



UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL

**FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO – MECÁNICA CON
MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL**

TEMA:

**ESTUDIO Y DIAGNÓSTICO DEL ESTADO DE OPERACIÓN DE
MOTORES ELÉCTRICOS MEDIANTE ANÁLISIS DE VIBRACIONES.
PROPUESTA DE GUÍA DE MANTENIMIENTO**

AUTOR:

MENDOZA FRANCO, GABRIEL ARMANDO

Trabajo de titulación previo a la obtención del grado de

INGENIERO EN ELÉCTRICO- MECÁNICA

TUTOR:

ING. LUIS ORLANDO PHILCO ASQUI, M.SC.

GUAYAQUIL, ECUADOR

2019



UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO – MECÁNICA CON
MENCION EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo de titulación, fue realizado en su totalidad por **MENDOZA FRANCO, GABRIEL ARMANDO**, como requerimiento para la obtención de Título de **Ingeniería en Eléctrico-Mecánica**

TUTOR

ING. LUIS ORLANDO PHILCO ASQUI, M.Sc.

DIRECTOR DE LA CARRERA

ING. HERAS SÁNCHEZ, MIGUEL ARMANDO, M.Sc.

Guayaquil, 22 de agosto del 2019



UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO – MECÁNICA CON
MENCIÓN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, **MENDOZA FRANCO, GABRIEL ARMANDO**

DECLARO QUE:

El Trabajo de Titulación: **Estudio y diagnóstico del estado de operación de motores eléctricos mediante análisis de vibraciones. Propuesta de guía de mantenimiento**, previo a la obtención del Título de **Ingeniería en Eléctrico–Mecánica**, ha sido desarrollada respetando derechos intelectuales de terceros conforme las citas que constan en el documento, cuyas fuentes se incorporan en las referencias o bibliografías. Consecutivamente este trabajo es de mi total autoría. En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance del Trabajo de Titulación referido.

Guayaquil, 22 de agosto del 2019

EL AUTOR

MENDOZA FRANCO, GABRIEL ARMANDO



UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA EN ELÉCTRICO – MECÁNICA CON
MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL

AUTORIZACIÓN

Yo, **MENDOZA FRANCO, GABRIEL ARMANDO**

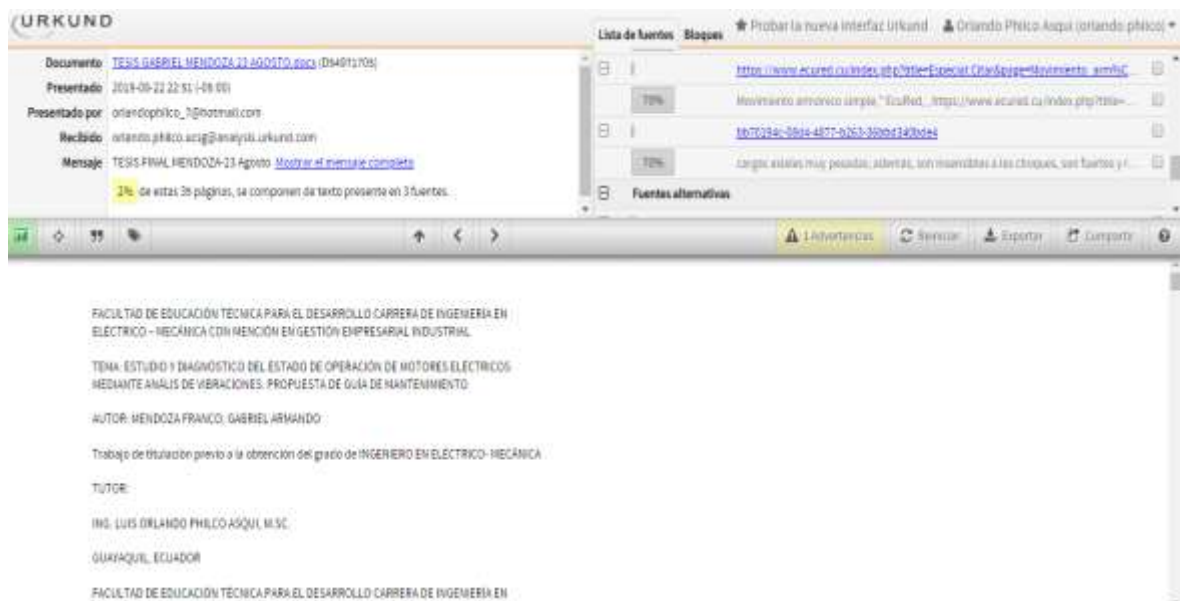
Autorizo a la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil a la **publicación** en la biblioteca de la institución del trabajo de titulación: **Estudio y diagnóstico del estado de operación de motores eléctricos mediante análisis de vibraciones. Propuesta de guía de mantenimiento**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y total autoría.

Guayaquil, 22 de agosto del 2019

EL AUTOR

MENDOZA FRANCO, GABRIEL ARMANDO

REPORTE URKUND



The screenshot displays the URKUND interface. On the left, document details are shown: 'Documento: TESIS GABRIEL MENDOZA 23 AGOSTO.docx (DM4911705)', 'Presentado: 2018-08-22 22:51 (-08:00)', 'Presentado por: orlando.philco_a@outlook.com', 'Recibido: orlando.philco_a@analisis.orkund.com', and 'Mensaje: TESIS FINAL MENDOZA-23 Agosto. [Mostrar el mensaje completo](#)'. A yellow bar indicates '2% de estas 26 páginas, se componen de texto presente en 35 fuentes.' On the right, a 'Lista de fuentes' (List of sources) shows two entries with a 70% match rate. The main content area displays the following text:

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO CARRERA DE INGENIERÍA EN
ELECTRICO-MECÁNICA CON MENCIÓN EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL

TEMA: ESTUDIO Y DIAGNÓSTICO DEL ESTADO DE OPERACIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS
MEDIANTE ANÁLISIS DE VIBRACIONES. PROPUESTA DE GUÍA DE MANTENIMIENTO

AUTOR: MENDOZA FRANCO, GABRIEL ARMANDO

Trabajo de titulación previo a la obtención del grado de INGENIERO EN ELECTRICO-MECÁNICA

TUTOR:

ING. LUIS ORLANDO PHILCO ASQUÍ, M.Sc.

GUAYAQUIL, ECUADOR

FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO CARRERA DE INGENIERÍA EN

Reporte Urkund del trabajo de titulación en Ingeniería en Eléctrico-Mecánica titulado: **“Estudio y diagnóstico del estado de operación de motores eléctricos mediante análisis de vibraciones. Propuesta de guía de mantenimiento del estudiante Mendoza Franco, Gabriel Armando”**, el análisis de coincidencia indica el 2% de coincidencias.

Atentamente

Ing. Orlando Philco A.

Revisor

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por bendecirme la vida, por guiarme a lo largo de mi existencia, ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y debilidad.

Gracias a mis padres: Gabriel y Denis, por ser los principales promotores de mis sueños por confiar y creer en mis expectativas, por los consejos, valores y principios que han inculcado para poder llegar a la meta. También agradezco a mi novia Kariannys por apoyarme en todo y lograr este objetivo.

Agradezco a nuestros docentes de la Universidad Católica Santiago de Guayaquil, por haber compartido sus conocimientos a lo largo de la preparación de mi profesión, de manera especial, al Magister Orlando Philco tutor de mi proyecto de investigación quien ha guiado con su paciencia y su rectitud como docente.

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación se lo dedico a mi familia por haber sido mi apoyo a lo largo de toda mi carrera universitaria y a lo largo de mi vida. A todas las personas especiales que me acompañaron en esta etapa, aportando a mi formación tanto profesional y como ser humano.



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA ELÉCTRICO - MECÁNICA CON MENCIÓN
EN GESTIÓN EMPRESARIAL INDUSTRIAL**

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

**ING.ROMERO PAZ, MANUEL DE JESÚS, M.Sc.
DECANO**

**ING LUIS ORLANDO PHILCO ASQUI M.Sc.
COORDINADOR DE TITULACIÓN**

**ING. EFRAÍN OSWALDO SUÁREZ MURILLO M.Sc.
OPONENTE**

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTO	VI
DEDICATORIA	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	XIII
INDICE DE TABLAS	XVI
RESUMEN	XVII
ABSTRACT	XVIII
CAPÍTULO 1:.....	2
INTRODUCCIÓN	2
1.1 Justificación.....	3
1.2 Planteamiento del problema.....	3
1.3 Objetivos	4
1.3.1 Objetivo General	4
1.3.2 Objetivos Específicos.....	4
1.4 Tipo de investigación.....	4
1.5 Metodología.....	4
CAPÍTULO 2:.....	5
MÁQUINAS ROTATORIAS Y EL FACTOR DE VIBRACIÓN	5
2.1 Conceptos Básicos de Vibración.....	5
2.2 El Análisis Vibracional	7
2.2.1 Vibración.....	7
2.2.2 Movimiento Armónico Simple	8
2.2.3 Medición de la Amplitud de Vibración	9
2.3 Concepto de Fase	10
2.4 Unidades utilizadas en Vibraciones.....	12

2.5 Desplazamiento, Velocidad y Aceleración.....	14
2.6 Vibración Compleja	16
2.7 Consideraciones acerca de la energía y fuerza	17
2.8 Estructuras Mecánicas	17
2.9 Frecuencias Naturales.....	18
2.10 Resonancia	19
2.11 Sistemas Lineales y no Lineales	21
2.11.1 Definición de Linealidad.....	21
2.11.2 No Linealidades en Sistemas	21
2.11.3 No Linealidades en Máquinas Rotativas.....	22
2.11.4 Análisis de Frecuencia.....	23
2.12 Transductores de Vibración.....	25
2.12.1 Sensor de Proximidad.....	25
2.12.2 Sensor de Velocidad.....	26
2.12.3 El Acelerómetro	27
CAPÍTULO 3.....	30
DIAGNÓSTICO DE VIBRACIONES EN MOTORES ELÉCTRICOS.....	30
3.1 Etapas de análisis vibratorio.....	30
3.2 Análisis de Vibraciones en Motores Eléctricos	31
3.2.1 Vibración producida por desbalances	32
3.2.2 Vibración debido a la falta de alineamiento	35
3.2.3 Vibración debido a falta de excentricidad	36
3.2.4 Vibración debido a rodantes defectuosos	37
3.2.5 Vibración debido a casquillos defectuosos	40
3.2.6 Vibración debida a partes flojas.....	42
3.2.7 Vibración debido a roturas de barras en el rotor	42

3.2.8 Vibración debido a fallas electromagnéticas.....	43
3.2.9 Picaduras en Engranaje.....	44
3.2.10 Alineación de máquinas.....	45
3.2.10.1 Desalineación angular.....	46
3.2.10.2 Desalineación paralela.....	47
3.2.10.3 Desalineación mixta.....	47
3.3 Estándares determinados para el análisis vibracional.....	48
3.3.1 Normas de severidad vibracional.....	48
3.3.2 Norma ISO 2372.....	48
3.3.3 Norma ISO 102216.....	49
3.3.4 Normas DLI.....	51
3.3.5 Niveles aceptables de vibración.....	52
3.4 Reglas para interpretación de espectros y determinación de problemas	53
3.4.1 Tablas de diagnóstico vibracional.....	53
3.4.2 Reglas para el análisis de espectros.....	58
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE VIBRACIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS ..	60
4.1 Análisis espectral.....	60
4.2 Análisis espectral de bomba de combustible a caldera.....	63
4.3 Análisis espectral de bomba de tanque almacenamiento.....	64
4.4 Análisis espectral a bomba de vacío.....	65
4.5 Falla del motor bomba vacío.....	65
4.6 Descripción de falla fractura eje bomba.....	67
4.7 Falla de motor transferencia en vacío.....	69
Conclusiones.....	72
Recomendaciones.....	74

Bibliografía	75
ANEXO 1: Guía de Mantenimiento Predictivo para Motores Eléctricos.....	79
ANEXO 2: Diagrama del sistema de congelación con amoniaco.....	89

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 2.

