



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DESARROLLO DE UN SISTEMA DE MONITOREO DE LA CONDICIÓN MEDIANTE
ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN CENTRAL MICROHIDRÁULICA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

JAVIER ESTEBAN GONZÁLEZ TORRES

PROFESORA GUÍA:
VIVIANA MERUANE NARANJO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
RODRIGO PALMA BEHNKE
EDUARDO SALAMANCA HENRÍQUEZ

SANTIAGO DE CHILE
2013

Resumen

En Chile se está legislando a favor de las energías renovables no convencionales (ERNC) y tanto empresas privadas como organismos de cooperación extranjeros, están volcando recursos hacia desarrollos en sistemas que actúan como pequeños generadores de energía eléctrica, con posibilidad de conectarse a un sistema interconectado o trabajar en generación distribuida.

En este contexto, el presente trabajo de título pretende aportar en el desarrollo y en el mantenimiento de una central microhidráulica, con el objetivo de generar un sistema inteligente que permita funcionar con la menor intervención posible, y por consiguiente, reducir costos de operación. Para tales efectos, se contempla el desarrollo de un sistema de monitoreo de la condición basado en vibraciones para el turbo-generador, para advertir cuando un componente esté pronto a fallar.

El mantenimiento basado en la condición o mantenimiento predictivo, requiere el conocimiento de las frecuencias características de fallas dada una condición indeseada, tales como fallas en rodamientos, soldaduras en pernos, desbalance, roce, eje doblado, entre otras. Estas anomalías son detectadas por análisis de vibraciones en elementos rotativos o no rotativos; para el caso de este trabajo de título, los análisis se realizan en elementos no rotativos bajo la norma ISO 10816. Los sensores utilizados son acelerómetros piezoeléctricos. La señal capturada por los sensores se guarda en un computador, donde es procesada mediante un algoritmo.

La visualización de las frecuencias características se consigue mediante la utilización de filtros y técnicas matemáticas de discretización de la señal real. En este estudio fue considerada la transformada de Fourier, una de las herramientas más usadas en el tratamiento de señales periódicas. Sin embargo, para el caso de rodamientos, la técnica de la envolvente es aplicada antes de la transformada de Fourier, de esta forma, por medio de la aplicación de filtros se eliminan frecuencias indeseadas y se obtienen los espectros que se utilizan para analizar vibraciones. Los espectros obtenidos se analizan mediante un sistema experto que constituye la última etapa del algoritmo, donde se realiza el diagnóstico en base al reconocimiento de patrones de frecuencias y probabilidad de falla, luego se predice el tiempo para fallar mediante ajuste de tendencia y se reprograma la fecha de mantención. El algoritmo se valida en un banco de pruebas, con un rotor donde se pueden producir distintas fallas.

Por último, en este trabajo de título, se utiliza el algoritmo desarrollado y se analiza la condición del turbo-generador, diagnosticando un desbalance acentuado por una frecuencia natural equivalente a su frecuencia de rotación nominal, que dada la amplitud de las vibraciones, se recomienda el cese del funcionamiento de la central microhidráulica, según la norma ISO 10816 parte 1.

A mis padres

Agradecimientos

Quisiera agradecer a todas las personas que han colaborado con la realización de este trabajo, de forma directa e indirecta.

A los profes de Molina, Salgado, Don Bernardo, Don Oriel, Don Pedro, por ayudarme en la construcción de piezas y montaje del banco de pruebas, a Carlos por acompañarme en todos los traslados de materiales. A Omar por su buena disposición y voluntad.

A mis profesores de la Comisión Rodrigo Palma, Eduardo Salamanca y especialmente a mi profe Viviana quien aceptó guiarme en el desarrollo de esta memoria.

A Lorenzo, Jorge, Paulina, Kim, Bernardo del Centro de Energía, por su apoyo en las mediciones en la central y por la invitación a abordar este tema, que me va ser de mucha utilidad en mi desarrollo profesional.

Agradezco a mis padres y mi hermana, por su constante apoyo en lo personal y académico, sin ellos, difícilmente hubiese podido lograr lo alcanzado estos últimos 4 años ni poder sobrellevar los años anteriores. A mi Crispy, por todo el amor que me ha entregado, paciencia, apoyo y comprensión, durante todos estos años que hemos estado juntos.

Finalmente, quisiera agradecer a todos mis familiares y hacer una mención especial en recuerdo de mi abuelito que descansa en el cielo.

Tabla de contenido

1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Antecedentes generales	1
1.3. Objetivos	2
1.3.1. Objetivo general	2
1.3.2. Objetivos específicos	3
1.4. Alcances	3
1.5. Metodología	3
2. Antecedentes	5
2.1. Especificaciones técnicas del turbo-generador	5
2.2. Especificaciones técnicas del banco de pruebas	6
2.3. Normas ISO	6
2.4. Mantenimiento predictivo	8
2.5. Modos de falla	9
2.5.1. Desbalance	10
2.5.2. Eje doblado	10
2.5.3. Soltura	11
2.5.4. Roce	11
2.5.5. Cavitación	11
2.5.6. Grieta	11
2.5.7. Rodamientos	12
2.5.8. Generador	13
2.5.9. Diagnóstico por probabilidades	13
2.6. Procesamiento de señal	14
2.6.1. Técnica de la envolvente	14
2.6.2. Transformada de Fourier	15
2.6.3. Aliasing	16
2.6.4. Leakage	17
2.6.5. Ventanas	18
2.6.6. Promedios	18
3. Desarrollo	20
3.1. Modos de falla	20
3.2. Montaje de sensores en el turbogenerador	21
3.3. Montaje del banco de prueba	22

3.3.1.	Desbalance estático y de par	22
3.3.2.	Soltura	22
3.3.3.	Roce	23
3.3.4.	Eje doblado	23
3.3.5.	Grieta	24
3.3.6.	Fallas en rodamientos	24
3.4.	Algoritmo de monitoreo de condición y diagnóstico	25
3.4.1.	Frecuencia de muestreo y número de datos	25
3.4.2.	Lectura de datos y procesamiento de la señal	27
3.4.3.	Gráficos y reconocimiento de frecuencias	28
3.4.4.	Umbral de evaluación y detección de fallas	28
3.4.5.	Diagnóstico	29
3.4.6.	Reconocimiento de patrón	29
3.4.7.	Predicción de falla	31
4.	Resultados y análisis	34
4.1.	Resultados del turbo-generador	34
4.1.1.	Régimen permanente sin carga eléctrica	34
4.1.2.	Régimen permanente con carga	36
4.1.3.	Régimen permanente con desconexión de fase	37
4.1.4.	Régimen transiente	37
4.1.5.	Análisis modal experimental	39
5.	Validación de algoritmo	42
5.1.	Desbalance estático y de par	42
5.2.	Soltura	43
5.3.	Roce	43
5.4.	Eje doblado	44
5.5.	Grieta	45
5.6.	Falla en rodamientos	46
5.7.	Cavitación	47
5.8.	Diagnóstico del algoritmo	47
6.	Discusión	50
6.1.	Modos de falla	50
6.2.	Análisis del turbo-generador	50
6.3.	Algoritmo de monitoreo y diagnóstico de la condición	51
7.	Conclusiones y recomendaciones	53
7.1.	Conclusiones	53
7.2.	Recomendaciones	53
	Bibliografía	56
	Anexo A. Frecuencias monitoreadas	57
	Anexo B. Matriz de probabilidades	60

Anexo C. Algoritmos	63
C.1. Algoritmo de monitoreo de condición y diagnóstico	63
C.2. Algoritmo para régimen transiente	78
Anexo D. Gráficos	81
D.1. Régimen permanente sin carga	82
D.2. Régimen permanente con carga	85
D.3. Fallas en banco de pruebas	88
D.4. Régimen permanente con desconexión de fase	89
D.5. Régimen transiente	93

Índice de tablas

2.1.	Descripción de componentes del banco de pruebas	6
2.2.	Severidad de las vibraciones para máquinas Clase I	7
2.3.	Frecuencias de fallas en el generador	13
3.1.	Selección del número de datos. Elaboración propia	27
4.1.	Velocidad RMS en régimen permanente sin carga	34
4.2.	Frecuencias encontradas en régimen permanente sin carga. Análisis promedio lineal	35
4.3.	Frecuencias encontradas en régimen permanente sin carga. Análisis retención de máximo	35
4.4.	Velocidad RMS en régimen permanente con carga	36
4.5.	Frecuencias encontradas en régimen permanente con carga. Análisis promedio lineal	36
4.6.	Frecuencias encontradas en régimen permanente con carga. Análisis retención de máximo	36
4.7.	Velocidad RMS en régimen permanente con desconexión de carga	37
4.8.	Frecuencias naturales de los primeros 10 modos normales de vibración	40
5.1.	Validación con reconocimiento de patrón excepto fallas características de rodamientos	48
5.2.	Evaluación de probabilidades de falla	48
5.3.	Validación de fallas en rodamientos.	49
7.1.	Resumen de características del algoritmo	54
7.2.	Características de los sensores	54
A.1.	Frecuencias BPFO	58
A.2.	Frecuencias BPFI	58
A.3.	Frecuencias BSF [Hz]	58
A.4.	Frecuencias FTF [Hz]	58
A.5.	Frecuencias Naturales [Hz]	59
A.6.	Armónicos y frecuencias fraccionarias	59
B.1.	Frecuencia Predominante	61
B.2.	Ubicación predominante	62

Índice de ilustraciones

1.1.	Componentes de la Central Microhidráulica. Modificado de <i>www.centroenergia.cl</i> .	2
1.2.	Metodología. Elaboración propia	4
2.1.	Componentes del turbo-generador. Elaboración propia	5
2.2.	Componentes del banco de prueba. Elaboración propia	6
2.3.	Esquema de ubicación de acelerómetros en maquinaria vertical	9
2.4.	Espectro característico de desbalance. Modificada de [15]	10
2.5.	Espectro característico de eje doblado. Modificada de [15]	10
2.6.	Componentes principales de un rodamiento. Elaboración propia	12
2.7.	Aplicación de la técnica de la envolvente. Modificada de [3]	15
2.8.	Gráficos esquemáticos de la transformada de Fourier. Modificada de [15]	17
2.9.	Efecto de aliasing: los círculos representan el muestreo de la señal. Obtenida de [10]	17
2.10.	Hipótesis de periodicidad. Arriba, señal tipo coseno periódica en T. Abajo, señal tipo coseno no periódica en T. Obtenida de [10]	18
3.1.	Ubicación de los acelerómetros en el turbogenerador	21
3.2.	Vectores para cálculo de proyecciones en C'. Elaboración propia	21
3.3.	Fotografía de desbalance de par.	23
3.4.	Fotografía de los pernos que fijan el alojamiento del rodamiento 6308	23
3.5.	Fotografías del montaje para roce continuo y discontinuo	23
3.6.	Fotografía del procedimiento para doblar los ejes	24
3.7.	Fotografía el eje doblado en el centro	24
3.8.	Fotografías de las fallas en los elementos del rodamiento	25
3.9.	Diagrama de flujo de procesamiento del algoritmo	26
3.10.	Frecuencias no discriminadas en función del número de datos. Elaboración propia .	27
3.11.	Esquema de aplicación de promedios. Elaboración propia	28
3.12.	Árbol de decisión principal	30
3.13.	Árbol de decisión de ruido de banda ancha	30
3.14.	Árboles de decisión de fallas en el ventilador, rodete, bobinas del estator y grieta .	31
3.15.	Árboles de decisión de fallas en rodamientos	31
3.16.	Árbol de decisión para predicción de falla	33
4.1.	Espectro en cascada en ubicación Norte. Elaboración propia.	38
4.2.	Perfil de frecuencia de rotación en ubicación Norte. Elaboración propia.	38
4.3.	Espectro en cascada en ubicación Este. Elaboración propia.	39
4.4.	Perfil de frecuencia de rotación en ubicación Este. Elaboración propia.	39
4.5.	Espectro en cascada en ubicación Vertical. Elaboración propia.	39

4.6.	Perfil de frecuencia de rotación en ubicación Vertical. Elaboración propia.	40
4.7.	Montaje en análisis modal	40
4.8.	Modos 1 y 2. Línea punteada: sin deformación. Continua roja: con deformación . .	41
4.9.	Modos 3 y 4. Línea punteada: sin deformación. Continua roja: con deformación . .	41
5.1.	Espectro de desbalance estático	42
5.2.	Espectro de desbalance de par	43
5.3.	Espectro de soldadura	43
5.4.	Espectro de roce continuo	44
5.5.	Espectro de roce discontinuo	44
5.6.	Espectro de eje doblado en el centro	45
5.7.	Espectro de eje doblado en el extremo	45
5.8.	Espectro de eje con grieta y sin grieta	45
5.9.	Espectros de falla BPFI y BPFO	46
5.10.	Espectro de falla BSF y FTF	46
5.11.	Espectro de cavitación	47
D.1.	Espectros sin carga, posición Superior	82
D.2.	Espectros sin carga, posición Inferior	83
D.3.	Espectros con retención de máximo sin carga. Posición superior e inferior	84
D.4.	Espectros con carga, posición Superior	85
D.5.	Espectros con carga, posición Inferior	86
D.6.	Espectros con retención de máximo. Posición superior e inferior	87
D.7.	Espectros con retención de máximo. Posición superior e inferior	88
D.8.	Espectros con desconexión de 1 fase. Posición superior e inferior	89
D.9.	Espectros con desconexión de 2 fases. Posición superior e inferior	90
D.10.	Espectros con desconexión de 3 fases. Posición superior e inferior	91
D.11.	Espectros de desbalance con placa para roce	92
D.12.	Espectros de desalineamiento	92
D.13.	Espectro en cascada ubicación inferior A	93
D.14.	Perfil de frecuencia de rotación ubicación inferior A	93
D.15.	Espectro en cascada ubicación inferior C'.	94
D.16.	Perfil de frecuencia de rotación ubicación inferior C'.	94
D.17.	Espectro en cascada ubicación inferior Vertical B	94
D.18.	Perfil de frecuencia de rotación ubicación inferior Vertical B	95

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

La abundancia del recurso hídrico en Chile posibilita la instalación desde grandes a pequeñas centrales de generación hidroeléctrica. Las primeras poseen una alta eficiencia y además aprovechan los beneficios de las economías de escala, sin embargo tienen un gran impacto en el terreno ocupado, tanto por la extensión de la zona inundada como por la línea de transmisión necesaria para llevar la energía a los lugares de consumo. Por otro lado, las pequeñas centrales, especialmente las microhidráulicas tienen la ventaja de poder ser instaladas en recursos de bajo caudal y en lugares de difícil acceso donde no llegan las líneas de transmisión de los sistemas interconectados. Por lo tanto, prácticamente no afectan el entorno natural y se hacen muy viables económicamente al operar en sistemas de generación distribuida, evitando grandes trazados de tendidos eléctricos.

Actualmente se está legislando para aumentar la participación de unidades de generación de energía renovable no convencional (ERNCC), por lo tanto se prevé un incremento en la demanda por el uso de estas tecnologías.

1.2. Antecedentes generales

El presente trabajo de título se enmarca dentro del proyecto MicroHidráulica Inteligente Plug and Play (SMHPP por sus siglas en inglés), el cual busca desarrollar una central microhidráulica con todos sus componentes, bocatoma, desarenador, cámara de carga, tubo de aducción, turbo-generador y control automático, de tal forma que el conjunto se pueda instalar y operar con facilidad. Ver Figura 1.1.

En un conjunto turbo-generador las partes mecánicas susceptibles de fallas son principalmente los rodamientos, eje, rodete, los cuales pueden presentar, desbalance, roce, defectos en rodamientos y soldadura de pernos.

Un mantenimiento basado en la condición o predictivo, consiste en monitorear la condición de los componentes de forma continua o periódica, aumentando la disponibilidad del equipo, además de prevenir fallas imprevistas. Existen muchas técnicas de mantenimiento predictivo, tales como, monitoreo de vibraciones, emisiones acústicas, aceite, partículas, corrosión, temperatura, de estas, la más efectiva para el monitoreo de la condición de maquinaria rotatoria es el monitoreo de vibraciones.

El análisis de vibraciones comprende el estudio de la máquina, la medición de la señal y su procesamiento, esta última etapa es una de las más importante pues es donde se debe aplicar los filtros y técnicas necesarias para evitar errores por ruido en la señal o errores propios de la discretización de las mediciones, también mediante el uso de las técnicas de la envolvente y transformada de Fourier se puede determinar el espectro, el que permite identificar las frecuencias características de falla y con esto determinar la severidad de éstas.

Cada uno de los tipos de falla presenta una frecuencia característica cuya amplitud posee información a cerca de la severidad de la falla y cuyo límite se rige por normas como la ISO 10816 e ISO 13373.

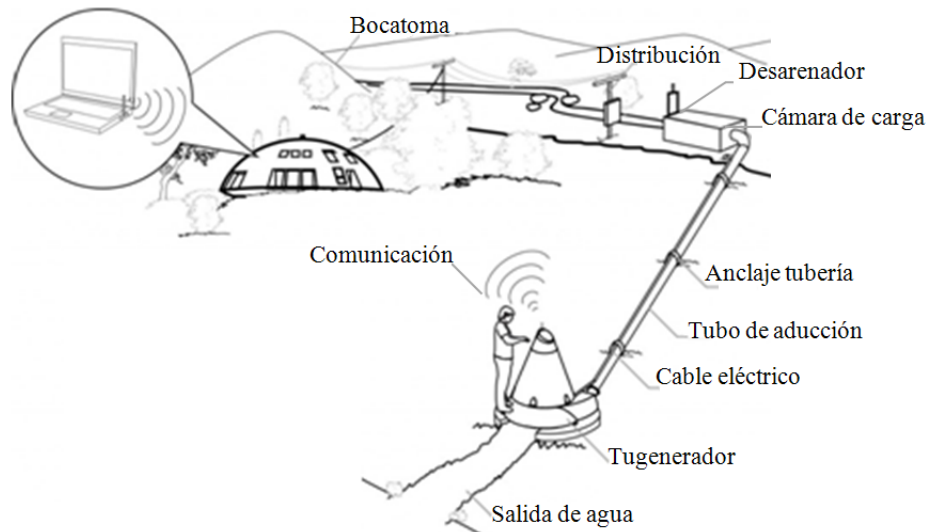


Figura 1.1: Componentes de la Central Microhidráulica. Modificado de www.centroenergia.cl

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Desarrollar un sistema de monitoreo de la condición mediante análisis de vibraciones en una central microhidráulica de 10 kW.

1.3.2. Objetivos específicos

- Identificar los modos de fallas del turbogenerador.
- Estudiar frecuencias características de falla y analizar las vibraciones producidas por la unidad de generación.
- Desarrollar un algoritmo para diagnóstico de la condición del turbogenerador

1.4. Alcances

El presente trabajo de título, se lleva a cabo en el turbo-generador de una central microhidráulica de 10 kW con turbina turgo de eje vertical, y consiste en el desarrollo de un sistema de monitoreo de vibraciones para realizar mantenimiento predictivo a los componentes mecánicos. El sistema de monitoreo utiliza mediciones en las partes no rotativas de la máquina. El algoritmo para procesamiento de señales y diagnóstico de falla se programa en Matlab, el cual se podrá utilizar de forma manual para realizar monitoreo periódico de la condición de la máquina. Todos los análisis se realizan en las condiciones de instalación dispuestas en el Laboratorio de Procesos Mecánicos del Departamento de Ingeniería Mecánica.

Se escoge la mejor ubicación de los acelerómetros sujeta a los espacios donde se puede acceder e instalar los sensores.

1.5. Metodología

En primer lugar se realizan inspecciones a la máquina con el fin de identificar los modos y frecuencias de falla que pueda presentar, luego se definen los criterios de alerta, severidad de falla y la ubicación de los acelerómetros de acuerdo a las norma ISO 10816 [1] y la norma ISO 13373 [2].

Las mediciones en el turbo-generador se realizan en condiciones de régimen permanente, a frecuencia de rotación nominal (1500 RPM) y a frecuencia de rotación de embalamiento, provocado por la desconexión de fases (caída de carga eléctrica). También se realizan mediciones en régimen transiente, desde 0 RPM hasta 1800 RPM y un análisis modal.

El algoritmo se desarrolla en el *software* Matlab. En la primera aproximación se incluye la información recopilada en la literatura, luego, iterativamente, se va ajustando el procesamiento de señal y reglas de diagnóstico con los análisis en el tubo-generador y validaciones en el banco de prueba.

Tanto las señales medidas en el tubo-generador como en el banco de pruebas son procesadas con el mismo algoritmo, en cada una de ellas, se obtienen gráficos para determinar manualmente el tipo de falla, basado en los antecedentes recopilados y el conocimiento a priori de las fallas inducidas en el banco de pruebas. Por otro lado, el algoritmo realiza un diagnóstico automático mediante un sistema experto, el cual se compara con el diagnóstico manual, si estos coinciden,

se da por terminado el algoritmo, sino, se ajusta con tal de obtener un diagnóstico acorde con lo observado manualmente.

En la Figura 1.2 se muestra un diagrama de flujo que explica la metodología utilizada para el desarrollo del algoritmo.

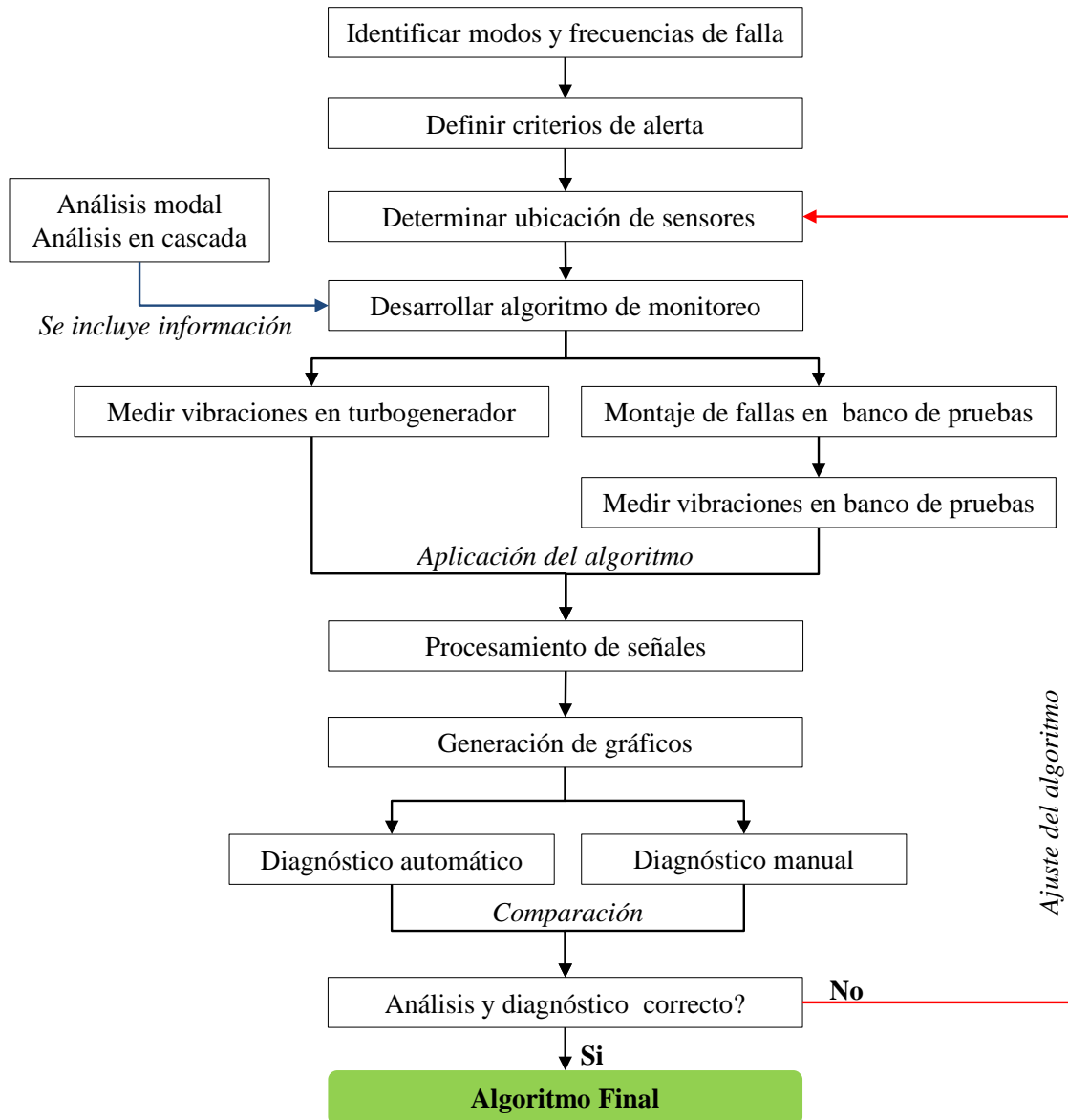


Figura 1.2: Metodología. Elaboración propia

Capítulo 2

Antecedentes

2.1. Especificaciones técnicas del turbo-generador

El turbo-generador es el encargado de transformar la energía hidráulica en mecánica rotacional y luego en energía eléctrica, consta de un eje vertical único que gira solidariamente con el rodete y rotor del generador, no existen acoplamientos ni cajas reductoras. El eje posee dos descansos idénticos, constituidos por rodamientos de bolas. La unidad posee una carcasa de acero fundido con rejillas protectoras para la entrada y salida de la ventilación. El rodete corresponde a una turbina turgo de 14 álabes con dos inyectores. Posee un generador síncrono, trifásico, potencia nominal 10 kW y frecuencia de rotación nominal 1500 RPM. La Figura 2.1 muestra un esquema del turbo-generador donde se muestran sus componentes.

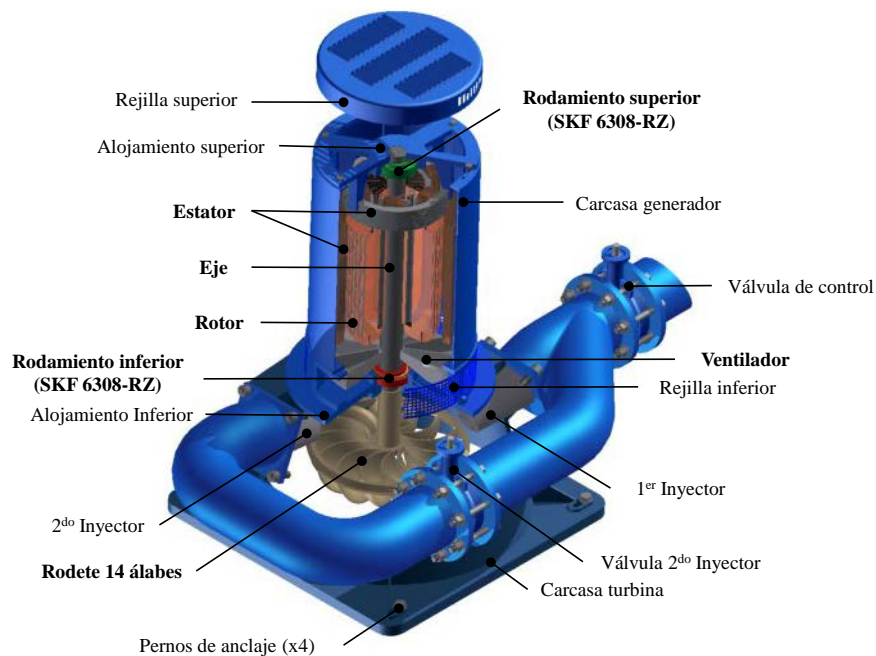


Figura 2.1: Componentes del turbo-generador. Elaboración propia

2.2. Especificaciones técnicas del banco de pruebas

Para el estudio y validación del presente trabajo de título se utiliza un banco de pruebas que permite generar fallas comunes en maquinaria rotativa, en la Figura 2.2 se muestra un esquema con sus componentes y dimensiones principales descritas en la Tabla 2.1.

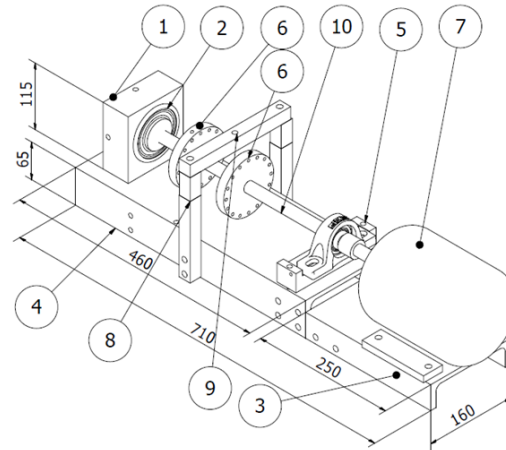


Figura 2.2: Componentes del banco de prueba. Elaboración propia

Componente	Descripción
1	Alojamiento
2	Rodamiento 6308
3	Base del motor
4	Bancada
5	Rodamiento de pedestal
6	Discos para desbalance
7	Motor
8	Arco para perno de roce
9	Perno de roce
10	Eje 19mm

Tabla 2.1: Descripción de componentes del banco de pruebas

2.3. Normas ISO

Las normas ISO 10816 parte 1 [1] e ISO 13373 parte 1 [2], regulan aspectos generales sobre el monitoreo de la condición por análisis de vibraciones, ambas se complementan para entregar guías durante todo el proceso, desde la elección de sensores hasta el diagnóstico y evaluación de severidad de falla. A continuación se presentan los aspectos de evaluación de severidad de falla, establecimiento de alarmas y ubicación de los sensores.

En particular, la Norma ISO 10816 parte 1, es aplicada a mediciones de vibración en partes no rotativas y establece una clasificación de máquinas de acuerdo a su potencia, según las siguientes clases:

Clase I: Partes individuales de motores y máquinas, integralmente conectadas a un sistema, en condiciones de operación normal. Motores de producción eléctrica de hasta 15kW, son ejemplos típicos de máquinas en esta categoría.

