterioro de los componentes de la sujeción. El espectro presenta vibración a 1X RPS en la base de la máquina con desfase a 180 grados entre los elementos sujetos en el anclaje. Estas manifestaciones de la holgura estructural se presentan sobre el eje radial de la máquina.

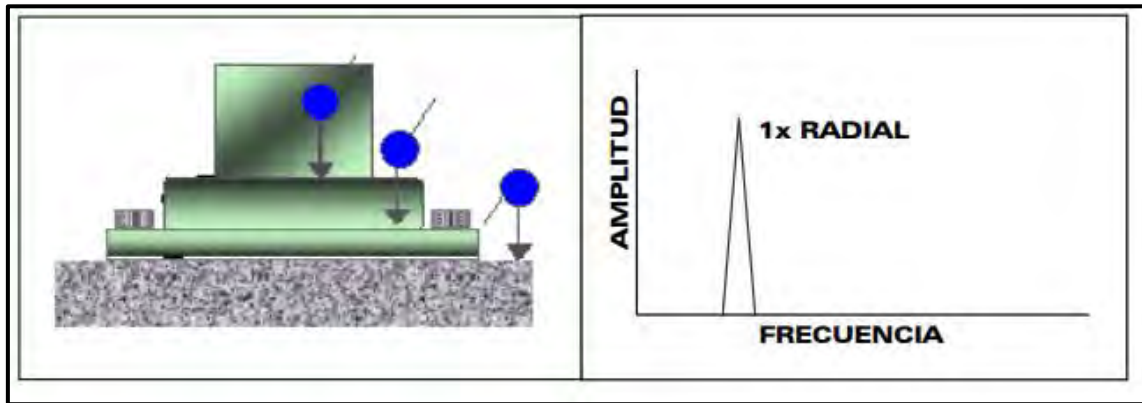


Ilustración 13-13: Holgura estructural de un equipo.

Pulsaciones:

Sucede cuando una fuente de vibración interfiere con otra. Generalmente se produce por dos máquinas cercanas que trabajan casi a la misma velocidad. El espectro muestra dos picos con frecuencias similares. La diferencia de estas da como resultado una pulsación. La ilustración izquierda representa estas frecuencias en el dominio del tiempo y la suma de ambas.

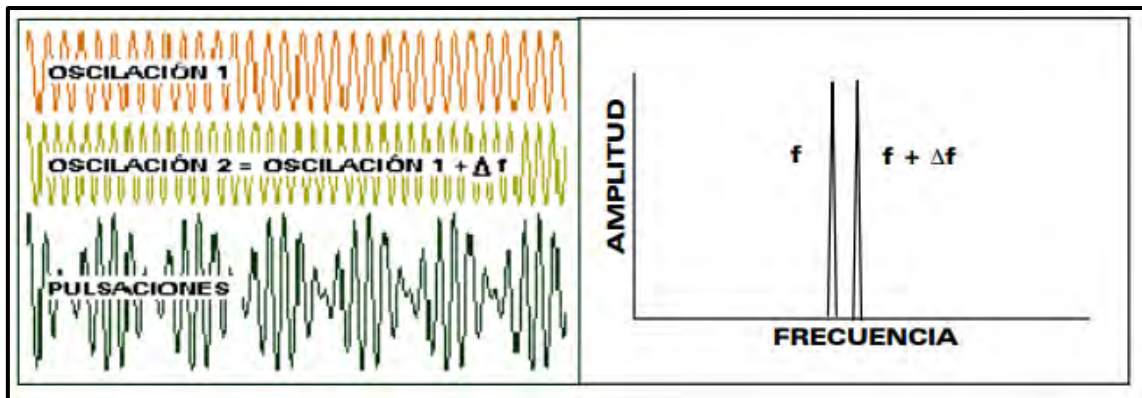


Ilustración 13-14: Acople de vibraciones.

Para solucionar el problema se deben aislar estructuralmente las máquinas en conflicto.

Resonancias:

Las resonancias ocurren cuando la velocidad de una fuerza conducida iguala la frecuencia natural de una estructura o una parte de ella. Puede causar amplificaciones en las frecuencias excitadas lo que puede terminar en fallos prematuros de las máquinas y posiblemente fallos catastróficos.

Cuando se origina un problema como este se deben vigilar las bajas frecuencias ya que estas son las más destructivas para las máquinas, es por ello que cuando se presentan resonancias cercanas a 1x tenemos un gran problema ya que aumenta muy considerablemente el nivel de vibración general. Llegado este punto tenemos una serie de soluciones:

- Intentar no trabajar cercano a esta frecuencia natural del sistema.
- Corregir la frecuencia natural del sistema variando la rigidez de la estructura o las masas de los elementos.
- Atenuar al máximo los elementos vibrantes a la frecuencia natural del sistema.

Problemas hidráulicos:

Por un lado, hablaremos de la frecuencia de paso de alabes el cual se designa y calcula de la siguiente manera:

$$BPF = N^{\circ} \text{ alabes del impulsor} \cdot \text{revoluciones}$$

Además, describiremos el fenómeno de cavitación de las bombas.

Esta frecuencia es inherente en bombas, ventiladores y compresores y normalmente no representa problemas. Sin embargo, las BPF (y armónicos) de gran amplitud pueden aparecer en el espectro de la bomba si el espacio entre los alabes de rotación y los difusores no es igual en todas ellas. También las BPF (o armónicos) pueden coincidir en ocasiones con una frecuencia natural del sistema causando alta vibración.

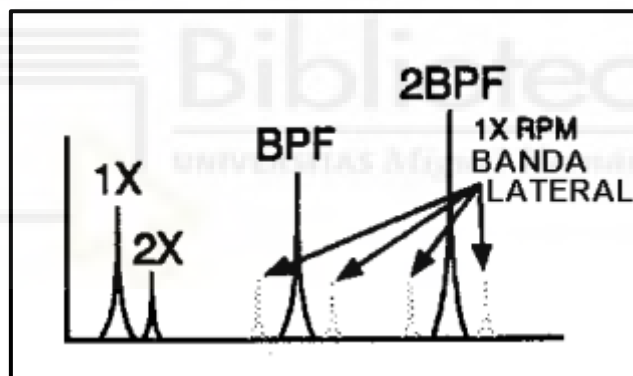


Ilustración 13-15: Espectro del paso de alabes en una bomba.

La cavitación es un fenómeno mediante el cual se producen burbujas de gas o vapor en un fluido a consecuencia de cambios en la presión o la temperatura. Cuando la presión interior de una tubería de agua disminuye por debajo de la presión atmosférica se produce un vacío. Cuanto mayor es el descenso de la presión, el vacío se incrementa.

Al incrementarse de forma considerable el vacío, el agua cambia de estado líquido a vapor. De esta forma, se forman las burbujas que serán trasladadas junto con el líquido. Al subir la presión de las aguas en el desplazamiento, el fluido deja de ocurrir correctamente. El bombeo se hace ineficiente. Las burbujas pueden llegar a explotar con fuerza. Esta explosión podría causar daños importantes en las tuberías o en los objetos que se encuentren cerca.

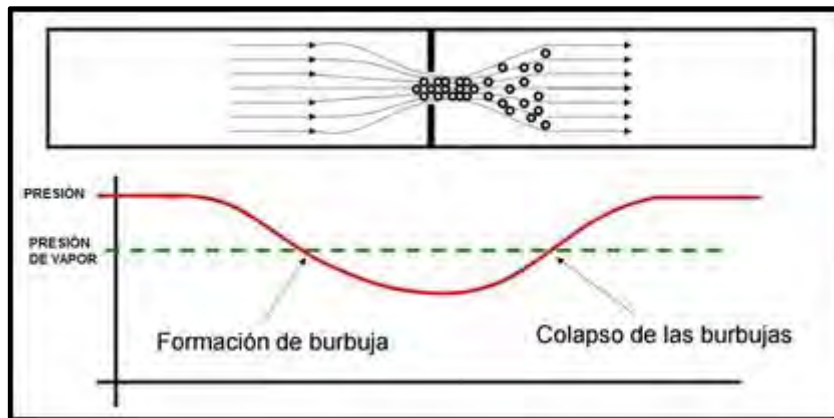


Ilustración 13-16: Gráfica de la cavitación.

La Cavitación genera normalmente una energía de banda ancha de frecuencia muy alta aleatoria, que algunas veces se impone con las frecuencias armónicas del paso de alabes. Normalmente indica insuficiente presión de succión (falta de alimentación). La cavitación puede ser un tanto destructiva para los elementos internos de la bomba si no es corregida. Puede particularmente erosionar los alabes del impulsor.



Ilustración 13-17: Espectro de la cavitación.

Problemas en los apoyos:

- “Apoyo flojo” ocurre cuando la pata de una máquina o el bastidor se retuerce cuando un perno de sujeción se afloja, causando el levantamiento del apoyo. Esto podría causar un aumento del nivel de vibración si el apoyo flojo afecta la alineación o el entrehierro del motor.
- “Apoyo retorcido” puede causar gran distorsión del bastidor, resultando en un incremento de la vibración, fuerza y esfuerzo del bastidor y carcasa del rodamiento, etc. Esto puede ocurrir cuando un perno de sujeción se aprieta excesivamente el apoyo de la máquina como intento de nivelarla.
- “Resonancia del apoyo” puede causar grandes incrementos de la amplitud, si se compara con aquella cuando el perno (o combinación de pernos) están flojos o apretados a mano. Cuando se ajusta, este perno puede cambiar notablemente la frecuencia natural del mismo bastidor de la máquina.

El apoyo flojo, apoyo retorcido o la resonancia del apoyo afecta más a menudo a 1XRPM, también puede hacerlo a 2XRPM, 3XRPM, etc.

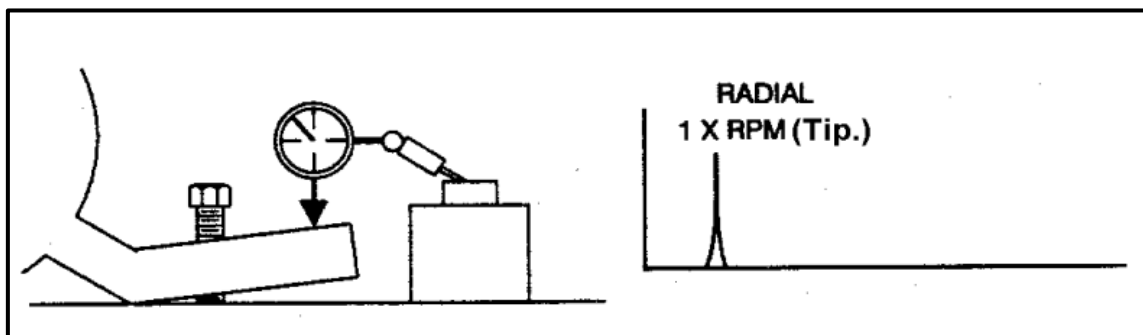


Ilustración 13-18: Espectro del problema de apoyo retorcido.

CAPITULO II: APLICACIÓN SOBRE UN PROBLEMA REAL

14. Descripción de la problemática

Para la segunda parte de este proyecto que trata un tema más práctico, empezaremos explicando que problemas se hayan en los equipos evaluados.

Por la "Ley Orgánica 3/2018, de 5 de diciembre, de Protección de Datos Personales y garantía de los derechos digitales", se van a omitir detalles que puedan ser sensibles a esta ley, preservando la información útil que pueda ser transmitida en este proyecto.

14.1. Instalaciones y situación del bombeo.

Comenzaremos describiendo las instalaciones.

Se trata de una instalación que bombea agua dulce, actualmente consta de seis grupos motobombas, cuatro de ellos comandadas por arrancadores estáticos y dos por variadores de frecuencia. Estos equipos bombean agua hacia un depósito con una diferencia de cotas de aproximadamente 140 m, la línea de impulsión también consta de un compensador que amortigua las sobrepresiones.

Con los variadores se puede mantener un nivel constante de la lámina de agua en el depósito de agua producto, de manera que evitamos someter a esfuerzos innecesarios la estructura de hormigón y al mortero de protección de las paredes del depósito.

En la siguiente imagen se aprecia un esquema de la instalación del bombeo.

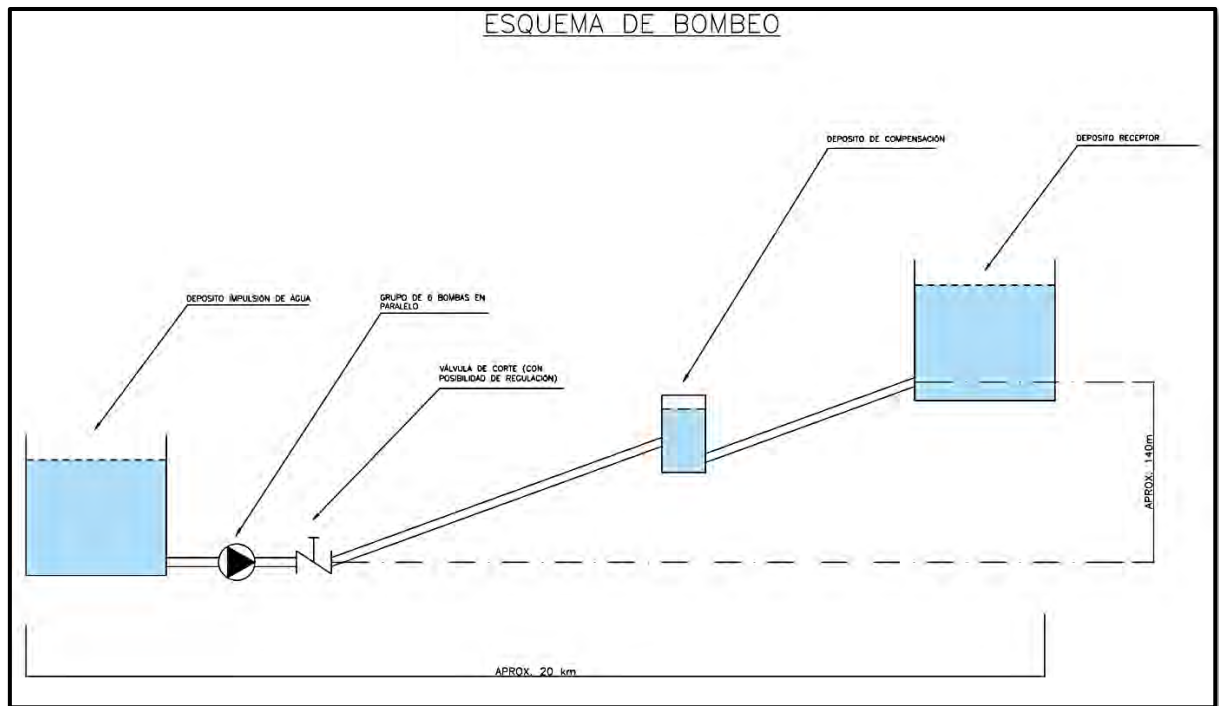


Ilustración 14-1: Esquema del bombeo de la instalación.

Este esquema se adjunta como plano en los anejos. [Anejo 3.](#)

En la imagen superior se representa el esquema de la instalación, con ambos depósitos abiertos a presión atmosférica, el grupo de las seis motobombas con una válvula de regulación. El sistema está diseñado para trabajar con un máximo de cuatro bombas a la vez impulsando en torno a los 2700 m³/h. Los niveles no son constantes entre depósitos, aunque se intenta para no hacer sufrir los depósitos de hormigón.

En el [anejo 1](#) se expone un plano con el esquema de bombeo que hay presente en las instalaciones.



Ilustración 14-2: Gráfica bombeo típico de una instalación en paralelo.

Esta imagen se adjunta en el [anejo 4](#).

En la gráfica superior se muestra la evolución de la curva característica típica de una instalación como esta (en azul) con la combinación del grupo de bombeo (resto de colores). En ella se puede ver que a medida que colocamos más bombas en funcionamiento obtenemos un mayor caudal además de incrementar poco a poco la presión de impulsión.

A continuación se detalla la manera que se tiene de actuar en planta:

Primeramente se hace una aproximación a escalones con las bombas de arrancador estático para ajustarse a las demandas de producción, se ajusta la frecuencia del variador de una de las dos bombas con el fin de bombear el caudal demandado exacto.

La instalación esta diseñada para trabajar en el punto óptimo de rendimiento con dos bombas simultáneamente, a medida que aumenta la cantidad de bombas ganamos caudal bombeado en contrapartida de perder algo de rendimiento.

14.2. Datos de las máquinas.



Ilustración 14-3: Foto del bombeo.

A continuación, se describe la máquina empleada en las pruebas.

Características funcionales de la bomba:

- Tipo de bomba: cámara partida radial
- Producto a bombear: Agua dulce
- Densidad: 1
- N.º etapas: 1 (simple)
- Tipo de rodete / soportado: simple aspiración / Eje en voladizo
- Peso del conjunto: 4180 kg
- Presión de diseño: 18,5 Kg/cm²
- Brida de aspiración: 10"
- Brida de impulsión: 8"

Parámetros de trabajo de la bomba:

- Tipo de operación: operación en continuo
- Temperatura del fluido: ambiente
- Presión de aspiración: 0,1 – 0,5 Kg/cm²
- Velocidad de la bomba: 2985 RPM
- Caudal: 695 m³/h
- Presión de descarga: 15,5 – 15,9 Kg/cm²
- Altura de impulsión: 154 mca
- Rendimiento: 80%
- Potencia absorbida: 365 kW
- NPSHr: 7,5 mca

Características funcionales del motor:

- Tipo de motor: horizontal
- Potencia: 500 kW
- Potencia consumida: 435 kW
- Velocidad: 3000 RPM
- N.º de polos: 2 polos
- Tensión: 660 V

En esta bomba contamos con una característica que la hace algo más especial al resto de los equipos.

Se trata del preimpulsor que va acoplado al eje girando solidario a él. Este componente de la bomba va instalado antes del impulsor.



Ilustración 14-4: Foto del preimpulsor.

En la siguiente imagen se puede observar un plano de la bomba, en el que la posición 229 01 es el preimpulsor y la posición 229 00 es el impulsor de la bomba.

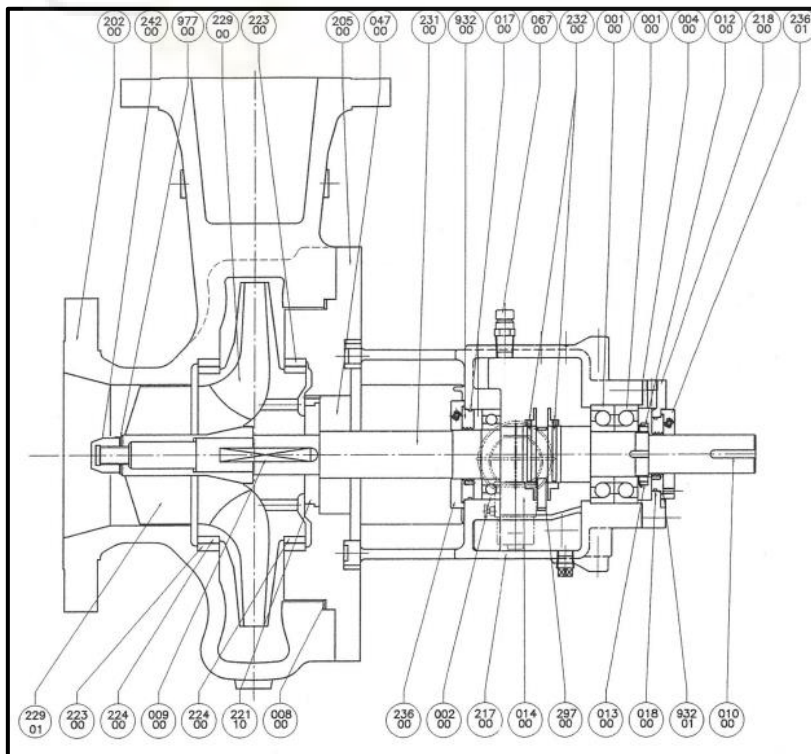


Ilustración 14-5: Plano de la bomba.

El objetivo de colocar este tipo de elemento es el de suministrar algo más de presión en la entrada de la bomba, debido a que son bombas de mucho caudal, pero tienen un gran inconveniente y es que necesitan una presión mayor a la entrada para evitar la cavitación.

Por este motivo se coloca un preimpulsor a la entrada del impulsor para elevar la presión y bajar el punto de NPSHr de la bomba, hay que entender que perdemos rendimiento en la bomba debido a este elemento, ya que perturba el flujo a la entrada de la bomba, haciendo que nos aparezca una velocidad acimutal a la entrada del impulsor que hace reducir el rendimiento del equipo.

La parte buena de colocar este elemento es que cualquier posible daño por cavitación lo recoge este elemento, en vez de afectar al impulsor que tiene un coste mayor.

14.3. Problemática.

En las instalaciones se hacen periódicamente mediciones de los equipos a través de los operarios de mantenimiento, analizando el histórico de las bombas se empezaba a ver un aumento progresivo de las vibraciones generales en RMS. En ese momento se empieza a plantear un análisis más en profundidad de las seis bombas que dispone la planta con el fin de determinar las causas de vibración de estas bombas.

Las alarmas saltan cuando una de las bombas con arrancador estático empieza a tener un aumento significativo en comparación a las otras tres de las mismas características.

Por otro lado, se nota una amplificación de las vibraciones en las bombas de variador al pasar por la frecuencia máxima de variador, por lo que se intuye un defecto estructural de las mismas.

Se plantea realizar una serie de ensayos experimentales con el fin de poder distinguir de que proceden estos aumentos significativos de vibraciones. Por medio de un ensayo de impacto se pretende conocer la frecuencia

fundamental del conjunto motobomba y estructura. A través de un análisis del espectro se pretende evaluar si existe defectos localizados sobre los componentes de las bombas.

15. El equipo de medición

Antes de explicar el sensor encargado de medir las vibraciones debemos conocer más a fondo un efecto en el que se basa este sensor. Este efecto es:

15.1. Efecto piezoeléctrico

Los materiales piezoeléctricos pueden convertir la tensión mecánica en electricidad, y la electricidad en vibraciones mecánicas. Los cristales de cuarzo son los más utilizados, están hechos de átomos de silicio y oxígeno en un patrón repetitivo. En el cuarzo, los átomos de silicio tienen una carga positiva y los átomos de oxígeno tienen una carga negativa. Normalmente, cuando el cristal no está bajo ningún tipo de estrés externo, las cargas se dispersan uniformemente en las moléculas a través del cristal. Pero cuando el cuarzo se somete a esfuerzos de compresión o tracción, el orden de los átomos cambia ligeramente. Este cambio causa que las cargas negativas se acumulen en un lado y las cargas positivas se acumulen en el lado opuesto.

Mediante evaporación se depositan en ambas caras del cristal unos delgados electrodos, con el fin de realizar un circuito eléctrico para utilizar la diferencia de potencial creada.

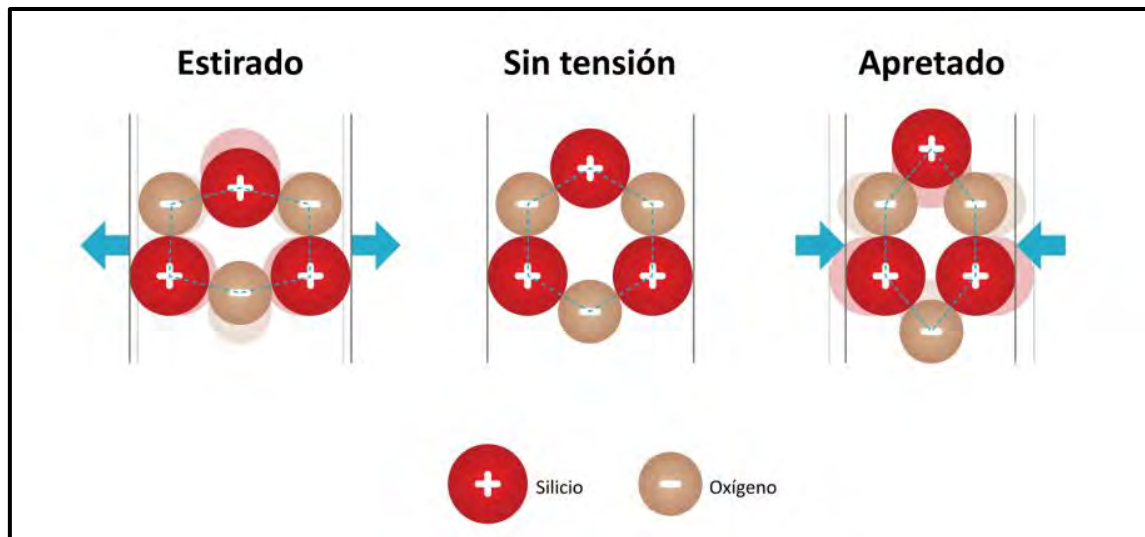


Ilustración 15-1: Imagen de los átomos durante el efecto piezoeléctrico.

La propiedad más importante de este tipo de material reside en su proporcionalidad, a mayor esfuerzo mecánico, mayor diferencia de potencial se crea. Por el contrario, enviar una corriente eléctrica a través del cristal cambia su forma, creando una vibración en el cristal. Aparece un valor máximo cuando el cristal es cortado perpendicularmente al eje polar. Según las dimensiones y forma de un cristal poseedor de este efecto, existe una llamada frecuencia de resonancia, que es aquella para la cual un esfuerzo mecánico provoca la mayor aparición de cargas posible.

Otro factor que es importante a la hora de utilizar estos materiales reside en que estos materiales tienen un modelo ortotrópico elástico lineal, es decir, sus propiedades dependen en qué dirección efectuemos el esfuerzo. Todos estos cristales se caracterizan por tener ciertos ejes fundamentales: óptico, eléctrico y mecánico, careciendo todos ellos de centro de simetría.

Al ejercer un esfuerzo sobre el cristal, las direcciones del esfuerzo y de la diferencia de potencial son perpendiculares y sobre el mismo plano, es decir, si ejercemos un esfuerzo sobre el eje X, tendremos una diferencia de potencial sobre el eje Y.

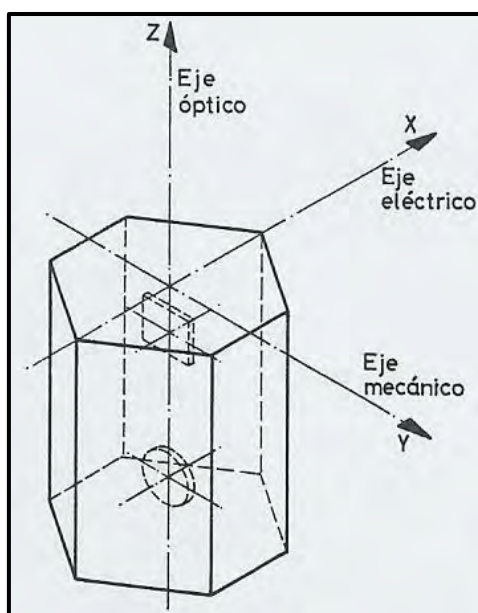


Ilustración 15-2: Imagen de los ejes de los cristales piezoeléctricos.

La principal aplicación de un elemento piezoeléctrico en este estudio es la de componer un transductor de vibraciones de tipo piezoeléctrico, el cual se describe más adelante.

15.2. Elementos de un analizador de vibraciones

Existen diversos elementos que componen un analizador de vibraciones. A continuación, se detallan los diferentes elementos, además de sus limitaciones.

- Transductor: Es un elemento que tiene la capacidad de medir la magnitud y frecuencia de vibración de un sistema, equipo o componente dado. Los sensores de vibración están formados básicamente por un transductor de vibración, que convierte la vibración en señal eléctrica, y una unidad electrónica para procesar la señal eléctrica y luego enviarla a la interfaz externa.

Existen esencialmente estos tres tipos de sensores de vibración:

- o Acelerómetros: Un acelerómetro es un sensor que mide la aceleración de movimiento de una estructura. Este tipo de sensor convierte la vibración o el cambio en el movimiento en una señal eléctrica a través del efecto piezoeléctrico, por medio de este

sensor al determinar la fuerza (amplitud) de la vibración y de las leyes de Newton, podemos saber la aceleración que se está produciendo.

$$F = m \cdot a$$

A través de la intensidad obtenida por el piezoeléctrico que es proporcional a la fuerza, además de conocer la masa, podemos determinar la aceleración. Cabe decir que los sensores piezoeléctricos necesitan una amplificación de la señal que se obtiene, además de un post tratamiento de la señal con el fin de eliminar ruido de la señal que queremos.

Por límites en los piezoeléctricos, se debe disponer de dos elementos piezoeléctricos de distintas construcciones para poder cubrir con precisión las diferentes frecuencias del espectro, como son las de la imagen inferior.

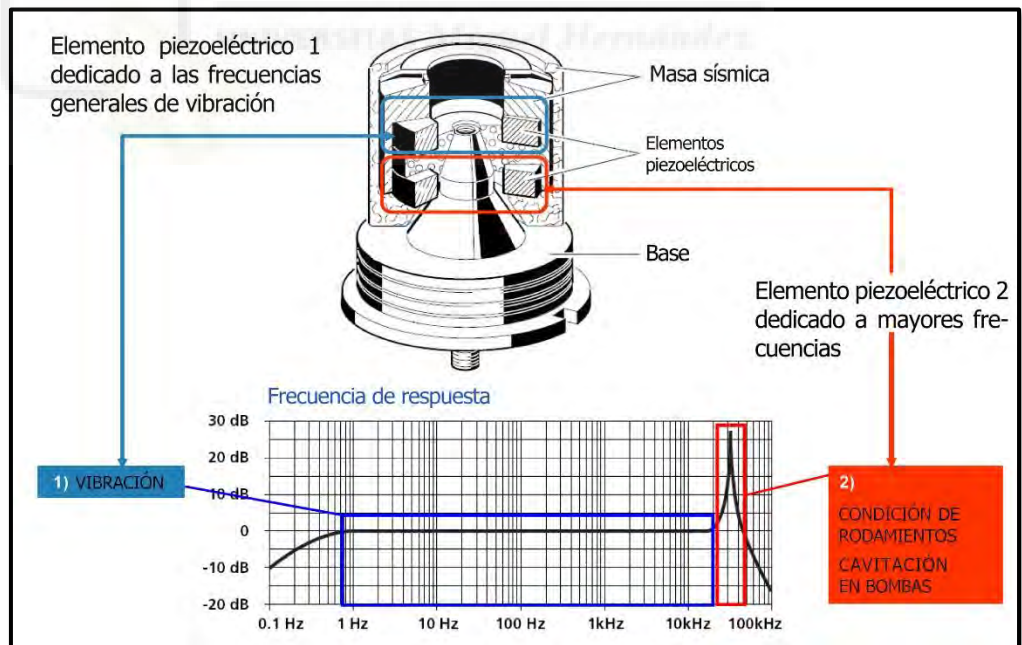


Ilustración 15-3: Transductor de tipo acelerómetro y su frecuencia de respuesta.

Los acelerómetros son el tipo de sensores de vibración más utilizados gracias a su amplio rango de frecuencias, desde las

más bajas hasta las más elevadas. Además, son muy económicos y duraderos, por lo que son la mejor opción en cuanto a economía se refiere.

En nuestro caso vamos a utilizar el sensor de tipo acelerómetro para la realización de los ensayos sobre las máquinas. A continuación, se detallan las características del sensor:



Ilustración 15-4: Acelerómetro utilizado.