Figura 2. 1 Onda sinusoidal	5
Figura 2. 2 Sistema masa- resorte de un grado de libertad	6
Figura 2. 3 Representación del movimiento armónico simple	9
Figura 2. 4 Representación gráfica del Nivel de RPC	10
Figura 2. 5 Representación del concepto de Fase	11
Figura 2. 6 Representación de la fase de un rotor	12
Figura 2. 7 Representación de las Unidades de Amplitud	13
Figura 2. 22 Representación gráfica del desplazamiento, velocidad y aceleración	15
Figura 2. 9 Representación de la vibración compleja	16
Figura 2. 10 Representación de resonancias en máquinas que son las llamadas frecuencias críticas	20
Figura 2. 11 Representación de los componentes en el dominio del tiempo y dominio de la frecuencia	23
Figura 2. 12 Representación de eventos en el dominio de la frecuencia y del tiempo	24
Figura 2. 13 Representación de la falla en un rodamiento	24
Figura 2. 14 Representación del sensor de proximidad	26
Figura 2. 15 Representación de un sensor de velocidad	27
Figura 2. 16 Representación de un Acelerómetro	28
CAPÍTULO 3.	
Figura 3. 1 Sentidos principales de la medición con un acelerómetro	31
Figura 3. 2 Desbalance estático	33
Figura 3. 3 Desbalance par	33
Figura 3. 4 Desbalance dinámico	33

Figura 3. 5 Señal fundamental 1x	34
Figura 3. 6 Desbalance en el rotor de un motor	34
Figura 3. 7 Desalineación de máquinas	35
Figura 3. 8 Formas de excentricidad estática	36
Figura 3. 9 Excentricidad dinámica	37
Figura 3. 10 Partes de un cojinete de rodillos	38
Figura 3. 11 Configuraciones de cojinetes	38
Figura 3. 12 Cojinete de casquillos	41
Figura 3. 13 Holguras en la base de máquinas	42
Figura 3. 14 Barras rotas en la proximidad del anillo	43
Figura 3. 15 Posición de los devanados en el estator	44
Figura 3. 16 Picaduras en el engranaje	45
Figura 3. 17 Alineación de máquinas	46
Figura 3. 18 Desalineación angular	46
Figura 3. 19 Desalineación paralela	47
Figura 3. 20 Desalineación mixta	47
Figura 3. 21 Rangos de severidad de vibración de la norma ISO 102216 ...	51
Figura 3. 22 Norma DLI y sus niveles VdB vs Frecuencia	52
CAPÍTULO 4.	
Figura 4. 1 Ciclo para uso del análisis vibracional a maquinas eléctricas rotatorias	62
Figura 4. 2 Analizador de vibraciones	62
Figura 4. 3 Análisis espectral de bomba combustible a caldera	63
Figura 4. 4 Bomba de tanque almacenamiento de 300 galones	64
Figura 4. 5 Análisis espectral de bomba de vacío	65
Figura 4. 6 Desgaste de canastilla de rodamiento	66

Figura 4. 7 Canastilla dañada	66
Figura 4. 8 Parte de la canastilla.....	67
Figura 4. 9 Eje de bomba roto.....	68
Figura 4. 10 Vista de rodamiento afectado	68
Figura 4. 11 Eje relleno.....	68
Figura 4. 12 Motor Transferencia en vacío inductor IMP 1	69
Figura 4. 13 Encoder contaminado con aceite.....	70
Figura 4. 14 Historial de eventos del variador del motor transferencia en vacío	70

INDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 2.

Tabla 2. 1 Ejemplo de transductores	25
---	----

CAPÍTULO 3.

Tabla 3. 1 Norma ISO 2372	48
---------------------------------	----

Tabla 3. 2 Norma DLI.....	51
---------------------------	----

Tabla 3. 4 Niveles aceptables de vibración.....	52
---	----

Tabla 3. 5 Desbalanceo	53
------------------------------	----

Tabla 3. 6 Desalineación	53
--------------------------------	----

Tabla 3. 7 Problemas de compresor	54
---	----

Tabla 3. 22 Problemas de ventiladores.....	54
--	----

Tabla 3. 9 Holgura mecánica	54
-----------------------------------	----

Tabla 3. 10 Problemas de banda	55
--------------------------------------	----

Tabla 3. 11 Problemas con elementos rodantes.....	56
---	----

Tabla 3. 12 Problemas de turbinas	58
---	----

RESUMEN

El presente trabajo de titulación tiene como objetivo principal el análisis vibratorio de motores eléctricos que se emplean en una planta empacadora de camarón. Por datos estadísticos se conoce que cerca del 90% de las fallas en maquinarias están precedidas por un cambio en las vibraciones de las mismas. La metodología empleada es documental por cuanto se inspecciona fundamentos de vibraciones de motores eléctricos y sus aplicaciones. Además, es de tipo empírico-analítica por cuanto se participa en el diagnóstico de vibraciones de las máquinas eléctricas rotatorias de la planta empacadora de camarón. Posteriormente se aplica el método analítico para evaluar resultados de vibraciones en motores asíncronos. Como resultados se obtienen datos medidos (presión, temperatura, intensidad, tensión, etc.), junto con los datos espectrales obtenidos tras el análisis por vibración, y en base a todo este resultado se determina cual es el problema y cual ha podido ser la causa.

PALABRAS CLAVES: Motor eléctrico, Fallas de alineación, Mantenimiento, Diagnóstico vibratorio.

ABSTRACT

The main objective of the present titration work is the vibratory analysis of electric motors that are used in a shrimp packing plant. By statistical data it is known that about 90% of the faults in machinery are preceded by a change in the vibrations of them. The methodology used is documentary insofar as it is inspected fundamentals of vibrations of electric motors and their applications. It is also empirical-analytical in that it participates in the diagnosis of vibrations of the rotating electric machines of the shrimp packing plant. Subsequently, the analytical method is applied to evaluate vibration results in asynchronous motors. As a result, measured data (pressure, temperature, intensity, voltage, etc.) are obtained, together with the spectral data obtained after the vibration analysis, and based on this result, the problem is determined and what could have been the problem. cause.

KEY WORDS: Electric motor, Alignment failures, Maintenance, Vibratory diagnosis.

CAPÍTULO 1:

INTRODUCCIÓN

Las inspecciones y acciones de mantenimiento en máquinas eléctricas rotatorias especialmente motores eléctricos asíncronos son campo de acción vital para asegurar la operación continua del proceso en la industria. El análisis de vibraciones es el único método conocido capaz de anticiparse a la avería y además descubrir el origen raíz que la origina. Por ejemplo, es importante que el analista de vibraciones pueda comunicar de un fallo probable de un rodamiento, pero sería mejor si además pudiera evidenciar o probar con sus datos cual es la potencial causa del fallo.

El riesgo de fallas y el tiempo en que una maquinaria queda fuera de servicio pueden disminuirse sólo si los problemas potenciales son anticipados y evitados. En general, las vibraciones en una máquina no son buenas: pueden causar desgaste, fisuras por fatiga, pérdida de efectividad de sellos, rotura de aislantes, ruido, etc. Pero al mismo tiempo las vibraciones son la mejor indicación de la condición mecánica de una maquinaria y pueden ser una herramienta de predicción muy sensible de la evolución de un defecto. Las fallas catastróficas en una maquinaria muchas veces son precedidas, a veces con meses de anticipación, por un cambio en las condiciones de vibración de la misma. (Reyes, Alvarado, & Zambrano, 2007).

Las vibraciones en una maquinaria están directamente relacionadas con su vida útil de dos maneras: por un lado un bajo nivel de vibraciones es una indicación de que la máquina funcionará correctamente durante un largo período de tiempo, mientras que un aumento en el nivel de vibraciones es una indicación de que la máquina se encamina hacia algún tipo de falla. (Renovetec, 2009)

Una de las herramientas fundamentales con que se cuenta en la actualidad para el mantenimiento predictivo de una Planta o Instalación es la medición y análisis de vibraciones, ya que cerca del 90% de las fallas en maquinarias están precedidas por un cambio en las vibraciones de las mismas. No todos los tipos de vibraciones son evitables, ya que algunas son inherentes a la

operación de la maquinaria en sí misma, por lo que una de las tareas del analista es identificar aquellas que deben ser corregidas y determinar un nivel de vibraciones tolerable. Las vibraciones son un efecto. (Kulichevsky, Sacchi, & Martín, 2009)

El mantenimiento predictivo y el monitoreo de condición son dos herramientas ampliamente utilizadas por los departamentos de mantenimiento en todo el mundo. La selección de la maquinaria para ser incluida en estos programas depende de un análisis de su criticidad, su costo, la confiabilidad esperada y el impacto de su falla

1.1 Justificación

La prevención de posibles fallas en máquinas eléctricas rotatorias es fundamental para una operación confiable y segura de un proceso industrial. El riesgo de fallas y el tiempo en que un motor eléctrico quede fuera de servicio pueden disminuirse sólo si los problemas probables son anticipados y evitados.

Una de las herramientas que se cuenta en la actualidad para el mantenimiento predictivo de una planta o instalación industrial es la medición y análisis de vibraciones. Se indica que además se puede optar con más técnicas de diagnóstico de operación como: ultrasonido, termografía etc.

El presente trabajo está enfocado a determinar fallos mediante el análisis vibratorio en máquinas eléctricas rotatorias.

1.2 Planteamiento del problema

Advertir las pérdidas económicas directas e indirectas de cualquier falla, paralización de un proceso industrial, cualquier potencial daño en las máquinas eléctricas rotatorias en una planta empacadora de camarón, producirá pérdidas económicas por los costos vinculados por una falla prematura de las máquinas eléctricas rotatorias.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Analizar por medio de análisis vibratorio, fallas que se presentan en los motores eléctricos en una planta empacadora de camarón.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Describir la operación de vibraciones en máquinas eléctricas rotatorias
- Efectuar análisis vibratorio a motores asíncronos de una planta empacadora de camarón.
- Evaluar resultados con respecto al análisis vibratorio efectuado.

1.4 Tipo de investigación

Para el presente trabajo se utilizará un tipo de investigación documental y de campo ya que se realizarán inspecciones vibratorias a motores eléctricos de una planta empacadora de camarón.

1.5 Metodología

La metodología a utilizarse es documental por cuanto se inspecciona fundamentos de vibraciones de motores eléctricos y sus aplicaciones. Se maneja el método empírico por cuanto se participa en el diagnóstico de vibraciones de las máquinas eléctricas rotatorias de la planta empacadora de camarón. Posteriormente se aplica el método analítico para evaluar resultados de vibraciones en motores asíncronos, se puede prevenir posibles daños recurrentes de manera que se podrá encasillarlo según el orden o plan efectivo para futuros mantenimientos.

CAPÍTULO 2:

MÁQUINAS ROTATORIAS Y EL FACTOR DE VIBRACIÓN

2.1 Conceptos Básicos de Vibración.

La vibración se puede considerar como la oscilación de un cuerpo alrededor de una posición de equilibrio. Todos los cuerpos presentan una señal de vibración donde plasman sus características, y se establece que la vibración que experimenta dicho cuerpo es periódica si y solo si el movimiento que realiza se repite con todas sus características en un cierto intervalo de tiempo, denominado período (T). Bajo esta suposición, las máquinas rotativas también presentan su propia señal de vibración, encontrándose en ella la información de todos los componentes de la máquina.

Por tanto, la señal vibratoria de una máquina es el resultado de todas las señales vibratorias de sus componentes, y tras ser analizada se podrá establecer un patrón de fallo, donde se verá el por qué y el cómo falla la máquina. La base principal de una señal vibratoria en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales, siendo las más simples y son la representación de las ondas puras (Estéves, 2013).

En la figura 2.1 muestra una onda sinusoidal en el dominio del tiempo.

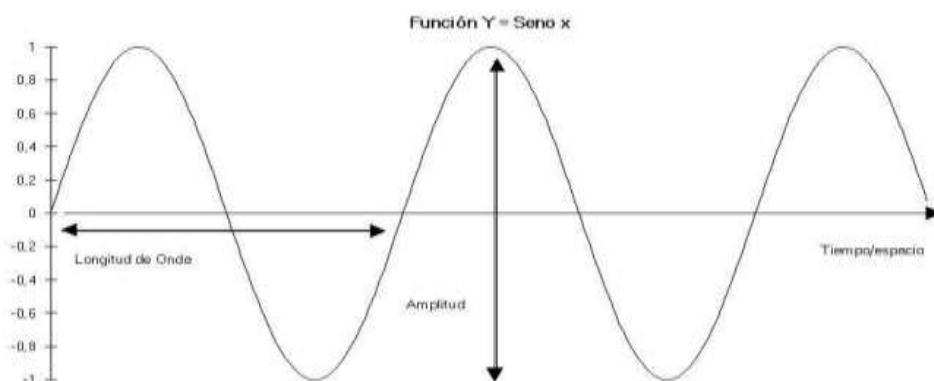


Figura 2. 1 Onda sinusoidal

Fuente: (Estéves, 2013)

Sin embargo, el sistema más sencillo que experimenta una vibración pura, está constituido por una masa y un resorte, tal como muestra en la figura 2.2, donde la masa vibrará en una sola dirección, puesto que este sistema solo contiene un grado de libertad. Si se desplaza la masa una distancia X_1

de amplitud A , respecto de su posición de equilibrio X_0 y se suelta, el resorte tiende a llevar a la masa otra vez hacia su posición de equilibrio. En el instante en el que se suelta la masa estando en X_1 , está contiene energía potencial proporcionada por el resorte el cual está en tensión.

A medida que avanza hacia la posición de equilibrio, la energía potencial almacenada en la masa se va transformando en energía cinética, hasta llegar al punto de equilibrio, donde toda la energía es cinética. Debido a esta energía cinética, la masa se desplazará hacia una posición X_2 en sentido contrario y de igual amplitud si y solo si no se consideran elementos disipadores de energía, realizándose el mismo proceso en sentido inverso, la energía cinética se va transformando en energía elástica hasta que llega a X_2 donde toda la energía almacenada es energía potencial. Este mecanismo se repite a lo largo del tiempo, y es lo que se conoce como movimiento armónico simple (MAS).

