

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ESCUELA DE FORMACIÓN DE TECNÓLOGOS

**APLICACIÓN DE TÉCNICAS DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO
EN EL LABORATORIO LTI DE LA ESFOT**

ANÁLISIS DE VIBRACIONES

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE TECNÓLOGO SUPERIOR
EN ELECTROMECÁNICA**

DAYANA VALERIA ARCENTALES MONTAÑO

DIRECTOR: CATALINA ELIZABETH ARMAS FREIRE

DMQ, febrero 2023

CERTIFICACIONES

Yo, DAYANA VALERIA ARCENTALES MONTAÑO declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.



DAYANA VALERIA ARCENTALES MONTAÑO

dayana.arcentales@epn.edu.ec

d_v.03@hotmail.com

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por DAYANA VALERIA ARCENTALES MONTAÑO, bajo mi supervisión.



CATALINA ELIZABETH ARMAS FREIRE

DIRECTOR

elizabeth.arms@epn.edu.ec

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como el (los) producto(s) resultante(s) del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.

DAYANA VALERIA ARCENTALES MONTAÑO

DEDICATORIA

A Ronny ya que, la lealtad es una de las cualidades que no es fácil encontrarla ni mantenerla en la vida como ser humano, pero afortunadamente tengo la dicha de poder contar con esto en mi vida conjuntamente de fe y apoyo incondicional depositados en mí - al ser tú, mi persona- a tus ojos siempre creíste en mis capacidades y jamás dudaste en hacerme sentir dicha alegría de recordarme mi respectivo valor como mujer, me quedo infinitamente agradecida por ser un ser magnífico y nunca faltar a tu palabra.

AGRADECIMIENTO

El presente proyecto dedico con todo mi amor especialmente a Dios por permitirme tener los mejores pilares de vida que son mis padres, ellos al apoyarme incesablemente en el proceso arduo de esta meta alcanzada, su motivación, ánimo, y confianza hicieron que no decaiga en momentos de incertidumbre.

A David por ser mi motivo más significativo, ya que me hizo tener fuerza y dedicación en cada paso que doy, te estoy profundamente agradecida por todo tu amor hacia mí, por todo tu carisma insaciable que hizo posible encontrar en todo este proceso la felicidad equilibrada y exacta para poder con todo lo que me propongo.

A mi mamita Amalia, por jamás dudar de todas mis capacidades y ser mi mayor soporte en toda mi vida en cada una de las circunstancias que tuve que atravesar. Tú eres mi mayor aliento y ejemplo vital, te adoro con mi vida.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTO	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO	V
RESUMEN.....	VII
ABSTRACT	VIII
1 DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO	9
1.1 Objetivo general	10
1.2 Objetivos específicos.....	10
1.3 Alcance	10
1.4 Marco teórico.....	11
Análisis o estudio de vibraciones.....	11
Norma ISO 10816	13
2 METODOLOGÍA.....	15
2.1 Análisis de vibraciones y norma ISO 10816	15
2.2 Características y funciones del analizador Adash A4900 Vibrio M.....	18
2.3 Monitoreo de componentes internos de los motores.....	26
Determinación del estado inicial de los motores	27
Diseño de ruta	30
Determinación de límites máximos y mínimos	32
2.4 Hojas guía de laboratorio.....	32
3 RESULTADOS	37
3.1 Motor 1: Siemens	37
Punto 1	37
Punto 2.....	39
3.2 Motor 2: Paolo	40
Punto 1	40
Punto 2.....	42
3.3 Motor 3: Kholbach	43
3.4 Motor 4: Teco	43
Punto 1	43
Punto 2.....	45
3.5 Análisis general	46

4	CONCLUSIONES.....	48
5	RECOMENDACIONES	50
6	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	52
7	ANEXOS	54

RESUMEN

Este trabajo se plantea como objetivo aplicar un mecanismo de mantenimiento predictivo (Análisis de Vibraciones) para detectar de anticipadamente las fallas en cuatro motores del Laboratorio LTI-CI de la ESFOT, monitoreando vibraciones que presenten algún tipo de intensidad según las características de los mecanismos a nivel interno en revolución o rotación. Además, se elabora hojas guías de laboratorio. Para que el estudiante se relacione con esta técnica se utiliza el analizador de vibraciones adquirido por la Institución y hojas guías de laboratorio.

El trabajo se enfoca en el uso de un mecanismo de mantenimiento predictivo denominado análisis o estudio de las vibraciones, pues, ayuda a medir la frecuencia de vibración de la maquinaria rotativa que se encuentra operando con un grado de intensidad. Monitoreando la condición (saludable o defectuosa) de cuatro motores del Laboratorio LTI-CI de la ESFOT, para lo que se utiliza el analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M, el sensor acelerómetro AC150 y la norma de Límites permisibles de Vibraciones ISO 10816. Específicamente, se analizan los siguientes parámetros:

- Cuando la cifra de la velocidad es alta se tiene la posibilidad de presencia de fallas (desalineación y desbalanceo).
- Se analiza la aceleración, este se refiere a las fallas de los rodamientos.

Para finalizar establecemos conclusiones y recomendaciones del trabajo desarrollado durante este proyecto.

PALABRAS CLAVE: normativas ISO, analizador de vibraciones, sistema DDS, industrial.

ABSTRACT

The objective of this work is to apply a predictive maintenance mechanism (vibration evaluation) to detect early failures in four motors of the LTI-CI Laboratory of ESFOT, monitoring vibrations that present some type of intensity according to the characteristics of the mechanisms at internal level in revolution or rotation. In addition, laboratory guide sheets are elaborated. In order for the student to relate to this technique, the vibration analyzer acquired by the Institution and laboratory guide sheets are used.

The work focuses on the use of a predictive maintenance mechanism called vibration analysis or study, because it helps to measure the vibration frequency of rotating machinery that is operating with a degree of intensity. Monitoring the condition (healthy or defective) of four engines of the LTI-CI Laboratory of ESFOT, using the Adash A4900 Vibrio M vibration analyzer, the AC150 accelerometer sensor and the ISO 10816 Permissible Vibration Limits standard. Specifically, the following parameters are analyzed:

- When the velocity figure is high there is a possibility of presence of faults (misalignment and unbalance).
- Acceleration is analyzed, this refers to bearing failures.

Finally, we establish conclusions and recommendations of the work developed during this project.

KEYWORDS: ISO standards, vibration analyzer, DDS system, industrial.

1 DESCRIPCIÓN DEL COMPONENTE DESARROLLADO

En base a la problemática dentro del ámbito industrial, que plantea que la producción de una empresa está contemplada en un trabajo continuo e indefinido, los componentes de dicha empresa (maquinaria, motores, bombas, compresores) se ven afectados en el tiempo de vida útil, operacional y productiva; por tal motivo, es necesario que se realicen diferentes tipos de mantenimiento para alargar ese tiempo de vida de dicha maquinaria.

Este proyecto establece uno de los diferentes mantenimientos dentro de la industria, el mantenimiento predictivo de los motores del laboratorio de LTI-CI de la ESFOT, el mismo que, en relación con el monitoreo de diferentes variables dentro de la operatividad de los motores permite detectar fallas; esto con el fin de reducir la ineficiencia de operatividad de la maquinaria de laboratorio.

El propósito de aplicar un estudio de vibraciones como mecanismo para el mantenimiento predictivo, es detectar de manera anticipada las fallas en cuatro motores del laboratorio LTI-CI de la ESFOT, esto mediante las herramientas adecuadas, evitando fallos en mediciones. Como herramienta principal se utiliza un analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M, dispuesto por la unidad académica con el fin de lograr un monitoreo de vibraciones que tengan algún tipo de intensidad según las características de los mecanismos o técnicas a nivel interno en revolución o rotación.

Adicional, se elaboran hojas guías de laboratorio, con el fin de que el estudiante se relacione con las diferentes técnicas y operaciones, tanto de los motores como del analizador que se utilizan en las distintas prácticas de laboratorio.

Ciertamente, el Análisis de Vibraciones no es el único de los métodos para realizar un mantenimiento predictivo adecuado de maquinaria o motores en la industria, o en este caso en un laboratorio industrial; sin embargo, es uno de los que más se acercan a predicciones acertadas dentro de detección de fallas.

Se estudia la técnica de análisis de vibraciones, su fundamento teórico y técnico; y, la norma ISO 10816 “Límites permisibles de vibraciones” para valores globales en velocidad (10 Hz – 1000 Hz) y en aceleración (500 Hz – 16 kHz).

Se revisa y estudia el manual de usuario del analizador de vibraciones para determinar su funcionamiento, sus características y su calibración.

Además, se tiene en cuenta las recomendaciones del fabricante con el fin de no ocasionar alguna falla en el analizador. Se utiliza el analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M

y el sensor acelerómetro AC150 para obtener las vibraciones que muestren algún tipo de intensidad según las características de los mecanismos a nivel interno en revolución o rotación de los motores.

Finalmente, se elaboran tres hojas guías de laboratorio para que los estudiantes realicen prácticas utilizando el analizador de vibraciones, con el fin de que ellos se relacionen con el mecanismo de mantenimiento predictivo (Análisis de Vibraciones).

1.1 Objetivo general

Aplicar técnicas de mantenimiento predictivo en el laboratorio LTI de la ESFOT.

1.2 Objetivos específicos

1. Estudiar la técnica de análisis de vibraciones y la norma ISO 10816.
2. Establecer las características y funciones del analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M.
3. Monitorear la condición de los componentes internos de los motores.
4. Elaborar hojas guías de laboratorio para familiarizar al estudiante con la técnica de mantenimiento predictivo (Análisis de Vibraciones).

1.3 Alcance

El proyecto corresponde a la aplicación de una de las técnicas de mantenimiento predictivo llamada Análisis de las Vibraciones, se basa en el principio de que las máquinas rotativas en operación vibran con cierto patrón de intensidad en función del estado de sus componentes internos en rotación. Se realiza el monitoreo de la condición, saludable o defectuosa, de cuatro motores del laboratorio LTI-CI de la ESFOT, para lo que se utiliza el mencionado analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M, el sensor acelerómetro AC150 y la norma de límites permisibles de vibraciones ISO 10816. Específicamente, se analizan los siguientes parámetros técnicos:

1. La velocidad, cuando este valor es alto se pueden esperar fallas como un desbalanceo, desalineación o aflojamiento.
2. La aceleración que corresponde a defectos de los rodamientos.

Se elaboran hojas guías de laboratorio para que el estudiante se relacione con esta técnica utilizando el analizador de vibraciones adquirido por la institución.

1.4 Marco teórico

Análisis o estudio de vibraciones

El estudio de vibraciones se ha tratado de forma generalizada, sin abordar su aplicación y uso desde el ámbito industrial. En tal virtud, este análisis que emplea el método predictivo consiste en la medición de diferentes niveles y frecuencias de vibración en maquinaria industrial, con el propósito de obtener condiciones tanto físicas como operacionales de dichas máquinas y sus componentes internos [1]. Esto significa que el análisis de vibraciones extrae datos relevantes con la finalidad de identificar y pronosticar irregularidades mecánicas en elementos industriales [2].

Ejemplificando, si se toma un ventilador industrial general, se quita una de las aspas del ventilador, o se rompe un aspa (Figura 1.1) y se lo pone en marcha, existe la posibilidad de esperar que el ventilador vibre. Esto en motivo al desequilibrio de un aspa del ventilador. Esta fuerza de desequilibrio se crea 1 vez/vuelta (vez por vuelta) del ventilador. Si se vuelve a instalar esa aspa del ventilador, esta vibración se disminuiría.



Figura 1.1. Ventilador de motor con aspa rota.

Para medir los posibles fallos de maquinaria y motores, se considera el análisis de ondas, mismas que en las gráficas resultantes que se muestran en el Sistema de Diagnóstico Digital (DDS) del analizador de vibraciones, están expresadas según la frecuencia y el tiempo [3].

Con relación a las gráficas que muestran espectros de frecuencia en función de (Hz) y (mm/s), se demuestran en base a picos, los límites que se tienen para las fallas en referencia a magnitudes físicas. Las formas de onda evalúan aceleración en (gravedades),

velocidad en (mm/s) y envolventes en (gravedades); sobre los cuales se detectan problemas de desalineación de ejes, desbalanceo y fallo en rodamientos, respectivamente.

En el caso de considerar las ondas en función del tiempo, el analizador será de nivel 2, ya que se está adentrando en un estudio más profundo de los fallos de la maquinaria industrial, por consiguiente, es un objetivo que necesita más énfasis y precisión [4].

La Figura 1.2 presenta el resultado del análisis DDS de un motor Siemens, tomando como variante la velocidad, en el cual se observa un desbalanceo de la maquinaria.

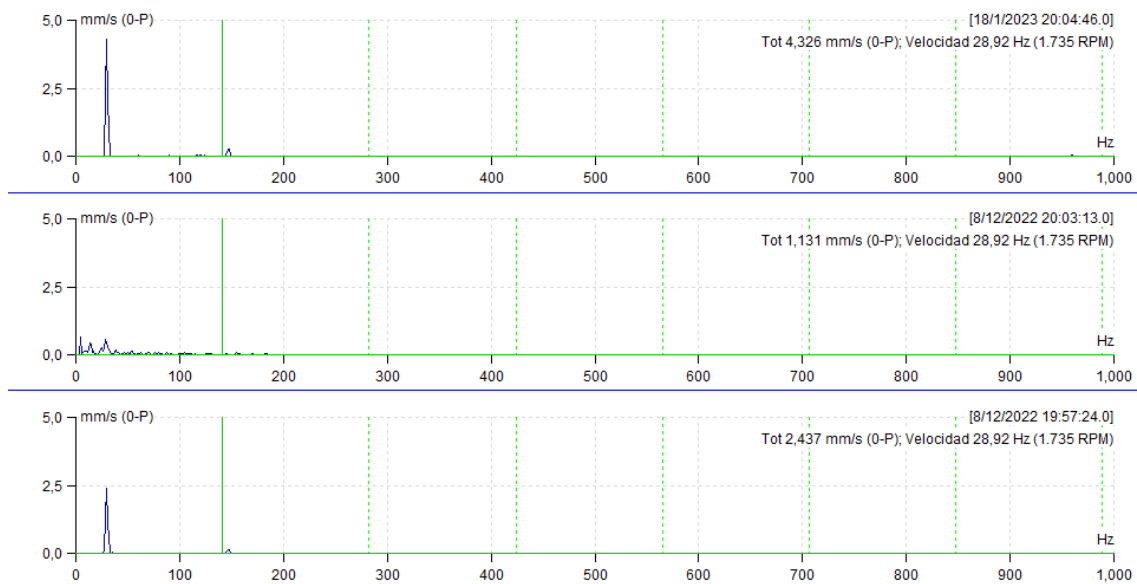


Figura 1.2. Gráfica en función de la frecuencia.

Para comparar el estudio de espectro de frecuencias y el análisis del tiempo, en la Figura 1.3, se observa similar variante que en la Figura 1.1. Para comprender los resultados e identificar los fallos dependiendo de las gráficas considera la carta de Charlotte, misma que se encuentra en el ANEXO II.

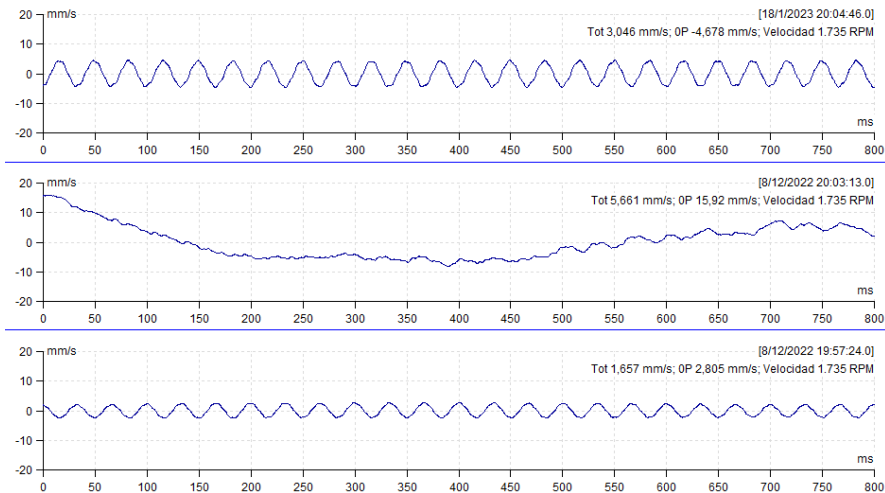


Figura 1.3. Gráfica en función del tiempo.

Norma ISO 10816

La Norma ISO 10816 especifica los criterios generales, procedimientos para medir y evaluar la vibración de las mediciones realizadas en las partes no giratorias de la maquinaria [5]. Los criterios de evaluación comunes se basan tanto en el control del rendimiento como en las pruebas de validación, establecidos principalmente para certificar la funcionalidad adecuada de la maquinaria a largo plazo. Esta nueva norma permite la evaluación de la severidad o nivel de gravedad de las vibraciones que se presentan en una máquina rotativa midiendo las partes no rotativas de la misma en la fábrica [6]. En la Tabla 1.1 se observa los diferentes niveles de vibración recomendados por la norma ISO 10816, para los distintos tipos de máquinas [7].

Tabla 1.1. Tabla de severidad de caso de vibraciones según norma ISO 10861-1. [7]

Máquina		Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV
		Máquina pequeña	Máquina mediana	Máquina grande con fundación rígida	Máquina grande con fundación no rígida
Velocidad de la vibración V_{rms}	[pulg/s]				
	[mm/s]				
	0.01	0.28			
	0.02	0.45			
	0.03	0.71	Bueno		
	0.04	1.12			
	0.07	1.80			
	0.11	2.80	Satisfactorio		
	0.18	4.50			
	0.28	7.10	Insatisfactorio		
	0.44	11.2			
	0.70	18.0			
0.71	28.0	Inaceptable			
1.10	45.0				

- En la primera clase se encuentran los motores eléctricos de hasta 15 (kW)
- La segunda clase con motores eléctricos desde 15 hasta 75 (kW)
- En la tercera clase están los motores grandes.
- En el cuarto caso se ubican turbo máquinas.

2 METODOLOGÍA

2.1 Análisis de vibraciones y norma ISO 10816

El método utilizado para las mediciones de los motores es el análisis de vibraciones, el cual se realizó bajo los lineamientos de la ISO 10816, considerando los límites permisibles de vibraciones para valores globales en velocidad (10 Hz – 1000 Hz) y en aceleración (500 Hz – 16 kHz); tomando en cuenta la clasificación de máquinas rotativas (grandes, medianas y bombas). Además, se consideró los gráficos de límites de velocidad y aceleración en función de la velocidad de operación de la máquina, por lo que se utilizó estos gráficos para establecer las condiciones de máquina nueva, opera indefinidamente, no puede operar un tiempo prolongado y si la vibración está provocando daños. Este corresponde a un método de tipo cuantitativo, en el marco de los estudios de mantenimiento preventivo de motores. Esta metodología busca estudiar las limitaciones, condiciones y características que la maquinaria industrial debe mantener para funcionar adecuadamente.