Parámetro	Valor
Tipo de sensor	Triaxial
Marca	Wilcoxon
Sensibilidad	100 mV/g
Tolerancia a la sensibilidad	± 10%
Respuesta en frecuencia	2 Hz - 7.000 Hz (ejes X e Y), 2 Hz - 10.000 Hz (eje Z)
Frecuencia de resonancia	33 kHz
Rango de temperatura	-50°C a 120°C

- Sensor de velocidad: Estos sensores trabajan en un rango de frecuencias muy bajas y no necesitan de una fuente para funcionar. Esto es posible porque están hechos con una bobina que se desplaza con la superficie a medir. Por lo tanto, tiene un movimiento relativo a un imán permanente que está fijo a la masa sísmica; esto se conoce como sensor de velocidad sísmico electrodinámico. Cuando la bobina se mueve relativamente respecto al imán se induce en los espirales de la bobina una fuerza electromotriz. De modo que la fuerza es directamente proporcional a la velocidad relativa del sistema imán-bobina.

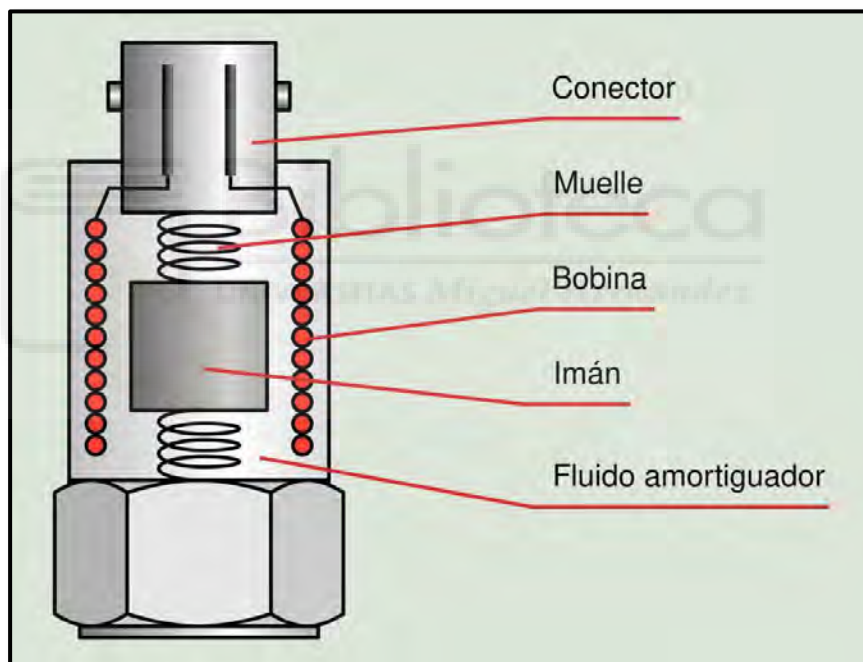


Ilustración 15-5: Esquema de un sensor de velocidad.

- Sensor capacitivo o proximetro (desplazamiento): Su operación está basada en un principio magnético. y por eso, es sensible a las anomalías magnéticas en la flecha. Se debe tener cuidado para evitar que la flecha sea magnetizada y que, de esta manera, la señal de salida sea contaminada. Es importante saber que el transductor mide el desplazamiento relativo entre el sensor y el elemento vibrante y no mide el nivel de vibración total. La

frecuencia de respuesta del transductor de desplazamiento va desde 0 Hz hasta alrededor de 1 000 Hz.

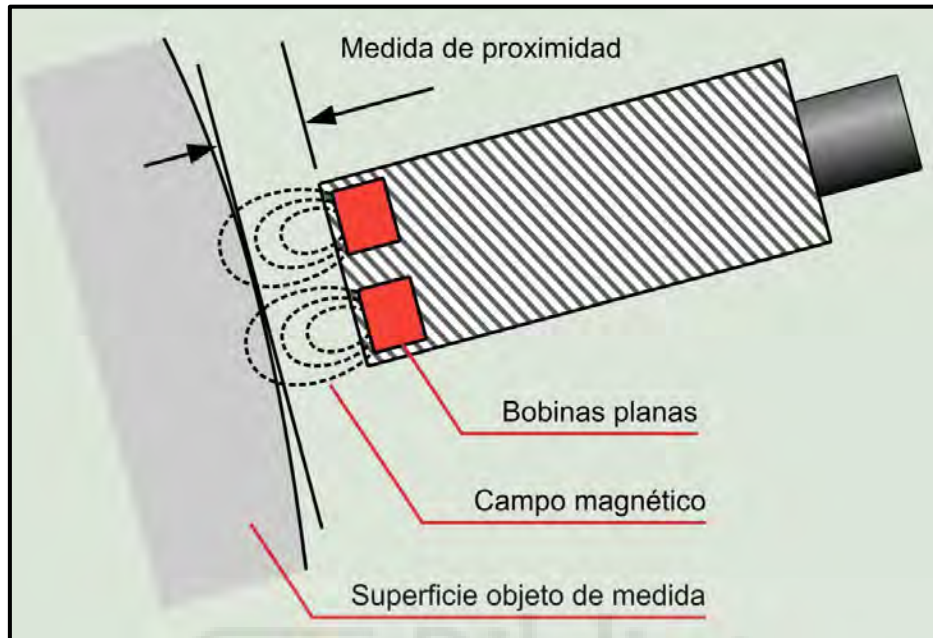


Ilustración 15-6: Esquema de un proxímeter.

- Colector de datos: es el equipo encargado de procesar toda la información para el análisis de los datos.



Ilustración 15-7: Colector de datos utilizado.

15.3. Conversión entre aceleración-velocidad-desplazamiento

Por cinemática sabemos que es posible pasar de desplazamiento a velocidad, y de velocidad a aceleración a través de la derivación. Del modo contrario, la conversión de aceleración a velocidad o de velocidad a desplazamiento es la integración. Es posible llevar a cabo estas operaciones con instrumentos que miden la vibración y de esta manera convertir los datos de cualquier sistema de unidades a cualquier otro.

Desde un punto de vista práctico la diferenciación es un procedimiento ruidoso en sí, y muy raras veces se lleva a cabo. La integración, por otra parte, se lleva a cabo con mucha precisión, con un circuito eléctrico muy barato. Esa es una de las razones de que el acelerómetro de hecho es el transductor estándar para medición de vibraciones, ya que su señal de salida se puede integrar fácilmente una o dos veces para mostrar velocidad o desplazamiento.

La integración no es adecuada para señales con una frecuencia muy baja (menor a 1 Hz), ya que en esta área el nivel de ruido se va incrementando y la precisión del procedimiento de integración padece.

La mayoría de los integradores disponibles comercialmente funcionan correctamente por encima de 1 Hz, lo que es lo suficiente bajo para casi todas las aplicaciones de vibraciones.

15.4. Tipos de uniones del sensor y el cuerpo en vibración

Una de las características que no podemos dejar de lado a la hora de medir es la forma de unión entre el sensor y el cuerpo que genera la vibración. La forma de unión puede generarnos inconvenientes, es por ello que buscaremos siempre la forma óptima de sujeción para evitar que nos afecte en la medida, a continuación, daremos un pequeño resumen de los tipos de unión y sus inconvenientes:

- Puntero: Para medidas rápidas de reconocimiento, resulta muy cómodo utilizar una sonda de mano con un acelerómetro montado en el extremo superior. No obstante, este montaje tiene una rigidez general muy baja y

puede dar lugar a grandes errores de medida. Se debe utilizar un filtro de paso bajo para limitar el rango de medida a unos 1000 Hz.

- Unión roscada: Este tipo de unión entre sensor y elemento en vibración consiste en que el transductor queda sujetado por una unión roscada. Existen dos tipos, un primer método que se basa en adherir con algún adhesivo al cuerpo del equipo una base donde se roscará el transductor al realizar la medida, el segundo método y menos viable es el taladrado de la máquina para roscar directamente el transductor. Este último método de sujeción es muy poco utilizado ya que requiere taladrar en zonas que no son aconsejables.
- Unión magnética: Se puede utilizar un imán permanente como método de sujeción sencillo. Además, este método también permite aislar eléctricamente el acelerómetro, incorporando un disco de material aislante. El inconveniente de este método es reduce la frecuencia de resonancia del acelerómetro unos 10 kHz abajo. No es aconsejable para mediciones muy por encima de 7-13 kHz.

16. Equipo colector de datos

A la hora de efectuar los ensayos debemos tener en cuenta una serie de parámetros que afectan a la medida de las vibraciones, es por ello que vamos a describir las diferentes opciones que tiene un equipo de medición de vibraciones.

16.1. Fugas

El analizador de vibraciones es un aparato que procesa lotes de señales, eso es que toma muestras de la señal de entrada durante un tiempo determinado recopilando las muestras en un buffer.

Un buffer es un espacio de memoria en el cual se almacenan datos temporales con el fin de paliar la diferencia de velocidades de transmisión entre dos dispositivos o procesos, también puede ser usado cuando existe diferencia de velocidad de procesamiento entre dos dispositivos.

Después de almacenarlo en el buffer, el aparato lleva a cabo el cálculo en este "lote" y enseña el espectro resultante. Si el analizador

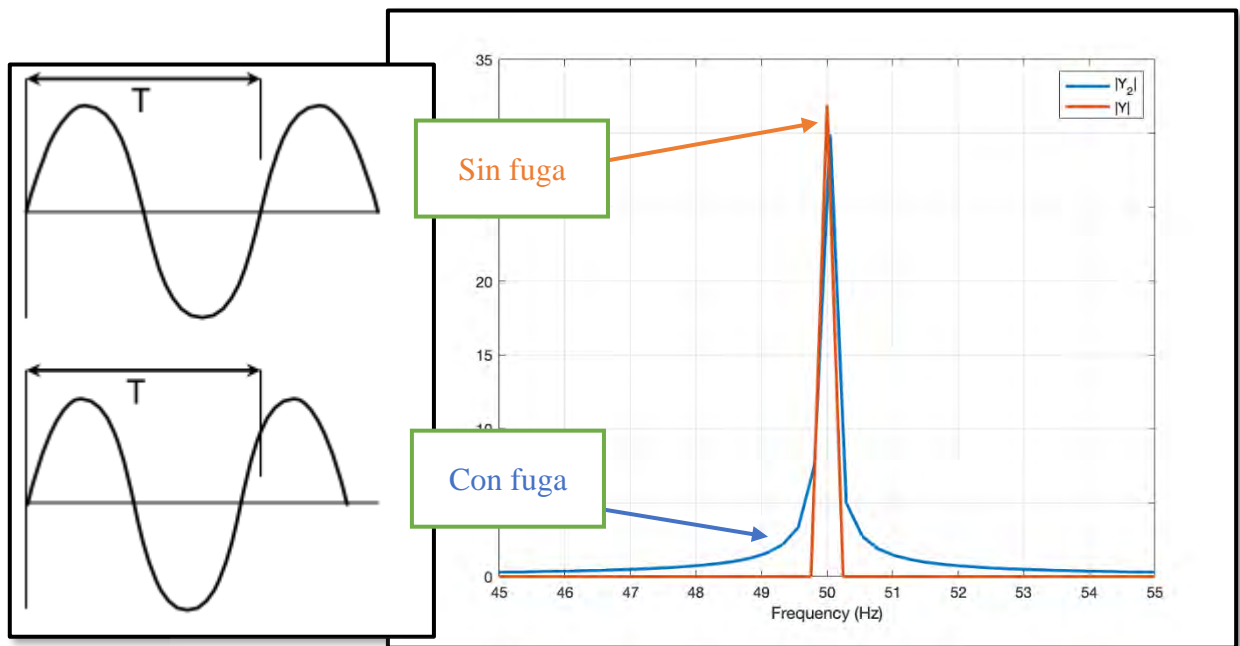


Ilustración 16-1: Gráfica del comportamiento de la señal con fuga.

Si una forma de onda senoidal está pasando a través del nivel cero, al principio y al final de la grabación de tiempo, si la grabación de tiempo abarca exactamente un número entero de ciclos de la forma de onda, el espectro TRF resultante consistirá de una sola línea con la amplitud y la frecuencia correcta. Si, por otra parte, el nivel de la señal no está en cero, en ambas partes de la grabación de tiempo, la forma de onda será truncada y eso provocará una discontinuidad en la señal de la que se tomó muestras. Esta discontinuidad no está bien manejada por el proceso TRF y el resultado es que el espectro está unguado desde una sola línea en las líneas vecinas. A este se le dio el nombre de fugas. Es como si la energía en la señal se "fuga" desde su ubicación correcta hacia las líneas vecinas.

La forma de un espectro presentando fugas depende de la cantidad con que la señal fue truncada, y generalmente no es predecible para señales verdaderas.

16.2. Ventanas

Las ventanas son funciones matemáticas usadas con frecuencia en el análisis y el procesamiento de señales para evitar las discontinuidades al principio y al final de los bloques analizados.

Para elegir una función de ventana, debemos estimar el contenido de frecuencia de la señal. A continuación, se presentan los diferentes tipos de ventanas y su utilidad según las condiciones.

- Ventana rectangular

Si el espectro de la señal es bastante plano o de banda ancha en el contenido de frecuencia, se puede utilizar la ventana “rectangular” o sin ventana.

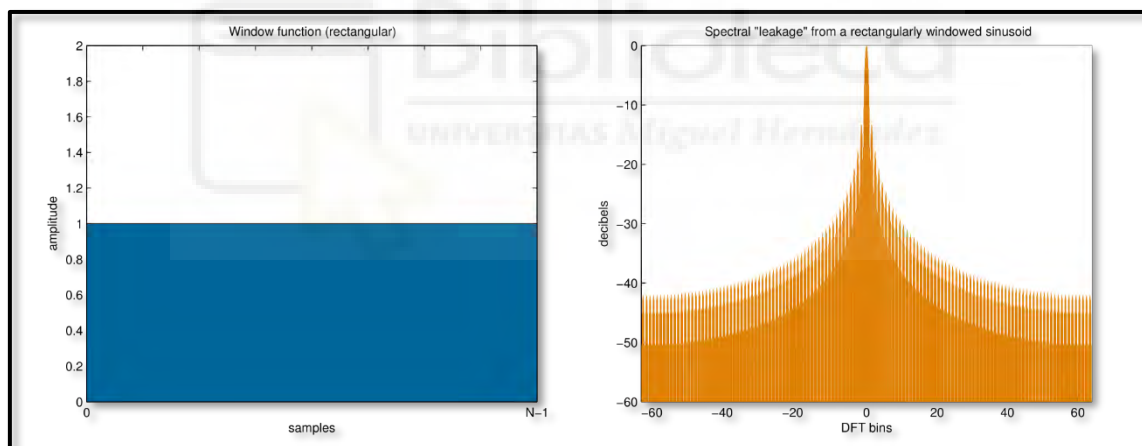


Ilustración 16-2: Ventana rectangular

- Ventana de Hamming

Si la frecuencia de interés contiene dos o más señales muy cercanas entre sí, la resolución espectral es importante. En este caso, es mejor elegir una ventana de suavizado con un lóbulo principal muy angosto.

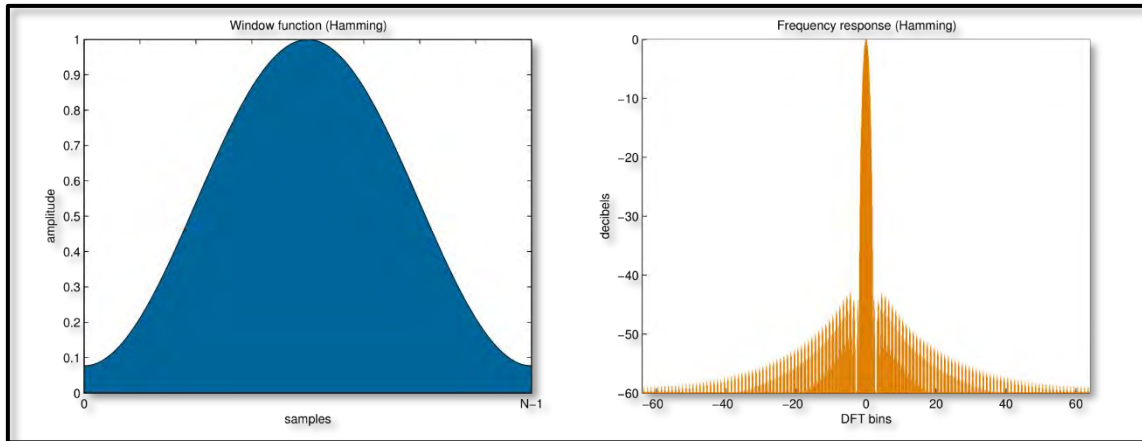


Ilustración 16-3: Ventana de Hamming

- Ventana Flat top

Si la precisión de la amplitud de un solo componente de frecuencia es más importante que la ubicación exacta del componente en un intervalo de frecuencia determinado, se puede utilizar una ventana con un lóbulo principal ancho como la ventana "flat top".

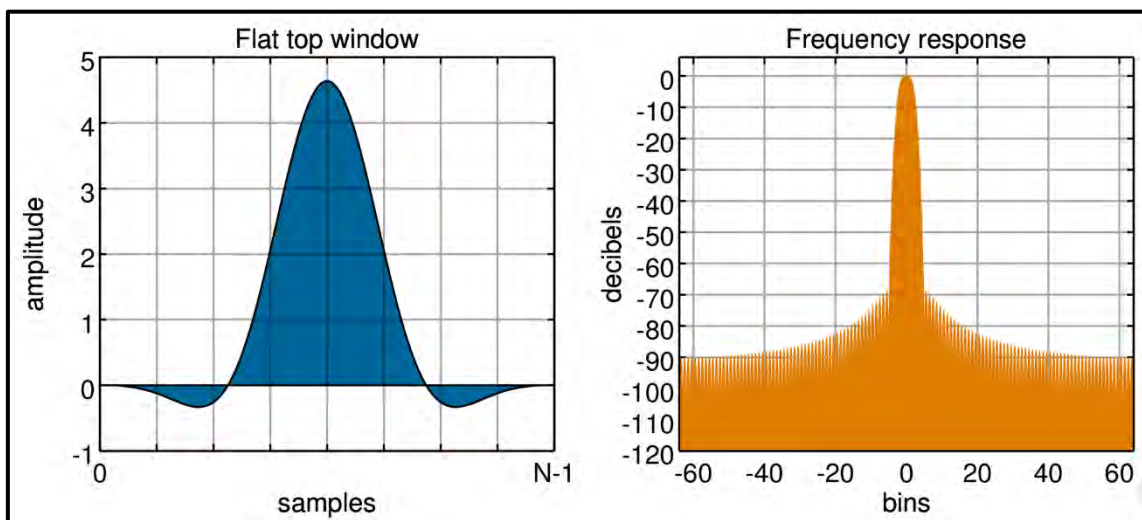


Ilustración 16-4: Ventana Flat Top

- Ventana de Hanning

Si la señal contiene fuertes señales de interferencia cerca de la frecuencia de interés, se puede optar por una función de ventana con un nivel de lóbulo lateral máximo bajo.

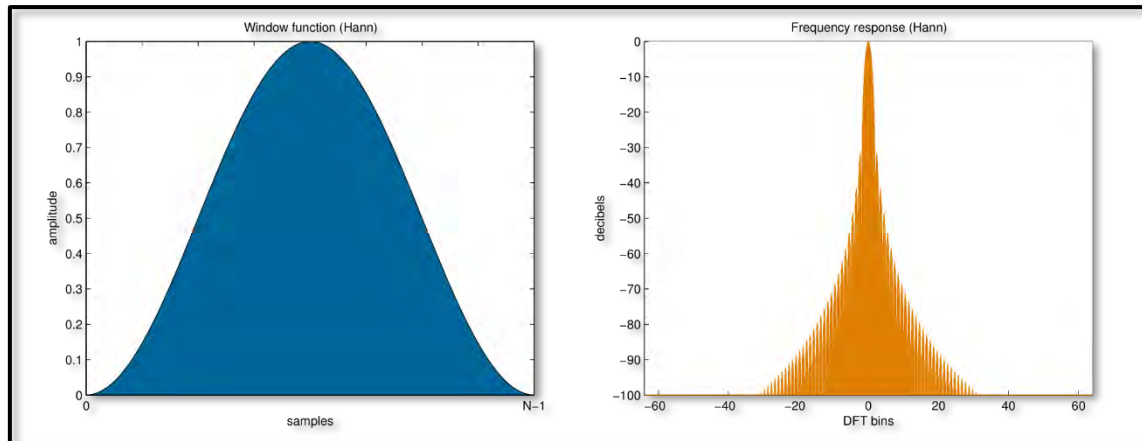


Ilustración 16-5: Ventana de Hanning

En general, la ventana de Hanning es la más apropiada en el 95% de los casos para detección de defectos de vibraciones en máquinas rotativas. Tiene una buena resolución de frecuencia y una fuga espectral reducida. Si no se conoce la naturaleza de la señal, pero se desea aplicar una ventana de suavizado, esta es la más recomendada.

16.3. Promedios

Cuando se toma una lectura de vibración, el objetivo es crear una lectura que representa toda la vibración de la máquina, y debe ser una medida repetible. Esto significa que entre medidas espaciadas por una diferencia de tiempo debería ser prácticamente iguales entre sí. Siempre habrá pequeñas variaciones aquí y allá, pero las lecturas deben ser muy similares. Si no lo son, entonces la máquina ha cambiado drásticamente entre las lecturas o no está tomando suficientes promedios.

El proceso de promediación garantiza que todo el ruido se ha “promediado” junto para darnos una buena medida repetible. Entonces, podemos comparar las lecturas y saber que la única razón de cualquier cambio es si la condición

ha cambiado (esperemos que no porque las condiciones bajo las cuales la máquina está operando han cambiado).

El analizador se encarga de repetir las medidas varias veces con el fin de que la señal obtenida sea la que más represente las condiciones del ensayo, haciendo un promedio entre las medidas que se han obtenido y suavizando las condiciones aleatorias que pudiese haber por ruido. De esta manera al volver a medir podemos tener la certeza que el espectro obtenido no va a variar mucho si no ha variado la máquina.

16.4. Escalas

En las gráficas de frecuencia se puede utilizar una escala logarítmica. Esta escala tiene el efecto de expandir las frecuencias más bajas y comprimir las más altas en la gráfica. Con ello se consigue la misma resolución porcentual en todo el eje X, al tiempo que se mantiene la gráfica dentro de unas proporciones razonables.

También se utilizan escalas logarítmicas para representar la amplitud de las vibraciones, lo cual permite utilizar una escala de decibelios como ayuda para comparar niveles. Un decibelio (dB) expresa una relación entre dos niveles. Por tanto, es adimensional. Ahora bien, para expresar niveles absolutos de vibración es preciso definir un nivel de referencia.

Por ejemplo, podemos decir que un nivel de vibración determinado es 10 dB mayor que otro sin necesidad de más explicaciones. Pero, para decir que un nivel de vibración es de 85 dB, tenemos que referirlo a un nivel de referencia.

En las imágenes de abajo veremos la diferencia entre una escala logarítmica y una escala lineal.

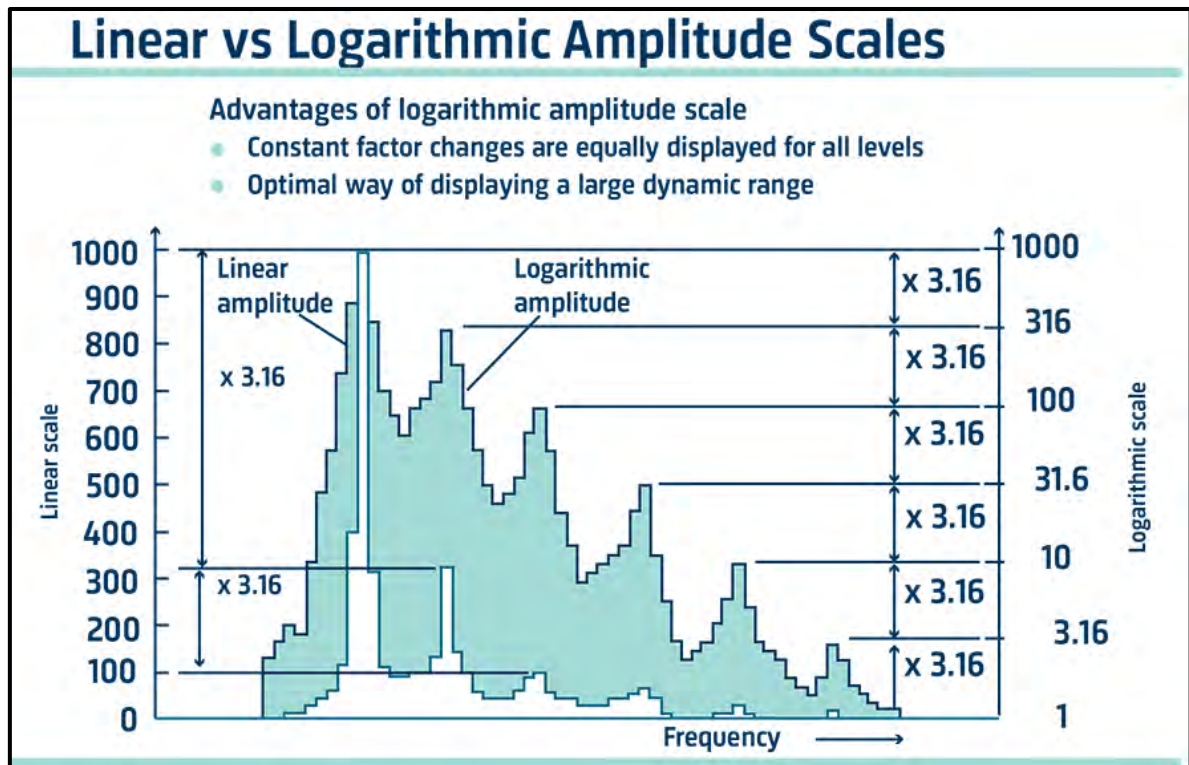


Ilustración 16-6: Diferencias entre una escala logarítmica y una lineal.

16.5. Set up

Para hacer mediciones debemos considerar el set up utilizado y en el que hemos explicado los parámetros configurables. La forma en que realizamos este set up afecta mucho a la determinación de los problemas de los equipos.

Por eso se ha elaborado la siguiente tabla para dar una orientación sobre los diferentes parámetros de la configuración en la toma de datos.

Tabla de configuración de mediciones de vibraciones se encuentra en los Anejos. [Anejo 6](#)

17. Ensayo de impacto

Cuando se sospecha de resonancia, hay algunas pruebas especializadas para confirmarla. Una prueba es el modelado matemático, es decir, analizando la máquina modalmente a través de algún CFD, pero eso no es tan aplicable para los equipos de la planta.

Un método más común son las pruebas de impacto estas son las más importantes porque son las más fáciles de implementar en el campo. Existe la prueba de impacto de martillo instrumentado, y hay un promedio normal o negativo. Pero nos centraremos en la prueba de impacto de martillo normal con el fin de encontrar las frecuencias naturales y confirmar la resonancia.

Tenemos una fuerza aplicada por el martillo (entrada). El sistema, o máquina, contiene masa. El analizador recopila la vibración (salida). Analizamos la salida para identificar la entrada.

Para ello se colocan los transductores de presión sobre la máquina, estos serán los encargados de recoger las vibraciones que forcemos con el martillo de impacto.



Ilustración 17-1: Martillo de nylon y martillo para análisis modal.

El golpe se realiza utilizando un martillo de nylon convencional, como el de la imagen superior izquierda. En este tipo de ensayo como no hace falta conocer la fuerza con la que impactamos sobre la máquina, no hace falta el martillo de la imagen superior derecha, ya que este tipo de martillo está conectado con el analizador de vibraciones, registrando la fuerza de impacto para luego poder hacer un análisis modal de la máquina por CFD. Este ensayo se realiza dando un golpe seco a la máquina.

A la hora de configurar el analizador de vibraciones debemos darle un “trigger” conocido como disparo, esta es una función del analizador en el que no mide las vibraciones hasta que la estructura sufre una vibración de amplitud

considerable, se utiliza para que solo veamos el golpe sobre la estructura y no ver ruido de la señal u otras vibraciones de equipos adyacentes.



Ilustración 17-2: Foto del equipo en el ensayo de impacto.



Ilustración 17-3: Foto de la ubicación de los sensores en el equipo



Ilustración 17-4: Foto de los sensores en el lado del motor acoplado.

A continuación, se mostrarán las gráficas de las pruebas en las que gracias a la empresa de INGENOR hemos podido realizar, por este motivo vemos las marcas de agua de la empresa en las gráficas.

Esta es una empresa experta en el sector del mantenimiento predictivo.

Los ensayos de impacto se han realizado con equipo multicanal y en concreto la función de trigger para poder realizar el ensayo de impacto.

En ella veremos tres canales, en azul se presenta el eje axial, en rojo el horizontal, y en verde el vertical. El primer espectro muestra el lado no acoplado del motor, el segundo el lado que acopla al motor, y el tercero muestra el lado del acoplamiento de la bomba con el motor.

Cabe recalcar que muchos expertos consideran que la frecuencia natural del sistema debe estar separada de la velocidad de giro en torno a un 20%, para que esta no afecte y amplifique a las frecuencias más bajas y destructivas.

Bomba 1

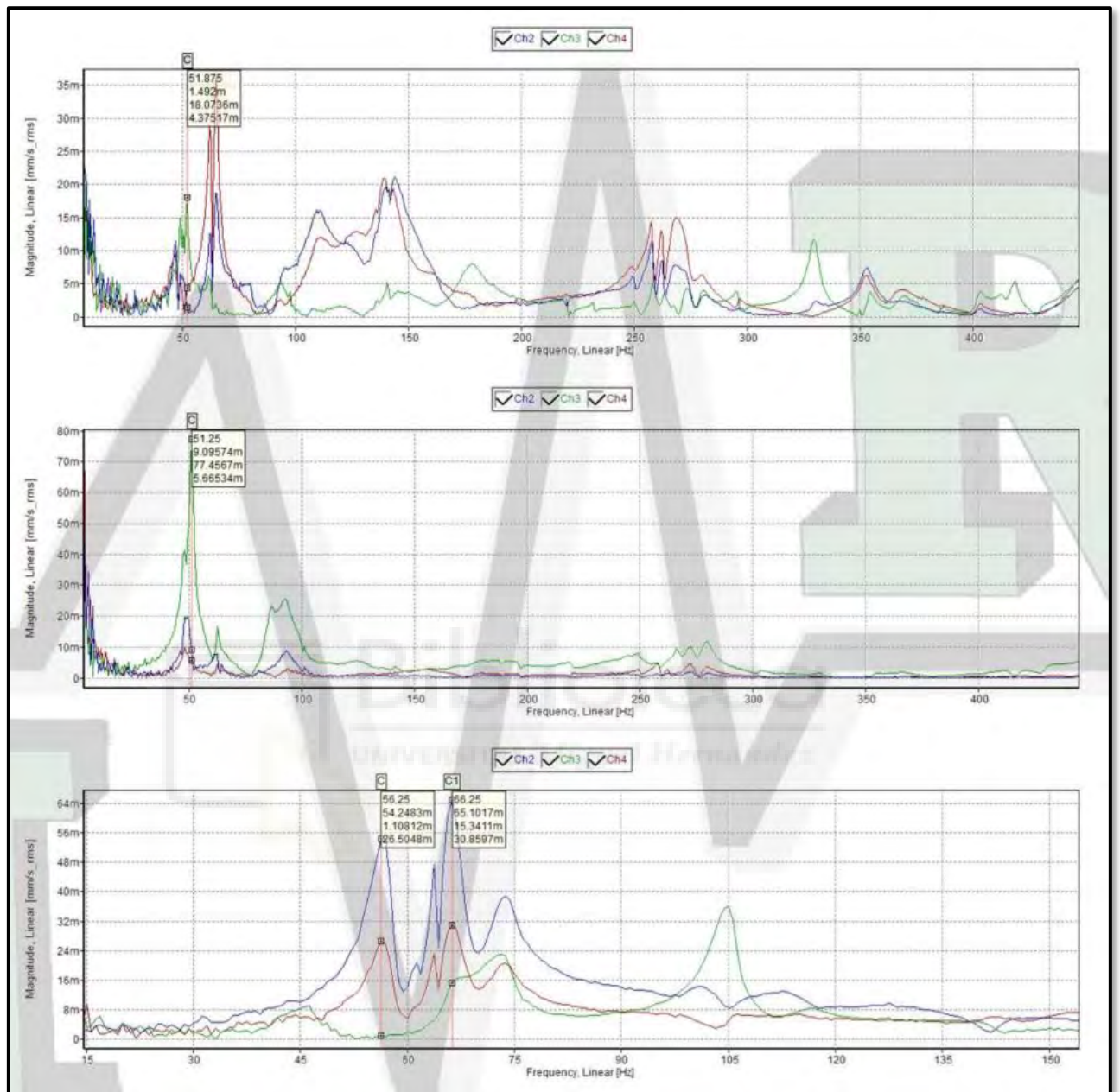


Ilustración 17-5: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 1.