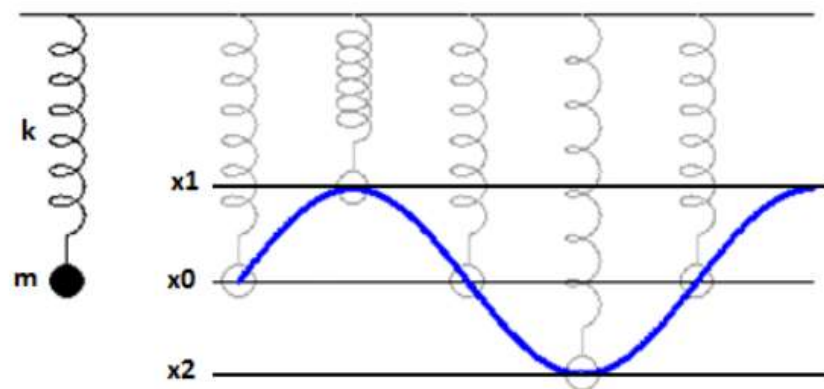


Figura 2. 2 Sistema masa- resorte de un grado de libertad

Fuente: (Estéves, 2013)

El tiempo que transcurre desde que la masa se encuentra en uno de los extremos hasta alcanzar la posición de equilibrio, es siempre constante y recibe el nombre de período de oscilación (T) y se mide en segundos (s) o milisegundos (ms), y significa que el resorte ha completado un ciclo de vibración. La inversa del período es la frecuencia ($F=1/T$), cuya unidad de medida es el hercio (Hz) o revoluciones por minuto (RPM) (Estéves, 2013).

La amplitud desde el punto de vista de las vibraciones es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. Un cuerpo

que experimenta un movimiento armónico simple denota tres magnitudes físicas, desplazamiento, velocidad y aceleración.

La amplitud se mide generalmente en valores pico-pico para desplazamiento y valores cero-pico y RMS para velocidad y aceleración, siendo el RMS el más utilizado puesto que representa una estimación del contenido energético de la vibración, y que es igual a $0,707 \times$ pico. Estas medidas de amplitud de una onda, se muestran en la figura 2.3, donde se muestra también el concepto de fase, que es una medida de tiempo entre la separación de dos señales, la cual puede ser relativa o absoluta, y generalmente se mide en grados. (Estéves, 2013).

2.2 El Análisis Vibracional

2.2.1 Vibración

Se denomina una vibración a la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio. Pues, la posición de equilibrio es la que llegará cuando la fuerza que actúa sobre este sea cero. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento.

El movimiento vibratorio de un cuerpo entero se puede describir completamente como una combinación de movimientos individuales de 6 tipos diferentes. Esos son traslaciones en las tres direcciones ortogonales x , y , z ; y rotaciones alrededor de los ejes x , y , z . Cualquier movimiento complejo que el cuerpo pueda presentar se puede descomponer en una combinación de estos seis movimientos, por lo que se dice que el cuerpo posee seis grados de libertad.

La vibración de un objeto es causada por una fuerza de excitación. Esta fuerza de excitación se puede aplicar externamente al objeto o puede tener su origen dentro del objeto. Las vibraciones más importantes desde el punto de vista de las aplicaciones de ingeniería son las vibraciones causadas por una fuerza de excitación externa. Estas vibraciones ocurren cuando un sistema está unido elásticamente a un soporte que tiene un movimiento

alternativo o está sujeto a una fuerza periódica externa como en el caso de las máquinas.

La proporción (frecuencia) y la magnitud de la vibración de un objeto dado, están completamente determinados por la fuerza de excitación, su dirección y frecuencia. Esa es la razón porque un análisis de vibración puede determinar las fuerzas de excitación actuando sobre una máquina. Estas fuerzas dependen del estado de la máquina, y el conocimiento de sus características e interacciones permite diagnosticar un problema en la máquina.

2.2.2 Movimiento Armónico Simple

El movimiento armónico simple, también llamado movimiento vibratorio armónico simple, es un movimiento rectilíneo con aceleración variable originado por las fuerzas que se originan cuando un cuerpo se separa de su posición de equilibrio.

El movimiento más sencillo que pueda existir, es el movimiento en una dirección de una masa controlada por un resorte único. Este sistema mecánico se llama sistema resorte-masa con un grado único de libertad. Si se desplaza la masa hasta una cierta distancia del punto de equilibrio, y después se suelta, el resorte la regresará al punto de equilibrio.

Para entonces, la masa tendrá algo de energía cinética y rebasará la posición de descanso y desviará al resorte en la dirección opuesta. Perderá velocidad hasta pararse en el otro extremo de su desplazamiento donde el resorte volverá a empezar el regreso hacia su punto de equilibrio. El mismo proceso se volverá a repetir con la energía transfiriéndose entre la masa y el resorte, desde energía cinética en la masa hasta energía potencial en el resorte, y regresando.

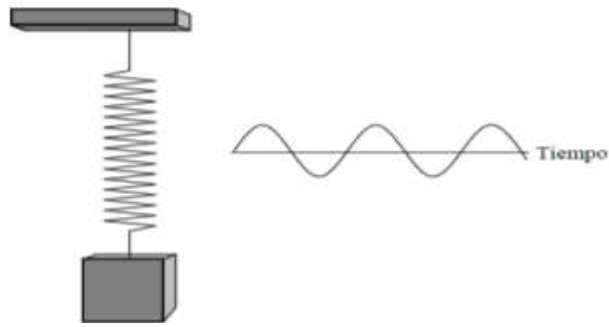


Figura 2. 3 Representación del movimiento armónico simple

Fuente. (EcuRed contributors, 2019)

Si no hubiera fricción en el sistema, la oscilación continuaría en la misma proporción y en la misma amplitud para siempre. Este movimiento armónico sencillo idealizado, casi nunca se encuentra en sistemas mecánicos reales.

Cualquier sistema real tiene fricción y eso hace que la amplitud de la vibración disminuya gradualmente ya que la energía se convierte en calor.

Las definiciones siguientes son aplicables al movimiento armónico sencillo:

T = **periodo** de la onda. El periodo es el tiempo necesario para un ciclo, o para un viaje ida y vuelta, o de un cruce del nivel cero hasta el siguiente cruce del nivel cero en la misma dirección. El periodo se mide en segundos o milisegundos dependiendo de qué tan rápido se cambie la onda.

F = **frecuencia** de la onda. La frecuencia es el número de ciclos que ocurren en un segundo, y sencillamente es el inverso del período. La unidad de frecuencia es el Hz, llamada así por el científico alemán Heinrich Herz, quien fue el primero en investigar las ondas de radio.

2.2.3 Medición de la Amplitud de Vibración

A continuación, se describen los de la aplicación a la medición de la amplitud de las vibraciones mecánicas.

- **Amplitud Pico (Pk)**; se refiere a la distancia máxima de la onda del punto cero o del punto de equilibrio.

- **Amplitud Pico a Pico (Pk-Pk)**; se refiere a la distancia de una cresta negativa hasta una cresta positiva. En el caso de una onda senoidal, el valor pico a pico es dos veces el valor pico, ya que la forma de la onda es

simétrica. Sin embargo, eso no es precisamente el caso con todas las formas de ondas de vibración.

- **Amplitud Raíz del Promedio de los Cuadrados (RPC)**; quiere decir, raíz de promedio de cuadrados de los valores de la onda. Por tanto, en el caso de una onda senoidal, el valor RPC es igual a 0.707 del valor pico, pero esto es solo válido en el caso de una onda senoidal. El valor RPC es proporcional al área abajo de la curva. Si se rectifica a los picos negativos, eso quiere decir si se les hace positivos y el área abajo de la curva resultante está promediado hasta un nivel medio, este nivel es proporcional al valor RPC (ver figura 2.4).

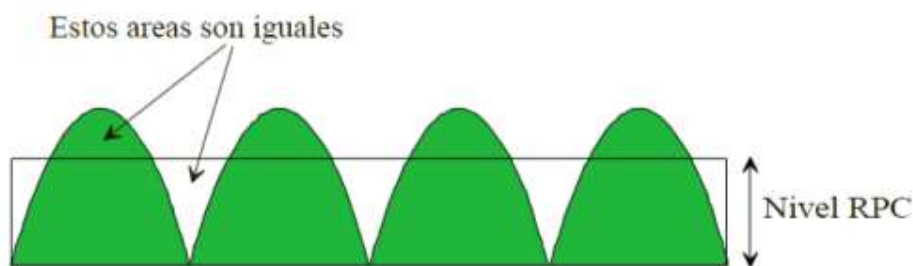


Figura 2. 4 Representación gráfica del Nivel de RPC

Fuente. (Azima DLI, 2009)

No obstante, el valor RPC debe usarse en todos los cálculos acerca de fuerza o energía en forma de onda. Un ejemplo del mismo, es la línea de corriente 117 Voltios CA. Los 117 Voltios es el valor RPC del voltaje y se usa en los cálculos de la energía vatimétrica (fuerza), que jala las máquinas conectadas. Además, hay que recordar que el valor RPC de una onda senoidal es 0.707 veces el valor pico y que esa es la única forma de onda donde este es válido.

2.3 Concepto de Fase

Fase es la posición que toman dos ondas en un instante de tiempo determinado y siempre se mide en términos de ángulo, en grados o radianes.

La diferencia en fase entre dos formas de onda se llama ángulo de fase. Un desplazamiento de fase de 360 grados es un retraso de un ciclo o de un

período de la onda, lo que realmente no es ningún desplazamiento. Un desplazamiento de 90 grados es un desplazamiento de $\frac{1}{4}$ del periodo de la onda, como puede observar en la figura 2.5. El ángulo de fase puede ser considerado como en adelanto o en retraso, entre ondas tomando a una de ellas como referencia.

El desplazamiento de fase puede ser considerado positivo o negativo; eso quiere decir que una forma de onda puede ser retrasada relativa a otra o una forma de onda puede ser avanzada relativa a otra. Esos fenómenos se llaman atraso de fase y avance de fase respectivamente.

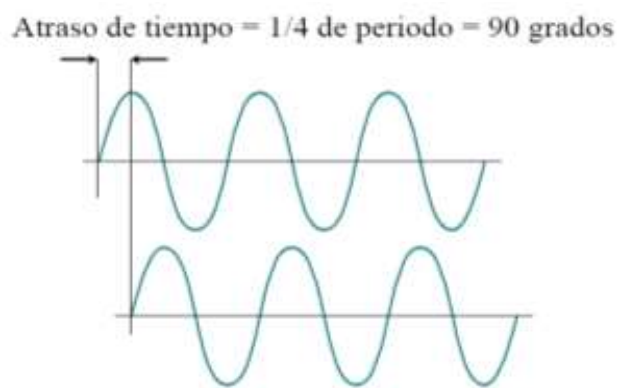


Figura 2. 5 Representación del concepto de Fase

Fuente. (Azima DLI, 2009)

La curva inferior de la figura 2.5 está desplazada en 90 grados con respecto a la curva superior. Eso es un atraso de tiempo de $\frac{1}{4}$ del período de la onda. También se podría decir que la curva superior tiene un avance de 90 grados.

La fase también se puede medir con referencia a un tiempo particular. Un ejemplo de esto es la fase de un componente desbalanceado en un rotor, con referencia a un punto fijo en el rotor, como una conexión. Para medir la fase, un impulso disparador debe ser generado desde un cierto punto de referencia, en la flecha. Este disparador puede ser generado por un tacómetro o por una clase de sonda óptica o magnética, que sentirá una discontinuidad en el rotor y a veces está llamado un impulso "taco".



Figura 2. 6 Representación de la fase de un rotor

Fuente. (Azima DLI, 2009)

El ángulo de fase se puede medir desde la posición de referencia o bien en la dirección de la rotación, o bien en la dirección opuesta a la rotación, eso es atraso de fase o avance de fase, y varios fabricantes de máquinas usan diferentes convenciones.

2.4 Unidades utilizadas en Vibraciones

Hasta la actualidad, solamente se ha considerado el desplazamiento de un objeto vibrando como una medida de la amplitud de su vibración. El desplazamiento es sencillamente la distancia desde una posición de referencia, o punto de equilibrio. Aparte de un desplazamiento variable, un objeto vibrando tendrá una velocidad variable y una aceleración variable. La velocidad se define como la proporción de cambio en el desplazamiento y en el sistema inglés, se mide por lo general en pulgadas por segundo (PPS). Aceleración se define como la proporción de cambio en la velocidad y en el sistema inglés se mide en unidades **G**, o sea la aceleración promedio debida a la gravedad en la superficie de la tierra.

El desplazamiento de un cuerpo, que está sujeto a un movimiento sencillo armónico es una onda senoidal, como hemos visto. También resulta (y se puede comprobar fácilmente matemáticamente) que la velocidad del movimiento es senoidal. Cuando el desplazamiento está a su máximo, la velocidad estará cero, porque esa es la posición en la que la dirección del movimiento se da la vuelta. Cuando el desplazamiento está cero (el punto de equilibrio), la velocidad estará en su máximo. Esto quiere decir, que la fase

de la onda de velocidad se desplazará hacia la izquierda a 90 grados, comparada a la forma de onda del desplazamiento. En otras palabras, se puede decir que la velocidad tiene un avance sobre el desplazamiento de un ángulo de 90 grados fase.

Si se considera que la aceleración es la proporción del cambio de velocidad, se puede demostrar que la forma de onda de aceleración de un objeto sujeto a un movimiento sencillo armónico, también es senoidal y que cuando la velocidad está en su máximo, la aceleración es cero. En otras palabras, la velocidad no se está cambiando en este momento. Cuando la velocidad es cero, la aceleración está en su máximo, en este momento la velocidad está cambiando lo más rápido. La curva senoidal de la aceleración contra tiempo se puede ver de esta manera como desplazada en fase hacia la izquierda de la curva de velocidad y por eso la aceleración tiene un avance de 90 grados sobre la velocidad.

Las relaciones mencionadas en las unidades de amplitud se pueden ver en la figura 2.7.

