



Análisis Avanzado de Vibraciones Mecánicas para la Detección Temprana de Fallas en Flechas de Motores Eléctricos Mediante el Uso del Analizador Fluke 810

Rivas-Valdez, R¹; González-Vargas, L. A.¹; Alvarado-Tovar, N. ²; Huerta-Valenzuela, F¹
Manqueros-Avilés, V.E.¹

Datos de Adscripción:

¹ Tecnológico Nacional de México / Instituto Tecnológico Superior de Lerdo.
Av. Tecnológico No.1555 Sur, Periférico Gómez-Lerdo Km. 14.5. Ciudad
Lerdo, Estado de Durango. México. C.P. 35150.

² Tecnológico Nacional de México / Instituto Tecnológico de la Laguna. Blvd.
Revolución y Av. Instituto Tecnológico de La Laguna, Torreón, Coahuila, C.P.
27000

✉ luis.gv@lerdo.tecnm.mx

Resumen. La detección temprana de fallas en motores eléctricos es esencial en la industria para evitar tiempos de inactividad por mantenimientos correctivos no programados con el alto costo que implica detener total o parcialmente la producción. Este artículo muestra el estudio de vibraciones mecánicas usando el analizador Fluke 810 para lograr una detección avanzada de fallas en las flechas de los motores. El Fluke 810 utiliza sensores de vibración de alta precisión para recopilar datos sobre las vibraciones generadas por equipos industriales en funcionamiento. Estos datos son analizados mediante algoritmos y técnicas de diagnóstico avanzados para identificar patrones característicos asociados con diferentes fallas, tales como desalineamiento, desgaste excesivo, desequilibrio y problemas de rodamientos. El análisis espectral descompone las vibraciones en sus componentes frecuenciales, lo que permite identificar las frecuencias dominantes vinculadas con las fallas en las flechas. El análisis de forma de onda permite visualizar patrones anormales o irregulares presentes en las vibraciones registradas. El estudio incluye un análisis de tendencias, que monitorea y compara las mediciones de vibración a lo largo del tiempo para identificar cambios sutiles, indicativos de un deterioro progresivo de las flechas del motor. El análisis de vibraciones mecánicas puede predecir fallas en las flechas de los motores eléctricos. Permitiendo una gestión proactiva del mantenimiento y la mejora del rendimiento de los equipos, evitando tiempos de inactividad y reduciendo costos de reparación. Los avances en el análisis demuestran que las vibraciones mecánicas brindan a las industrias una herramienta poderosa para garantizar la fiabilidad y eficiencia de sus motores.

Palabras Clave – Desequilibrio, espectro de vibraciones, FLUKE 810, holgura, rodamientos, vibraciones.

Abstract - Early detection of faults in electric motors is crucial in industry to avoid downtime from unscheduled corrective maintenance, which can partially or fully halt production. This article presents a study on mechanical vibrations using the Fluke 810 analyzer to detect faults in motor shafts at an advanced stage. The Fluke 810 employs high-precision vibration sensors to collect data on the vibrations generated by operating industrial equipment. These data are analyzed using advanced algorithms and diagnostic techniques to identify characteristic patterns associated with different types of faults, such as misalignment, excessive wear, imbalance, and bearing issues. Spectral analysis decomposes vibrations into their frequency components, allowing for the identification of dominant frequencies linked to shaft faults, while waveform analysis visualizes abnormal or irregular vibration patterns. The study also incorporates trend analysis, enables continuous monitoring and comparison of vibration measurements over time to detect subtle changes that signal the progressive deterioration of motor shafts. By analyzing mechanical vibration, potential faults in electric motor shafts can be predicted. This approach for proactive maintenance and improved performance of industrial equipment. This approach helps avoid downtime and reducing repair costs. Advances in vibration analysis provide industries with a powerful tool to ensure the reliability and efficiency of their motors.

Keywords – Bearings, clearance, imbalance, vibrations, vibration spectrum.

I. INTRODUCCIÓN

“En el ámbito industrial, la implementación de estrategias de mantenimiento ha ido evolucionando de una manera significativa a través de los años. Normalmente, la distinción entre un método de detección convencional y uno avanzado en el contexto de las vibraciones mecánicas es fundamental para comprender la eficacia y precisión de las técnicas utilizadas en el mantenimiento predictivo de equipos industriales” (Piedra Díaz y Armas Cardona 2001). Mientras que un enfoque convencional, como el mantenimiento preventivo, se concentra en el reemplazo periódico de elementos o la aplicación de lubricantes como medida de precaución, carece de la capacidad para identificar problemas específicos en el elemento rodante. Esta aproximación no proporciona una garantía absoluta de que se

haya abordado una falla real, ya que las intervenciones se realizan de manera generalizada y preventiva. Por otro lado, un enfoque avanzado implica la recopilación y análisis de datos a través de tecnologías especializadas, como un acelerómetro triaxial (Universidad de Sevilla, 2008), en caso del Fluke 810. que permite capturar vibraciones de forma precisa y detallada. Estos datos son posteriormente procesados y comparados con normativas y bases de datos, ya previamente programados en el Tester Fluke 810, lo que proporciona una evaluación más completa y específica del estado del equipo. De esta manera, el método avanzado no solo permite una detección temprana y precisa de las fallas, sino que, también valida la efectividad de las correcciones realizadas, garantizando una gestión de activos más eficiente y confiable en entornos industriales.