Se puede observar:

- En el lado acoplado y no acoplado del motor se aprecia una frecuencia natural en el eje vertical en torno a 51 Hz originando un problema de amplificación estructural debido a que la mayoría de los problemas graves ocurren a esas frecuencias.

Bomba 3

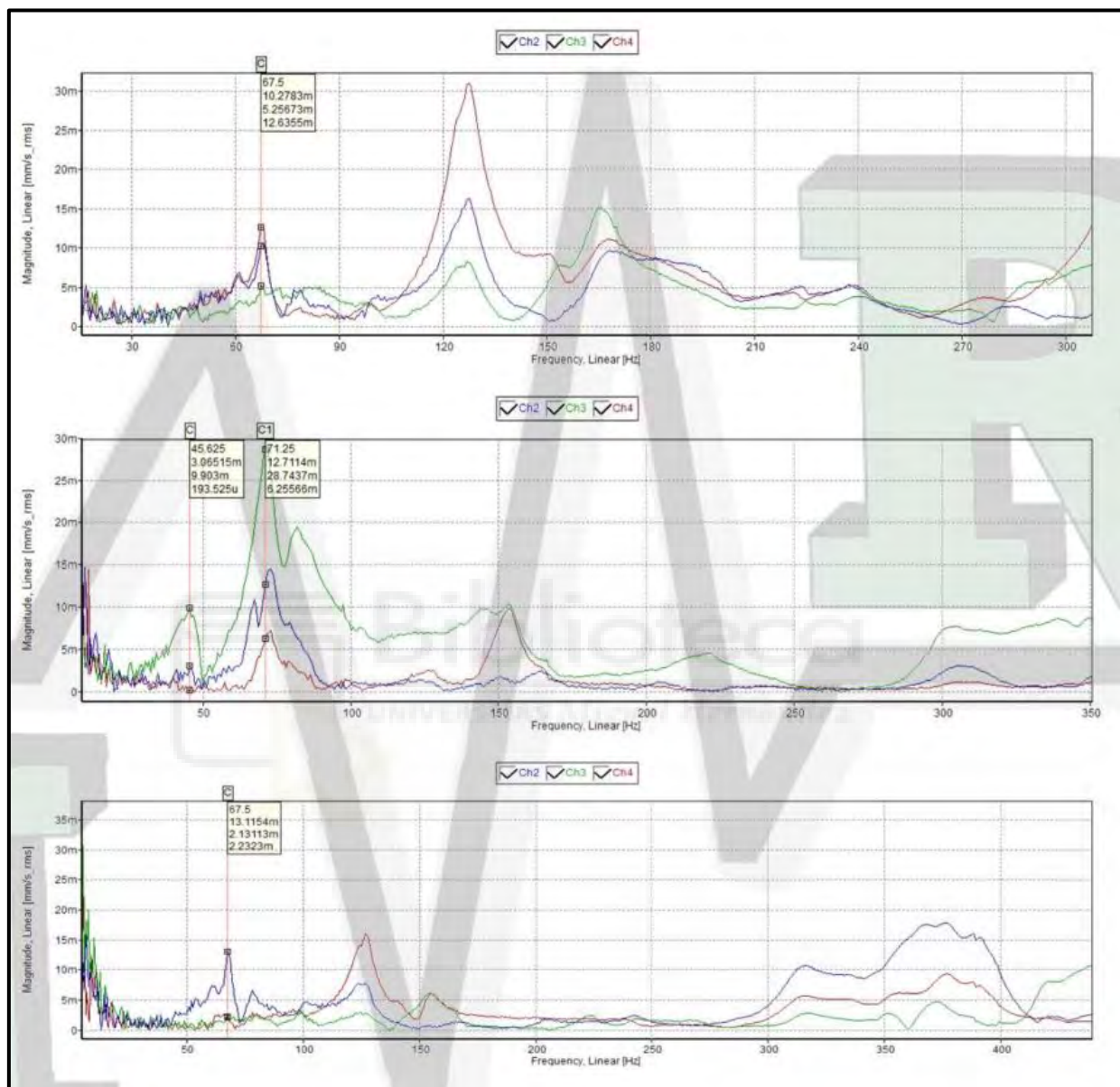


Ilustración 17-6: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 3.

Se puede observar:

- La frecuencia más preocupante reside en el acoplamiento del motor ya que presenta una frecuencia natural cercana a la velocidad de giro, no representa un peligro, pero cabe vigilarla al ser un problema latente.

Bomba 4

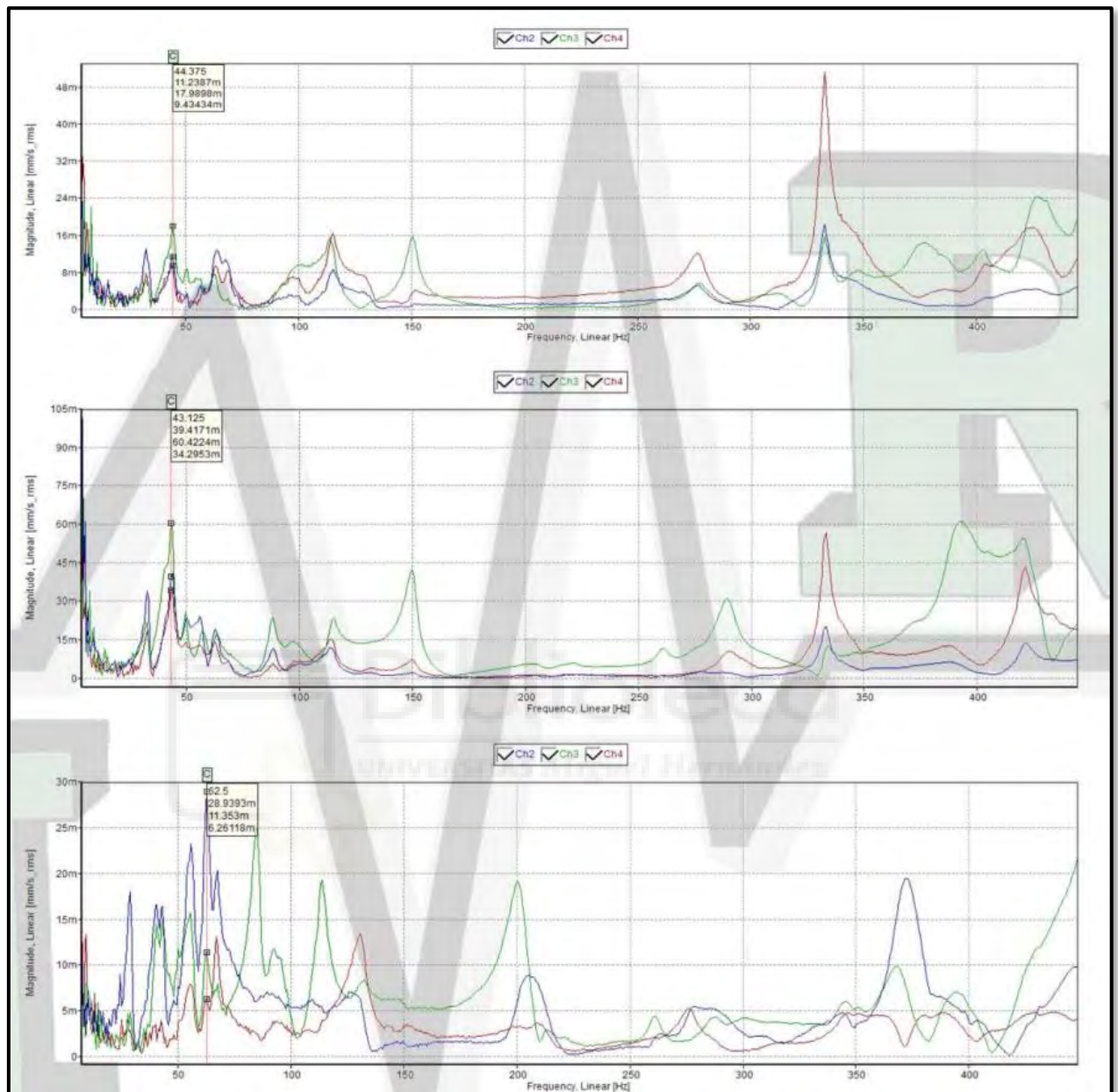


Ilustración 17-7: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 4.

Se puede observar:

- En el lado no acoplado del motor tenemos que la frecuencia más representativa está en torno a los 44 Hz, no ocasiona una amplificación estructural, aunque hay que vigilarla debido a que es cercana a la velocidad de giro.

- En el lado que acopla la bomba tenemos una frecuencia natural de 62,5 Hz, siendo esta la más representativa para el sistema evaluado.

Bomba 5

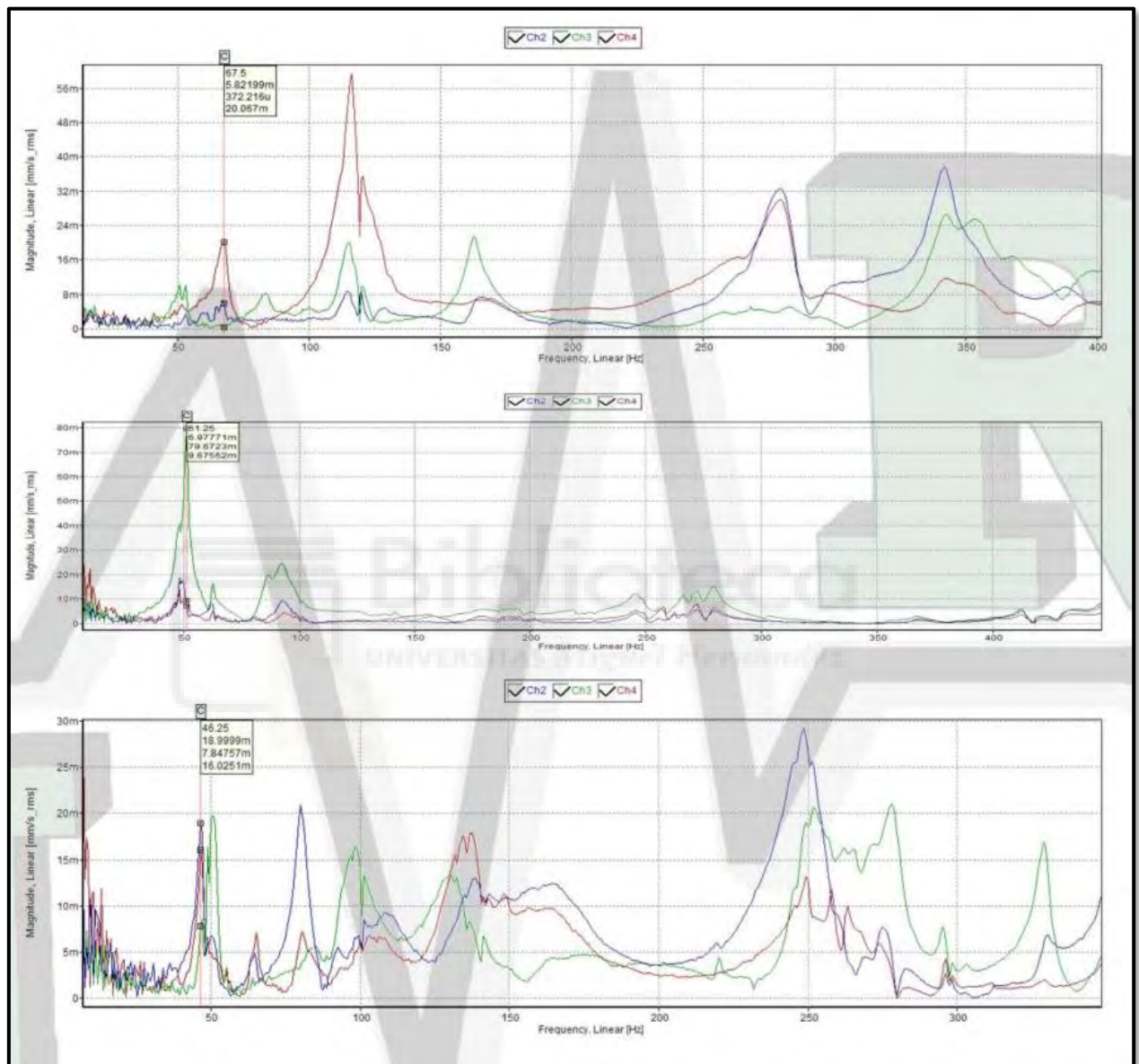


Ilustración 17-8: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 5.

Se puede observar:

- Se aprecian diferentes frecuencias propias, siendo la más preocupante la zona del acoplamiento ya que presenta en el eje vertical una frecuencia natural de 51 Hz.

- En el lado que no acopla el motor tenemos una frecuencia natural de 67,5 Hz por lo que no representa un problema al estar separado en más del 20% que hemos mencionado anteriormente

Bomba 6

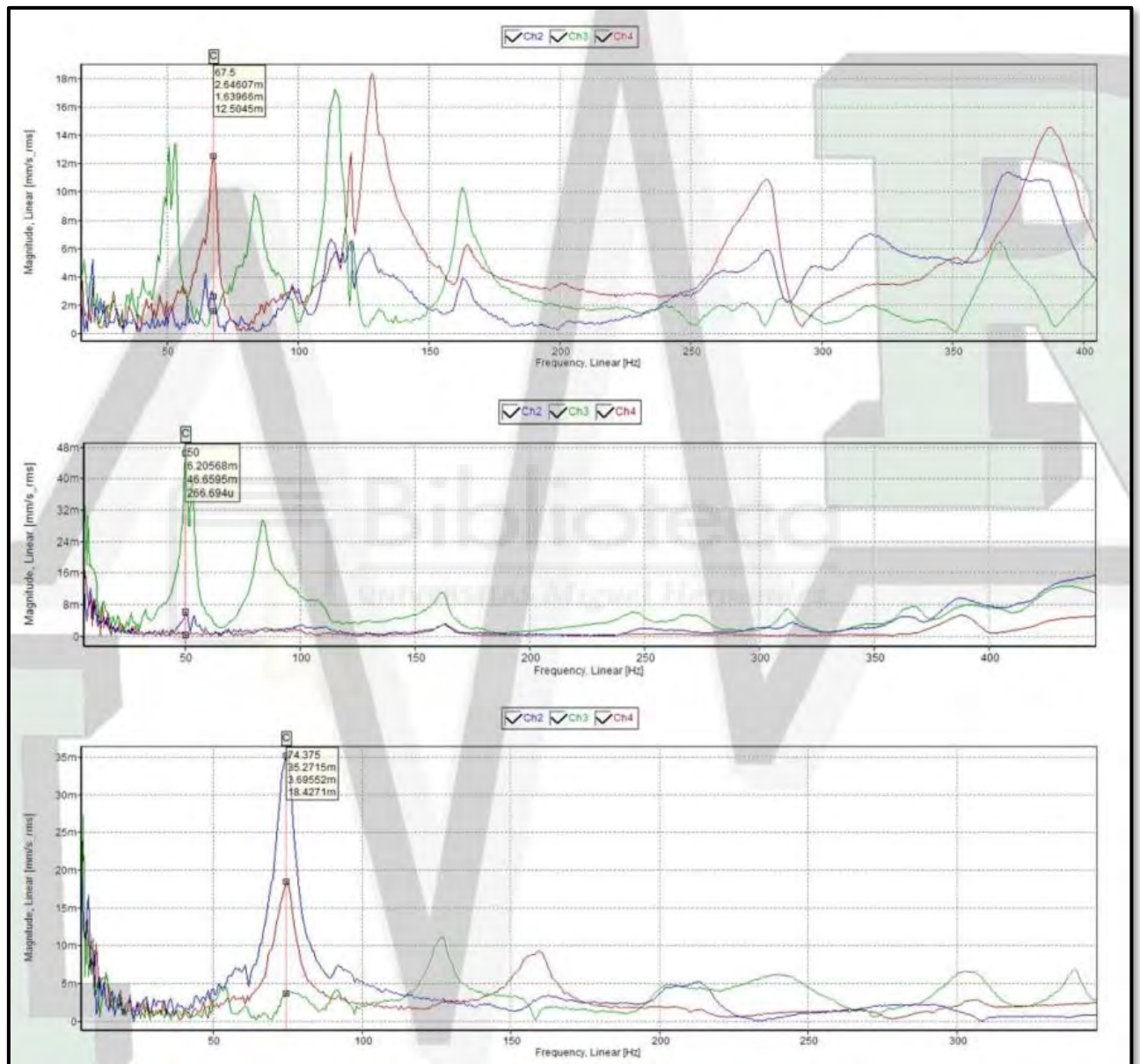


Ilustración 17-9: Espectro del ensayo de impacto de la bomba 6.

Se puede observar:

- En el lado no acoplado del motor tenemos una frecuencia natural en el eje vertical en torno a 50 Hz, pero la horizontal la tenemos en 67,5 Hz bastante más lejos de la frecuencia de giro 1x.
- En el lado que acopla el motor tenemos una frecuencia natural de 50 Hz, siendo esta la más preocupante para el sistema.

Cabe hacer un inciso en la realización de los ensayos.

Cuando se estaba haciendo el ensayo de impacto se tuvo que elevar la cantidad de amplitud necesaria para disparar el trigger, debido a que había vibraciones procedentes de las bombas de alta presión de otra zona de la planta, aunque parezca mentira con todo el bombeo de esta fase de producción parado, se observan unos ciertos niveles de vibración causados por las bombas de alta presión que a través de la cimentación se transmiten hacia las bombas del ensayo.

18. Medidas del bombeo

Para hacer un ensayo de vibraciones debemos seguir estos pasos:

1. Análisis preliminar del tipo de maquinaria y su información técnica.

El ensayo se hace a régimen de trabajo de las bombas, es decir, a 3000 RPM, una sola bomba en funcionamiento y con un tiempo suficiente para que las bombas trabajen a temperaturas estables. En el [anejo N.º 7](#) se muestra una tabla con las frecuencias de los elementos de la bomba y del motor.

2. Asignación de puntos de medida.

Existe una normalización a la hora de elegir los ejes que definiremos como axial, radial y tangencial. En la siguiente imagen se muestra como definimos estos ejes.

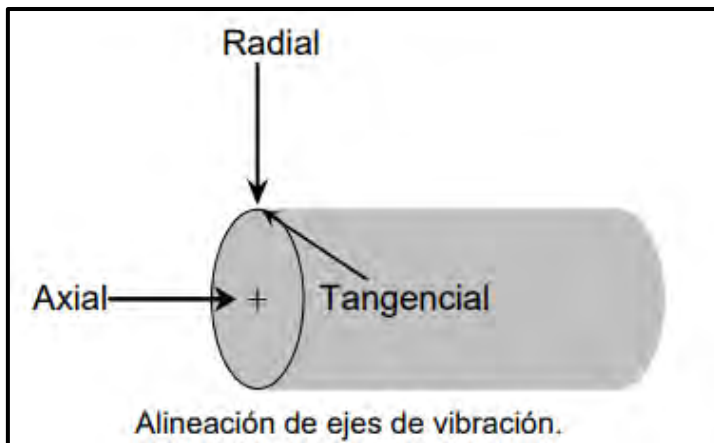


Ilustración 18-1: Nombres de los ejes y su orientación.

En el [anejo 5](#) se muestra un plano con las ubicaciones donde se han colocado los sensores.

En él se identifican las ubicaciones donde se han colocado los sensores de vibración.

3. Configuración del equipo analizador de vibraciones.

En el [anejo 6](#) se presenta una guía para la configuración según el equipo a medir.

4. Registro de vibraciones en condiciones estables de operación.

Es necesario conocer que el hecho de funcionar con una bomba cambia la contrapresión a las que estas impulsan, al funcionar en paralelo el bombeo cambia el punto de funcionamiento. Al funcionar de esta manera se cambian las condiciones del ensayo, siendo este un escenario complejo se ha optado por hacer un ensayo con condiciones estables de uso, es decir, se mantiene una bomba en funcionamiento por medida para que el estado de algún bombeo no afecte a las medidas.

A continuación, se exponen los espectros de las máquinas que se han medido.

En la parte de arriba de cada gráfica se indica que color es el de cada eje, ya que están representados sobre el mismo plano.

El eje radial recibe el nombre de vertical, el eje tangencial se ve con el nombre de horizontal. Están representados en unidades del sistema internacional, con un filtro pasa bajos cortando a 10 Hz y una banda desde los 10 a los 1000 Hz.

Con estos parámetros se pretende observar el grueso de problemas que más daños provocan que son los de baja frecuencia. El rango alto de frecuencias se va a omitir para este ensayo debido a que se presentan grandes niveles de amplitud en el rango bajo.

18.1. Bomba 1

18.1.1. Medida en motor lado no acoplado



Ilustración 18-2: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (bomba 1).

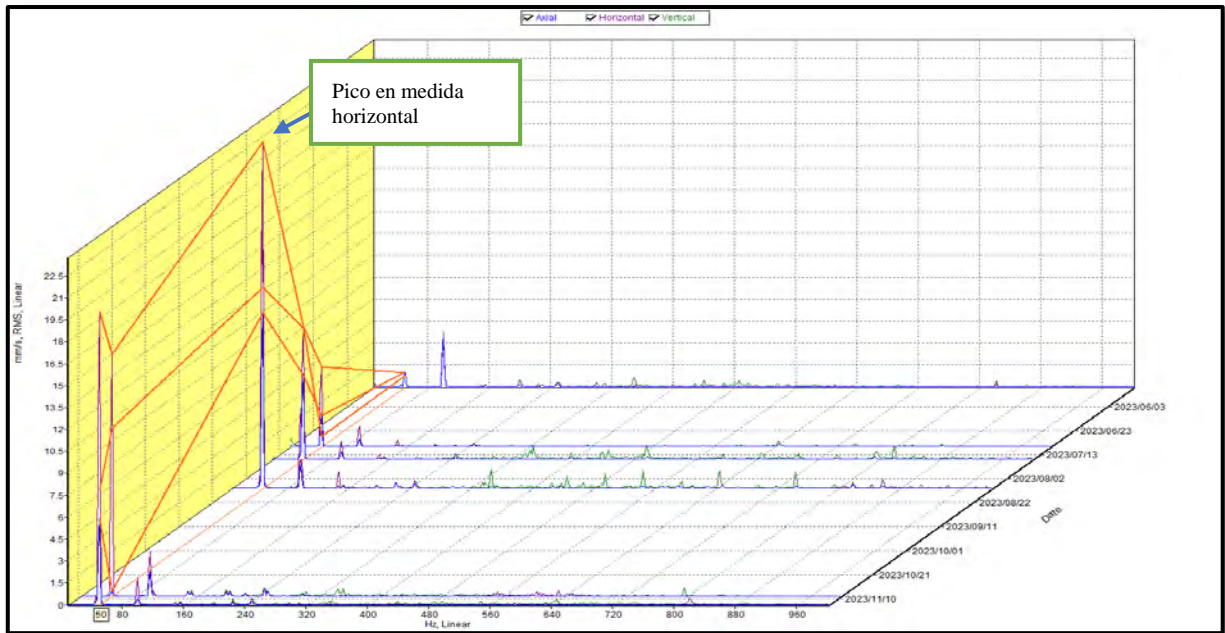


Ilustración 18-3: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (bomba 1).

Análisis de las gráficas:

- En el primer espectro se han marcado las bandas de armónicos desde el 1x al 9x, en el podemos ver un pico de gran amplitud en el eje horizontal, por la amplitud presentada a 1x y que no es progresivamente disminuida podemos estar ante un caso de amplificación estructural, esta amplificación o resonancia está haciendo que un posible caso de desbalanceo del rotor del eje en voladizo se esté multiplicando y llegando a niveles casi catastróficos. Esto sucede al coincidir la frecuencia natural con la velocidad de rotación del sistema.

18.1.2. Medida en motor lado acoplado

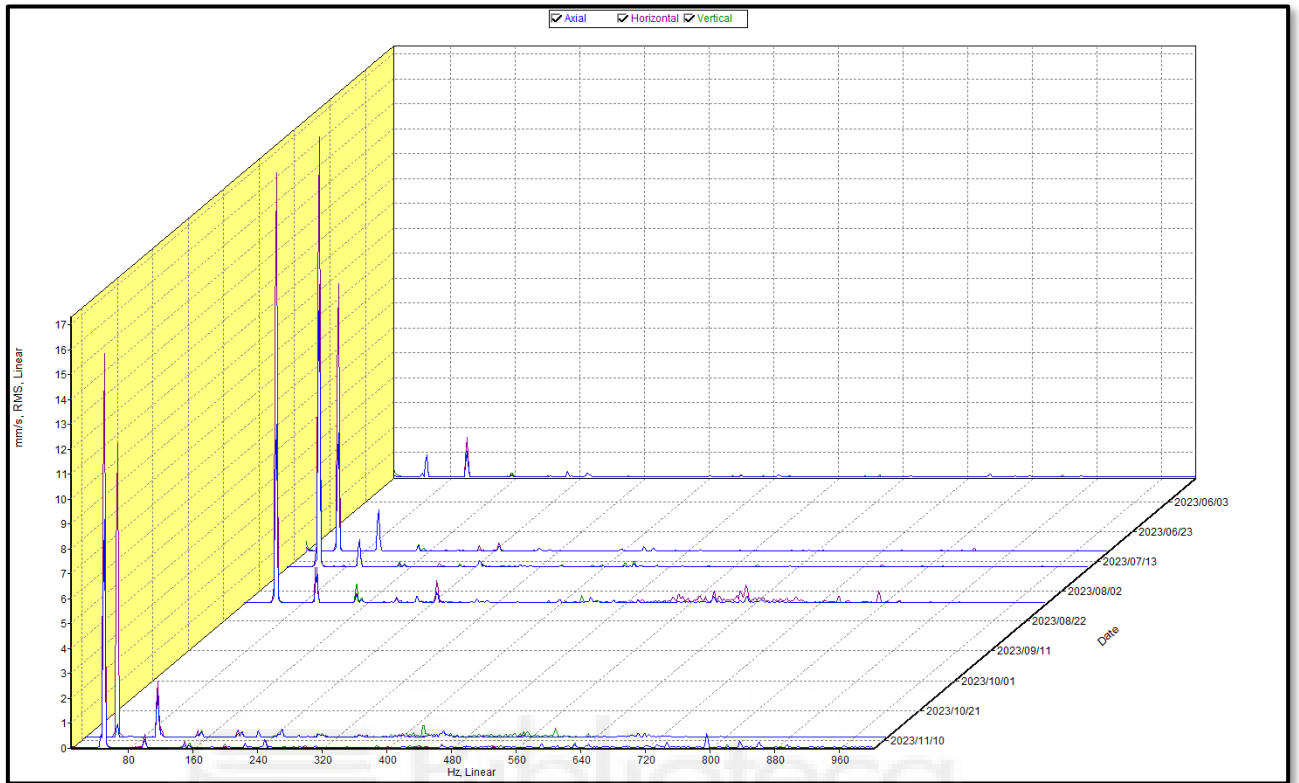


Ilustración 18-4: Espectro en cascada en lado motor acoplado (bomba 1).



Ilustración 18-5: Espectro de frecuencia en lado motor acoplado (bomba 1).

Análisis de las gráficas:

- Como en el lado no acoplado del motor, tenemos el mismo problema de amplificación en los ejes horizontal y axial, siendo característicos del desbalanceo dinámico de un eje en voladizo. En la siguiente imagen se ve el espectro típico de este tipo de problemas.

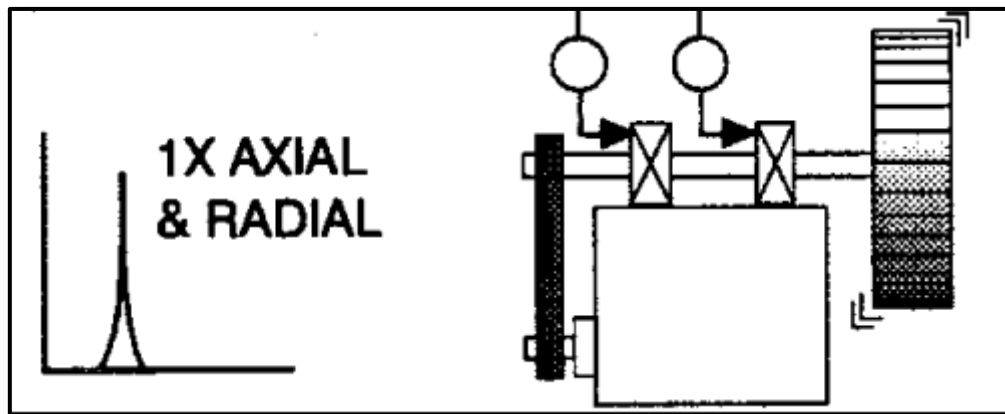


Ilustración 18-6: Espectro típico del desbalanceo en un eje en voladizo.

18.1.3. Medida en bomba lado acoplado

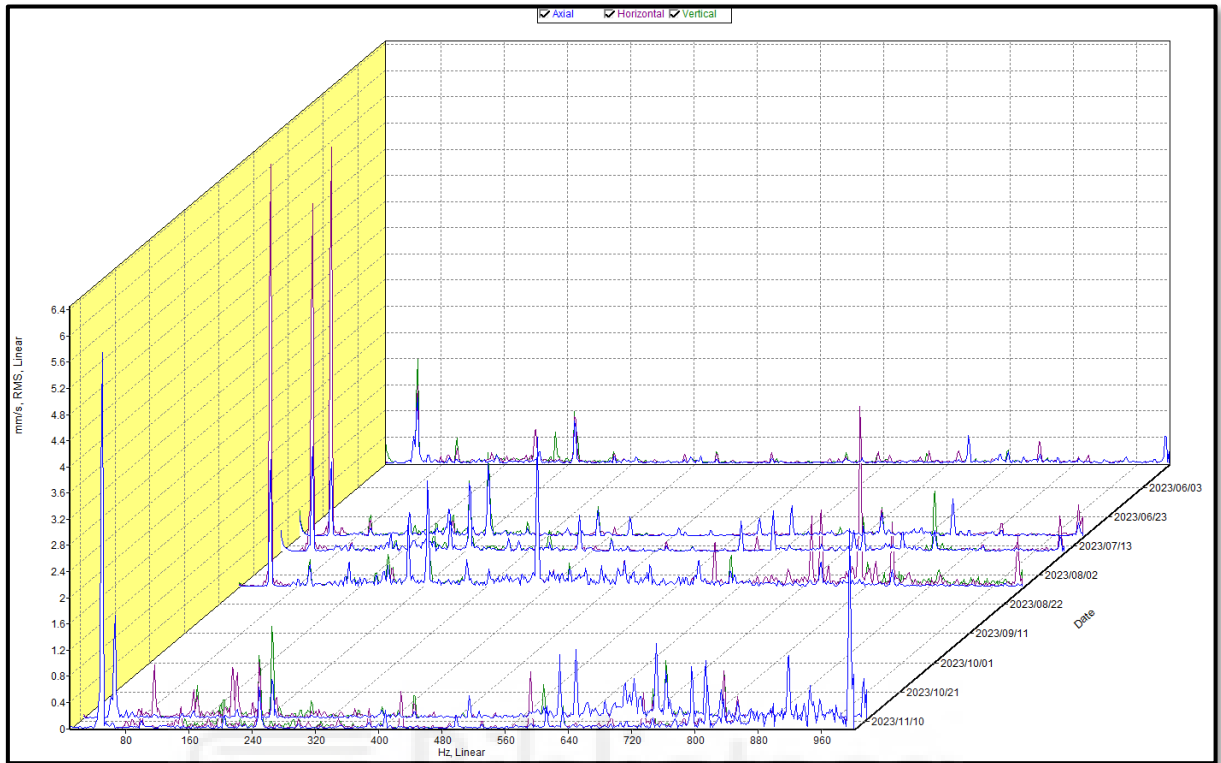


Ilustración 18-7: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (bomba 1).