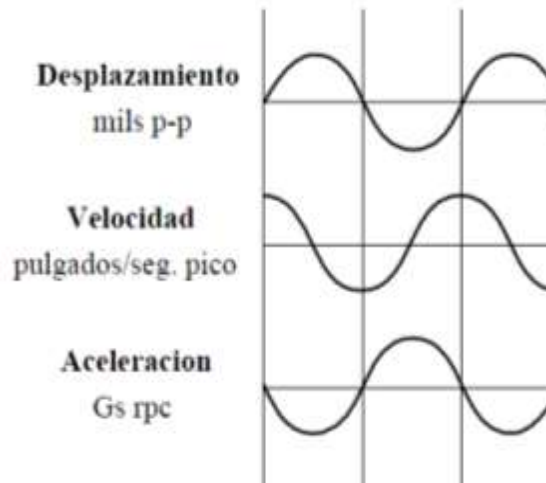


Figura 2. 7 Representación de las Unidades de Amplitud

Fuente. (Azima DLI, 2009)

Como se puede notar, la aceleración es 1220 grados fuera de fase en relación al desplazamiento. Esto quiere decir, que la aceleración de un objeto vibrando siempre estará en la dirección opuesta al desplazamiento.

2.5 Desplazamiento, Velocidad y Aceleración

Desplazamiento es la distancia y la dirección de la posición final respecto a la posición inicial de un objeto. Al igual que la distancia, el desplazamiento es una medida de lo que el metro es la unidad de medida. Es decir, el desplazamiento se hace en términos de la magnitud con su respectiva unidad de medida y la dirección. Asimismo, el desplazamiento es una cantidad de tipo vectorial. Los vectores se determinan a partir de la magnitud y de la dirección.

Velocidad es una magnitud física de carácter vectorial que expresa el desplazamiento de un objeto por unidad de tiempo. (Samaniego, 2014)

La diferenciación involucra una multiplicación por la frecuencia, y eso quiere decir que la velocidad de la vibración a cualquier frecuencia es proporcional al desplazamiento multiplicado por la frecuencia.

Para un desplazamiento dado, si se duplica la frecuencia, también se duplicará la velocidad, y si se incrementa la frecuencia diez veces, la velocidad también se incrementará con un factor de diez.

Para obtener aceleración desde velocidad, se requiere otra diferenciación, y eso resulta en otra multiplicación por la frecuencia. El resultado es que, por un desplazamiento dado, la aceleración es proporcional al cuadrado de la frecuencia. Eso quiere decir que la curva de aceleración está dos veces más empinada que la curva de velocidad.

Se puede ver que esas consideraciones con los mismos datos de vibración representados como gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración tendrán apariencias diferentes. La curva de desplazamiento pondrá el acento en las frecuencias más bajas y la curva de aceleración pondrá el acento en las frecuencias más altas, a costo de las más bajas.

Los niveles relativos de desplazamiento, velocidad y aceleración contra frecuencia en unidades estándares inglesas se observan en las ecuaciones siguientes:

$$V = \frac{226.75 A}{f} \quad A = 0.01146Vf \quad \text{Ecuación 1.1}$$

$$D = \frac{3122.5 V}{f} \quad V = 0.00314 f D \quad \text{Ecuación 1.2}$$

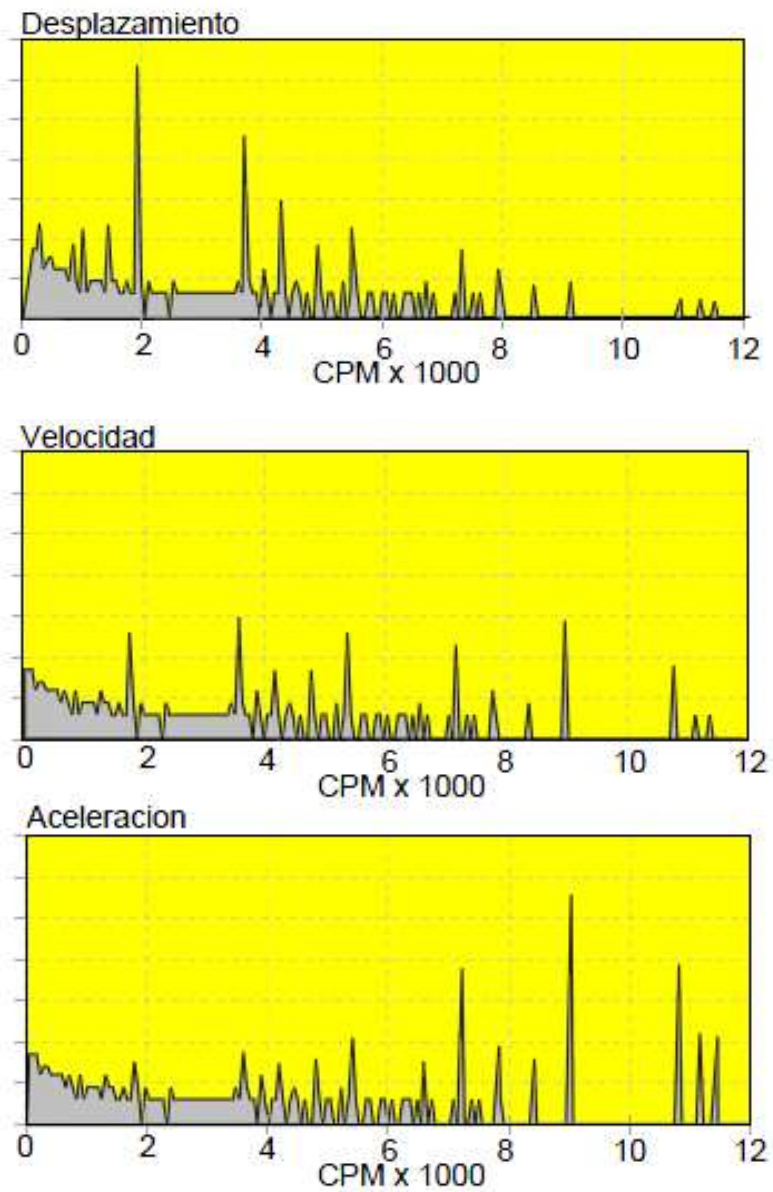


Figura 2. 8 Representación gráfica del desplazamiento, velocidad y aceleración

Fuente. (Samaniego, 2014)

Estas tres curvas que se muestran en la figura 2.22, proporcionan la misma información, pero el acento se ha cambiado. Pueden notar que la curva de desplazamiento es más difícil de leer en las frecuencias más altas. La curva de velocidad es la más uniforme en nivel sobre frecuencia. Eso es típico para la mayoría de la maquinaria rotativa, pero en algunos casos, las curvas

de desplazamiento y aceleración serán las más uniformes. Es una buena idea seleccionar las unidades de tal manera que se obtenga la curva la más plana. Eso proporciona la mayor cantidad de información visual al observador. El parámetro de vibración que se usa más comúnmente en trabajos de diagnóstico de maquinaria es la velocidad.

2.6 Vibración Compleja

La vibración es el movimiento que resulta de una fuerza oscilatoria y de un sistema mecánico lineal. La frecuencia de la vibración será la misma que la frecuencia forzada. Si hay varias frecuencias forzadas, que ocurren al mismo tiempo, entonces la vibración resultante será una suma de las vibraciones a cada frecuencia.

Bajo esas condiciones la forma de la onda resultante no será senoidal y puede ser muy compleja (ver figura 2.9).

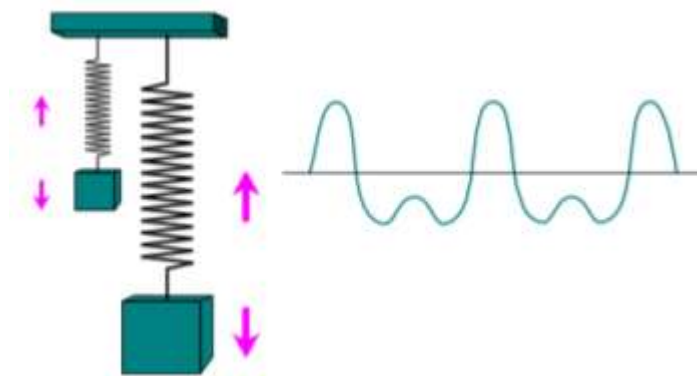


Figura 2. 9 Representación de la vibración compleja

Fuente. (Samaniego, 2014)

En la figura 2.9, la vibración de alta frecuencia y la vibración de baja frecuencia se suman para dar como resultado una forma de onda compleja. En casos sencillos como estos, es relativamente fácil encontrar las frecuencias y las amplitudes de los dos componentes, examinando la forma de onda, pero la mayoría de las señales de vibración son mucho más complejas y pueden ser extremadamente difíciles de interpretar.

En una máquina típica rotativa, muchas veces es difícil obtener más información acerca del funcionamiento interno de la máquina, solamente estudiando la forma de la onda de vibración.

2.7 Consideraciones acerca de la energía y fuerza

Para producir vibración, se requiere energía y en el caso de vibración de máquina, esa energía viene de la fuente de poder hacia la máquina. La fuente de energía puede ser la línea de corriente CA, un motor a combustión interna, vapor accionando una turbina etc.

Energía se define como fuerza multiplicada por la distancia sobre la que la fuerza actúa, y la unidad internacional de energía es el Julio. Un Julio de energía es el equivalente de un Newton de fuerza actuando sobre una distancia de un metro. El concepto físico de trabajo es similar al de energía, y las unidades que se usan para medir el trabajo son las mismas que se usan para medir la energía.

La cantidad de energía presente en la vibración de la máquina misma por lo general no es tan grande comparada a la energía requerida para activar la máquina para su tarea asignada.

Fuerza se define como la proporción con que se hace el trabajo, o la proporción de transferencia de energía. Según las normas internacionales se mide en Julios por segundo o Vatios. Un caballo vapor es equivalente a 746 Vatios. La fuerza es proporcional al cuadrado de la amplitud de la vibración. Según la ley de la conservación de energía no se puede crear ni destruir energía, pero se puede cambiar en formas diferentes. La energía vibratoria en un sistema mecánico se disipará al final en forma de calor.

2.8 Estructuras Mecánicas

Cuando se analiza la vibración de una máquina, que es un sistema mecánico más o menos complejo, es útil considerar las fuentes de energía de vibración y las trayectorias de propagación que siguen dichas vibraciones en la máquina. La energía siempre se mueve o fluye desde la fuente de la vibración hacia el punto de absorción, donde se transforma en calor.

En algunos casos estas trayectorias pueden ser muy cortas, pero en otras situaciones es posible que la energía se propague largas distancias antes de ser absorbida.

La fricción absorbe gran cantidad de energía, la fricción puede ser de deslizamiento o fricción viscosa. La fricción de deslizamiento tiene su origen en el movimiento relativo de las partes de la máquina, y un ejemplo de fricción viscosa es la película de aceite en un rodamiento. Si una máquina tiene poca fricción, su nivel de vibración tiende a ser muy alto, ya que la energía de vibración se va incrementando debido a la falta de absorción. Por otra parte, una máquina con mayor fricción tendrá niveles de vibración más bajos, ya que su energía se absorbe más rápidamente.

Por ejemplo, las estructuras de los aviones son remachadas en lugar de soldadas en una unidad sólida, esto debido a que las juntas remachadas se mueven ligeramente y absorben la energía por medio de la fricción de deslizamiento. Eso impide que las vibraciones se incrementen hasta niveles destructivos.

2.9 Frecuencias Naturales

De cualquier estructura física se puede hacer un modelo en forma de un número de resortes, masas y amortiguadores. Los amortiguadores absorben la energía, pero los resortes y las masas no lo hacen. Como lo vimos en la sección anterior, un resorte y una masa interactúan uno con otro, de manera que forman un sistema que hace resonancia a su frecuencia natural característica. Si se le aplica energía a un sistema resorte-masa, el sistema vibrará a su frecuencia natural, y el nivel de las vibraciones dependerá de la fuerza de la fuente de energía y de la absorción inherente al sistema. La frecuencia natural de un sistema resorte-masa no amortiguado se da en la siguiente ecuación:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Donde: F_n = Frecuencia natural

k = Constante del resorte o rigidez

m = Masa

De eso se puede ver que, si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuye.

Si el sistema tiene absorción, lo que tienen todos los sistemas físicos, su frecuencia natural es un poco más baja y depende de la cantidad de absorción.

Un gran número de sistemas resorte-masa-amortiguación que forman un sistema mecánico se llaman "grados de libertad", y la energía de vibración que se pone en la máquina, se distribuirá entre los grados de libertad en cantidades que dependerán de sus frecuencias naturales y de la amortiguación, así como de la frecuencia de la fuente de energía.

Por esta razón, la vibración no se va a distribuir de manera uniforme en la máquina. Por ejemplo, en una máquina activada por un motor eléctrico una fuente mayor de energía de vibración es el desbalanceo residual del rotor del motor. Esto resultará en una vibración medible en los rodamientos del motor. Pero si la máquina tiene un grado de libertad con una frecuencia natural cerca de las RPM del rotor, su nivel de vibraciones puede ser muy alto, aunque puede estar ubicado a una gran distancia del motor. Es importante tener este hecho en mente, cuando se hace la evaluación de la vibración de una máquina. La ubicación del nivel de vibración máximo no puede estar cerca de la fuente de energía de vibración. La energía de vibración frecuentemente se mueve por largas distancias por tuberías, y puede ser destructiva, cuando encuentra una estructura remota con una frecuencia natural cerca de la de su fuente.