En este mismo contexto, dicho proyecto se desenvuelve en la implementación del analizador de vibraciones mecánicas Fluke 810 para el mantenimiento predictivo de motores eléctricos. Veremos cómo esta herramienta avanzada puede identificar específicamente las piezas que requieren atención, proporcionando información detallada sobre el estado del motor así permitiendo una intervención para evitar fallas no deseadas, este proyecto no solo busca mejorar la eficiencia del mantenimiento, sino aumentar también la confiabilidad operativa y disminuir los gastos involucrados con el tiempo de inactividad no planificado y los reemplazos innecesarios.

II. PARTE TÉCNICA DEL ARTÍCULO

2.1 La Vibración Mecánica en equipos rotativos.

Los equipos rotativos comprenden un conjunto de mecanismos preparados para desempeñar funciones específicas, como reductores, bombas, agitadores, entre otros. Estas máquinas constan de dos partes principales: una parte productora de movimiento, como un motor o una biela, y otra parte que distribuye la energía a todos los componentes que conforman la máquina, generalmente a través de un eje.

El eje desempeña un papel crucial en el funcionamiento de la máquina, ya que determina la velocidad de rotación y transmite las vibraciones a todos los componentes, como rodamientos, engranajes, acoplamientos y bases. Por lo tanto, el eje es considerado la pieza principal de la máquina rotativa, ya que regula su funcionamiento y garantiza la correcta transmisión de energía y movimiento a través de todos los mecanismos presentes.

La frecuencia fundamental del sistema es la medida de la velocidad de rotación del eje de una máquina. Cada parte de la máquina genera una onda sinusoidal con una frecuencia que es un múltiplo armónico de esta frecuencia fundamental. Por ejemplo, la velocidad de rotación de los rodamientos se determina al multiplicar la cantidad de elementos rodantes por la velocidad de rotación del eje.

Por lo tanto, la señal de vibración de una máquina consiste en una superposición de ondas sinusoidales que varían en amplitud y frecuencia. Estas variaciones reflejan y determinan el estado general del sistema. La amplitud de estas vibraciones indica la

severidad del problema vibratorio, mientras que la frecuencia identifica el componente vibrante específico. Basándose en estos parámetros, los expertos pueden evaluar el estado del equipo para así determinar si es necesario algún tipo de intervención o mantenimiento.

Se puede cuantificar el nivel de vibración mediante medidas de aceleración (g), velocidad (mm/s) o desplazamiento (µm).

“La intensidad de la vibración está determinada por el fabricante mediante cartas espectrales y, en muchos casos, se rigen por las normas ISO-10816, donde los niveles de vibración se clasifican según la velocidad de vibración” (Morales, 2011).

Cuando la frecuencia natural de un sistema es siempre mayor que la frecuencia de operación de una máquina, se le conoce como "rotor rígido". En este caso, no se produce resonancia, ya que las frecuencias nunca coinciden. Aunque la resonancia no se considera una falla en la máquina, puede tener un impacto significativo en los niveles de vibración. Una máquina que opera en resonancia mostrará niveles elevados de vibración, lo que puede conducir rápidamente a fallas.

En equipos que generan una amplia gama de energía vibratoria, la resonancia puede identificarse en el espectro como un pico constante, sin importar las variaciones en la velocidad de la máquina. Durante las pruebas de arranque, la forma de onda en el dominio del tiempo mostrará un valor máximo cuando las RPM coincidan con las frecuencias naturales. Además, el comportamiento del rotor también provoca un cambio de fase en la señal de vibración de la máquina.

“El especialista en vibraciones utiliza esta información para realizar un análisis del espectro de la señal de velocidad de vibración. En este análisis, se evalúa la magnitud total de la vibración utilizando el valor RMS (valor eficaz) del espectro correspondiente. Este valor se compara luego con los estándares establecidos en la normativa (ISO-10816)” para obtener un diagnóstico preciso del estado operativo de la máquina. La figura 1 ilustra las diferentes categorías de severidad del daño, las cuales se determinan en función del comportamiento del rotor o eje, teniendo en cuenta si son flexibles o rígidos. Estas categorías de severidad varían según la capacidad de la máquina y siguen la clasificación detallada en la normativa.