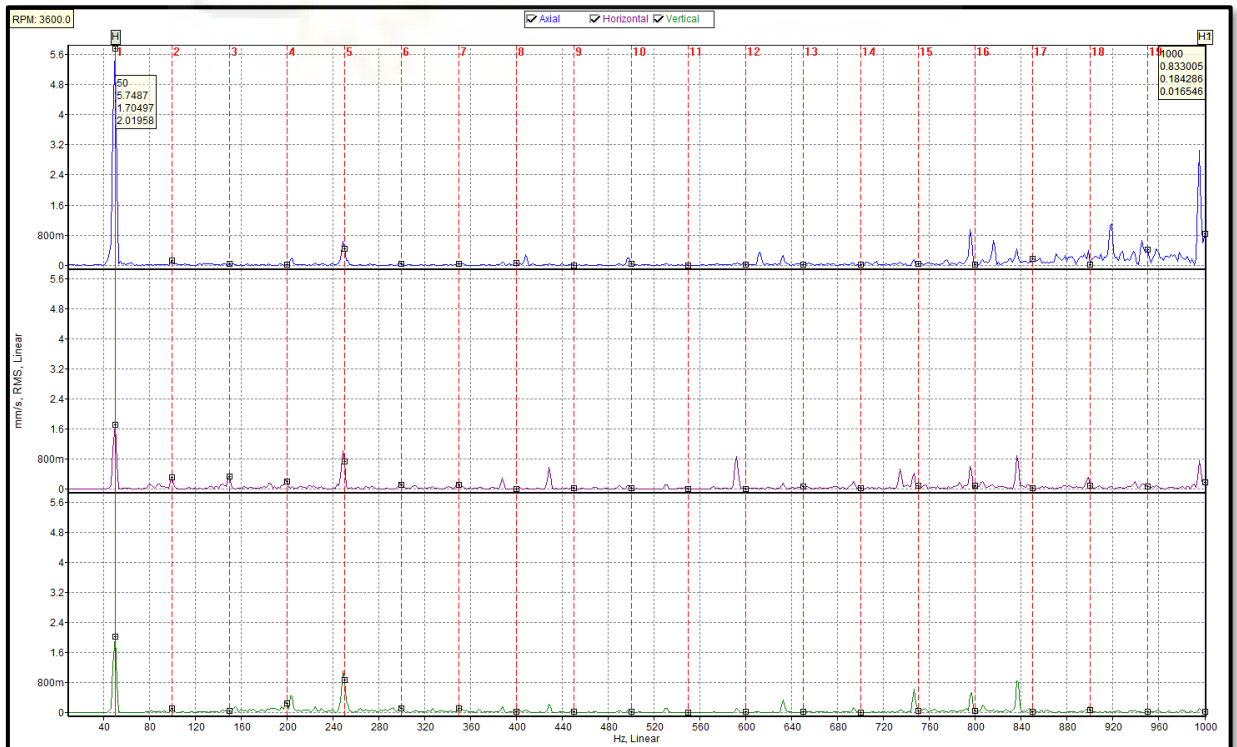


Ilustración 18-8: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 1).

Análisis de las gráficas:

- En el espectro en cascada de la bomba, podemos observar además del pico a 50 Hz posiblemente inducido por estar desbalanceado, encontramos una zona entre 500 y 1kHz que apunta a problemas en el rodamiento de la bomba, ya que los problemas en rodamientos van desde los 500 Hz a los 2kHz, aunque también puede haber problemas de cavitación ya que suelen aparecer a una frecuencia de menor de entre 300 y 2kHz, denotando un levantamiento del espectro en ese rango.

Como se ve en la siguiente imagen

18.2. Bomba 2

Por motivos de operación no se ha podido medir esta bomba.



18.3. Bomba 3

18.3.1. Medida en motor lado no acoplado

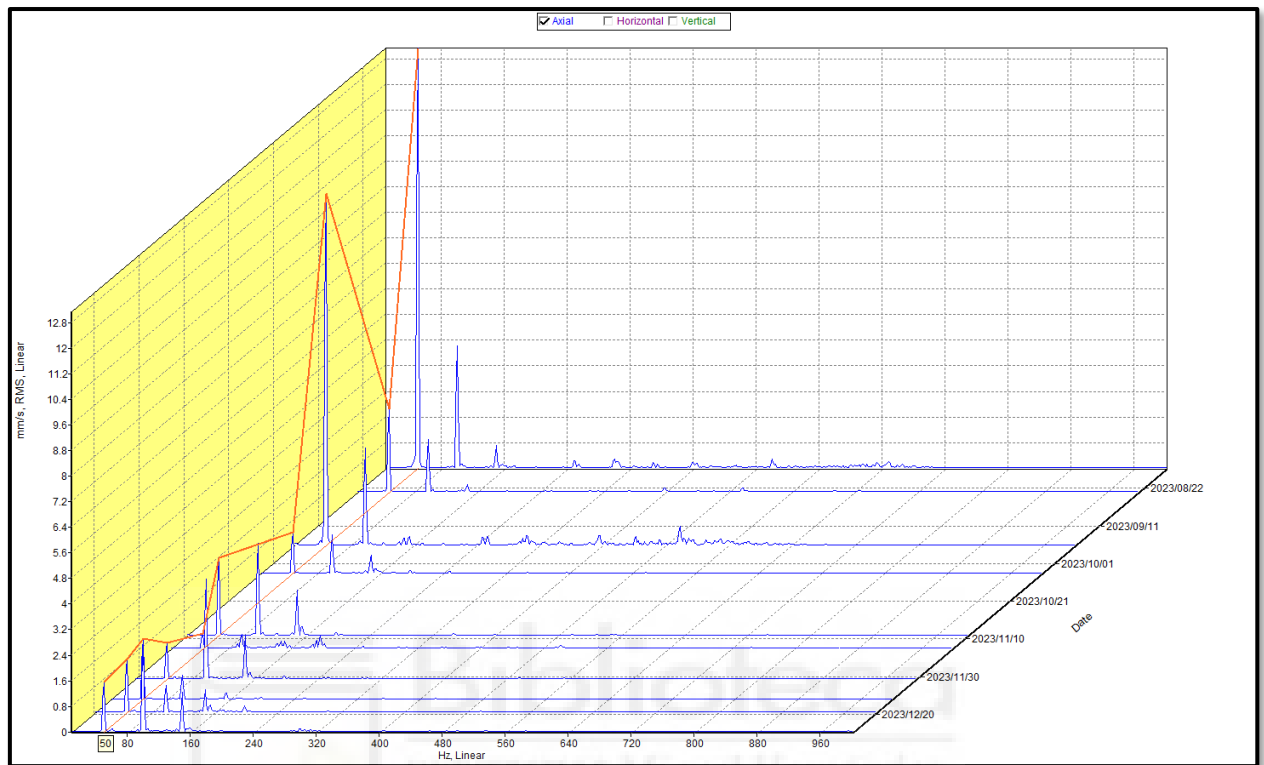


Ilustración 18-9: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (axial) (bomba 3).

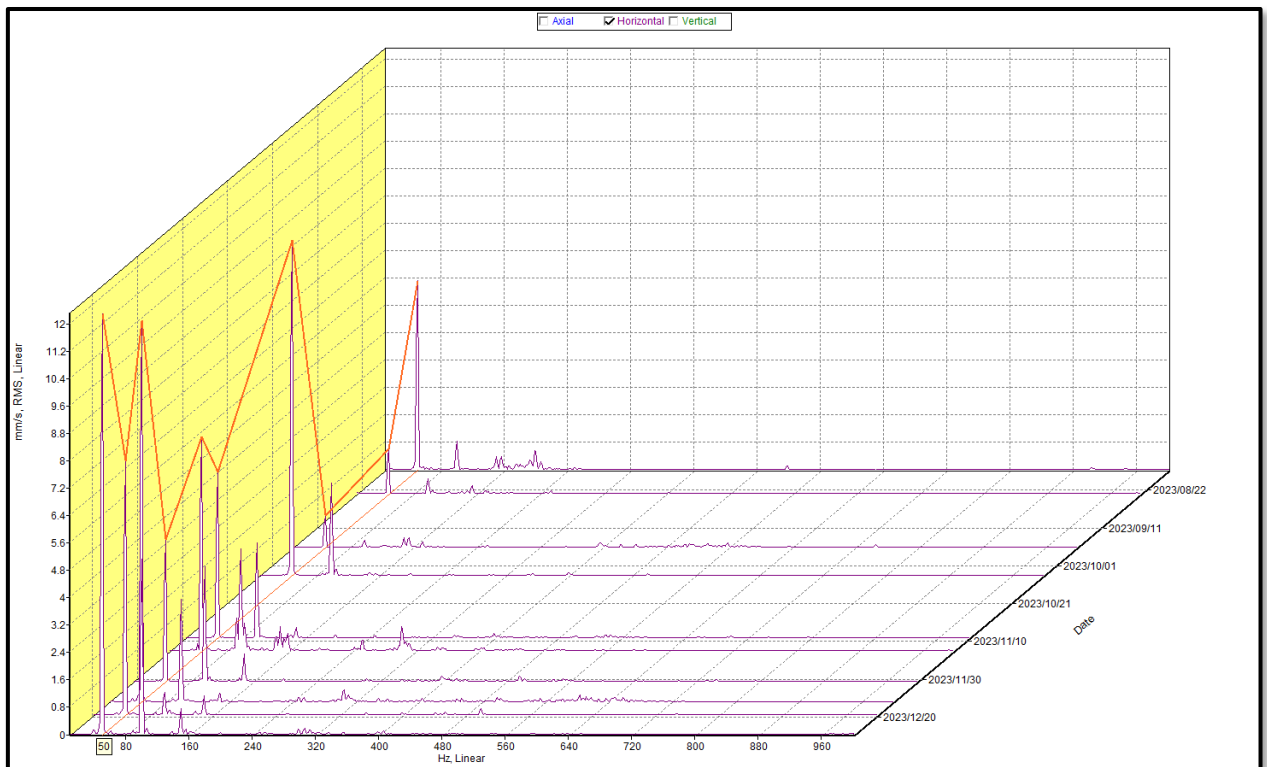


Ilustración 18-10: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (horizontal) (bomba 3).

Análisis de las gráficas:

- Se ve muy claro la evolución que presenta el equipo dado que, con el paso de las medidas se ha perdido amplitud en axial a la vez que se ganaba en horizontal. Esto se debe a trabajos en la máquina y una posterior alineación de los acoplamientos, pasando de una desalineación angular que actúa en mayor medida en el eje axial, a una desalineación paralela que actúa en el eje horizontal.
- Como en la bomba número uno, es posible que se presente una ligera amplificación debido a que la frecuencia natural estaba cerca de la frecuencia de rotación del sistema.

18.3.2. Medida en motor lado acoplado

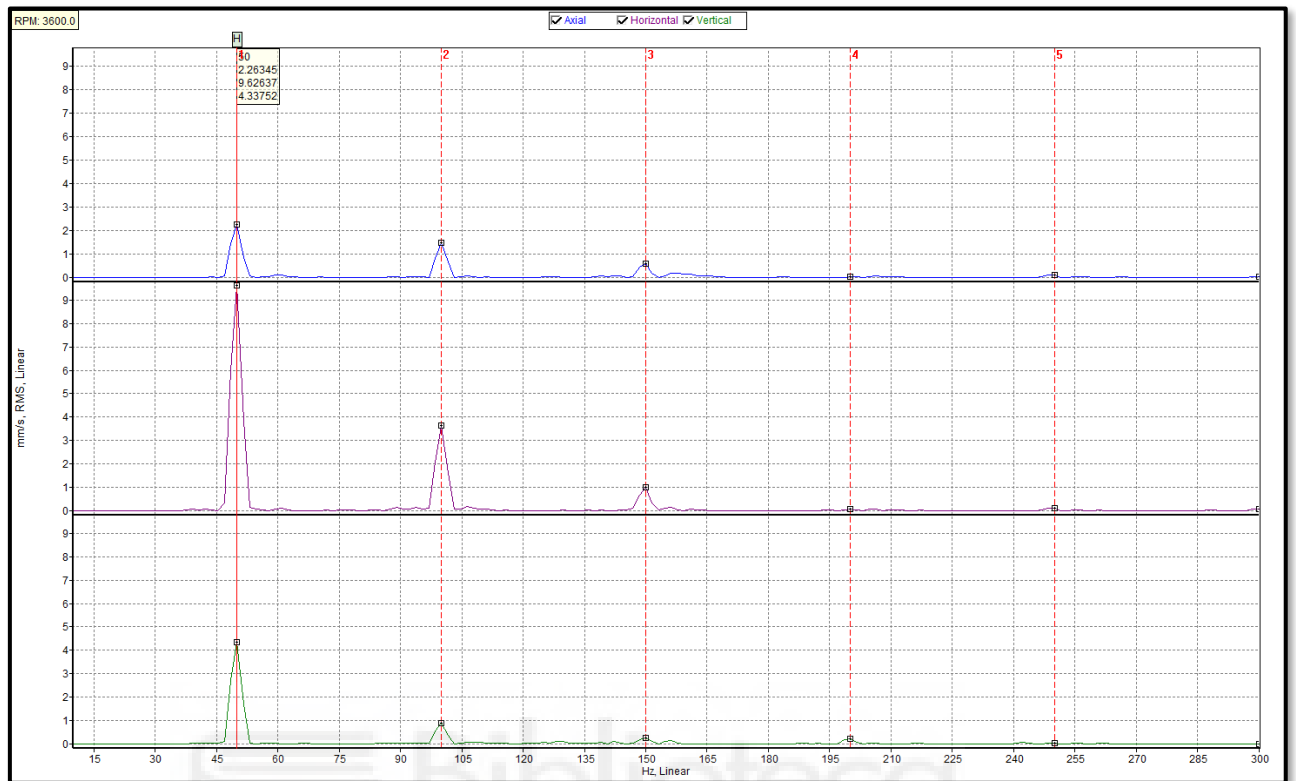


Ilustración 18-11: Espectro de frecuencia en lado motor acoplado (bomba 3).

Análisis de las gráficas:

- Una disminución progresiva que corresponde con los armónicos de 1x, que denota una posible desalineación angular del acoplamiento entre bomba y motor.

18.3.3. Medida en bomba lado acoplado

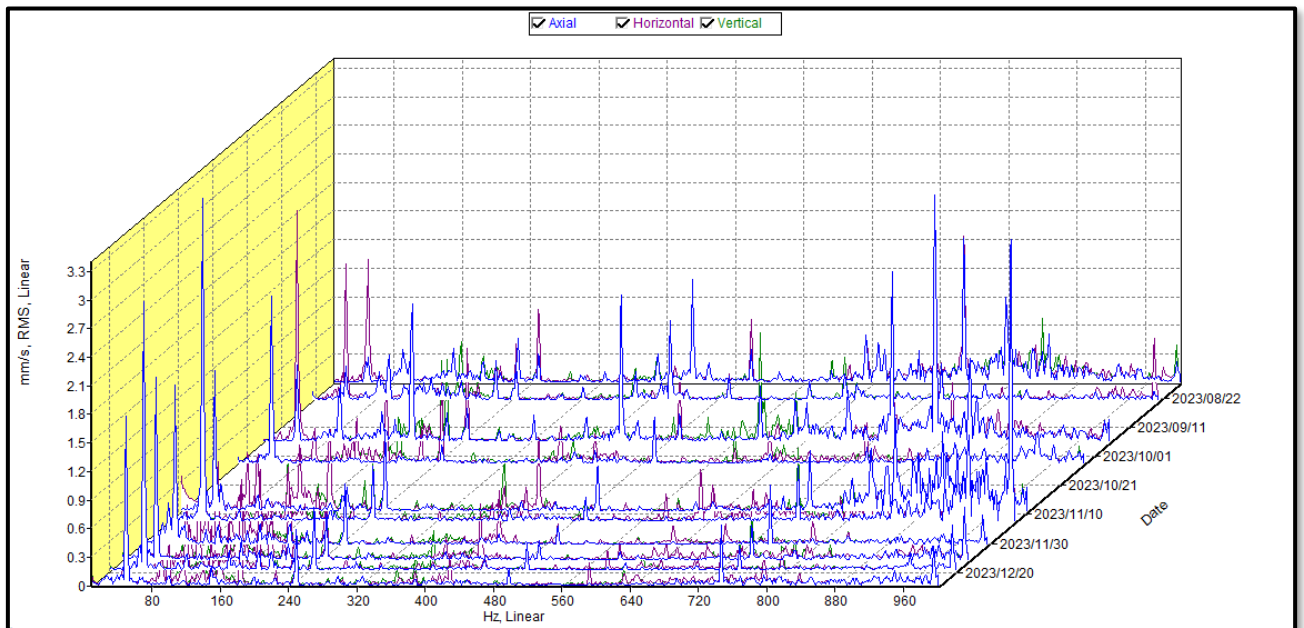


Ilustración 18-12: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (bomba 3).

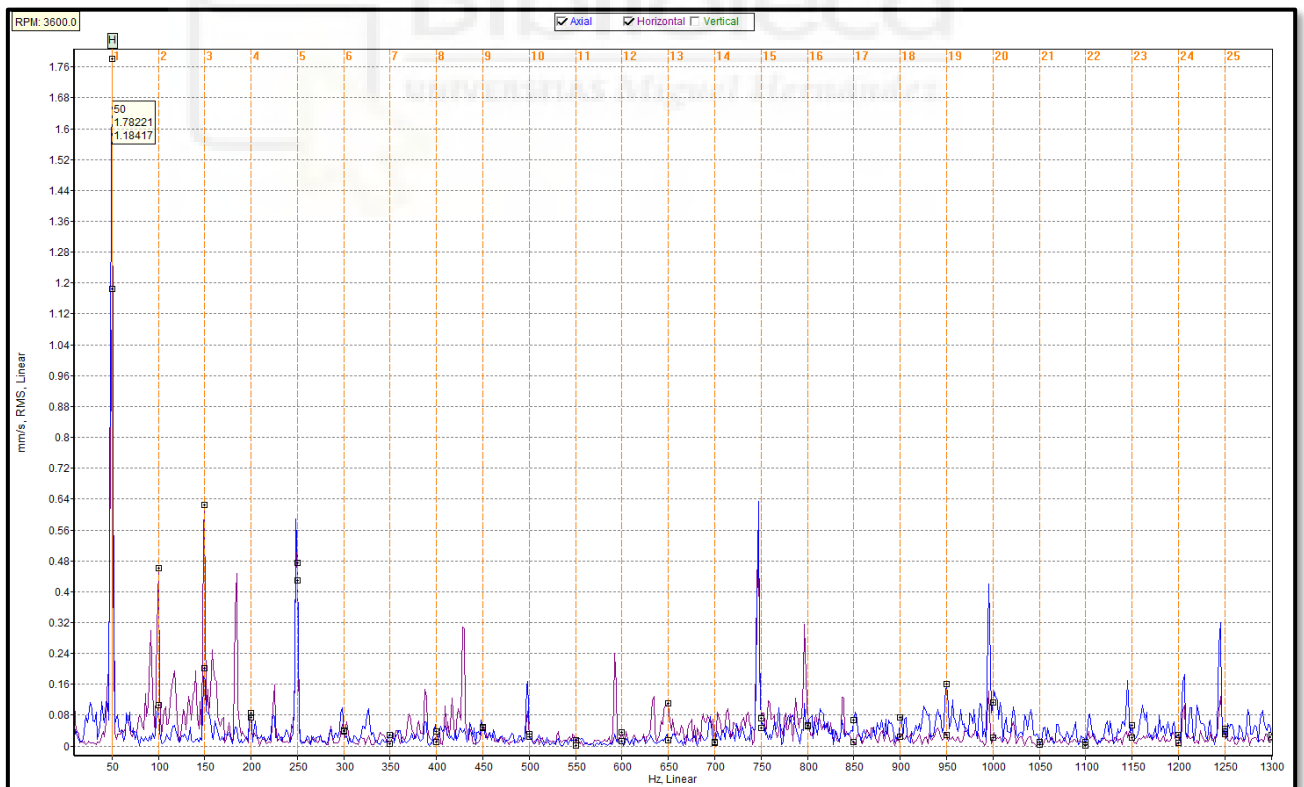


Ilustración 18-13: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 3).

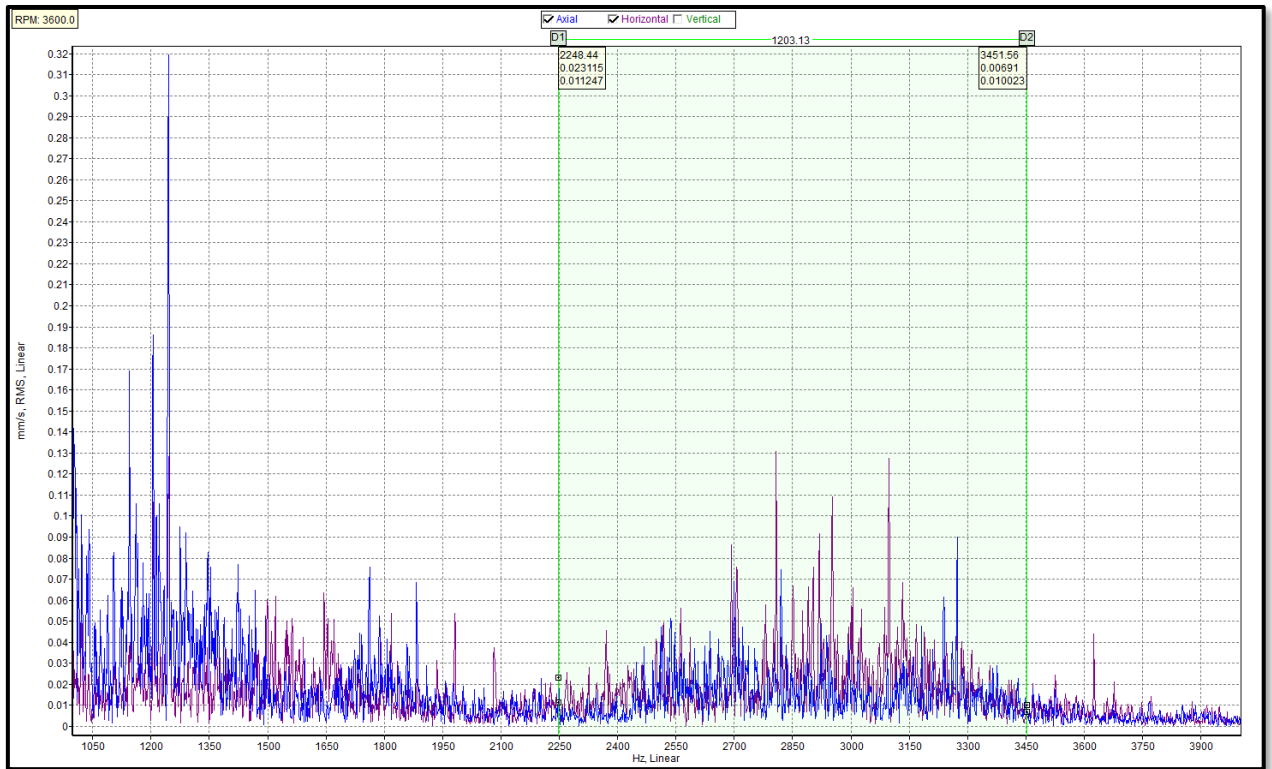


Ilustración 18-14: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (1-3 kHz) (bomba 3).

Análisis de las gráficas:

- En esta zona no presenta valores elevados, pero hay que controlar un posible caso de cavitación en el impulsor o rodete, debido a que en el rango de 1 a 3 kHz se aprecia en todo el rango que el espectro se despega del cero pudiéndonos indicar una posible cavitación en la bomba.

18.4. Bomba 4

18.4.1. Medida en motor lado no acoplado

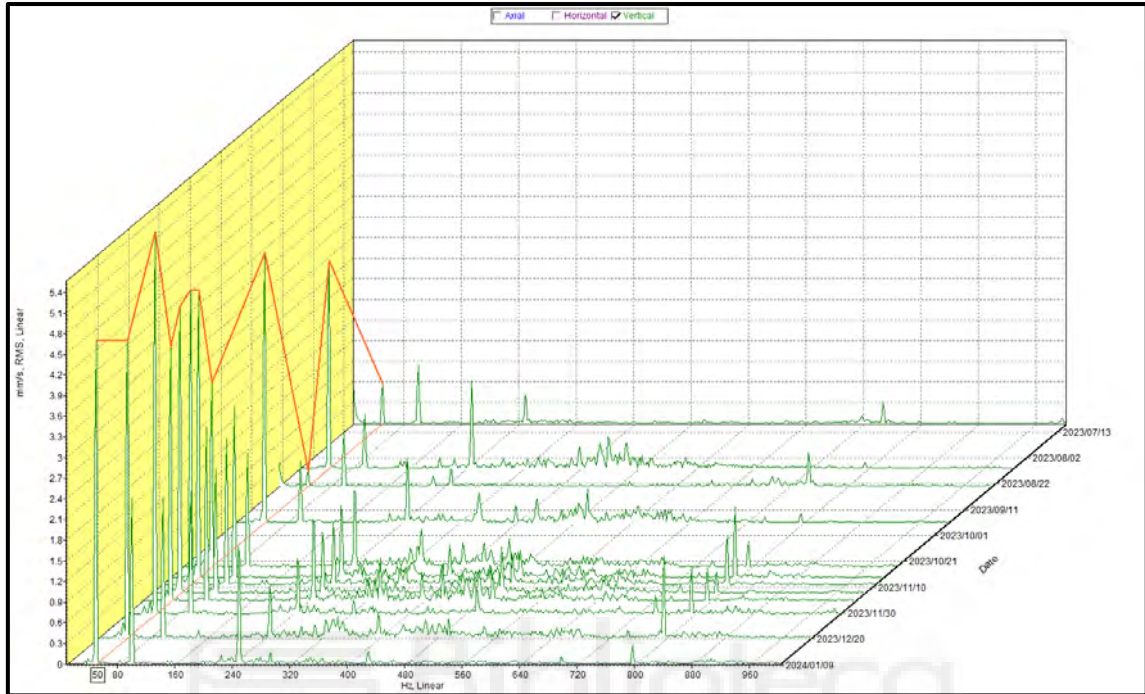


Ilustración 18-15: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (bomba 4).

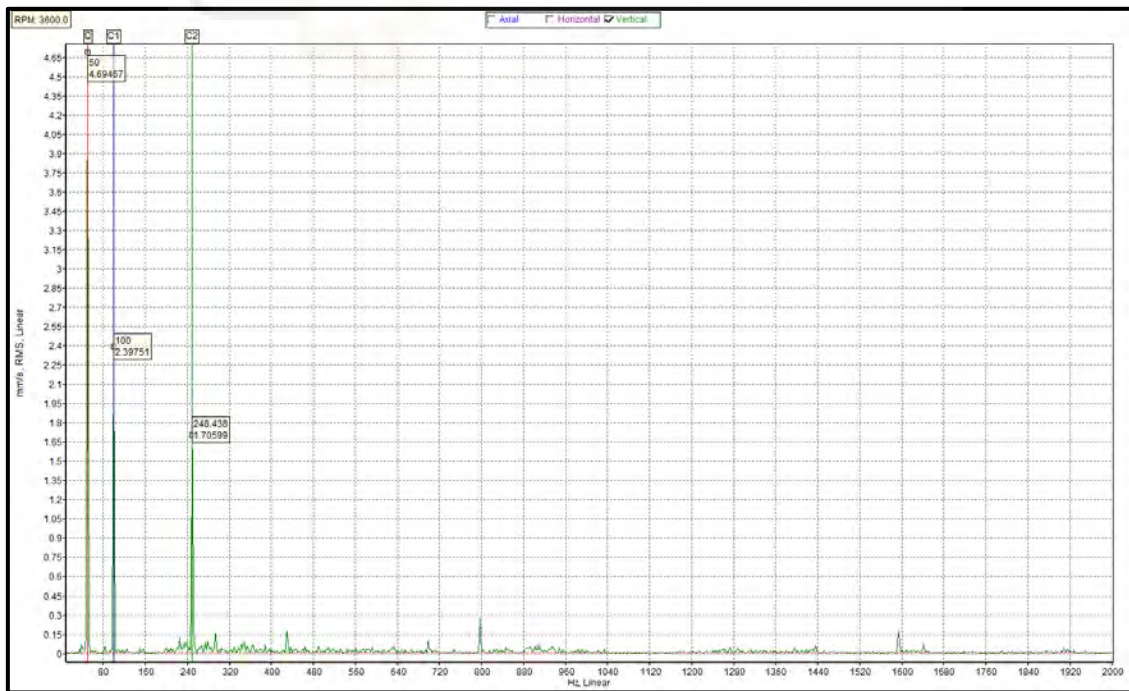


Ilustración 18-16: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (bomba 4).

Análisis de las gráficas:

- Al no estar afectada por una frecuencia natural próxima se puede ver una disminución importante de los valores de amplitud.
- El eje más representativo es el vertical, en el que podemos observar una posible desalineación angular debido a que los tres primeros armónicos, es decir, 1x, 2x y 3x van descendiendo progresivamente en amplitud.

18.4.2. Medida en motor lado acoplado

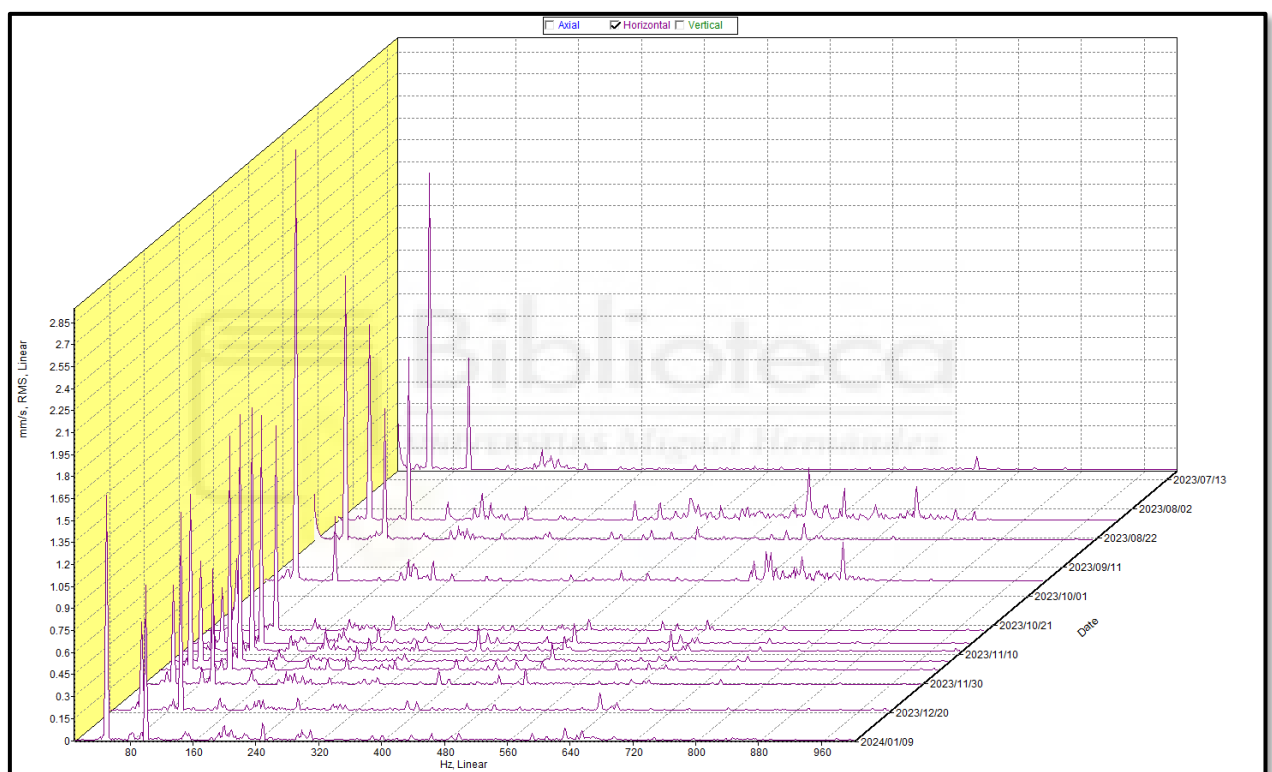


Ilustración 18-17: Espectro en cascada en lado motor acoplado (horizontal) (bomba 4).