2.10 Resonancia

La resonancia es un estado de operación en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Una frecuencia natural es una frecuencia a la que una estructura vibrará si uno la desvía y después la suelta. Una estructura típica tendrá muchas frecuencias naturales. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

En una máquina que produce un espectro ancho de energía de vibración, la resonancia se podrá ver en el espectro, como un pico constante, aunque varíe la velocidad de la máquina. El pico puede ser agudo o puede ser

ancho, dependiendo de la cantidad de amortiguación que tenga la estructura en la frecuencia en cuestión.

A la resonancia misma, el sistema se comporta totalmente diferente en presencia de una fuerza aplicada. Aquí, los elementos resorte y masa se cancelan el uno al otro, y la fuerza solamente ve la amortiguación o la fricción en el sistema. Si el sistema está ligeramente amortiguado es como si se empuja al aire. Cuando se le empuja, se aleja de su propia voluntad. En consecuencia, no se puede aplicar mucha fuerza al sistema en la frecuencia de resonancia, y si uno sigue intentándolo, la amplitud de la vibración se va a incrementar hasta valores muy altos. Es la amortiguación que controla el movimiento de un sistema resonante a su frecuencia natural.

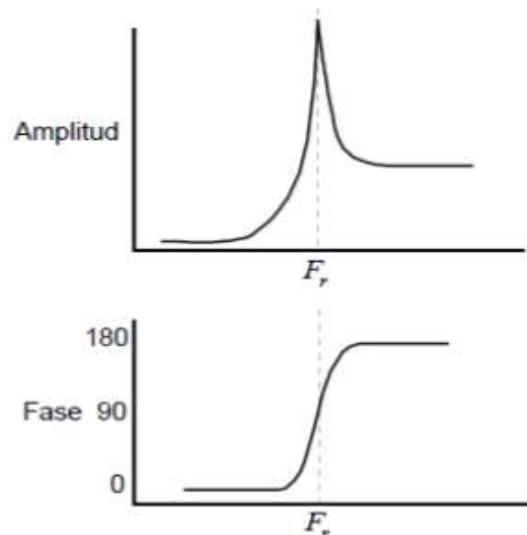


Figura 2. 10 Representación de resonancias en máquinas que son las llamadas frecuencias críticas

Fuente. (Samaniego, 2014)

El ángulo de fase entre la vibración de la fuente de excitación y la respuesta de la estructura siempre es de 90 grados a la frecuencia natural.

En el caso de rotores largos, como en turbinas, las frecuencias naturales se llaman "frecuencias críticas" o "velocidades críticas" y se debe cuidar que estas máquinas no operen a velocidades donde 1x o 2x corresponde a esas frecuencias críticas.

2.11 Sistemas Lineales y no Lineales

Un sistema es un conjunto de elementos que conforman una estructura que puede aceptar una señal de entrada o estímulo en alguna forma y producir una señal de salida o respuesta.

2.11.1 Definición de Linealidad

Se dice que un sistema es lineal, cuando cumple con los dos criterios siguientes:

- Si una entrada X al sistema produce una salida Y , entonces una entrada $2X$ producirá una salida $2Y$. En otras palabras, la magnitud de la salida del sistema es proporcional a la magnitud de la entrada del sistema.
- Si una entrada X_1 produce una salida Y_1 , y una entrada X_2 produce una salida Y_2 , entonces una entrada X_1+X_2 producirá una salida Y_1+Y_2 . En otras palabras, el sistema maneja dos entradas simultáneas de manera independiente y esas no interactúan en el sistema.

Estos criterios implican el hecho de que un sistema lineal no producirá frecuencias de salida, que no estén presentes en la entrada. En otras palabras, no hay criterios suficientes que digan que la salida del sistema es la misma que la entrada, o que la salida se parece a la entrada. Por ejemplo, la entrada podría ser una corriente eléctrica y la salida podría ser una temperatura. En el caso de estructuras mecánicas como máquinas se puede considerar a la entrada como una fuerza vibratoria y la salida como la vibración medida.

2.11.2 No Linealidades en Sistemas

La linealidad con absoluta perfección no existe en ningún sistema real. Hay diferentes tipos de no linealidad y en varios grados en todos los sistemas mecánicos, aunque muchos sistemas actuales tienen un comportamiento casi lineal, especialmente con niveles de entrada pequeños. Si un sistema no es lineal, producirá frecuencias en su salida, que no existen en su entrada. Un ejemplo es un amplificador estéreo o una grabadora que produce armónicos de su señal de entrada. Esto se llama distorsión armónica y disminuye la calidad de la música reproducida. La distorsión

armónica casi siempre es peor con señales de niveles altos. Un ejemplo es una radio pequeña que suena relativamente “limpia” a nivel de volumen bajo, pero suena de manera distorsionada a niveles de volumen altos.

2.11.3 No Linealidades en Máquinas Rotativas

La vibración en una máquina es la respuesta a las fuerzas generadas por sus partes móviles. Se mide vibración en varios lugares de la máquina y de estas mediciones se deduce la magnitud de las fuerzas. Se supone que la vibración y las fuerzas presentan la misma frecuencia y que los niveles medidos son proporcionales a la magnitud de las fuerzas. Este razonamiento supone que la máquina es lineal en su respuesta a funciones forzadas.

Pero a medida que se desgasta la máquina, el resultado es que la vibración medida puede ser muy diferente a las funciones forzadas. Por ejemplo, un rotor desbalanceado traslada una fuerza senoidal en la frecuencia fundamental al rodamiento, y esta fuerza no contiene ninguna otra frecuencia. Si la estructura mecánica de la máquina no es lineal, la fuerza senoidal será distorsionada y la vibración resultante ocurrirá en los armónicos de la frecuencia fundamental. El rango y la magnitud del contenido armónico de la vibración es una medida del grado de no linealidad de la máquina.

Por ejemplo, la vibración de un rodamiento contendrá cantidades y magnitudes de armónicos más y más grandes, a medida que el desgaste en el rodamiento va aumentando.

Los acoplamientos son no lineales cuando están desalineados, y esto produce un fuerte segundo armónico de la frecuencia fundamental. Muchas veces, acoplamientos desgastados y desalineados producen un fuerte tercer armónico de la frecuencia fundamental. Cuando las fuerzas interactúan de una manera no lineal en una máquina, el resultado es la generación de frecuencias de suma y de diferencia.

Estas frecuencias de suma y de diferencia son las bandas laterales que se encuentran en los espectros de las cajas de engranes defectuosos, rodamientos con elementos rodantes, etc. En el caso de una caja de engranes una frecuencia de banda lateral es el engranaje y la otra son las

rpm del engrane. Si el engrane está excéntrico, o deformado de otra manera, las rpm causarían una modulación del engranaje y el resultado serán las bandas laterales.

La modulación siempre es un proceso no lineal que crea nuevas frecuencias que no existen en las funciones forzadas.

2.11.4 Análisis de Frecuencia

Para circunvalar las limitaciones del análisis de la forma de onda, la práctica más común es llevar a cabo un análisis de frecuencias, también llamado análisis de espectro de la señal de vibración. La gráfica en el dominio del tiempo se llama la forma de onda, y la gráfica en el dominio de la frecuencia se llama el espectro. El análisis del espectro es equivalente a transformar la información de la señal en el dominio del tiempo en el dominio de la frecuencia.

En la Figura 2.11 se observa que los diferentes componentes de forma de onda son separados y distintos en el espectro, además que sus niveles pueden ser fácilmente identificados. Sería difícil extraer esta información de la forma de onda en el dominio de tiempo.

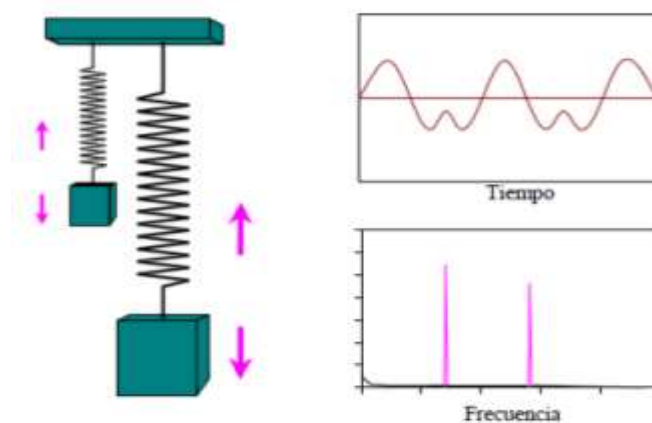


Figura 2. 11 Representación de los componentes en el dominio del tiempo y dominio de la frecuencia

Fuente. (Samaniego, 2014)

En la Figura 2.11, se observa que algunos eventos que se traslapan y que son confusos en el dominio del tiempo están separados en sus componentes individuales en el dominio de la frecuencia. La forma de onda de vibración

contiene una gran cantidad de información que no es aparente. Parte de la información está en las componentes de nivel muy bajo. Estos componentes de bajo nivel son importantes, ya que pueden indicar un problema que está creciendo, como una falla en un rodamiento. La esencia del mantenimiento predictivo es la detección temprana de fallas incipientes. Por eso se tiene que analizar valores muy pequeños de señales de vibración.

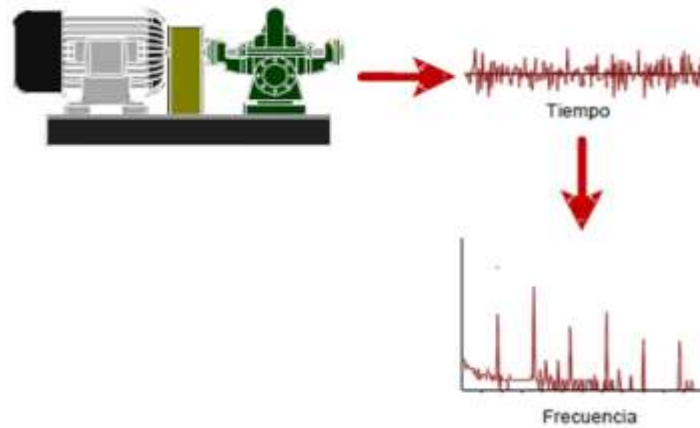


Figura 2. 12 Representación de eventos en el dominio de la frecuencia y del tiempo

Fuente. (Samaniego, 2014)

En la Figura 2.12 se observa que un componente de muy bajo nivel representa una falla incipiente en un rodamiento que no se hubiera notado en el dominio del tiempo o en el nivel general de vibración.

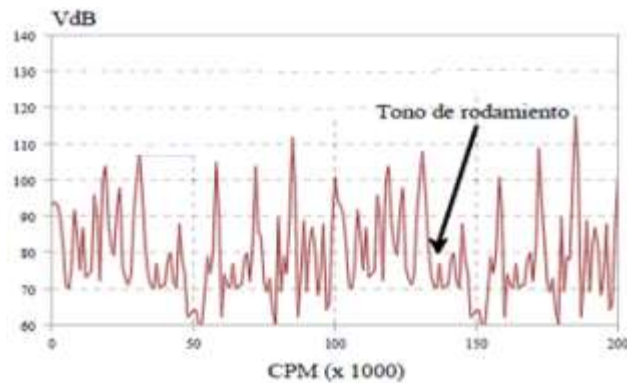


Figura 2. 13 Representación de la falla en un rodamiento

Fuente. (Samaniego, 2014)

Por otra parte, hay circunstancias en las que el análisis en el dominio del tiempo proporciona mayor información que el análisis en el dominio de la frecuencia.

2.12 Transductores de Vibración

El transductor de vibraciones es un aparato que produce una señal eléctrica que es una réplica o análogo del movimiento vibratorio al cual está sujeto. Un buen transductor no debe agregar falsos componentes a la señal, y debería producir señales uniformes en todo el rango de frecuencias que nos interesa

Los tipos diferentes de transductores responden a parámetros diferentes de la fuente de vibración, como se puede apreciar en la tabla siguiente.

Tabla 2. 1 Ejemplo de transductores

Nombre:	Sensible a
Sensor de Proximidad	Desplazamiento
Sensor de Velocidad	Velocidad
Accelerometro	Acceleracion

Fuente: (Arenas, 2008)

2.12.1 Sensor de Proximidad

El Sensor de proximidad, también llamado "Sensor de Corriente de Remolino", o "Transductor de Desplazamiento" es una unidad de montaje permanente, y necesita un amplificador que condiciona la señal para generar un voltaje de salida, proporcional a la distancia entre el transductor y la extremidad de la flecha. Su operación está basada en un principio magnético. y por eso, es sensible a las anomalías magnéticas en la flecha. Se debe tener cuidado para evitar que la flecha sea magnetizada y que de esta manera, la señal de salida sea contaminada. Es importante saber que el transductor mide el desplazamiento relativo entre el rodamiento y el gorrón. , y no mide el nivel de vibración total de la flecha o del cárter. El transductor de desplazamiento está por lo general instalado en grandes máquinas con rodamientos con gorriones, donde se usa para detectar fallas en los

rodamientos y para apagar la máquina antes que ocurra una falla catastrófica.

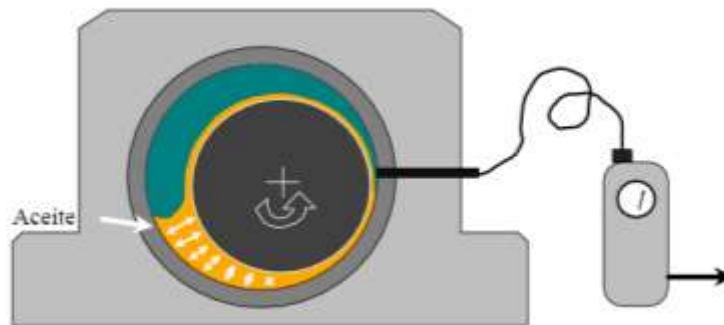


Figura 2. 14 Representación del sensor de proximidad

Fuente: (Arenas, 2008)

Esos transductores se usan mucho en pares, separados por una diferencia de orientación de 90 grados. Se pueden conectar a los platos horizontales y verticales de un osciloscopio para señalar la órbita o la ruta del gorrón, cuando está dando vueltas en el rodamiento.