Clase II: Máquinas de tamaño mediano, típicamente motores eléctricos con potencias de salida entre 15kW y 75kW, sin fundaciones especiales. Máquinas o motores rígidamente montados en fundaciones especiales, hasta 300kW.

Clase III: Grandes motores principales y grandes máquinas con masas rotantes montadas sobre fundaciones rígidas y fuertes, las cuales son relativamente rígidas en la dirección de medición.

Clase IV: Grandes motores principales y grandes máquinas con masas rotantes montadas sobre fundaciones relativamente débiles en la dirección de medición, por ejemplo, turbogeneradores y turbinas a gas con potencias de salidas mayores a 10MW.

Dada la potencia nominal del turbo-generador del presente trabajo de título, este se encuentra en la Clase I, cuyos rangos para evaluación de severidad de falla se presentan en la Tabla 2.2.

Velocidad de vibración mm/s RMS	Clase I
0,28	A
0,45	
0,71	
1,12	B
1,8	
2,8	C
4,5	
7,1	D
11,2	
18	
28	
45	

Tabla 2.2: Severidad de las vibraciones para máquinas Clase I

Donde:

Zona A: nivel de vibración de una máquina recién puesta en marcha.

Zona B: máquinas con un nivel de vibración aceptable para operación a largo plazo, sin restricción.

Zona C: máquinas con un nivel de vibración inaceptable para continua operación a largo plazo.

Generalmente, en esta condición, la máquina puede operar dentro de un periodo limitado, hasta que surja la oportunidad de llevar a cabo medidas correctivas.

Zona D: los niveles de vibración dentro de esta zona son considerados normalmente suficientemente severos como para causar daño a la máquina.

La Tabla 2.2 es válida para la evaluación en mm/s RMS de toda la señal en el dominio tiempo, en una banda desde 10 Hz a 1000 Hz. El valor RMS se define según la expresión (2.1)

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt} \quad (2.1)$$

donde:

V_{RMS} : es la velocidad RMS

$v(t)$: es la velocidad de vibración en el dominio tiempo.

T : es el tiempo de la muestra.

De acuerdo a estos rangos de severidad de falla se aplican alarmas de aviso de falla incipiente con el fin de programar una futura mantención con anticipación y alarmas de falla para detener el funcionamiento de la máquina y proteger tanto a los usuarios como prevenir una falla catastrófica. La norma ISO 13373 parte 1 fija la alarma por precaución en 1,25 veces el límite superior de la zona B y la alarma por falla, la fija en 1,25 veces el límite superior de la zona C, esto es 2,2 mm/s y 5,6 mm/s respectivamente.

En cuanto a las mediciones, estas deben ser tomadas en los rodamientos, sus alojamientos u otras partes estructurales que respondan significativamente a las fuerzas dinámicas y caractericen las vibraciones de la máquina completamente. En la Figura 2.3 se muestran las ubicaciones típicas para una máquina de eje vertical.

Para definir el comportamiento de las vibraciones en cada posición de medición, es necesario tomar medidas en tres direcciones mutuamente perpendiculares. Generalmente, el requisito para monitoreo operacional es la realización de una o ambas mediciones en la dirección radial, las cuales pueden ser complementadas por medidas de vibraciones axial. Estas últimas son especialmente importantes en rodamientos de empuje.

2.4. Mantenimiento predictivo

El mantenimiento predictivo o mantenimiento basado en la condición, consiste en el monitoreo de la condición mecánica, eficiencia de la máquina, entre otros parámetros e intenta estimar el tiempo aproximado para que ocurra una falla funcional. Utiliza una combinación de herramientas para recolección de datos, que permitan conocer las condiciones de operación de un equipo o sistema. Sobre la base de los datos recolectados, se selecciona el programa de mantenimiento.

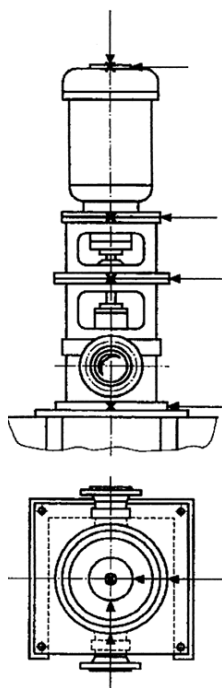


Figura 2.3: Esquema de ubicación de acelerómetros en maquinaria vertical

Actualmente, las técnicas usadas en mantenimiento predictivo son muy similares a las técnicas de diagnóstico médico. Cuando un cuerpo humano tiene un problema, este muestra uno o más síntomas, el sistema nervioso actúa como sensor y percibimos la sensación de malestar, además, si es requerido, se realizan test patológicos para diagnosticar el problema. Sobre esa base se recomienda un tratamiento.

En forma similar, los defectos que aparecen en una máquina, siempre presentan síntomas en forma de vibración o algún otro parámetro. Sin embargo, estos, muchas veces no pueden ser percibidos por los humanos. Aquí es donde se usan las técnicas de mantención predictiva, estas técnicas detectan síntomas de las fallas que han ocurrido en las máquinas y asisten en diagnosticar la causa. En muchos casos es posible estimar la severidad de la falla por medio de normas como la ISO 10816, dedicada particularmente a análisis de vibraciones con mediciones en partes no rotativas.

En mantenimiento predictivo se pueden usar varias técnicas, tales como, análisis de vibraciones, análisis de aceite y partículas de desgaste, ultrasonido, termografía, evaluación de parámetros de proceso, entre otras técnicas para determinar la condición del equipo. Entre estas numerosas técnicas de mantenimiento, indudablemente, la técnica más efectiva para detectar defectos mecánicos en maquinaria rotativa, es el análisis de vibraciones [15]

2.5. Modos de falla

Un modo de falla es el efecto por el cual una falla es observada, estos pueden ser, desbalance, soltura, roce, entre otros tipos que son abordados en este capítulo, de acuerdo a las características

del turbo-generador en estudio.

2.5.1. Desbalance

La vibración debida al desbalance del rotor es probablemente el problema más común, afortunadamente es fácil de detectar y rectificar. Todos los tipos de desbalance presentan una frecuencia de vibración de 1X donde la amplitud varía proporcionalmente con el cuadrado de la velocidad de rotación de la máquina. En el caso de desbalance de par se pueden presentar altas vibraciones axiales [15].

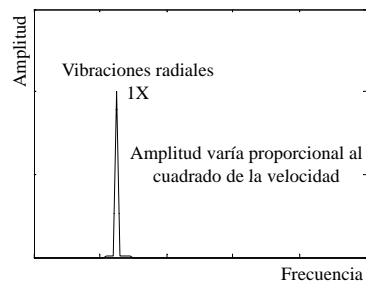


Figura 2.4: Espectro característico de desbalance. Modificada de [15]

2.5.2. Eje doblado

Un eje doblado es una forma de desbalance y en su espectro se puede distinguir la componente 2X [19]. Cuando el eje se encuentra doblado, las vibraciones axiales y radiales son altas, donde las vibraciones axiales pueden ser más altas que las radiales. Normalmente se encuentran frecuencias con componentes de 1X y 2X [15].

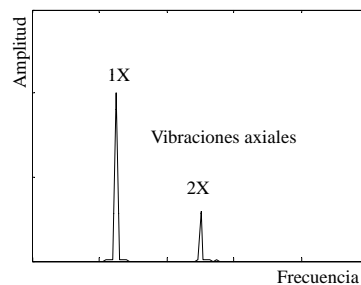


Figura 2.5: Espectro característico de eje doblado. Modificada de [15]

- Si la amplitud de 1X RPM es dominante, entonces el eje está doblado cerca del centro (Figura 2.5).
- Si la amplitud de 2X RPM es dominante, entonces el eje está doblado en sus extremos.

2.5.3. Soltura

La forma más común de soltura puede empezar con un incremento en la amplitud de la frecuencia fundamental y sus armónicos. A medida que la soltura aumenta, los armónicos también aumentan y tanto la amplitud de 1X como el valor RMS global pueden disminuir. La siguiente etapa de soltura puede ser la aparición de líneas espectrales a fracciones de la frecuencia de rotación del eje, esas líneas espectrales pueden ocurrir a $1/2X$, $1/3X$, $1/4X$ [19].

2.5.4. Roce

La forma más común de roce es cuando el rotor golpea algo una o varias veces en cada revolución apareciendo la componente 1X en el espectro.

El roce también puede ocurrir a un múltiplo específico de la frecuencia de rotación del eje, por ejemplo si cada álabe de un ventilador de refrigeración está golpeando algo, la frecuencia generada puede ser el número de álabes multiplicado por la frecuencia de rotación del eje. También puede pasar cuando la superficie del rotor golpea a otro objeto un número de veces en cada revolución. Este tipo de roce puede generar una serie de líneas espectrales, donde la diferencia entre estas será la frecuencia de rotación del eje. La frecuencia central podría ser igual al número de golpes en cada revolución, multiplicado por la frecuencia de rotación del eje, o una frecuencia natural excitada [19].

El roce del rotor puede producir un espectro que es similar al de soltura. El roce puede excitar fracciones enteras de subarmónicos, dependiendo de la ubicación de las frecuencias naturales del rotor [15]. En un estudio realizado por Ngoc-Tu Nguyen et al [11] se muestra el ejemplo de un espectro de roce donde se excitan frecuencias correspondientes a fracciones enteras de $1/3X$.

2.5.5. Cavitación

El fenómeno de cavitación, normalmente genera una banda ancha de alta frecuencia, normalmente superpuesta con la frecuencia de paso de los álabes [19].

2.5.6. Grieta

El principio básico durante el desarrollo de una grieta es que el rotor pierde rigidez en la dirección perpendicular a la dirección de la grieta.

Existen dos síntomas fundamentales de grieta en el eje, el primero es el cambio de amplitud y fase de 1X, la flexión del eje, debido a la grieta causa el cambio en 1X, es importante notar que la amplitud y fase puede ser mayor o menor. Entonces cualquier cambio en amplitud y fase debe gatillar una alarma por la posibilidad de grieta. El siguiente síntoma es la ocurrencia de la frecuencia

2X, la causa de esta componente es debido a la asimetría en la rigidez de un eje horizontal sobre el cual, pueden estar actuando fuerzas radiales como la gravedad [15].

2.5.7. Rodamientos

Un rodamiento está compuesto de una pista interna y externa, una jaula y elementos rodantes, en cualquiera de estas partes pueden ocurrir defectos y causar vibraciones de alta frecuencia, en la mayoría de los casos es posible detectar defectos en los componentes del rodamiento de acuerdo a la frecuencia específica de vibración que ha sido excitada [8].

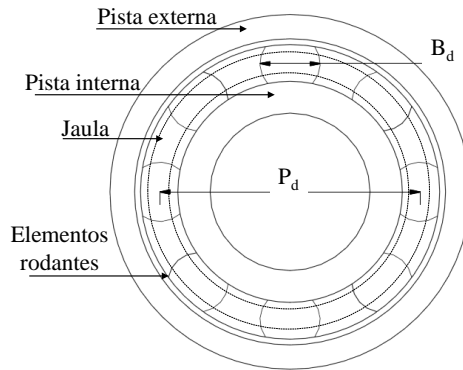


Figura 2.6: Componentes principales de un rodamiento. Elaboración propia

Las frecuencias características de falla para rodamientos dependen de sus dimensiones y geometría, según las siguientes fórmulas:

Frecuencia de paso de los elementos rodantes por el aro interior (*Ball Pass Frequency Inner*).

$$BPF I = \frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) RPM \quad (2.2)$$

Frecuencia de paso de los elementos rodantes por el aro exterior (*Ball Pass Frequency Outer*).

$$BPF O = \frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) RPM \quad (2.3)$$

Frecuencia de rotación de los elementos rodantes (*Ball Spin Frequency*).

$$BSF = \frac{P_d}{2B_d} \left(1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \right)^2 \cos^2 \theta \right) RPM \quad (2.4)$$

Frecuencia fundamental de la jaula (*Fundamental Train Frequency*).

$$FTF = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) RPM \quad (2.5)$$

donde:

N_b : número de elementos rodantes.

B_d : diámetro de los elementos rodantes.

P_d : diámetro de paso.

θ : ángulo de contacto de los elementos rodantes.

2.5.8. Generador

En el generador se pueden encontrar fallas en el rotor y en el estator debido a un desequilibrio de las fuerzas magnéticas. Causadas por los siguientes modos de falla:

Modo de falla	Frecuencia
Falla en el estator	$2XF_L$ [4]
Falla en las bobinas del estator	CPF [15]
Problemas de fase	$2XF_L$ con bandas laterales a $1/3F_L$ [15]

Tabla 2.3: Frecuencias de fallas en el generador

donde:

CPF es la frecuencia de paso de las bobinas (*Coil Pass Frequency*)

F_L es frecuencia de línea (50Hz).

2.5.9. Diagnóstico por probabilidades

John S. Sohre reunió una extensa base de datos en sus experiencias de trabajo por cerca de 4 décadas. La base de datos dada por Sohre se entrega en forma de tablas. En cada una de ellas, se listan los síntomas en la fila superior y las posibles causas en la primera columna a la izquierda. En estas tablas, se muestra la probabilidad asociada a cada síntoma y causa. La probabilidad en cada fila, normalmente suma 100%, en algunos casos, no, porque algunas máquinas muestran varios de esos síntomas simultáneamente [14]. En el Anexo B, se muestra parte de las tablas dadas por John S. Sohre.

El proceso de evaluación basado en las tablas de Sohre es de la siguiente forma; primero se calcula la probabilidad condicional de observar un síntoma B_k , dada una causa A_j , dentro de n síntomas de una misma categoría, según la ecuación (2.6) [9] [20]

$$P_c(A_j) = P(B_k/A_j) = \frac{P(A_j/B_k)}{P(A_j)} = \frac{P(A_j \cap /B_k)}{\sum_{i=1}^n P(A_j \cap /B_i)} \quad (2.6)$$

donde $P_c(A_j)$ es la probabilidad de que ocurra la causa A_j en la categoría c . El resultado final se obtiene de calcular la media geométrica de las probabilidades obtenidas con la ecuación 2.6.

$$P(A_j) = \left(\prod_{i=1}^n P_i(A_j) \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.7)$$

Aquí, n es el número de categorías consideradas en la inferencia y $P(A_j)$ puede ser definido como un factor de certeza de la hipótesis de que la causa A_j ocurrió. Como es sabido comparado con la media aritmética, la media geométrica, da una probabilidad más baja, la cual resulta en considerar más la probabilidad de que la causa $P(A_j)$ no ocurre, con el propósito de clarificar las posibles causas.[9]

2.6. Procesamiento de señal

Para el procesamiento de la señal se utilizan diferentes herramientas matemáticas que permiten tomar una muestra de datos minimizando errores y visualizar el espectro adecuado para identificar las frecuencias características de falla.

2.6.1. Técnica de la envolvente

Debido a la presencia de defectos localizados, se producen cambios abruptos en los esfuerzos de contacto en las interfaes, lo cual resulta en la generación de pulsos de muy corta duración que excitan las frecuencias naturales de las pistas y soporte del rodamiento [13]. La señal de vibración de las fallas en rodamientos es, en esencia, una señal de amplitud modulada (AM), donde la señal moduladora contiene información a cerca de las fallas subyacentes, luego, estas fallas se pueden detectar por análisis de la envolvente de la señal [5]. Ver Figura 2.7.

Una forma de calcular la envolvente de la señal es usando la transformada de Hilbert [3], la cual se define como:

$$H \{f(t)\} = p.v. \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{f(t - \tau)}{\pi\tau} d\tau \quad (2.8)$$

donde $f(t)$ es una señal arbitraria y $p.v.$ denota el valor principal de Cauchy. Para la señal AM real con una señal moduladora $a(t)$ y una frecuencia portadora f_0 como en la ecuación (2.9), la parte moduladora, es decir, la envolvente $a(t)$, puede ser extraída por la transformación de la expresión (2.10) [3]:

$$x_{am}(t) = a(t) \cos(2\pi t f_0 + \varphi) \quad (2.9)$$

$$x_{am}(t) + jH \{x_{am}(t)\} = a(t) e^{j\phi(t)} \quad (2.10)$$

donde $\phi(t) = \cos(2\pi t f_0 + \varphi)$ y φ representa la fase inicial. La señal definida por (2.10) es regularmente llamada como *la señal analítica*, y es caracterizada por el hecho de que esta tiene solo frecuencias componentes positivas. La ecuación (2.10) es válida solo bajo la condición de que los espectros de $a(t)$ y $\phi(t)$ no estén superpuestos [3]. Cuando esas condiciones son conocidas, la envolvente de la señal $x_{am}(t)$ se puede obtener calculando el módulo de la señal analítica (2.10).

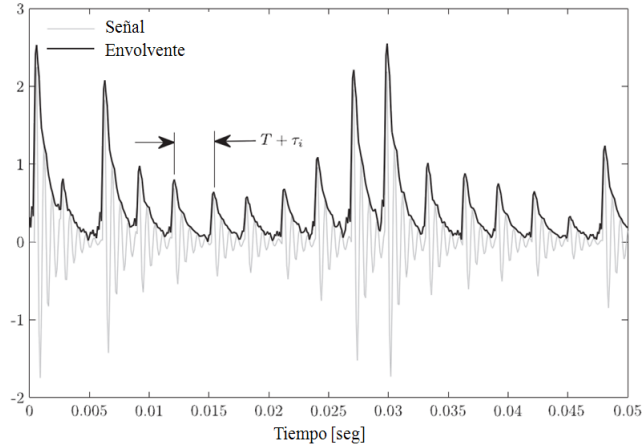


Figura 2.7: Aplicación de la técnica de la envolvente. Modificada de [3]

Para utilizar la técnica de la envolvente en la señal que se desea estudiar, primero se debe aplicar un filtro pasabanda, con un ancho de banda suficientemente ancho para considerar las componentes de bandas laterales, después, la envolvente se calcula tomando el módulo de la señal analítica. De esta forma, el espectro de la señal envolvente obtenida, contiene las características necesarias para la detección de fallas en rodamientos, estas, están representadas por la amplitud de las componentes del espectro, centradas en las frecuencias características de rodamientos, calculadas según las expresiones (2.2), (2.3), (2.4), (2.5).

2.6.2. Transformada de Fourier

J.B. Fourier probó que una función periódica se puede representar como una suma de componentes sinusoidales a frecuencias equiespaciadas [10]:

$$g(t) = \sum_{-\infty}^{+\infty} G(k\Delta f) e^{j2\pi k\Delta f t} \quad (2.11)$$

Los coeficientes de Fourier viene dados por:

$$G(k\Delta f) = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{+\frac{T}{2}} g(t) e^{-j2\pi k\Delta f t} dt \quad (2.12)$$

donde:

t : tiempo

k : entero que cuenta los pasos de frecuencia

Δf : espaciado de frecuencias o resolución ($\Delta f = 1/T$)

$$j = \sqrt{-1}$$

T : periodo ($T = 1/\Delta f$)

El set de valores $G(k\Delta f)$ se denomina espectro de la función $g(t)$. Para posibilitar el manejo de la señal continua adquirida en las mediciones, se debe representar por una señal discreta con valores a tiempos equidistantes. Con esto la transformada de Fourier queda como:

$$g(n\Delta f) = \frac{1}{f_s} \int_{-\frac{f_s}{2}}^{+\frac{f_s}{2}} G(F) e^{j2\pi k\Delta f t} df \quad (2.13)$$

$$G(f) = \sum_{-\infty}^{+\infty} g(n\Delta t) e^{-j2\pi k\Delta f t} \quad (2.14)$$

donde:

Δt : intervalo de muestreo

f_s : frecuencia de muestreo ($f_s = 1/\Delta t$)

Como es imposible medir la señal temporal hasta un tiempo infinito. Se asume que la señal capturada se repite un periodo T , entregando una función periódica. Combinando la hipótesis de periodicidad con un muestreo temporal de la señal, se obtiene la definición de la transformada discreta de Fourier.

$$g(n\Delta f) = \frac{1}{f_s} \sum_{k=0}^{N_s-1} G(k\Delta f) e^{j2\pi nk/N_s} \quad (2.15)$$

$$G(k\Delta f) = \frac{1}{N_s} \sum_{n=0}^{N_s-1} g(n\Delta t) e^{-j2\pi nk/N_s} \quad (2.16)$$

donde:

N_s : número de datos: $T = N_s\Delta t$ y $f_s = N_s\Delta f$

La evaluación directa de la transformada de Fourier requiere N_s^2 operaciones. Por esto se prefiere la transformada rápida de Fourier (FFT) que reduce el número de operaciones a $N_s \log_2(N_s)$.

2.6.3. Aliasing

El aliasing se produce debido a que la señal temporal debe ser muestreada, la Figura 2.9 muestra un ejemplo de aliasing, donde se presentan tres senos con frecuencias de 1, 4 y 6 Hz muestreados

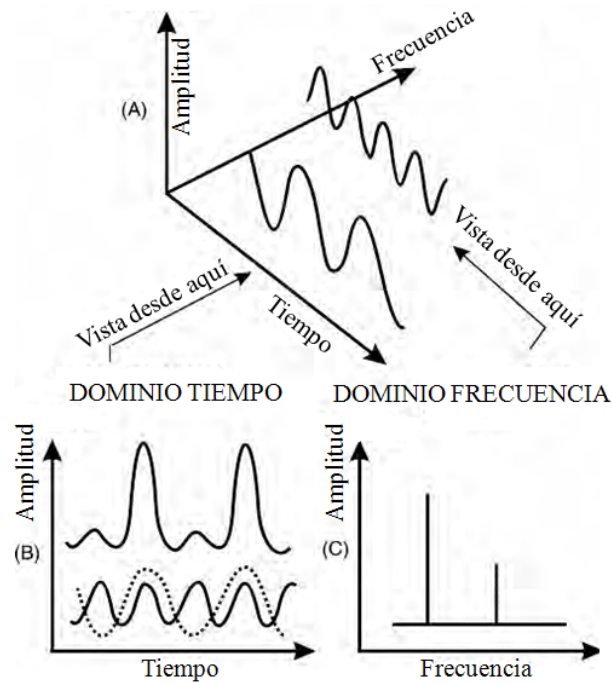


Figura 2.8: Gráficos esquemáticos de la transformada de Fourier. Modificada de [15]

a 5 Hz, a la frecuencia de muestreo los tres senos son idénticos. Componentes de alta frecuencia pueden causar errores de amplitud y frecuencia en el espectro. Si la mayor parte no cumple con el teorema de Shannon: $f_{max} \leq f_s/2$, entonces las frecuencias por sobre $f_s/2$, van a aparecer como frecuencias menores a $f_s/2$. El aliasing se puede evitar removiendo todos los componentes con frecuencias mayores a $f_s/2$. Esto se puede lograr utilizando un filtro pasa bajas. Dado que no existen filtros que remuevan todas las frecuencias altas a cero sin influenciar en las bajas, los filtros se fijan normalmente a un 40% de f_s [10].

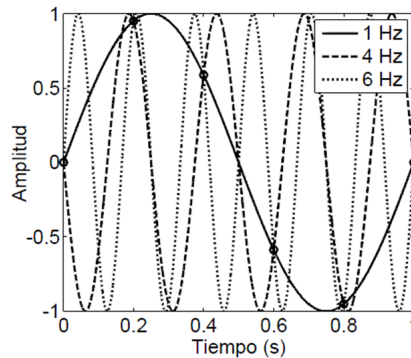


Figura 2.9: Efecto de aliasing: los círculos representan el muestreo de la señal. Obtenida de [10]

2.6.4. Leakage

De la toma de datos en bruto se debe extraer una parte de la señal de periodo T. La transformada discreta de Fourier asume que la señal es periódica con periodo T, si esta condición no se cumple, se produce un error de *leakage*. La Figura 2.10 ilustra el espectro obtenido de una señal tipo coseno,

cuando la función es periódica en T y cuando no lo es. En el segundo caso, el espectro discreto no coincide con el real. El error en la hipótesis de periodicidad produce errores importantes de amplitud y frecuencia [10].

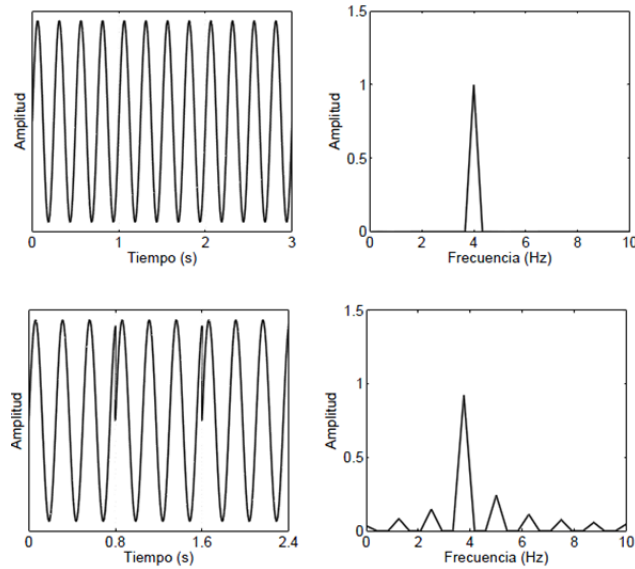


Figura 2.10: Hipótesis de periodicidad. Arriba, señal tipo coseno periódica en T . Abajo, señal tipo coseno no periódica en T . Obtenida de [10]

Para solucionar este problema se utilizan ventanas de tiempo para reducir discontinuidades en la señal.

2.6.5. Ventanas

El uso de ventanas de tiempo no se puede evitar en el procesamiento digital de señales. Al medir una señal temporal, solo una parte de la señal total es considerada. Esto equivale a multiplicar la señal actual con una ventana de tiempo rectangular, sin embargo, una mejor selección de la ventana puede reducir considerablemente el error debido a *leakage*. En general, se buscan ventanas que reduzcan las discontinuidades en los extremos de la señal, dado que reducen el error por leakage al forzar la señal a ser periódica. La selección de una ventana de tiempo es siempre un compromiso entre una buena estimación de la amplitud y una buena resolución espectral [10].

2.6.6. Promedios

Al utilizar solo un intervalo de tiempo para obtener un espectro, se pueden excluir algunos *peaks* causados por fuentes aleatorias de vibración. Por eso, se toman varios intervalos a lo largo de la señal recogida y se obtiene el espectro promedio. 4 promedios son usados comúnmente [17], otras veces 8 o 16 promedios [19].

Entre los tipos de promedios que se pueden realizar, se encuentran: lineal, exponencial, retención de máximo (*peak hold average*), y promedios sincronicos. Cada uno tiene ciertas cualidades

que le permiten ser aplicados a distintos problemas. A continuación se describen los tipos de promedio.

Lineal: en promedio lineal, cada espectro instantáneo es sumado al siguiente y el total se divide por el número de espectros. Este método es útil para obtener datos reproducibles para una tendencia de falla. También es útil para reducir las vibraciones aleatorias de fondo [17].

Retención de máximo: este método, registra la amplitud máxima de cada frecuencia en un intervalo de la muestra, así, cada vez que la amplitud de una frecuencia es mayor que la anterior, se actualiza el registro con esta última. Este tipo de promedios es usado cuando la muestra contiene una frecuencia por un corto periodo de tiempo [19].

Exponencial: Esta técnica toma el espectro más reciente y lo pondera más que los datos anteriores. Es útil para observar condiciones que cambian lentamente, respecto del tiempo de la muestra.

Síncrono: Este método utiliza una señal de sincronización desde la máquina que está siendo analizada. Generalmente, la señal de sincronización es un pulso generado por una fotocélula o un receptor electromagnético, ubicado en una posición de referencia, en la circunferencia del eje. De esta forma, las muestras de vibraciones pueden ser medidas en el mismo instante, respecto de la rotación del eje durante la aplicación de la técnica. Las vibraciones no síncronas son suprimidas efectivamente con este método, el cual se usa en máquinas que tiene muchos componentes rotando a distinta velocidad [15].

Capítulo 3

Desarrollo

En el presente capítulo se determinan las potenciales fallas para definir los patrones de frecuencias que se manifiestan ante su aparición, se indica el montaje realizado para las mediciones, se construye el algoritmo de procesamiento de la señal y finalmente se hace análisis de vibraciones con el turbo-generador bajo diferentes condiciones.

3.1. Modos de falla

Dadas las características del turbo-generador se pueden determinar las siguientes fallas, mediante análisis de vibraciones en partes no rotativas:

- Desbalance
- Soltura
- Roce
- Fallas en rodamientos:
 - BPF1
 - BPFO
 - BSF
 - FTF
- Grieta en el eje
- Cavitación
- Fallas en rodete y ventilador
- Fallas en las bobinas del estator
- Falla en el estator

Cada una de ellas, con síntomas característicos de falla, vistos en la sección 2.5.

3.2. Montaje de sensores en el turbogenerador

Los sensores se ubican cerca de los rodamientos, con mediciones orientadas en tres direcciones mutuamente perpendiculares [1] [2]. Los sensores del rodamiento inferior se ubican en la estructura propia de la máquina, mientras que, para los sensores del rodamiento superior se dispone de soportes auxiliares constituidos por trozos de perfil ángulo, pegados a la máquina con pegamento epóxico Poxipol, esto, pues el tamaño de los sensores, sumado a las irregularidades de la superficie de la máquina, no permiten una adherencia adecuada.

La frecuencia de respuesta según el tipo de montaje, es plana, hasta alrededor de los 2000Hz en montaje con imanes y 500Hz en montaje con una estructura auxiliar [7]. Para detección de fallas en rodamientos, se recomienda medir frecuencias en un rango que cubra los 2000Hz [8], dado esto, en la posición superior, solo el sensor ubicado verticalmente, entrega medidas sin distorsión dentro del rango recomendado. En la Figura 3.1 se muestra el montaje de los acelerómetros en la posición superior e inferior.