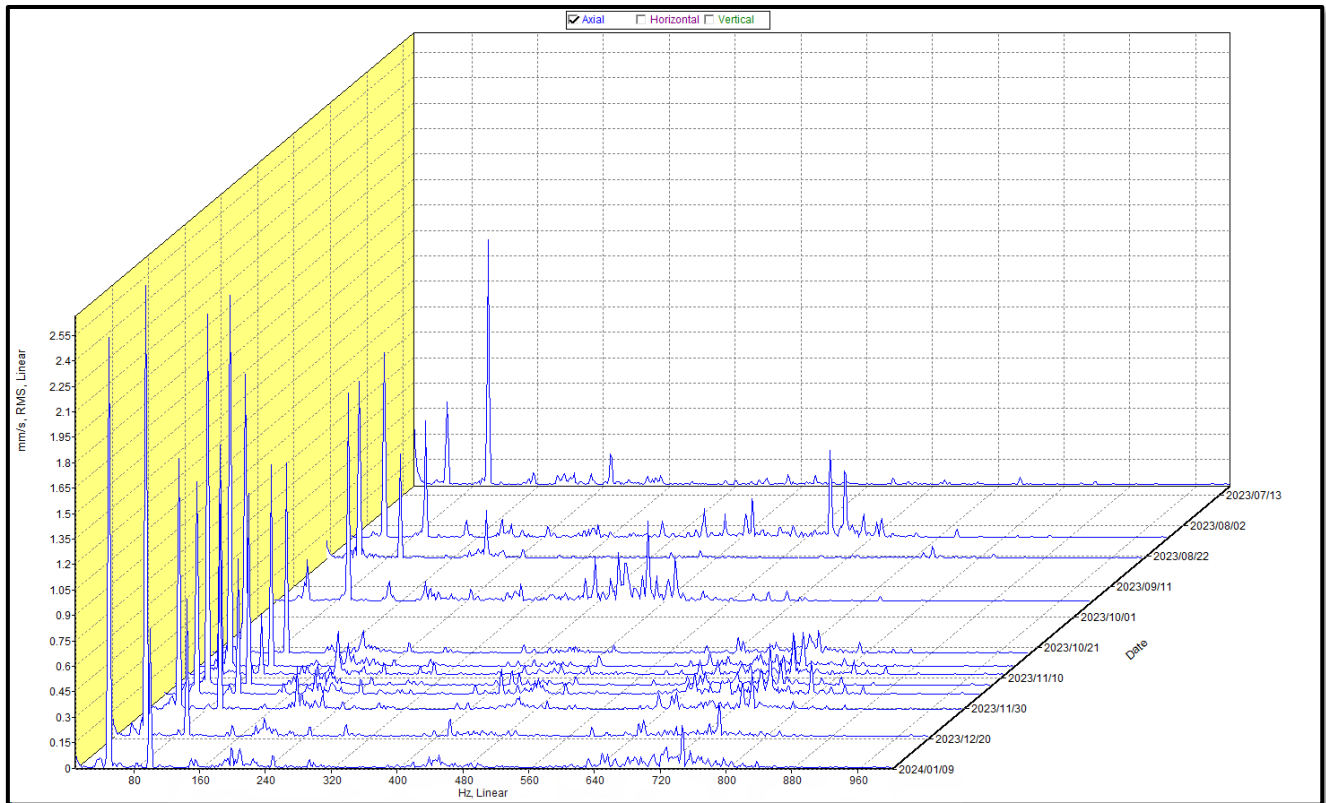


Ilustración 18-18: Espectro en cascada en lado motor acoplado (axial) (bomba 4).

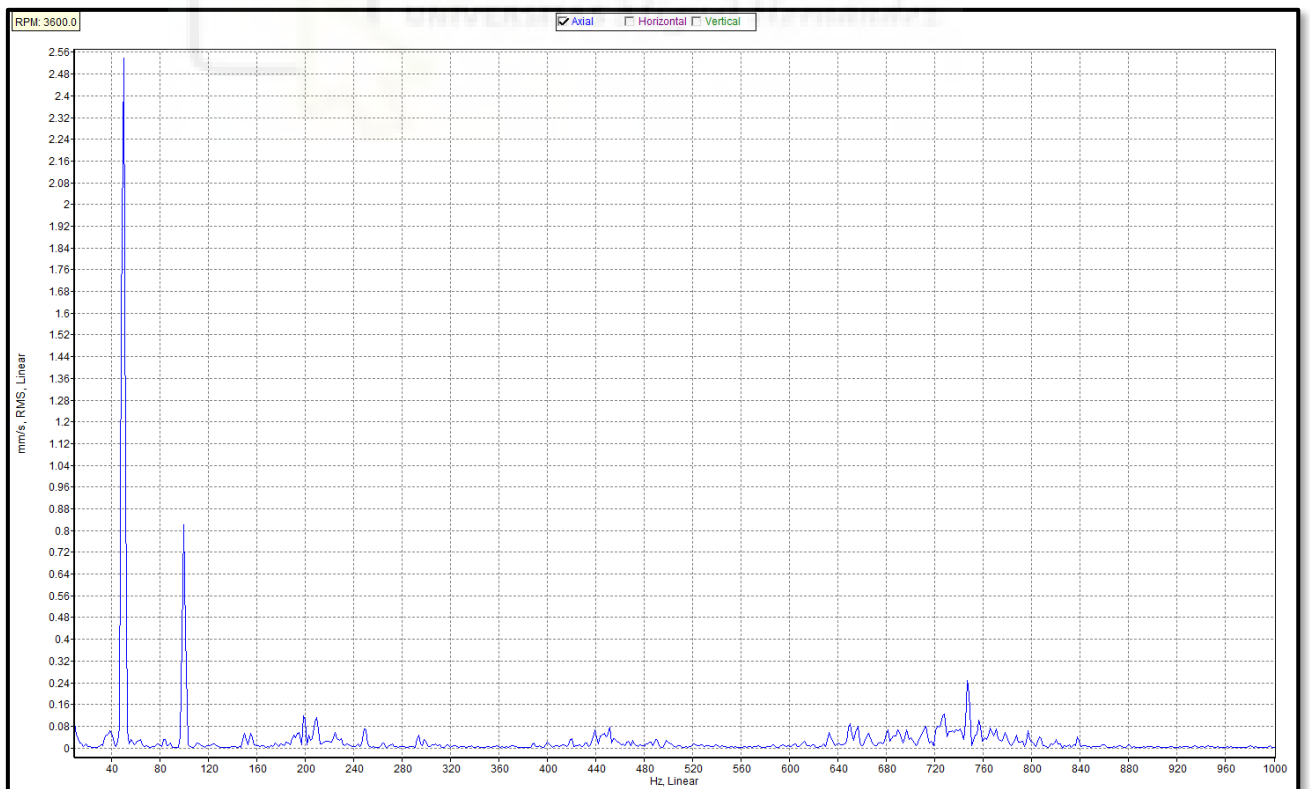
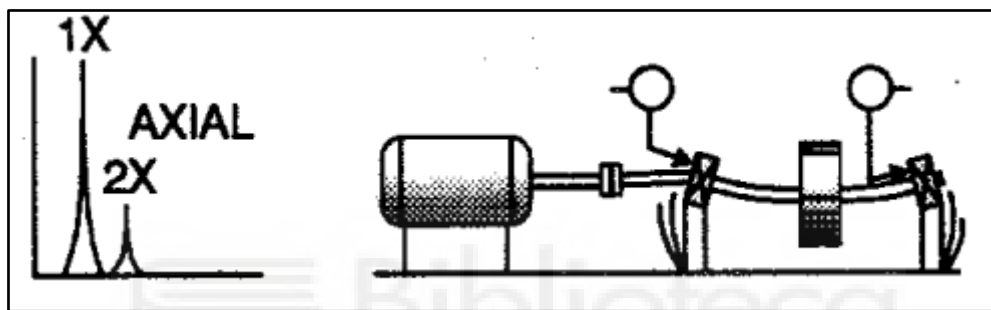


Ilustración 18-19: Espectro de frecuencia en lado motor acoplado (bomba 4).

Podemos observar en las gráficas:

- En los espectros en cascada, vemos un como la baja frecuencia del eje horizontal va disminuyendo entre medidas a la vez que aumenta en el eje axial.
- En el espectro axial podemos llegar a intuir un principio de fallo por estar el eje doblado ya que el espectro tiene la forma característica de este tipo de problemas, como se muestra en la siguiente imagen.



Biblioteca
UNIVERSITAT Miguel Hernández

Ilustración 18-20

18.4.3. Medida en bomba lado acoplado

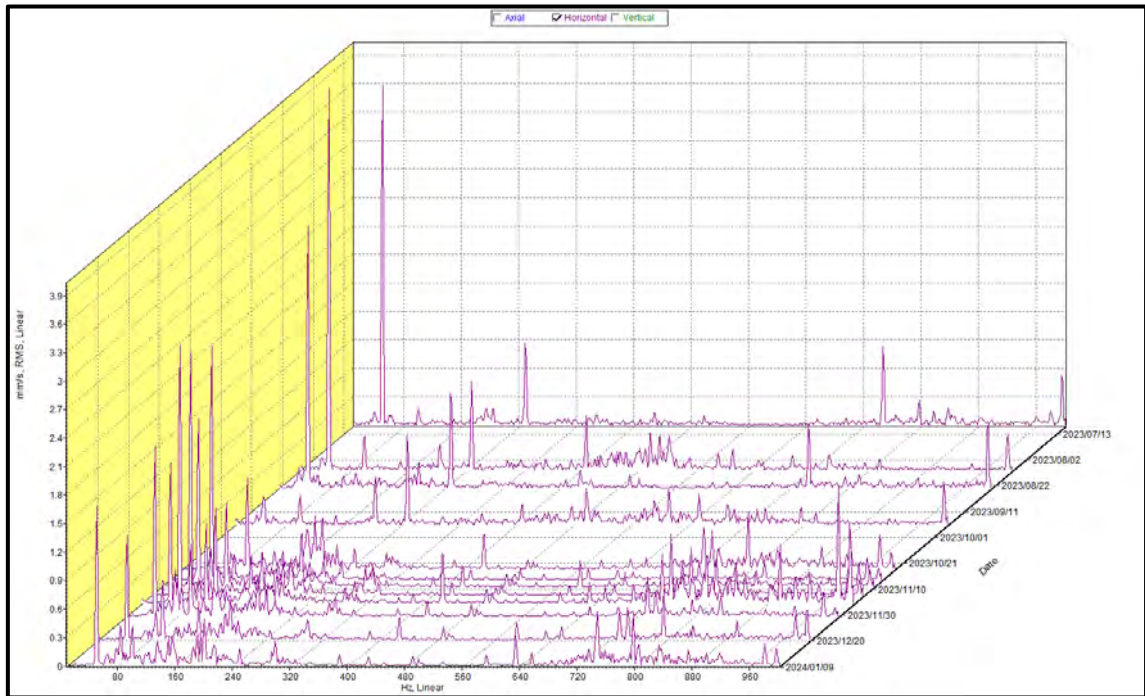


Ilustración 18-21: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (horizontal) (bomba 4).

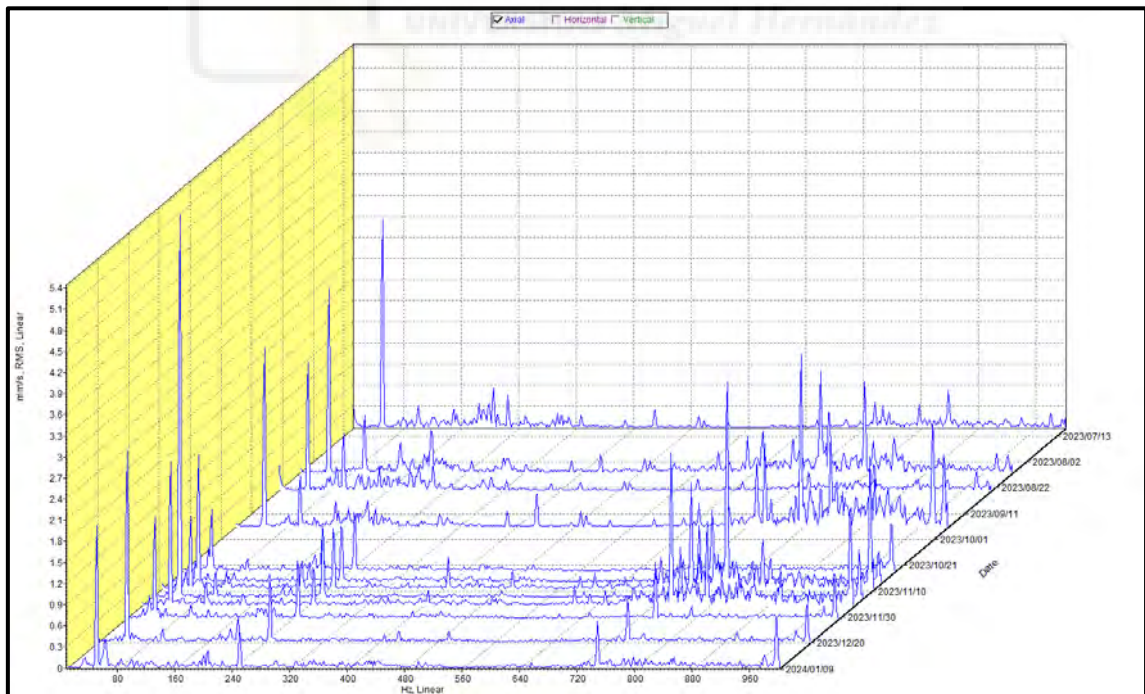


Ilustración 18-22: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (axial) (bomba 4).

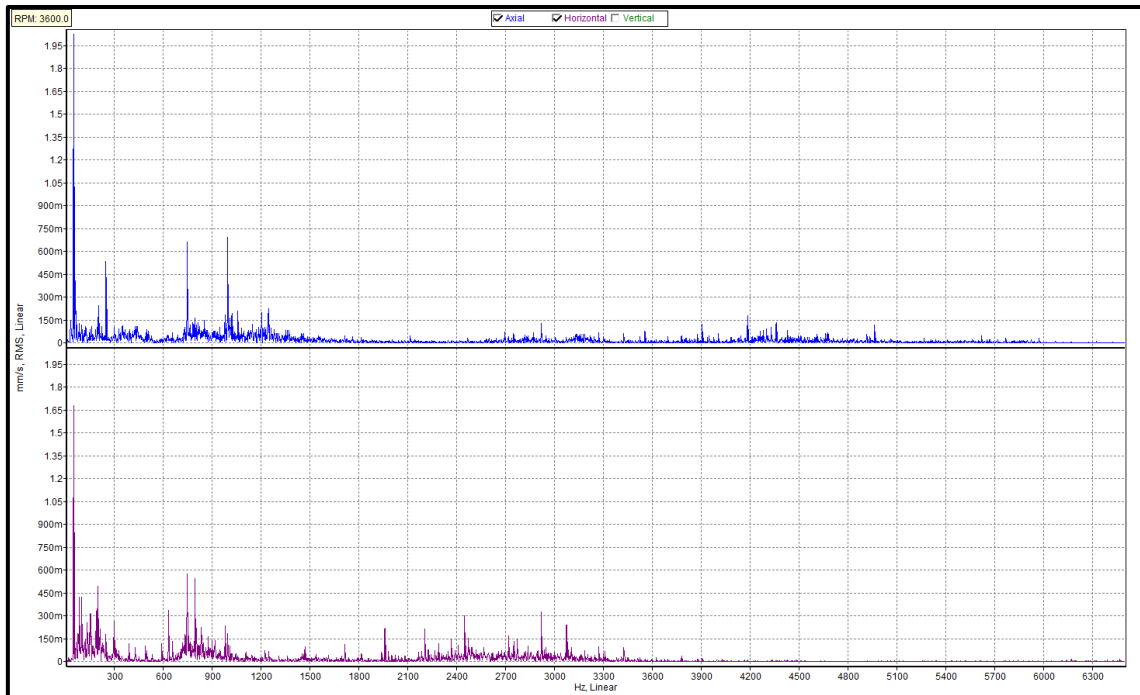


Ilustración 18-23: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 4).

Podemos observar en las gráficas:

- Tenemos tanto en horizontal como en axial mucha vibración aleatoria que sugiere posibles problemas de cavitación de la bomba, ya que se producen en un rango alto de vibraciones además de observarse un levantamiento del espectro, que se despega del cero a lo largo de un rango de frecuencia importante.
- Además, en el espectro en cascada axial (ilustración 18-22) se observan varios picos en torno a 240 Hz que es la frecuencia de paso de la pista interior. Esto puede indicar un inicio de fallo del rodamiento.

En la web del fabricante de los rodamientos como en este caso que son de la marca SKF, podemos introducir el modelo de rodamiento de nuestra máquina y obtener las distintas frecuencias.

Entrada requerida

Seleccionar cálculo(s)

- Frecuencias del rodamiento



Velocidad

r/min

2985

[+ Agregar caso de carga](#)

Calcular

Frecuencias

Designación	Frecuencia rotacional				Frecuencia de over-rolling		
	Aro Interior f_i (Hz)	Aro exterior f_e (Hz)	Conjunto de elementos rodantes y jaula f_z (Hz)	Elemento rodante sobre su eje f_r (Hz)	Punto en el aro interior f_{ip} (Hz)	Punto en el aro exterior f_{ep} (Hz)	Elemento rodante f_p (Hz)
6319 M/C4VL0241	49.75	0	19.253	104.434	243.978	154.022	208.868

Ilustración 18-24: Web de la marca SKF para obtener las frecuencias del rodamiento.

18.5. Bomba 5

18.5.1. Medida en motor lado no acoplado

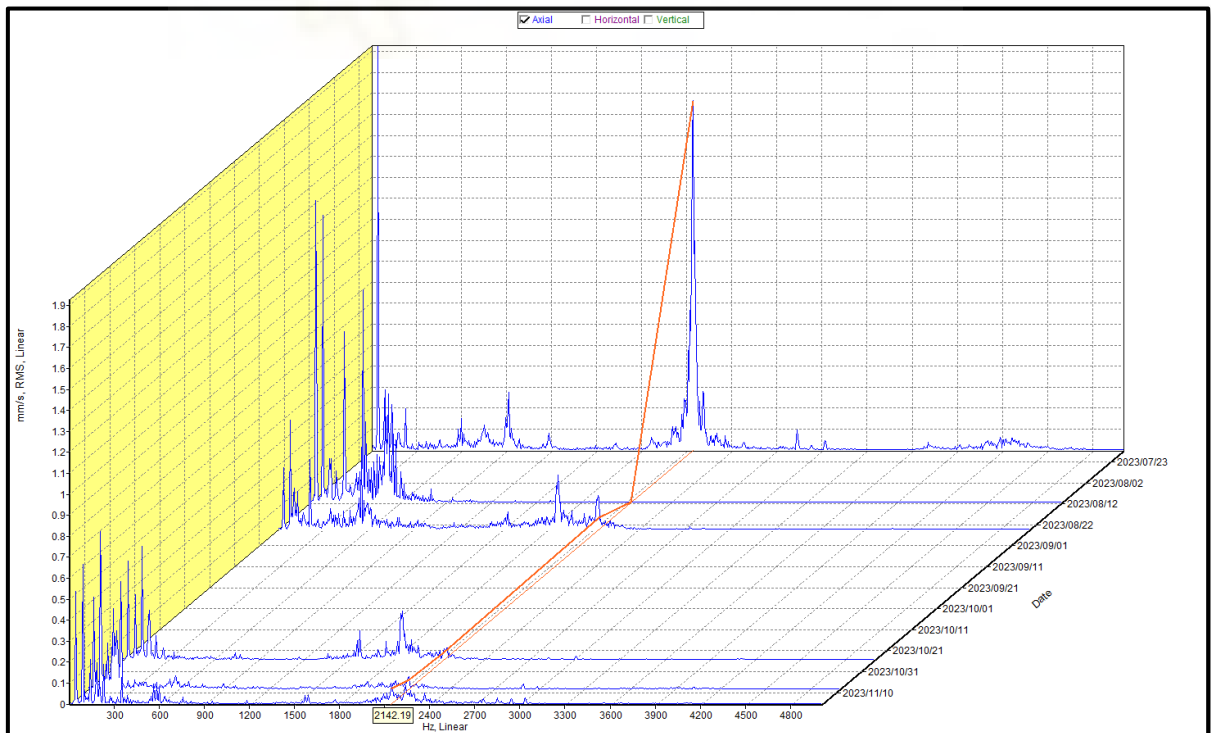


Ilustración 18-25: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (axial) (bomba 5).

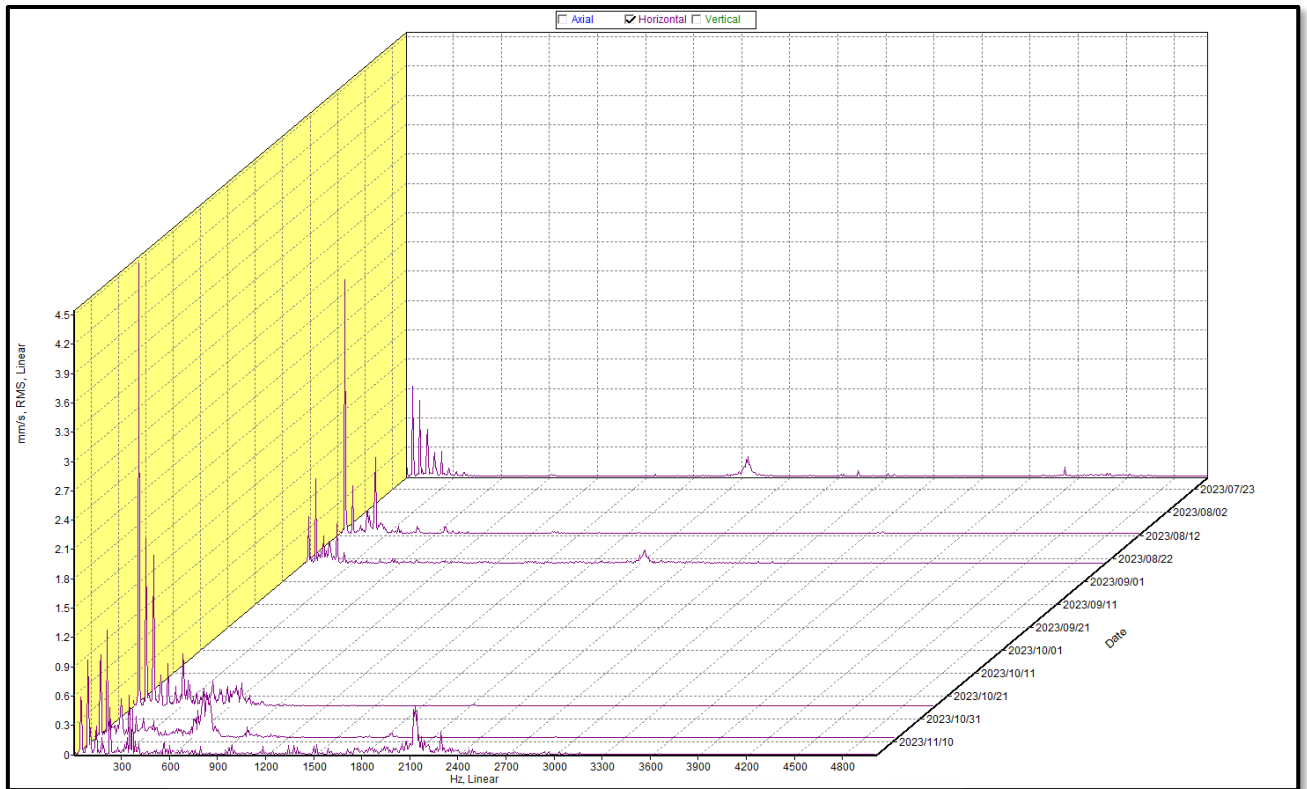


Ilustración 18-26: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (horizontal) (bomba 5).

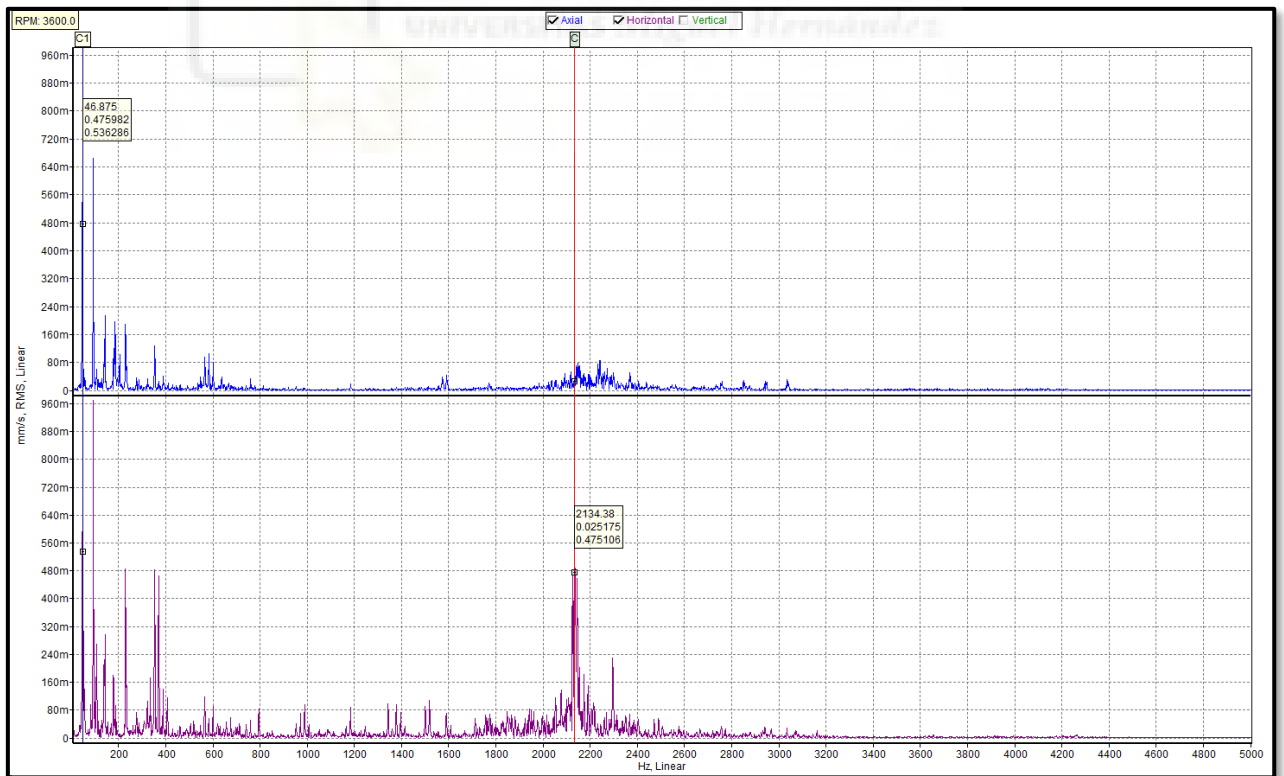


Ilustración 18-27: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (bomba 5).

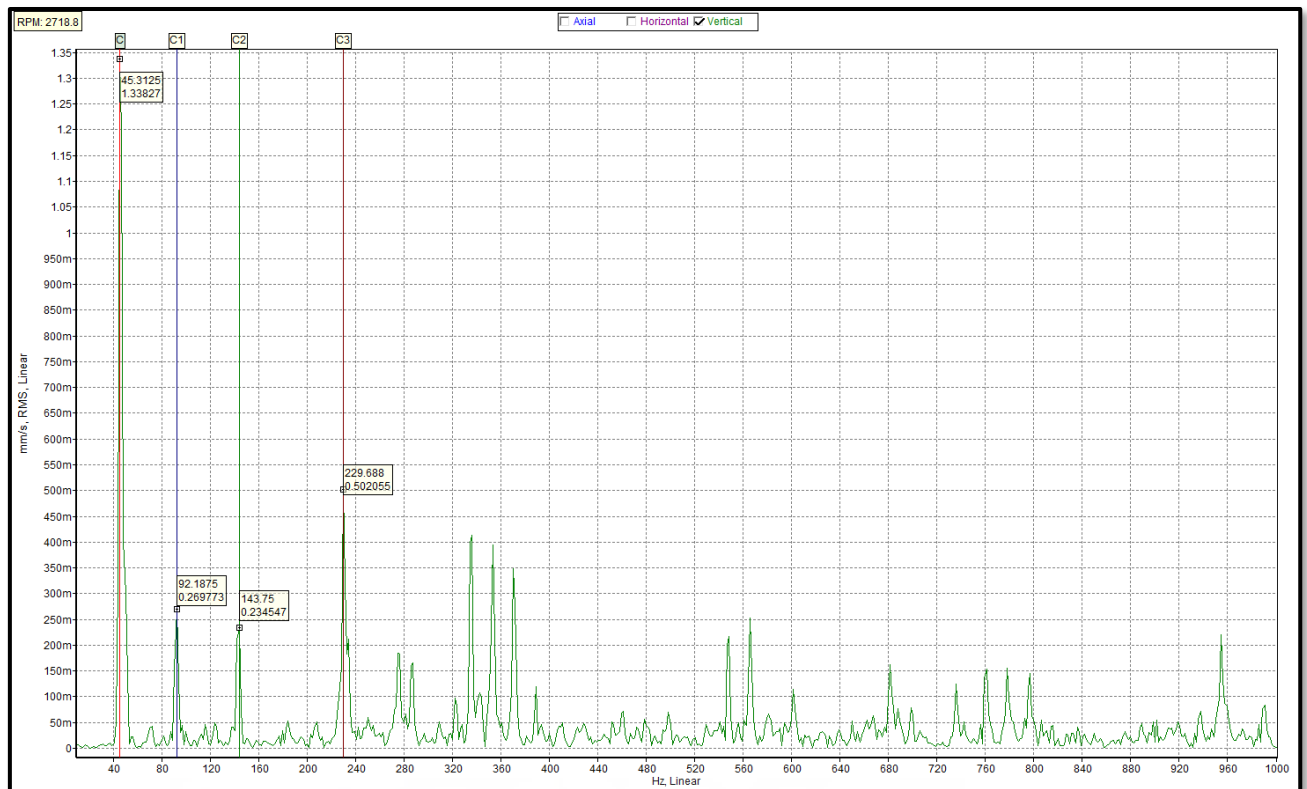


Ilustración 18-28: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (vertical) (bomba 5).