La frecuencia de respuesta del transductor de desplazamiento va desde DC (0 Hz) hasta alrededor de 1000 Hz.

2.12.2 Sensor de Velocidad

Algunos sensores de velocidad están hechos con una bobina móvil fuera de un imán estacionario. El principio de operación es el mismo. Un otro tipo de transductor de velocidad consiste en un acelerómetro con un integrador electrónico incluido.

El sensor de velocidad fue uno de los primeros transductores de vibración, que fueron construidos. Consiste de una bobina de alambre y de un imán colocado de tal manera que, si se mueve el cárter, el imán tiende a permanecer inmóvil debido a su inercia.

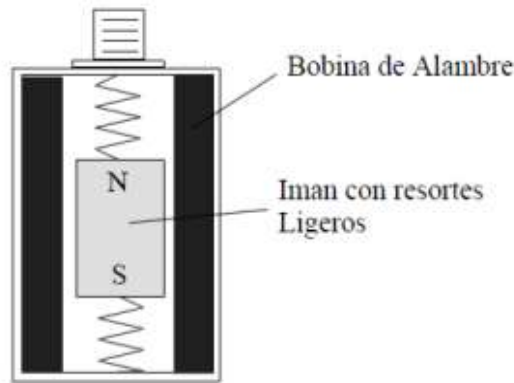


Figura 2. 15 Representación de un sensor de velocidad

Fuente: (Arenas, 2008)

El movimiento relativo entre el campo magnético y la bobina induce una corriente proporcional a la velocidad del movimiento. De esta manera, la unidad produce una señal directamente proporcional a la velocidad de la vibración. Es autogenerador y no necesita de aditamentos electrónicos acondicionadores para funcionar. Tiene una impedancia de salida eléctrica relativamente baja que lo hace relativamente insensible a la inducción del ruido.

Aun tomando en cuenta estas ventajas, el transductor de velocidad tiene muchas desventajas, que lo vuelven casi obsoleto para instalaciones nuevas, aunque hoy en día todavía se usan varios miles. Es relativamente pesado y complejo y por eso es caro, y su respuesta de frecuencia que va de 10 Hz a 1000 Hz es baja.

El resorte y el imán forman un sistema resonante de baja frecuencia, con una frecuencia natural de 10 Hz. La resonancia tiene que ser altamente amortiguada, para evitar un pico importante en la respuesta a esta frecuencia. El problema es que la amortiguación en cualquier diseño práctico es sensible a la temperatura, y eso provoca que la respuesta de frecuencia y la respuesta de fase dependan de la temperatura.

2.12.3 El Acelerómetro

El acelerómetro de tipo de compresión como se muestra en la figura 1.17 fue el primer tipo a ser desarrollado. Por lo general se prefiere el acelerómetro

del tipo de cizallamiento, configurado de tal manera que el elemento activo este sujeto a fuerzas de cizallamiento.

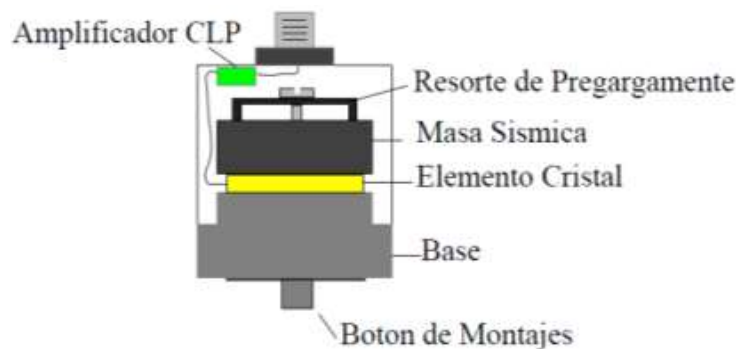


Figura 2. 16 Representación de un Acelerómetro

Fuente: (Arenas, 2008)

También hay otros tipos de diseños para acelerómetros:

Se puede considerar al acelerómetro piezoeléctrico como el transductor estándar para medición de vibración en máquinas. Se produce en varias configuraciones, pero la ilustración del tipo a compresión sirve para describir el principio de la operación. La masa sísmica está sujeta a la base con un perno axial, que se apoya en un resorte circular. El elemento piezoeléctrico está ajustado entre la base y la masa. Cuando una materia está sujeta a una fuerza, se genera una carga eléctrica entre sus superficies. Hay muchas materias de este tipo. Cuarzo se usa más. También hay materiales piezoeléctricos sintéticos que funcionan bien y en algunos casos son capaces de funcionar a temperaturas más altas que el cuarzo lo puede hacer. Si se incrementa la temperatura de un material piezoeléctrico, se va llegar al llamado "punto curie" o "temperatura curie" y se pierde la propiedad piezoeléctrica. Una vez que esto pasa, el transductor está defectuoso y no se puede reparar.

El acelerómetro piezoeléctrico está muy estable sobre largos periodos. Mantendrá su calibración si no se le maltrata. Las dos maneras de que se puede dañar un acelerómetro son la exposición a un calor excesivo y la caída en una superficie dura. Si se cae de una altura de más de un par de pies, en un piso de concreto, o en una cubierta de acero, se debe volver a calibrar el acelerómetro para asegurarse que el cristal no se cuarteó. Una

pequeña cuarteadura causará una reducción en la sensibilidad y también afectará de manera importante a la resonancia y a la respuesta de frecuencia. Es una buena idea calibrar los acelerómetros una vez al año, si están en servicio con colectores de datos portátiles.

El rango de frecuencias del acelerómetro es muy ancho y se extiende desde frecuencias muy bajas en algunas unidades hasta varias decenas de kilohertzios. La respuesta de alta frecuencia está limitada por la resonancia de la masa sísmica, junto con la elasticidad del piezo elemento. Esa resonancia produce un pico importante en la respuesta de la frecuencia natural del transductor, y eso se sitúa normalmente alrededor de 30 KHz para los acelerómetros que se usan normalmente.

Una regla general es que un acelerómetro se puede usar alrededor de $1/3$ de su frecuencia natural. Datos arriba de esta frecuencia se acentuarán debidos de la respuesta resonante, pero se pueden usar si se toma en cuenta este efecto.

CAPÍTULO 3

DIAGNÓSTICO DE VIBRACIONES EN MOTORES ELÉCTRICOS

La vibración es el movimiento armónico de una máquina o elemento de ella, en cualquier dirección del espacio desde su posición de equilibrio. Generalmente, la causa de la vibración reside en problemas mecánicos, como son: desequilibrio de elementos rotativos, desalineación en acoplamientos, engranajes desgastados o dañados y rodamientos deteriorados; en fuerzas aerodinámicas o hidráulicas, o en problemas eléctricos. Estas causas se detectan estudiando las características de vibración. (Moreno, Becerra, & Rendón, 2014)

Sin embargo, las características más relevantes de las vibraciones son: frecuencia, desplazamiento, velocidad, aceleración y energía de impulsos. Pues, la frecuencia es una característica simple y significativa en este análisis; se define como el número de ciclos completos en un período de tiempo, y su unidad característica es cpm (ciclos por minuto). Los diferentes problemas son detectados por las frecuencias iguales a la velocidad de giro, o bien múltiplos suyos.

La amplitud de la vibración muestra la importancia o gravedad del problema; esta característica da una idea de la condición de la máquina. Se podrá medir la amplitud de desplazamiento, la velocidad o la aceleración. La energía de impulsos proporciona información importante a la hora de analizar vibraciones; este parámetro mide los impulsos de energía de vibración de breve duración y, por lo tanto, de alta frecuencia; con esta medida se encuentran rápidamente las vibraciones a altas frecuencias provocadas por estos defectos. El valor de la energía de impulsos es básicamente una medida de aceleración, pero tiene como unidad g-SE (Moreno, Becerra, & Rendón, 2014) & (Acosta A. & J. Molina , 2011, pág. 43).

3.1 Etapas de análisis vibratorio

Las etapas para medir y luego analizar una vibración, que constituyen la cadena de medición, son los siguientes:

- Etapa transductor
- Etapa de acondicionamiento de la señal
- Etapa de análisis o medición
- Etapa de registro

Los transductores normalmente usados para la medición de vibraciones debido a sus características, son los sensores acelerómetros. Un acelerómetro es un instrumento para medir la aceleración de un objeto al que va unido; son sensores inerciales que miden la segunda derivada de la posición (Saavedra, 2011, pág. 44) & (Arenas, 2008, pág. 44)

La adquisición de datos es el primer y principal paso para hacer un análisis de vibraciones. Los datos (desplazamiento, velocidad o aceleración) dependerán de la velocidad de la máquina, de acuerdo con su relación equivalente de frecuencia ($\text{rpm}=\text{cpm}$). Así, para bajas rpm (bajos cpm) se tomarán datos de desplazamientos; para velocidades que estén dentro del orden de los 600 y 60.000 rpm se medirán velocidades, y para las que sean de orden superior, los datos a tomar serán aceleraciones. En la figura 3.1 se puede apreciar los sentidos principales de medición a partir de la utilización de un sensor de tipo acelerómetro como elemento de medición, en donde la vibración se tomará generalmente en rodamientos de la máquina o puntos donde sea más probable un fallo por acoplamiento o equilibrio, puntos donde se transmita las fuerzas vibratorias a través de un acelerómetro.

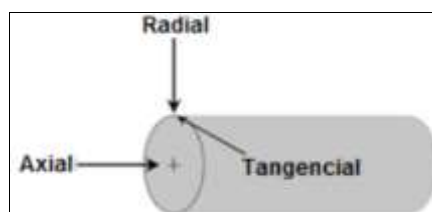


Figura 3. 1 Sentidos principales de la medición con un acelerómetro

Fuente. El autor

3.2 Análisis de Vibraciones en Motores Eléctricos

El objetivo principal del análisis de vibraciones, consiste en extraer de ellas el máximo información relevante; para esto existen varias técnicas de

análisis, tanto en el dominio tiempo como en el dominio frecuencia, las cuales tienen sus propias ventajas para algunas aplicaciones en particular.

Para el análisis de las vibraciones en los motores eléctricos trifásicos, se debe tomar en cuenta que debido a las tolerancias que existen en los componentes de la máquina, siempre existirán vibraciones. Las razones por las que las vibraciones aumenten de magnitud, se deben a componentes defectuosos que se describen a continuación.

3.2.1 Vibración producida por desbalances

Los desbalances en el rotor de un motor eléctrico es una de las fuentes más comunes de vibraciones. Por lo tanto, éste siempre se encuentra presente y puede clasificarse de acuerdo a su origen, tales como:

- Desbalance estático
- Desbalance par
- Desbalance dinámico

El desbalance en el rotor de un motor asíncrono trifásico hace que aparezcan fuerzas centrífugas sobre el rotor. Estas fuerzas producirán vibraciones que se transmiten a los cojinetes y chumaceras. Además, el desbalance estático se caracteriza como el eje longitudinal principal de inercia del rotor y está desplazado paralelamente con respecto al eje de rotación. (Mejía, 2009).

Sin embargo, cuando se colocan los extremos del rotor sobre dos piezas giratorias, ésta se desplazará hasta que la parte más pesada quede en la parte inferior. Este es el desbalance estático, ya que no es necesario hacer girar al rotor para que quede en equilibrio. El desbalance estático se muestra en la figura 3.2.

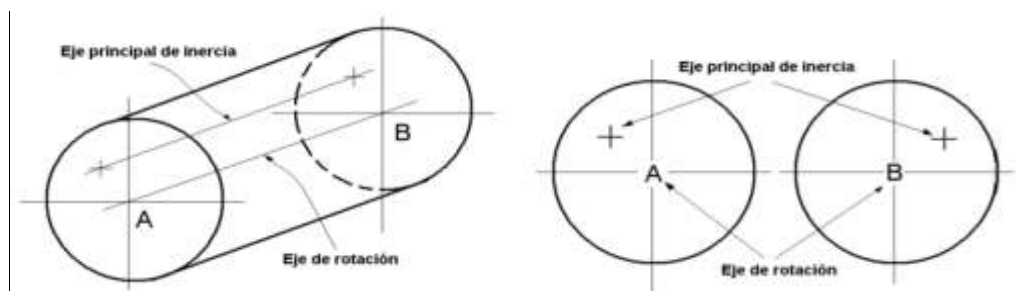


Figura 3. 2 Desbalance estático

Fuente. El autor

En cambio, el desbalance par se determina como el eje longitudinal principal de inercia del rotor; intercepta al eje de rotación en el centro de masa del propio rotor. El desbalance par se muestra en la figura 3.3.