El objetivo del análisis de vibraciones, por tanto, constituye una herramienta dentro del ámbito industrial, que permite estudiar los potenciales errores o fallas que presentarían las maquinarias en un contexto de funcionamiento normal. Esto permite, por tanto, establecer medidas de mantenimiento adecuadas para mejorar la seguridad y calidad del trabajo realizado.

Por otra parte, los estándares ISO corresponden a normativas orientadas a la mantención de la calidad. La norma ISO 10816 específicamente define los estándares que deben presentar los valores de vibración de las maquinarias mediante su medición preventiva. En ella, se expone una tabla con los umbrales límites permisibles según el tipo de máquina, su carácter flexible o rígido y la potencia, la que se observa en la Figura 2.1.

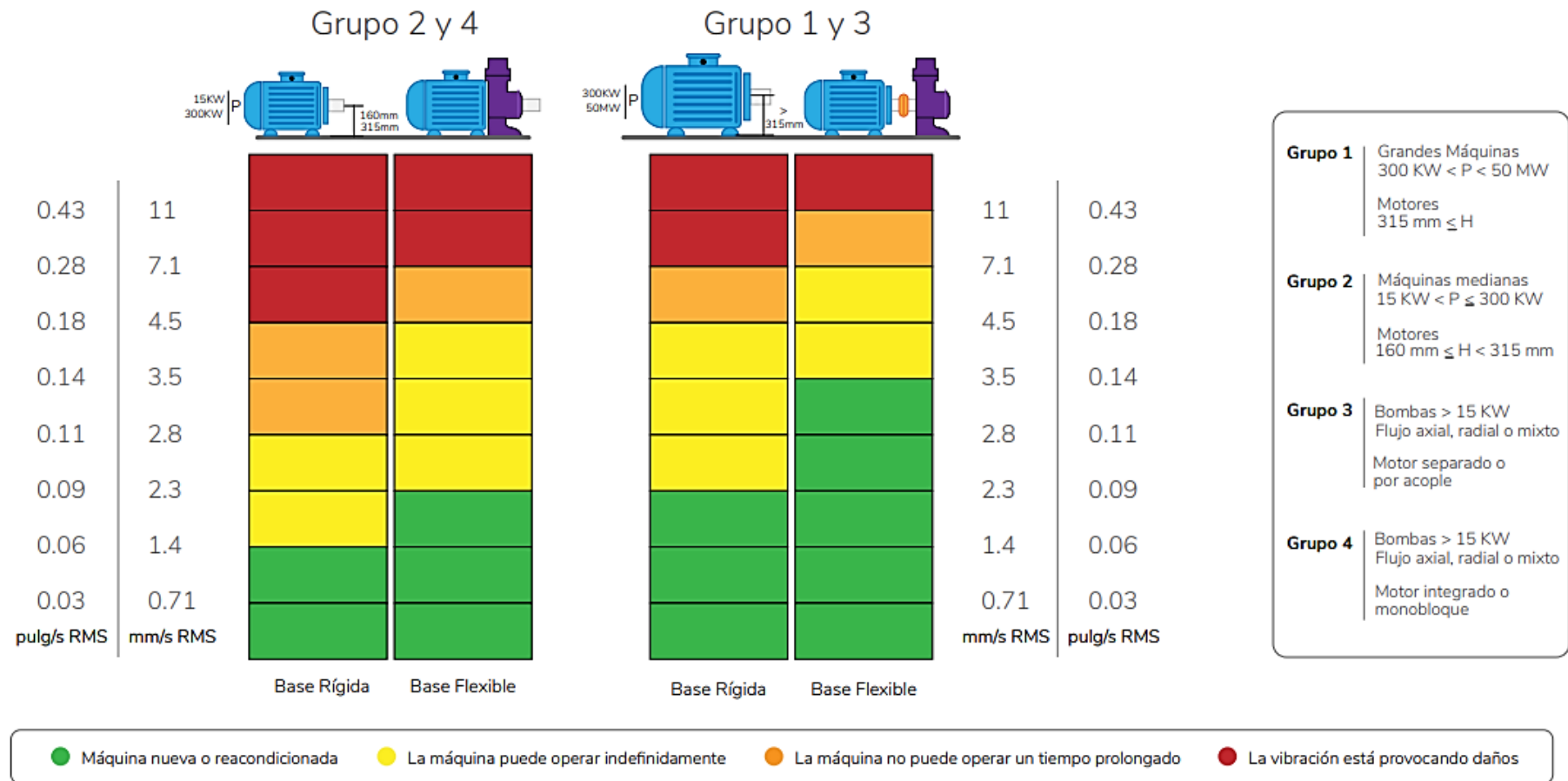


Figura 2.1. Limites permisibles, según norma ISO 10816-3. [3]

El fabricante del analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M propone las siguientes gráficas para dicha medición según la velocidad operativa de la maquinaria. (Figura 2.2 y Figura 2.3)

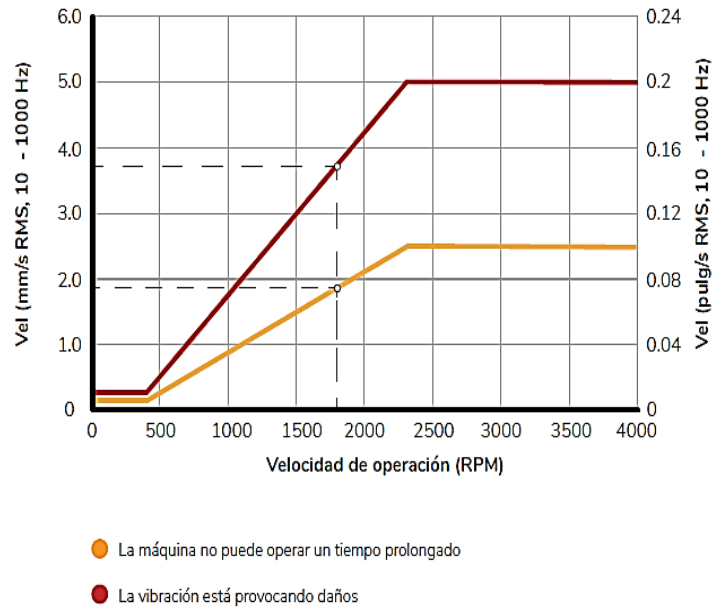
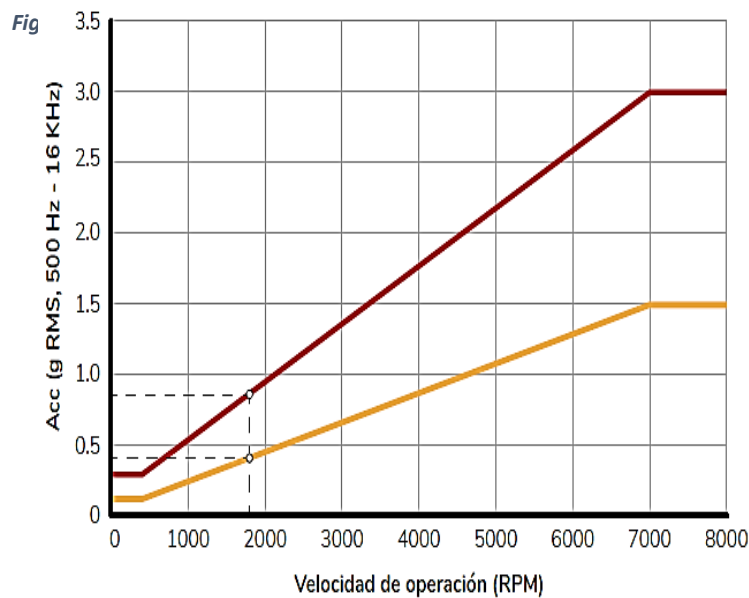


Figura 2.2. Límites en velocidad RMS. [6]



Ejemplo de uso: Para una máquina que opere a una velocidad de 1800 RPM, el límite amarillo en velocidad sería de 1.85 mm/s RMS y en aceleración de 0.4g RMS.

El límite rojo en Velocidad sería de 3.71 mm/s RMS y en Aceleración de 0.85g RMS .

Figura 2.3. Límites en aceleración RMS. [6]

2.2 Analizador Adash A4900 Vibrio M

Características y funciones

En este apartado se establecieron las características y funciones del analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M, por lo que se tomó en cuenta el manual de usuario, así como las recomendaciones del fabricante para evitar que se presenten fallas. Es así como el analizador se consideró para aplicar en los cuatro motores del laboratorio LTI-CI. Dentro del marco de investigación cuantitativa experimental realizada, se describe a continuación la herramienta para realizar el análisis de vibraciones de los motores.

El Analizador de Vibraciones Adash A4900 Vibrio M fue facilitado por el laboratorio LTI de la ESFOT – EPN. Este analizador realiza mediciones sin necesidad de configuración basadas en estándares ISO 10816; permite crear rutas, tiene un termómetro infrarrojo, tiene comunicación y memoria USB-C, estroboscopio LED, resistencia física, un software (DDS).[6]



Figura 2.4. Analizador de vibraciones ADASH A4900.

Las principales características y funcionamiento del analizador de vibraciones son las siguientes:

- Posee conectores – panel superior como USB, input, IR temperatura, estroboscopio y audífonos de 3.5 (mm).
- Cuenta con modo de ahorro de energía después de 15 (minutos) de inactividad la pantalla se vuelve oscura y se apaga.
- Se visualiza en la pantalla información de hora, volumen, estado de batería y medición en proceso.
- Posibilidad de efectuar diversas medidas de vibración.
- Cuenta con distintas pantallas de mediciones, al cual se accede mediante las flechas para moverse entre una y otra pantalla.
- En las pantallas se visualizan los valores generales de RMS, valores picos, velocidad o celeridad del espectro FFT con rango de 200 (Hz), tiempo de para evaluación de rodamientos, vibración en frecuencia de banda (rodamiento – rodillo), desplazamientos y nivel de temperatura representada en colores (verde, amarillo, naranja, rojo y rojo oscuro).
- En la pantalla también se visualiza el nivel de defectos de la maquinaria como el desbalance, aflojamiento, desalineamiento y error inicial.
- Permite diagnosticar la maquinaria y condiciones de rodamiento.
- Dispone de lámpara.
- Posibilidad de guardar información o valores medidos en la memoria del analizador.
- Permite descargar la ruta a una computadora mediante USB.
- Tiene una duración de 16 (horas) de carga, es decir, una batería recargable Li-Lon.
- Facilita la detección automática de la velocidad de giro.
- Posee flash LED, conectores irrompibles, tres botones para su operación.
- Los rangos de entrada se relacionan con sensor estándar de 100 (MV/g).
- Para almacenar la información puede ser afuera de la ruta y con DDS.
- Utiliza un programa informático DDS con una pantalla TFT a color.
- Ayuda a medir la velocidad RMS, aceleración, tiempo de velocidad, velocidad del espectro y desplazamiento.

Calibración

Respecto a la calibración se identifica que, tiene un voltaje CA mediante un generador de señal mientras que el acelerómetro no se emplea para su calibración debido a que la frecuencia se ubica entre 1-10 000 (Hz), siendo irregular. Tiene una precisión de voltaje alta (+/-5%). La velocidad de amplitud presenta una frecuencia referencial en 80 (Hz) se ubica en (+/- 2.5 %), similar valor se aprecia en la aceleración de amplitud en 8 (kHz). Para calibrar la sensibilidad del sensor previamente se aprecia en la pantalla apagada manteniendo presionado el botón para leer la información respectiva como la versión, número de serie, filtro "Pasa Altas" en rodamiento, ISO y el nivel de sensibilidad 95-105 (mV/g). (Figura 2.5)

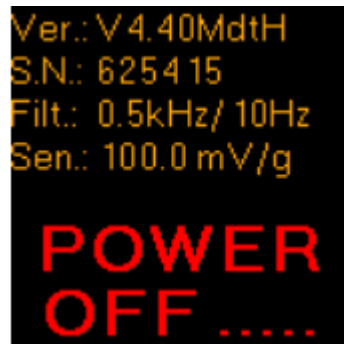


Figura 2.5. Analizador de vibraciones ADASH A4900.

Por ende, es necesario efectuar pruebas básicas con el simulador sensor, sistema vibrador calibrado, para medir velocidad – aceleración y envolvente de demodulación. El A4900 debe tener una velocidad de 10 (mm/s) y para aceleración con 0.5 (g) y al momento que la sensibilidad es de 95 (mV/g) se observa cifras superiores a 10.5 (mm/s). El sistema de vibrador calibrado debe mostrar 10.5 (mm/s) y configurar a 1.2 (Hz). En la medición de medición de velocidad avanzada debe contar con una holgura de 10 (mm/s) y frecuencia de 1200 (Hz) y trazar la curva. En la medición de aceleración se debe cambiar la amplitud de 0.1 a 10 (g) y configuración de 1.2 (Hz). Para la demodulación se debe apagar ICP y usar señal pura, estas deben tener una amplitud de 1 (g).

Montaje del sensor

Para realizar el montaje del sensor se atornilla la base magnética, se quita la cubierta de plástico y se cierra el campo magnético, esto se presenta en la Figura 2.6. Después, se ubica la cubierta de plástico y arandela en el imán, es así como el imán se ubica cuidadosamente en el borde de medición.



Figura 2.6. Montaje del sensor en la máquina.

Cabe señalar que, se debe evitar ubicar el imán sin la cubierta de plástico, Figura 2.7, pues, si existe un golpe repentino ocasiona daños al sensor.



Figura 2.7. Sensor sin protección.

El fabricante sugiere que no se utilice la punta para la medición porque los valores serán inestables. Los valores que se miden dependen de la presión. La punta solo debe aplicarse para medir el sitio donde sea difícil de alcanzar o cuando no se puede ubicar en la base.

Pantallas de medición

Una vez colocado el sensor se procede a la medición. En la medición se accede a la opción de pantallas para utilizar las medidas de vibración, utilizando las flechas para moverse de una pantalla a otra (Figura 2.8).

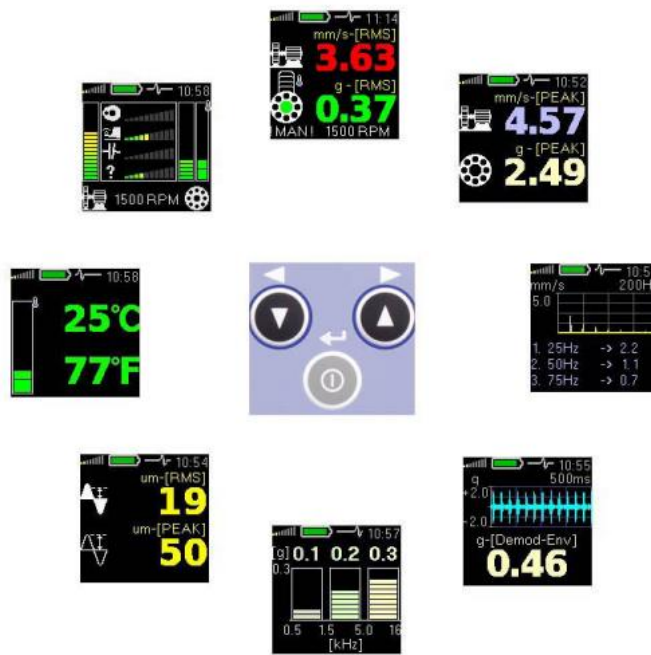


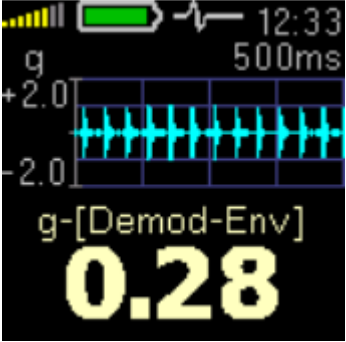
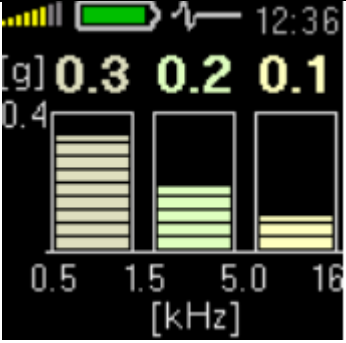
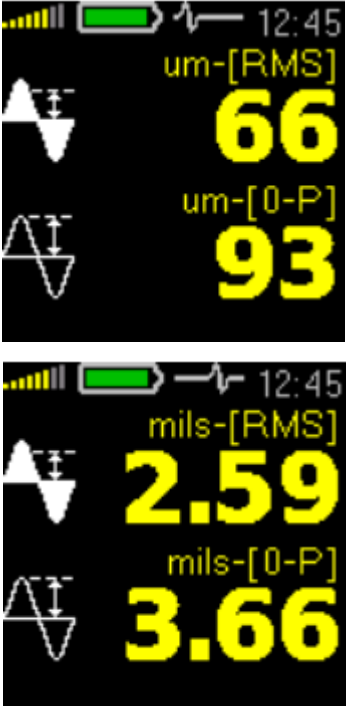
Figura 2.8. Pantallas de medición.