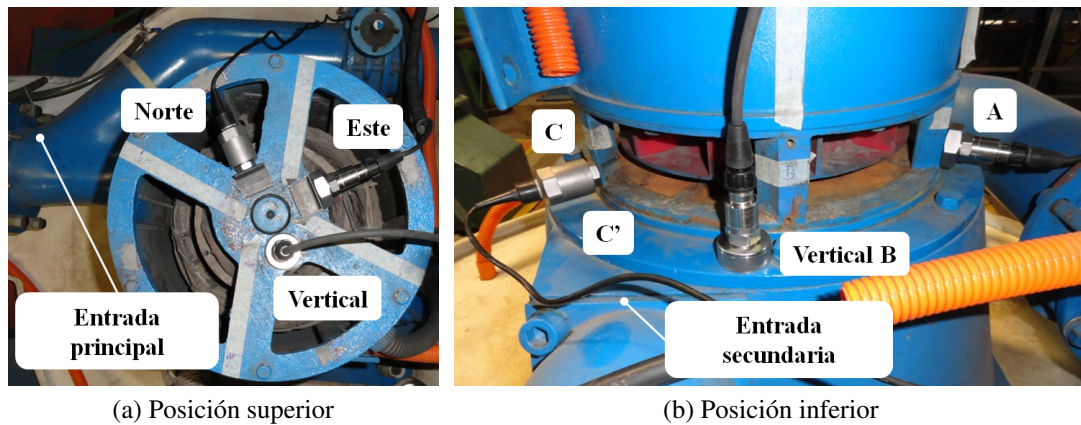


Figura 3.1: Ubicación de los acelerómetros en el turbogenerador

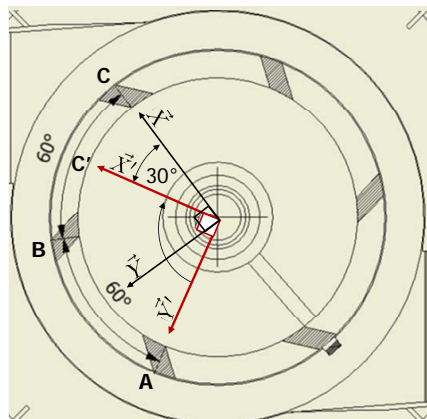


Figura 3.2: Vectores para cálculo de proyecciones en C'. Elaboración propia

En la posición inferior, los acelerómetros se orientan radialmente a 120° , debido a que en esta posición, la estructura de la máquina no permite orientarlos a 90° , entonces, para ajustar la

medición a la norma, se calcula la vibración perpendicular a Y' . Utilizando las dos mediciones radiales disponibles, se despeja \vec{X}' de la ecuación (3.1).

$$\vec{X} = \vec{X}' \cos(\alpha) - \vec{Y}' \sin(\alpha) \quad (3.1)$$

donde:

α : ángulo de rotación

\vec{X}' , \vec{Y}' , \vec{X} , \vec{Y} : vectores aceleración mostrados en la Figura 3.2

luego, la vibración en C' , es:

$$\vec{X}' = \frac{\vec{X} + \vec{Y}' \sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} \quad (3.2)$$

3.3. Montaje del banco de prueba

Antes de realizar cada prueba se alinea el banco con escuadras y micrómetros con referencia en la bancada, luego se miden las vibraciones y se verifica que no haya frecuencias indeseadas asociadas al acoplamiento, entonces se procede a realizar la prueba. En cada prueba, se fija la tasa de rotación del motor en 1494 RPM con un variador de frecuencia, con el fin de reproducir la frecuencia de rotación nominal del turbogenerador. En cada una de las pruebas se varía la cantidad de desbalance, este se genera instalando cilindros de masas de 35gr y 76gr.

A continuación se presenta el montaje realizado para cada una de las pruebas llevadas a cabo en el banco.

3.3.1. Desbalance estático y de par

La prueba de desbalance estático se realiza con una masa de 70gr (dos masas de 35gr), mientras que el desbalance de par se realiza con dos cilindros de 76gr en cada disco, opuestos como muestra la Figura 3.3.

3.3.2. Soltura

Para crear una falla de soltura, se sueltan los pernos del alojamiento del rodamiento 6308, situados por debajo de la bancada, la prueba se realiza con un desbalance de 1 cilindro de 76gr. Figura 3.4.

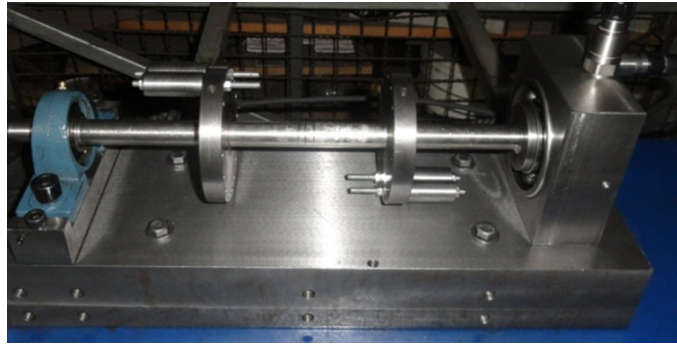


Figura 3.3: Fotografía de desbalance de par.

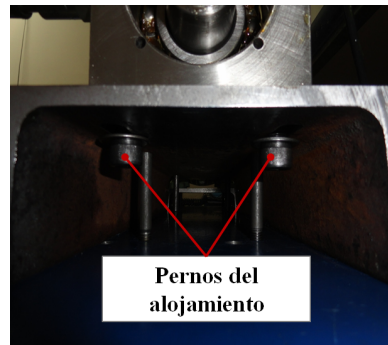
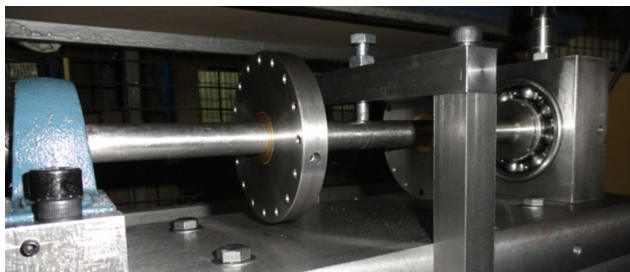


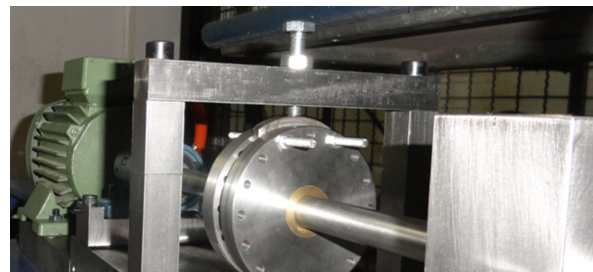
Figura 3.4: Fotografía de los pernos que fijan el alojamiento del rodamiento 6308

3.3.3. Roce

Se realizan pruebas de roce continuo y discontinuo, en la primera se presiona directamente en el eje con un perno, donde los discos están sin desbalance, en roce discontinuo se dispone de una placa metálica que se fija en medio de ambos discos, el perno se ajusta para crear roce cada vez que la placa completa un giro.



(a) Roce continuo



(b) Roce discontinuo

Figura 3.5: Fotografías del montaje para roce continuo y discontinuo

3.3.4. Eje doblado

En esta prueba se utilizan dos ejes, uno doblado 2,3mm de flecha en el centro y otro doblado 0,8mm de flecha cerca del rodamiento 6308. Los ejes se doblan con una prensa hidráulica estando

montados en el banco de prueba (Figura 3.6). Las pruebas se realizan con desbalance de un cilindro de 76gr, hacia el lado convexo del eje.

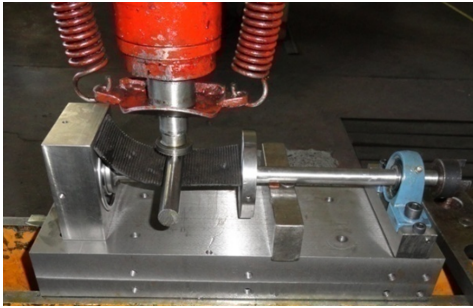


Figura 3.6: Fotografía del procedimiento para doblar los ejes

En la Figura 3.7 se aprecia la curvatura del eje doblado en el centro.

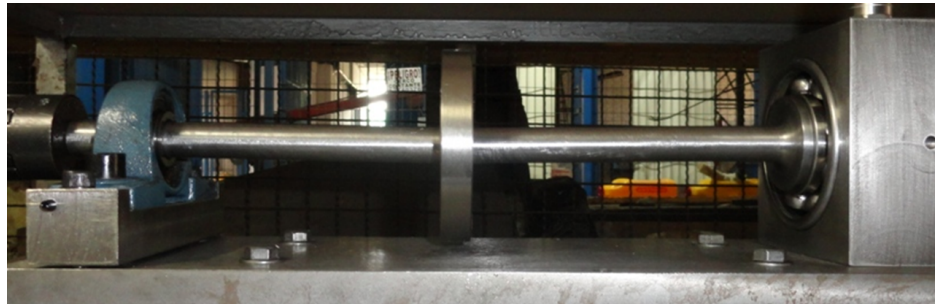


Figura 3.7: Fotografía el eje doblado en el centro

3.3.5. Grieta

En esta prueba se simula una grieta mediante el corte parcial del eje con una sierra de mano, hasta una profundidad de 8,2mm, se mide la señal antes y después de la grieta para establecer el cambio que hubo en la magnitud de la frecuencia 1X. Se aplica un desbalance de 1 cilindro de 76gr, ubicado hacia el lado de la grieta.

3.3.6. Fallas en rodamientos

Para producir estas falla se utilizan dos rodamientos, en uno se crean fallas en pista interna y externa mediante picadura, con una punta de carburo de tungsteno, y en el otro se corta la jaula y se produce un corte en la bola con herramienta Dremel. En la Figura 3.8, se pueden ver las fallas sometidas a pruebas.

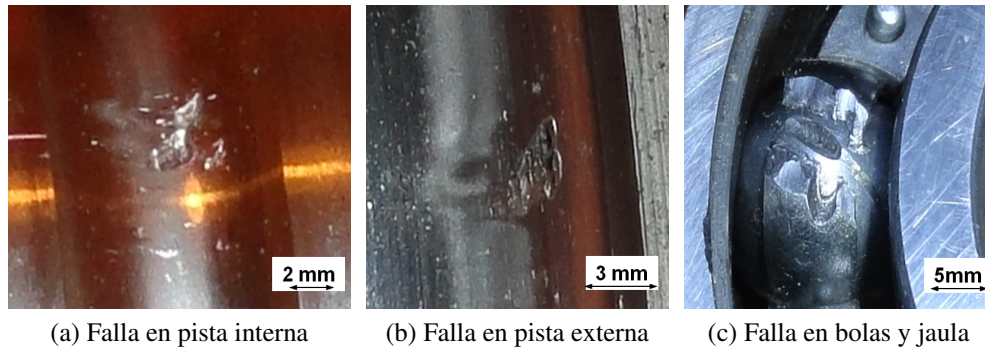


Figura 3.8: Fotografías de las fallas en los elementos del rodamiento

3.4. Algoritmo de monitoreo de condición y diagnóstico

En esta sección, se desarrolla el algoritmo de monitoreo y diagnóstico de la condición del turbo-generador, se configura la lectura de los archivos que contienen la señal recogida por los acelerómetros, se procesa la señal mediante filtros y operaciones matemáticas, que permiten obtener los resultados para la evaluación de severidad de falla y preparación de espectros, para luego realizar el reconocimiento de patrón de frecuencias, evaluación de probabilidad y predicción de falla. En la Figura 3.9 se presenta un diagrama de flujo que indica todos los pasos realizados por el algoritmo.

A continuación se describe el funcionamiento del algoritmo desde la configuración de parámetros, hasta las reglas que utiliza para realizar el diagnóstico final de falla.

3.4.1. Frecuencia de muestreo y número de datos

Para el análisis de falla se utiliza una frecuencia de muestreo f_s de 6000Hz, permitiendo monitorear frecuencias en el espectro, de hasta 2345 Hz sin problemas de aliasing.

Dada la frecuencia de muestreo, se utiliza una resolución tal que se pueda discriminar la mayor cantidad de frecuencias contiguas, separadas por al menos una línea de resolución.

Es decir:

$$f_{(i+1)} - f_i \geq 2\Delta f \quad (3.3)$$

donde f_k son las frecuencias monitoreadas por el algoritmo y Δf es la resolución en frecuencia del espectro.

El gráfico de la Figura 3.10 muestra la cantidad de pares de frecuencias que no se pueden discriminar (F_{nd}) en función de la cantidad de datos tomados de la muestra N_s . N_s , se escoge como potencias de dos para optimizar el algoritmo de la transformada rápida de Fourier (FFT) [16]. Una mayor cantidad de datos mejora la resolución en frecuencia, sin embargo aumenta el tiempo necesario que debe tener la muestra.

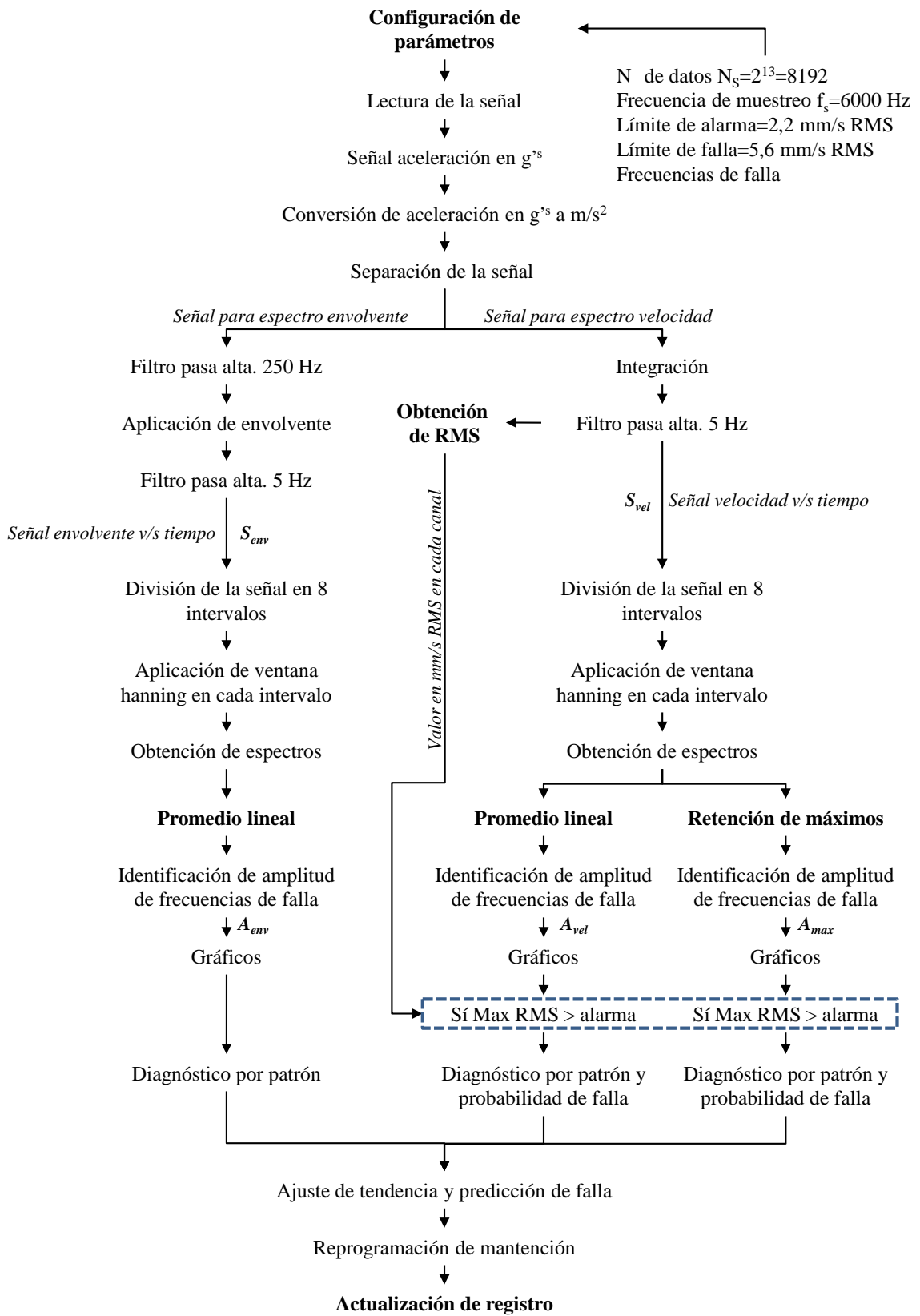


Figura 3.9: Diagrama de flujo de procesamiento del algoritmo

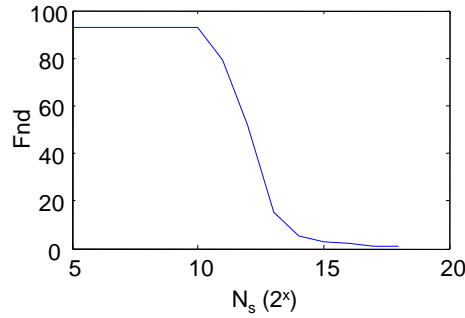


Figura 3.10: Frecuencias no discriminadas en función del número de datos. Elaboración propia

A partir de $2^{13}=8192$ datos se tienen menos de 15 pares de frecuencias que no se pueden discriminar y en adelante, el tiempo de muestra supera los 2 segundos. Ver Tabla 3.1.

N_s N° de datos	F_{nd} N° de pares de frecuencias	T Tiempo de la muestra [seg]	Δf Resolución [Hz]
2^{13}	15	1,4	0,74
2^{14}	5	2,7	0,37
2^{15}	3	5,5	0,19
2^{16}	2	10,9	0,1
2^{17}	1	21,8	0,05

Tabla 3.1: Selección del número de datos. Elaboración propia

3.4.2. Lectura de datos y procesamiento de la señal

De la muestra total se leen los datos necesarios para realizar 8 promedios [19] (Ver Figura 3.11). En la posición inferior, para obtener la medida en C' se utiliza la expresión (3.2). Los datos iniciales, guardados en unidades de g, se multiplican por 9,8 para expresar los datos en m/s^2 en ambas posiciones.

Luego se define una ventana hanning de largo N_s y dos filtros butterworth pasa alta de orden 5 y frecuencias de corte 5Hz y 250Hz, este último dedicado exclusivamente para el análisis de fallas en rodamientos [18]

En el análisis de fallas, excepto rodamientos, la señal de la etapa de lectura, se integra y multiplica por 1000 para expresarla en mm/s, luego pasa por el filtro butterworth de 5Hz, obteniendo la señal velocidad en el dominio tiempo (s_{vel}), este filtro se aplica después de integrar para corregir las perturbaciones en forma de pulso amortiguado, de baja frecuencia, introducidas por errores de integración numérica. Luego, se calcula el valor RMS sobre el total de la muestra, en las tres direcciones perpendiculares de cada posición, para evaluar la condición del turbo-generator según norma, esto último se realiza antes de la aplicación de la ventana hanning para no afectar la magnitud del valor RMS.

En el análisis de rodamientos se aplica la técnica de la envolvente, para esto se utiliza la señal de aceleración en m/s^2 obtenida en la etapa de lectura, se aplica el filtro butterworth pasa alta de 250 Hz para eliminar frecuencias bajas y dejar las frecuencias portadoras de los pulsos producidos por las fallas de los rodamientos. Finalmente se obtiene la señal envolvente en el dominio tiempo (S_{env}) calculando la transformada de Hilbert y aplicando el módulo a la señal analítica.

Luego se aplican las técnicas de promedio lineal y retención de máximo. Para esto se dividen las señales en 8 intervalos, a cada intervalo se aplica la ventana hanning y se calculan los espectros. Luego se calcula la media aritmética con los espectros de las señales S_{env} y S_{vel} . La retención de máximo se aplica solo a la señal S_{vel} .

Considerando una resolución $\Delta f=0,74\text{Hz}$, el tiempo total mínimo requerido de la muestra es $T = 8N_s/f_s = 11 \text{ seg.}$



Figura 3.11: Esquema de aplicación de promedios. Elaboración propia

Terminado este proceso se obtienen las variables que guardan el promedio de la amplitud de los espectros, A_{vel} y A_{env} y la retención de amplitud máxima A_{max} .

3.4.3. Gráficos y reconocimiento de frecuencias

Los gráficos arrojados por este algoritmo se rotulan automáticamente, lo que constituye parte del reconocimiento de fallas.

Se crean variables que contienen los valores de todas las frecuencias características de fallas, sujetas a la frecuencia de rotación de la máquina, luego se procede a buscar la amplitud correspondiente a cada frecuencia en la respectiva variable A_{vel} , para frecuencias sincronas, subsincronas y fraccionarias, A_{env} para las frecuencias de fallas en rodamientos y A_{max} para las frecuencias asociadas a fallas originadas por pulsos distintos a los producidos por rodamientos. La búsqueda de la amplitud se realiza considerando un rango de variación de la frecuencia de rotación $\Delta f_r = \pm 15 \text{ RPM}$, equivalente a $\pm 0,25\text{Hz}$, resultado de la variación admitida de la frecuencia de línea $50 \pm 0,5\text{Hz}$ para pequeños medios de generación distribuida. ([6]).

Finalmente a cada frecuencia de falla se asocia su amplitud correspondiente, guardada en nuevas variables, las cuales se utilizarán para hacer reconocimiento de patrón.

3.4.4. Umbrales de evaluación y detección de fallas

Los umbrales de evaluación general se fijan de acuerdo a la norma ISO 13373-1, la primera alarma se fija en 2,2 mm/s RMS y la segunda alarma se fija en 5,6 mm/s RMS.

Los valores para los umbrales de detección de frecuencias de falla se fijan en $L_1 = 1$ mm/s para análisis de frecuencias en el espectro velocidad y en $L_2 = 0,7$ m/s² para análisis de fallas en rodamientos en el espectro envolvente. Estos límites se aplican a los valores *peak* atenuados por la aplicación de la ventana hanning.

3.4.5. Diagnóstico

El algoritmo primero realiza una evaluación global de severidad de falla, de acuerdo al máximo valor de velocidad RMS en cada posición, superior e inferior, si en alguna de estas se alcanza o sobrepasa los 2,2mm/s se procede a realizar un diagnóstico de la causa de vibración, a través de reconocimiento de patrón y cambios de amplitud, en el caso de contar con una medida anterior. También se realiza una evaluación de la probabilidad de falla según síntoma predominante, de acuerdo a la base de datos recogida por John Sohre [14]. El diagnóstico de fallas en rodamiento se realiza siempre, independiente de la magnitud RMS.

3.4.6. Reconocimiento de patrón

El algoritmo detecta las fallas mediante árboles de decisión, en cuyos nodos se determina si alguna característica de falla traspasa un umbral establecido. Estas características pueden ser, un grupo de frecuencias, una concentración de frecuencias en un ancho de banda determinado, una frecuencia en particular o un cambio de amplitud. Las reglas de decisión incorporan las frecuencias características de falla presentadas en la Sección 2.5 y la experiencia adquirida mediante el trabajo con el banco de pruebas donde se valida el algoritmo.

El árbol de decisión de la Figura 3.12 es el que abarca la mayor cantidad de modos de fallas: soltura 1era etapa, soltura 2da etapa, roce, falla en el estator, eje doblado en el extremo, desbalance de par y desbalance estático.

Los patrones de falla de soltura y roce incluyen las frecuencias características de falla en el estator, eje doblado en el extremo, desbalance estático y de par, además, los patrones de estas últimas no incluyen las frecuencias que aparecen en soltura y roce, por esto el diagnóstico entre estas, es excluyente.

El árbol de decisión de la Figura 3.13, determina las fallas que presentan ruido de banda ancha de alta frecuencia, tales como, fallas avanzadas en rodamientos, roce y cavitación. El ruido se detecta cuando existe una cantidad de frecuencias mayores a $0,5L_1$ que corresponden a más del 7 % dentro de una determinada banda. El algoritmo hace un barrido sobre todo el dominio frecuencia, a intervalos de ancho de banda $B=200$ Hz con una superposición de 50 % partiendo desde 200Hz para diferenciar de las fallas de soltura en 2^{da} etapa, las cuales pueden crear múltiples armónicos que pueden representar una alta concentración de frecuencias de amplitud mayor a $0,5L_1$ en el rango de 0Hz a 200Hz.

Sea:

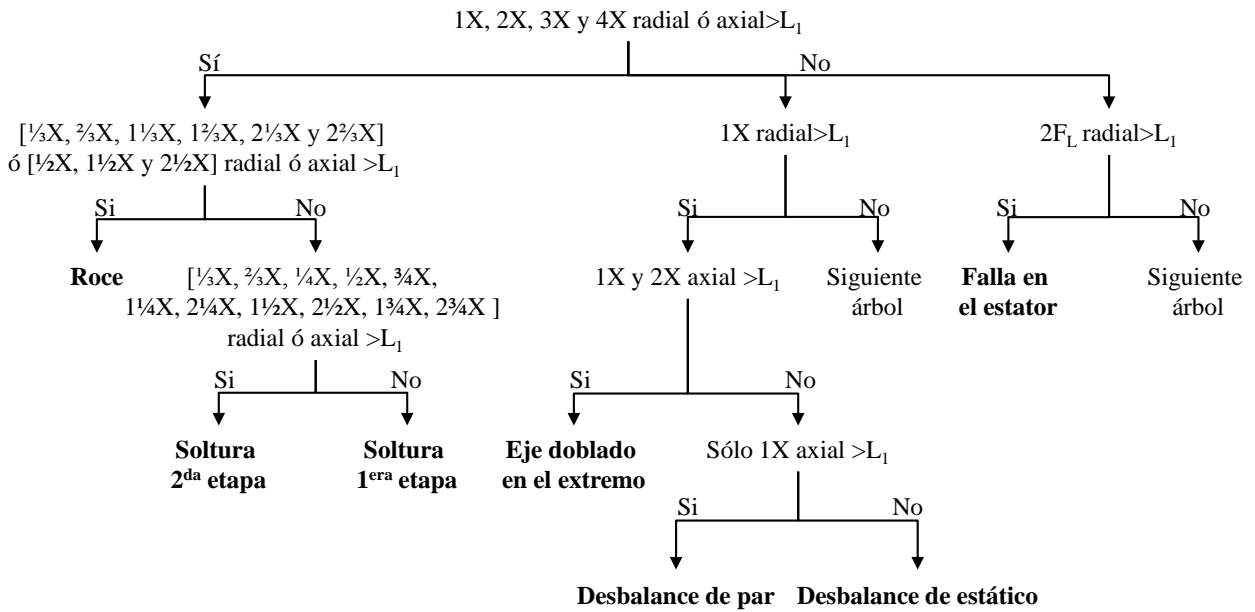


Figura 3.12: Árbol de decisión principal

NF : número de frecuencias mayores a $0,5L_1$ dentro de un ancho de banda $B=200\text{Hz}$.

NF_T : número total de frecuencias dentro de un ancho de banda B , dada una resolución f_s/N_s .

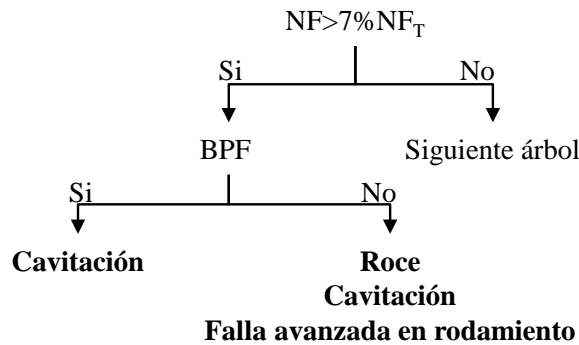


Figura 3.13: Árbol de decisión de ruido de banda ancha

Las fallas asociadas a la frecuencia de paso de las paletas del ventilador o álabes del rodete (BPF: Blade Pass Frequency), fallas asociadas a las bobinas del estator (CPF: Coil Pass Frequency) y grieta, tienen solo una instancia de decisión, donde si la característica de falla se cumple, se determina que la falla existe, sino, se pasa inmediatamente a analizar el siguiente árbol de decisión. El árbol de decisión de la Figura 3.14a, representa la forma general para determinar las fallas en el ventilador, rodete y bobinas del estator, donde, A_f , corresponde a la amplitud de la frecuencia de falla BPF ventilador, BPF rodete y CPF. La falla de grieta se evalúa de acuerdo al cambio en la amplitud de la componente 1X (Figura 3.14b).

Sea:

$1X_t$: amplitud de la frecuencia 1X en la medición realizada en el tiempo t .

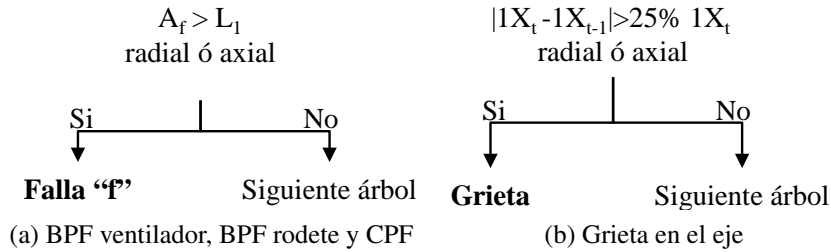


Figura 3.14: Árboles de decisión de fallas en el ventilador, rodete, bobinas del estator y grieta

Los árboles de decisión de fallas en pista interna (BPFI), pista externa (BPFO) y elementos rodantes (2XBSF) tienen la misma forma, solo cambian las bandas laterales que aparecen a medida que la falla avanza (Figura 3.15a), mientras que el árbol de decisión de la falla en la jaula (FTF) es diferente al de las otras debido a que no existen bandas laterales asociadas a esta frecuencia de falla (Figura 3.15b). Si se detectan bandas laterales o más de un armónico, se determina falla avanzada.