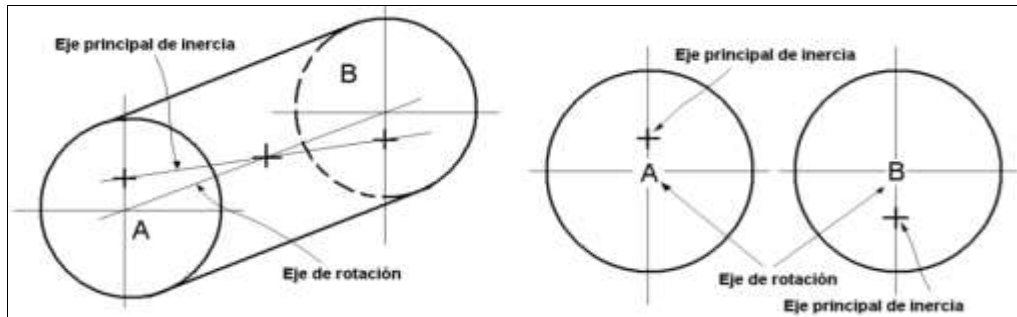


Figura 3. 3 Desbalance par

Fuente. El autor

Y por último, al desbalance dinámico se define como el eje longitudinal principal de inercia del rotor; no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a éste. Este tipo de desbalance se muestra en la figura 3.4.

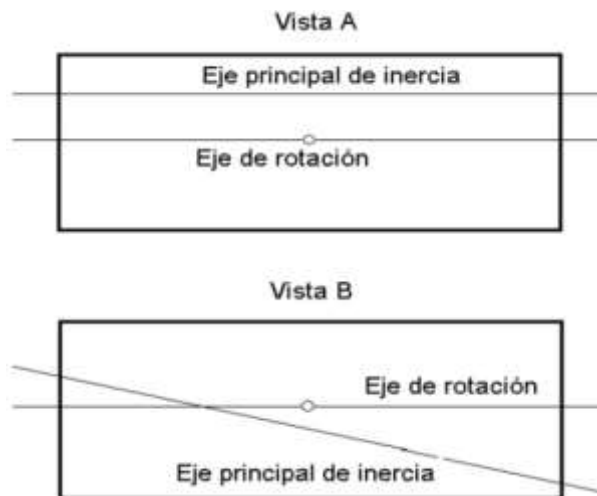


Figura 3. 4 Desbalance dinámico

Fuente. El autor

Las causas de desbalance son varias, pero entre los más destacados se puede mencionar:

- Acumulación de suciedades en aspas ventilador
- Mala fundición de los componentes (espacios de aire)
- Corrosión, fisuras, rajaduras.

- Mal maquinado
- Pesas de balanceo caídas
- Desgaste y erosiones por rozamiento
- Deformaciones en el rotor

Igualmente, debido a variaciones de temperatura en el rotor, se producen fuerzas que tienden a curvar el rotor y con ello, la aparición de desbalance.

Por ejemplo: un motor de vacío, el cual consiste en el incremento moderado en sentido tangencial, ocasionando un desbalance causado por suciedad en las aspas del ventilador y que se ve reflejada en la velocidad fundamental 1X.

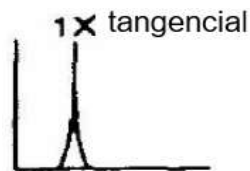


Figura 3. 5 Señal fundamental 1x

Fuente. (Mejía, 2009)

Asimismo, es importante mencionar que al estar sometido a vibraciones elevadas se producen desgaste o daño de rodamientos.



Figura 3. 6 Desbalance en el rotor de un motor

Fuente. El autor

Diagnóstico:

- Desbalance o desequilibrio del rotor
- Daño de rodamientos

Recomendaciones:

- Limpiar y balancear el rotor
- Cambiar los rodamientos

3.2.2 Vibración debido a la falta de alineamiento

Debido a que los motores eléctricos convierten la energía eléctrica en energía mecánica, los motores eléctricos se suelen acoplar a otras máquinas que tienen un determinado funcionamiento, como una bomba de agua, una lavadora, entre otros. La principal fuente de vibración debida a la falta de alineamiento, esto ocurre cuando el eje del motor eléctrico no esta alineada con el eje de la máquina acoplada, aunque también suele suceder entre rodamientos o en un par de ruedas dentadas. Este acoplamiento se realiza a través de un elemento rígido o flexible. La falta de alineación puede ser vertical u horizontal. En la figura 3.7 se puede observar la falta de alineamiento de dos máquinas.

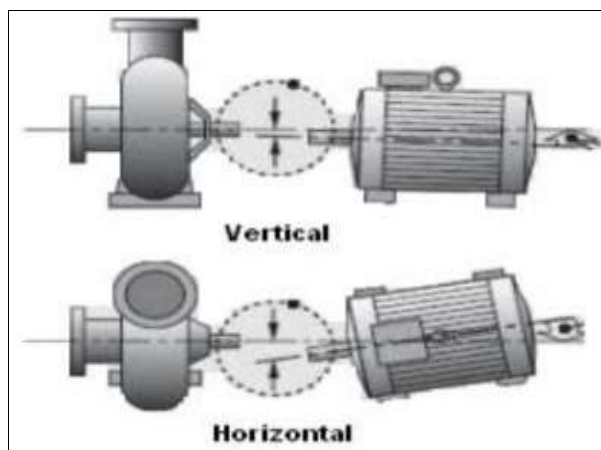


Figura 3. 7 Desalineación de máquinas

Fuente. (Mejía, 2009)

Algunas consecuencias a la falta de alineación son:

- Mayor consumo de energía
- Fallos en rodamientos
- Rotura de ejes
- Problemas en acoplamientos
- Incremento en la temperatura de carcasa
- Fugas de aceite u otros fluidos

- Daños o aflojamiento en tornillos de sujeción
- Incremento en la vibración axial y radial en la máquina

Sin embargo, con una correcta alineación ayudará a la disminución en costos de repuestos y pérdida de producción.

3.2.3 Vibración debido a falta de excentricidad

Cabe mencionar que el espacio que hay entre el rotor y el estator (entrehierro) es muy reducido, son algunos milímetros. Es por esto, que el rotor debe de estar lo más alineado posible; como así también la redondez del eje y la excentricidad de sus posiciones relativas durante el giro. Si no se cumpliera lo mencionado, puede producir deformación en el entrehierro. Los problemas de excentricidad pueden dividirse en dos grupos, que son excentricidad estática y dinámica. La excentricidad estática consiste en una deformación del entrehierro, el cual solo aparece en una posición fija en el espacio. Esta excentricidad puede ser causada por la ovalidad del alojamiento estatórico, un incorrecto posicionamiento del rotor, causado por un mal apoyo en los cojinetes, malformación de los alojamientos, excesiva tolerancia, etc.

En la figura 3.22 se puede observar las dos deformaciones posibles, por la excentricidad estática.

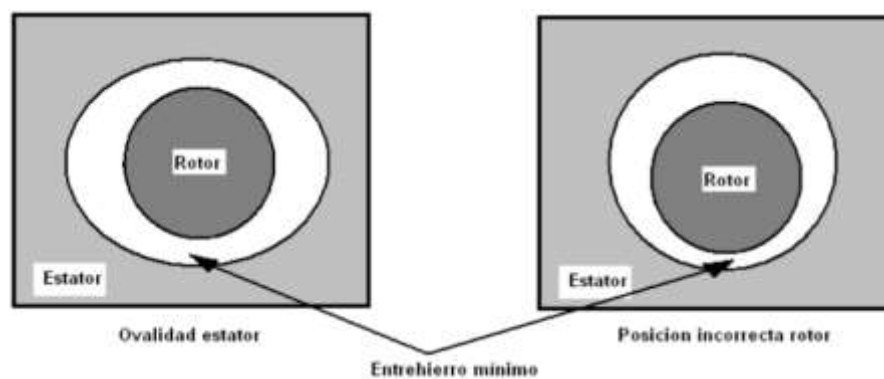


Figura 3. 8 Formas de excentricidad estática

Fuente. El autor

En la excentricidad dinámica, la deformación en el entrehierro mínimo no permanece en una posición fija en el espacio, sino gira junto con el rotor. Las razones de este tipo de excentricidad son similares al de la excentricidad

estática; desgaste de los cojinetes, flexión del eje. En la figura 3.9 muestra la excentricidad dinámica.

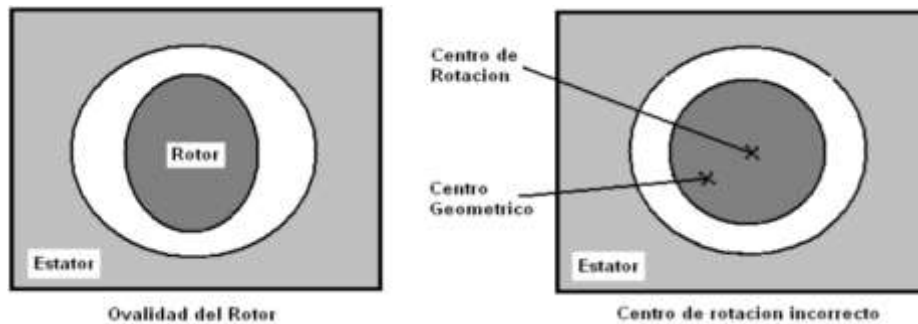


Figura 3. 9 Excentricidad dinámica

Fuente. El autor

3.2.4 Vibración debido a rodantes defectuosos

En todas las máquinas rotativas se utilizan cojinetes para apoyar los extremos del eje y debido a que todas las vibraciones se transmiten directamente a los cojinetes y que éstas están en continua fricción. Por tanto, es muy importante determinar su estado, realizando un análisis de vibraciones.

Los cojinetes se clasifican en dos grupos, que son: elementos rodantes (rodamientos) y de camisa (casquillos). Los cojinetes de rodamientos utilizan elementos rodantes para eliminar la fricción y los cojinetes de casquillos o de fricción se basan en el deslizamiento entre piezas. Los rodamientos pueden ser de bolas o de rodillos, los cuales se utilizan para altas velocidades. (Mejía, 2009, pág. 37)

Las principales características de los cojinetes de rodamientos son los siguientes:

- Lubricación escasa y sin mantenimiento
- Menor espacio axial
- Capacidad de absorber cargas axiales y radiales
- Pueden trabajar a temperaturas mayores a las de fricción

Las principales características de los cojines de casquillos son los siguientes:

- Son mejores a altas velocidades

- Menor peso
- Instalación sencilla
- Menos ruidosos
- Mayor tolerancia a los choques

No obstante, las partes principales de un cojinete de rodillos se puede apreciar en la figura 3.10.

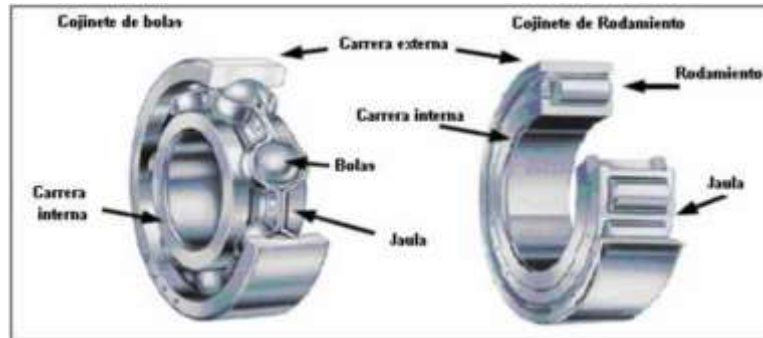


Figura 3. 10 Partes de un cojinete de rodillos

Fuente. El autor

El tipo de rodamientos que se utilice en el cojinete dependerá del tipo de esfuerzos a los que será aplicado y determinará el tipo de configuración de los elementos de rodadura. Como muestra la figura 3.10, los cojinetes de bolas son usados en una gran variedad de aplicaciones y son capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio. Estas características hacen que sean los más utilizados por muchos.

La figura 3.11 muestra las configuraciones posibles.

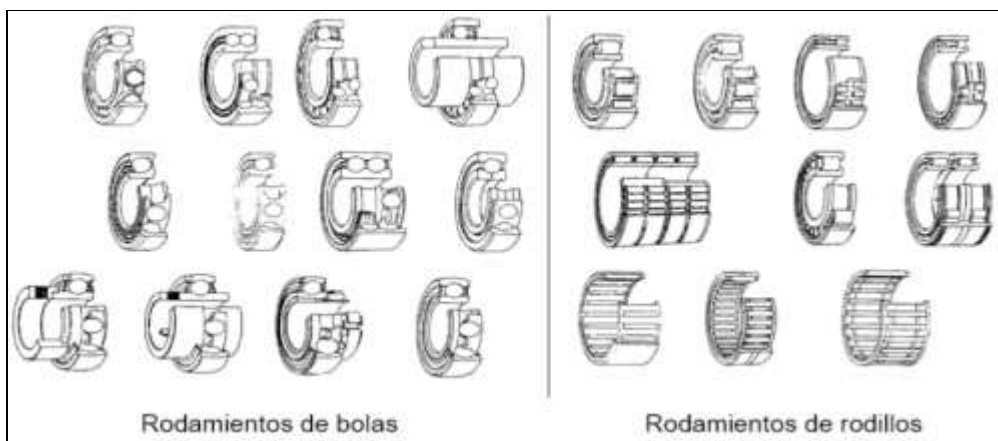


Figura 3. 11 Configuraciones de cojinetes

Fuente. (Mejía, 2009)

Los cojinetes de rodamientos se clasifican como cojinetes de bolas o de rodillos; en cambio, los cojinetes de rodillos se clasifican en cojinetes radiales y de empuje. Los cojinetes de bolas se subdividen en radiales, de empuje y de contacto angular.