Cada pantalla de medición posee características únicas, estas se detallan en la Tabla 2.1

Tabla 2.1 Descripción de pantallas de medición. [9]

PANTALLAS DE MEDICIÓN	DESCRIPCIÓN DE CONTENIDO
	<p style="text-align: center;">VALORES GENERALES RMS</p> <p>El primer valor en color amarillo es velocidad RMS, cuando se tiene una cifra alta se esperan defectos en el desbalanceo y desalineación.</p> <p>El segundo valor en verde corresponde a la aceleración RMS, denotando defectos de rodamientos.</p>

PANTALLAS DE MEDICIÓN	DESCRIPCIÓN DE CONTENIDO
	<p style="text-align: center;">VALORES PICO GENERALES</p> <p>Estas pantallas contienen las mismas propiedades de medición de los valores RMS, con la diferencia que se muestran en TRUE 0-P lo que significa que es el verdadero valor de pico 0, representado en forma de onda, pues, es la cifra más alta registrada en la señal de tiempo.</p>
	<p style="text-align: center;">ESPECTRO 200 (Hz)</p> <p>Los primeros tres picos se presentan en la lista de la pantalla, lo que significa que la velocidad o celeridad del espectro FFT se encuentra en 200Hz. Si se conoce la frecuencia o periodicidad de la velocidad se muestra en tono blanco.</p>

PANTALLAS DE MEDICIÓN	DESCRIPCIÓN DE CONTENIDO
	<p align="center">DIAGNÓSTICO DE RODAMIENTOS EN FUNCIÓN DEL TIEMPO</p> <p>En esta pantalla se obtiene la aceleración de la onda filtrada en un paso de banda de 0.5-16 (kHz), mostrando que la velocidad es totalmente removida.</p>
	<p align="center">VIBRACIONES PERIÓDICAS DE BANDAS (CAJA DE RODAMIENTOS Y RODILLOS)</p> <p>Se muestran tres mediciones en bandas de aceleración RMS, de 0.5-1.5 (kHz), 1.5-5 (kHz) y 5-16 (kHz)</p>
	<p align="center">DESPLAZAMIENTO GENERAL DE RMS Y 0-PICO</p> <p>Las dos pantallas muestran los valores de desplazamiento de onda RMS.</p>

PANTALLAS DE MEDICIÓN	DESCRIPCIÓN DE CONTENIDO
	<p style="text-align: center;">TEMPERATURA</p> <p>Se muestran mediciones en Fahrenheit y grados Celsius.</p> <p>Se utiliza barra de colores: Verde (bien), amarillo (alerta), naranja (alerta), rojo (peligro).</p> <p>El nivel para cada color es:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Tono verde muestra valores < a 30° (C). • El tono amarillo entre 30-45°(C). • El color naranja entre 45-60°(C). • El tono rojo entre 60-75°(C). • El color rojo oscuro tiene valores > a 75°(C). <p>El ícono de rodamiento también sigue el mismo protocolo de colorimetría para saber el estado de temperatura.</p>
	<p>PANTALLA FASIT (Fault Source Identification Tool)</p> <p>Esta pantalla muestra los niveles de gravedad en las fallas de la maquinaria a medir.</p> <p>La pantalla FASIT muestra la gravedad inicial del defecto:</p> <ul style="list-style-type: none"> • El ícono que tiene forma de círculo con puntos marcados representa el desbalance.

PANTALLAS DE MEDICIÓN	DESCRIPCIÓN DE CONTENIDO
	<ul style="list-style-type: none"> • El ícono que tiene forma de zapato representa el aflojamiento. • El ícono que tiene forma de enganche representa el desalineamiento. • El ícono que tiene forma de signo de interrogación representa el error de origen desconocido.

2.3 Monitoreo de componentes internos de los motores

Características de los motores disponibles en el laboratorio LTI-CI de la ESFOT

En este sentido, se efectuó el monitoreo de las condiciones de los componentes internos de los motores, por lo que se utilizaron los que están disponibles en el laboratorio LTI-CI de la ESFOT. Las particularidades de los motores están descritas en la Tabla 2.2.

Tabla 2.3. Características de motores del laboratorio LTI-CI.

Motor	Características
Motor eléctrico (trifásico)	<ul style="list-style-type: none"> • Marca KHOLBACH. • Revolución por minuto: 3460 (rpm) • Frecuencia: 60 (Hz) • Factor de servicio igual a 1.4 • Capacidad 1 (Hp) • 3.1 (A) • Factor de potencia igual a 0.86 • Tensión: 220/380 (V)
Motor eléctrico (trifásico)	<ul style="list-style-type: none"> • Marca TECO. • Revolución por minuto: 1600 (rpm) • Frecuencia: 60 (Hz) • 3.4 (A) • Factor de potencia igual a 0.8 • Capacidad 1 (Hp) • Tensión: 220 (V)

Motor	Características
Motor eléctrico (monofásico)	<ul style="list-style-type: none"> • Marca PAOLO. • Revolución por minuto: 3400 (rpm) • Frecuencia: 60 (Hz) • Capacidad 0.5 (Hp) • 2.5 (A) • Factor de potencia igual a 0.7 • Tensión: 115/230 (V)
Motor eléctrico (trifásico)	<ul style="list-style-type: none"> • Marca SIEMENS. • Revolución por minuto: 1735 (rpm) • Frecuencia: 60 (Hz) • Capacidad 0.75 (Hp) • 2.60/1.49 (A) • Factor de potencia igual a 0.77 • Tensión: 220/380 (V)

El proceso para la ejecución del análisis es el siguiente:

Determinación del estado inicial de los motores

Previo a la revisión de fallas en los motores de las maquinarias industriales, es necesario que se conozca cómo estos se componen tanto interna como externamente. El resultado del monitoreo de cada uno de los motores que se encuentran en el laboratorio LTI de la ESFOT – EPN permitió establecer la situación basal previa a la medición de fallas con el analizador de vibraciones. Este análisis fue necesario para realizar un mantenimiento preventivo, pues, la prueba visual es insuficiente para garantizar la comprensión de su estado. El proceso aplicado para monitorear la condición de los componentes internos de los cuatro motores se detalla a continuación:

- Se definió el método de encendido de éstos (arranque directo, arranque Y – Delta o utilizando un variador de frecuencia). Cabe mencionar que, al momento de analizar el arranque los motores no se consideró el variador de frecuencia inicialmente propuesto debido a que sufrió daño. Sin embargo, es importante mencionar que el arranque del motor no afectó en la toma de vibraciones, por ende, el uso del variador no influyó a los resultados obtenidos.

- Después, se utilizó el analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M y el sensor acelerómetro AC150 para obtener las vibraciones con algún tipo de intensidad según las condiciones de los componentes internos en rotación de los motores.
- Por último, se utilizó la norma de límites permisibles de Vibraciones ISO 10816, donde se identificó las fallas de desalineación, desbalanceo, aflojamiento y defectos en los rodamientos; esto permitió determinar la condición de los motores del laboratorio.

En los siguientes párrafos se presenta el análisis del arranque de los motores:

Análisis de arranque de motores

Para la comprensión más detallada sobre los motores y las mediciones tomadas en el analizador de vibraciones se evalúa el arranque de cada uno, considerando la ejemplificación gráfica junto con su conexión. En la Figura 2.9 se presenta el motor Siemens con conexión estrella – delta.



Figura 2.9. Motor Siemens conexión estrella – delta.

La Figura 2.10 muestra que el arranque del motor es mediante pulsadores de inicio (botón verde) y de parada (botón rojo).

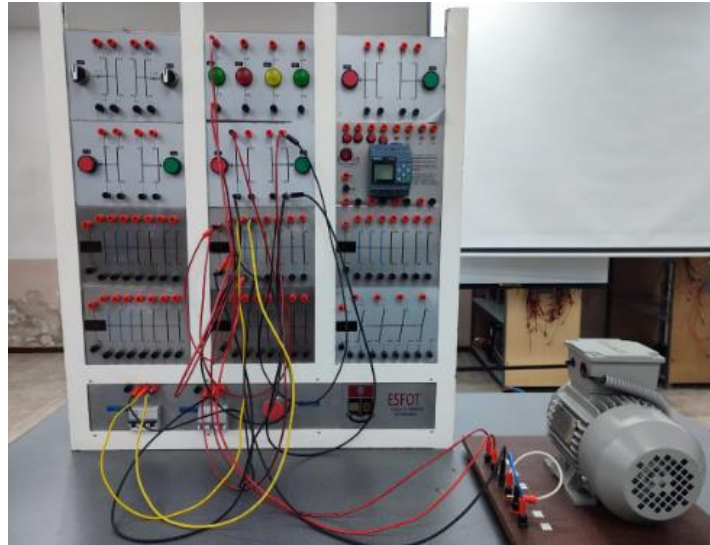


Figura 2.10. Arranque por pulsadores motor Siemens.

En cuanto al motor (bomba) marca Paolo presenta un arranque directo, es decir, se tiene una conexión a la fuente de alimentación sin necesidad de emitir comandos de inicio o de parada como se aprecia en Figura 2.11.



Figura 2.11. Bomba motor Paolo conexión directa.

Respecto al motor de marca Tecu Figura 2.12 tiene una conexión directa similar a la marca Paolo. No obstante, este tipo de conexión no es recomendada debido a las variaciones que se pueden presentar en la fuente de alimentación, causando daño eléctrico o bobinado en el motor. Cabe mencionar que, al tener fuentes estables recopiladas en el laboratorio se ha considerado para ambos motores de práctica.



Figura 2.12. Motor Teco conexión directa.

Proceso de medición para los motores

Diseño de ruta

En el diseño de una ruta se introdujo los datos en el software DDS que corresponden a las características específicas de la maquinaria que se va a medir, donde se indicaron los nombres de los motores y su cantidad. El procedimiento para el diseño de ruta se describe de la siguiente manera:

- Para el desarrollo de una ruta se determinó la maquinaria para la utilización de la técnica o mecanismo de mantenimiento predictivo, seleccionando en la barra de herramientas DDS Figura 2.13, en la cual se accedió a la opción árbol.



Figura 2.13. Barra de herramientas DDS.

- Una vez que se accede a la opción árbol se selecciona la “unidad 2” Figura 2.14 debido a que permite la sustentación de la maquinaria de motores. Seguidamente se añade la cantidad de motores que se utiliza para el mantenimiento.

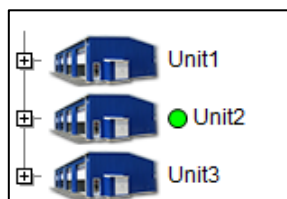


Figura 2.14. Unidades de trabajo disponibles.

- Posteriormente, se agregan los cuatro diferentes tipos de motores dentro del laboratorio de estudio, para ello, se presiona clic derecho en la opción añadir elemento, donde se agrega el nombre del motor, esto se observa en la Figura 2.15.



Figura 2.15. Creación de motores.

Después, se establecen los puntos 1 y 2 de medición definidos previamente, donde cada uno posee variantes como V (Vertical), H (Horizontal) y A (Axial), se presiona clic derecho en la opción añadir elemento, donde se asigna los puntos de medida, lo cual se presenta en la Figura 2.16.



Figura 2.16. Asignación de puntos de medida.

Determinación de límites máximos y mínimos

Por último, para cada uno de los motores se determinaron los límites máximos y mínimos según consta en las hojas guía de laboratorio (ANEXO III), en la cual constan los valores ISO. Por ende, se tomó en cuenta el análisis detallado en las prácticas, las mediciones obtenidas del analizador de vibraciones y las características de arranque de cada motor, esto permitió representar gráficamente luego del *update* y datos del sistema DDS, estos se reflejan en los ítems de cada punto de medición, esto se evidencia en la Figura 2.17.

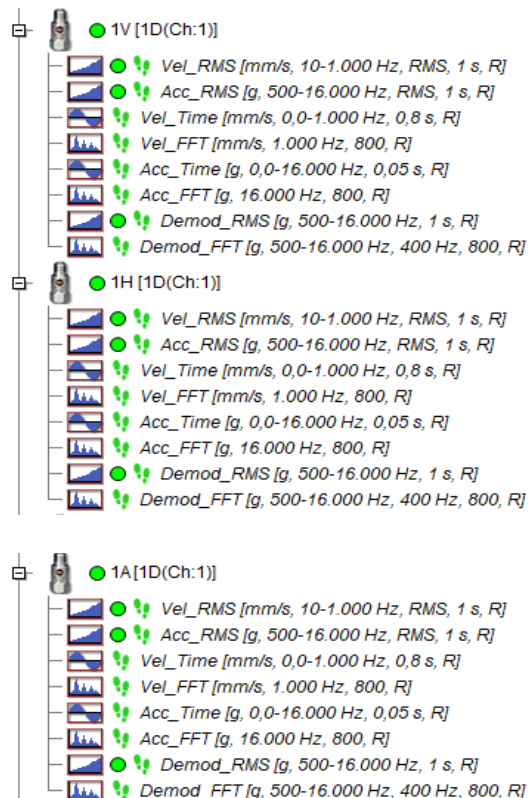


Figura 2.17. Gráficos cargados en el sistema DDS.

Posterior, a la transferencia y carga de los datos desde el analizador al sistema DDS se muestran las gráficas de 1 (V, H y A) y 2 (V, H y A) respectivamente. Además, en cada una de las mediciones se muestran ocho gráficos (Vel_RMS, Acc_RMS, Vel_Time, Vel_FFT, Acc_Time, Acc_FFT, Demod_RMS, Demod_FFT) correspondientes a los resultados de las variantes físicas de velocidad, aceleración y envolvente; incluyendo la función del tiempo y frecuencia de cada variante.

2.4 Hojas guía de laboratorio

En este apartado se explica la elaboración de hojas guías de laboratorio para familiarizar al estudiante con el mecanismo (técnica) de mantenimiento predictivo. Además, la estructura de las hojas guía de laboratorio se encuentra conformado por la determinación

del tema, definición de objetivos, determinación del trabajo preparatorio, desarrollo e informe. En cuanto al informe de la guía de laboratorio se destacan los objetivos, marco teórico, análisis de resultados, conclusiones, recomendaciones y referencias.

Se diseñaron tres documentos para que los alumnos realicen prácticas utilizando el analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M, facilitando la implementación de la técnica de mantenimiento predictivo, se abordaron temas sobre desalineación, desbalanceo o aflojamiento, defectos de los rodamientos y evaluación de gravedad de las fallas de los motores. La recolección de los datos obtenidos en cada medición se hizo mediante el instrumento hojas guías de laboratorio (ANEXO III). La información recopilada con este instrumento incluye datos sobre los siguientes parámetros:

- Velocidad de operación en RMS.
- Velocidad en (mm/s) RMS.
- Aceleración en (g) RMS.

Una vez concluido el proceso de creación de variantes en el sistema DDS, se toma las mediciones de manera práctica, es decir, la configuración del sistema en los pasos próximos. Esto se encuentra detallado en la Hoja Guía de Laboratorio 1 [10], la cual se observa en el código QR 1 Figura 2.18



Figura 2.18. Código QR 1.
Enlace: <https://bit.ly/3IE8ZUf>

Posterior, a la creación de ruta en el software, se procede a su validación en el analizador y toma de mediciones de cada máquina, esto se efectúa de forma práctica dentro del laboratorio. Cabe señalar que este proceso se encuentra detallado en el video tutorial adjuntado en el código QR 2 Figura 2.19 [11].



Figura 2.19. Código QR 2.
Enlace: <https://bit.ly/3k6iGBr>

Posteriormente, se definen los puntos de medida, que corresponden a los lugares específicos donde se realizarán las mediciones: rodamientos, estator y rotor Figura 2.20. Se especificarán sus parámetros: V (Vertical), H (Horizontal) y A (Axial). Por último, es preciso realizar una validación de la hoja de ruta con el analizador para verificar su adecuación.

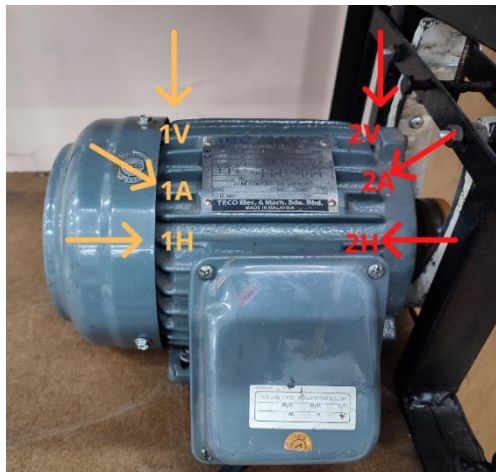


Figura 2.20. Puntos de medición para motor TECO.

Mediante el uso de las hojas guía de laboratorio (ANEXO III) se realiza la toma de mediciones de forma manual Figura 2.20 y Figura 2.21. Estas mediciones deben ser igualmente validadas. Este procedimiento se realizó con cada motor, utilizando para ello el analizador de vibraciones.



Figura 2.21. Mediciones manuales con analizador de vibraciones.

Luego de culminar con la toma de mediciones de forma manual, se valida las muestras dentro del analizador de vibraciones, confirmando que las mediciones de todos los motores se encuentren correctamente tomadas y guardadas. Esto se explica en la Hoja Guía de Laboratorio 2 [12] adjuntada en el código QR 3 Figura 2.22.



Figura 2.22. Código QR 3.
Enlace: <https://bit.ly/3EpVSG>

Seguidamente, se realiza la carga de datos desde el analizador de vibraciones hacia el software DDS utilizando conexión USB. La descripción más detallada de este proceso se

muestra accediendo al QR 4 Figura 2.23, donde se adjunta un video explicativo de la carga de datos [13].



Figura 2.23. Código QR 4.
Enlace: <https://bit.ly/3Z1VG5g>

Por último, se muestran los límites máximos y mínimos del estado de cada uno de los motores, considerando la norma ISO 10816. La descripción de los límites se encuentra en la Hoja Guía de Laboratorio 3 [14], la cual se accede mediante el código QR 5 Figura 2.24.



Figura 2.24. Código QR 5.
Enlace: <https://bit.ly/3EoDkn3>

3 RESULTADOS

Para los resultados se consideró que por motor son dos puntos de medición (1 y 2) mientras que cada punto tiene tres sentidos (vertical, horizontal, axial) y cada punto con sentido contiene ocho pantallas de medición. Para el análisis se explicó el detalle de las gráficas comparando los valores medidos con la norma ISO, lo cual permitió identificar las condiciones de los motores, es decir, si existen o no fallas. Estos se muestran a continuación:

3.1 Motor 1: Siemens

Se consideraron los hallazgos más significativos de cada punto de medición del motor Siemens.

Punto 1

En el sentido vertical (1V) presentado en la Figura 3.1 se aprecia que el valor de la velocidad es de 3,04 (mm/s), la aceleración con 0,033 (g) y envolvente se ubica en 0,048 (g).