La medida de esta bomba se ha realizado por debajo del régimen máximo de variador de frecuencia, por lo que no se ha generado una resonancia en 1x, pero se sabe que el problema existe al acercarnos a ese régimen máximo.

Se puede observar en las gráficas:

- En el rango bajo tenemos unos niveles bastante bajos de amplitud de vibración, en causa de operar el equipo a un régimen menor de revoluciones.
- Cabe destacar un pico de amplitud importante a una frecuencia en la que no deberíamos tener este problema, esto indica un problema acusado al rodamiento, ya que a un poco más de 2kHz presenta un pico de energía. Cuando el rodamiento presenta un problema como este nos indica que debemos chequearlo debido a que tendrá daños visibles.

18.5.2. Medida en motor lado acoplado

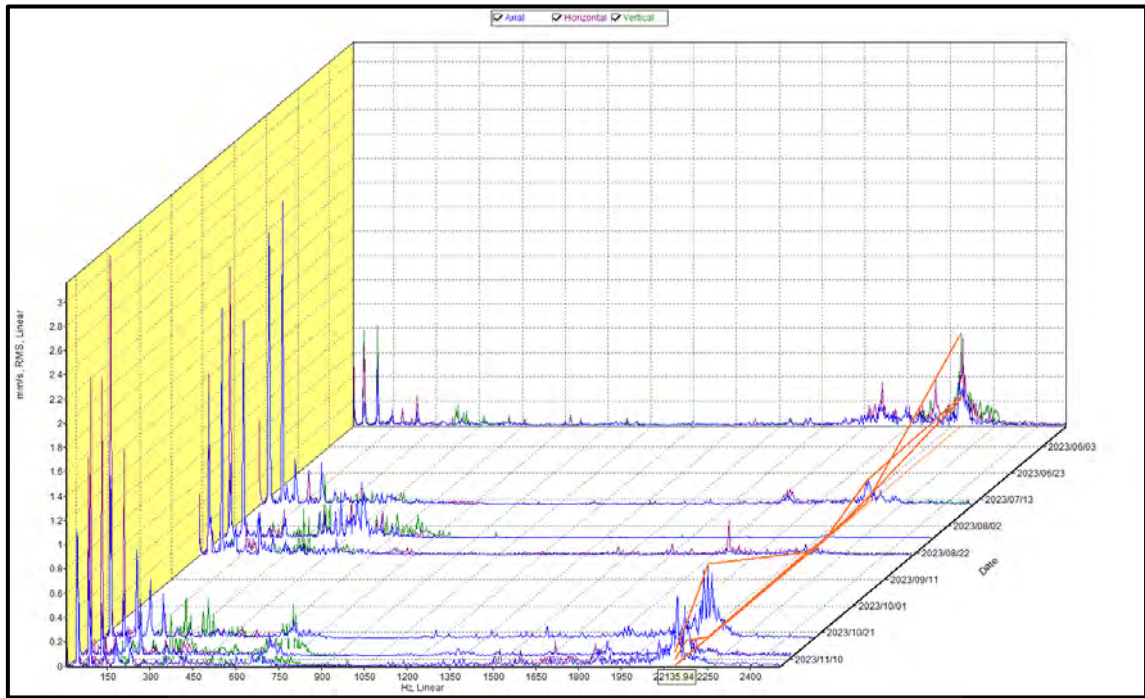


Ilustración 18-29: Espectro en cascada en lado motor acoplado (bomba 5).

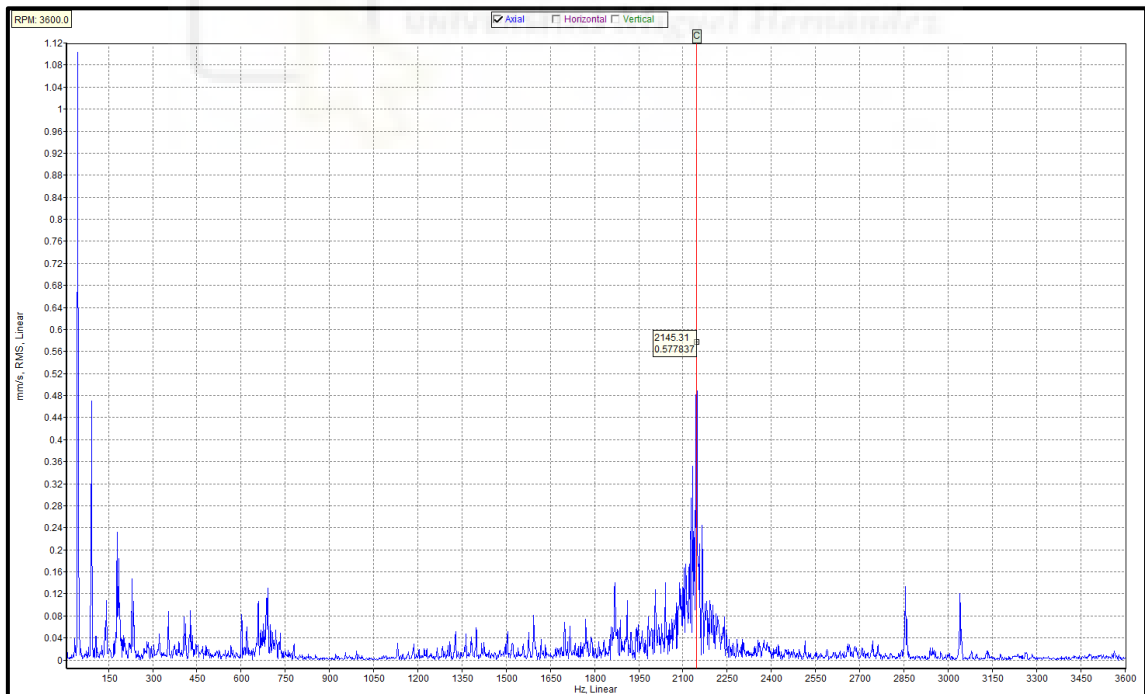


Ilustración 18-30: Espectro de frecuencia en lado motor acoplado (bomba 5).

Se puede observar en las gráficas:

- Tenemos el mismo problema de rodamientos tanto en el lado no acoplado como en el lado acoplado del motor.

18.5.3. Medida en bomba lado acoplado

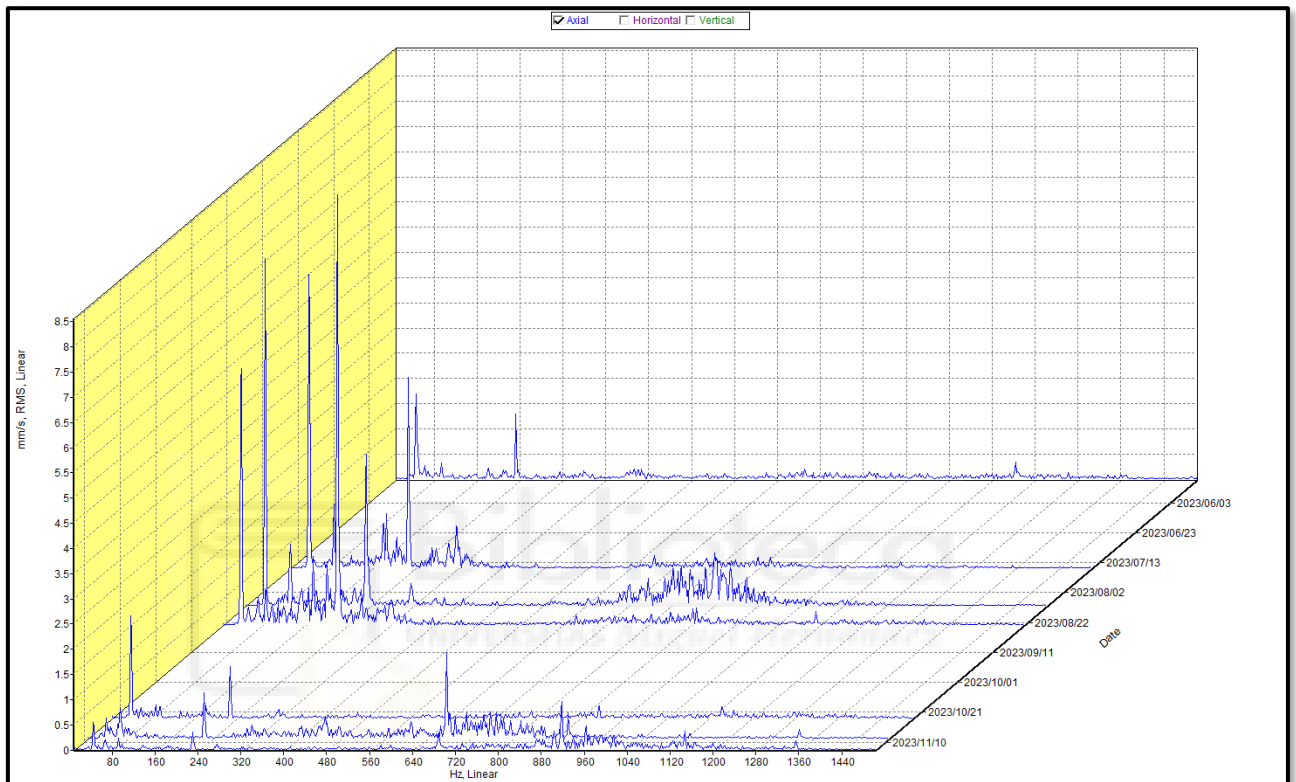


Ilustración 18-31: Espectro en cascada en lado bomba acoplado (bomba 5).

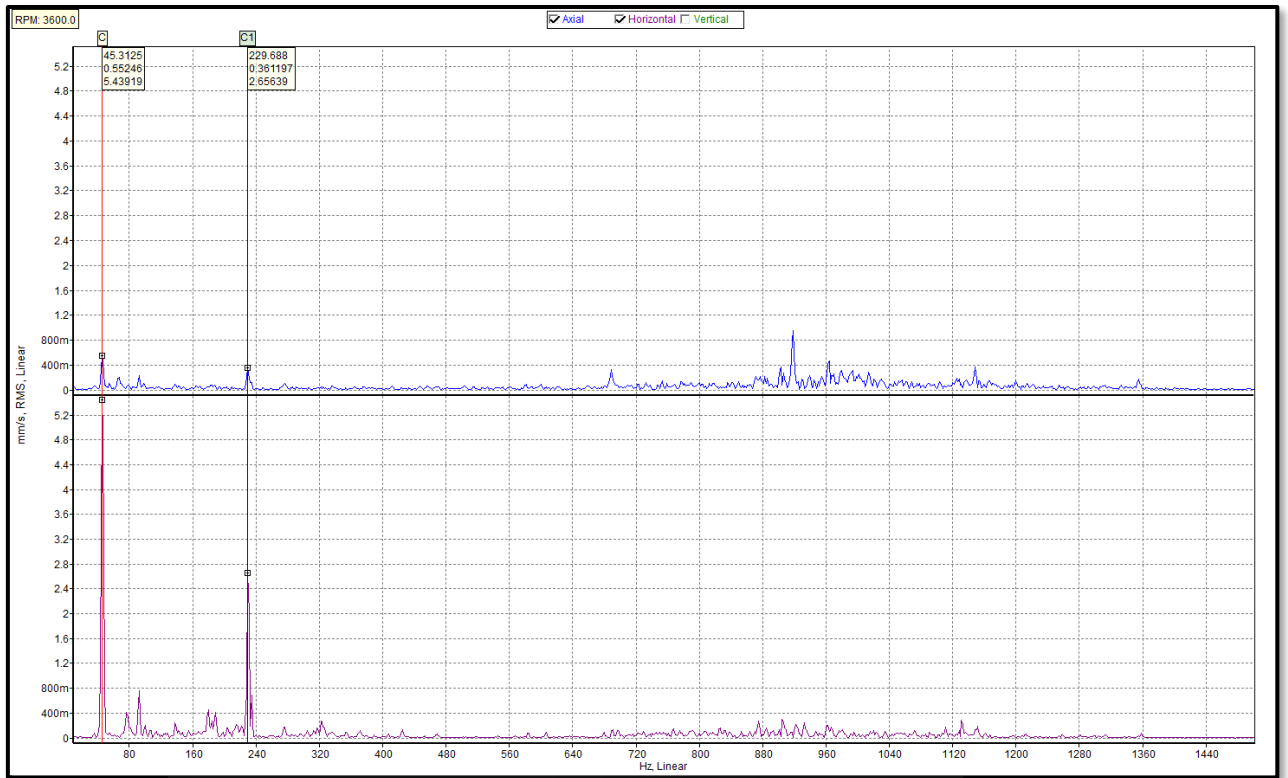


Ilustración 18-32: Espectro de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 5).

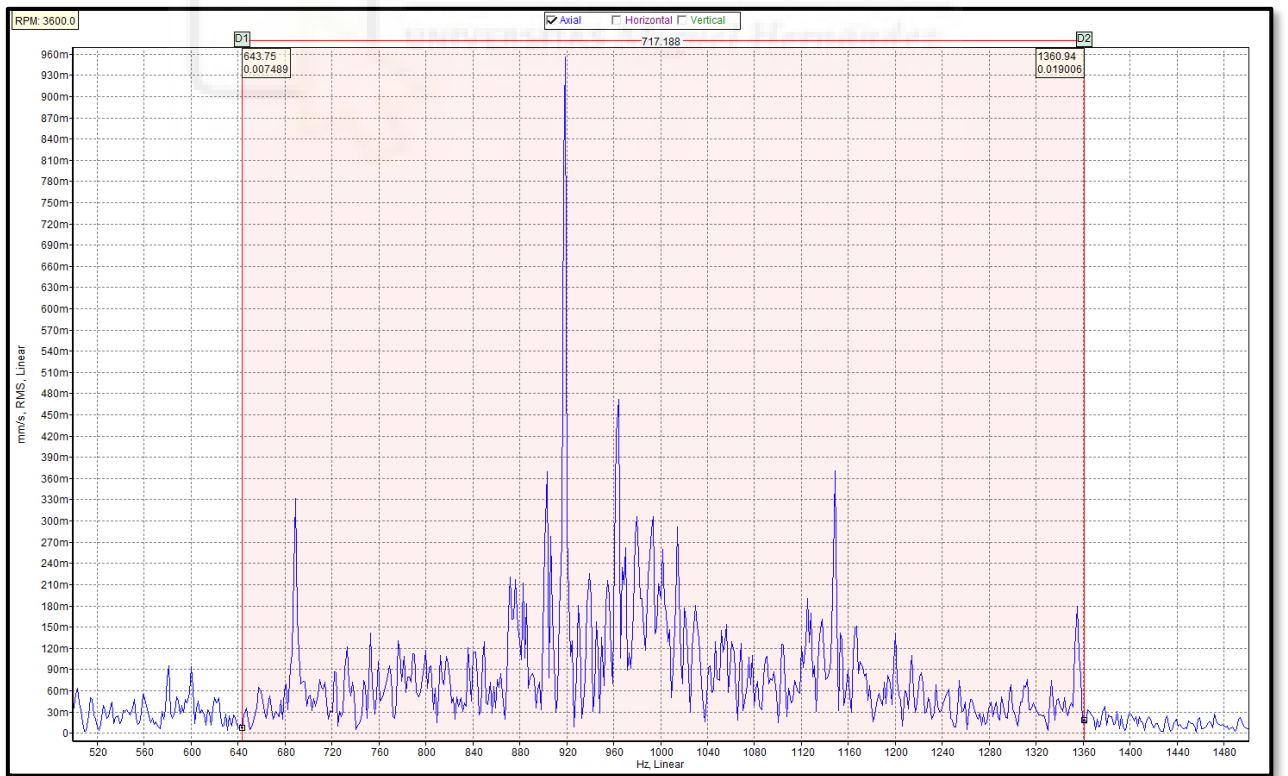


Ilustración 18-33: Espectro de frecuencia ampliado al rango entre 520 y 1600 Hz (bomba 5).

Podemos observar en las gráficas:

- En el rango bajo tenemos un posible caso de desalineación paralela ya que se ajusta bastante al espectro característico de este tipo de problemas, en la imagen siguiente se muestra.

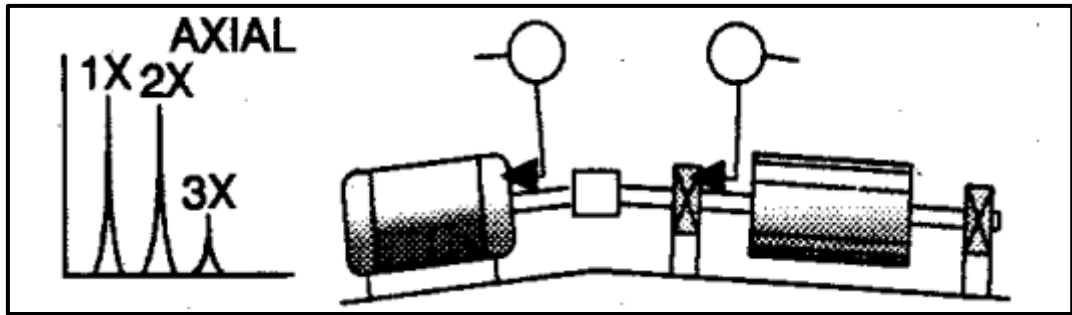


Ilustración 18-34: Espectro de la desalineación paralela.

- Cabe destacar un posible caso de cavitación en el preimpulsor ya que en el espectro con el rango marcado en rojo tenemos una cierta separación del cero en esa zona, que corresponde con la zona de cavitación.

18.6. Bomba 6

18.6.1. Medida en motor lado no acoplado

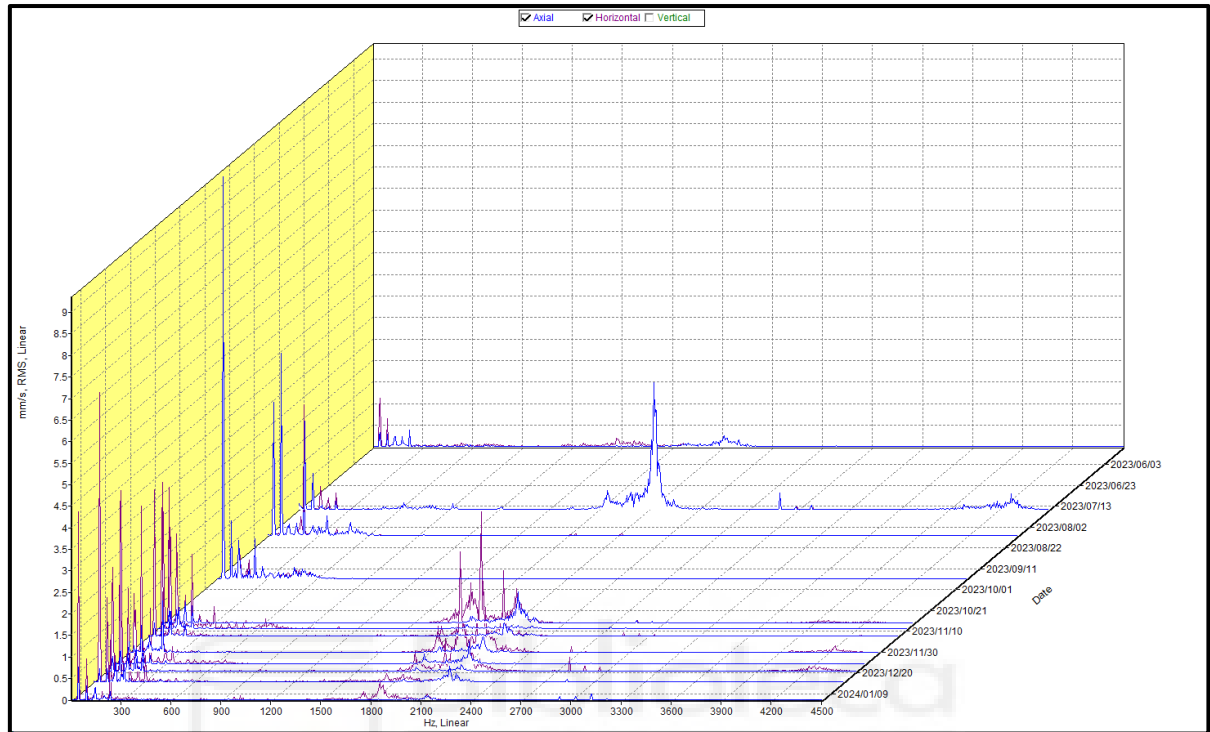


Ilustración 18-35: Espectro en cascada en lado motor no acoplado (bomba 6).

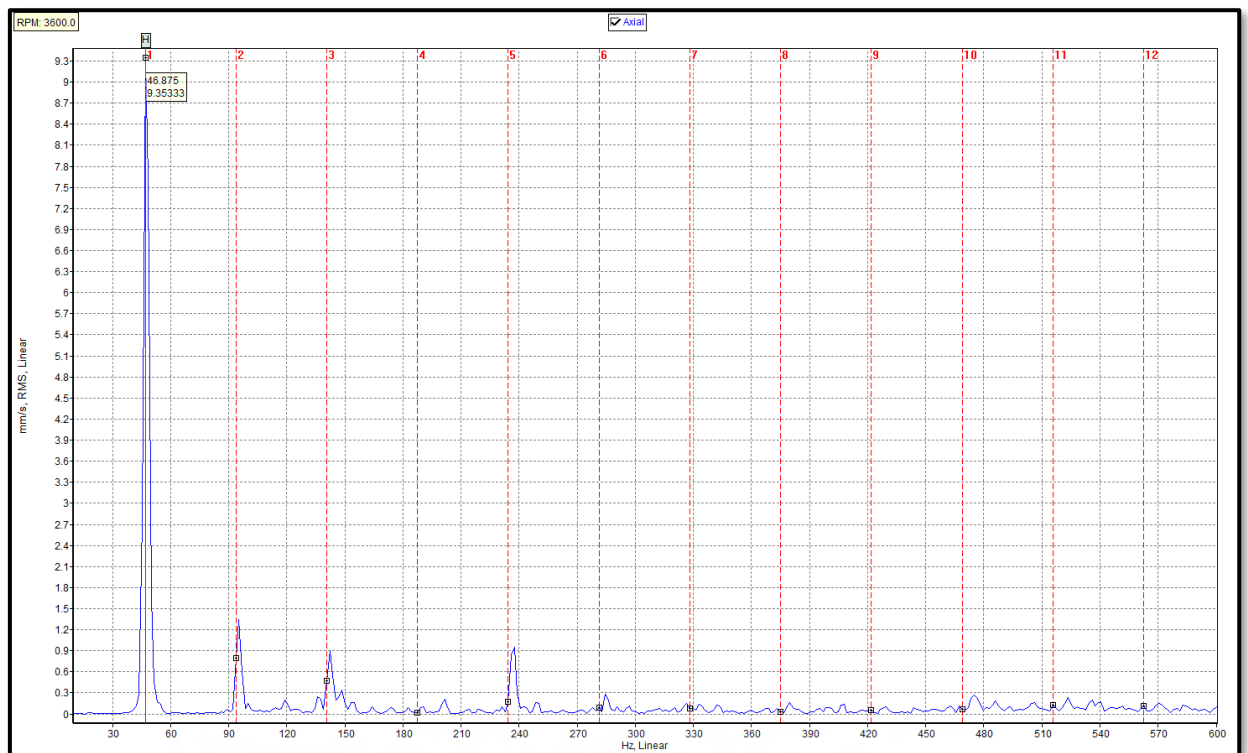


Ilustración 18-36: Espectro de frecuencia en lado motor no acoplado (bomba 6).

Esta bomba está trabajando por debajo de su régimen de giro que son 3000 RPM que son 50 Hz

Podemos observar en las gráficas:

- Se ha elegido el eje axial por ser el más representativo.
- Cabe destacar como en el caso de la bomba anterior un pico de amplitud importante a una frecuencia en la que no deberíamos tener este problema, esto indica un problema acusado al rodamiento, ya que a un poco más de 2kHz presenta un pico de energía. Cuando el rodamiento presenta un problema como este nos indica que debemos chequearlo debido a que tendrá daños visibles.

A la hora de comprobar que las teorías que estamos formulando se aproximan a la realidad, necesitamos más indicadores que señalen en la misma dirección.

En la siguiente imagen se pueden observar las temperaturas de los rodamientos del motor.

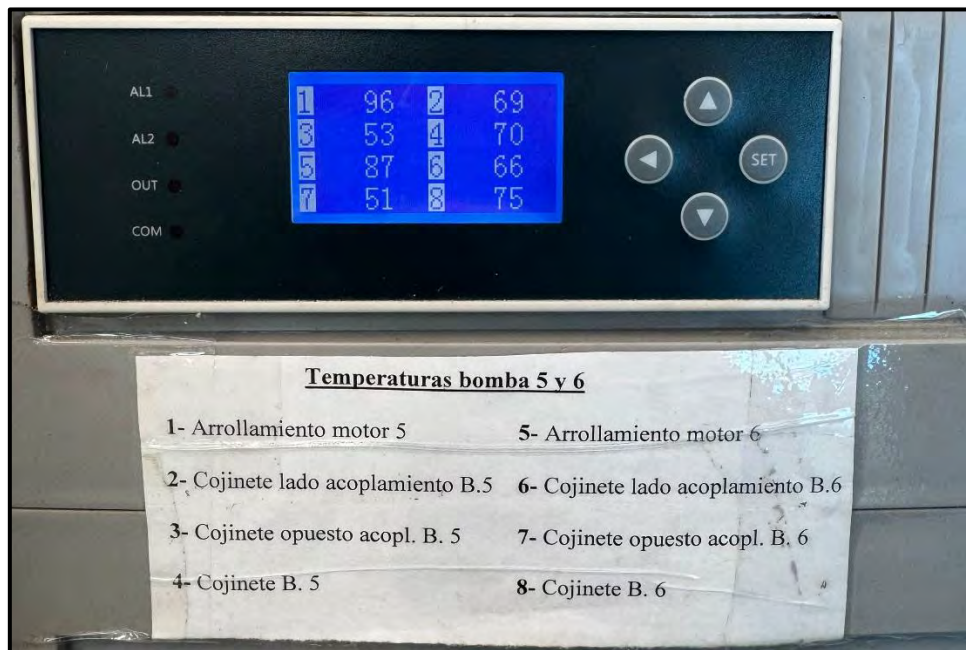


Ilustración 18-37: Foto de las temperaturas de las bombas 5 y 6

En la bomba 5 y 6 se aprecian altas temperaturas en el arrollamiento motor que nos señala a un posible fallo del rodamiento. A continuación, se expone una imagen con el nivel de alerta en función de la temperatura alcanzada.

	<180°F <82°C	Adecuado
	180-200°F <82-93°C	Precaución
	200-250°F 93-121°C	Alerta
	250-300°F 121-148°C	Alarma
	>300°F >148°C	Cierre

Ilustración 18-38: Tabla de alerta en función de la temperatura.

18.6.2. Medida en motor lado acoplado

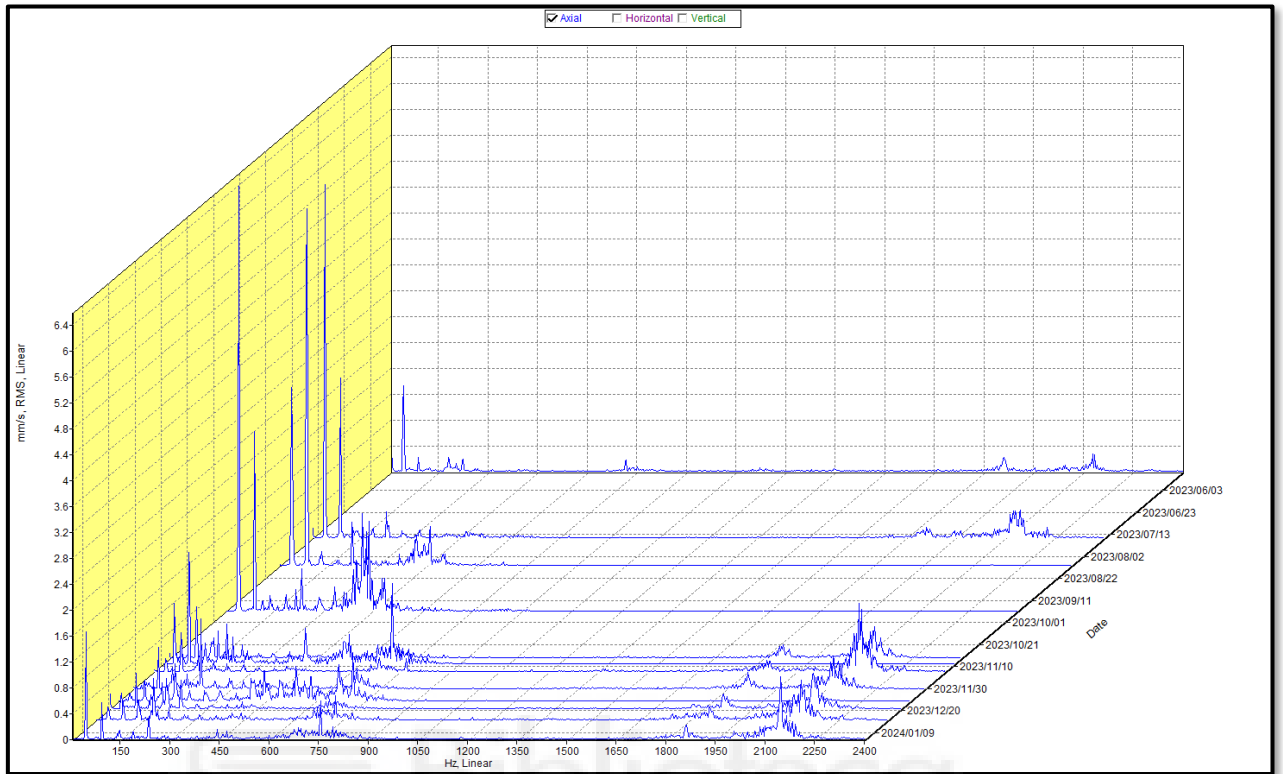


Ilustración 18-39: Espectro en cascada en lado motor acoplado (bomba 6). Hernández

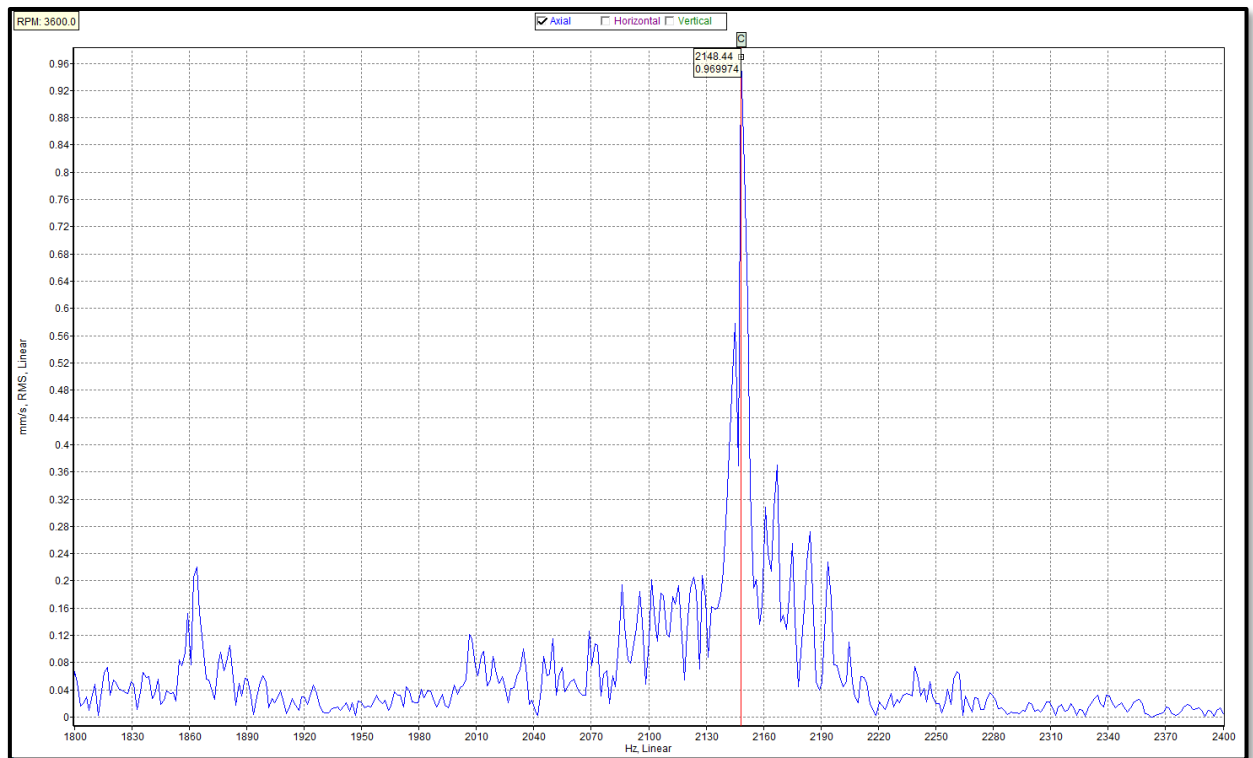


Ilustración 18-40: Espectro en frecuencia en lado motor acoplado (bomba 6).