El árboles de decisión de la Figura 3.15a representa las fallas BPFI, BPFO y BSF, denotadas por F_R , donde subíndice R indica a cada una de estas y su banda lateral correspondiente, BL_R . Bandas laterales $1X$ para BPFI y BPFO, y bandas laterales de FTF para los elementos rodantes. En cada falla, el análisis se realiza para cada uno de los armónicos $k=1,2,3$.

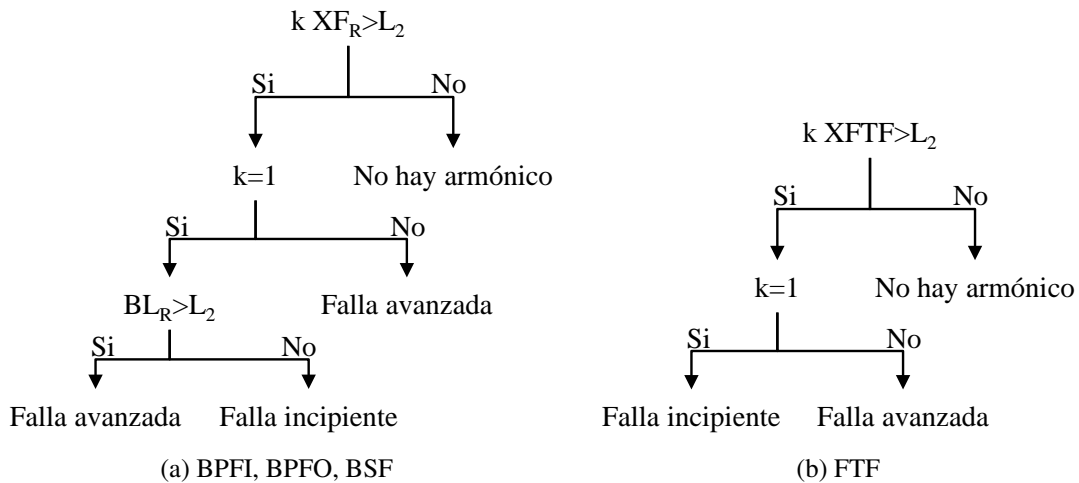


Figura 3.15: Árboles de decisión de fallas en rodamientos

3.4.7. Predicción de falla

En base al historial de mediciones se realiza un ajuste lineal o exponencial de los datos correspondientes al acelerómetro que registra el mayor valor RMS de la medición actual, luego, basado en la norma ISO 13373-1, se construye el árbol de la Figura 3.16, con el cual, el algoritmo reprograma las fechas de mantenimiento, ajusta la frecuencia de monitoreo o avisa cuando los ajustes lineal o exponencial no son confiables para hacer un análisis manual de la tendencia de falla.

El ajuste automático se realiza solo cuando se han registrado más de 4 mediciones. Se considera

que un buen ajuste lineal o exponencial debe tener un coeficiente de determinación mayor a 0,85, de acuerdo a los gráficos de tendencia estudiados en *Vibration Based Condition Monitoring* [4], donde el menor valor de correlación corresponde a 0,854. Ante cualquier coeficiente de determinación menor a 0,85 se considera que el ajuste no es lineal ni exponencial.

El árbol de decisión utiliza la siguiente notación:

RMS_t : magnitud de la medición t del acelerómetro que registra el máximo valor RMS en la última medición.

$\Delta RMS = |RMS_t - RMS_{t-1}|$, el módulo de la diferencia entre las dos últimas mediciones realizadas con el mismo acelerómetro.

M_{t+1} : fecha de la medición siguiente a la actual, considerando un intervalo de monitoreo P .

A continuación se describen las cinco acciones finales del árbol de decisión:

Mantener frecuencia de monitoreo: se mantiene la frecuencia de monitoreo cuando los cambios no son significativos. Se considera un cambio significativo cuando ΔRMS es mayor a 25 %.

Aumentar la frecuencia de monitoreo: se aumenta la frecuencia de monitoreo de tal forma que se realicen al menos tres mediciones antes de la fecha de mantención programada, luego se escoge un nuevo intervalo de monitoreo, P , como el mínimo entre P y el tiempo entre la medición actual y la mantención programada.

Máquina en zona de riesgo: significa que la tasa de aumento de la vibración fué más de lo estimado y la máquina entró en zona de riesgo antes de realizar la mantención programada.

Análisis manual de tendencia: cuando el ajuste no es lineal ni exponencial se debe realizar un análisis manual de tendencia y reprogramar la fecha de mantención y el intervalo de monitoreo.

Reprogramar mantención: En todos los casos se realiza reprogramación de la fecha de mantención.

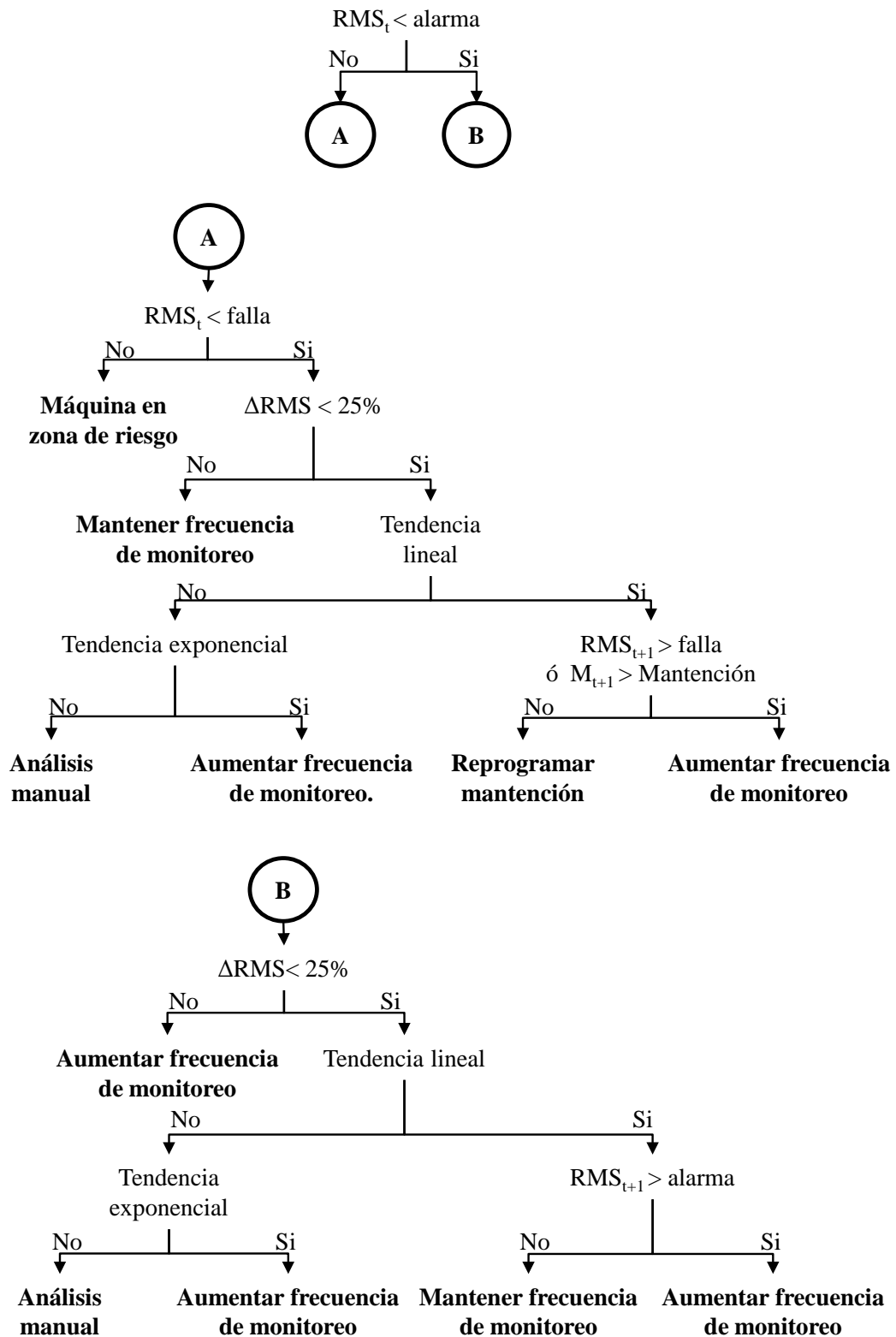


Figura 3.16: Árbol de decisión para predicción de falla

Capítulo 4

Resultados y análisis

4.1. Resultados del turbo-generador

En esta sección, se realizan los siguientes análisis bajo diferentes condiciones de comportamiento del turbo-generador:

- Análisis en régimen permanente a frecuencia de rotación nominal, en condiciones sin carga y con carga eléctrica.
- Análisis en régimen permanente en condiciones de embalamiento, simulando la caída de carga eléctrica, desconectando una, dos y tres fases.
- Análisis en régimen transiente desde 0 RPM hasta 1800 RPM, obteniendo los correspondientes espectros en cascada.
- Análisis modal experimental de la estructura superior.

4.1.1. Régimen permanente sin carga eléctrica

A continuación se muestran los resultados de las pruebas realizadas en régimen permanente, cuyos gráficos se encuentran en el Anexo D.1. La frecuencia de rotación es 1510 RPM en la prueba en la posición superior y 1505 RPM en la prueba en la posición inferior.

Posición Superior		Posición Inferior	
Ubicación	Velocidad mm/s RMS	Ubicación	Velocidad mm/s RMS
Norte	34.1	A	14.9
Este	11.4	C'	10.8
Vertical	2.5	B	5.7

Tabla 4.1: Velocidad RMS en régimen permanente sin carga

En la tabla 4.1, el máximo nivel de vibración ocurre en la ubicación Norte con 34,1 mm/s RMS que corresponde a una diferencia del 200% respecto de la medición en la ubicación Este, indicando

Frecuencias	Norte	Este	Vertical	A	C'	B
1X	22,5	7,2	1,3	10,2	7,3	3,7
3X	-	1,1	-	-	-	-

Tabla 4.2: Frecuencias encontradas en régimen permanente sin carga. Análisis promedio lineal

Frecuencias	Norte	Este	Vertical	A	C'	B
0,33X	-	1,1	-	-	-	-
0,5X	-	2	-	-	-	-
0,75X	-	-	-	-	-	1,1
1X	23,1	7,4	1,3	10,3	7,4	3,8
3X	-	1,2	-	-	-	-

Tabla 4.3: Frecuencias encontradas en régimen permanente sin carga. Análisis retención de máximo

una alta direccionalidad de la vibración. En la posición Inferior, la diferencia entre las mediciones radiales es 4,1 mm/s RMS, correspondiente al 38 % respecto de la medición en la ubicación C'. Todas las mediciones están por sobre el límite de falla (5,6 mm/s RMS) excepto las mediciones verticales en la posición superior, que se encuentran justo por sobre el límite de alarma.

En la Tabla 4.2, correspondiente al análisis de promedio lineal, predomina la componente 1X en todas las ubicaciones, sin embargo en la ubicación Este, aparece el 3^{er} armónico de la frecuencia fundamental, no aparecen frecuencias subsíncronas.

En la Tabla 4.3, correspondiente al análisis con retención de máximo, se observa la aparición de frecuencias subsíncronas en las ubicaciones Este y Vertical B, producto de excitaciones aleatorias, las componentes 1X y 3X, no varían significativamente respecto del análisis a través de promedios lineales, indicando que son generadas principalmente por excitaciones que permanecen a través de toda la muestra.

El diagnóstico manual a través de la observación de estos resultados, es desbalance de par (1X radial y axial) con una vibración direccional que puede corresponder a las características estructurales de la base de la máquina, se advierte la presencia de roce u otras fallas de carácter aleatorio y la presencia de una excitación permanente, de tres veces la frecuencia fundamental que puede estar relacionada con alguna característica constructiva del turbo-generador, o alguna frecuencia de resonancia. Para determinar la naturaleza de la componente 3X y frecuencias subsíncronas se debe realizar un análisis más profundo, pues estas no corresponden a algún patrón estudiado en la literatura.

El diagnóstico que realiza el algoritmo es, desbalance de par, el cual coincide con el diagnóstico manual.

4.1.2. Régimen permanente con carga

A diferencia de la prueba anterior, en esta, se conecta al generador, una carga de 8100 W, que corresponde al 81 % de la carga nominal. La frecuencia de rotación es 1537 RPM en la prueba en la posición superior y 1521 RPM en la prueba en la posición inferior. Anexo D.2.

Posición Superior		Posición Inferior	
Ubicación	Velocidad mm/s RMS	Ubicación	Velocidad mm/s RMS
Norte	33,1	A	14,7
Este	12	C'	11,3
Vertical	4	B	8

Tabla 4.4: Velocidad RMS en régimen permanente con carga

Frecuencias	Norte	Este	Vertical	A	C'	B
1X	23,3	8	2,5	9,5	7,1	3,9
0,25X	-	-	-	-	-	1,1

Tabla 4.5: Frecuencias encontradas en régimen permanente con carga. Análisis promedio lineal

Frecuencias	Norte	Este	Vertical	A	C'	B
0,25X	-	-	-	-	-	2
0,33X	-	1,2	-	-	1,1	1,2
0,5X	-	1,9	-	-	1,8	-
1X	23,6	8,1	2,6	9,7	9	4
3X	-	1	-	-	-	-

Tabla 4.6: Frecuencias encontradas en régimen permanente con carga. Análisis retención de máximo

En la tabla 4.4, respecto de las mediciones sin carga, se observa una leve disminución de las vibraciones en las ubicaciones Norte y A, en cambio, las vibraciones en las demás ubicaciones aumentan. La magnitud RMS se mantiene sobre el límite de falla, en la Zona D de la norma.

La frecuencia predominante es 1X en el análisis por promedios lineales y se observa la presencia de la componente 1/4X en la ubicación Vertical B.

En el análisis por retención de máximos nuevamente aparecen frecuencias subsíncronas en las ubicaciones Este, C' y Vertical B.

El diagnóstico manual a través de la observación de los resultados de esta sección, es desbalance de par. Existe la presencia de excitaciones aleatorias, que no calzan precisamente con los patrones de falla para soldadura y roce encontrados en la literatura, por esto, al igual que en el caso de análisis sin carga, es necesario un análisis más profundo para interpretar estas componentes en el espectro.

El diagnóstico que realiza el algoritmo es desbalance de par, el cual coincide con el diagnóstico manual.

4.1.3. Régimen permanente con desconexión de fase

En esta prueba se simula la caída de carga eléctrica del sistema, para obtener condiciones de embalamiento y respuesta ante un desequilibrio de fases. La metodología consiste en, partir de la condición de carga equilibrada entre fases, con 2700 W cada una y frecuencia de rotación nominal, se elimina la carga completa correspondiente a una fase en cada medición, produciéndose un aumento en la frecuencia de rotación y desequilibrio de fuerzas. Durante toda la prueba se mantiene constante el recurso hidráulico suministrado por la bomba controlada por un variador de frecuencia.

Fases desconectadas	Frecuencia de rotación RPM	Posición Superior		Posición Inferior	
		Ubicación	Velocidad mm/s RMS	Ubicación	Velocidad mm/s RMS
1 Fase Caída de 2700 W de carga	1713	Norte	19,1	A	8
		Este	10	C'	7,6
		Vertical	4,2	B	7,8
2 Fases Caída de 5400 W de carga	1845	Norte	22,7	A	7
		Este	8	C'	7
		Vertical	3,4	B	8,6
3 Fases Caída de 8100 W de carga	1890	Norte	22,1	A	7,1
		Este	5,1	C'	7
		Vertical	3,5	B	9,1

Tabla 4.7: Velocidad RMS en régimen permanente con desconexión de carga

En la tabla 4.7 se muestran las frecuencias de rotación alcanzadas cuando se desconecta la carga de cada fase. El embalamiento total se produce al desconectar todas la fases, este llega a 1890 RPM. En todos los casos la velocidad RMS de la ubicación Norte, disminuye notablemente respecto de los análisis con 8100 W de carga y sin carga eléctrica.

Los espectros obtenidos en cada prueba (Ver Anexo D.4), no muestran frecuencias distintivas de desconexión de fase. A frecuencias de rotación de 1845 RPM y 1890 RPM aparecen armónicos de la frecuencia fundamental, que no corresponden exactamente a algún patrón estudiado en la literatura, por otro lado, al igual que en las pruebas anteriores, se observa una mayor concentración de frecuencias subsíncronas en las ubicaciones Este, C' y Vertical B y la componente 3X aparece nuevamente, solo que esta vez, a 1713 RPM.

4.1.4. Régimen transiente

El análisis en régimen transiente se realiza para determinar frecuencias naturales, que puedan estar afectando la magnitud de vibración del turbo-generador, esta prueba se realiza partiendo desde

0 hasta 1800 RPM. Además ayuda a saber la dirección en que las frecuencias naturales tienen mayor o menor participación.

Las mayores valores peak se obtienen de las mediciones realizadas en la posición Superior, no obstante, las mediciones, realizadas en la posición Inferior se muestran en el Anexo D.5.

A continuación se muestran los gráficos de la posición Superior:

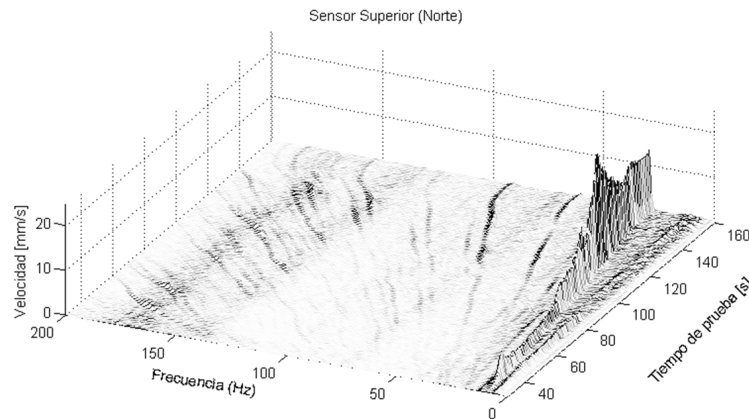


Figura 4.1: Espectro en cascada en ubicación Norte. Elaboración propia.

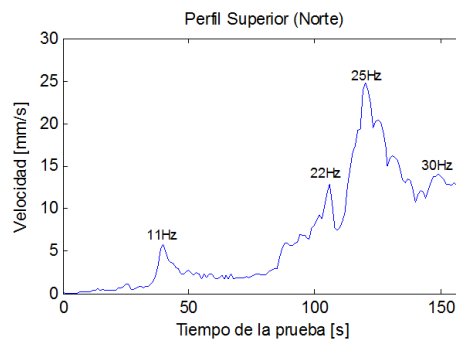


Figura 4.2: Perfil de frecuencia de rotación en ubicación Norte. Elaboración propia.

Los gráficos de las Figuras 4.1 y 4.2, muestran la presencia de frecuencias naturales en 11 Hz, 22 Hz, 25 Hz y 30 Hz. Las frecuencias de 11 Hz y 22 Hz no son de mayor preocupación, en la medida que, en la partida, la máquina no permanezca por mucho tiempo girando a esas frecuencias de rotación. Estos gráficos muestran que la frecuencia natural de 25 Hz, sería la responsable de la alta vibración en la ubicación Norte, pues coincide con la frecuencia de rotación nominal del turbo-generador.

En los gráficos de las Figuras 4.3 y 4.4, se observa que la frecuencia natural 11 Hz predomina en la ubicación Este y se mantiene la presencia de las frecuencias 22 Hz y 25 Hz pero con menor participación que en la ubicación Norte.

En los gráficos de las Figuras 4.5 y 4.6, se observa un peak en 19 Hz, que se mantiene hasta 22 Hz, estos son predominantemente axiales, y no se aprecian signos de las frecuencias 11 Hz y 25 Hz, lo cual indica que no tienen participación en la dirección vertical.

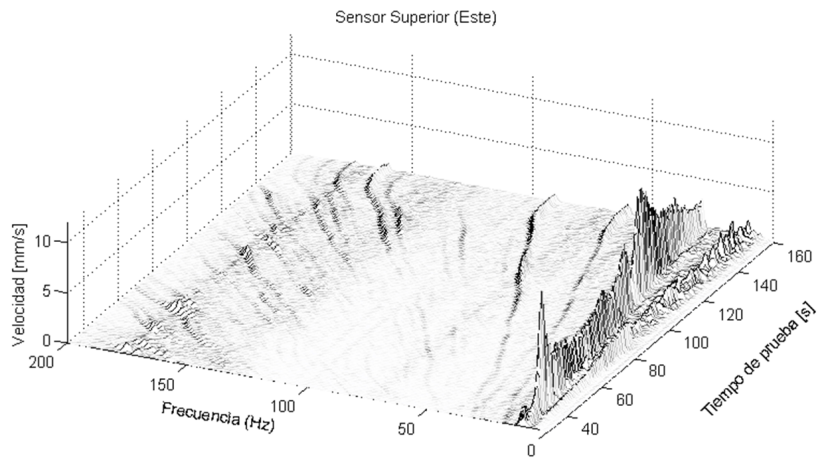


Figura 4.3: Espectro en cascada en ubicación Este. Elaboración propia.

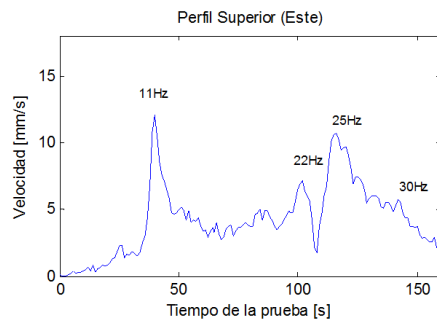


Figura 4.4: Perfil de frecuencia de rotación en ubicación Este. Elaboración propia.

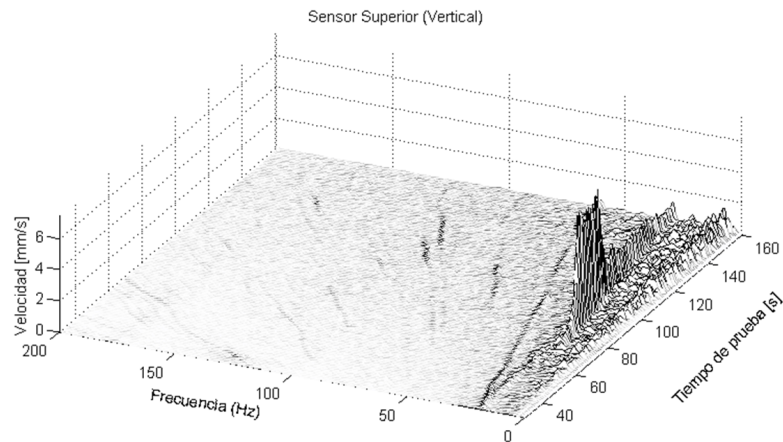


Figura 4.5: Espectro en cascada en ubicación Vertical. Elaboración propia.

4.1.5. Análisis modal experimental

Para conocer las frecuencias naturales estáticas, se realiza un análisis modal a la carcasa del generador, se disponen 32 puntos de excitación, representando su geometría, distribuidos según muestra la Figura 4.7. En la Figura 4.7a se muestra la ubicación de los puntos 1 a 4 y 21 a 24, que ayudan a ubicar físicamente, los 32 puntos representados en la Figura 4.7b, donde el plano superior

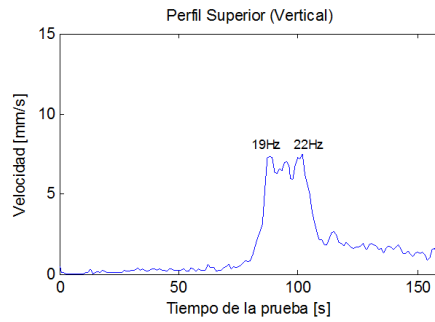


Figura 4.6: Perfil de frecuencia de rotación en ubicación Vertical. Elaboración propia.

representa a los puntos situados en la superficie del alojamiento superior. La respuesta es medida por 4 acelerómetros, ubicados en los puntos 6, 16, 21 y 32, mientras que se excita por medio de un martillo modal en los puntos 1 a 32.

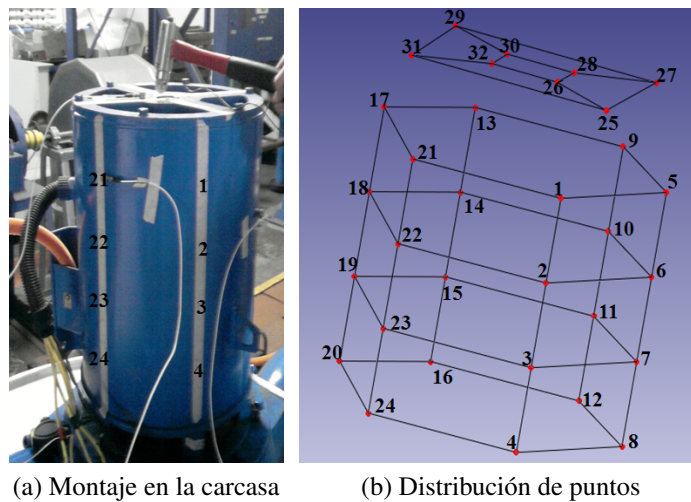


Figura 4.7: Montaje en análisis modal

Con el programa FEMtools, se extraen las primeras 10 frecuencias naturales y modos de vibración. Se determinan los polos reales, mediante un diagrama de estabilidad, donde se escogen los siguientes parámetros: orden máximo 120, frecuencia mínima 3 Hz, frecuencia máxima 200 Hz, razón de amortiguamiento, <5 %, variación de frecuencia <1 %. Definidos los polos se tienen las frecuencias naturales, luego se extraen los modos normales.

Modo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frecuencia [Hz]	10,4	14	21,2	27,7	43,9	51,2	64,9	76,2	97,7	107,8

Tabla 4.8: Frecuencias naturales de los primeros 10 modos normales de vibración

Los resultados del análisis modal vienen a explicar y complementar la información entregada por los análisis de espectros realizados en las secciones anteriores.

Según el análisis modal, el modo 8, tiene mayor participación en la ubicación Norte, entonces,

la componente 3X (75Hz), en los análisis espectrales a 1500 RPM, no se puede explicar por una frecuencia natural de la estructura, así también, la componente 3X (85Hz), cuando aparece en los análisis espectrales a 1713 RPM, no tiene relación con ningún modo de vibración, pues no se encuentra cerca de ninguna frecuencia natural.

Los modos de vibración que aparecen en las Figuras 4.8 y 4.9, son los modos más críticos para el funcionamiento del turbo-generador pues sus frecuencias naturales son menores o cercanas a la frecuencia de rotación de la máquina. Los modos 1, 3 y 4, coinciden con los análisis en régimen transiente, salvo la frecuencia del modo 4, la cual difiere en 2,7 Hz de la frecuencia observada en los gráficos de las Figuras 4.1 y 4.2, donde se muestra una frecuencia natural de 25Hz. El modo 2 se aprecia solo en el análisis modal experimental.

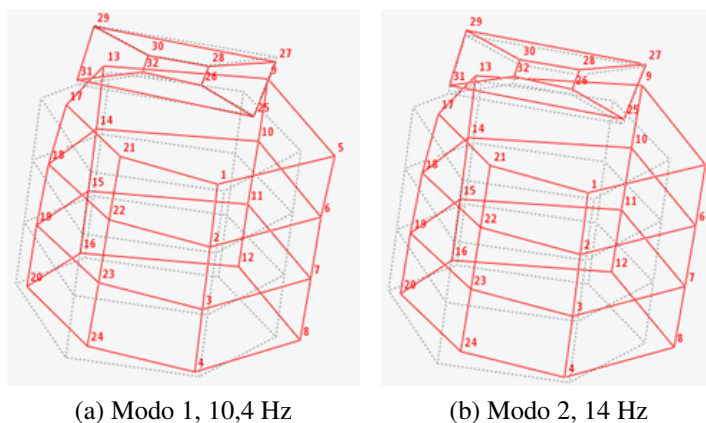


Figura 4.8: Modos 1 y 2. Línea punteada: sin deformación. Continua roja: con deformación

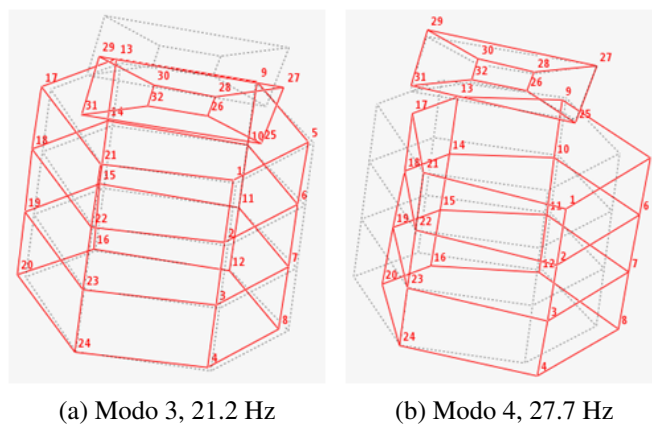


Figura 4.9: Modos 3 y 4. Línea punteada: sin deformación. Continua roja: con deformación

Capítulo 5

Validación de algoritmo

La validación del algoritmo se realiza con las mediciones de las fallas provocadas en el banco de pruebas y la simulación de una señal para cavitación, en base a los antecedentes. A continuación se muestran los resultados y análisis de los espectros en cada prueba.

5.1. Desbalance estático y de par

En los gráficos de la Figura 5.1, predomina la componente 1X en la dirección radial, donde el valor RMS es 15,8 mm/s, mientras que en la dirección axial, esta componente no es significativa, dado que la amplitud no supera 1 mm/s y el valor RMS se encuentra bajo el límite de alarma 2,2 mm/s. Luego los espectros mostrados corresponden a un desbalance estático.