Figura 1
Estándares para la vibración mecánica (ISO-10816)

Velocity Severity		Velocity Range Limits and Machine Classes			
mm/s RMS	in/s Peak	Small Machines Class I	Medium Machines Class II	Large Machines	
				Rigid Supports Class III	Less Rigid Supports Class IV
0.28	0.02	Good	Good	Good	Good
0.45	0.03				
0.71	0.04	Satisfactory	Good	Good	Good
1.12	0.06				
1.80	0.10	Unsatisfactory (alert)	Satisfactory	Satisfactory	Satisfactory
2.80	0.16				
4.50	0.25	Unacceptable (danger)	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)	Satisfactory
7.10	0.40				
11.20	0.62	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unsatisfactory (alert)
18.00	1.00				
28.00	1.56	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)
45.00	2.51				

- Nivel 1: Equipo giratorios grandes con potencia superior a 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje $H \geq 315$ mm.
- Nivel 2: Equipo giratorios medianos con potencia entre 15 y 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje $160 \leq H \leq 315$ mm.
- Nivel 3: Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.
- Nivel 4: Bombas con impulsor de múltiples álabes y motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.

2.2 Fallos en Máquinas Rotativas

A. Desequilibrio másico.

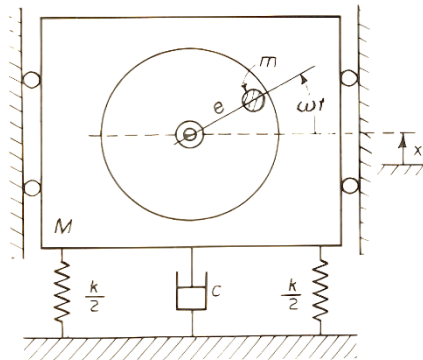
Se dice que un elemento está en desequilibrio cuando su centro de masa, o centro de gravedad, no coincide con su centro geométrico, esto nos dice que, cuando el eje de giro no coincide con el eje longitudinal primario de inercia del rotor.

“El desequilibrio giratorio en una máquina ocurre cuando el centro de gravedad de la parte giratoria no coincide con el eje de giro. Normalmente, la cantidad de desequilibrio rotacional se expresa como “ me ”, donde “ m ” es una masa excéntrica equivalente y “ e ” es la excentricidad. La fuerza centrífuga resultante, “ $m\omega^2$ ”, debido a este desequilibrio, generará una excitación no deseada” (Seto, 1970).

“Consideramos aquí un sistema Resorte-Masa condicionado a moverse en sentido vertical y accionado por una máquina rotativa en desequilibrio, como muestra la figura 2. El desequilibrio está representado por una masa excéntrica “ m ” con excentricidad “ e ” que gira con una velocidad angular “ ω ”. Si x representa el desplazamiento de la masa no rotante ($M - m$), desde la posición de equilibrio, el desplazamiento de m es (1)”. (Thomson, 1983)

Figura 2.

Fuerza alteradora armónica que resulta en un desequilibrio.



$$m(x) = x + e \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (1)$$

Entonces la fórmula del movimiento es:

$$(M - m)\ddot{x} + m \frac{d^2}{dt^2}(x + e \cdot \text{sen}(\omega \cdot t)) = -kt - c\dot{x} \quad (2)$$

Que puede describirse como:

$$M \cdot \ddot{x} + c\dot{x} + kx = (m \cdot e \cdot \omega^2) \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (3)$$

Es evidente que la fórmula (3) es igual a la fórmula de modelado para sistemas de un solo grado de libertad (4), que es la siguiente:

$$M \cdot \ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (4)$$

Por tanto, F_0 es reemplazada por $m \cdot e \cdot \omega^2$ y, de aquí, que la resolución estacionaria de la sección pueda ser sustituida por (5) y (6):

$$x = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{\sqrt{(k - M \cdot \omega^2)^2 + (c \cdot \omega)^2}} \quad (5)$$

$$\tan \phi = \frac{c \cdot \omega}{k - M \cdot \omega^2} \quad (6)$$

Esto puede reducirse a forma no dimensional (7) y (8):

$$\frac{M}{m} \frac{X}{e} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2 \cdot \xi \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (7)$$

$$\tan \phi = \frac{2 \cdot \xi \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (8)$$

Presentado gráficamente como en el modelado masa resorte del motor visto previamente (figura 2). La solución completa está dada por (9):

$$x(t) = X_1 e^{-\xi \omega_n t} \text{sen}\left(\sqrt{1 - \xi^2} \omega_n t + \phi_1\right) + \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{\sqrt{(k - M \omega^2)^2 + (c \omega)^2}} \cdot \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (9)$$