Podemos observar en las gráficas:

- Se ha elegido el eje axial por ser el más representativo.
- Los problemas sobre los rodamientos persisten en el lado acoplado de la bomba, lo que nos hace intuir que, al sufrir este tipo de fallo lo hace sobre los rodamientos del conjunto.

18.6.3. Medida en bomba lado acoplado

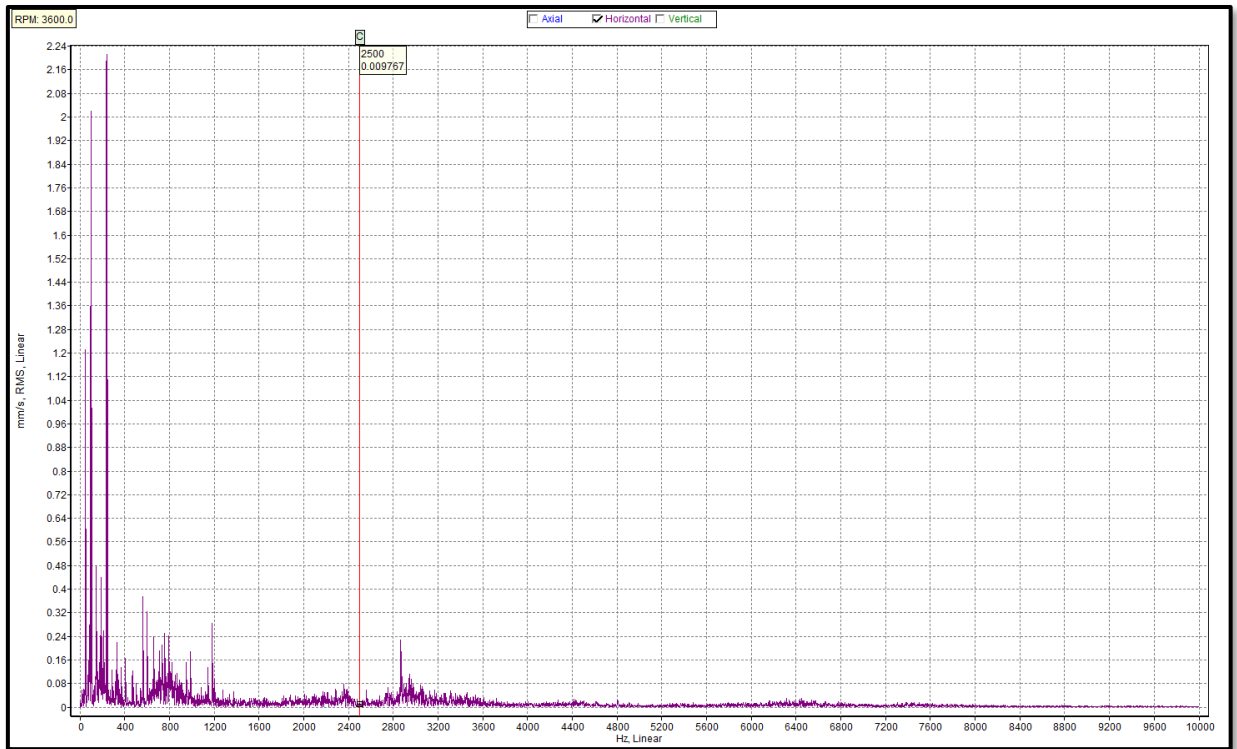


Ilustración 18-41: Espectro en frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 6).

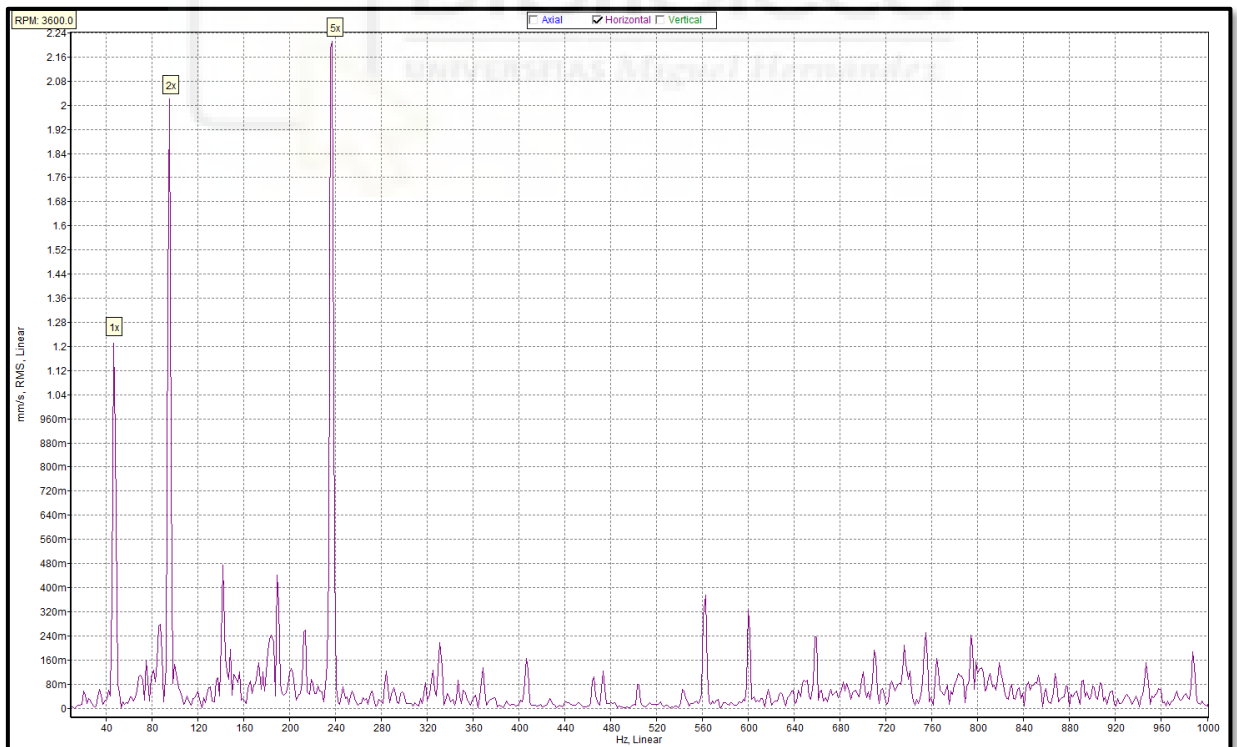


Ilustración 18-42: Rango bajo de frecuencia en lado bomba acoplado (bomba 6).

Se puede observar en las gráficas:

- Se ha elegido el eje horizontal por ser el más representativo.
- Podemos distinguir un espectro característico de la desalineación paralela, el cual hace que el pico del armónico en 2x es mayor que el 1x.
- Además, podemos ver un pico cercano al 5x que es el BPFO o frecuencia de pista externa muy marcado, con lo que nos va diciendo que el rodamiento empieza a presentar los problemas que acabarán limitando su vida útil.

19. Alineación del acoplamiento y comprobación de mal apoyo.

19.1. Alineación del acoplamiento entre motor y bomba.

Como hemos visto previamente en algunas de las bombas se presentan picos a 1x, pudiéndonos indicar que las bombas pueden estar sufriendo desalineaciones o desequilibrios en el acoplamiento entre motor y bomba. Por este motivo se va a proceder a realizar la alineación del acoplamiento de la bomba número uno.

A continuación, se expone un diagrama del procedimiento a seguir para la alineación de un acoplamiento y en el que vamos a ir detallando más a fondo.



Procedemos con el montaje de los sensores laser que abrazan al eje a través de una base con cadena, además de ser colocados en las varillas como se ve en la siguiente imagen.

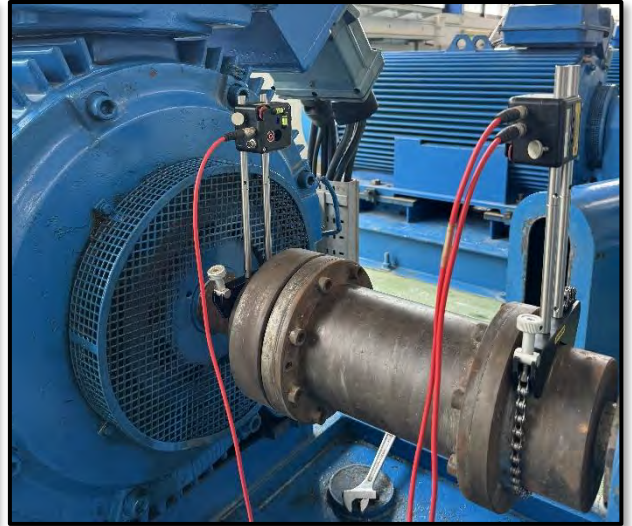
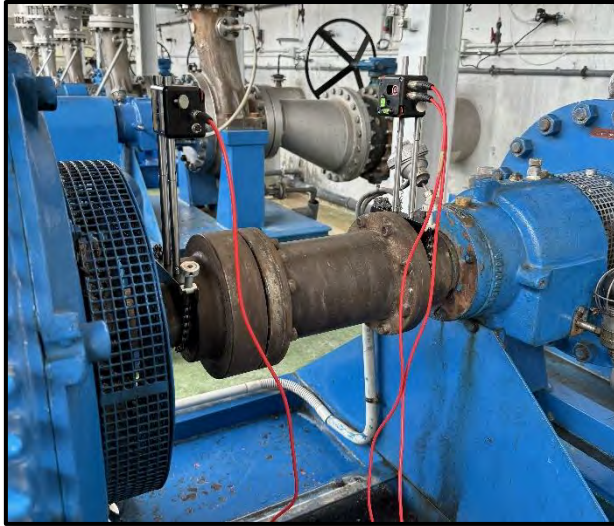


Ilustración 19-1: Fotos del equipo de alineación laser.

Una vez instalados los sensores y asegurados para que no se desplacen mientras hacemos las medidas, procedemos a iniciar la máquina y calibrar los laser.

Este proceso se realiza al proyectar el láser de uno sobre el otro e ir desplazando donde apunta el láser hasta que impacte sobre la diana tiene en su frontal.

Tras este paso entramos al menú de la máquina y como se muestra en la imagen siguiente seleccionamos la opción N°11 para acceder a la alineación del acoplamiento.



Ilustración 19-2: Foto del monitor del alineador

Llegado este punto nos pide las distancias del sensor que esta más alejado del motor a los apoyos que van a ser modificados. En concreto nos pide la distancia entre sensores, entre sensor y centro de acoplamiento, entre sensor y apoyo delantero, por último, entre sensor y apoyo trasero.



Ilustración 19-3: Fotos de la configuración de las medidas.

Al introducir estos datos pasamos a la siguiente configuración que nos pide que rotemos el acoplamiento, pidiendonos introducirle las posiciones (horarias) de los sensores cuando están a las 9, a las 12 y a las 3. Para saber que estamos en esas posiciones, tenemos los niveles por burbuja de aire que lleva cada sensor.



Ilustración 19-4: Foto de la configuración de la rotación.

Llegado aquí ya podemos realizar la medición de la alineación del acoplamiento entre motor y bomba. En la imagen siguiente veremos el menú de alineación, en la pantalla distinguimos dos zonas con datos distintos, en la zona superior vemos la alineación vertical, en la zona inferior vemos la alineación horizontal.

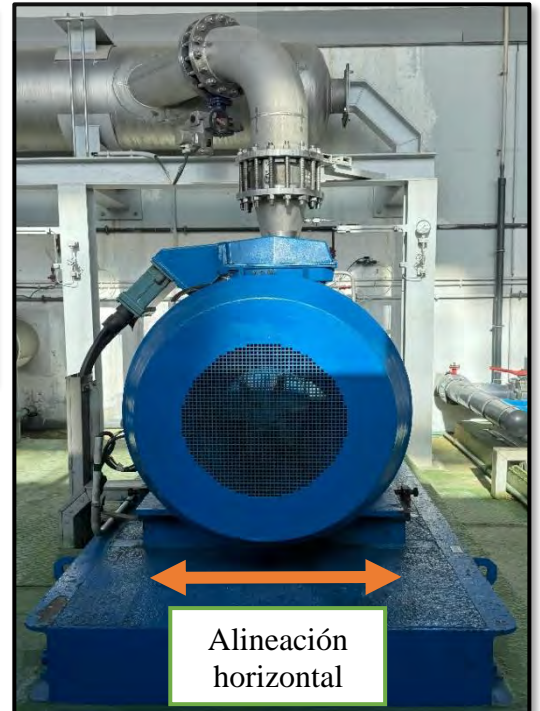


Ilustración 19-5: Esquema de alineación vertical y horizontal.

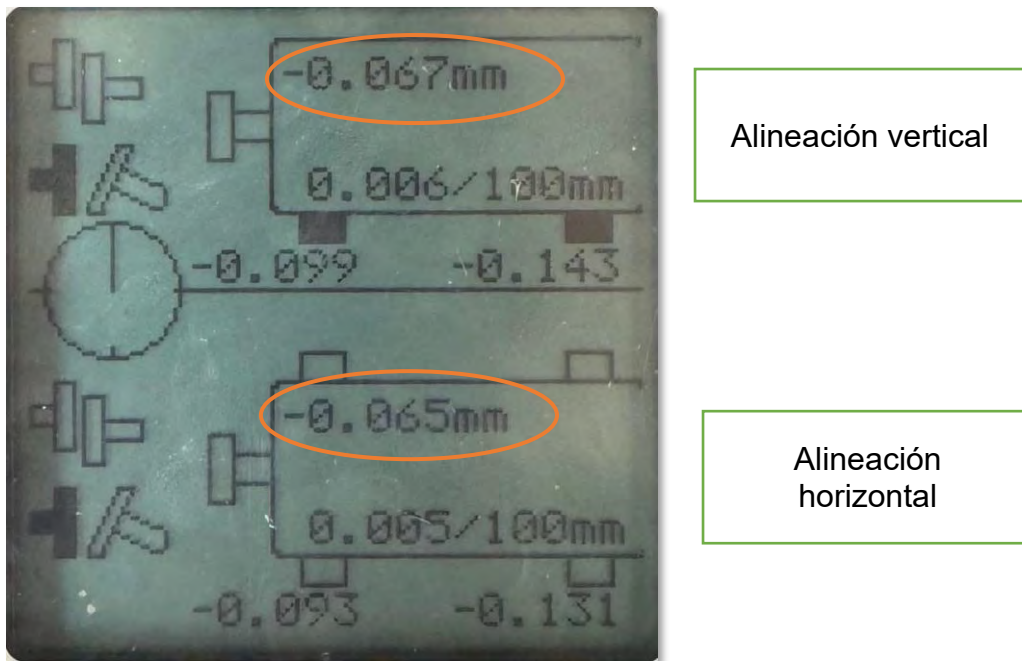


Ilustración 19-6: Medidas de la alineación del equipo.

La medida que nos dice el global de la máquina es la medida indicada en naranja, tomamos por buena la medida que está por debajo de 0,05mm o 50 micras.

La máquina en este momento está fuera del rango admisible de desviación, pero debemos tener en cuenta un parametro y es el coeficiente de dilatación del material, en el cual debemos tener presente que se coge temperatura en el equipo al funcionar y la medida de la alineación puede variar, por lo que debemos darle un margen al equipo para que al alinear en frio no se salga del rango. El rango que se le da al acoplamiento por este motivo son 30 micras o 0,03mm.

El signo negativo en los valores proyectados nos indica:

- Alineación vertical: que el lado del motor que está acoplado está más bajo que la parte que la parte libre, en otras palabras, que el eje que sobresale del motor tiende a ir hacia el suelo.
- Alineación horizontal: en la siguiente imagen vemos el criterio de signos.

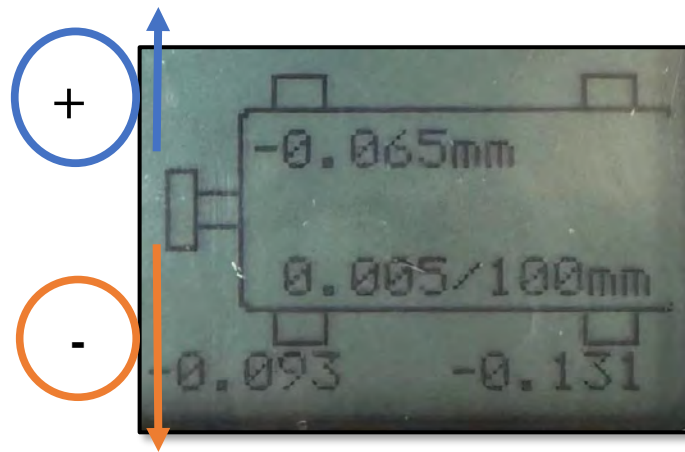


Ilustración 19-7: Signos de la alineación horizontal.



20. Estudio de soluciones

Antes de proponer soluciones debemos estudiar las posibles variables que estén afectando a la máquina. A continuación, exponemos las posibles variables que pueden afectar en la frecuencia natural del sistema.

20.1. Desplazamiento del punto de trabajo

Dado que las bombas 5 y 6 disponen de variador, al ser posible trabajar con diferentes revoluciones una solución inmediata es la de alejarse de las frecuencias naturales y por lo tanto al 100% de variador, sobre todo la 6 debido a la elevada amplitud. La bomba 5 no presenta valores elevados, pero presentar dicha frecuencia natural siempre es un factor latente de amplificación, que podría también retroalimentar en un futuro, si algún componente mecánico se deteriora que afecta a la rotación del eje.

20.2. Estudio de la bancada

Uno de los problemas ya localizados por los mecánicos de mantenimiento de la planta y por empresas externas de mantenimiento son los problemas con la bancada de la bomba.



Ilustración 20-1: Fotos de la bancada del equipo.

En las imágenes anteriores se puede observar donde se realiza el apoyo del grupo motobomba.

El problema reside en que no están las cuatro patas completamente planas además de que esta ligeramente torsionadas las bancadas de las bombas.

Esto se ha corroborado realizando una medición sobre los apoyos del motor eléctrico.

A continuación, realizaremos un ensayo para saber si en este caso el motor, sufre una torsión al apretar contra la bancada.

La forma de realizar el ensayo ha sido mediante el alineador láser.

Esta prueba se ha realizado seguidamente a la prueba de la alineación del acoplamiento, debido a que se hace con el sistema ya montado y medido sobre el acoplamiento.

La única diferencia reside en que hemos de acceder a otro menú para medir la diferencia entre el apoyo suelto y cuando se aprieta contra la bancada.

Una vez que tenemos el alineador en su sitio y calibrado la máquina nos pide una por una, que aflojemos y volvamos a apretar los pernos de unión de la bancada, teniendo que confirmarle en que caso estamos de los dos.

En la imagen siguiente se muestra este proceso y las medidas que nos ha dado tras terminar.

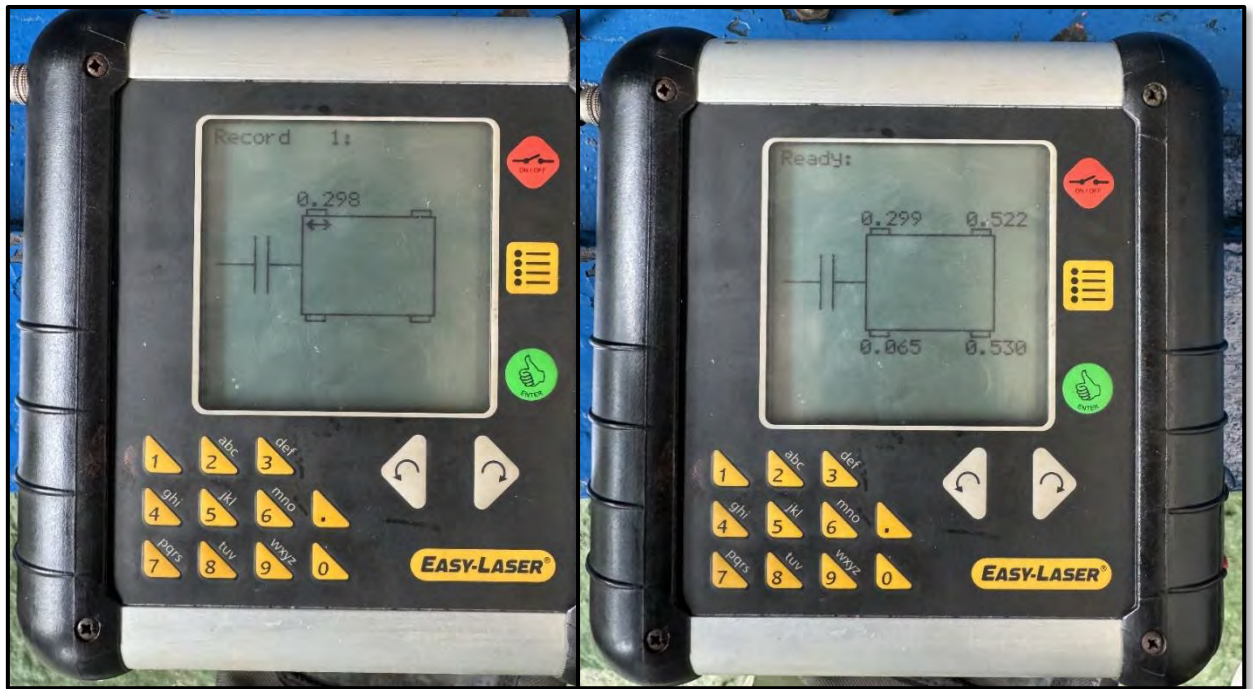


Ilustración 20-2: Medidas del apoyo del motor.

Por las medidas observamos que la pata que mejor condición tiene es la delantera izquierda con una diferencia de 0.065mm.

Los apoyos traseros están prácticamente igualados con unos 0.5mm en cada apoyo.

Existe una descompensación entre las patas delanteras ya que la izquierda apenas presenta holgura, pero la pata delantera derecha está bastante alejada de la izquierda, creando una torsión al apretar los pernos de la bomba.

Esto crea una desalineación angular del eje debido a que para llevar la parte trasera del motor a una cota aceptable debemos apretarlo bastante más que las patas delanteras, además de crear una torsión debido a la pata delantera derecha.

En el siguiente espectro se demuestra este efecto sufrido por la torsión al apretar los pernos de sujeción.

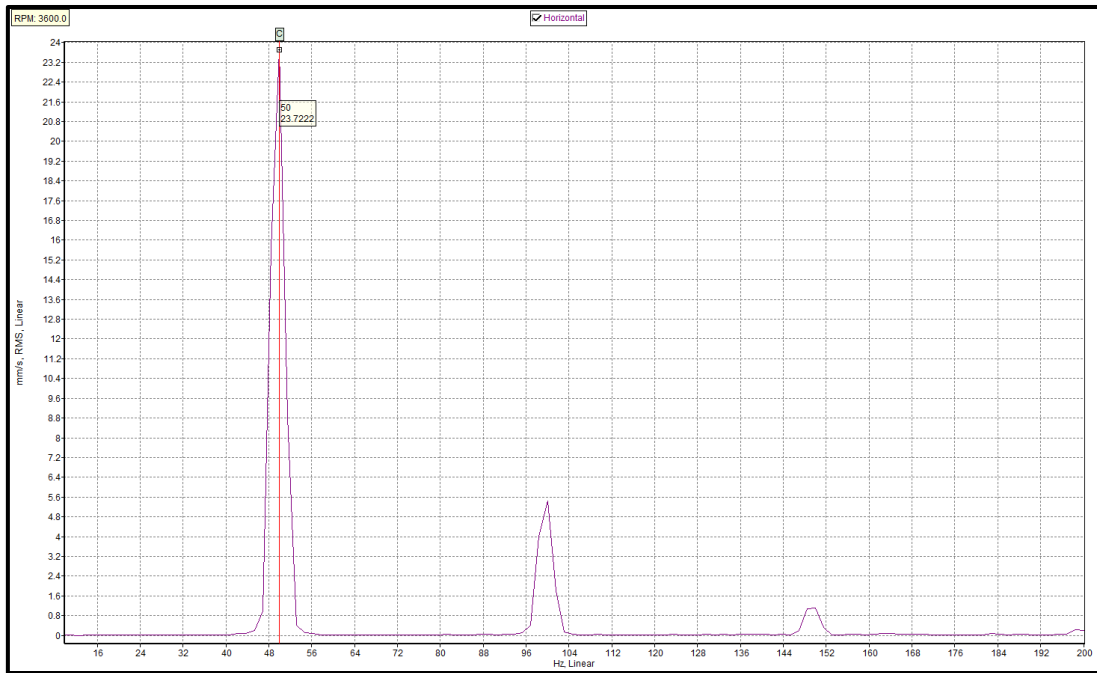


Ilustración 20-3: Espectro con el apoyo apretado.

Espectro en horizontal de la bomba N°1.

Con la pata apretada tenemos un gran pico en 50 Hz, es muy alto debido a ampliificaciones estructurales. A continuación, veremos la diferencia al soltar mínimamente el perno delantero derecho.

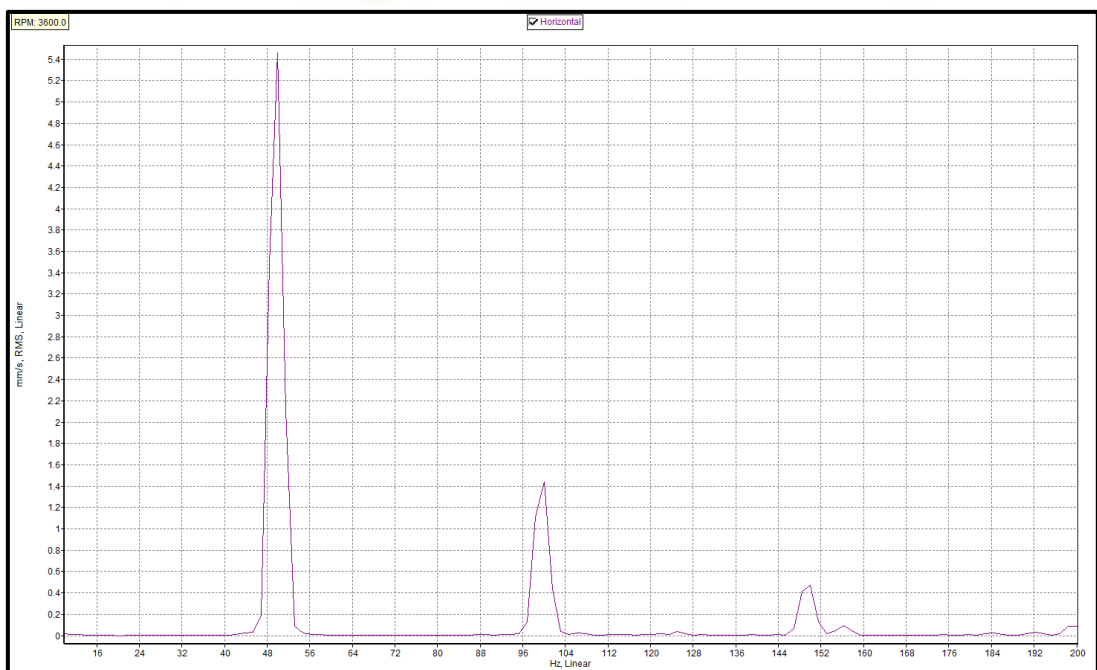


Ilustración 20-4: Espectro con el apoyo suelto.

Al aflojar la pata tenemos una considerable reducción en la amplitud el espectro, reduciéndose en un 77,5%.

No hay que olvidar que aflojar la pata para reducir la torsión nos puede ayudar a reducir las vibraciones en este caso, pero crea un problema en frecuencias mayores debido a aflojar uno de los apoyos, este problema se encuentra a frecuencias de en torno a los 300 Hz.

Una medida que puede disminuir ampliamente las vibraciones en el rango más bajo de frecuencias, sería rectificar la bancada para que la bomba apoyase perfectamente sobre el motor y así disminuir las tensiones por la torsión en el apoyo del motor.

No hay que olvidar que si no cambiamos la rigidez o la masa del sistema, no variamos la frecuencia natural del equipo, siendo la solución de rectificar la bancada una mera disminución de las vibraciones, existiendo el problema latente de la resonancia estructural.

20.3. Estado de los componentes mecánicos

Los equipos que funcionan en industrias con muchas horas de uso y muchas manos a lo largo de los años, a menudo solemos cometer el error de pensar que los equipos están en perfectas condiciones tras un uso continuado. La implementación de un mantenimiento predictivo es clave para adelantarnos a los fallos catastróficos, pero muchas veces desconocemos el estado real de las máquinas.

Es por ello que periódicamente debemos chequear el estado de los equipos, puesto que no sabemos porque manos ha pasado antes, que tipos de daños ha sufrido con el tiempo, como se han hecho las reparaciones, un largo etcétera de variables que nos condicionan las medidas del equipo.

20.4. Cambios en la rigidez estructural

Una posible solución para mover las frecuencias naturales pasa por rigidizar la estructura del equipo. Esta solución ya ha sido en parte adoptada puesto que se han hecho una serie de modificaciones con el fin de desplazar la frecuencia natural.

En las siguientes imágenes veremos cuales han sido estas soluciones.