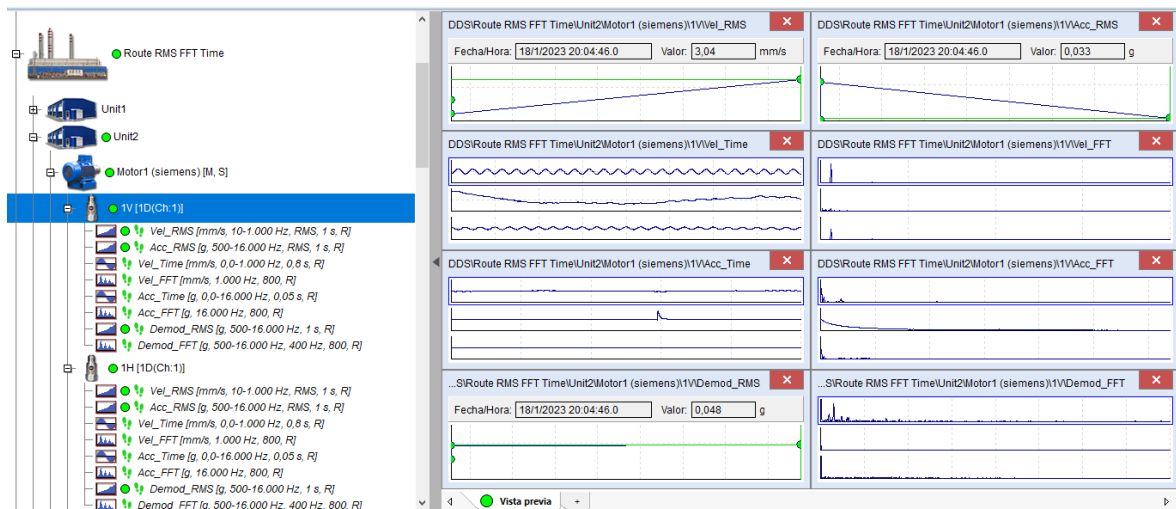


Figura 3.1. Punto 1 sentido vertical (1V) – Siemens.

Para el sentido horizontal (1H) mostrado en la Figura 3.2 se tiene un valor de la velocidad de 1,39 (mm/s), la aceleración con 0,008 (g) y envolvente se ubica en 0,016 (g).

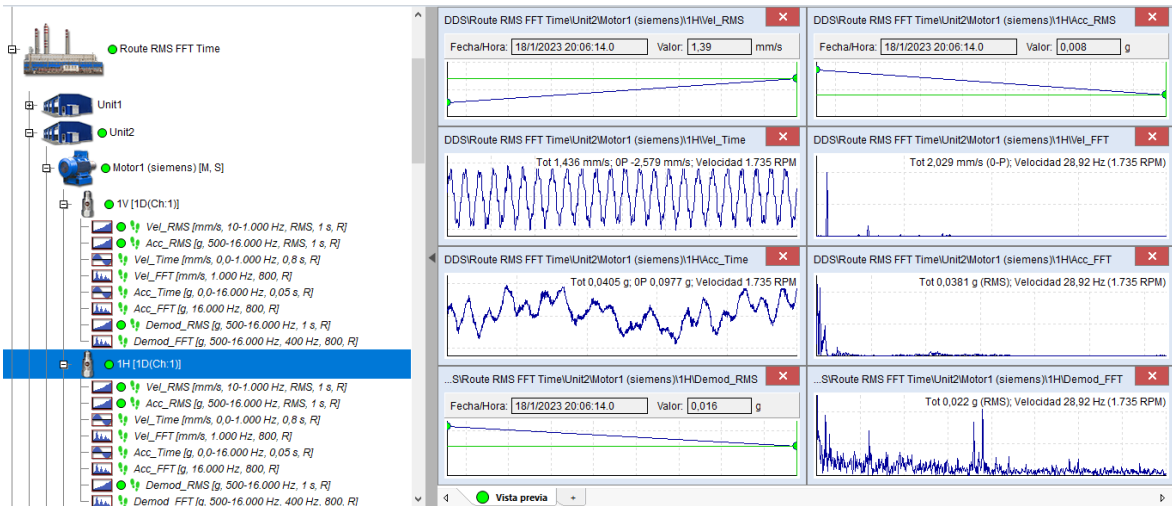


Figura 3.2. Punto 1 sentido horizontal (1H) – Siemens.

Para el sentido axial (1A) mostrado en la Figura 3.3 se observa un valor de velocidad de 2,22 (mm/s), la aceleración tiene 0,012 (g) y envolvente se ubica en 0,027 (g).

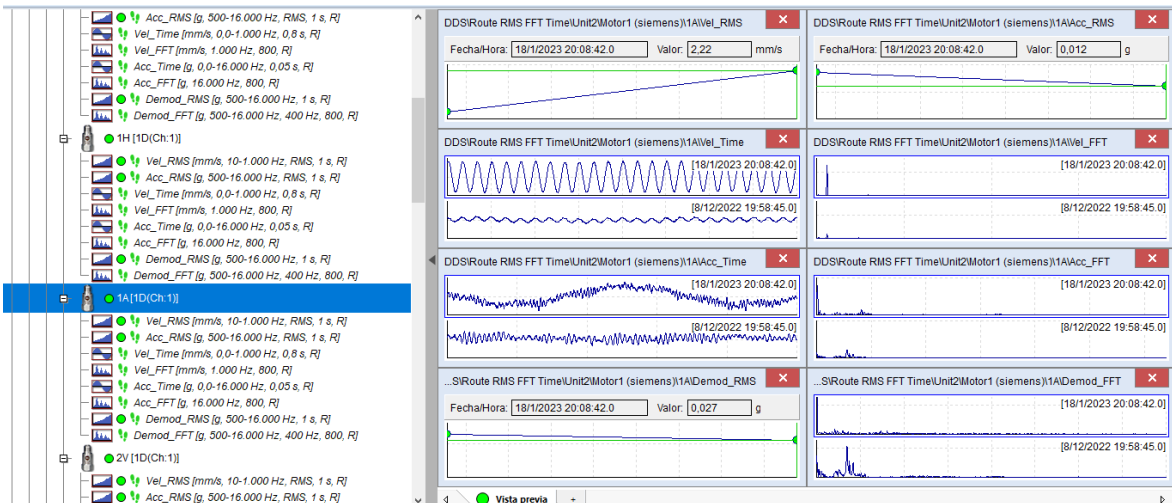


Figura 3.3. Punto 1 sentido axial (1A) – Siemens.

Por lo tanto, los resultados obtenidos en el punto 1 del motor Siemens reflejan que los valores de RMS para las variantes de velocidad, aceleración y envolvente cumplen con la normativa ISO 10816, esto significa que, las condiciones de la máquina presentan un nivel de trabajo de motor adecuado u óptimo, garantizando el balanceo del motor, alineación del eje y rodamientos.

Punto 2

En el sentido vertical (2V) del punto dos presentado en la Figura 3.4 se aprecia que el valor de la velocidad es de 0,385 (mm/s), la aceleración con 0,01 (g) y envolvente se ubica en 0,02 (g).



Figura 3.4. Punto 2 sentido vertical (2V) – Siemens.

Para el sentido horizontal (2H) mostrado en la Figura 3.5 se tiene un valor de la velocidad de 1,72 (mm/s), la aceleración con 0,01 (g) y envolvente se ubica en 0,021 (g).

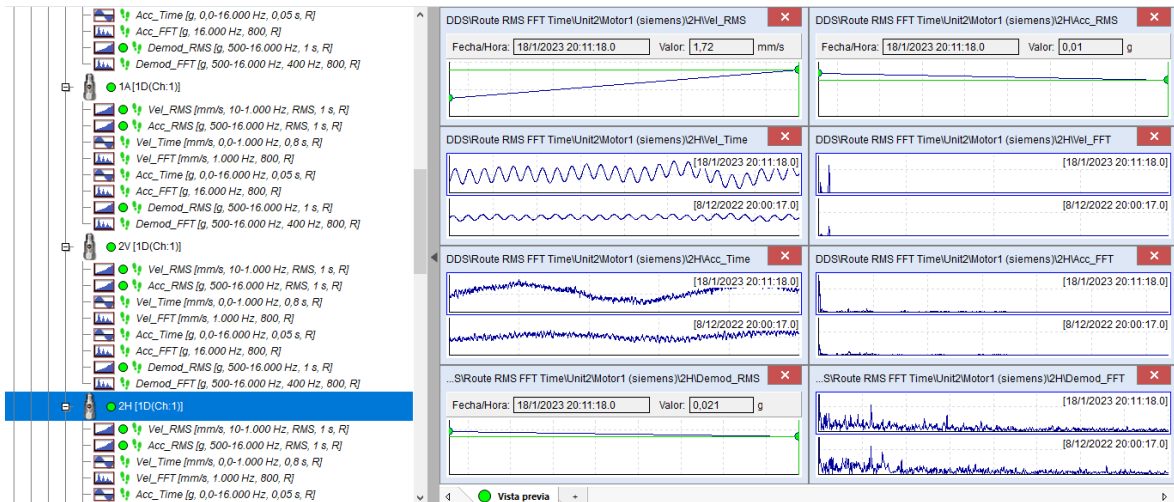


Figura 3.5. Punto 2 sentido horizontal (2H) – Siemens.

Para el sentido axial (2A) que se aprecia en la Figura 3.6 se tiene un valor de velocidad de 0,776 (mm/s), la aceleración tiene 0,01 (g) y envolvente se ubica en 0,02 (g).

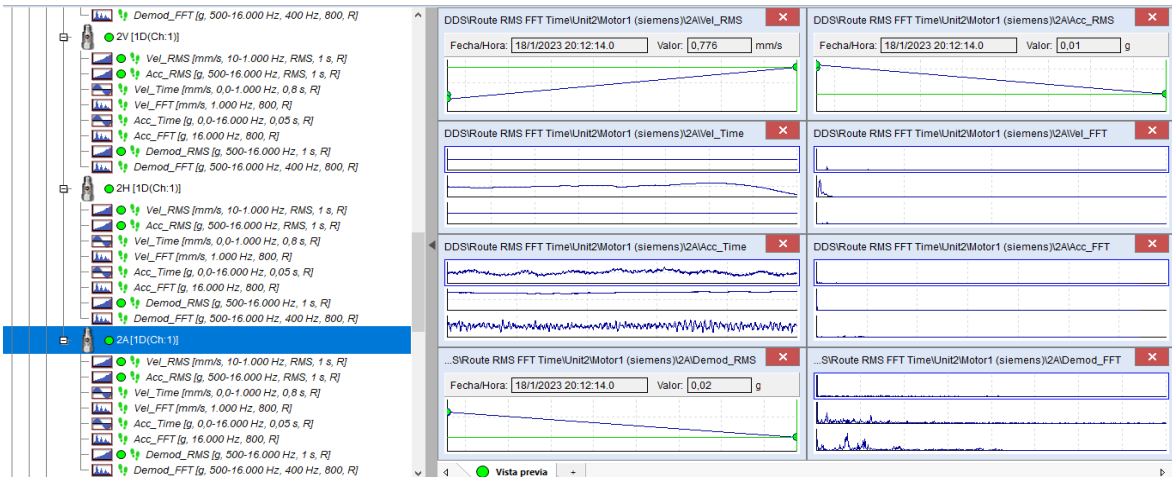


Figura 3.6. Punto 2 sentido vertical (2A) – Siemens

En este sentido, los resultados obtenidos en el punto 2 del motor Siemens evidencian que los valores de RMS para las variantes de velocidad, aceleración y envolvente cumplen con la normativa ISO 10816, esto quiere decir que, las condiciones de la máquina presentan un nivel de trabajo de motor óptimo, garantizando el balanceo del motor, alineación del eje y rodamientos.

3.2 Motor 2: Paolo

De igual modo, para el motor marca Paolo se consideró los hallazgos más significativos de cada punto de medición.

Punto 1

En el sentido vertical (1V) presentado en la Figura 3.7 se aprecia que el valor de la velocidad es de 1,3 (mm/s), la aceleración con 0,104 (g) y envolvente se ubica en 0,161 (g).

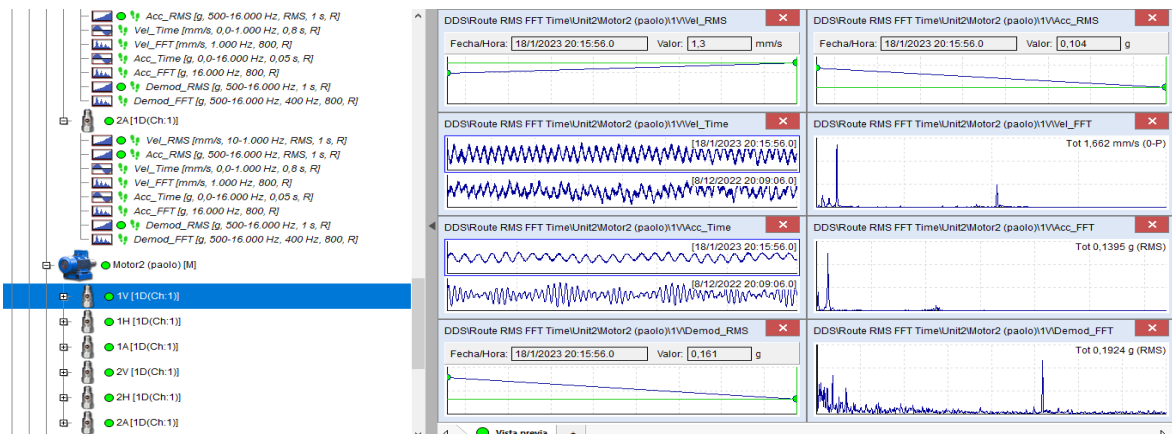


Figura 3.7. Punto 1 sentido vertical (1V) – Paolo.

Respecto al sentido horizontal (1H) mostrado en la Figura 3.8 se tiene un valor de la velocidad de 0,512 (mm/s), la aceleración con 0,031 (g) y envolvente se ubica en 0,055 (g).

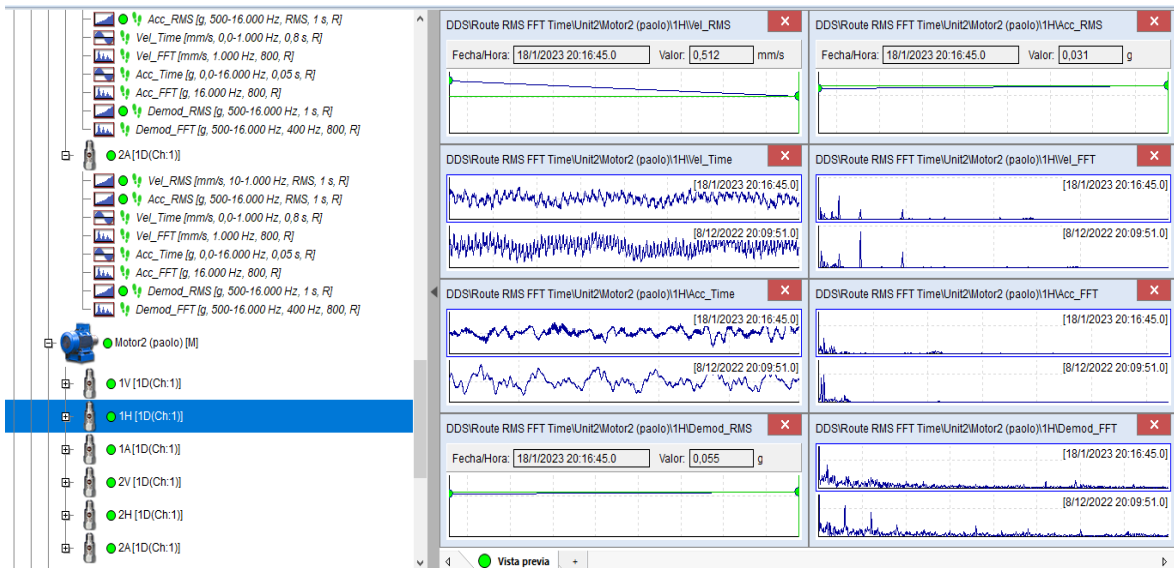


Figura 3.8. Punto 1 sentido horizontal (1H) – Paolo.

En cuanto al sentido axial (1A) presentado en la Figura 3.9 se identifica un valor de velocidad de 1,01 (mm/s), la aceleración tiene 0,06 (g) y envolvente se ubica en 0,192 (g).

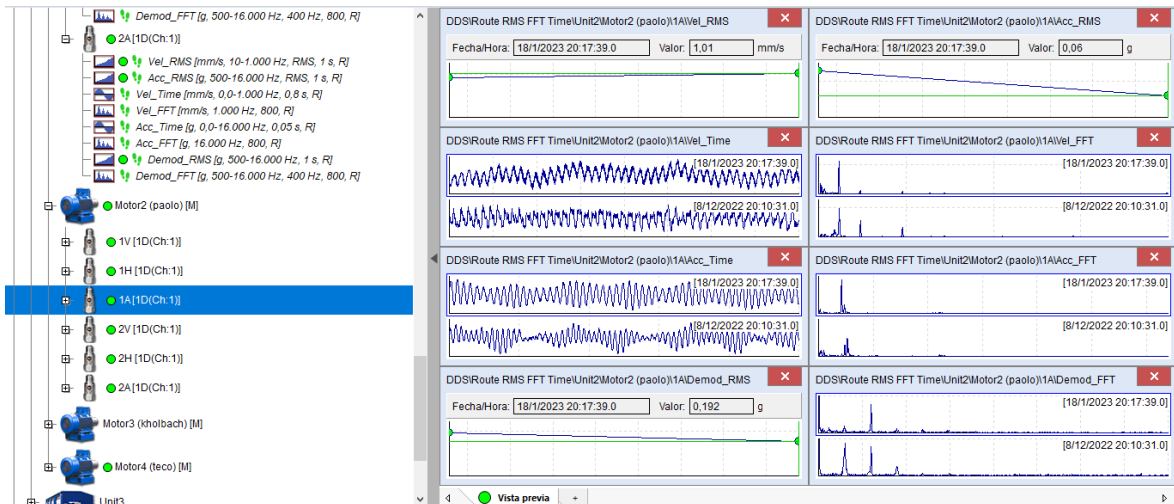


Figura 3.9. Punto 1 sentido axial (1A) – Paolo.

Los resultados obtenidos en el punto 1 del motor marca Paolo respecto a los valores de RMS para las variantes de velocidad, aceleración y envolvente cumplen con la normativa ISO 10816. Es decir que, el motor presenta condiciones de trabajo óptimo.