Figura 3.
Vibración forzada con desequilibrio

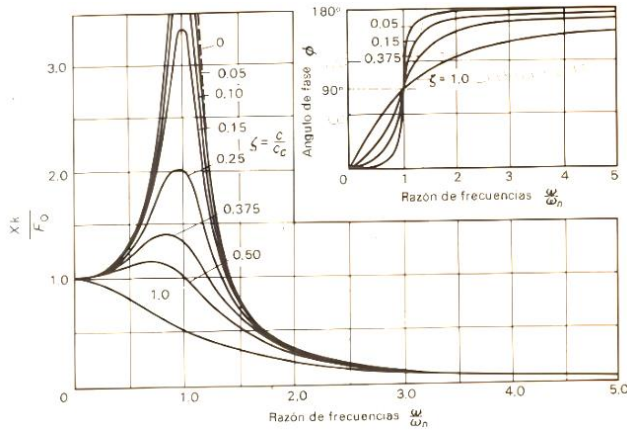
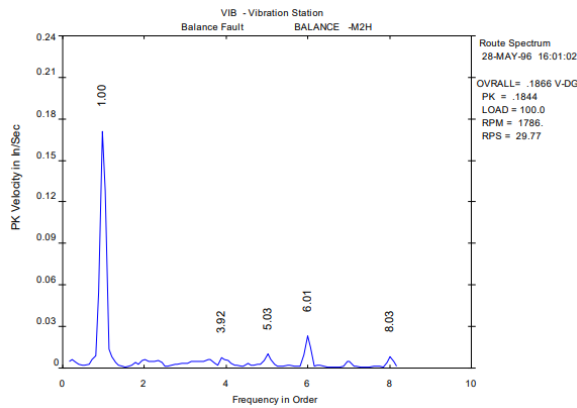


Figura 4.
Espectro típico de desequilibrio másico



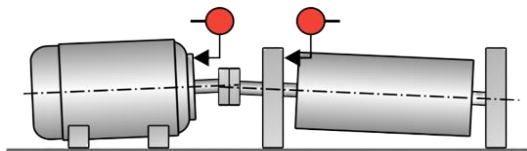
B. Desalineamiento

Este fenómeno ocurre cuando dos ejes ensamblados mediante un acoplamiento no están completamente alineados entre sí. Cuando hay desalineamiento en acoplamientos, poleas y rodamientos, se registran lecturas de vibración elevadas tanto en dirección radial como axial. (Legue, 2006)
Los tres desalineamientos típicos son los siguientes:

1. Desalineación angular.

Este se presenta, cuando los 2 ejes forman un ángulo entre sí a partir de su centro de giro.

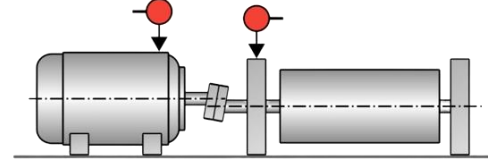
Figura 5.
Desalineación angular



2. Desalineación paralela.

En el caso siguiente, es cuando los ejes están desalineados paralelamente de su centro.

Figura 6.
Desalineación paralela



3. Desalineamiento de cojinetes.

Si el acoplamiento está correctamente alineado, puede haber falta de alineación entre el eje y el rodamiento. Esta falta de alineación puede deberse a deformaciones en la máquina o a un montaje inadecuado.

Figura 7.
Desalineamiento de cojinetes

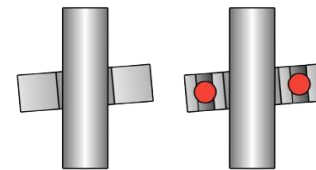
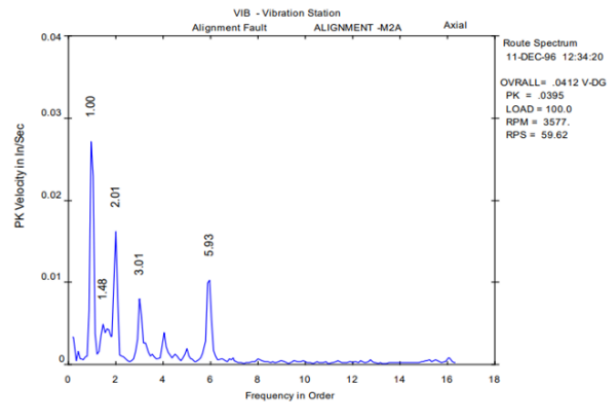


Figura 8.
Espectro típico de desalineamiento



C. Holgura

Las holguras mecánicas pueden dividirse en dos tipos: giratorias y no giratorias. Las holguras giratorias surgen por un espacio excesivo entre elementos que giran y componentes fijos de la máquina, como puede ser en los rodamientos. Las holguras no giratorias son aquellas entre dos piezas estacionarias, como puede ocurrir en una base o en la carcasa de un rodamiento y la máquina. Cada tipo de holgura tiene características las cuales se detallan a continuación. (Fernández, 2017)

1. *Holguras del tipo elementos rotativos.*

“Estas holguras se interpretan al exhibir un espectro con múltiples frecuencias relacionadas con la velocidad de rotación del rotor. Esto incluye armónicos (1x, 2x, 3x, etc.), subarmónicos (0,5x) y armónicos intermedios (1,5x, 2,5x, 3,5x, etc.). Por lo general, estas holguras se presentan con mayor claridad en los sentidos radiales de medición (horizontales y verticales) que en los sentidos axiales” (Fernández, 2017).