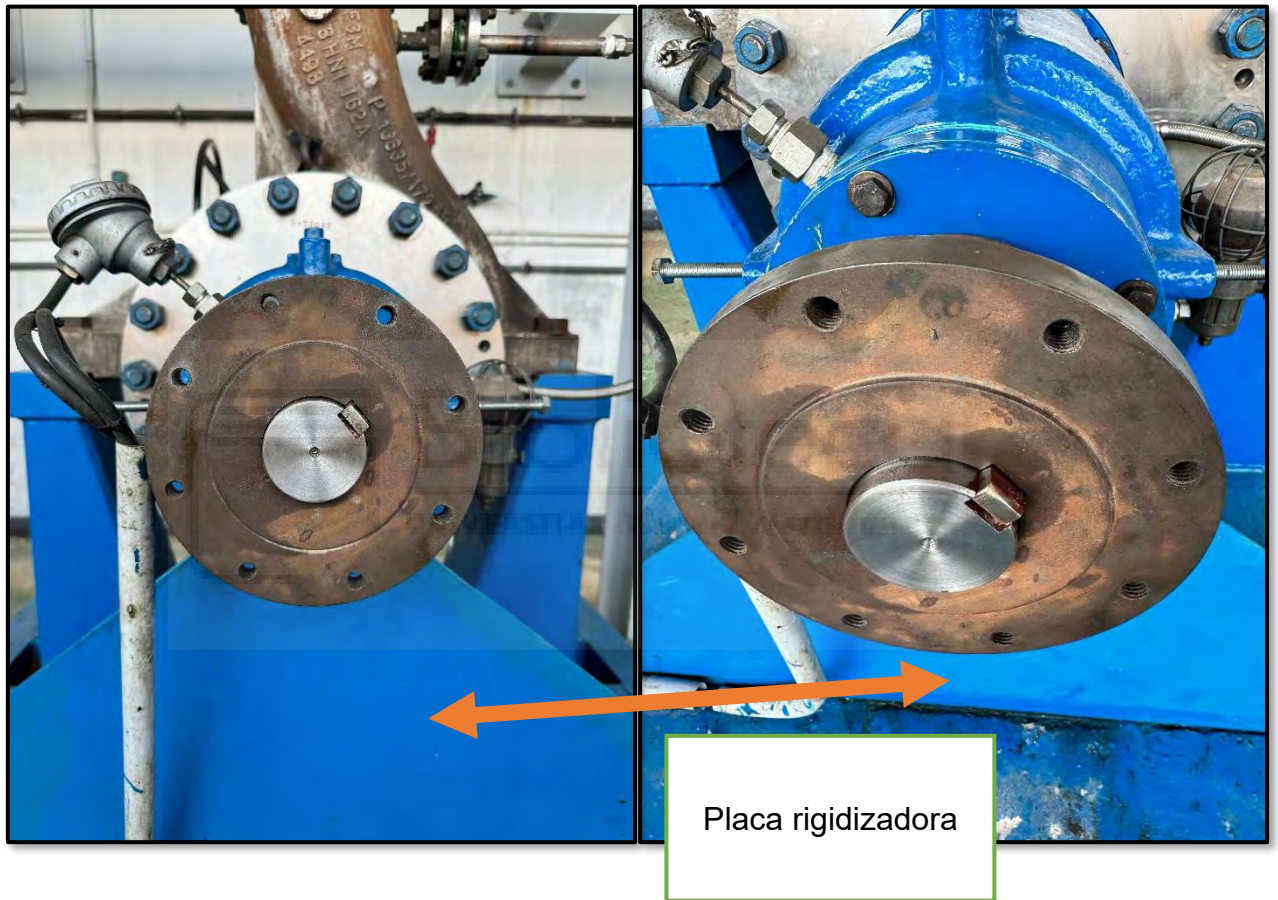


Ilustración 20-5: Placa rigidizadora de la bomba.

Esta solución ha sido adoptada para cambiar la rigidez de la estructura de la bomba.

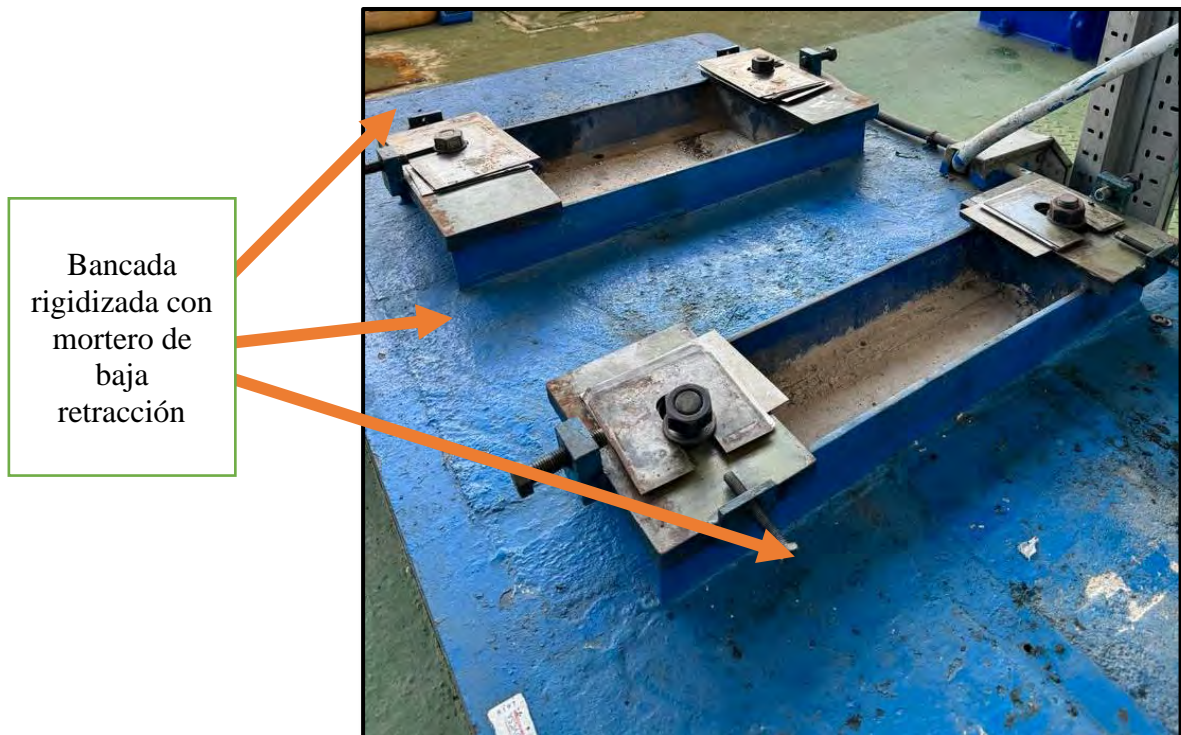


Ilustración 20-6: Bancada rigidizada.

Inicialmente la bancada no disponía de este recubrimiento por lo que con esta medida se buscó cambiar la rigidez de la bancada.

20.5. Tensiones en las tuberías

Uno de los posibles problemas que esté generando que el equipo presente una frecuencia natural cercana o exacta a la velocidad de giro puede ser debido a las tensiones de la tubería. Cuando las tuberías se fuerzan con el equipo aparecen tensiones en ambos sistemas, esta tensión hace cambiar la constante de rigidez total del conjunto, variando como se diseñó originalmente el equipo.

Nunca deben existir tensiones en la tubería más allá de la rigidez con la que se diseñaron, la mejor solución siempre es no forzar las conducciones, aunque con ello variemos la rigidez de la bomba puesto que podemos acercarnos o alejarnos de las frecuencias naturales, además de crear un problema de vibraciones sobre las conducciones.

Para mitigar los efectos del exceso de vibración en los sistemas de tuberías se pueden adoptar las siguientes directrices básicas:

- Minimizar el número de codos instalados en el sistema de tuberías
- Los pesos concentrados se soportarán rígidamente con abrazaderas para tuberías
- Instalar soportes de tuberías a cada lado de las curvas y en todas las discontinuidades de las tuberías
- Reducir la distancia entre soportes de las tuberías para aumentar las frecuencias naturales mecánicas
- Aumentar la rigidez del sistema incrementando el espesor de la tubería
- El aumento del diámetro de la tubería en uno o dos tamaños reduce la velocidad del flujo en la tubería, lo que puede evitar la aparición de vibraciones
- Las guías con espacios libres empleadas para permitir la expansión térmica no se utilizarán para mitigar las vibraciones en las tuberías
- Usar tirantes de balanceo para limitar los efectos de las vibraciones de las tuberías

La frecuencia natural del sistema de tuberías debe estar por encima del doble de la frecuencia de excitación más alta. La rigidez de los soportes y abrazaderas debe ser dos veces superior a la rigidez de la tubería.

En las siguientes imágenes veremos la solución que se adoptó para esta este problema.

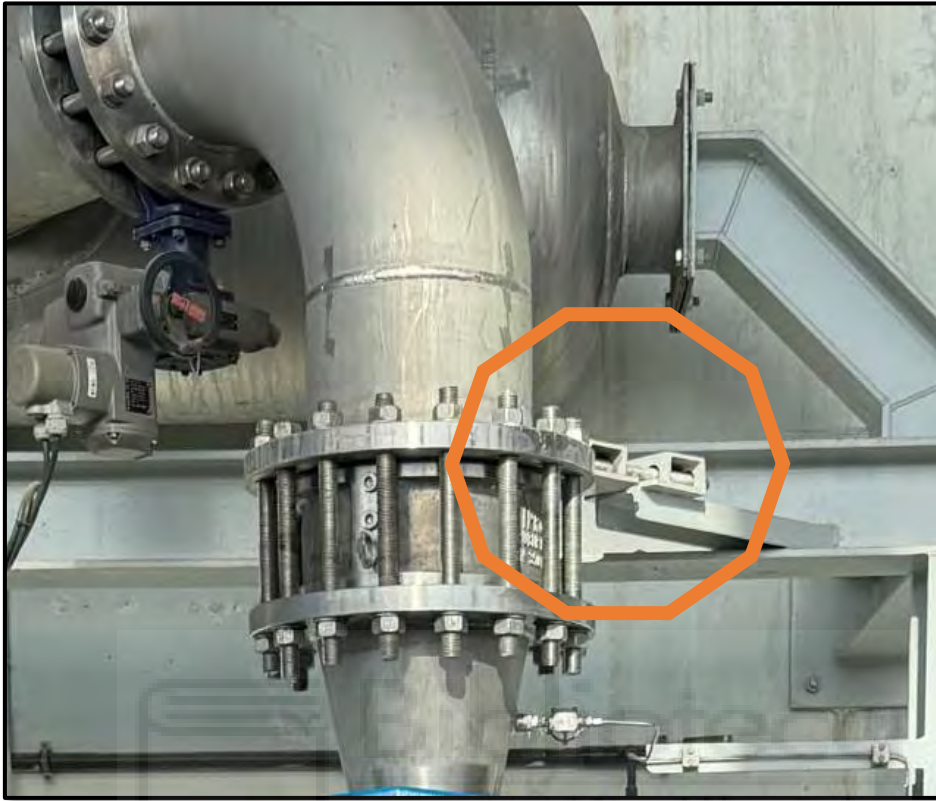


Ilustración 20-7: Estructura de eliminación de tensiones de la tubería (1).

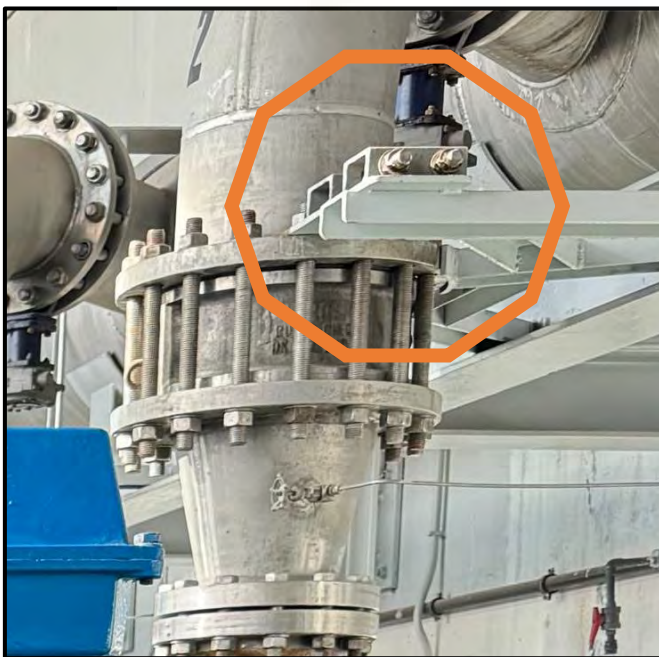


Ilustración 20-8: Estructura de eliminación de tensiones de la tubería (2).

Por medio de este sistema se fuerza a la tubería de impulsión a estar alineada con la bomba por lo que desaparecen las tensiones generadas por las conducciones.



21. Conclusiones

Hemos visto que algunos de los equipos sufren ciertos problemas muy característicos, a continuación, se van a exponer las conclusiones que se han extraído de los análisis.

La bomba 1 presenta una amplificación por resonancia ya que su frecuencia natural y la de giro coinciden, además, muestra signos de un desbalanceo excesivo del rotor que está en voladizo. También es significativo que las amplitudes son moderadas en varias direcciones del espacio, principalmente en el motor. Se programan actuaciones próximas para paliar este acusado nivel de vibraciones, en el que se tratará la bancada, rectificándola para limitar el efecto de las desalineaciones en el problema de resonancia.

Las bombas 5 y 6 presentan también una amplificación de los valores vibratorios debido a una componente estructural. En este caso es la dirección horizontal de los motores, la que se ve afectada principalmente. Estas dos bombas al no trabajar en su punto nominal, no presenta un caso de resonancia, en el caso que se hiciera se podrían llegar a niveles demasiado altos de vibración por lo que trabajar a máxima velocidad no es recomendable en ninguna circunstancia.

Los motores de las bombas 5 y 6 presentan un fallo cercano de los rodamientos, en el que mediante el análisis de vibraciones detectamos y comprobamos mediante la temperatura de estos. Se programan actuaciones próximas para adelantarse al fallo de estos elementos.

Se ha visto que los equipos sufren defectos en bancadas, al estar torsionadas no se apoya bien la máquina y sufren desalineaciones que afectan en gran medida a las vibraciones, incluso llegando a ser destructivo en el caso de las bombas que tienen resonancia, un rectificado ayudaría a poder alinear mejor y que el comportamiento del equipo sea más predecible.

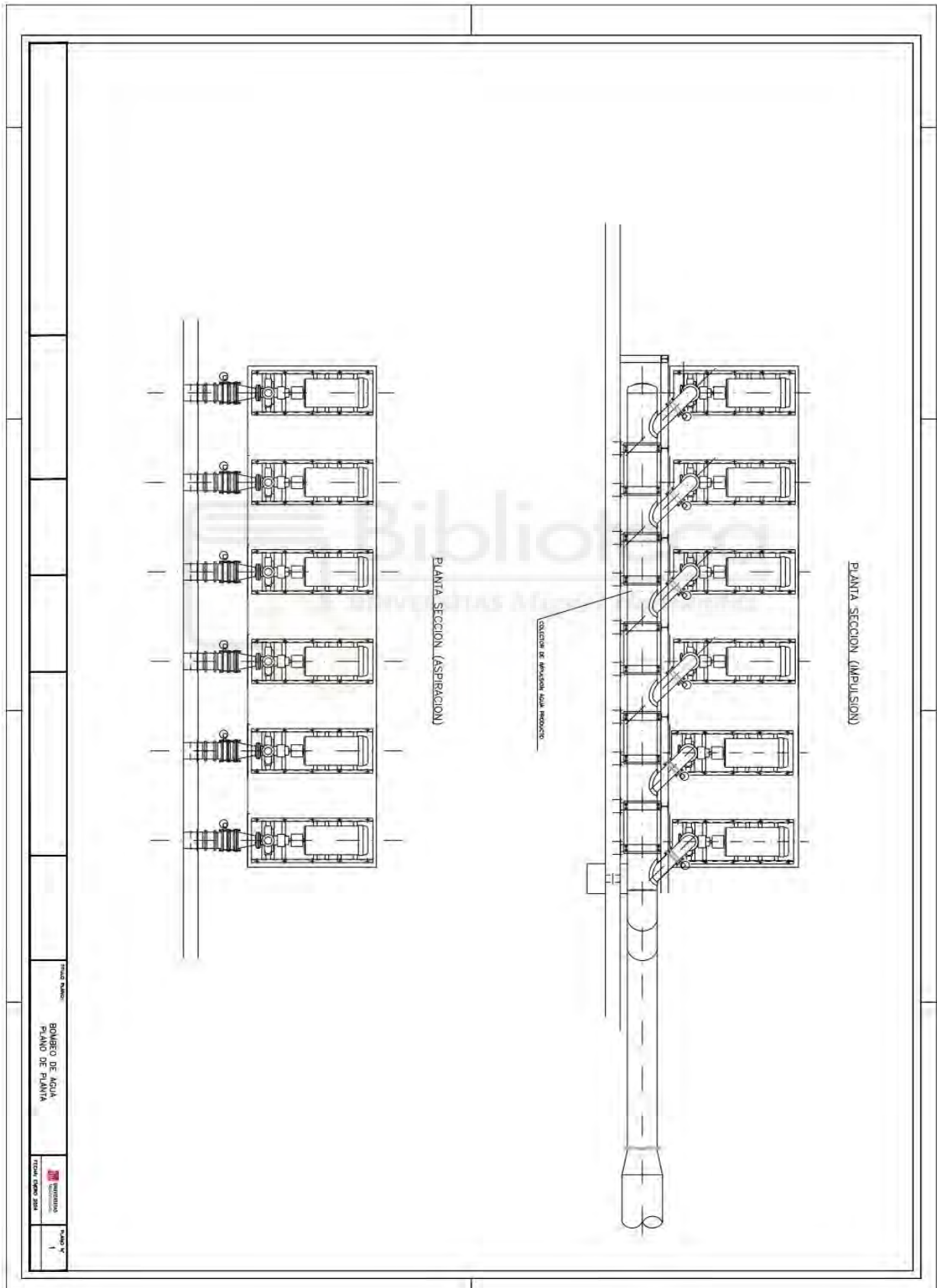
En la planta se han realizado con anterioridad actuaciones sobre los equipos con el fin de reducir las vibraciones, como eliminar tensiones en tuberías y rigidizar la bomba, sería interesante realizar un ensayo de impacto

comprobando hacia donde se desplaza la frecuencia propia del sistema, evaluando si estas pruebas mejoran o empeoran el estado del sistema.

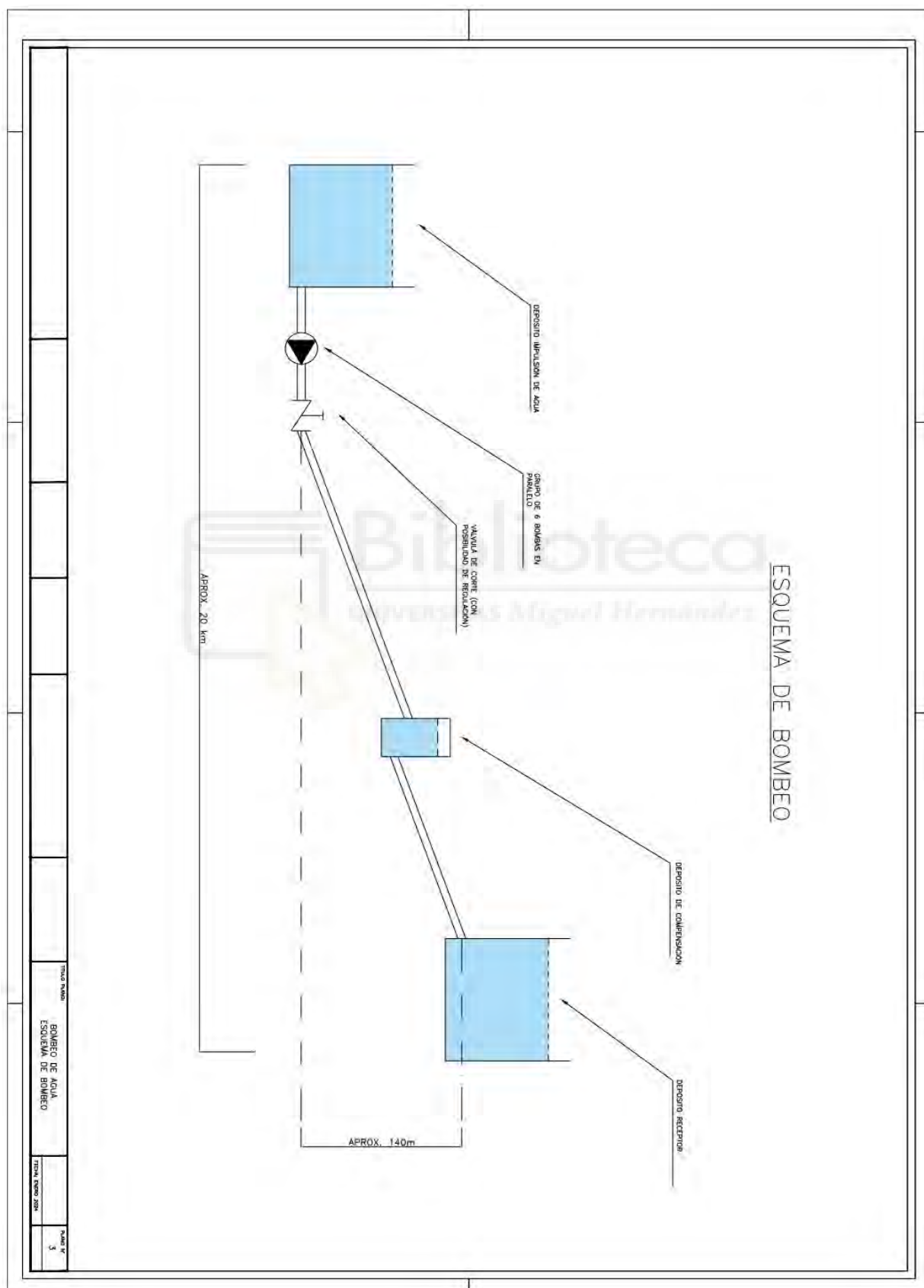


22. Anexos

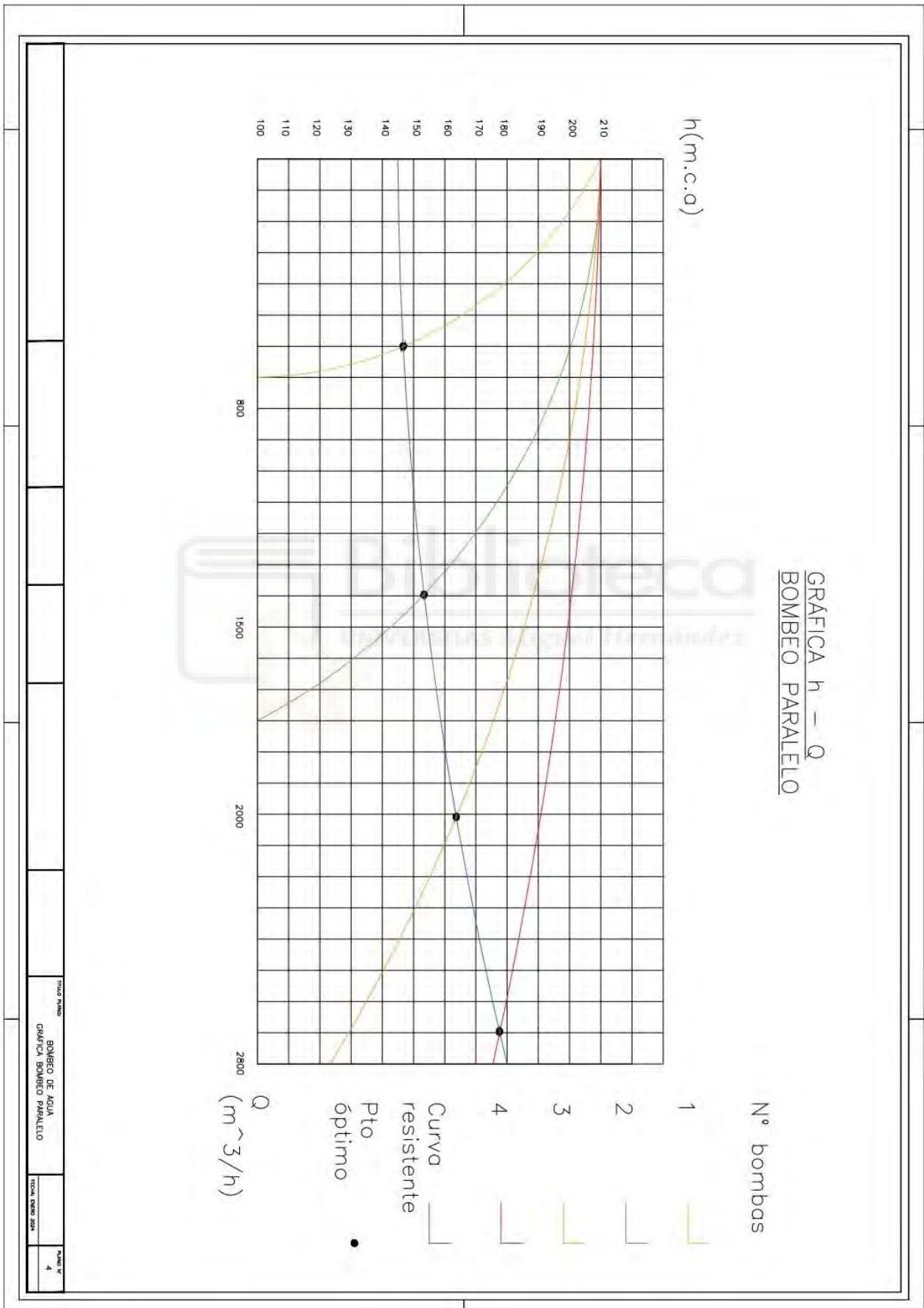
22.1. Plano de sección de bombeo



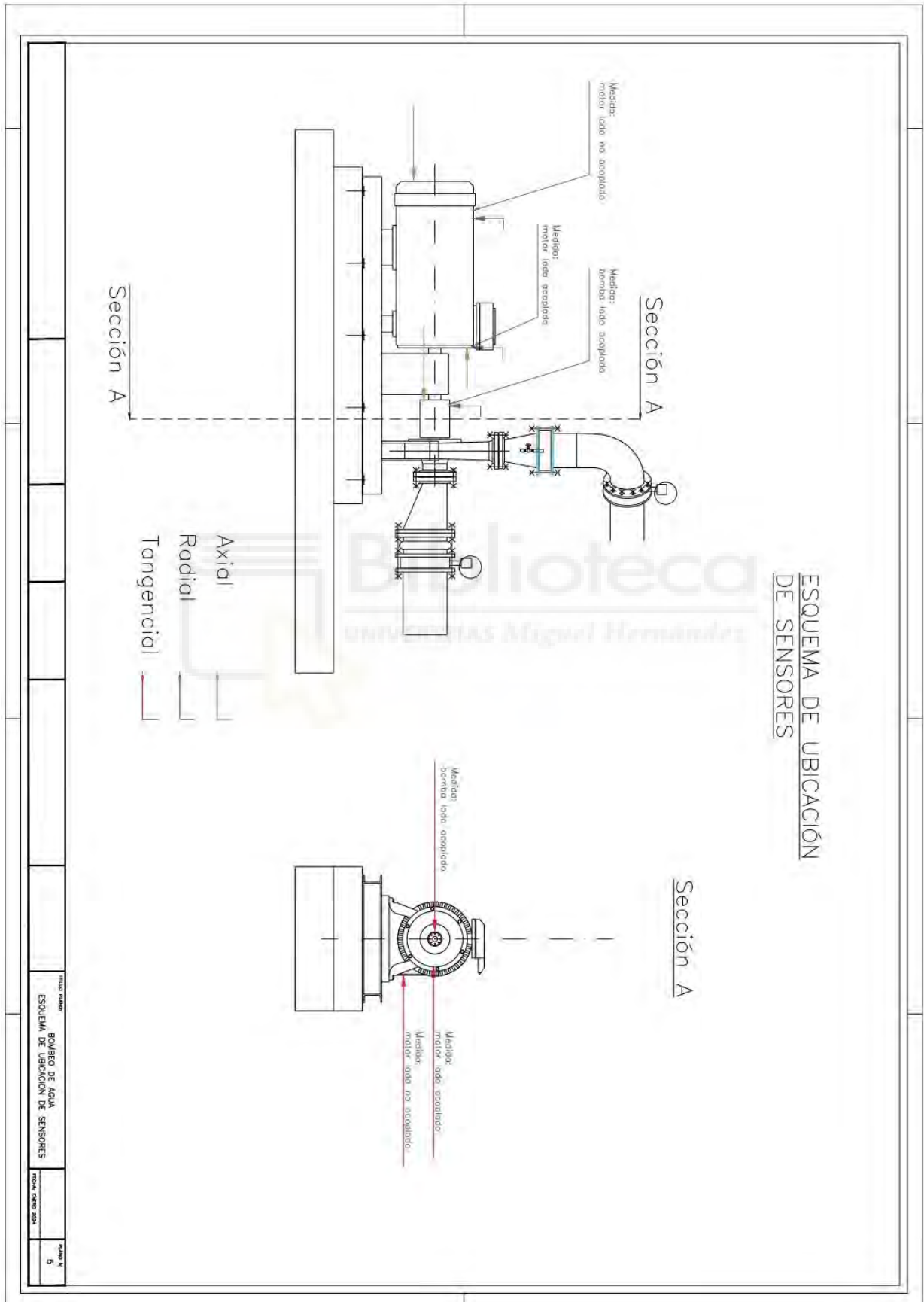
22.3. Plano de esquema de bombeo



22.4. Gráfica de bombeo en paralelo



22.5. Esquema de ubicación de los sensores



22.6. Tabla de configuración de medidas de vibración

Tabla de configuración de medidas de vibración									
Medida	Desequilibrio	Desalineación	Holguras y roces	Bombas	Ventiladores	Motores	Engranajes	Rodamientos	
Frec. Interés	1X	1X, 2X	1X, 2X, 3X, ... 8X	FPA	FPP	100 Hz	FE	BPFO, BPFI, BSF, FTF	
Fmin	0,3*RPM	0,3*RPM	0,3*RPM	0,3*RPM	0,3*RPM	0,3*RPM	0,3*RPM	0,3*RPM	
Fmax	5,2*RPM	5,2*RPM	5,2*2*RPM	5,2*Na*RPM	5,2*Np*RPM	5,2*Nbr*RPM	5,2*Z*RPM	5,2*BPFI*RPM	
Magnitud	mm/s	mm/s	mm/s	mm/s	mm/s	mm/s	g	g	
Valor onda	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS	RMS	
Escala máx	15	10	10	10	15	10	10	10	
Promedios	4	4	4	4	4	4	6	6	
Solapamiento	67%	0,67	67%	0,67	67%	0,67	67%	0,67	
Nº líneas	400	400	400	800	800	1600	3200	1600	
Ventana	Hanning	Hanning	Hanning	Hanning	Hanning	Hanning	Hanning	Hanning	
Trigger	Off	Off	Off	Off	Off	Off	Off	Off	
Peak Vue demodulació	No	No	No	No	No	No	Hp 1000 Hz	Hp 1000 Hz	
X: RPM	Fpa: Frecuencia de paso de álabes			Fpp: Frecuencia de paso de palas			Na: Numero de álabes		
Fe: Frecuencia de engrane	Nbr: Número de barras del rotor		Np: Número de palas						
Z: Número de dientes del engranaje	BPFI: Frecuencia de pista interna								

22.7. Tabla de frecuencias del sistema

Tabla de frecuencias del sistema					
Medida	Bomba (Hz)	Motor lado acoplado (Hz)	Motor lado no acoplado (Hz)	Eje predominante	
Desbalanceo estatico	50	50	50	Radial	
Desbalanceo dinámico	50	50	50	Radial	
Desalineación angular	50-100-150	50-100-150	50-100-150	Axial	
Desalineación paralela	50-100-150	50-100-150	50-100-150	Radial	
Pista interna	345	240	240	Radial	
Pista externa	250	155	155	Radial	
Giro del elemento rodante	310	210	210	Radial	
Paso de álabes	300	x	x	Radial	
Cavitación	300<x>3000	x	x	Todos	
Apoyo retorcido	50	50	50	Radial	

23. Bibliografía

- WHITE Glen. Introducción al análisis de vibraciones. U.S.A., Azima DLI, 2010.
- HE, Jimin y FU, Zhi-Fang. Modal analysis. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2001.
- A-MAQ S.A. Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico, 2005
- Adrián Camblor Gómez. Análisis modal experimental e introducción a los ensayos de vibración en tierra. 2016
- Tabla de Charlot – Diagnostico de vibración
- Fernando Huertas Linero. Plan de mantenimiento predictivo en una planta desalinizadora de agua de mar. 2013