Punto 2

En el sentido vertical (2V) del punto dos se observa en la Figura 3.10 se aprecia que el valor de la velocidad es de 0,485 (mm/s), aceleración con 0,103 (g) y envolvente se encuentra con 0,243 (g)

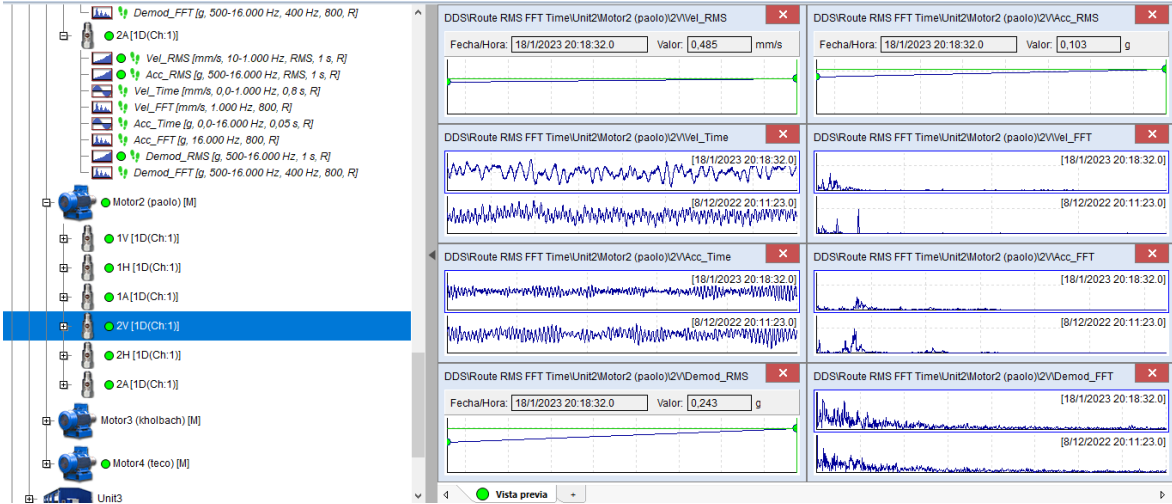


Figura 3.10. Punto 2 sentido vertical (2V) – Paolo.

En la Figura 3.11 sobre el sentido horizontal (2H) se tiene un valor de la velocidad de 1,07 (mm/s), la aceleración con 0,101 (g) y envolvente se ubica en 0,206 (g).

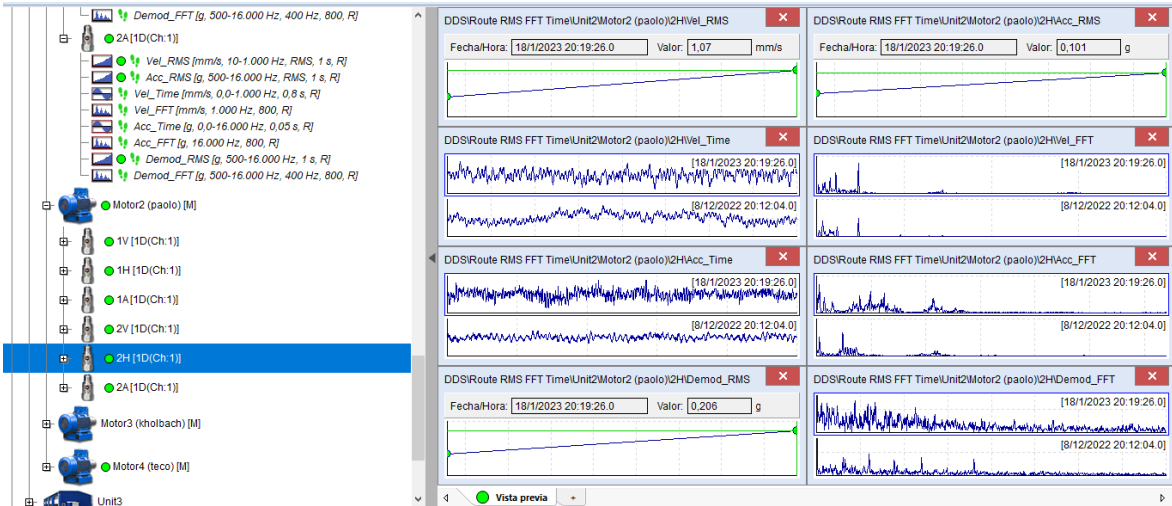


Figura 3.11. Punto 2 sentido horizontal (2H) – Paolo.

La Figura 3.12 muestra el sentido axial (2A), en la cual se tiene un valor de velocidad de 1,07 (mm/s), la aceleración tiene 0,105 (g) y envolvente se ubica en 0,222 (g).

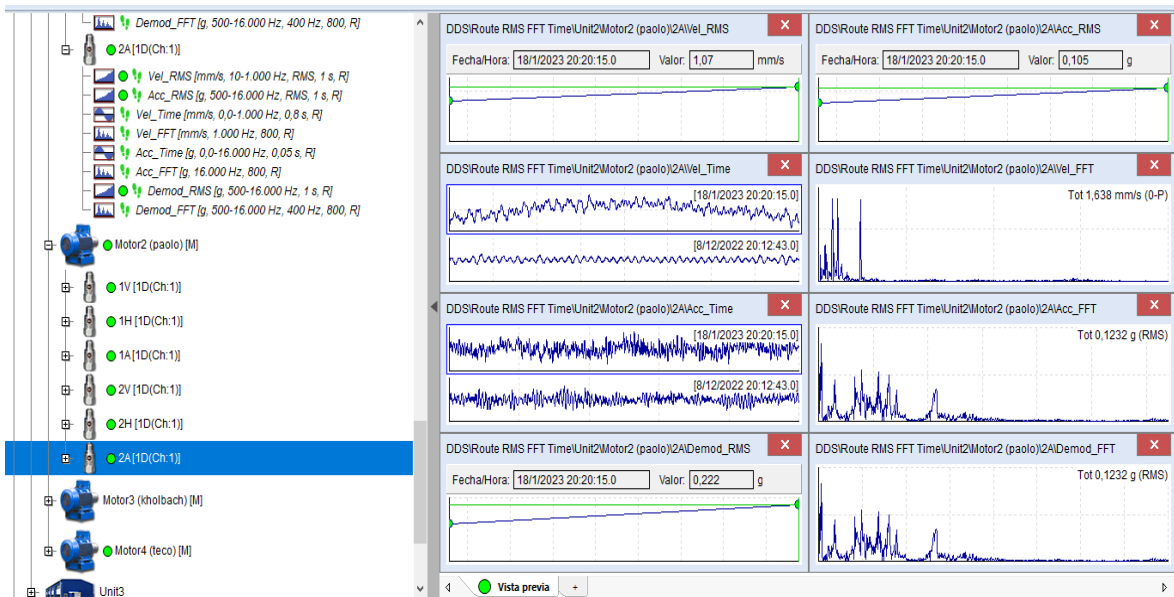


Figura 3.12. Punto 2 sentido vertical (2A) – Paolo.

Los resultados obtenidos en el punto dos del motor marca Paolo respecto a los valores de RMS para las variantes de velocidad, aceleración y envolvente cumplen con la normativa ISO 10816. Con esto se deduce que el motor tiene condiciones óptimas, es decir, no presentan fallas.

3.3 Motor 3: Kholbach

Para el motor marca Kholbach no se efectuaron mediciones porque el arranque con variador de frecuencia no se pudo obtener. Esta información permitió identificar la forma de comportamiento de la ruta y el analizador cuando no se toma mediciones de un motor.

3.4 Motor 4: Teco

En el motor marca Teco se tomó en cuenta los resultados más significativos de cada punto de medición.

Punto 1

En el sentido vertical (1V) presentado en la Figura 3.13 se observa que el valor de la velocidad es de 2,54 (mm/s), la aceleración con 0,152 (g) y envolvente se ubica en 0,287 (g).

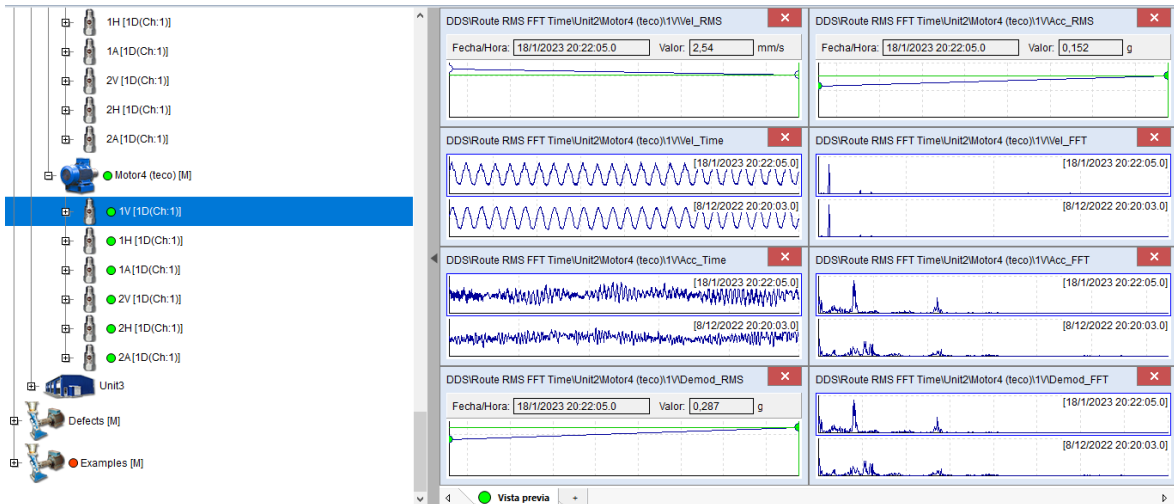


Figura 3.13. Punto 1 sentido vertical (1V) – Teco.

En el sentido horizontal (1H) que se identifica en la Figura 3.14 se tiene un valor de la velocidad de 0,811 (mm/s), la aceleración con 0,052 (g) y envolvente se ubica en 0,105 (g).



Figura 3.14. Punto 1 sentido horizontal (1H) – Teco.

En cuanto al sentido axial (1A) presentado en la Figura 3.15 se observa un valor de velocidad de 1,25 (mm/s), la aceleración tiene 0,111 (g) y envolvente se ubica en 0,2 (g).

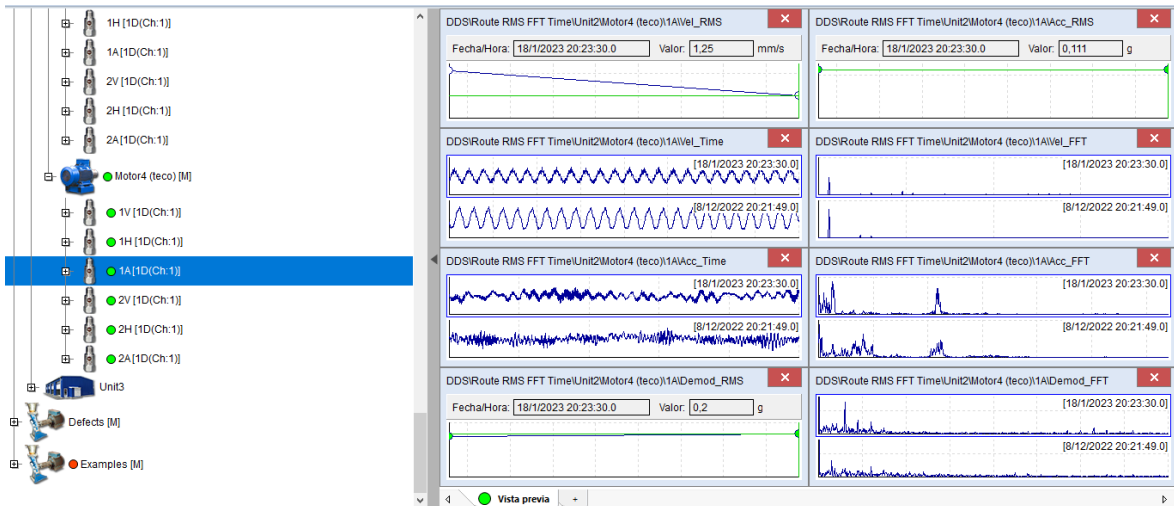


Figura 3.15. Punto 1 sentido axial (1A) – Teco.

Los resultados obtenidos en el punto uno del motor marca Teco sobre los valores de RMS para las variantes de velocidad, aceleración y envolvente cumplen con la normativa ISO 10816, el motor muestra condiciones de trabajo óptimo.

Punto 2

En el sentido vertical (2V) del punto dos Figura 3.16 se aprecia que el valor de la velocidad es de 1,63 (mm/s), aceleración con 0,233 (g) y envolvente se encuentra con 0,468 (g).

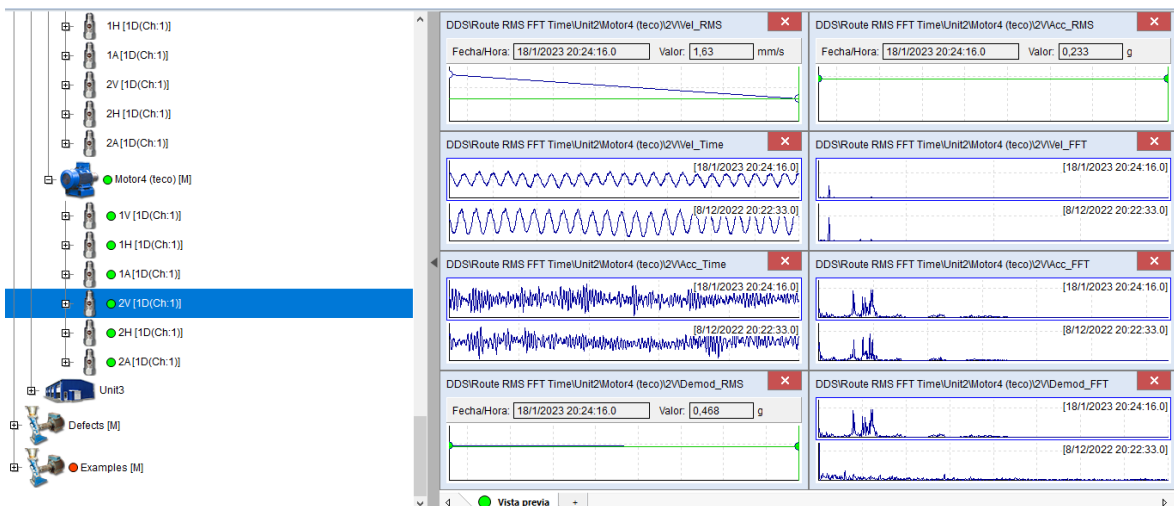


Figura 3.16. Punto 2 sentido vertical (2V) – Teco.

En la Figura 3.17 sobre el sentido horizontal (2H) se tiene un valor de la velocidad de 0,493 (mm/s), la aceleración con 0,216 (g) y envolvente se ubica en 0,452 (g).



Figura 3.17. Punto 2 sentido horizontal (2H) – Teco.

La Figura 3.18 muestra el sentido axial (2A), en la cual se tiene un valor de velocidad de 0,983 (mm/s), la aceleración tiene 0,157 (g) y envolvente se ubica en 0,313 (g).

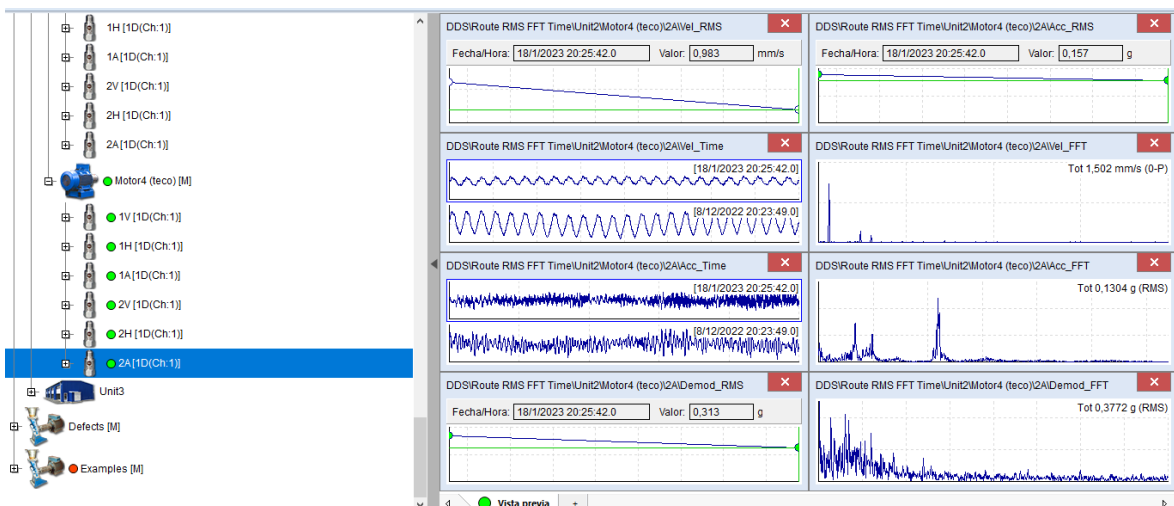


Figura 3.18. Punto 2 sentido vertical (2A) – Teco.

Los resultados obtenidos en el punto dos del motor Teco sobre los valores de RMS para las variantes de velocidad, aceleración y envolvente cumplen con la normativa ISO 10816. Con esto se evidencia que el motor tiene condiciones óptimas, es decir, no presentan fallas.

3.5 Análisis general

Una vez presentados los resultados de las mediciones se evidencia que los valores de RMS para la variante de velocidad, de los motores de marca Siemens, Paolo y Teco presentaron cifras iguales o inferiores a 4,5 (mm/s), similar situación se identificó en la aceleración y en la variante envolvente con valores iguales o menores a 3 (g) Figura 3.19.

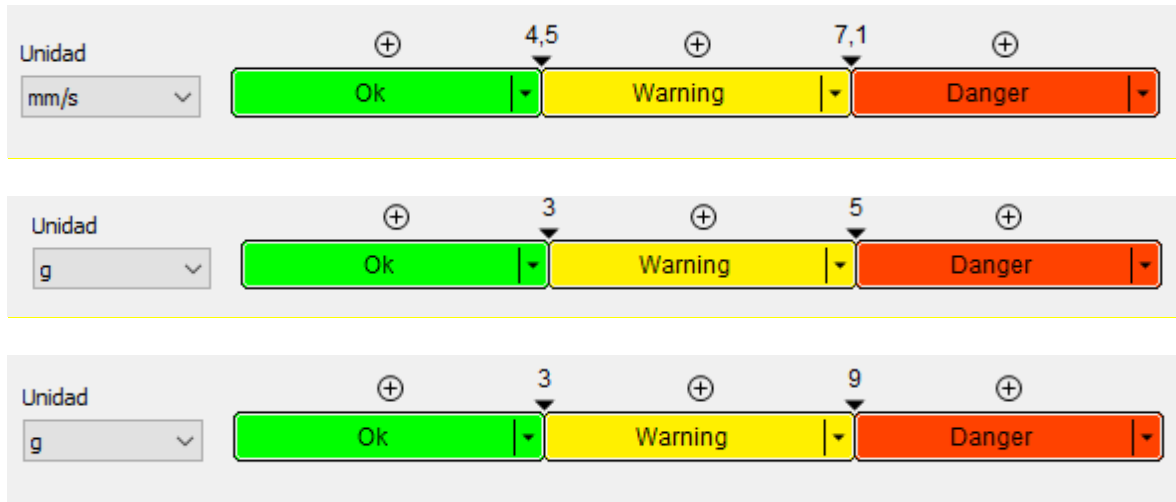


Figura 3.19. Normativa ISO 10816 para velocidad, aceleración y envolvente respectivamente.