Figura 9.
Holgura en elementos rotativos



A medida que la holgura aumenta, se detectan alteraciones específicas en el espectro de frecuencias, lo que facilita la clasificación de la severidad en cuatro niveles:

- Holgura incipiente: Primeros armónicos de velocidad presentes, con otros de amplitud menor.
- Posible holgura severa: Incremento en la amplitud del primer armónico y armónicos intermedios débiles
- Holgura sería: Incremento notable en la amplitud de los armónicos y presencia de intermedios.
- Holgura severa: Armónicos, intermedios y subarmónicos presentes, creando una banda ancha en el espectro. (Fernández, 2017).

2. *Holgura del tipo estructural.*

“Las holguras en componentes mecánicos no rotativos, como anclajes a la bancada, uniones de tuberías y cajas de rodamientos, tienden a manifestarse principalmente en direcciones radiales en lugar de axiales. Al analizar los espectros de frecuencia, se pueden observar múltiples armónicos de la velocidad de rotación del eje, como 1x, 2x, 3x, 4x, y así sucesivamente. Una señal importante que indica la gravedad de la holgura es comparar la amplitud de los armónicos a 2x y 3x con la frecuencia fundamental 1x. Si estas amplitudes superan el 50% de la amplitud del pico 1x, se considera que la holgura es más grave. La presencia de varios armónicos de la frecuencia de giro en el espectro de vibración se debe a un desequilibrio leve en el rotor, que actúa como una fuerza de excitación para las holguras causadas por el aflojamiento de los anclajes entre el soporte del rodamiento y la bancada” (Fernández, 2017).

Figura 10.
Holgura estructural

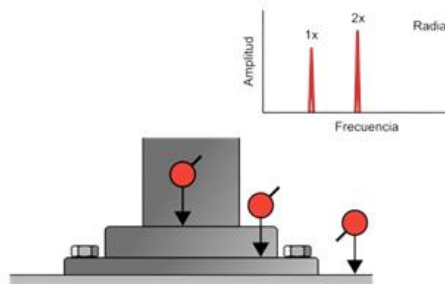
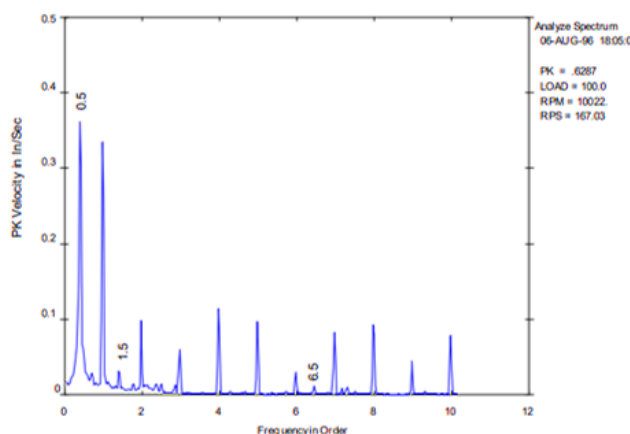


Figura 11.
Espectro representativo de holgura mecánica



D. Averías en los elementos rodantes

Quando los elementos rodantes comienzan a desarrollar defectos, generan picos en cuatro tipos de frecuencias distintas.

- Frecuencias ultrasónicas.
- Frecuencias naturales de los elementos del rodamiento instalado.
- Frecuencias de falla de los componentes del rodamiento.
- Efectos de suma y diferencia de frecuencias sobre los componentes del espectro.

Para calcular las frecuencias de falla, están las siguientes fórmulas: (Morales, 2011)

$$BPF1 = \frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \cdot RPM \quad (10)$$

$$BPF0 = \frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \cdot RPM \quad (11)$$

$$BSF = \frac{P_b}{2B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)^2 \right] \cdot RPM \quad (12)$$

$$FTP = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \cdot RPM \quad (13)$$

BPFO: Ball pass frequency. Outer race (frecuencia de falla de la pista exterior)

BPFI: Ball pass frequency inner race (frecuencia de falla de la pista interior)

BSF: Ball spin frequency (freq. Paso de bolas o rodillos)

FTF: Fundamental train frequency (frec. Fundamental de canastilla)

Donde:

N_b = número de elementos rodantes

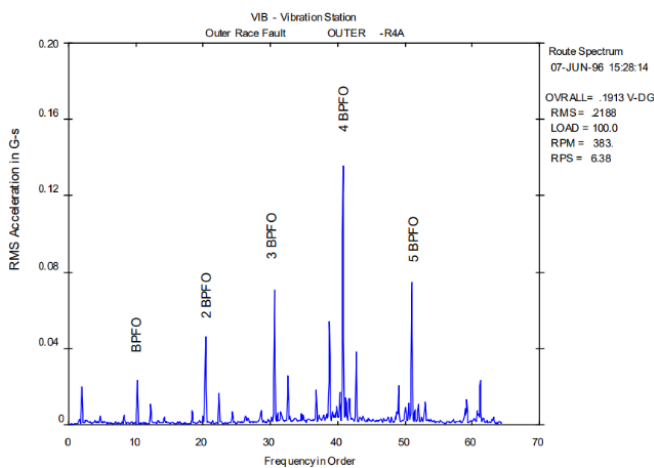
P_d = Diámetro primitivo

B_d = Diámetro de los elementos rodantes

α = Ángulo de contacto

Figura 12.