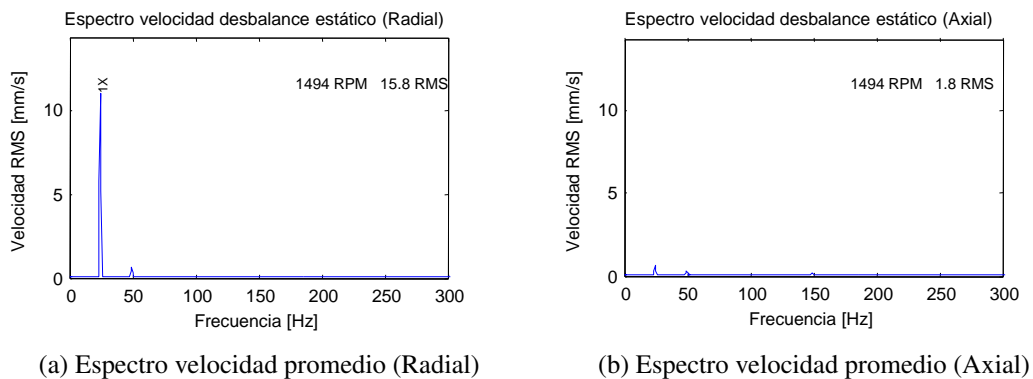


Figura 5.1: Espectro de desbalance estático

Los gráficos de la Figura 5.2, muestran claramente la componente 1X en las direcciones radial y axial, no se observan más frecuencias. La aparición de 1X axial indica la falla de desbalance de par montada en el banco de pruebas.

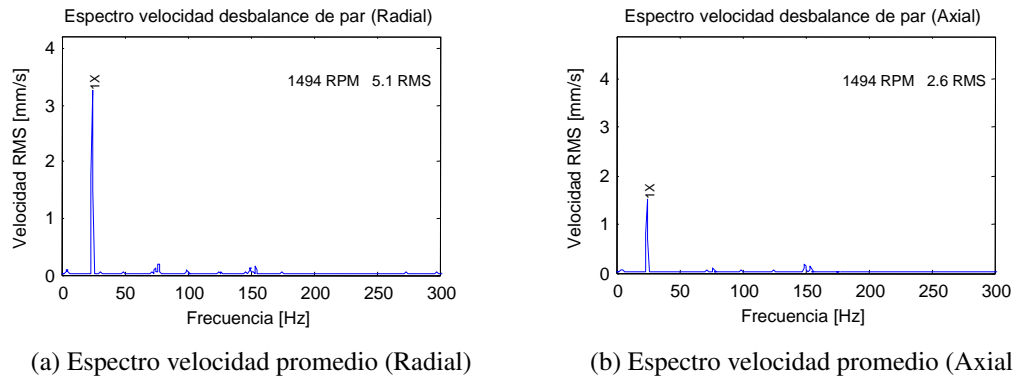


Figura 5.2: Espectro de desbalance de par

5.2. Soltura

En el gráfico de la Figura 5.3a, se observan los armónicos característicos de una falla de soltura en 1^{era} etapa, sin embargo el valor RMS y el montaje realizado para esta prueba sugieren una falla grave considerable como soltura en 2^{da} etapa, esto se evidencia en la Figura 5.3b, donde aparece gran cantidad de frecuencias fraccionarias y armónicos de la frecuencia de rotación. En base a estos resultados, las frecuencias fraccionarias mayores a 1X se incluyen en el sistema experto.

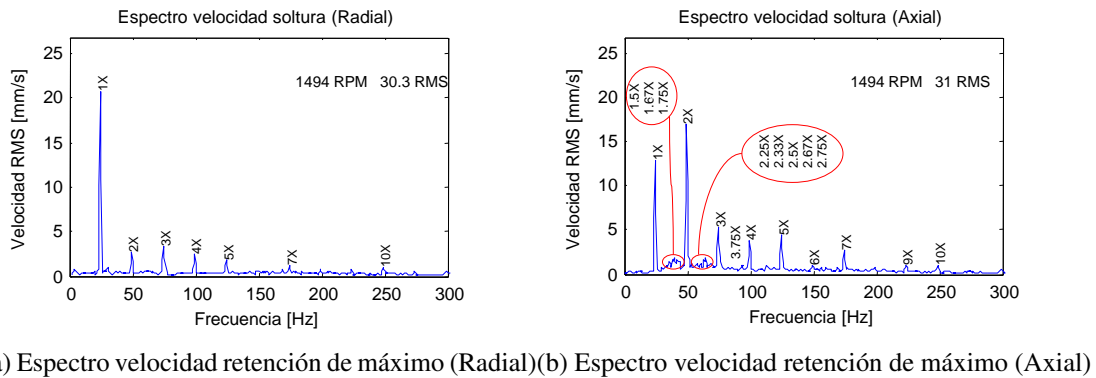


Figura 5.3: Espectro de soltura

5.3. Roce

En los gráficos de la Figura 5.4 se aprecia la excitación de frecuencias naturales con bandas laterales a 1X, en anchos de banda que contienen frecuencias por sobre los 200 Hz.

Para el análisis de las pruebas de roce discontinuo, se debe tener en cuenta que en las mediciones antes de provocar el roce, es decir, considerando solo el desbalance producido por la placa, la amplitud de la componente 1X es 8,1 mm/s tanto en análisis con promedios lineales y retención de máximo y el valor RMS es 11,8 mm/s en la dirección radial.

Entonces se registra un aumento de 110% en la componente 1X y 102% en el valor RMS en la dirección radial. Sin advertir este cambio de amplitud, el espectro se puede confundir con una falla de desbalance, no obstante se observa un patrón característico en el espectro envolvente, donde se aprecian múltiplos enteros de la frecuencia subsíncrona 1/2X, los cuales no aparecen en el espectro envolvente de ninguna de las demás fallas, tanto radial como axial. (Ver Anexo D.3).

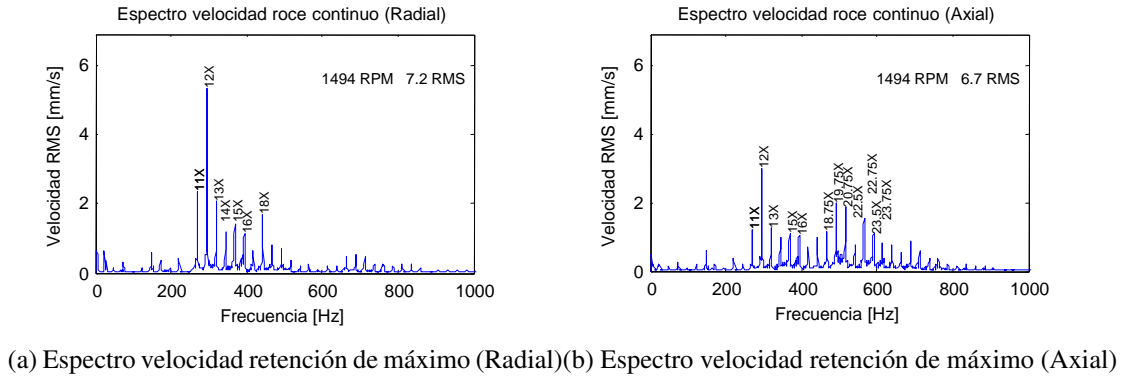


Figura 5.4: Espectro de roce continuo

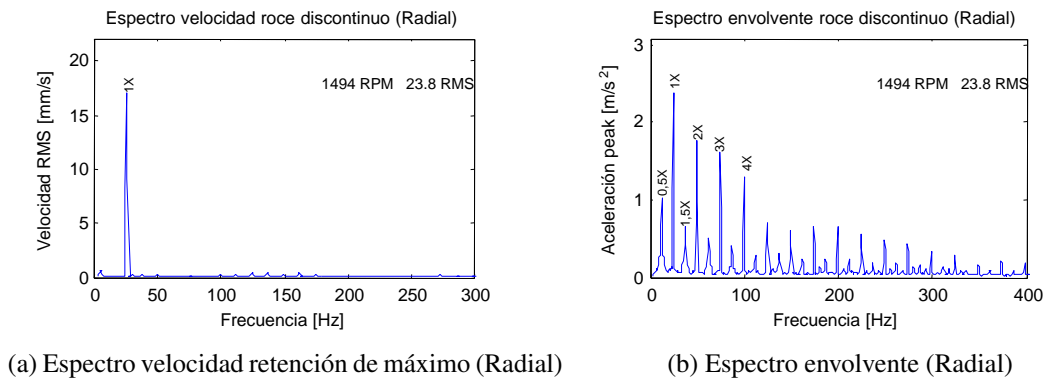


Figura 5.5: Espectro de roce discontinuo

El roce discontinuo no excita frecuencias naturales lo suficiente para ser detectadas en el espectro velocidad, aún usando retención de máximo.

5.4. Eje doblado

Los gráficos de las Figuras 5.6 y 5.7 muestran los espectros de eje doblado en el centro y eje doblado en el extremo, en ambos, la componente predominante es 1X, además, comparando en ambas pruebas, no se puede decir que tanto las vibraciones radiales y axiales son altas, sino que solo la vibración radial en ambos casos es la mayor. Esto no coincide exactamente con lo estudiado en la literatura, sin embargo, los espectros de la prueba de eje doblado en el extremo muestran una mayor vibración axial con la presencia de la componente 2X.

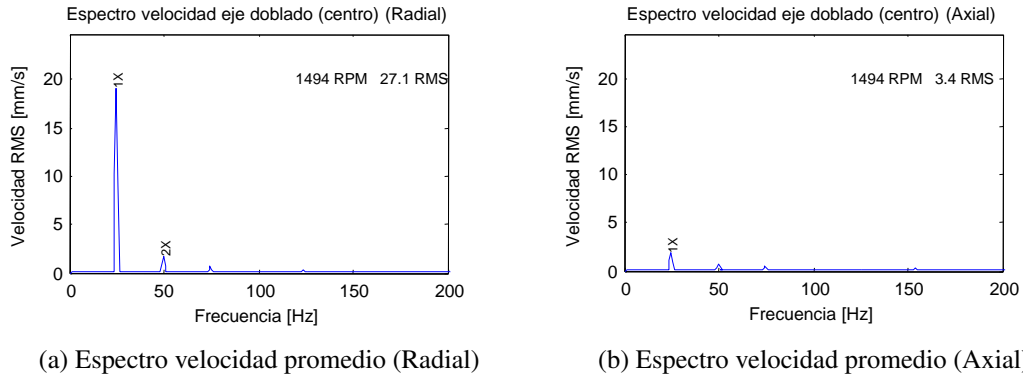


Figura 5.6: Espectro de eje doblado en el centro

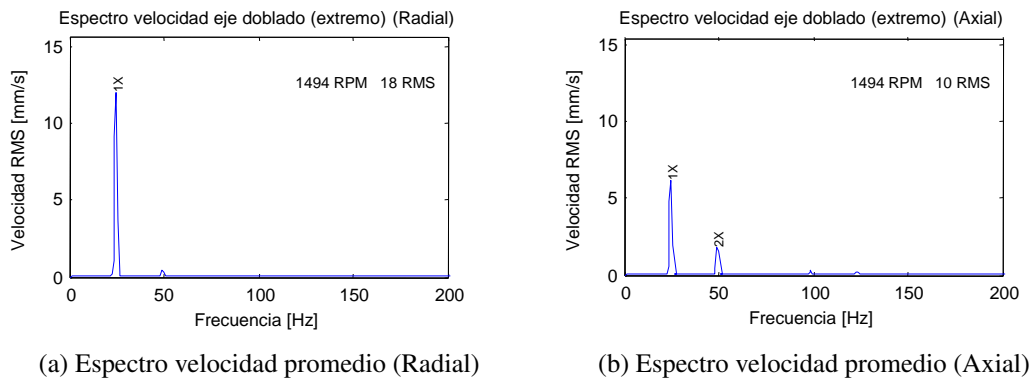


Figura 5.7: Espectro de eje doblado en el extremo

5.5. Grieta

Los gráficos de la Figura 5.8, muestran los espectros del eje sin grieta y luego con grieta, lo que se debe destacar en esta falla es la variación de amplitud de la frecuencia fundamental que se da entre los dos estados, considerados como mediciones consecutivas.

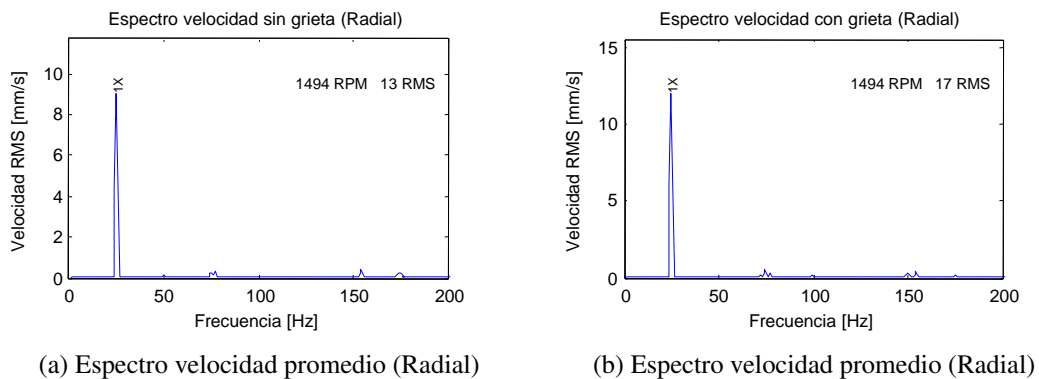


Figura 5.8: Espectro de eje con grieta y sin grieta

La variación de amplitud de 1X del espectro con grieta respecto del espectro sin grieta, es de 31 % en la dirección radial.

5.6. Falla en rodamientos

Los espectros de fallas en rodamientos, son los más claros y determinantes al momento de definir la existencia de una falla en cada una de sus partes. Se observan múltiples armónicos de cada frecuencia de falla con sus bandas laterales asociadas, evidenciando fallas severas en rodamientos que se condice con el tamaño de las fallas inducidas, mostradas en las fotografías de la Figura 3.8, lo que no es reflejado por el valor RMS que no supera los 2,7 mm/s, el cual ya incluye el desbalance y desalineamiento residual del banco de prueba. La falla en la jaula se manifiesta como 2XFTF, apareciendo como armónico y como banda lateral de los armónicos de la frecuencia 2XBSF.

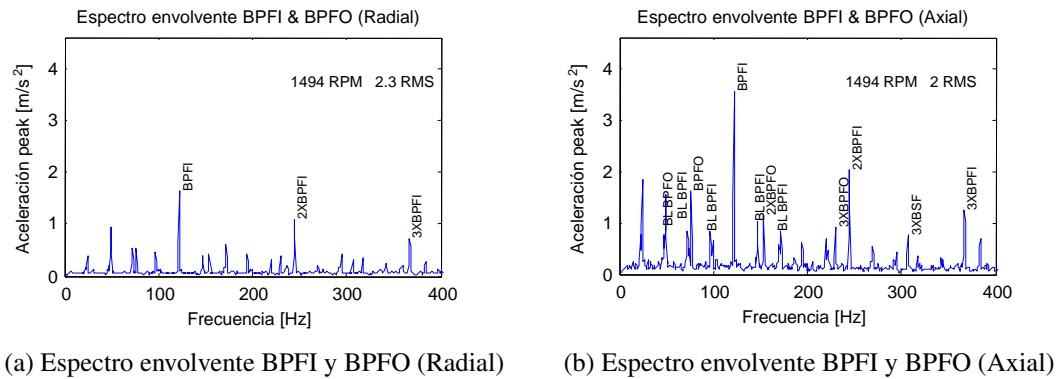


Figura 5.9: Espectros de falla BPF y BPFO

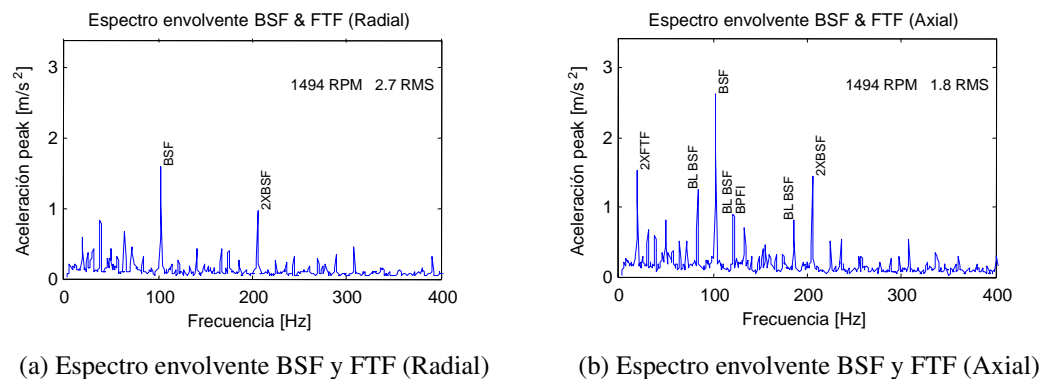


Figura 5.10: Espectro de falla BSF y FTF

5.7. Cavitación

Para validar cavitación se utiliza una señal con ruido de banda ancha en un rango de 300 Hz a 400 Hz, más la frecuencia de paso de los álabes del rodete.

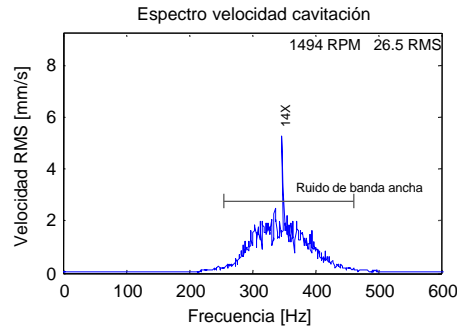


Figura 5.11: Espectro de cavitación

En el espectro, se observa el ruido de banda ancha y la frecuencia de paso de los alabes del rodete (14X).

5.8. Diagnóstico del algoritmo

A continuación se muestran los resultados correspondientes a las variables de salida del algoritmo. Cada columna representa una de las fallas montadas en el banco de pruebas y la falla simulada de cavitación, su resultado se indica con un “1” cuando detecta la existencia de la falla y con un “0” en caso contrario. Se incluye un ítem “Falla desconocida” en caso de no identificar alguna falla según los árboles de decisión.

- A=Desbalance estático.
- B=Desbalance de par.
- C=Eje doblado en los extremos.
- D=Soltura.
- E=Roce Continuo.
- F=Grieta.
- G=Cavitación.

Tipo de falla	Resultado por falla						
	A	B	C	D	E	F	G
Desbalance estático	1	0	0	0	0	0	0
Desbalance de par	0	1	0	0	0	1	0
Rigidez asimétrica	1	1	1	1	1	1	0
Soltura 1 ^{era} etapa	0	0	0	0	0	0	0
Soltura 2 ^{da} etapa	0	0	0	1	0	0	0
Roce	0	0	0	0	1	0	0
Eje doblado en el extremo	0	0	1	0	0	0	0
Falla en el ventilador	0	0	0	0	0	0	0
Falla en el rodete	0	0	0	0	1	0	0
Cavitación	0	0	0	0	1	0	1
Falla avanzada en rodamientos	0	0	0	0	1	0	0
Falla en el estator	0	0	0	0	0	0	0
Falla en las bobinas del estator	0	0	0	0	0	0	0
Grieta	0	0	0	0	0	1	0
Falla desconocida	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 5.1: Validación con reconocimiento de patrón excepto fallas características de rodamientos

Fallas en banco de pruebas	Probabilidad de falla %						
	A	B	C	D	E	F	G
Desbalance inicial	62	62	62	62	0	62	0
Rotor doblado o perdida de partes	56	56	56	56	0	56	0
Distorsión de carcasa	47	47	47	47	0	47	0
Distorsión de la fundación	42	42	42	42	0	42	0
Falla en rodamientos	32	32	32	32	22	32	22
Soltura en soporte de rodamiento	25	25	25	25	0	25	0
Soltura en carcasa o soporte	23	23	23	23	0	23	0
Velocidad crítica	47	47	47	47	0	47	0
Resonancia estructural	40	40	40	40	0	40	0

Tabla 5.2: Evaluación de probabilidades de falla

Tipo de falla	Estado de falla	Resultados con rodamientos	
		BPFI BPFO	BSF FTF
BPFI	1X	1	1
	Múltiplos 1X	1	0
	Bandas laterales	1	0
BPFO	1X	1	0
	Múltiplos 1X	1	0
	Bandas laterales	0	0
BSF	1X	0	1
	Múltiplos 1X	1	1
	Bandas laterales	0	1
FTF	1X	0	0
	Múltiplos 1X	0	1

Tabla 5.3: Validación de fallas en rodamientos.

Capítulo 6

Discusión

En el presente capítulo se discuten los resultados del análisis del turbo-generador, el desarrollo del algoritmo y su validación.

6.1. Modos de falla

Se identifican los principales modos de falla que posee el turbo-generador, sin embargo, la frecuencia asociada a las fallas en las bobinas del estator no se puede determinar, sino es con una inspección profunda al turbo-generador, esto significa extraer el estator para saber la cantidad de bobinas que este posee. Todos los demás modos de falla tienen su frecuencia característica asociada.

6.2. Análisis del turbo-generador

Se realizan análisis de vibraciones al turbo-generador, para conocer en profundidad su comportamiento en términos de vibraciones.

El turbo-generador, en su actual condición de instalación, presenta frecuencias naturales menores o muy cercanas a su frecuencia de rotación nominal. El modo normal más grave es el 4^{to}, pues presenta una frecuencia de 27,7 Hz estática, la cual, en condiciones dinámicas baja a 25 Hz por el efecto giroscópico [12], provocando el aumento considerable en la amplitud de las vibraciones en la dirección de ese modo que afecta directamente la magnitud de las vibraciones en la ubicación Norte.

Los primeros tres modos de vibración también son de cuidado, pero de menor gravedad que el 4^{to} modo, pues están por debajo de la frecuencia de rotación nominal.

Las frecuencias naturales se pueden modificar con cualquier cambio en la rigidez o masa del sistema. Con la información recogida del análisis modal se pueden tomar decisiones sobre

las acciones a tomar para mover las frecuencias naturales, considerando la dirección de mayor participación y frecuencia de los modos de vibración.

Es necesario conocer las características constructivas del turbo-generador para determinar la cantidad de bobinas en el estator e identificar la causa de la componente 3X, donde los modos de vibración no explican su aparición en los espectros.

Las frecuencias subsíncronas que aparecen en los espectros correspondientes a las ubicaciones Este, C', Vertical B, se pueden deber al impacto del flujo de los inyectores, por su naturaleza aleatoria y la dirección de entrada de caudal que se orienta en la dirección en que están ubicados los sensores Este y C', además tiene un ángulo de entrada de 20° que puede ser el causante de registrar estas vibraciones subsíncronas, axialmente, en la ubicación Vertical B. El análisis con retención de máximo ayuda a analizar este problema porque con promedios lineales se pierde la información de las frecuencias aleatorias.

Al variar la velocidad o condiciones de carga eléctrica, las mediciones más afectadas suceden en las ubicaciones Norte y A, esto, debido a la influencia del 4^{to} modo de vibración, pues mientras la frecuencia de rotación se aleja de 25 Hz, la magnitud debe descender a menos que coincida nuevamente con otro modo de vibración.

La falla eléctrica de desconexión de fase no se manifiesta a través de vibraciones pues no se encuentran las frecuencias distintivas de esta falla, en el turbo-generador en estudio, la cual se puede detectar con seguridad, mediante análisis de parámetros eléctricos.

Junto con los espectros en cascada, los análisis con desconexión de carga eléctrica, muestran que al salir de las frecuencias naturales, las vibraciones bajan considerablemente, pues en cada desconexión de fase la magnitud RMS, es menor que cuando la máquina funciona a frecuencia de rotación nominal con carga y sin carga, contrario a lo esperado, que es el aumento de las vibraciones, ya que al aumentar la frecuencia de rotación de la máquina, aumentan las fuerzas mecánicas.

6.3. Algoritmo de monitoreo y diagnóstico de la condición

Los parámetros de configuración para la lectura de la señal y procesamiento se fijan como los mínimos requeridos para hacer los análisis de todas las fallas, de estas las que exigen mayor frecuencia de muestreo son las fallas en rodamientos, por utilizar la técnica de la envolvente que trabaja en alta frecuencia. La frecuencia de muestreo y la resolución se pueden mejorar en función de la capacidad de procesamiento que tenga el equipo donde funcione definitivamente el algoritmo.

La aplicación de los análisis mediante la técnica de la envolvente, promedios lineales y retención de máximos son efectivos para la detección de las distintas fallas a las cuales están dedicados. La envolvente, permite detectar con claridad las modulaciones en alta frecuencia, provocadas por las fallas en rodamientos, permitiendo dar el diagnóstico de mayor precisión dentro de las fallas que analiza el algoritmo. La aplicación de promedios lineales permite contar con una señal representativa en el tiempo, sin embargo atenúa las excitaciones que no son constantes en toda la muestra, como impactos producidos por roce o soltura, aquí es donde el análisis por retención

de máximos viene a complementar a los promedios lineales, detectando las excitaciones aleatorias que pueden ocurrir en un lapso de tiempo muy corto dentro de la muestra y que no pueden ser advertidas en los espectros, ya sea porque un análisis con un solo promedio no las considera o un análisis con varios promedios atenúa esta excitación, tal es el caso de las frecuencias subsíncronas que se presentan en los análisis al turbo-generador.

El reconocimiento de patrón para cada falla se realiza de acuerdo a los antecedentes recopilados, estos son ajustados según las experiencias en el banco de pruebas, dado que los patrones de vibración no se repiten exactamente en todas las máquinas por igual, sino que existen ciertas variaciones, de acuerdo a los componentes de las máquinas, así es como no se incluye la detección de desalineamiento de rodamientos, por que no se manifestaron los armónicos característicos de esta falla (Ver Figura D.12), lo cual se puede explicar por el uso de rodamientos de bolas, esto da pie a una mejor determinación de eje doblado cuyos patrones se pueden confundir con desalineamiento.

Mediante el reconocimiento de patrones y las instancias de decisión de los árboles, se determina correctamente cada una de las fallas producidas en el banco de pruebas y mediciones en el turbo-generador, validando el algoritmo y probando su efectividad en el reconocimiento de frecuencias. Por otro lado, el diagnóstico por probabilidades debe ser ajustado para discriminar mejor las fallas, pues solo detecta desbalance y fallas en rodamientos, esto se puede explicar porque la falla central siempre es desbalance, la que es usada para manifestar otras fallas como soltura, eje doblado y grieta. Los criterios para determinación de la probabilidad no están errados sino que son muy conservadores.

Las fallas de soltura y roce, generan pulsos que excitan componentes de alta frecuencia, que entorpecen el análisis de rodamientos, pues la envolvente los demodula al igual que los pulsos provocados por las fallas en rodamientos, por esto, en caso de que el diagnóstico sea alguna falla en rodamientos se debe verificar que no exista ninguna falla que excite componentes de alta frecuencia.

Para ajustar el algoritmo a una nueva máquina o a alguna modificación de la actual, el algoritmo se encuentra parametrizado, de tal forma de introducir las dimensiones características de elementos de rodamientos, N° de álabes del rodete, N° de paletas en el ventilador, N° de bobinas del estator y frecuencia de rotación nominal, para definir las nuevas frecuencias de falla.

La norma indica que el turbogenerador no debe funcionar en las condiciones actuales. Es necesario corregir este estado para funcionamiento continuo, sino cambia esta situación, cada vez que se use el turbo-generador, se estará deteriorando progresiva y rápidamente.

En el análisis de roce discontinuo se observa un patrón en el espectro envolvente que no se da en los espectros envolventes de las demás fallas, el cual puede servir para diagnosticar roce discontinuo. Este patrón no se incluye en el algoritmo pues no se encuentran antecedentes en la literatura que analicen fallas de este tipo aplicando la técnica de la envolvente, lo más cercano es lo que aparece en el libro de la referencia [15], donde se relacionan las frecuencias subsíncronas con la cantidad de frecuencias naturales menores o cercanas a la frecuencia de rotación de la máquina.

Capítulo 7

Conclusiones y recomendaciones

7.1. Conclusiones

Se concluye que en esta memoria se logró el objetivo general que fue desarrollar un sistema de monitoreo de condición para el turbo-generador de una central microhidráulica de 10 kW, el cual incluye, procesamiento, diagnóstico mediante sistema experto y análisis de tendencia de falla.

El objetivo general se llevó a cabo mediante el cumplimiento de los siguientes objetivos específicos:

- Se identificaron los principales modos de falla que pueden ocurrir en el turbo-generador, ya sean mecánicos o eléctricos y se identificaron las frecuencias características de falla asociadas en cada uno de estos.
- Se estudió y analizó en profundidad el turbo-generador, dentro de los alcances de la presente memoria, bajo distintas condiciones de operación normal e imprevista, se hizo una revisión de normas que mediante los análisis indican que la máquina no debería seguir operando sino bajo el nivel de vibraciones.
- Se logró desarrollar un algoritmo de monitoreo y diagnóstico de la condición del turbogenerador, cuyas características principales se presentan en la Tabla 7.1.