Por lo tanto, se evidencia que, los valores de RMS (velocidad, aceleración y envolvente) cumplen de manera adecuada con la normativa ISO 10816. De tal forma, los tres motores analizados presentan condiciones de trabajo óptimas que significa no tener desbalances netos, golpes o solturas en las estructuras de los motores y fallas en rodamientos. No obstante, estos resultados probablemente se presentaron porque los motores del laboratorio LTI de la ESFOT – EPN son nuevos, es por ello por lo que no se tiene fallas y están en condiciones inapreciables.

Para propósitos de enseñanza en el Laboratorio LTI de la ESFOT- EPN, se utilizó el analizador de vibraciones, sin embargo, este equipo es un elemento utilizado para motores mayores a 20 (kW) es decir motores industriales. En el Laboratorio LTI de la ESFOT- EPN, se cuenta con motores de potencias bajas, no obstante, el objetivo de este proyecto es que los estudiantes se familiaricen con la utilización del analizador de vibraciones por lo que se utilizó con motores de potencias bajas.

4 CONCLUSIONES

El análisis de vibraciones realizado es una técnica dentro de los distintos procedimientos a realizar para el mantenimiento predictivo de maquinarias. Este tipo de mantenimiento es fundamental en los contextos industriales, pues permite garantizar la calidad de todos los procesos en las distintas cadenas productivas, además de garantizar con ello la seguridad en cada uno de los trabajos realizados.

Dado que en el funcionamiento de los motores las fallas implican altos riesgos de seguridad, mantenerlos preventivamente es fundamental para realizar reparaciones que eviten las fallas. Por ello, el método de análisis de vibraciones es fundamental para predecir la existencia de errores o fallas en la maquinaria industrial que funciona mediante mecanismos rotativos. Con sus resultados es posible plantear planes de reparación preventiva que eviten la inseguridad y los costos asociados a reparaciones correctivas.

Para analizar las vibraciones de forma adecuada, es fundamental conocer los parámetros y límites determinados en la norma ISO 10816. Los rangos de velocidad son: 0-4,5 (mm/s) ÓPTIMO; 4,5-7,1 (mm/s) ADVERTENCIA; <7,1 (mm/s) PELIGRO. Los rangos de aceleración son: 0-3 (g) ÓPTIMO; 3-5 (g) ADVERTENCIA; <5 (g) PELIGRO. Por último, los rangos de envolvente son: 0-3 (g) ÓPTIMO; 3-9 (g) ADVERTENCIA; <9 (g) PELIGRO. Con los rangos permisibles que esta normativa establece se clasifican las maquinarias y su funcionamiento como estable, como advertencia o bien como falla. De ahí que sea posible que se establezcan medidas para el mantenimiento preventivo y la consecuente garantía de la calidad en los procesos productivos industriales.

Respecto a las herramientas existentes para realizar el análisis de vibraciones, en este estudio se utilizó el Adash A4900 Vibrio M, el cual corresponde a un analizador de vibraciones disponible en el laboratorio LTI-CI de la ESFOT. Este dispositivo permite realizar y almacenar mediciones exactas de velocidad (Vel_RMS), aceleración (Acc_RMS) y envolvente (Demod_RMS), lo cual se lleva a cabo mediante su sistema de comunicación USB.

Respecto a las mediciones que se realizaron en este estudio, se pudo constatar que los motores analizados: Siemens, Paolo y Teco se encuentran en condiciones óptimas de funcionamiento. Estos motores no presentaron ningún tipo de fallas como: desbalances golpes o solturas en estructuras y problemas de rodamientos, que fueron estudiados mediante la toma de medición de la velocidad, aceleración y envolvente respectivamente.

Además, se observó que las conexiones que presentan los motores para su arranque (ya sean directas o mediante interruptores) no influyen en las mediciones realizadas; sin embargo, es preciso mencionar que las condiciones del laboratorio son controladas, por lo que pueden no ser similares en otro tipo de contexto.

5 RECOMENDACIONES

A partir de las conclusiones planteadas, es posible establecer las siguientes recomendaciones.

Es importante tener precaución al momento de crear la ruta y definir elementos en el árbol en la barra de herramientas del software DDS, debido a que los datos de fábrica ya establecidos pueden ser borrados por accidente, sin posibilidad de recuperación. Por ello, es preferible respaldar en un soporte adicional y desde ahí importar, ya sean puntos de medición como 1V, 1H, 1A, entre otros o los motores en general.

Al momento de realizar la medición, es necesario considerar los puntos de medición más aptos en función del motor, ya que cada uno de ellos está fabricado de una manera única. Con todo, los puntos de medición deben concentrar las partes en donde se encuentran los rodamientos y ejes, que son fundamentales. En caso de que los motores consten de ventiladores, es mejor desmontarlos, de modo que el extremo del analizador de vibraciones haga contacto directamente con la superficie más estable del motor. Por último, es de suma importancia no colocar el sensor en material plástico porque imposibilita una lectura eficaz de las vibraciones.

Respecto a la interpretación de los datos obtenidos, es relevante que al momento de realizar las mediciones se verifique que los parámetros en el software son efectivamente los establecidos en la norma ISO 10816; estos pueden no encontrarse de forma predeterminada en el software del analizador de vibraciones o bien pueden haber sido borrados por manipulaciones previas, de manera que es preciso constatar adecuadamente que los parámetros sean los correctos.

Para futuras investigaciones se recomienda utilizar otros programas informáticos inteligentes para monitorear y analizar las vibraciones, con la finalidad de comparar resultados y conocer a detalle el estado de la máquina, determinar problemas y sobre ello proponer medidas correctivas que garanticen el correcto funcionamiento de las máquinas. Además, se sugiere en estudios a futuro para conocer los posibles problemas es necesario mover el motor o cambiar de posición para generar vibraciones, lo que permitirá identificar falla en la desalineación.

En contextos industriales, se recomienda planificar de forma anual el análisis de vibraciones como parte del plan de mantenimiento de maquinarias, específicamente de motores. Esto permitirá a las industrias evitar costos elevados por reparaciones y riesgos de seguridad para operarios.

En caso de que las mediciones a realizar no se lleven a cabo en contextos controlados como los de un laboratorio, es importante que se tomen en consideración todas las medidas de seguridad para resguardar las maquinarias; en este sentido, se sugiere no utilizar conexiones directas a tomas de energía para la maquinaria si no se tiene certeza de la estabilidad del sistema eléctrico.

6 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] E. Contreras, I. Alcalá, J. Valdes, A. Beltrán, L. López y J. Rumbo, «Aplicación Industrial del análisis de vibraciones,» *Revista de Ingeniería Industrial*, vol. 2, nº 3, pp. 16-22, 2018.
- [2] Aula 21, «Centro de Formación Técnica para la Industria,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.cursosaula21.com/que-es-el-analisis-de-vibraciones/>. [Último acceso: 13 Diciembre 2022].
- [3] Sicma21, «SICMA21,» 31 mayo 2022. [En línea]. Available: <https://www.sicma21.com/que-es-el-analisis-de-vibraciones/>. [Último acceso: 5 diciembre 2022].
- [4] A. Calle, «Propuesta de integración del análisis de vibraciones al plan de mantenimiento, predictivo de los rodillos de las prensas 1 y 2 en el molino de Cartopel S.A.I.,» Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, 2020.
- [5] J. Torres, «Medida, análisis y diagnóstico de vibraciones mediante la construcción,» Universidad Técnica de Ambato, Ambato, 2017.
- [6] E. Flores, A. Albornoz, E. López y J. Romero, «Evaluación mediante vibraciones de los rodamientos de la transmisión de un prototipo mini Baja SAE,» *Revista INGENIERÍA UC*, vol. 27, nº 1, pp. 41-53, 2020.
- [7] Rodesprex, S. F.. [En línea]. Available: <https://www.rodesprex.com/assets/img/services/servbenf04.pdf>. [Último acceso: 7 diciembre 2022].
- [8] ISO, «ISO 10816-8:2014(en) Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts,» 2014.
- [9] Adash, «Vibrio,» Adash, 15 febrero 2023. [En línea]. Available: <https://adash.com/es/portatiles-diagnostico-vibracion/a4900-vibrio-vibrometro>. [Último acceso: 15 febrero 2023].
- [10] D. Arcentales, «Hoja Guía de Laboratorio 1,» 4 enero 2023. [En línea]. Available: https://epnecuador-my.sharepoint.com/:b:/g/personal/dayana_arcentales_epn_edu_ec/EZwvDVcuzcJJje4zE-Vs5sgBZ-Nwd2ImcbLAcYFw6oUssA?e=z6HhYf. [Último acceso: 12 febrero 2023].
- [11] D. Arcentales, «Validación de pantallas en le analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M.,» 4 enero 2023. [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=DIEM4bSAhJ8>. [Último acceso: 12 febrero 2023].
- [12] D. Arcentales, «Hoja Guía de Laboratorio 2,» 4 enero 2023. [En línea]. Available: https://epnecuador-my.sharepoint.com/:b:/g/personal/dayana_arcentales_epn_edu_ec/EWa812hm__1H

q3ckbkMuu5ABxw447zVjODVP6x24ko7eTw?e=Jcggpe. [Último acceso: 14 febrero 2023].

- [13] D. Arcentales, «Interpretación de mediciones,» 4 enero 2023. [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=zdSpQcyfaWM>. [Último acceso: febrero 13 2023].
- [14] D. Arcentales, «Hoja Guía de Laboratorio 3,» 4 enero 2023. [En línea]. Available: https://epnecuador-my.sharepoint.com/:b:/g/personal/dayana_arcentales_epn_edu_ec/EXLVftd0cEVAthNnO53c1JUBxAbJGfGCIT07b1aoaC1ZOw?e=8PaP7X. [Último acceso: 12 febrero 2023].
- [15] L. Carvajal, Metodología de la Investigación Científica. Curso general y aplicado, 28 ed., Santiago de Cali: U.S.C., 2006, p. 139.

7 ANEXOS

ANEXO I. Certificado de originalidad.

ANEXO II. Carta de Charlotte.

ANEXO III. Hojas Guías.

ANEXO I. Certificado de originalidad

CERTIFICADO DE ORIGINALIDAD

Quito, D.M. 24 de febrero de 2023

De mi consideración:

Yo, CATALINA ELIZABETH ARMAS FREIRE, en calidad de Director del Trabajo de Integración Curricular titulado ANÁLISIS DE VIBRACIÓN asociado a la APLICACIÓN DE TÉCNICAS DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO EN EL LABORATORIO LTI DE LA ESFOT elaborado por la estudiante DAYANA VALERIA ARCENTALES MONTAÑO de la carrera en TECNOLOGÍA SUPERIOR EN ELECTROMECAÁNICA, certifico que he solicitado a la Biblioteca General el informe para la revisión de originalidad del documento escrito completo, producto del Trabajo de Integración Curricular indicado.

El documento escrito tiene un índice de similitud de 6%.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad, pudiendo el interesado hacer uso del presente documento para los trámites de titulación.

NOTA: Se adjunta el informe generado por la herramienta Turnitin.

Atentamente,



Elizabeth Armas Freire
Profesor Ocasional a Tiempo Completo
ESFOT

DocumentoArcentales

INFORME DE ORIGINALIDAD

6%	6%	1%	0%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	www.adashmexico.com Fuente de Internet	2%
2	revistas.unc.edu.ar Fuente de Internet	1%
3	www.coursehero.com Fuente de Internet	1%
4	es.slideshare.net Fuente de Internet	<1%
5	fr.slideshare.net Fuente de Internet	<1%
6	digital.csic.es Fuente de Internet	<1%
7	dokumen.pub Fuente de Internet	<1%
8	www.dspace.espol.edu.ec Fuente de Internet	<1%
9	repositorio.ucsg.edu.ec Fuente de Internet	<1%

ANEXO II. Carta de Charlotte

LISTA ILUSTRADA DE DIAGNÓSTICO DE VIBRACIONES

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	RELACIÓN DE FASE	OBSERVACIONES
DESEQUILIBRIO DE MASA A. DESEQUILIBRIO ESTÁTICO	1X RADIAL		El Desequilibrio Estático estará en fase y fijo. La amplitud debida al desequilibrio se elevará al cuadrado de la velocidad de giro debajo de la primer frecuencia crítica del rotor (un incremento de velocidad de 3X = vibración más alta en 9X). 1X RPM siempre está presente y por lo general domina al espectro. Se puede corregir al colocar únicamente un peso de corrección de equilibrio en un plano en el centro de gravedad (CG) del Rotor. Debe existir una diferencia de fase de 0° aprox. entre los horizontales OB e IB, así como entre los verticales OB e IB. Además, por lo general existe una diferencia de fase de 90° aprox. entre las lecturas horizontales y verticales en cada apoyo de rotor desequilibrado (±30°).
B. DESEQUILIBRIO TIPO PAR	1X RADIAL		El Desequilibrio Tipo Par origina un movimiento fuera de fase de 180° en el mismo eje. 1X RPM siempre se presenta y por lo general domina al espectro. La amplitud varía con el cuadrado de la velocidad en incremento debajo de la primera velocidad crítica del rotor. Puede causar una alta vibración axial así como radial. Para su corrección se requiere colocar pesos de equilibrio en por lo menos 2 planos. Observe que debe existir una diferencia de fase de 180° entre los horizontales OB e IB, así como entre los verticales OB e IB. Además, por lo general existe una diferencia de fase de 90° aprox. entre las lecturas horizontales y verticales en cada apoyo (±30°).
C. DESEQUILIBRIO DINÁMICO	1X RADIAL		El Desequilibrio Dinámico es el más común y es una combinación de desequilibrio de estático y de par. 1X RPM domina el espectro, y realmente requiere una corrección de 2 planos. Aquí, la diferencia de fase radial entre los apoyos internos y externos puede abarcar un rango de 0° a 180°. Sin embargo, la diferencia en fase de los apoyos horizontales será similar a la diferencia entre las fases verticales (±30°). Así mismo, en caso de que predomine el desequilibrio, una diferencia de fase de 90° aprox. resultará entre las lecturas horizontal y vertical de cada apoyo (±40°).
D. DESEQUILIBRIO DE ROTORES EN CANTILIBRE	1X AXIAL & RADIAL		El Desequilibrio del Rotor En Cantilibre causa 1X RPM alto en ambas direcciones axial y radial. Las lecturas axiales tienden a estar en fase mientras que las lecturas radiales pueden ser mestables. Sin embargo, las diferencias de la fase horizontal coinciden por lo general con las diferencias de fase vertical en el rotor desequilibrado (±30°). Estos rotores presentan desequilibrios estático y par. Por lo tanto, los pesos de corrección siempre tendrán que colocarse en 2 planos para contrarrestarlos.
ROTOR EXCÉNTRICO	1X ABANICO 1X MOTOR RADIAL		La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación está fuera de la línea central geométrica de una polea, un engrane, un rodamiento, una armadura del motor, etc. La vibración mayor ocurre en 1X RPM del componente excéntrico en una dirección a través de las líneas centrales de los dos rotores. Las lecturas comparativas de fase horizontal y vertical por lo general difieren en 0° o en 180° (cada una de las cuales indica un movimiento rectilíneo). Con frecuencia, el intentar equilibrar los rotores excéntricos dará como resultado una reducción en la vibración en una dirección radial, pero incrementa la vibración en la otra dirección radial (dependiendo de la cantidad de excentricidad).
EJES FLEXIONADOS	1X AXIAL 2X		Los problemas relacionados ejes flexionados causan una vibración axial alta con diferencias de fase axial con tendencia hacia los 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante por lo general ocurre en 1X si la flexión está cerca del centro del eje, pero en 2X en caso de que la flexión esté cerca del acoplamiento. (Asegúrese de compensar las fases axiales en caso de que se haya invertido la dirección del sensor). Utilice indicadores de carátula para confirmar la flexión del eje.
DESALINEACIÓN A. DESALINEACIÓN ANGULAR	1X AXIAL 2X 3X		La Desalineación Angular se caracteriza por una vibración axial alta, 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Tendrá una vibración axial alta tanto en 1X como en 2X RPM. Sin embargo, no es inusual que 1X, 2X ó 3X dominen. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acoplamiento. Una desalineación angular severa puede presentar muchas armónicas de 1X RPM. A diferencia de la Holgura Mecánica del Tipo 3, estas armónicas múltiples no cuentan con un piso de ruido elevado en los espectros.
B. DESALINEACIÓN PARALELA	1X RADIAL 2X 3X		La Desalineación Paralela tiene características de vibración similares a la Desalineación Angular pero presenta una vibración radial alta que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acoplamiento. Frecuentemente 2X es mayor que 1X, pero su altura relativa a 1X la impone el tipo de acoplamiento. Cuando la Desalineación Angular o Radial es severa, pueden generar picos de amplitud altos en armónicas mucho más altas (4X - 8X), o incluso toda una serie de armónicas de alta frecuencia similares en apariencia a la holgura mecánica. El tipo de acoplamiento y el material con frecuencia influyen enormemente en el espectro total cuando la desalineación es severa. Generalmente no presenta piso de ruido elevado.
C. RODAMIENTO DESALINEADO INCLINADO EN EL EJE	1X AXIAL 2X 3X	FASE 1 2:00 2 5:00 3 8:00 4 11:00 	El Rodamiento Inclinado generará una vibración axial considerable. Causará un Movimiento Torcido con un cambio de fase de aprox. 180° entre la parte superior e inferior, izquierda y derecha de la caja que soporta el rodamiento. El tratar de alinear el acoplamiento o equilibrar el rotor no solucionará el problema. Por lo general se debe retirar el rodamiento e instalarse correctamente.
RESONANCIA	Amplitud Fase 	1a. Velocidad Crítica 2da. Velocidad Crítica 	La resonancia ocurre cuando una Frecuencia de Oscilación Forzada coincide con la Frecuencia Natural del Sistema, y puede causar una drástica amplificación en la amplitud que puede resultar en un daño prematuro, o incluso catastrófico. Puede excitarse la frecuencia natural del rotor pero puede originarse frecuentemente en la base, en el cimentamiento, en la caja de engranes o incluso en las correas (bandas) de poleas. Si un rotor se encuentre en resonancia o cerca de ella, puede ser casi imposible que se pueda lograr un equilibrado debido al cambio importante de fase que experimenta (90° en resonancia; casi 180° cuando pasa a través). Con frecuencia se requiere que la frecuencia natural cambie a una frecuencia más alta o más baja. Las frecuencias naturales generalmente no se alteran con cambios en velocidades de giro, lo cual facilita su identificación (con excepción de aquellos equipos con un cantilibre significativo).