Espectro representativo de falla en la pista exterior de rodamientos



2.3 Hardware utilizado.

Figura 13.

Analizador de vibraciones mecánicas FLUKE 810



A. Características básicas:

- Detección y ubicación simultánea de fallos mecánicos comunes (cojinetes, alineación incorrecta, desequilibrio, holguras).
- Evaluación rápida del estado global del equipo a través de la pantalla de diagnóstico mediante el nivel global de vibraciones.

- Escala de gravedad de averías (leve, moderada, grave, crítica) para dar preferencia al mantenimiento.
- Recomendaciones de reparación para los técnicos.
- Información de diagnóstico exhaustivos con gráficos espectrales.
- Tacómetro láser para medir con exactitud la velocidad de las máquinas en operación.
- Acelerómetro triaxial para reducir el tiempo de medida en comparación con sistemas de un solo eje.
- Software Viewer para PC para almacenamiento de datos y seguimiento de equipos. (Fluke, 2024)

B. El analizador de vibraciones Fluke 810 puede ser útil en las siguientes tareas

- Resolver rápidamente problemas en equipos y entender las causas principales de las averías.
- examinar equipos antes y después de mantenimiento planificado y verificar reparaciones.
- Instalar equipos nuevos y corroborar su correcta instalación.
- Ofrecer evidencia cuantificable sobre el estado operativo de los equipos y orientar decisiones de reparación o reemplazo.
- Priorizar y planificar reparaciones para mayor eficiencia.
- Anticipar averías y controlar inventario de repuestos.
- Capacitar a técnicos novatos de poca experiencia para aumentar sus habilidades y confianza. (Fluke, 2024)

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este estudio, se implementó el analizador de vibraciones Fluke 810 en dos equipos diferentes: un compresor de 2 pistones ubicado en la empresa "YPC de México" y un motor acoplado a una bomba en "ITSL".

Figura 14.

Medición de vibraciones del motor acoplado a compresor en empresa YPC de México



Figura 15.

Diagnóstico del motor acoplado al compresor.

Descripción del fallo	Gravedad del fallo	Índice de gravedad	Escala de gravedad
Holgura En Cojinete En Extremo Libre Del Motor	Seria	74/100	
Holgura En Cojinete En El Extremo De Accionamiento Del Motor	Seria	66/100	
Desgaste De Cojinete En Extremo De Accionamiento Del Motor	Seria	60/100	

Figura 16. Espectro de holgura en cojinete en el extremo de accionamiento del motor.

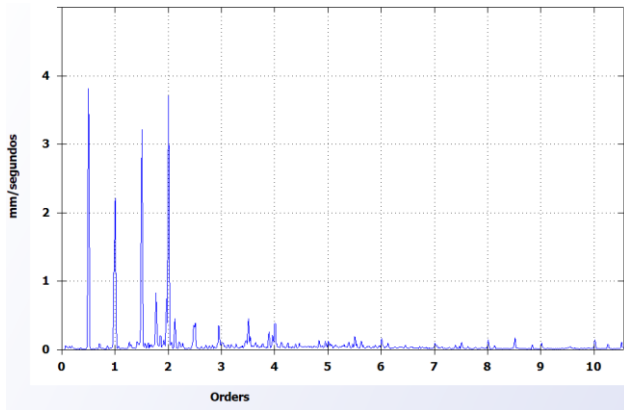


Figura 17. Espectro de holgura en cojinete en extremo libre del motor.

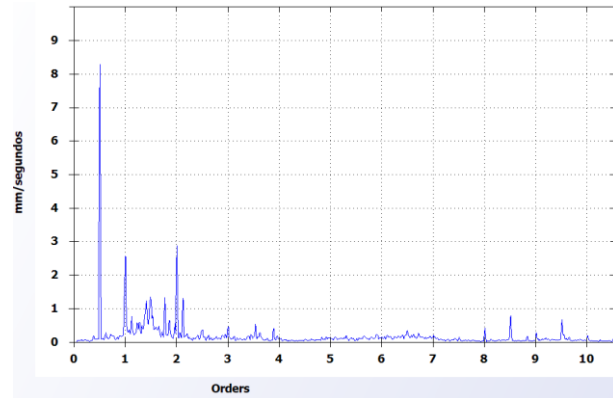


Figura 18.

Detalles de la configuración del motor acoplado a compresor.