7.2. Recomendaciones

Se recomienda instalar los acelerómetros definitivos apertados a la estructura, los más cerca posible a los rodamientos, de preferencia tienen que ser triaxiales para reducir la cantidad de perforaciones a realizar en la máquina y deben tener la siguientes características recomendadas en la Tabla 7.2

Dada la evaluación de vibraciones que se han realizado se recomienda utilizar el turbogenerador con precaución advirtiendo cualquier cambio que pueda tener, pues las vibraciones indican un

Característica	Descripción
Frecuencia de rotación nominal	25 Hz
Variación de la frecuencia de rotación	0.25 Hz
Frecuencias monitoreadas	Anexo A
Frecuencia de muestreo	6000 Hz
Número de líneas	8192 Líneas
Tiempo mínimo de muestra	11 seg
Tipos de análisis	Promedio lineal
	Retención de máximo
	Envolvente
Números de promedios	8 Promedios sin superposición
Ventana	Hanning
Filtros	Butterworth pasa alta de 5 Hz y 250 Hz
Umbrales de evaluación general	Alarma: 2.3 mm/s RMS
	Falla: 5.6 mm/s RMS
Umbrales de detección de frecuencias	Espectro velocidad: $L_1 = 1mm/s$
	Espectro envolvente: $L_2 = 0,7mm/s^2$
Diagnóstico	Reconocimiento de patrón
	Probabilidades

Tabla 7.1: Resumen de características del algoritmo

Característica	Descripción
Sensibilidad	100 mV/g
Frecuencia de respuesta	1 - 6000 Hz
Límite de vibración	50 g
Impacto máximo	2000 g peak
Temperatura de operación	-20 a +120°
Protección sensor	IP67
Protección cable	IP66

Tabla 7.2: Características de los sensores

pésimo estado. Debido a que el nivel de vibraciones es causado principalmente por una frecuencia natural, se recomienda aumentar la rigidez en la dirección perpendicular a la dirección del flujo de entrada para aumentar la frecuencia del 4^{to} modo de vibración y alejarla de la frecuencia de rotación nominal, al mismo tiempo se debe cuidar que la frecuencia del 3^{er} modo de vibración no suba. Cualquier modificación en la rigidez o masa mejorará la situación en términos de vibraciones, pues se moverá la frecuencia del 4^{to} modo, disminuyendo el nivel de vibración. En cada cambio realizado se debe hacer un análisis modal o un análisis transiente para obtener los espectros en cascada, así saber cómo han cambiado las frecuencias naturales.

Al instalar el turbogenerador en una base definitiva para pruebas en terreno con funcionamiento continuo, se debe realizar una nueva evaluación de vibraciones mediante un análisis transiente o análisis modal experimental para conocer las frecuencias naturales y operarlo de forma segura.

Bibliografía

- [1] ISO 10816-1. *Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 1: General guidelines*. 1995.
- [2] ISO 13373-1. *Condition monitoring and diagnostic of machines-Vibration condition monitoring. Part 1: General guidelines*. 2002.
- [3] B. Boashash. Estimating and interpreting the instantaneous frequency of a signal part i: Fundamentals. *Proceedings of the IEEE*, 80(4):540–568, 1992.
- [4] Robert Bond Rand. *Vibration-based condition monitoring : industrial, aerospace and automotive applications*. John Wiley & Sons Ltd., 1. ed edition, 2011.
- [5] Petrovčić J. Musizza B. Juričić D. Boskoski, P. An end-quality assessment system for electronically commutated motors based on evidential reasoning. *Expert Systems with Applications*, 38(11):13816 – 13826, 2011.
- [6] Comisión Nacional de Energía. *Norma Técnica de Conexión y Operación de PMGD en Instalaciones de Media Tensión*. Diario Oficial de la República, Viernes 25 de Mayo de 2007, Gobierno de Chile, 2007.
- [7] Piersol A. G. Harris, C. M. *Harris' shock and vibration handbook*. McGraw-Hill, 2002.
- [8] W. I. Kirkland. *The Bearing Analysis Handbook: A Practical Guide for Solving Vibration Problems in Bearings*. VCI. Vibrations Consultants, Inc., 2004.
- [9] Lee T. W. Kim S. J. Kim C. H. Rhim Y. C. Lee, Y. B. A hybrid knowledge-based expert system for rotating machinery. *Proceedings of the 14th International Congress COMADEM 2001*, pages 689–698, 2001.
- [10] V. Meruane. *Dinámica Estructural. Apuntes del curso Dinámica Estructural*. Departamento de Ingeniería Mecánica (DIMEC), Universidad de Chile, 2012.
- [11] Kwon J. Lee H. Nguyen, N. A study on machine fault diagnosis using decision tree. *Journal of Electrical Engineering & Technology*, Vol. 2(No. 4):461–467, 2007.
- [12] R. Pascual. *Modelamiento de Sistemas Rotores*. Departamento de Ingeniería Mecánica (DIMEC), Universidad de Chile, 2004.

- [13] Trujillo G. Quintero S. Quiroga, J. E. Estudio de fallas incipientes en rodamientos usando la técnica de la envolvente y cepstrum. *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería*, 20(3):350–359, 2012.
- [14] J. S. Rao. *Vibratory Condition Monitoring of Machines*. Narosa Publishing House, 1998.
- [15] Girdhar P. Scheffer, C. *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*. Elsevier, 2004.
- [16] Hammond J. K. Shin, K. *Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers*. Wiley, John Wiley and Sons Ltd, 2008.
- [17] D. H. Shreve. *Signal processing for effective vibration analysis*. 1995.
- [18] SKF. *Machine Condition Transmitters (MCT). CMSS 590 (A) Enveloped Acceleration Module*.
- [19] J. L. Taylor. *The Vibration Analysis Handbook: A Practical Guide for Solving Rotating Machinery Problems*. VCI. Vibrations Consultants, Inc., 2. ed edition, 2003.
- [20] Lim Dong-Soo. Tan Andy Chit Chiow Yang, Bo-Suk. Vibex: an expert system for vibration fault diagnosis of rotating machinery using decision tree and decision table. *Expert Systems with Applications*, 28(4):735–742, 2005.

Anexo A

Frecuencias monitoreadas

De acuerdo a las potenciales falla y frecuencias naturales del turbogenerador, el algoritmo monitoreará las siguientes frecuencias:

Frecuencias BPFO [Hz]				
Bandas laterales bajas		Armónicos	Bandas laterales altas	
BPFO-2X	BPFO-1X	BPFO	BPFO+1X	BPFO+2X
26.8	51.8	76.8	101.8	126.8
103.6	128.6	153.6	178.6	203.6
180.4	205.4	230.4	255.4	280.4

Tabla A.1: Frecuencias BPFO

Frecuencias BPFI [Hz]				
Bandas laterales bajas		Armónicos	Bandas laterales altas	
BPFI-2X	BPFI-1X	BPFI	BPFI+1X	BPFI+2X
73.2	98.2	123.2	148.2	173.2
196.4	221.4	246.4	271.4	296.4
319.6	344.6	369.6	394.6	419.6

Tabla A.2: Frecuencias BPFI

Frecuencias BSF [Hz]				
Bandas laterales bajas		Armónicos	Bandas laterales altas	
BSF-2FTF	BSF -FTF	BSF	BSF +FTF	BSF +2FTF
82.8	92.4	102.0	111.6	121.2
184.7	194.3	203.9	213.5	223.1
286.7	296.3	305.9	315.5	325.1

Tabla A.3: Frecuencias BSF [Hz]

Frecuencias FTF [Hz]
Armónicos
9,6
19,2
28,8

Tabla A.4: Frecuencias FTF [Hz]

Modo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frecuencia [Hz]	10,4	14,0	21,2	27,7	43,9	51,2	64,9	76,2	97,7	107,8

Tabla A.5: Frecuencias Naturales [Hz]

Armónicos y frecuencias fraccionarias									
1/4X	1/3X	1/2X	2/3X	3/4X	1X	11/4X	11/3X	11/2X	12/3X
6.25	8.3	12.5	16.7	18.8	25	31.3	33.3	38	41.7
13/4X	2X	21/4X	21/3X	21/2X	3X	31/2X	4X	11X	14X
43,8	50	56,3	58,3	63	75	88	100	275	350

Tabla A.6: Armónicos y frecuencias fraccionarias

Anexo B

Matriz de probablidades

Causa de vibración	Síntomas Frecuencia Predominante								
	Res	40-50	50-100	1X	2X	Altos XRPM	1/2 RPM	Freq. Imp	Alta Freq
Desbalance Inicial	5	-	-	90	5	5	-	-	-
Rotor doblado y pérdida de partes	30	-	-	90	5	5	-	-	-
Distorsión de la carcasa	10	10	10	60	20	10	-	-	-
Distorsión de la fundación	-	20	-	40	30	-	-	10	-
Falla en rodamientos	20	20	20	40	20	-	-	20	20
Soltura en soporte de rodamientos	90	90	-	30	-	-	-	10	-
Soltura en carcasa y soporte	90	90	-	30	-	-	-	50	-
Velocidad crítica	100	-	-	100	-	-	-	-	-
Resonancia estructural	100	10	-	70	10	-	10	-	-

Tabla B.1: Frecuencia Predominante

Causa de vibración	Síntomas Ubicación Predominante		
	Radial	Radial	Axial
Desbalance Inicial	45	45	10
Rotor doblado y pérdida de partes	45	45	10
Distorsión de la carcasa	45	45	10
Distorsión de la fundación	45	45	10
Falla en rodamientos	35	35	30
Soltura en soporte de rodamientos	45	45	10
Soltura en carcasa y soporte	45	45	10
Velocidad crítica	45	45	10
Resonancia estructural	45	45	10

Tabla B.2: Ubicación predominante

Anexo C

Algoritmos

C.1. Algoritmo de monitoreo de condición y diagnóstico

A continuación se presenta el código del algoritmo de monitoreo de condición y diagnóstico.

```
clc;
close all;
clear all;
%% PARÁMETROS

fm=6000;           % Remuestreo
NL=2^13;          % Número de líneas
P_fft=8;          % Número de promedios
Resol=fm/NL;      % Resolución del espectro
dt=1/fm;          % Periodo de la señal
tfin=dt*NL*(P_fft)-dt;
t=(0:dt:tfin)';

RPM=1494;         % Velocidad de la máquina
Alabes_Turbina=14; % Número de alabes de la turbina
Paletas_Ventilador=11; % Número de paletas del ventilador
Bobinas_Estator=0; % Por definir
limite=1;         % Umbral de detección de frecuencia, en mm/s
limite_rod=0.7;   % Umbral de detección de frecuencia, en ...
    rodamientos
alarma=2.2;       % Límite de alarma
falla=5.6;        % Límite de trip, falla
puntos=5;         % Puntos a interpolar
tendencia=1;      % Tendencia lineal por defecto
var_frec=0.25;    % Variación de la frecuencia en torno a 25 Hz
var_frecrod=0.25; % Variación de la frecuencia para rodamientos

Ret_max=0;        % Solo activar para visualizar gráficos con ...
    retención de máximo

Ubicacion=cellstr(char(' ejedoblado (centro) ', ' eje doblado (extremo) '));
```

```

An='';           % Etiqueta para tipo de análisis
ancho=200;
alto=5;
anchoR=400;
altoR=5;
% Dimensiones rodamiento
Nb=8;           % Número de los elementos rodantes
Pd=32.5;       % Paso diametral
Bd=7.54;       % Diámetro de los elementos rodantes
phi=0;         % Ángulo de contacto

% Factores rodamientos
bpfi=Nb*0.5*(1+Bd*cos(phi)/Pd);           % Pista interna
bpfo=Nb*0.5*(1-Bd*cos(phi)/Pd);           % Pista externa
bsf=2*(Pd/(2*Bd))*(1-(Bd*cos(phi)/Pd)^2); % Elementos rodantes
ftf=0.5*(1-Bd*cos(phi)/Pd);               % Jaula
Armonicos_R=3;                             % Cantidad de armónicos por falla
Cant_BL=2;                                   % Cantidad de bandas laterales

% Frecuencias particulares
BPF_Rodete=Alabes_Turbina;
BPF_Vent=Paletas_Ventilador;
CPF=Bobinas_Estator;
Frec_Resonancia=[10.4 14 21.2 27.7 43.9 51.2 64.9 76.2 97.7 107.8];

% Etiquetas para marcar en gráficos
Frectag=([1/3 2/3 4/3 5/3 7/3 8/3 0.25:0.25:40 BPF_Rodete BPF_Vent CPF]);
FrecRodTag=cellstr(char('BPFI','2XBPFI','3XBPFI','BPFO',...
    '2XBPFO','3XBPFO','BSF','2XBSF','3XBSF','FTF','2XFTF','3XFTF'));
fallas_rod=zeros(11,6);
fallas=zeros(17,2);
%% LECTURA DE DATOS
[Datos_Sup,Ruta_Sup] = uigetfile('*.mat','Datos Alojamiento Superior');
[Datos_Inf,Ruta_Inf] = uigetfile('*.mat','Datos Alojamiento Inferior');

load(strcat(Ruta_Sup,Datos_Sup),'Data','SampleRate');

fm0=SampleRate;                                     %Muestreo original
sn_sup=(Data(1:fm0/fm:fm0/fm*NL*(P_fft),:)*9.8);   %Datos alojamiento ...
    superior

clear Data SampleRate                               %Borrar variable Data

load(strcat(Ruta_Inf,Datos_Inf),'Data','SampleRate');
fm0=SampleRate;                                     %Muestreo original
sn_inf=(Data(1:fm0/fm:fm0/fm*NL*(P_fft),:)*9.8);   %Datos alojamiento ...
    inferior
% Cálculo de vibraciones perpendiculares
%sn_inf(:,2)=(sn_inf(:,2)+sn_inf(:,1)*sin(deg2rad(30)))/cos(deg2rad(30));
clear Data SampleRate

%%
load Registro_B
medicion=medicion+1;

%% FRECUENCIAS DE FALLA

```

```

%Frecuencias de rodamientos y bandas laterales

Frec_Rod=[bpfi bpfo bsf ftf].*RPM/60; % Fallas en rodamientos BPFi BPFO ...
      BSF FTF

for i=1:4
for j=1:Armonicos_R
    %Frecuencias principales en rodamientos
    FrecRod(Armonicos_R*(i-1)+j)=Frec_Rod(i)*j;

    % Bandas Laterales Pista Interna
    if i==1
    for k=1:Cant_BL
    BL_BPFI(2*j-1:2*j,k)= [Frec_Rod(1)*j-k*RPM/60 Frec_Rod(1)*j+k*RPM/60];
    end

    for k=1:Cant_BL
    BL_BPFO(2*j-1:2*j,k)= [Frec_Rod(2)*j-k*RPM/60 Frec_Rod(2)*j+k*RPM/60];
    end

    % Bandas Laterales Elemento Rodante
    for k=1:Cant_BL
    BL_BSF(2*j-1:2*j,k)= [Frec_Rod(3)*j-k*RPM/60 Frec_Rod(3)*j+k*RPM/60...
        *Frec_Rod(4)];
    end
    end
end
end

% Frecuencias relacionadas con la frecuencia fundamental
Frec=( [1/3 2/3 4/3 5/3 7/3 8/3 0.25:0.25:40 BPF_Rodete BPF_Vent CPF]...
    *RPM/60);

%% FILTROS
% Ventana hanning
    h=hann(NL);

%Filtros para espectro directo
    n1=5; %Orden
    w1=[5 1000]; %Frecuencia de corte
    corte='bandpass';
    [b1,a1] = butter(n1,w1/(fm/2),corte);
    Hd1 = dfilt.df2t(b1,a1);

%Filtro para espectro envolvente
    n2=5;
    w2=250; %Frecuencia de corte
    corte='high';
    [b2,a2] = butter(n2,w2/(fm/2),corte);
    Hd2 = dfilt.df2t(b2,a2);

%% ANÁLISIS
for posicion=1:2
    if posicion==1;
        Orientacion=cellstr(char('Radial','Radial','Axial'));
        sn=sn_sup;
    end
end

```

```

else
    Orientacion=cellstr(char('Radial','Radial','Axial'));
    sn=sn_inf;
end

%% APLICACIÓN DE FILTROS, INTEGRACION Y ENVOLVENTE
for ch=1:3

% Integración, filtro y rms global
sn_vel(:,ch)=cumtrapz(t,sn(:,ch))*1000;
sn_vel(:,ch)=filter(Hd1,sn_vel(:,ch));
rms(ch) = norm(sn_vel(:,ch))/sqrt(length(sn_vel(:,ch)));
% Filtro y envolvente
sn_env(:,ch)=filter(Hd2,sn(:,ch));
hb = hilbert(sn_env(:,ch));
sn_env(:,ch)=abs(hb);
sn_env(:,ch)=filter(Hd1,sn_env(:,ch));

amplitud(:,ch)=zeros(NL/2+1,1);
amplitud_R(:,ch)=zeros(NL/2+1,1);
amplitud_max(:,ch)=zeros(NL/2+1,1);
for promedio=1:P_fft

i1=1+NL*(promedio-1);
i2=NL*(promedio-1)+NL;
% Aplicación de ventana hanning
sn_vel(i1:i2,ch)=sn_vel(i1:i2,ch).*h;
sn_env(i1:i2,ch)=sn_env(i1:i2,ch).*h;
% Espectro en cada intervalo
[frecuencia,amp]=fft(sn_vel(i1:i2,ch),t(1:NL));
[frecuencia_R,amp_R]=fft(sn_env(i1:i2,ch),t(1:NL));
% Valor absoluto
amp=abs(amp);
amp_R=abs(amp_R);
% Retención del máximo
amplitud_max(:,ch)=max([amplitud_max(:,ch)';amp']);
% Suma de espectros
amplitud_R(:,ch)=amplitud_R(:,ch)+amp_R;
amplitud(:,ch)=amplitud(:,ch)+amp;
end
amplitud(1:floor(2/Resol),ch)=zeros(floor(2/Resol),1);
amplitud_R(1:floor(2/Resol),ch)=zeros(floor(2/Resol),1);
% Espectro promedio
amplitud(:,ch)=amplitud(:,ch)/(P_fft);
amplitud_R(:,ch)=amplitud_R(:,ch)/(P_fft);
techo=max(max(amplitud));
techoR=max(max(amplitud_R));
if Ret_max==1
    amplitud(:,ch)=amplitud_max(:,ch);
    techo=max(max(amplitud));
end

end

max_rms=max(rms);

%% BUSQUEDA DE FRECUENCIAS

```

```

for ch=1:3

    for i=1:length(Frec)
        lsup=Frec(i)+var_frec*Frec(i)/(RPM/60);
        linf=Frec(i)-var_frec*Frec(i)/(RPM/60);
        indicesup=ceil(lsup/Resol)+1;
        indiceinf=floor(linf/Resol)+1;
        [C(i,ch),I(i,ch)]=max(amplitud(indiceinf:indicesup,ch));
        I(i,ch)=I(i,ch)+indiceinf-1;           %Índice del máximo
        [C_max(i,ch),I_max(i,ch)]=max(amplitud_max(indiceinf:indicesup,ch));
        I_max(i,ch)=I_max(i,ch)+indiceinf-1;   %Índice del máximo
    end

%% BUSQUEDA DE FRECUENCIAS EN RODAMIENTOS

    for i=1:length(FrecRod) %% Frecuencias Principales
        lsupR=FrecRod(i)+var_frec*FrecRod(i)/(RPM/60);
        linfR=FrecRod(i)-var_frec*FrecRod(i)/(RPM/60);
        indicesupR=ceil(lsupR/Resol)+1;
        indiceinfR=floor(linfR/Resol)+1;
        [CR(i,ch),IR(i,ch)]=max(amplitud_R(indiceinfR:indicesupR,ch));
        IR(i,ch)=IR(i,ch)+indiceinfR-1;       %Índice del Máximo
    end

    for i=1:length(BL_BPFI)*Cant_BL %% Bandas laterales 1X en pista interna
        lsupRIL=BL_BPFI(i)+var_frec*BL_BPFI(i)/(RPM/60);
        linfRIL=BL_BPFI(i)-var_frec*BL_BPFI(i)/(RPM/60);
        indicesupRIL=ceil(lsupRIL/Resol)+1;
        indiceinfRIL=floor(linfRIL/Resol)+1;
        [CRIL(i,ch),IRIL(i,ch)]=max(amplitud_R(indiceinfRIL:indicesupRIL,ch));
        IRIL(i,ch)=IRIL(i,ch)+indiceinfRIL-1;
    end

    for i=1:length(BL_BPFO)*Cant_BL %% Bandas laterales 1X en pista externa
        lsupROL=BL_BPFO(i)+var_frec*BL_BPFO(i)/(RPM/60);
        linfROL=BL_BPFO(i)-var_frec*BL_BPFO(i)/(RPM/60);
        indicesupROL=ceil(lsupROL/Resol)+1;
        indiceinfROL=floor(linfROL/Resol)+1;
        [CROL(i,ch),IROL(i,ch)]=max(amplitud_R(indiceinfROL:indicesupROL,ch));
        IROL(i,ch)=IROL(i,ch)+indiceinfROL-1;
    end

    for i=1:length(BL_BSF)*Cant_BL %% Bandas laterales FTF en elementos ...
        rodantes
        lsupRBL=BL_BSF(i)+var_frec*BL_BSF(i)/(RPM/60);
        linfRBL=BL_BSF(i)-var_frec*BL_BSF(i)/(RPM/60);
        indicesupRBL=ceil(lsupRBL/Resol)+1;
        indiceinfRBL=floor(linfRBL/Resol)+1;
        [CRBL(i,ch),IRBL(i,ch)]=max(amplitud_R(indiceinfRBL:indicesupRBL,ch));
        IRBL(i,ch)=IRBL(i,ch)+indiceinfRBL-1;
    end

%% Gráficos
f=4.5; % Fuente

%% Gráficos Espectro Velocidad

```

```

figure()
set(gcf,'Units','normalized')
set(gcf,'Position',[0.005+0.5*(posicion-1) 0.34*(3-ch)+0.02 0.33/1.6...
0.37/1.6])
set(gca,'FontSize',7)
set(gca,'Units','normalized')
set(gca,'Position',[0.15 0.18 0.7 0.7])

plot(frecuencia,amplitud(:,ch))
hold off
title(strcat('Espectro velocidad',An,Ubicacion(posicion), ' ( ',...
Orientacion(ch), ')'))
xlabel('Frecuencia [Hz]')
ylabel('Velocidad RMS [mm/s]')
axis([0 ancho 0 1.3*techo]);

text(ancho*(1-0.4),techo,[num2str(RPM),' RPM ',...
num2str(round(rms(ch)*10)/10),' RMS' ],'VerticalAlignment',...
'bottom','HorizontalAlignment','left','FontSize',6);

for i=1:length(Frectag)
if C(i,ch)≥limite
set(text(frecuencia(I(i,ch)),C(i,ch),[num2str(round...
(Frectag(i)*100)/...
100),'X'],'VerticalAlignment','middle','HorizontalAlignment',...
'left','FontSize',f),'rotation',90);
end
end

%% Gráficos Envolvente
figure()
set(gcf,'Units','normalized')
set(gcf,'Position',[0.35+0.5*(posicion-1) 0.34*(3-ch)+0.02 0.33/1.6...
0.37/1.6])
set(gca,'FontSize',7)
set(gca,'Units','normalized')
set(gca,'Position',[0.15 0.18 0.7 0.7])

plot(frecuencia_R,amplitud_R(:,ch))
hold off
title(strcat('Espectro envolvente ',An,Ubicacion(posicion), ' ( ',...
Orientacion(ch), ')'))
xlabel('Frecuencia [Hz]')
ylabel('Aceleración [m/s^2]')
axis([0 anchoR 0 1.3*techoR]);

text(anchoR*(1-0.4),techoR,[num2str(RPM),' RPM ',...
num2str(round(rms(ch)*10)/10),' RMS' ],'VerticalAlignment',...
'bottom','HorizontalAlignment','left','FontSize',6);

%Etiquetas en frecuencias principales
i=1;
while i<length(FrecRod)+1

if CR(i,ch)≥limite_rod

```

```

t1=text (frecuencia_R(IR(i,ch)),CR(i,ch),FrecRodTag(i),...
'VerticalAlignment','top','HorizontalAlignment',...
'left','FontSize',f);
set(t1, 'rotation', 90,'FontSize',f)

%Etiquetas en bandas laterales de BPF1
if ceil(i/Armonicos_R)==1
for j=1:2
for k=1:Cant_BL
indice=j+2*(i-Armonicos_R*(ceil(i/Armonicos_R)-1))-2+Armonicos_R...
*2*(k-1);
if CRIL(indice,ch)≥limite_rod
t2=text (frecuencia_R(IRIL(indice,ch)),CRIL(indice,ch),'BL BPF1',...
'VerticalAlignment','middle','HorizontalAlignment','left','FontSize',f);
set(t2, 'rotation', 90,'FontSize',f)
end
end
end
end

%Etiquetas en bandas laterales de BPF0
if ceil(i/Armonicos_R)==2
for j=1:2
for k=1:Cant_BL
indice=j+2*(i-Armonicos_R*(ceil(i/Armonicos_R)-1))-2+Armonicos_R*2*(k-1);
if CROL(indice,ch)≥limite_rod
t3=text (frecuencia_R(IROL(indice,ch)),CROL(indice,ch),'BL BPF0',...
'VerticalAlignment','middle','HorizontalAlignment','left','FontSize',f);
set(t3, 'rotation', 90,'FontSize',f)
end
end
end
end

%Etiquetas en bandas laterales de BSF
if ceil(i/Armonicos_R)==3
for k=1:Cant_BL
for j=1:2
indice=j+2*(i-Armonicos_R*(ceil(i/Armonicos_R)-1))-2+Armonicos_R*2*(k-1);
if CRBL(indice,ch)≥limite_rod
t4=text (frecuencia_R(IRBL(indice,ch)),CRBL(indice,ch),'BL ...
BSF','VerticalAlignment',...
'bottom','HorizontalAlignment','left','FontSize',f);
set(t4, 'rotation', 90,'FontSize',f)
end
end
end
end

%Sino encuentra el armónico consecutivo, pasa a la siguiente falla
else
%i=Armonicos_R*(ceil(i/(Armonicos_R)));
end
i=i+1;
end

```



```

end
%% REGISTRO
Fecha(medicion,1)=cellstr(char(date));
for n=1:ch
Historial(medicion,n+3*(posicion-1))=rms(n);
Historial1X(medicion,n+3*(posicion-1))=C(10,n);
end

if max_rms>alarma
%% DIAGNÓSTICO

% Si están presentes 1X 2X 3X 4X radial o axial
if all(C_max(10:4:22,1)>limite)||all(C_max(10:4:22,2)>limite)|| ...
    all(C_max(10:4:22,3)>limite)
% Si están presentes múltiplos de 1/n X RPM [2] [3]
if all(C_max(8:4:16,1)>limite)||all(C_max(8:4:16,2)>limite)|| ...
    all(C_max(8:4:16,3)>limite)||all(C_max(1:6,1)>limite)|| ...
    all(C_max(1:6,1)>limite)||all(C_max(1:6,1)>limite)
    fallas(6,posicion)=1; % Roce
else
if any([C_max(1,1:3) C_max(2,1:3) C_max(7:9,1)' C_max(7:9,2)' ...
    C_max(7:9,3)' C_max(11:13,2)' C_max(11:13,3)']...
    C_max(15:17,2)' C_max(15:17,3)']>limite)
    fallas(5,posicion)=1; % Soltura 2da etapa [2]
else
    fallas(4,posicion)=1; % Soltura 1era etapa [1] [2]
end
end

else
% 2XFL
if any(C(22,1:2)>limite)
fallas(12,posicion)=1; % Falla en el estator
end

% 1X Radial
if any(C(10,1:2)>limite) % Si 1X radial pasa el límite
if all(C(10:4:14,3)>limite) % Eje doblado cerca del extremo
fallas(7,posicion)=1;
else
if C(10,3)>limite
fallas(2,posicion)=1; % Desbalance de par
else
fallas(1,posicion)=1; % Desbalance estático
end
end
end

end

% Ruido de banda ancha
densidad=0;
banda=200;
inicio=150;

for i=1:3
aux=0;

```

```

for j=1:floor((fm/2-inicio)/(banda*0.5)-1)
for k=floor((inicio+banda*0.5*(j-1)+1)/Resol):floor((inicio+banda*0.5* ...
    (j-1)+banda)/Resol)

    if amplitud_max(k,ch)>limite*0.5;
    aux=aux+1;
    end
end
if aux>densidad
    posicion_banda(ch,posicion)=j;
end
recuento(j,ch+3*(posicion-1))=aux;
densidad=max(aux,densidad);
aux=0;

end
end
[B,canal]=find(recuento==densidad);
sup=floor((inicio+banda*0.5*(B(1)-1)+banda)/Resol);
inf=floor((inicio+banda*0.5*(B(1)-1)+1)/Resol);

% Si la densidad de alta frecuencia es mayor a un 7% (considerando resolución)
if densidad>0.07*floor(banda/(fm/NL));
    if (any(C(62,1:3)>limite) && BPF_Rodete*RPM/60/Resol>inf &&...
        BPF_Rodete*RPM/60/Resol<sup)
        fallas(10,posicion)=1;    % Cavitación
    else
        fallas(11,posicion)=1;    % Falla avanzada en rodamientos
        fallas(6,posicion)=1;    % Roce
        fallas(10,posicion)=1;    % Cavitación
    end
end

% Cambio en 1X
if medicion≠1
if any([abs((Historial1X(medicion,1)-Historial1X(medicion-1,1))/ ...
    Historial1X(medicion-1,1)) ...
    abs((Historial1X(medicion,2)-Historial1X(medicion-1,2))/ ...
    Historial1X(medicion-1,2)) ...
    abs((Historial1X(medicion,3)-Historial1X(medicion-1,3))/ ...
    Historial1X(medicion-1,3))] > 0.25)

    fallas(14,posicion)=1;    % Posible grieta [2]
end
end

% Ventilador
if any(C(length(Frec)-1,1:3)>limite)
    fallas(8,posicion)=1;    % Falla asociada al ventilador
end

% Rodete
if any(C(62,1:3)>limite)
    fallas(9,posicion)=1;    % Falla asociada al rodete
end
end