LISTA ILUSTRADA DE DIAGNÓSTICO DE VIBRACIONES

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	RELACION DE FASE	OBSERVACIONES
HOLGURA MECÁNICA			<p>La Holgura Mecánica se indica a través de un espectro de vibración de Tipo A, B o C. El Tipo A se debe a una holgura/aflojamiento Estructural de las bases de la máquina, de la placa base o del cimiento, también se debe a un mortero deteriorado, a pernos de sujeción sueltos en la base, y a la distorsión del armazón o de la base (o.e. pata suelta). El análisis de fase puede revelar una diferencia de fase de aprox. 90° a 180° entre las lecturas verticales en el perno, en la base de la máquina, en la placa base y en la base en sí.</p> <p>El Tipo B por lo general se debe a pernos de soporte flojos, a fracturas en la estructura del armazón o en el pedestal del rodamiento.</p> <p>El Tipo C normalmente se genera a causa de un ajuste inadecuado entre las partes componentes onyando muchas armónicas debido a la respuesta no lineal de las partes sueltas a las fuerzas dinámicas del rotor. Causa un truncamiento de la forma de onda y un piso de ruido mayor en el espectro. Con frecuencia el Tipo C se debe a que el anillo exterior del rodamiento está flojo en su tapa, a un rodamiento suelto y que da vueltas en su eje, a un claro excesivo en cojinetes planos y rodamientos, o por un impulsor suelto en su eje, etc. Con frecuencia la Fase del Tipo C es inestable y puede variar entre lectura y lectura, sobre todo si el rotor cambia de posición en el eje de un arranque a otro. A menudo, la Holgura Mecánica es altamente direccional y puede provocar lecturas notablemente diferentes si se comparan los niveles en incrementos de 30° en dirección radial en toda la caja del rodamiento. Además, tenga en cuenta que la holgura con frecuencia provoca múltiples sub-armónicas a exactamente 1/6 1/3 RPM (1.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p>
ROZAMIENTOS DEL ROTOR ONDA APLANADA TRUNCADA			<p>Un rozamiento del rotor produce un espectro similar al de la Holgura Mecánica cuando las partes rotativas tocan los componentes estacionarios. El contacto puede ser parcial o a lo largo de toda la revolución del eje. Normalmente se genera una serie de frecuencias, que por lo general excitan una o más resonancias. Con frecuencia excitan sub-armónicas de 1X (1/2, 1/3, 1/4, 1/5, ... 1/n), dependiendo de la ubicación de las frecuencias naturales del rotor. El rozamiento puede excitar muchas altas frecuencias (similar al ruido de banda ancha cuando un gas se pasa por el pitamón). Puede ser muy serio y de corta duración si se debe a un eje que toca el metal babot del cojinete plano. En el caso de cojinetes planos el problema se puede convertir en severo cuando se presenta rozamiento en toda la periferia del cojinete y el rotor se encuentra vibrando a la frecuencia de latiguo de aceite.</p>
COJINETES PLANOS A. PROBLEMAS DE DESGASTE/HOLGURAS B. INESTABILIDAD POR REMOLINO DE ACEITE			<p>Las últimas etapas de desgaste de los cojinetes planos por lo general se evidencian por la presencia de series completas de armónicas de la velocidad de giro (hasta 10 ó 20). A menudo los cojinetes planos soldados permiten amplitudes verticales altas en comparación con las horizontales, pero pueden mostrar solo un pico pronunciado en 1X RPM. Los cojinetes planos con un holguras excesivas tendrán máximos niveles de vibración cuando se presenta un desequilibrio o desalineamiento. Estos niveles serán menores cuando las holguras entre eje y carcasa se encuentran dentro de las especificaciones.</p> <p>La inestabilidad del Remolino de Aceite ocurre a 40 - 48X RPM y con frecuencia es muy severo. Se considera excesivo cuando la amplitud excede el 40% de los espacios de los cojinetes. El Remolino de Aceite es una vibración excitada de película de aceite en donde las desviaciones en condiciones de operación normales (ángulo y proporción de excentricidad) causan que la cuña de aceite "empuje" al eje dentro del cojinete. La fuerza desestabilizadora en dirección de la rotación resulta en un remolino (o en una proyección hacia adelante). El remolino de Aceite es inestable ya que incrementa las fuerzas centrífugas que aumentan las fuerzas del remolino. Pueden hacer que el aceite ya no soporte al eje y se vuelva inestable cuando la frecuencia del remolino coincide con la frecuencia natural del rotor. Los cambios en la viscosidad del aceite, la presión de la lubricación y las precargas externas pueden afectar el remolino de aceite.</p>
C. INESTABILIDAD DE LATIGUEO DE ACEITE			<p>El Latiguo de Aceite puede ocurrir si la máquina opera en o por arriba de la frecuencia crítica de rotor 2X. Cuando el rotor se eleva a una velocidad del doble de la crítica, el remolino estará muy cerca del punto crítico del rotor y puede ocasionar una vibración excesiva por lo que la película de aceite ya no será capaz de soportar. De hecho, la velocidad del remolino "se centrará" en el punto crítico del rotor y este pico no pasará a través aunque a la máquina se le vea a velocidades más y más altas.</p>
RODAMIENTOS (4 Etapas de daño)			<p>4 ETAPAS DE DAÑO DEL RODAMIENTO</p> <p>ETAPA 1: Las primeras indicaciones de problemas en los rodamientos aparecen en las frecuencias ultrasónicas que oscilan entre 250,000 - 350,000 Hz; luego, a medida que se incrementa el desgaste, cae a aproximadamente 20,000 - 60,000 Hz (1,200,000 - 3,600,000 CPM). Estas son frecuencias evaluadas por el Ritro Spike Energy (gSE), por HFD(g) y por el Pulso de Choque (dB). Por ejemplo, la energía de Spike Energy puede aparecer por primera vez a aproximadamente 25 gSE en la Etapa 1 (el valor real depende de la ubicación de la lectura y de la velocidad de giro de la máquina). La adquisición de espectros envolventes de alta frecuencia confirma si el cojinete se encuentra o no en la Etapa 1 de Daño.</p> <p>ETAPA 2: Los defectos ligeros del rodamiento comienzan a "rotar" las frecuencias naturales (f_n) de sus componentes, que generalmente ocurren en un rango de 30K - 120K CPM. Dichas frecuencias naturales también pueden ser resonancias de las estructuras de apoyo del rodamiento. Las frecuencias de bandas laterales aparecen amplia y abajo del pico de frecuencia natural al final de la Etapa 2. La energía Spike Energy crece (por ejemplo, de 25 a 50 gSE).</p> <p>ETAPA 3: Aparecen armónicas y frecuencias de defectos del rodamiento. A medida que el desgaste progresa, aparecen más armónicas de frecuencias de defecto y el número de bandas laterales crecen, tanto alrededor de éstas y de las frecuencias naturales del componente del cojinete. La energía Spike Energy continúa incrementándose (por ejemplo, de 5 a más de 1 gSE). En esta etapa por lo general el desgaste es visible y se puede extender a toda la periferia del cojinete, sobre todo cuando varias bandas laterales bien formadas acompañan a las armónicas de frecuencias de defecto del rodamiento. Los espectros demodulados de alta frecuencia y envolventes ayudan a confirmar la Etapa III. ¡Reemplace los rodamientos ahora! (independientemente de las amplitudes de frecuencia defectuosas del rodamiento en los espectros de vibración).</p> <p>ETAPA 4: Hacia el final, incluso se afecta la amplitud 1X RPM. Crece, y normalmente causa el crecimiento de muchas armónicas de 1X. Las frecuencias naturales discretas de rodamientos y de componentes comienzan a "desaparecer" y se reemplazan con "piso de ruido" de alta frecuencia, de banda ancha y aleatorio. Además, las amplitudes tanto del piso de ruido de alta frecuencia y de Spike Energy pueden en efecto disminuir, sin embargo, justo previo al paro catastrófico, la energía Spike Energy y HFD por lo general crecen a amplitudes excesivas.</p>

LISTA ILUSTRADA DE DIAGNÓSTICO DE VIBRACIONES

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	OBSERVACIONES
FUERZAS HIDRAULICAS Y AERODINAMICAS		
A. PASO DE ALABES/ PASO DE ASPAS	<p style="text-align: center;">$BPF = \# \text{ ALABES } \times \text{ RPM}$</p>	<p>Frecuencia de Paso de Alabes (BPF por sus siglas en inglés) = Núm. de Alabes (o Aspas) X RPM. Esta frecuencia es inherente en bombas, ventiladores y compresores y por lo general no presenta problemas. Sin embargo, un BPF de amplitud grande (y armónicas) puede generarse en una bomba en caso de que el espacio entre los álabes y los difusores estacionarios no sea igual en toda la periferia. Además, el BPF (o armónicas) puede coincidir algunas veces con una frecuencia natural del sistema causando alta vibración. El BPF alto puede generarse en caso de que el anillo de desgaste del impulsor se atore en el eje, o en caso de que falten las soldaduras de los difusores. Así mismo, el BPF alto puede deberse a doblamientos abruptos en la tubería (o en el ducto), a obstrucciones que interrumpen el flujo, a los ajustes del amortiguador o si la bomba o el rotor del abanico se posicionan de forma ecológica dentro de la caja.</p> <p>Con frecuencia la turbulencia del flujo ocurre en los sopladores debido a variaciones en la presión o en la velocidad del aire que pasa a través del atornillo o de los ductos conectados. Este traslado de flujo causa una turbulencia que generará una vibración de baja frecuencia aleatoria, típicamente en el rango de 50 a 2000 CPM. En caso de que ocurra una sacudida dentro del compresor, puede haber una vibración de alta frecuencia de banda ancha aleatoria. La turbulencia excesiva también puede generar alta frecuencia en la banda ancha.</p>
B. TURBULENCIA DEL FLUJO		<p>La cavitación normalmente genera una energía de banda ancha de frecuencia más alta y aleatoria que algunas veces se sobrepone con las armónicas de frecuencia de paso de álabes. Por lo general, indica presión insuficiente de succión. La cavitación puede ser destructiva en la parte interna de la bomba si no se corrige. Puede dañar en especial a los álabes del impulsor. Cuando está presente, con frecuencia se oye como si pasara "arena" a través de la bomba. Por lo general, la cavitación se debe a un flujo interno insuficiente. Puede ocurrir durante una inspección y desaparecer en la siguiente inspección (o se hacen cambios en los ajustes de la válvula de succión).</p>
C. CAVITACIÓN		<p>La cavitación normalmente genera una energía de banda ancha de frecuencia más alta y aleatoria que algunas veces se sobrepone con las armónicas de frecuencia de paso de álabes. Por lo general, indica presión insuficiente de succión. La cavitación puede ser destructiva en la parte interna de la bomba si no se corrige. Puede dañar en especial a los álabes del impulsor. Cuando está presente, con frecuencia se oye como si pasara "arena" a través de la bomba. Por lo general, la cavitación se debe a un flujo interno insuficiente. Puede ocurrir durante una inspección y desaparecer en la siguiente inspección (o se hacen cambios en los ajustes de la válvula de succión).</p>
ENGRANES		
A. ESPECTRO NORMAL	<p style="text-align: center;">$GMF = \#T \times RPM, a = \#T \times RPM$</p>	<p>El Espectro Normal muestra las velocidades del Engranaje y del Piñón junto con la Frecuencia de engranaje de Engranajes (GMF) y armónicas de GMF muy pequeñas. Las armónicas GMF cuentan por lo general con bandas laterales de velocidad de giro a su alrededor. Todos los picos son de amplitud baja, y no se alteran las frecuencias naturales de los engranes. Se recomienda F_{max} en 3.25X GMF (mínimo) cuando se conoce el número de dientes. Si no se conoce el número de dientes, fije el F_{max} en 200X RPM en cada eje.</p>
B. DESGASTE DEL DIENTE		<p>El indicador clave del Desgaste del Diente es la excitación de la Frecuencia Natural del Engranaje (L), junto con las bandas laterales alrededor de ésta, espaciadas en la velocidad de giro del engrane defectuoso. La Frecuencia de Engranaje (GMF) puede o no cambiar la amplitud, aunque las bandas laterales de amplitud alta y el número de bandas laterales que rodean al GMF por lo general ocurren cuando se nota el desgaste. Las bandas laterales pueden ser un mejor indicador del desgaste, que las frecuencias GMF en sí. Además, las altas amplitudes ocurren por lo general en 2XGMF o en 3XGMF (especialmente en 3XGMF), aun cuando la amplitud GMF sea aceptable.</p>
C. CARGA DEL DIENTE		<p>Normalmente las Frecuencias de Engranaje son muy sensibles a la carga. Las altas amplitudes GMF no necesariamente indican un problema, sobre todo si las amplitudes de las bandas lateral permanecen en un nivel bajo, y no se errotan las frecuencias naturales del engrane. Cada análisis debe realizarse a máxima carga para poder tener espectros comparativos en un programa de monitoreo.</p>
D. EXCENTRICIDAD DEL ENGRANE Y BACKLASH		<p>Los bandos laterales de amplitud relativamente alta alrededor de las armónicas GMF normalmente sugieren una excentricidad de engranes, un backlash inapropiado, o ejes no paralelos que permiten que la rotación de un eje "module" la amplitud GMF o la velocidad de giro del otro engrane. Se puede diferenciar el engrane defectuoso por el espaciado de las frecuencias de las bandas laterales. Además, el nivel 1XRPM del engrane ecológico por lo general será alto si la excentricidad es el problema principal. Normalmente, el backlash inapropiado excita a la armónica GMF y a la Frecuencia Natural del Engranaje, ambas tendrán bandos laterales de 1X RPM. En el caso de backlash inapropiado, las amplitudes disminuirán al incrementar la carga del sistema.</p>
E. DESALINEACIÓN DEL ENGRANE		<p>La Desalineación de Engranajes casi siempre excita armónicas GMF de segundo orden o más altas, las cuales tienen bandos laterales de la velocidad de giro. Con frecuencia sólo muestra una amplitud pequeña de 1X GMF, pero niveles mucho más altos en 2X ó 3X GMF. Es importante fijar el F_{max} lo suficientemente alto para capturar por lo menos una armónica de 3 GMF. Además, las bandas laterales alrededor de 2XGMF con frecuencia serán espaciadas a 2X RPM. Observe que las amplitudes de las bandas laterales no son iguales en los lados izquierdo y derecho del GMF y de las armónicas GMF debido a la desalineación del diente. Causa un patrón de desgaste desigual.</p>
F. DIENTE ESTRELLADO/ROTO		<p>Un Diente Quebrado o Agritado generará una alta amplitud en 1X RPM en este engrane únicamente en la forma de onda, además de que excitará la frecuencia natural del engrane mostrando bandos laterales de 1X. Se detecta mejor en la forma de onda que mostrará un pico pronunciado cada vez que el diente con el problema haga contacto con los dientes en el engrane complementario. El tiempo entre los impactos (Δ) corresponderá a 1/RPM de un engrane con problemas. Las amplitudes de los Picos de Impacto en la forma de onda serán normalmente 10 a 20 veces (más altas que aquélas a 1X RPM en el espectro)</p>
G. PROBLEMAS DE FASE EN EL ENSAMBLAJE DEL ENGRANE	<p style="text-align: center;">$GAPF = \frac{GMF}{N_A}$</p>	<p>La Frecuencia de Fase del Ensamble del Engranaje (GAPF) puede resultar en Frecuencias de engranaje fraccionales (si $N_A > 1$). Liberamente significa que el diente de engrane ($T_p N_A$) contactará a los dientes del piñón (T_p / N_A) y generará patrones de desgaste N_A, donde N_A en una combinación de diente cada equivale al producto de los factores primos comunes al número de dientes en el engrane y en el piñón ($N_A = \text{Factor de Fase de Ensamblaje}$). GAPF (o armónicas) pueden aparecer desde el principio si existieran problemas de manufactura. Además, su aparición repentina en un espectro de monitoreo periódico puede indicar un daño en caso de que las partículas contaminantes pasen a través del endentado, resultando en un daño a los dientes de ambos engranes por los cuales pasó la partícula.</p>
H. FRECUENCIA DE ENCUENTRO DE DIENTES	<p style="text-align: center;">$f_{mt} = \frac{GMF \times N_A}{\text{ENGRANE} \times \text{RPM}}$</p> <p style="text-align: center;">$N_A = 1$ es el factor ideal de fase de ensamble ideal en el diseño del engrane</p>	<p>La Frecuencia de Encuentro de Dientes (f_{mt}) ocurre cuando se presentan daños tanto en el engrane como en el piñón, que pudieron haber ocurrido durante el proceso de manufactura debido al mal manejo, o en el campo. Puede causar una alta vibración, pero ya que esto ocurre en frecuencias bajas predominantemente monótonas a 600 CPM, por lo general se pasa por alto. Un juego de engranes con este problema repetitivo del diente normalmente emite un "tonquido". El efecto máximo ocurre cuando los dientes dañados del piñón y del engrane se encuentran (en algunas transmisiones, esto puede ocurrir únicamente en 1 de cada 10 a 20 revoluciones, dependiendo de la fórmula (L_c)). Observe que $T_{engrane}$ y $T_{piñon}$ se refieren al número de dientes en el engrane y el piñón respectivamente. N_A es el Factor de Fase de Ensamble definido anteriormente. Con frecuencia modulará los picos del GMF y RPM del Engranaje.</p>