Campo configuración	Entrada
Tipo de motor	CA
Motor CA con variador de velocidad	No
Velocidad en RPM	1770
Kw nominales	7.5
Motor instalado	Horizontal
El motor tiene	Rodamiento
Motor desacoplado del tren de accionamiento	No
Motor con acoplamiento compacto	No
Acoplamiento entre el motor y el siguiente componente	Sí
Siguiente componente	Compresor
Tipo de soporte del componente actuado	Rodamiento
Tipo de compresor	Compresor del pistón

Figura 19. Medición de vibraciones del motor acoplado a bomba en ITSL



Figura 20. Diagnóstico de motor acoplado a bomba

Descripción del fallo	Gravedad del fallo	Índice de gravedad	Escala de gravedad
Desgaste En Rodamiento En Extremo De Accionamiento De Bomba	Seria	59/100	
Desgaste En Cojinete En Extremo Libre Del Motor	Seria	58/100	
Desgaste De Cojinete En Extremo De Accionamiento Del Motor	Seria	56/100	
Desgaste En Rodamiento En Extremo Libre De La Bomba	Moderada	50/100	
Holgura En Cojinete En Extremo Libre Del Motor	Moderada	31/100	

Figura 21.

Espectro de extremo libre del motor, en el cual hay presencia de holgura.

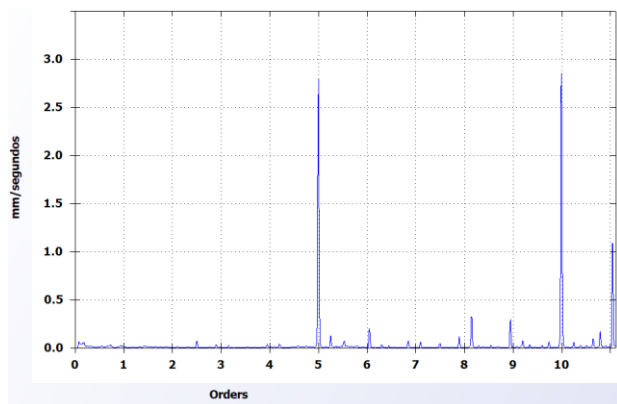


Figura 22.

Espectro de extremo de accionamiento del motor, en el cual está presente un desgaste y holgura en el cojinete.

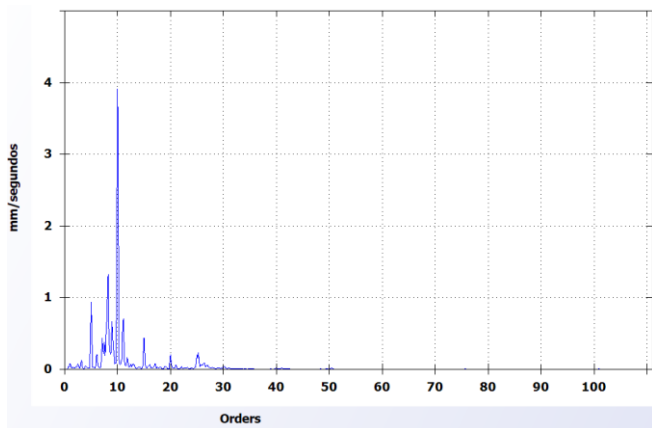


Figura 23.

Espectro de extremo del accionamiento de la bomba, en el cual hay presente holgura.

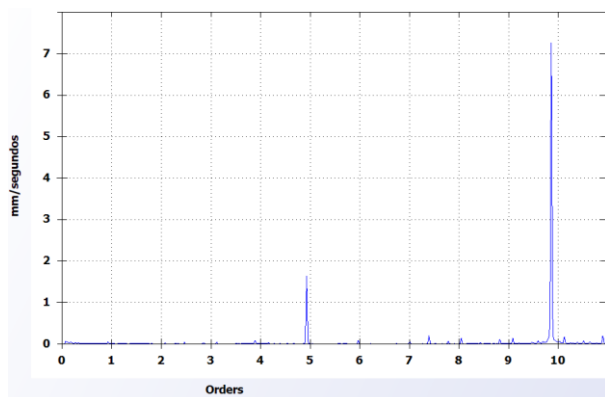


Figura 24.

Espectro de extremo libre de la bomba, en el cual hay presente un desgaste en el rodamiento y a la vez holgura.

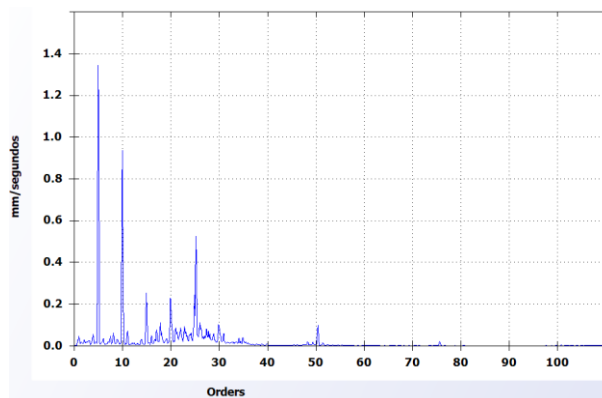


Figura 25.