```

```

if any(C(length(Frec),1:3)>limite)
    fallas(13,posicion)=1;    % Falla asociada a las bobinas del estator
end

% if abs(rms(1)-rms(2))>0.25*min(rms(1:2))
%     fallas(3,posicion)=1;    % Rigidez asimétrica
% end

%% DIAGNÓSTICO POR PROBABILIDADES
% Frecuencias predominantes

    for ch=1:3
% Frecuencias de resonancia
        indice_res=round(Frec_Resonancia/Resol+1);
        Frec_Predominante(1,ch)=max(amplitud(indice_res,ch));

% 40%-50%
        lsup=0.5*RPM/60+var_frec*0.5;
        linf=0.4*RPM/60-var_frec*0.4;
        indicesup=floor(lsup/Resol);    % No incluye 0,5xRPM
        indiceinf=floor(linf/Resol)+1;    % Incluye 0,4xRPM
        Frec_Predominante(2,ch)=max(amplitud(indiceinf:indicesup,ch));

% 50%-100%
        lsup=1*RPM/60+var_frec*1;
        linf=0.4*RPM/60-var_frec*0.4;
        indicesup=floor(lsup/Resol)-1;    % No incluye Incluye 1xRPM
        indiceinf=ceil(linf/Resol)+1;    % No incluye 0,5xRPM
        Frec_Predominante(3,ch)=max(amplitud(indiceinf:indicesup,ch));

% 1X
        Frec_Predominante(4,ch)=C(10,ch);

% 2X
        Frec_Predominante(5,ch)=C(14,ch);

% Multiplos X RPM (1X 2X 3X 4X)
        Frec_Predominante(6,ch)= sum(C(10:4:22,ch)/4);

% 1/2 X RPM
        Frec_Predominante(7,ch)=C(8,ch);

% Impar X RPM (1X 3X 5X)
        Frec_Predominante(8,ch)= sum(C(10:8:26,ch)/3);

% Frecuencias altas

        lsup=40*RPM/60+var_frec*40;
        linf=4*RPM/60-var_frec*10;
        indicesup=ceil(lsup/Resol);    % Incluye 40xRPM
        indiceinf=ceil(linf/Resol)+1;    % No incluye 4xRPM
        Frec_Predominante(9,ch)=max(amplitud(indiceinf:indicesup,ch));

    end

%Síntoma predominante por dirección

```

```

[amp_sintoma,sintoma]=max(Frec_Predominante);
%Dirección del sintoma predominante
[amp_s,direccion]=max(amp_sintoma);
%Sintoma predominante global
i_sintoma=sintoma(direccion);

for i=0:8
    probabilidad(i+1,posicion)=Tabla_Prob(3*i+direccion,i_sintoma);
end

end

%% SINTOMAS DE FALLA EN RODAMIENTOS
%% Falla en pista interna (BPFI)
for ch=1:3
    for arm=1:Armonicos_R
        % Si existe el armónico busca sus bandas laterales
        if CR(arm,ch)<limite_rod
            BPFI(1:2,arm+Armonicos_R*(ch-1))=0;
            BPFI(3,arm+Armonicos_R*(ch-1))=ch;
        else
            % Existencia del armónico
            BPFI(1,arm+Armonicos_R*(ch-1))=1;
            BPFI(3,arm+Armonicos_R*(ch-1))=ch;

            if any([CRIL(2*arm-1:2*arm,ch)' CRIL(2*arm+5:2*arm+6,ch)']>limite_rod)
                % Existencia de bandas laterales
                BPFI(2,arm+Armonicos_R*(ch-1))=1;
            else
                BPFI(2,arm+Armonicos_R*(ch-1))=0;
            end
        end
    end
end
end

for ch=1:3
    % Primer armónico
    if BPFI(1,1+Armonicos_R*(ch-1))==1
        fallas_rod(1,posicion+2*(ch-1))=1;
    end
    % Segundo o tercer armónico
    if any([BPFI(1,2+Armonicos_R*(ch-1)) BPFI(1,3+Armonicos_R*(ch-1))]==1)
        fallas_rod(2,posicion+2*(ch-1))=1;
    end
    % Bandas laterales
    if any(BPFI(2,1+Armonicos_R*(ch-1):Armonicos_R*(ch-1)+Armonicos_R))≠0
        fallas_rod(3,posicion+2*(ch-1))=1;
    end
end
end
%% Falla en pista externa (BPFO)

for ch=1:3
    for arm=1:Armonicos_R
        % Si existe el primer armónico busca sus bandas laterales
        if CR(Armonicos_R+arm,ch)<limite_rod

```

```

    BPF0(1:2, arm+Armonicos_R*(ch-1))=0;
    BPF0(3, arm+Armonicos_R*(ch-1))=ch;
else
    % Existencia del primer armónico
    BPF0(1, arm+Armonicos_R*(ch-1))=1;
    BPF0(3, arm+Armonicos_R*(ch-1))=ch;
    if any([CROL(2*arm-1:2*arm, ch) ' CROL(2*arm+5:2*arm+6, ch)']>limite_rod)
    % Existencia de bandas laterales
    BPF0(2, arm+Armonicos_R*(ch-1))=1;
    else
        BPF0(2, arm+Armonicos_R*(ch-1))=0;
    end
end
end
end
for ch=1:3
    % Primer armónico
    if BPF0(1, 1+Armonicos_R*(ch-1))==1
        fallas_rod(4, posicion+2*(ch-1))=1;
    end
    if any([BPF0(1, 2+Armonicos_R*(ch-1)) BPF0(1, 3+Armonicos_R*(ch-1))]==1)
        fallas_rod(5, posicion+2*(ch-1))=1;
    end
    if any(BPF0(2, 1+Armonicos_R*(ch-1):Armonicos_R*(ch-1)+Armonicos_R)≠0)
        fallas_rod(6, posicion+2*(ch-1))=1;
    end
end
end
%% Falla en elementos rodantes (BSF)
for ch=1:3
    for arm=1:Armonicos_R
        if CR(2*Armonicos_R+arm, ch)<limite_rod % Si existe el primer armónico ...
            busca sus bandas laterales
            BSF(1:2, arm+Armonicos_R*(ch-1))=0;
            BSF(3, arm+Armonicos_R*(ch-1))=ch;
        else
            BSF(1, arm+Armonicos_R*(ch-1))=1;          % Existencia del primer armónico
            BSF(3, arm+Armonicos_R*(ch-1))=ch;
            if any([CRBL(2*arm-1:2*arm, ch) ' ...
                CRBL(2*arm+5:2*arm+6, ch)']>limite_rod)
            BSF(2, arm+Armonicos_R*(ch-1))=1;          % Existencia de bandas laterales
            else
                BSF(2, arm+Armonicos_R*(ch-1))=0;
            end
        end
    end
end
end
for ch=1:3
    % Primer armónico
    if BSF(1, 1+Armonicos_R*(ch-1))==1
        fallas_rod(7, posicion+2*(ch-1))=1;
    end
    if any([BSF(1, 2+Armonicos_R*(ch-1)) BSF(1, 3+Armonicos_R*(ch-1))]==1)
        fallas_rod(8, posicion+2*(ch-1))=1;
    end
    if any(BSF(2, 1+Armonicos_R*(ch-1):Armonicos_R*(ch-1)+Armonicos_R)≠0)

```

```

    fallas_rod(9, posicion+2*(ch-1))=1;
end
end

%% Falla en la jaula (FTF)

for ch=1:3
    for arm=1:Armonicos_R
        if CR(3*Armonicos_R+arm, ch)>limite_rod
            FTF(1:2, arm+Armonicos_R*(ch-1))=1;
            FTF(2, arm+Armonicos_R*(ch-1))=ch;
        else
            FTF(1, arm+Armonicos_R*(ch-1))=0;
            FTF(2, arm+Armonicos_R*(ch-1))=ch;
        end
    end
end

for ch=1:3
    % Primer armónico
    if FTF(1, 1+Armonicos_R*(ch-1))==1
        fallas_rod(10, posicion+2*(ch-1))=1;
    end
    if any([FTF(1, 2+Armonicos_R*(ch-1)) FTF(1, 3+Armonicos_R*(ch-1)) ]==1)
        fallas_rod(11, posicion+2*(ch-1))=1;
    end
end

% Recuento total de fallas en rodamientos
for i=1:11
    suma=0;
    for ch=1:3
        suma=fallas_rod(i, posicion+2*ch-2)+suma;
    end
    if suma>0
        fallas_rod_T(i, posicion)=1;
    else
        fallas_rod_T(i, posicion)=0;
    end
end

%% Falla desconocida
F=sum(fallas(:, posicion))+sum(fallas_rod(:, posicion));
if F==0
    fallas(15, posicion)=1;
end

end

%% Resultados
for posicion=1:2
    for i=2:16
        Fallas(i, posicion+1)={num2str(fallas(i-1, posicion))};
    end
end

```

```

    for i=2:12
        Fallas_R(i, posicion+2)={num2str(fallas_rod_T(i-1, posicion))};
    end

    for i=2:10
        Fallas_Prob(i, posicion+1)={num2str(round(100*probabilidad(i-1, posicion)))};
    end
end

%% Pronóstico
if medicion>4

[m, ind]=max(Historial(medicion, :)); % Canal con mayor RMS

ini_interp = find(Historial(:, ind)>alarma, 1, 'first'); % Primer punto a ...
    interpolar

if medicion<ini_interp<puntos
    ini_interp=medicion-(puntos-1); % Se toman solo las 5 últimas mediciones
end

% Número de días desde la fecha de la primera medición (día 0)
for i=ini_interp:medicion
    Dia_med(i-ini_interp+1, 1)=days360psa(Fecha(1, 1), Fecha(i));
end

% Ajuste lineal y exponencial
[c_exp, gof_exp]= fit(Dia_med, Historial(ini_interp:medicion, ind), 'exp1');
[c_lin, gof_lin]= fit(Dia_med, Historial(ini_interp:medicion, ind), 'poly1');

% Bondad del ajuste
r_lin=gof_lin.rsquare;
r_exp=gof_exp.rsquare;

% Porcentaje de variación de la medición
DRMS=(Historial(medicion, ind)-Historial(medicion-1, ind))/Historial...
    (medicion-1, ind);

% Función de interpolación
if r_lin>0.85 && r_lin>r_exp % Hay un mejor ajuste lineal que exponencial
    amp_prox=c_lin.p2+c_lin.p1*(Dia_med(medicion, 1)+P); % Magnitud estimada ...
        para la proxima medición
    mantencion_act=(falla-c_lin.p2)/c_lin.p1; % Dia estimado para mantención
else
    if r_exp>0.85 && r_exp>r_lin % Hay un mejor ajuste exponencial que lineal
        amp_prox=c_exp.a*exp(c_exp.b*(Dia_med(medicion, 1)+P));
        mantencion_act=log(falla/c_exp.a)/c_exp.b;
    else
        tendencia=0; % La tendencia no es lineal ni exponencial
    end
end

if m<alarma

if abs(DRMS)<0.25

```

```

if tendencia==1
    if amp_prox>alarma
        'Se aumenta la frecuencia de monitoreo. Aumento no significativo, ...
        tendencia lineal y amplitud en la próxima medición superará el ...
        límite de alarma.'
        P1=(mantencion_act-Dia_med(medicion,1))/3;
        P=max([P1 P])
    else
        'Se mantiene la frecuencia de monitoreo. Aumento no significativo, ...
        tendencia lineal y amplitud en la próxima medición no superará ...
        el límite de alarma.'
    end
else
    if tendencia==2
        'Se aumenta la frecuencia de monitoreo. Tendencia exponencial.'
        P1=(mantencion_act-Dia_med(medicion,1))/3;
        P=max([P1 P])
    else
        'Realizar análisis manual. La tendencia no es lineal ni exponencial.'
    end
end
else
    'Se aumenta la frecuencia de monitoreo. El aumento es significativo.'
    P1=(mantencion_act-Dia_med(medicion,1))/3;
    P=max([P1 P])
end
else
    if m<falla
    if abs(DRMS)<0.25
        if tendencia==1
            if amp_prox>falla || Dia_med(medicion,1)+P>mantencion
                'Se aumenta la frecuencia de monitoreo. Amplitud mayor que ...
                límite de alarma, aumento no considerable, tendencia ...
                lineal'
                P1=(mantencion_act-Dia_med(medicion,1))/3;
                P=max([P1 P])
            else
                'Se reprograma la mantención mantención'
            end
        else
            if tendencia==2
                'Se aumenta la frecuencia de monitoreo. Alarma y tendencia ...
                exponencial.'
                P1=(mantencion_act-Dia_med(medicion,1))/3;
                P=max([P1 P])
            else
                'Realizar análisis manual. El aumento es significativo, ...
                además la tendencia no es lineal ni exponencial.'
            end
        end
    end
    'Se mantiene la frecuencia de monitoreo. La amplitud de vibración ...
    actual es menor que el límite de falla y el aumento no es ...
    significativo.'
end
else

```



```

        'La máquina se encuentra en zona de riesgo, solucionar el problema ...
        o evaluar ajuste de los límites de alerta y alarma.'
    end
end

% Reprogramación de la mantención

if tendencia ≠ 0 && m<falla
mantencion=mantencion_act;
end

end
FallaP=Fallas;
save('Registro_B.mat','Fallas_R','Fallas','Fallas_Prob','Fecha',...
    'Tabla_Prob','medicion','Historial','Historial1X','P','mantencion')

```

C.2. Algoritmo para régimen transiente

A continuación se presenta el código del algoritmo para análisis transiente.

```

%CASCADA
clear
close all
load CascadaInf_0_a_30Hz.MAT;

Orientacion=cellstr(char('A'));
Ubicacion=cellstr(char(' Inferior '));
color=0.2;
ch=1; % Canal a analizar
av=2; % 1 para análisis de aceleración
      % 2 para análisis de velocidad

inicas=10;
NL=6000; %Número de líneas
fmin=0; %Frecuencia mínima a mostrar
fmax=200; %Frecuencia máxima a mostrar
fm=6000; %Remuestreo

sn=(Data(1+20*SampleRate:SampleRate/fm:DataCount-27*SampleRate,:)*9800);

sn(:,2)=(sn(:,2)+sn(:,1)*sin(deg2rad(30)))/cos(deg2rad(30)); %Rodamiento ...
inferior

sn=sn(:,ch);

dt=1/fm;%Periodo de la señal
tfin=dt*length(sn)-dt;
t=(0:dt:tfin)';

%FILTRO
n1=5;
w1=5; %Frecuencia de corte

```

```

    corte='high';
    [b1,a1] = butter(n1,w1/(fm/2),corte);
    Hd1 = dfilt.df2t(b1,a1);
    sn_f1=filter(Hd1,sn);

% VELOCIDAD
sn_vel = cumtrapz(t,sn_f1);

sn=[sn_f1,sn_vel];

n=floor(length(sn_vel)/NL); %número de espectros
%fprintf('número de espectros %.2f espectros',n)
espectro=ones(NL/2+1,n);
MAX=ones(n,1);

for i=1:n
[f,espectro(:,i)]=fftt(sn((NL*(i-1)+1:NL*i),av).*hann(NL),t(NL*(i-1)+1:NL*i));
MAX(i)=max(abs(espectro(:,i)));
end

%Parámetros del gráfico
v_ancho=0.6; %ancho de la ventana
v_alto=0.6; %alto de la ventana
g_ancho=0.8; %ancho del gráfico
g_alto=0.8; %alto del gráfico
tamcas=[0.005 0.05 v_ancho v_alto];
tamgraf=[(1-g_ancho)/2 (1-g_ancho)/2 g_ancho g_alto];

figure()
set(gcf,'Units','normalized')
set(gcf,'Position',tamcas)
set(gca,'FontSize',11)
set(gca,'Units','normalized')
set(gca,'Position',tamgraf)

mesh(t(inicas*NL:NL:NL*n),f(1:fmax),abs(espectro(1:fmax,inicas:n)),...
'meshstyle','column')
view(295,60)
rotate3d on

colormap(darkb2r(0,color))

S=(get(0,'ScreenSize'));

%Ángulo del eje frecuencia
frec4d1 = [inicas fmax 0 1]';
frec4d2 = [inicas 0 0 1]';
frec2d1 = view*frec4d1;
frec2d2 = view*frec4d2;
ang_frec=atan((S(4)/S(3))*(frec2d2(2)-frec2d1(2))/...
(frec2d2(1)-frec2d1(1)))*180/pi();

%Ángulo del eje tiempo
tiempo4d1 = [inicas fmax 0 1]';
tiempo4d2 = [t(NL*n) fmax 0 1]';
tiempo2d1 = view*tiempo4d1;

```

```

tiempo2d2 = view*tiempo4d2;
ang_tiempo=atan((S(4)/S(3))*(tiempo2d2(2)-tiempo2d1(2))/...
                (tiempo2d2(1)-tiempo2d1(1)))*180/pi();

xlabel('Tiempo de prueba [s]')
ylabel('Frecuencia (Hz)')
zlabel('Velocidad [mm/s]')
set(get(gca,'YLabel'),'Rotation',-9)
set(get(gca,'YLabel'),'Position',[inicas*0.4-10,fmax/2])
set(get(gca,'XLabel'),'Rotation',ang_tiempo)
set(get(gca,'XLabel'),'Position',[60,fmax*(-0.2)])
xlim([inicas n])
ylim([fmin fmax])
title(strcat('Sensor ',Ubicacion, ' ( ',Orientacion,')'))
zlim([0 max(MAX)])

[maxi indice]=max(abs(espectro(:,:)));

figure()
set(gcf,'Units','normalized')
set(gcf,'Position',[0.005+0.34*(2-1) 0.53 0.33 0.37])
set(gca,'FontSize',10)
set(gca,'Units','normalized')
set(gca,'Position',[0.15 0.18 0.7 0.7])
plot(0:length(maxi)-1,maxi)
xlim([0 length(maxi)-1])
ylim([0 max(maxi)*1.2])
title(strcat('Perfil ',Ubicacion, ' ( ',Orientacion,')'))
ylabel('Velocidad [mm/s]')
Xlabel('Tiempo de prueba [s]')
text(87,10,'22Hz',...
     'VerticalAlignment','bottom','HorizontalAlignment','Center',...
     'FontSize',8);

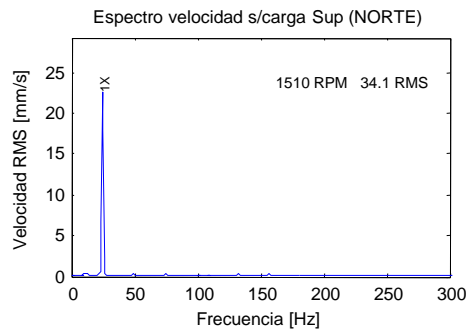
```

Anexo D

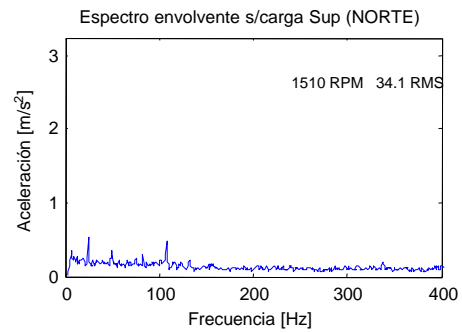
Gráficos

D.1. Régimen permanente sin carga

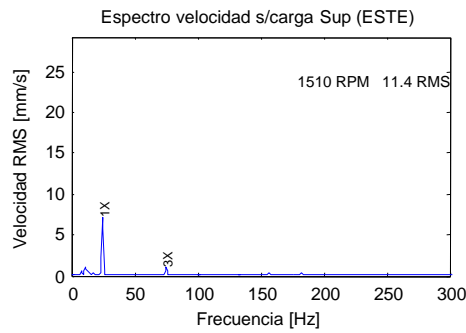
Los siguientes gráficos corresponden al análisis utilizando promedios lineales, con mediciones en la posición Superior, con el turbogenerador sin carga eléctrica.



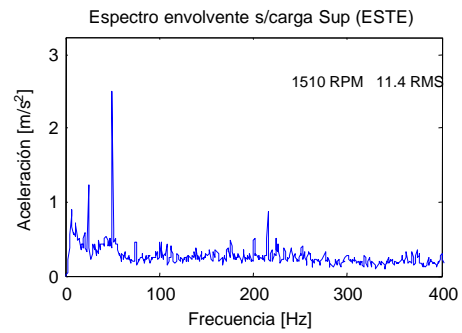
(a) Espectro velocidad sin carga (Norte)



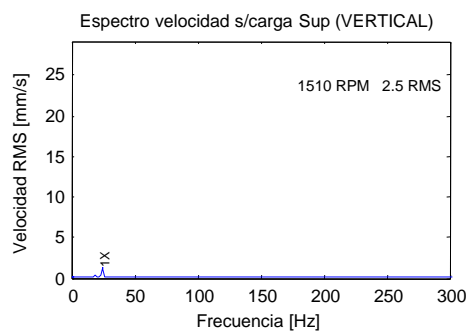
(b) Espectro envolvente sin carga (Norte)



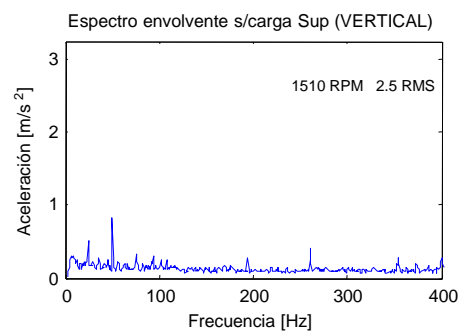
(c) Espectro velocidad sin carga (Este)



(d) Espectro envolvente sin carga (Este)



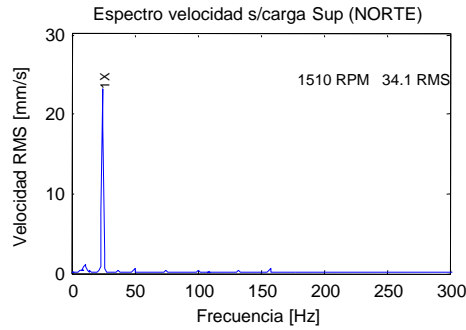
(e) Espectro velocidad sin carga (Vertical)



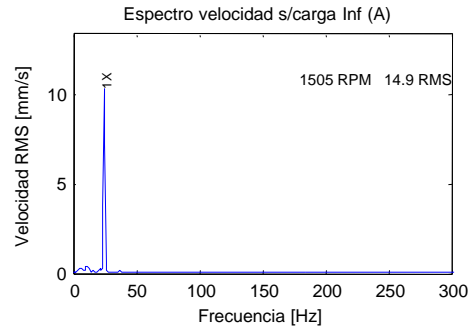
(f) Espectro envolvente sin carga (Vertical)

Figura D.1: Espectros sin carga, posición Superior

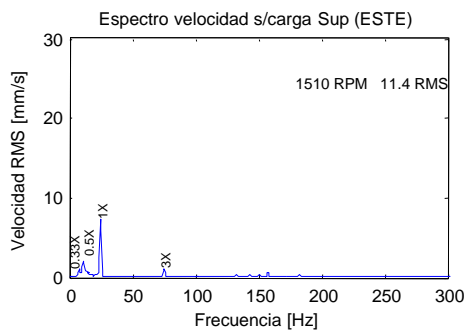
Los siguientes gráficos corresponden a los análisis utilizando retención de máximo, con el turbogenerador sin carga eléctrica.



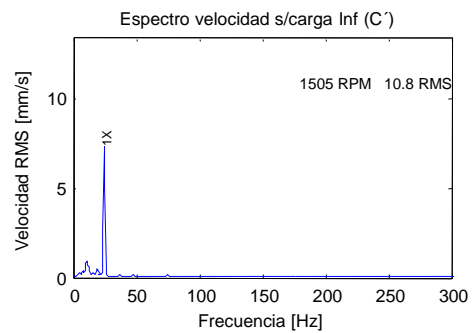
(a) Espectro velocidad sin carga (Norte)



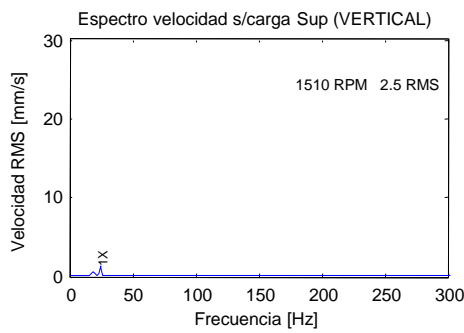
(b) Espectro velocidad sin carga (A)



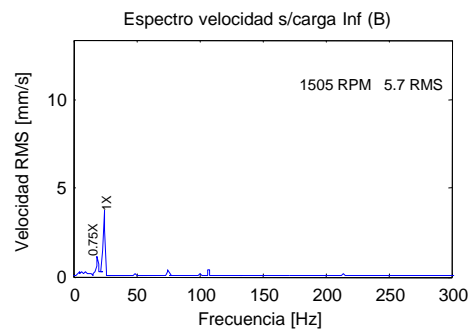
(c) Espectro velocidad sin carga (Este)



(d) Espectro velocidad sin carga (C)



(e) Espectro velocidad sin carga (Vertical)

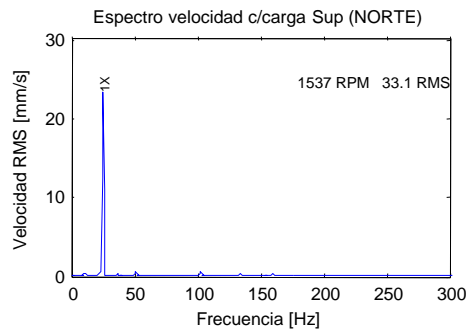


(f) Espectro velocidad sin carga (Vertical B)

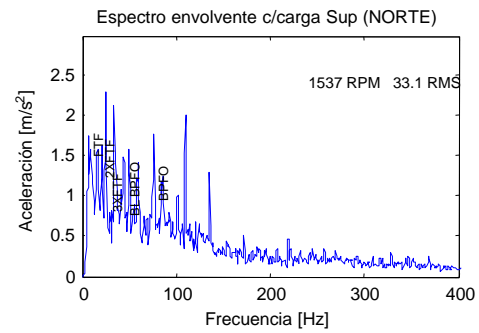
Figura D.3: Espectros con retención de máximo sin carga. Posición superior e inferior

D.2. Régimen permanente con carga

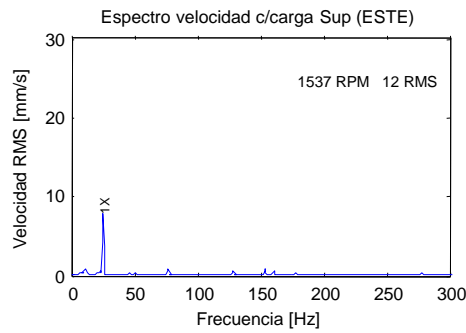
Los siguientes gráficos corresponden al análisis utilizando promedios lineales, con mediciones en la posición Superior, con el turbogenerador con una carga eléctrica de 2700 W por fase.



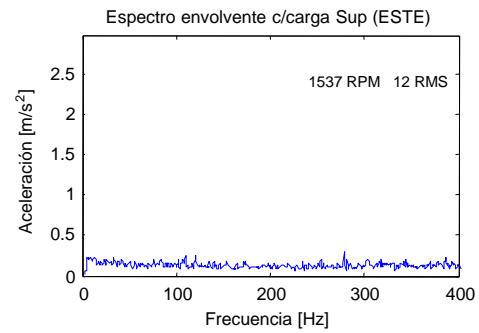
(a) Espectro velocidad con carga (Norte)



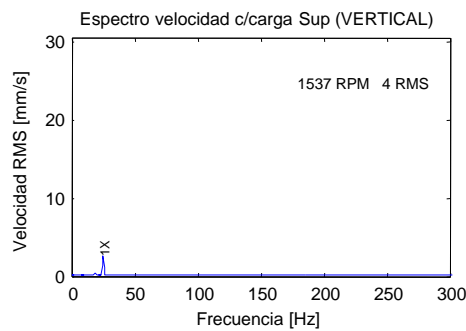
(b) Espectro envolvente con carga (Norte)



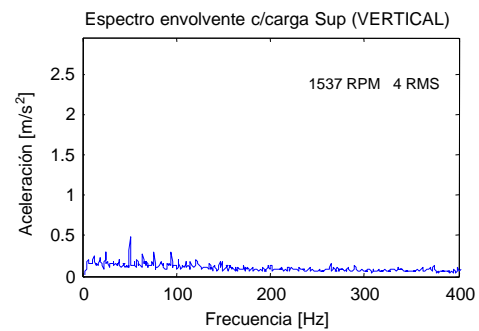
(c) Espectro velocidad con carga (Este)



(d) Espectro envolvente con carga (Este)



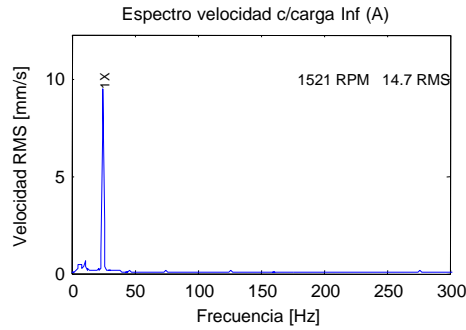
(e) Espectro velocidad con carga (Vertical)



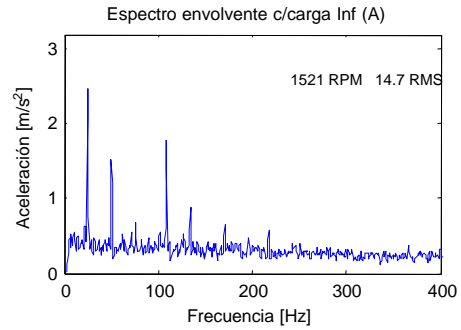
(f) Espectro envolvente con carga (Vertical)

Figura D.4: Espectros con carga, posición Superior

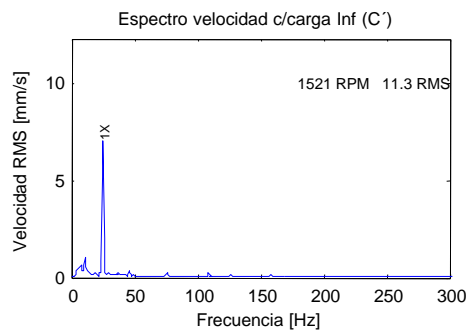
Los siguientes gráficos corresponden al análisis utilizando promedios lineales, con mediciones en la posición Inferior, con el turbogenerador con una carga de 2700 W por fase.