LISTA ILUSTRADA DE DIAGNÓSTICO DE VIBRACIONES

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	OBSERVACIONES
ENGRANES (CONTINUACIÓN) 1. AJUSTE HOLGADO DEL COJINETE		El huelgo excesivo de los rodamientos que sostienen los engranes no únicamente pueden excitar las armónicas de velocidad de giro, sino que a menudo también causará una respuesta de amplitud alta en GMF, 2GMF y/o 3GMF. En realidad, estas amplitudes altas en GMF, responden a, y no son la causa de, la holgura dentro de los rodamientos que sostienen a los engranes. Este huelgo excesivo puede ser causa de un desgaste mayor en los rodamientos o por un ajuste inapropiado de un cojinete plano durante la instalación. Si no se corrige, puede causar un desgaste excesivo en los engranes y dañar otros componentes.
MOTORES DE INDUCCIÓN AC A. EXCENRICIDAD DEL ESTATOR, LAMINACIÓN EN CORTOCIRCUITO O ESTATOR SUELTO	LINEA FFT 3200 RADIAL 	Los problemas en el estator generan una alta vibración a 2X la frecuencia de la línea eléctrica (2FL). La excentricidad del estator produce un entrehierro irregular estacionario entre el rotor y el estator, lo cual produce una vibración muy direccional. El entrehierro no debe exceder más del 5% para motores de inducción y el 10% para motores sincrónicos. Las patas suaves y las bases forjadas pueden dar como resultado un estator excéntrico. El estator suelto a su carcasa se debe a una holgura o debilidad en el soporte del estator. Las laminaciones del estator con cortocircuito pueden causar un calentamiento irregular, el cual puede deformar al estator en sí. Esto produce una vibración inducida por efectos térmicos que puede incrementarse significativamente con el tiempo de operación, causando una distorsión en el estator y problemas en el entrehierro.
B. ROTOR EXCÉNTRICO (Entrehierro variable giratorio) $F_L = \text{Frec. de línea eléctrica}$ $N_s = \text{Velocidad sincrónica} = 120 \text{ FL} / P$ $F_p = \text{Frec. de deslizamiento} = N_s - \text{RPM}$ $F_r = \text{Frec. del paso de polos} = F_s \times P$ $P = \# \text{ de Polos}$	LINEA FFT 3200 	El rotor excéntrico produce un entrehierro variable entre el rotor y el estator, lo cual produce una vibración pulsante (normalmente entre 2FL y la armónica de velocidad de giro más cercana). Por lo regular se requiere un espectro de "zoom" para separar 2FL y la armónica de velocidad de giro. Los rotores excéntricos generan 2FL rodeados por bandas laterales de frecuencia de Paso de Polos (Fp), así como por bandas laterales de Fp que se encuentran alrededor de la velocidad de giro. Fp aparece por sí misma a una frecuencia baja (Frecuencia de Paso de Polo = Frecuencia de Deslizamiento X # de Polos). Los valores comunes de Fp oscilan entre 20 y 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Una pata suave o un desalineamiento provoca a menudo un entrehierro variable debido flexiones mecánicas (de hecho, es un problema mecánico, no eléctrico).
C. PROBLEMAS EN EL ROTOR Estator Barras del Rotor Rotor Motor de 2 Polos. Entrehierro Conductores Campo Magnético	LINEA FFT 3200 RADIAL 	Las barras del rotor rotas o agrietadas o anillos de corto circuito rotos o agrietados, uniones en mal estado entre las barras del rotor y los anillos de cortocircuito, o laminaciones del rotor en cortocircuito, producirán una alta vibración de velocidad de giro en 1X con bandas laterales de frecuencia del paso de polos (Fp). Además estos problemas a menudo generarán que las bandas laterales Fp estén alrededor de la segunda, tercera, cuarta y quinta armónica de velocidad de giro. Las barras del rotor abiertas o sueltas se indican mediante bandas laterales de frecuencia de línea 2X (2FL) que rodean la frecuencia de paso de las barras del rotor (RBPF) y/o armónica (RBPF = número de barras X RPM). A menudo causará niveles altos en 2X RBPF, con sólo una pequeña amplitud en 1X RBPF. La producción de chispas eléctricamente inducidas entre las barras sueltas del rotor y los anillos de sujeción mostrarán niveles altos en 2X RBPF (con bandas laterales 2FL), pero sin incremento o con un incremento muy pequeño en las amplitudes de 1X RBPF.
D. PROBLEMAS DE FASE (Conector suelto)	RADIAL 	Los problemas de fase debido a conectores sueltos o rotos pueden causar una vibración excesiva en la frecuencia de línea de 2X (2FL), la cual presentará bandas laterales alrededor de ésta, con un espaciado de 1/3 de la frecuencia de línea (1/3 FL). Los niveles en 2FL pueden exceder 1.0 pulg/seg, si no se corrigen. Éste es un problema en particular si el conector defectuoso sólo hace un contacto esporádico. Los conectores sueltos o partidos se deben reparar para prevenir un daño mayor.
MOTORES SINCRÓNICOS DE CA (Bobinas sueltas del Estator)	LINEA FFT 1600 	Las bobinas sueltas del estator en motores sincrónicos generarán una vibración bastante alta en la Frecuencia de Paso de la Bobina (CPF) que equivale al número de bobinas del estator X RPM (# de bobinas del estator = # de Polos X # Bobinas/Polos). La Frecuencia de Paso de la Bobina estará rodeada por las bandas laterales 1X RPM. Los problemas en los motores sincrónicos también pueden indicarse por picos de amplitud alta de 60,000 a 90,000 CPM aproximadamente, acompañados por bandas laterales 2FL. Tome al menos un espectro con Fmax mayor a 90,000 CPM en cada caja apoyo del motor.
MOTORES DE C.D. Y SUS CONTROLES A. ESPECTRO NORMAL		Varios Problemas en los Motores DC y sus controles pueden detectarse con un análisis de vibración. Los motores DC rectificadores de onda completa (6 SCR) producen una señal en la frecuencia de línea en 6X (6FL = 360 Hz = 21,600 CPM); en tanto que los motores DC rectificadores de onda media (3 SCR) producen una frecuencia de línea en 3X (3FL = 180 Hz = 10,800 CPM). La frecuencia de disparo de los SCR normalmente se presenta en el espectro de los motores DC, pero en una amplitud baja. Note la ausencia de otros picos en los múltiplos de FL.
B. EMBOBINADO DE LA ARMADURA PARTIDO, PROBLEMAS DE TIERRA O SISTEMA DE SINTONIZACIÓN DEFECTUOSO		Cuando los espectros del Motor CD están dominados por niveles altos en SCR o 2x SCR, esto por lo general indica que los Embobinados del Motor están rotos o que hay un defecto en el Sistema de Sintonización del control eléctrico. La sintonización correcta en sí puede reducir significativamente la vibración a SCR y a 2X SCR, en caso de que predominen los problemas de control. Las amplitudes altas en estas frecuencias normalmente estarían arriba de 10 pulg/seg, con pico en 1X SCR y cerca de 04 pulg/seg. en la frecuencia de actividad 2X SCR.
C. TABLILLA DE DISPARO DEFECTUOSA Y/O FUSIBLES FUNDIDOS		Cuando una tarjeta de disparo falla, entonces se está perdiendo 1/3 de energía y puede causar cambios momentáneos y repetidos de velocidad en el motor. Esto puede provocar amplitudes altas en las frecuencias SCR de 1/3X y 2/3X (Frecuencia SCR 1/3X = 1XFL para rectificadores de onda media, y 2X FL para SCR rectificadores de onda completa). Precaución: Se deben conocer las configuraciones del SCR / tarjetas antes de reparar el motor (#SCR, # de tarjetas de disparo, etc.)
D. SCR DEFECTUOSO, TABLILLA DE CONTROL CON CORTOCIRCUITO, CONEXIONES SUELTAS Y/O FUSIBLES FUNDIDOS		Los SCR defectuosos, las tablas de control con cortocircuito y/o las conexiones sueltas, pueden generar picos de amplitud notable en diversas combinaciones de frecuencias de línea (FL) y en las frecuencias de encendido SCR. Normalmente un SCR defectuoso puede causar niveles altos en FL, y/o en 5FL, en motores con 6 SCR. Lo que hay que señalar es que ni FL, 2FL, 4FL, así como tampoco 5FL, deben presentarse en los espectros de los motores DC.
E. TARJETA COMPARADORA DEFECTUOSA		Las tarjetas comparadoras defectuosas causan problemas con fluctuaciones en los RPM. Esto causa un colapso o una regeneración constante del campo magnético. Estas bandas laterales a menudo se aproximan a la fluctuación en RPM's y requieren de una alta resolución en el espectro para su detección. Dichas bandas laterales también pueden ser causa de la generación y regeneración del campo magnético.
F. PASO DE LA CORRIENTE ELÉCTRICA A TRAVÉS DE LOS RODAMIENTOS DE LOS MOTORES DC		Por lo general, el "fluting" eléctricamente inducido se detecta mediante una serie de frecuencias diferentes con el espacio a menudo ubicado en la frecuencia de defecto de la pista externa (BPF) aún y cuando dicha fluctuación esté presente tanto en las pistas interiores como en las exteriores. Por lo regular se presentan en un rango centrado de 100,000 a 150,000 CPM aproximadamente. Se recomienda un espectro de 180K CPM con 1600 líneas de resolución tomadas en ambos rodamientos del motor.

LISTA ILUSTRADA DE DIAGNÓSTICO DE VIBRACIONES

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	OBSERVACIONES
PROBLEMAS EN POLEAS Y CORREAS (BANDAS)		
<p>A. BANDAS DESGASTADAS, HOLGADAS O MAL ACOPLADAS</p>		<p>FREC. DE LA BANDA = $\frac{1.147 \times \text{POLEA RPM} \times \text{DIAM. PASEO}}{\text{LONGITUD DE LA BANDA}}$</p> <p>FREC. DE LA BANDA DENTADA = FREC. DE LA BANDA X # DE DIENTES DE LA BANDA = RPM DE LA POLEA X # DIENTES DE LA POLEA</p> <p>Las frecuencias de las bandas se encuentran debajo de las RPM del motor o de la máquina impulsada. Cuando están desgastadas, flojas o mal colocadas, por lo regular causan de 3 a 4 múltiplos de frecuencias de banda. A menudo la frecuencia de banda 2X es el pico dominante. Por lo regular, las amplitudes son inestables, algunas veces emiten pulsaciones por cercanía con frecuencias del motor y del equipo conducido. En el caso de poleas dentadas, el desgaste o la desalineación de las poleas se manifiesta por medio de amplitudes altas en la frecuencia de la banda reguladora del tiempo. En sistemas de sprocket y cadenas los problemas se ven en la Frecuencia de Paso de la Cadena que equivale al # de dientes de la Rueda X RPM.</p>
<p>B. DESALINEAMIENTO DE BANDAS / POLEAS</p>		<p>El desalineamiento de las poleas produce una alta vibración en 1X RPM, sobre todo en la dirección axial. La proporción de amplitudes entre los equipos motriz y conducido dependerá del lugar donde se tomaron las lecturas, así como de la masa y rigidez de las estructuras. A menudo con el desalineamiento de las poleas, la vibración axial más alta en el motor estará en las RPM del abanico o viceversa. Se puede confirmar midiendo la fase con el filtro a las RPM de la polea con mayor nivel de vibración axial, y enseguida comparando las lecturas axiales en cada rotor.</p>
<p>C. POLEAS EXCÉNTRICAS</p>		<p>Las poleas excéntricas causan una alta vibración en 1X RPM de la polea excéntrica. Normalmente la amplitud es más alta cuando está en línea con las bandas y se debe presentar tanto en los apoyos del equipo motriz como en el conducido. En ocasiones es posible equilibrar las poleas excéntricas, al colocar arandelas en los pernos de seguridad. No obstante, aunque se equilibren, la excentricidad provocará una vibración y tensiones de fatiga reversibles en la banda. La excentricidad de la polea se puede confirmar con un análisis de fase en donde se muestren diferencias en la fase vertical y horizontal de casi 0° o 180°.</p>
<p>D. RESONANCIA DE LA BANDA</p>		<p>La Resonancia de la Banda puede causar amplitudes altas si la frecuencia natural de la banda se acerca, o coincide con el las RPM's de los equipos motriz o conducido. La Frecuencia Natural de la Banda se puede alterar al cambiar la tensión de la misma, la longitud de la banda o la sección transversal. La frecuencia natural se puede medir con el método de prueba de impacto con el equipo fuera de operación. Sin embargo, cuando se encuentra en operación, la Frecuencia Natural de la Banda tiende a ser ligeramente más alta en la parte más tensada y a ser más baja en la parte más holgada.</p>
VIBRACIÓN DE PULSACIÓN		
<p>DOS FRECUENCIAS 180° FUERA DE FASE</p> <p>DOS FRECUENCIAS EN FASE</p> <p>DOS MOVIMIENTOS ARMÓNICOS SIMPLES DE FRECUENCIA DIFERENTE F1 Y F2</p> <p>FRECUENCIA DE PULSACIÓN GENERADA POR DOS FRECUENCIAS ANTERIORES</p> <p>LA VIBRACIÓN MÍNIMA OCURRE CUANDO DOS FRECUENCIAS ESTÁN A 180° FUERA DE FASE</p> <p>LA MÁXIMA VIBRACIÓN OCURRE CUANDO DOS FRECUENCIAS ESTÁN EN FASE</p> <p>$F_p = F_2 - F_1 = \text{FRECUENCIA DE PULSACIÓN}$</p>		<p>Una Frecuencia de Pulsación es el resultado de dos frecuencias espaciadas cercanas, las cuales entran y salen de sincronización la una respecto a la otra. El espectro de banda ancha normalmente mostrará un pico pulsando hacia arriba y hacia abajo. Si se enfoca en este pico (espectro inferior) en realidad presenta dos picos espaciados cercanos. La diferencia en estos dos picos (F2 - F1) es la frecuencia de la pulsación, la cual aparece por sí misma en el espectro. Por lo general la frecuencia de pulsación no se puede apreciar en lecturas de monitoreo periódico, ya que es una frecuencia inherentemente baja que por lo regular se encuentra en el rango de 5 a 100 CPM aproximadamente.</p> <p>La vibración máxima se presenta cuando la onda de tiempo de una frecuencia (F1) entra en fase con la onda de otra frecuencia (F2). La vibración mínima ocurre cuando las ondas de estas dos frecuencias se colocan a 180° fuera de fase.</p> <p>ESPECTRO DE BANDA ANCHA</p> <p>ESPECTRO ZOOM</p>
<p>PATA SUAVE, PATA RESORTE Y RESONANCIA RELACIONADA CON LA PATA</p>		<p>"Pata suave" es cuando la base o la estructura de una máquina se flexiona en gran medida cuando se afloja un perno de sujeción y esto causa que la base se levante más de .002 - .003 pulgadas aproximadamente. Esto no siempre causa un gran incremento en la vibración. Sin embargo, puede suceder así en caso de que la pata suave afecte la alineación o el entrehierro del motor.</p> <p>"Pata Resorte" puede causar una gran distorsión en la estructura y trae como resultado un incremento en la vibración, fuerza y tensión en la estructura, en la caja del rodamiento, etc. Esto ocurre cuando un perno de sujeción se aprieta en la pata resorte intentando así nivelar la base.</p> <p>"Resonancia relacionada con la pata" puede causar incrementos drásticos en la amplitud de 5 a 15 veces o más, según se compara con la amplitud cuando se afloja el perno (o la combinación de pernos). Al estar apretado, este perno puede cambiar de forma notoria la frecuencia natural de la pata o de la estructura de la máquina en sí.</p> <p>La Pata Suave, la Pata resorte o la Resonancia Relacionada con la Pata, con frecuencia afecta la vibración a 1X RPM, pero también puede afectarla en la frecuencia de 2X, 3X, 2X F1 en la frecuencia de paso de álabes, etc. (en particular la Resonancia Relacionada con la Pata).</p>

ANEXO III. Hojas de guía

TEMD511 – SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

HOJA GUÍA DEL DOCENTE

PRÁCTICA 1

Tema: Introducción a DDS – Digital Diagnostics System software.

Objetivos:

- Interactuar con el software DDS.
- Utilizar la barra de herramientas básicas del programa DDS.
- Realizar una ruta completa para los cuatro motores del Laboratorio o LTI-CI de la ESFOT, en el software para el proceso de mantenimiento predictivo.

1. Trabajo preparatorio

- Descargar de forma gratuita en el ordenador el software DDS – Digital Diagnostics System mediante el siguiente enlace: https://adash.com/download/uploaded-firmware/DDS_2022_v3.7.2.0.exe
- Observar el procedimiento detallado de creación de ruta en el video tutorial correspondiente al siguiente enlace.



Figura 20 Video tutorial para generar ruta en el software DDS.

Enlace: <https://youtu.be/1j5QPNqHRfc>

2. Desarrollo

- Utilizando la barra de herramientas en DDS, crear ruta de los tres motores restantes basándose en el proceso detallado en el video tutorial.
- Crear “motores” con propiedades distintivas de acuerdo con su placa o nombre comercial.

3. Informe

- Desarrollar el informe en base al formato establecido.

TEMD511 – SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

HOJA GUÍA DEL DOCENTE

PRÁCTICA 2

Tema: Validación de datos y pantallas de medición del analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M al software DDS – Digital Diagnostics System.

Objetivos:

- Estudiar el manual de usuario del analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M.
- Medir mediante el sensor de vibración los puntos asignados para cada motor especificados en la práctica 1.
- Validar pantallas de mediciones desde la ruta creada en el analizador de vibraciones Adash A4900 Vibrio M.
- Identificar 8 pantallas de medición en cada punto de medición propuesto.

1. Trabajo preparatorio

- Descargar de forma gratuita el manual de usuario del analizador de vibraciones mediante el siguiente enlace: [Adash-A4900-Vibrio-manual-esp.pdf](#)
- Observar el video tutorial correspondiente a toma de mediciones con el analizador de vibraciones del siguiente código QR.



Figura 21 Video tutorial de validación de pantallas.

Enlace: <https://youtu.be/DIEM4bSAhJ8>

2. Desarrollo

- Utilizando el sensor de vibraciones de manera manual, tomar las respectivas mediciones de los puntos restantes correspondientes a los motores del laboratorio, basándose en el proceso detallado en el video tutorial.

3. Informe

- Desarrollar el informe en base al formato establecido.

TEMD511 – SEGURIDAD Y MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

HOJA GUÍA DEL DOCENTE

PRÁCTICA 3

Tema: Interpretación de mediciones obtenidas en DDS – Digital Diagnostics System software.

Objetivos:

- Analizar las gráficas obtenidas en las pantallas de medición.
- Introducir medidas estándares en cada gráfica obtenida basándose en la norma ISO 10816.
- Interpretar mediante la norma ISO 10816 y el manual de usuario del analizador de vibraciones el estado de cada uno de los motores medidos.

1. Trabajo preparatorio

- Estudiar la norma ISO 10816 juntamente con los rangos de medición explicados en el manual de usuario. Los parámetros más relevantes de la norma ISO 10816 se pueden obtener en el siguiente enlace: [Limites-permisibles-vibraciones-AMAQ.pdf](#)
- Observar el proceso de delimitación de valores en el software mediante el proceso detallado en el video tutorial correspondiente al siguiente enlace.



*Figura 22 Video tutorial para interpretación de mediciones.
Enlace: <https://www.youtube.com/watch?v=zdSpQcyfaWM>*

2. Desarrollo

- Practicar el proceso de toma de datos desde el analizador de vibraciones hacia el software.
- Ejecutar límites para aceleración de 3 a 5 [g] y envolvente de 3 a 9 [g], de las pantallas restantes.

3. Informe

- Desarrollar el informe en base al formato establecido.