Detalles de la configuración del motor acoplado a bomba

Campo configuración	Entrada
Tipo de motor	CA
Motor CA con variador de velocidad	Sí
Velocidad en RPM	1500
Kw nominales	.37
Motor instalado	Horizontal
El motor tiene	Rodamiento
Motor desacoplado del tren de accionamiento	No
Motor con acoplamiento compacto	No
Acoplamiento entre el motor y el siguiente componente	Sí
Siguiente componente	Bomba
Tipo de soporte del componente actuado	Rodamiento
Tipo de bomba	Centrífugo
Rodete soportado por:	Dos cojinetes
Nº de venas o aspas de la bomba [opcional]	

V. CONCLUSIONES

La utilización del analizador de vibraciones Fluke 810 se presenta como un instrumento esencial para el análisis y diagnóstico de maquinarias industriales. Su capacidad para detectar y evaluar vibraciones anómalas en maquinaria rotativa permite identificar potenciales problemas de forma temprana, lo que contribuye significativamente a la prevención de fallas y al mantenimiento predictivo. Además, su interfaz intuitiva y sus funciones avanzadas facilitan la interpretación de los datos recopilados, permitiendo a los ingenieros y técnicos tomar decisiones informadas sobre el estado y el rendimiento de los equipos.

Con respecto al diagnóstico del motor acoplado a compresor; Se recomienda implementar un programa de mantenimiento preventivo para garantizar que las reparaciones necesarias no interfieran con la producción y eviten posibles pérdidas. En particular, se recomienda la sustitución del cojinete del extremo

de accionamiento del motor y el cojinete del extremo libre del mismo, debido a la presencia de una holgura significativa, lo que podría resultar en graves consecuencias. Es necesario abordar esta situación lo antes posible para prevenir cualquier posible catástrofe o pérdida de producción significativa

Ahora bien, con respecto al diagnóstico de motor acoplado a una bomba; se recomienda establecer un plan de mantenimiento preventivo para tomar las medidas necesarias de reparación, las cuales son la sustitución del rodamiento en el extremo de accionamiento de la bomba, los cojinetes tanto en extremo libre como en extremo de accionamiento del motor, y por otro lado de la bomba, sustituir el rodamiento en el extremo libre. Una vez completada esta sustitución, se aconseja realizar una nueva verificación para confirmar que el problema identificado por el equipo de diagnóstico Fluke 810 ha sido completamente corregido. Para esto se necesita llevar a cabo una nueva prueba de vibraciones para garantizar la eficacia de la reparación y asegurar el correcto funcionamiento del equipo en el futuro.

V. AGRADECIMIENTOS

Al Tecnológico Nacional de México, Campus Lerdo, así como al Departamento de Investigación y Desarrollo Tecnológico, doy gracias por proporcionar los recursos, infraestructura y herramientas necesarias para llevar a cabo este trabajo. También se expresa el agradecimiento a la empresa YPC de México S.A de C.V., por las facilidades prestadas en el desarrollo de esta investigación al permitirnos ingresar a su planta en Torreón Coah.

VI. REFERENCIAS

- Piedra Díaz, R. A. A., & Armas Cardona, G. M. (coordinador). (2001). *Las vibraciones mecánicas y su aplicación al mantenimiento predictivo*. Centro de Altos Estudios Gerenciales ISID.
- Fernández, P. A. (2017, February 27). Power-MI. Holguras. <https://powermi.com/es/content/holguras>
- Rao, S. S. (2012). *Vibraciones mecánicas* (5th ed.). Pearson Educación.
- Seto, W. W. (1970). *Teoría y problemas de vibraciones mecánicas*. Libros McGraw-Hill.
- Legue, H. (2006). *Problemática de las mediciones de vibraciones a bordo*. Tesis de maestría, Universidad Austral de Chile.
- Thomson, W. T. (1983). *Teoría de vibraciones*. Dossat S.A.
- Fluke. (s/f). *Alignment tools mechanical maintenance*. Recuperado el 21 de marzo de 2024, de <https://www.fluke.com/es-mx/producto/mantenimiento-mecanico/analisis-de-vibraciones/fluke-810>
- Morales, O. C. (2011). *Análisis de tiempo-frecuencia de señales de vibraciones mecánicas para la detección de fallos en máquinas rotativas*. (Tesis de maestría, Universidad Nacional de Colombia).
- Universidad de Sevilla. (2008, Junio). *DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE ACELERACIONES CON*

PROCESAMIENTO MEDIANTE MICROCONTROLADOR. e-Reding. <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/11638>

International Organization for Standardization. (2024). ISO 10816.

VII. AUTORES

Rafael Rivas Valdez



<https://orcid.org/0009-0001-0515-5568>

Luis Amado González Vargas



<https://orcid.org/0009-0008-9094-6188>

Noé Alvarado Tovar



<https://orcid.org/0000-0001-6465-9961>

Francisco Huerta Valenzuela



<https://orcid.org/0009-0001-3073-6524>

Victor Edi Manqueros Avilés



<https://orcid.org/0009-0003-9717-1542>