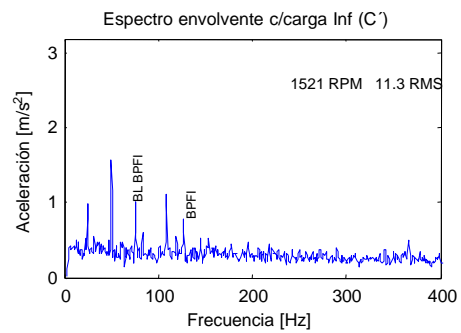
(a) Espectro velocidad con carga (A)



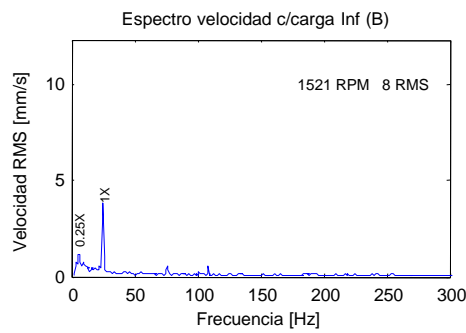
(b) Espectro envolvente con carga (A)



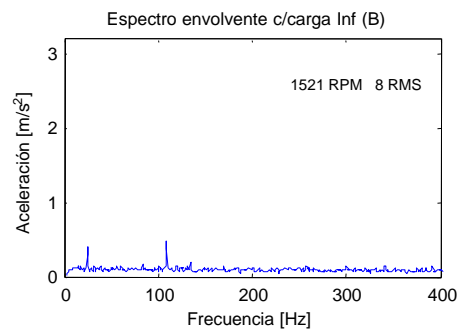
(c) Espectro velocidad con carga (C)



(d) Espectro envolvente con carga (C)



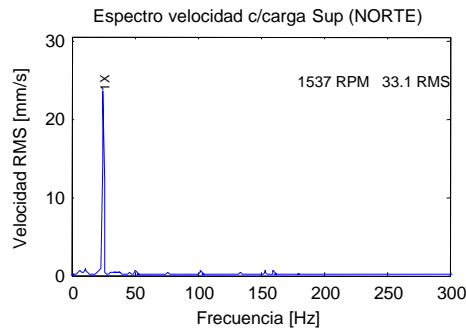
(e) Espectro velocidad con carga (B)



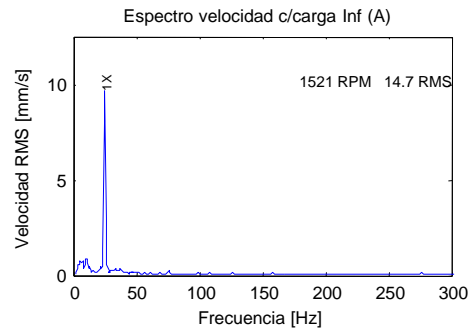
(f) Espectro envolvente con carga (B)

Figura D.5: Espectros con carga, posición Inferior

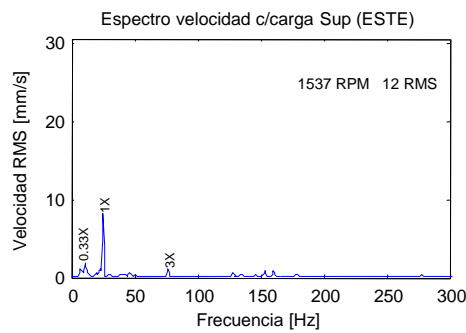
Los siguientes gráficos corresponden a los análisis utilizando retención de máximo, con el turbogenerador con carga.



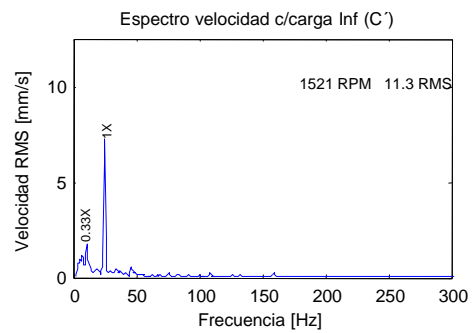
(a) Espectro velocidad con carga (Norte)



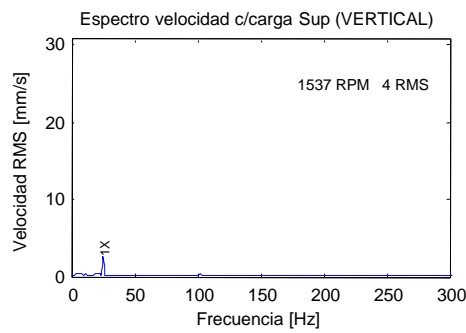
(b) Espectro velocidad con carga (A)



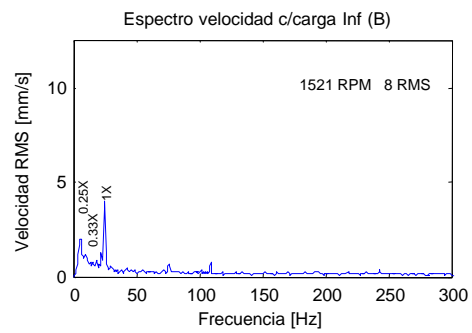
(c) Espectro velocidad con carga (Este)



(d) Espectro velocidad con carga (C)



(e) Espectro velocidad con carga (Vertical)



(f) Espectro velocidad con carga (Vertical B)

Figura D.6: Espectros con retención de máximo. Posición superior e inferior

D.3. Fallas en banco de pruebas

Los siguientes gráficos muestran los espectros envolvente de las fallas realizadas en el banco de pruebas.

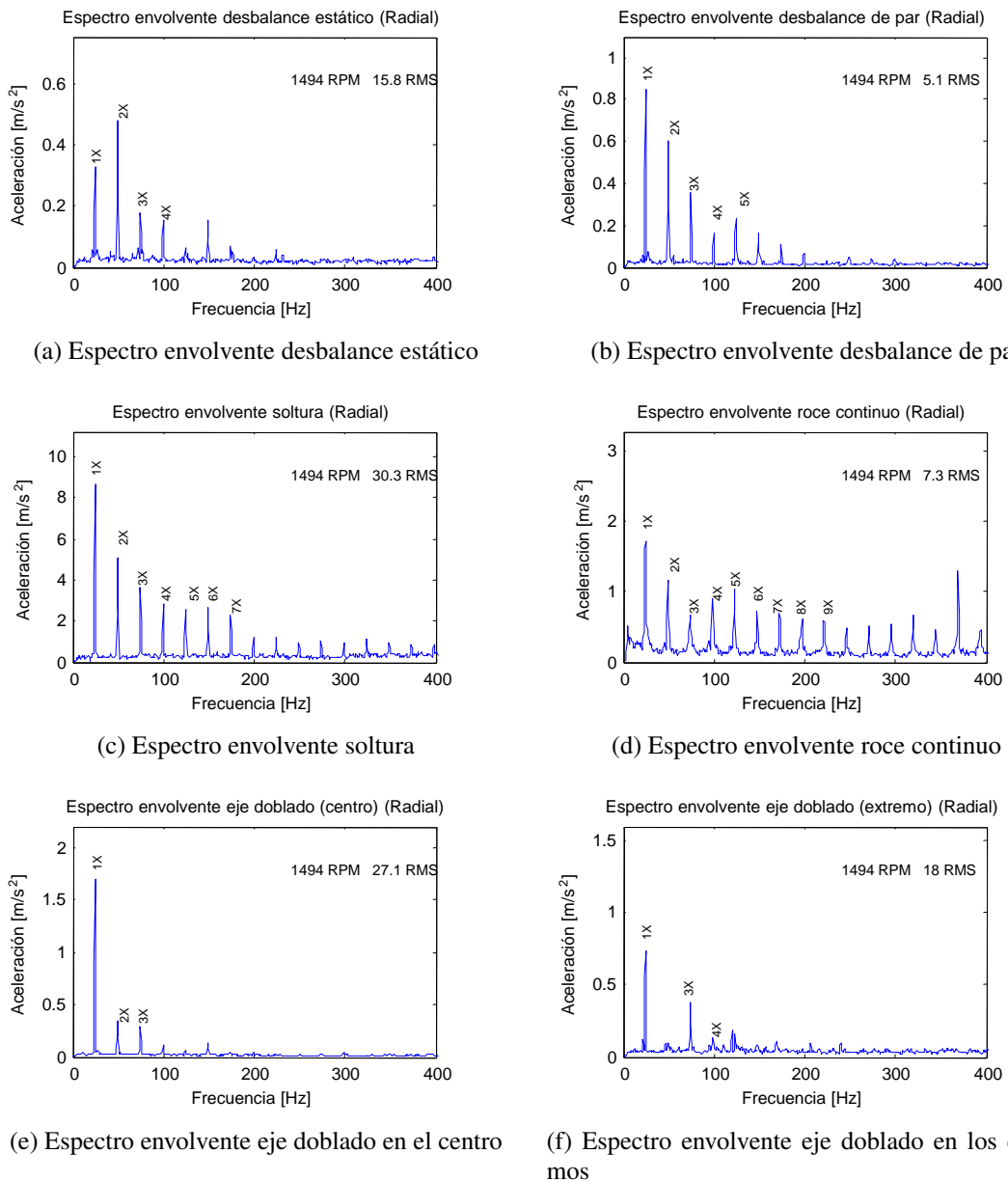
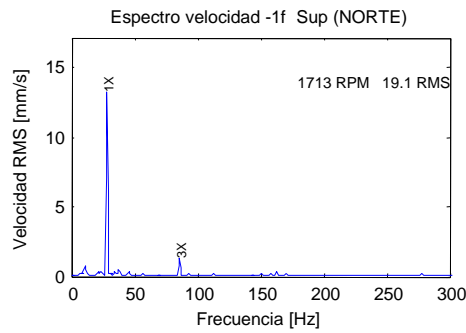


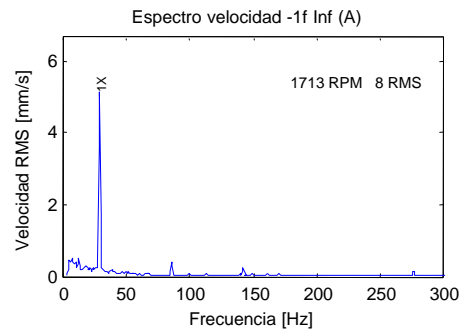
Figura D.7: Espectros con retención de máximo. Posición superior e inferior

D.4. Régimen permanente con desconexión de fase

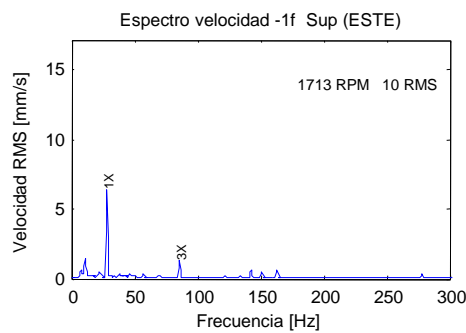
Los siguientes gráficos corresponden al análisis utilizando promedios lineales, con el turbogenerador con desconexión de una fase, 2700 W. La frecuencia de rotación de embalamiento es de 1713 RPM.



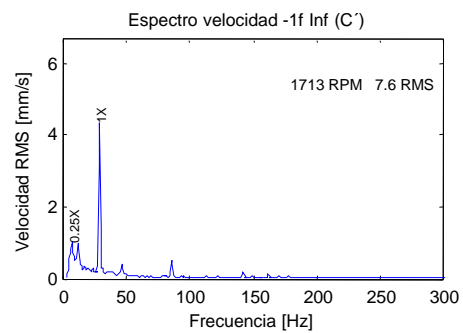
(a) Espectro velocidad -1 fase (Norte)



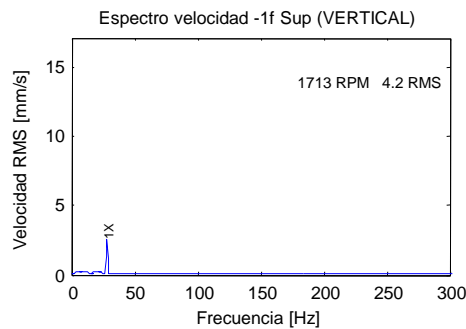
(b) Espectro velocidad -1 fase (A)



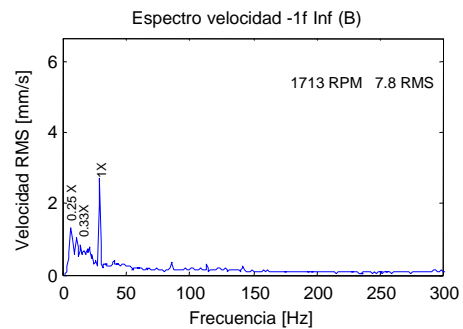
(c) Espectro velocidad -1 fase (Este)



(d) Espectro velocidad -1 fase (C)



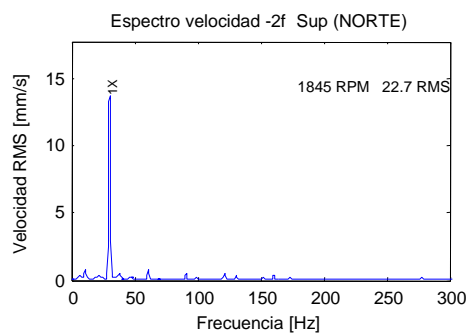
(e) Espectro velocidad -1 fase (Vertical)



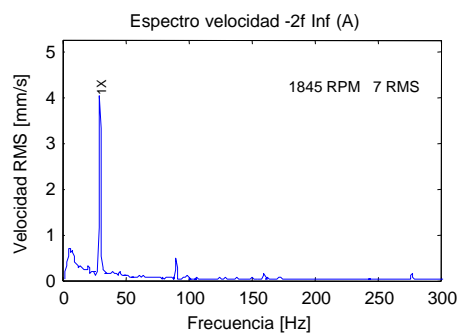
(f) Espectro velocidad -1 fase (Vertical B)

Figura D.8: Espectros con desconexión de 1 fase. Posición superior e inferior

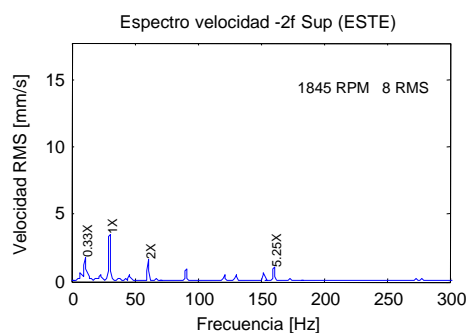
Los siguientes gráficos corresponden al análisis utilizando promedios lineales, con el turbogenerador con desconexión de dos fases, 5400 W. La frecuencia de rotación de embalamiento es de 1845 RPM.



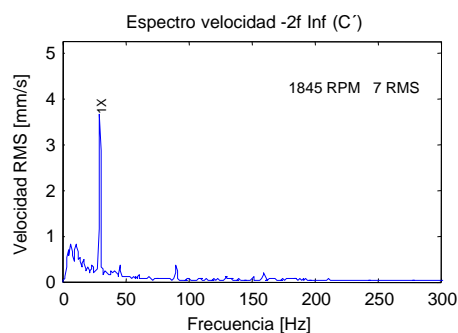
(a) Espectro velocidad -2 fases (Norte)



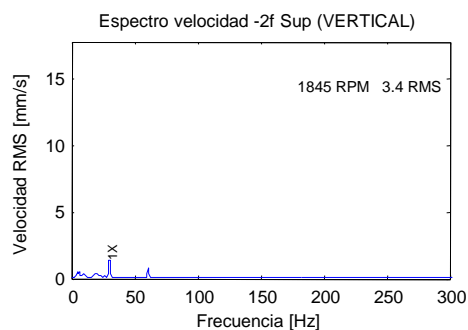
(b) Espectro velocidad -2 fases (A)



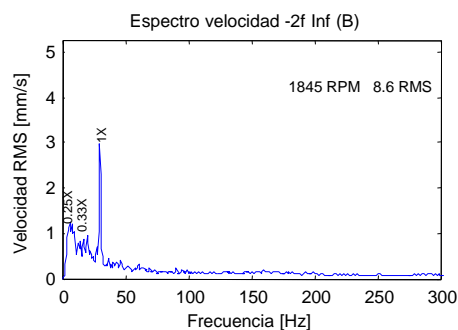
(c) Espectro velocidad -2 fase (Este)



(d) Espectro velocidad -2 fase (C)



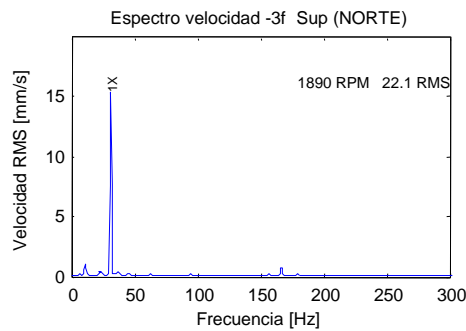
(e) Espectro velocidad -2 fase (Vertical)



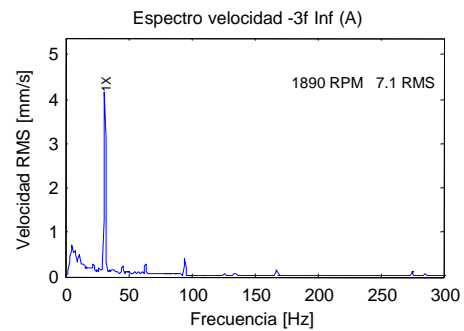
(f) Espectro velocidad -2 fase (Vertical B)

Figura D.9: Espectros con desconexión de 2 fases. Posición superior e inferior

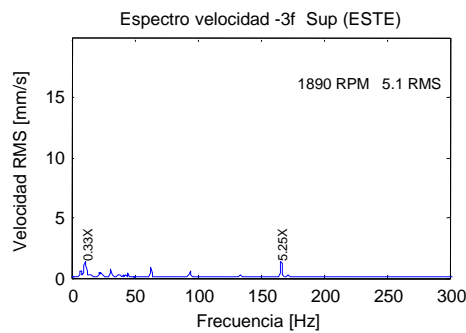
Los siguientes gráficos corresponden al análisis utilizando promedios lineales, con el turbogenerador con las tres fases desconectadas. La frecuencia de rotación de embalamiento es de 1890 RPM.



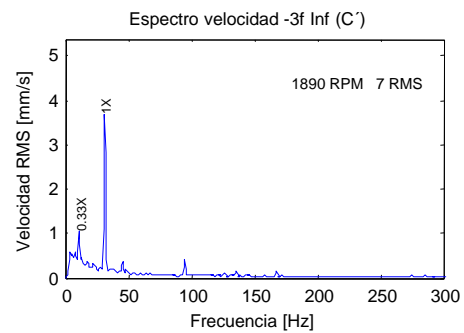
(a) Espectro velocidad -3 fases (Norte)



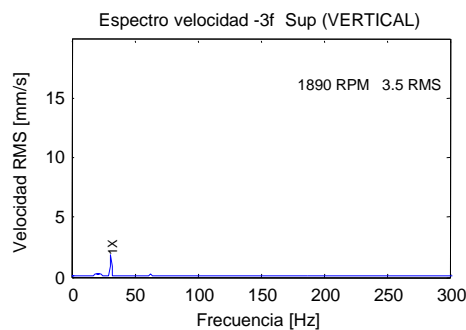
(b) Espectro velocidad -3 fases (A)



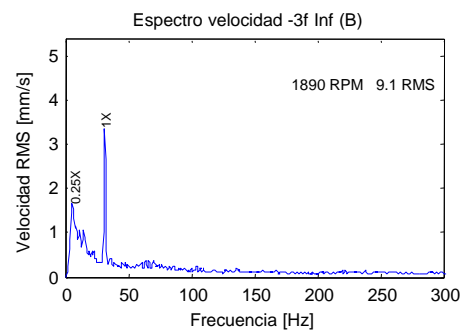
(c) Espectro velocidad -3 fase (Este)



(d) Espectro velocidad -3 fase (C)



(e) Espectro velocidad -3 fase (Vertical)



(f) Espectro velocidad -3 fase (Vertical B)

Figura D.10: Espectros con desconexión de 3 fases. Posición superior e inferior

Los gráficos de la Figura D.11, muestra los espectros velocidad y envolvente de desbalance utilizando la placa con la que se realizan las pruebas de roce.

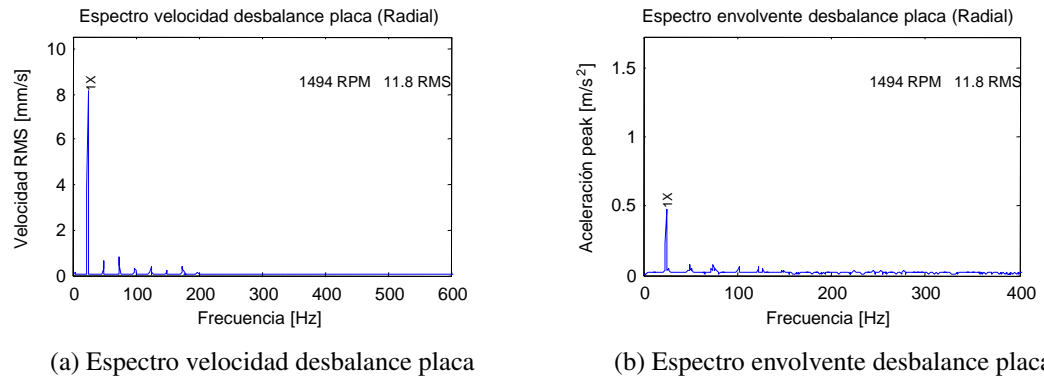


Figura D.11: Espectros de desbalance con placa para roce

Los gráficos de la Figura D.12, muestra el espectro de la prueba de desalineamiento.

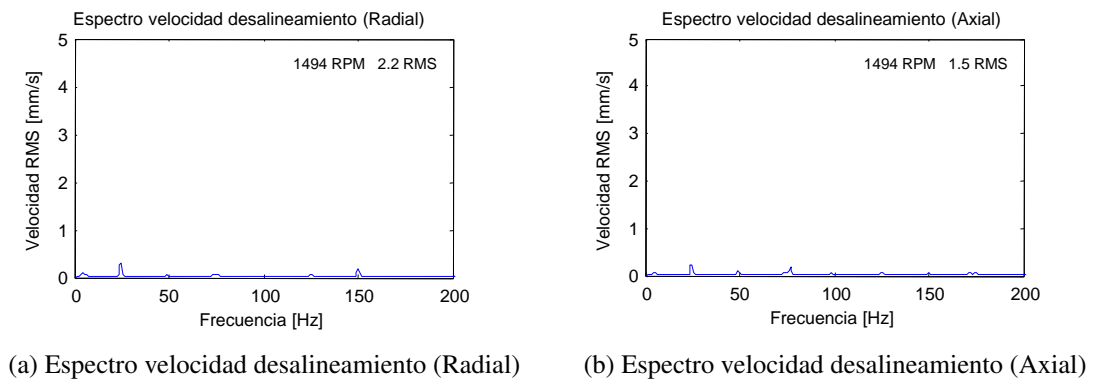


Figura D.12: Espectros de desalineamiento

D.5. Régimen transiente

A continuación se presentan los gráficos obtenidos de la prueba transiente desde 0 a 1800 RPM, correspondientes a los sensores de la posición inferior. Se muestra el espectro en cascada y el perfil de la frecuencia fundamental a medida que transcurre la prueba.

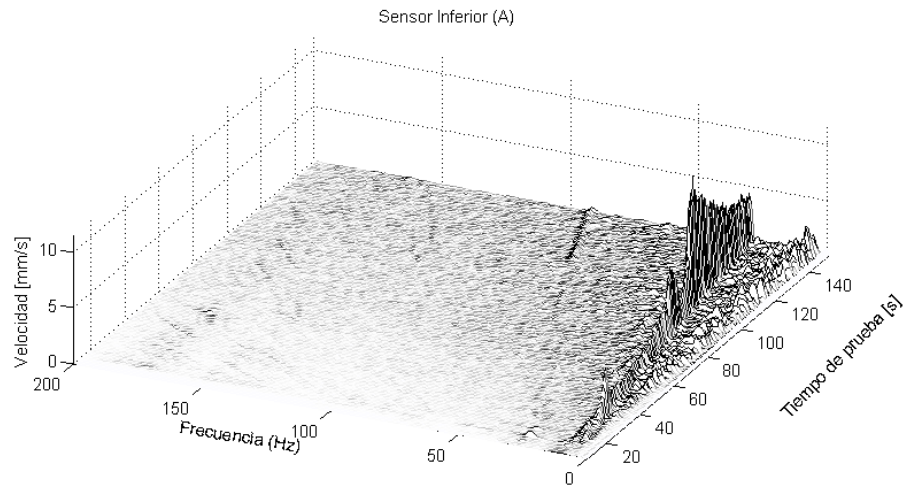


Figura D.13: Espectro en cascada ubicación inferior A

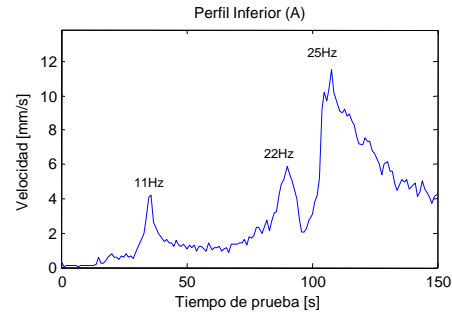


Figura D.14: Perfil de frecuencia de rotación ubicación inferior A

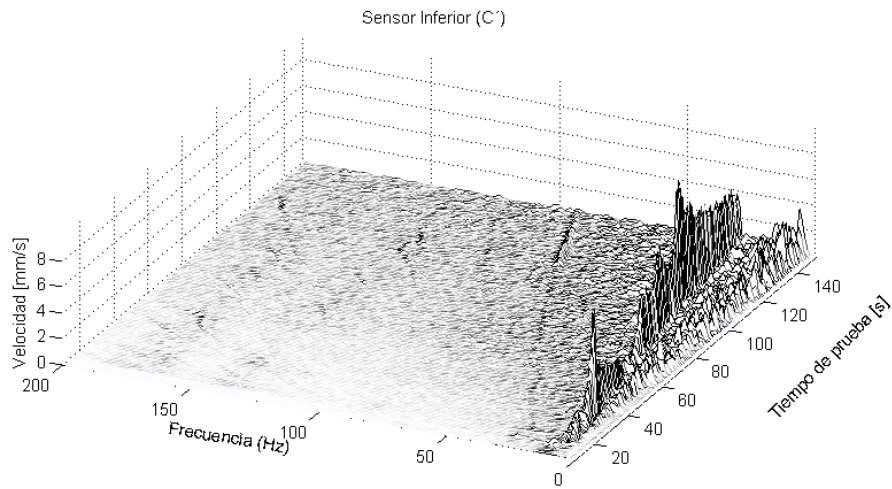


Figura D.15: Espectro en cascada ubicación inferior C'.

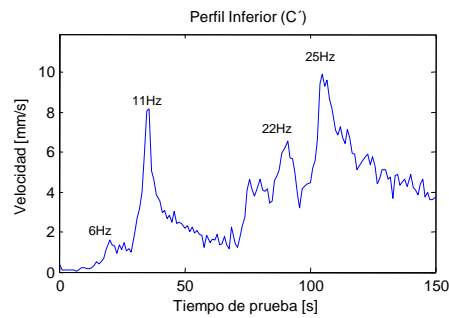


Figura D.16: Perfil de frecuencia de rotación ubicación inferior C'.

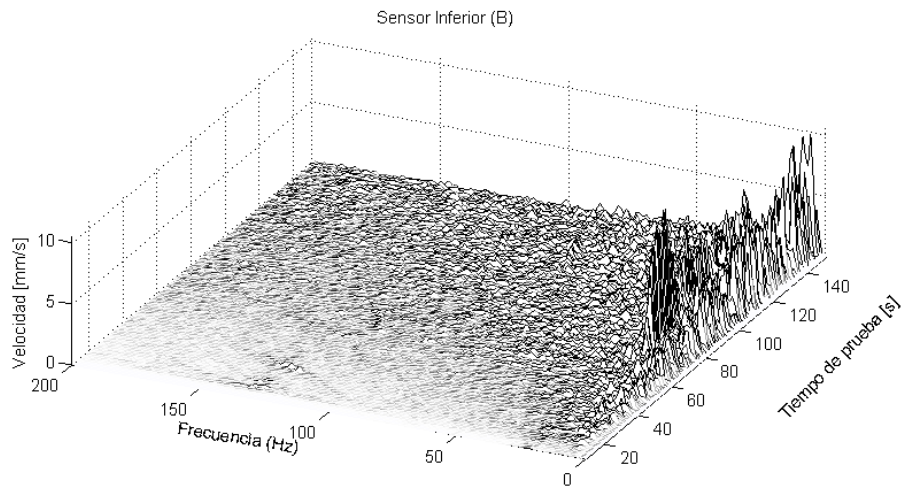


Figura D.17: Espectro en cascada ubicación inferior Vertical B

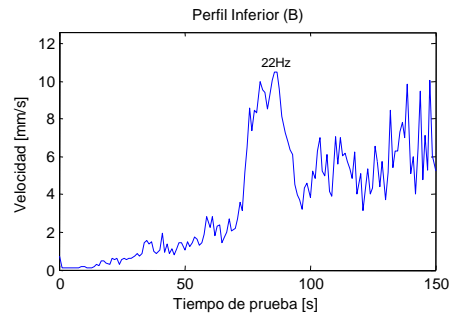


Figura D.18: Perfil de frecuencia de rotación ubicación inferior Vertical B