En la figura 3.11 también muestra el cojinete de rodillos cilíndricos, que son más rígidos que los de bolas y se utilizan para cargas pesadas y ejes de gran diámetro. Los cojinetes de rodillos cónicos, la inclinación del eje de rodamiento permite que este tipo de cojinete tenga la capacidad de sostener cargas simultáneas axiales y radiales a velocidades moderadas.

Los cojinetes de rodillos cilíndricos de empuje, soportan pesadas cargas axiales, son insensibles a los choques y requieren poco espacio axial. Son rodamientos de una sola dirección y solamente pueden aceptar cargas axiales en una dirección. Su uso principal es en aplicaciones donde la capacidad de carga de los rodamientos de bolas de empuje es inadecuada.

Los cojinetes de bolas radiales de contacto angular, son diseñados específicamente para soportar cargas de empuje moderadas en una dirección, combinadas con cargas radiales moderadas.

Los cojinetes de bolas radiales de autoalinamiento, son para cargas radiales moderadas y altas velocidades, donde se espera un desalineamiento o una deflexión de la flecha.

Los cojinetes de bolas de empuje son diseñados sólo para empuje o para empuje y baja fuerza radial combinados.

Los cojinetes de aguja se caracterizan por rodillos cilíndricos largos, que tiene una relación longitud/diámetro del orden de 4 o mayor, y se diseñan para aplicaciones que requieren espacio libre radial pequeño.

Sin embargo, la vida útil de los cojinetes depende de cómo se utilice, así también a la fatiga que sufre el material del que está hecho. Las vibraciones siempre existirán debido a la pequeña tolerancia y la fricción de sus componentes. Pero si por ejemplo, un rodamiento sufre una grieta en su superficie, producirá el aumento en la amplitud de la vibración y la frecuencia a que sucede la vibración dependerá de la geometría y velocidad de rotación

del eje. La mayor parte de fallas en los cojinetes de rodillos se debe a las siguientes causas.

- Sobrecarga en el cojinete
- Lubricación insuficiente o excesiva
- Contaminación externa
- Instalación incorrecta
- Defectos de fábrica
- Exposición a vibraciones cuando el cojinete está en reposo
- Circulación de corriente eléctrica a través del cojinete

Al inicio del fallo en el cojinete de rodillos, aparecen grietas en la superficie de los rodamientos y en las pistas, los cuales no son visibles al ojo humano. Estas grietas producirán vibraciones y calentamiento no percibibles. En este estado no es económico sustituir el cojinete que aún tiene una vida útil considerable.

Luego de haberse iniciado el agrietamiento en el cojinete, empiezan a aparecer grietas que son visibles al ojo humano, produciéndose vibraciones de mayor magnitud, caracterizado por un ruido audible y calentamiento. En este punto se debe de cambiar al cojinete para evitar un estado catastrófico del cojinete.

Si esto sucediera, el ruido aumentaría su intensidad; como así también la temperatura, produciendo que las grietas aumenten hasta destruir el cojinete. Se puede detectar el calentamiento de los cojinetes, tocando las partes de la carcasa del motor donde se localizan los cojinetes, pero si esto no fuera posible debido a la seguridad del personal de mantenimiento, sería necesario tomar fotografías con una cámara infrarroja para poder determinar la temperatura donde se encuentran localizados los cojinetes.

3.2.5 Vibración debido a casquillos defectuosos

Los cojinetes de casquillos o de fricción, el desgaste debido a la fricción de sus componentes se evita con una película uniforme de lubricante. En funcionamiento normal, el eje del motor esta centrado en esta película de

lubricante. Debido a la película de lubricante, los fallos que producen vibraciones en este tipo de cojinete son muy distintos a los cojinetes de rodillos y puede identificarse con el comportamiento anormal del lubricante, con un análisis de vibraciones.

En la figura 3.12 se puede ver el cojinete de casquillos, en la que se puede observar que contiene canales exclusivos para la lubricación y una muesca, que evitará que gire con el rotor.

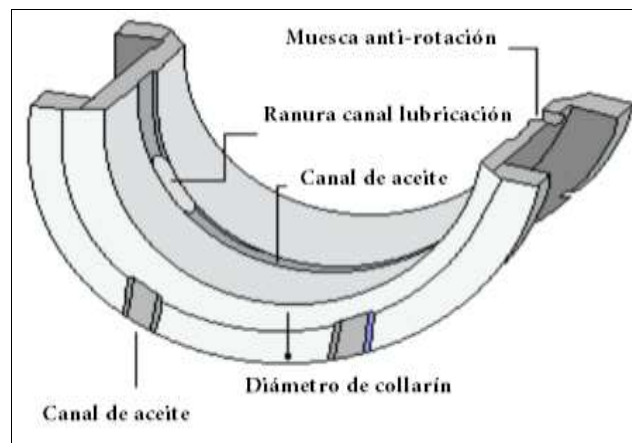


Figura 3. 12 Cojinete de casquillos

Fuente. El autor

Las fuentes principales de vibraciones en este tipo de cojinete son debidas a: excentricidad de las partes rotativas, pandeo del eje, fallo en los ajustes, defectos en los cojinetes. Las vibraciones suelen ser producidas por oscilaciones autoexcitadas por la película de lubricante.

Es muy importante saber también que los cojinetes fallan debido a la presencia de partículas que provocan partes levantadas con el riesgo de interferir en el eje. Falta de lubricación debido a una fuga del lubricante produciendo la destrucción del cojinete. Errores de montaje como cojinetes invertidos tapando las entradas del lubricante. Errores en el mecanizado de los componentes. Sobrecarga que produce fatiga del material originando desprendimientos de trozos de material. Corrosión debió a aceite en mal estado dañando la superficie del cojinete. Y cavitación, cuando la presión del aceite disminuye localmente produciendo burbujas de vapor dañando la superficie del cojinete, esto se presenta en zonas donde el flujo de aceite es discontinua, como ranuras de taladro.

3.2.6 Vibración debida a partes flojas

La soltura mecánica es debido al deterioro de la condición de ensamblaje de los elementos mecánicos que se han excedido en las tolerancias permitidas o simplemente se han aflojado debido a movimiento del motor. Pueden aparecer holguras en la base de la máquina y en los cojinetes afectando el alineamiento del eje.

Las holguras pueden crear señales de vibración, la vibración que caracteriza a la soltura de partes la produce las fuerzas de excitación generadas por problemas como el desbalance o falta de alineamiento.

En la figura 3.13 muestran las holguras en las bases de máquinas, así como algunas soluciones a dichos problemas.

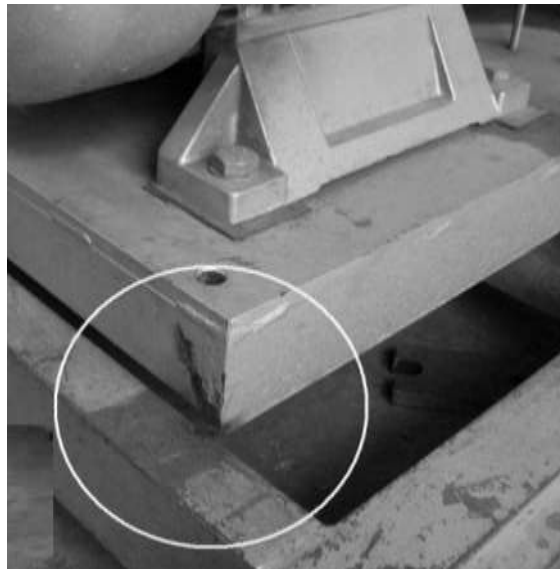


Figura 3. 13 Holguras en la base de máquinas

Fuente. El autor

3.2.7 Vibración debido a roturas de barras en el rotor

Como se había mencionado antes, los motores asíncronos de rotor tipo jaula de ardilla consisten en un conjunto de barras conductoras cortocircuitadas en sus extremos por anillos. El núcleo magnético del rotor está constituido por un conjunto de chapas magnéticas y aisladas entre si, el cual ocupa el espacio entre las barras.

La rotura en las barras sucede principalmente en la soldadura entre la barra y los anillos de corto circuito, debido a que es donde se concentran los esfuerzos mecánicos, aunque éstas estén diseñadas para soportar el arranque y paro del motor; pues, la falla ocurre debido a la fatiga del material. Además, debido a los regímenes transitorios térmicos, el motor de jaula puede sufrir de movimientos diferenciales dentro del paquete magnético rotórico, lo que conduce a torsiones y agrietamiento de los anillos. (Mejía, 2009, pág. 44)

Cuando empieza el agrietamiento de la barra o anillo, el proceso es degenerativo, la parte defectuosa se calienta hasta romperse. Esta rotura provoca la aparición de arcos eléctricos, haciendo que las barras adyacentes soporten más corriente y por tanto, la temperatura y esfuerzos mecánicos aumentan, con ello la aparición de nuevas grietas.

La figura 3.14 muestra un rotor con las barras rotas.

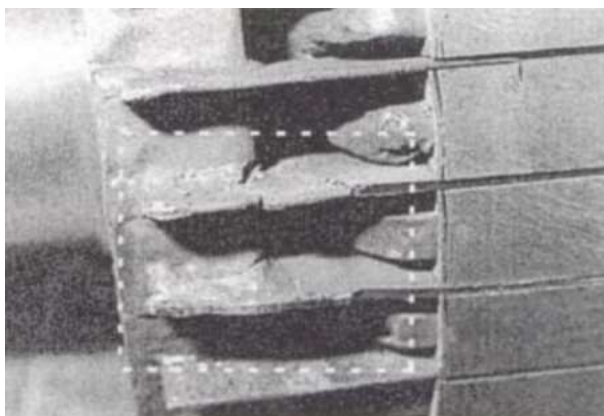


Figura 3. 14 Barras rotas en la proximidad del anillo

Fuente. El autor

3.2.8 Vibración debido a fallas electromagnéticas

Este tipo de fallas ocurre solo cuando el campo magnético se ve alterado debido a un corto circuito entre una bobina y el núcleo. Por tanto, cuando una bobina o barra se rompe y también debido a una falla en la alimentación de corriente eléctrica del sistema, esto puede ocurrir cuando un conductor eléctrico se rompe o cuando una de las protecciones del motor se abre, tal como ocurre con un fusible. Para entender lo que sucede en el campo

magnético en el estator, se aplicará una corriente trifásica al estator, como muestra en la figura 3.15.

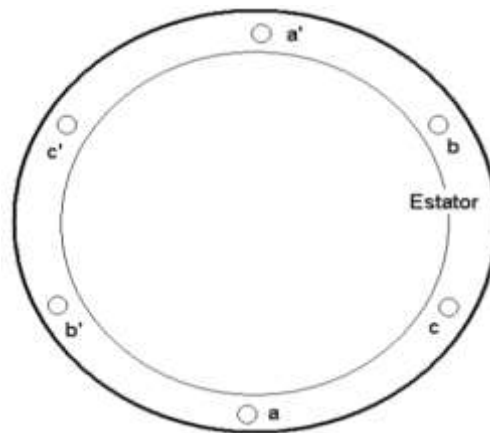


Figura 3. 15 Posición de los devanados en el estator

Fuente. El autor

3.2.9 Picaduras en Engranaje

Llamada también desgaste corrosivo, es un deterioro de la superficie por la acción química. Por tanto, se caracteriza por una gran cantidad de picaduras muy pequeñas distribuidas uniformemente sobre la superficie de trabajo del engranaje. Dichas picaduras se deben a la afinidad por el vapor de agua de algunos aditivos de los aceites de extrema presión (E.P) y a la acción de otras sustancias demasiado corrosivas.

Asimismo, el rayado y el desgaste asociados a menudo conducen a picaduras serias, indicando que el lubricante no es adecuado para las cargas y velocidades a que se está sometiendo. Las picaduras se deben controlar, ya que pueden conducir a averías serias en el diente.

Los engranajes que funcionan con carga desarrollan esfuerzos superficiales constantes y si las cargas tienen la suficiente intensidad y el ciclo de esfuerzos se repite con bastante frecuencia, sobreviene la fatiga en algunos fragmentos de metal en la superficie, dando origen a las picaduras. La falla por fatiga muestra la superficie marcada por pequeñas picaduras que se pueden descubrir al frotar la superficie con un objeto afilado. En los casos avanzados, las picaduras se extienden y se conectan produciendo fallas por escoriación.

La presencia de picaduras, normalmente significa que el diseño del engranaje no corresponde a la capacidad de carga que se transmite; en casos como éste se puede aumentar la dureza superficial o cambiar el material por uno nitrurado (tratamiento termoquímico que se le da al acero) de alta capacidad de resistencia o por otro carburado superficialmente. En la mayoría de los casos se hace necesario un rediseño del engranaje (Benitez, 1984). La figura 3.16 muestra los problemas de picaduras en engranaje.



Figura 3. 16 Picaduras en el engranaje

Fuente. El autor

En el motor principal se observa picos de desgaste de rodamientos. Como así también se observa un ruido de engranaje en la caja reductora en la sección del acople. Igualmente, se debe tener en cuenta al momento del análisis, la longitud de la cadena de transmisión. Sin embargo, para la misma, se recomienda hacer mantenimiento en el motor, realizar una inspección en la caja reductora, verificar la longitud de la cadena de transmisión y revisar y analizar los espectros de vibración.

3.2.10 Alineación de máquinas

Las máquinas giratorias son sensibles de sufrir desalineación. Una máquina con una buena alineación en la fase de puesta en marcha y con un mantenimiento constante a partir de ese momento, ayudarán a reducir los costos de mantenimiento y de operación de la planta a largo plazo. Por tanto, la alineación de precisión mediante láser amplía la disponibilidad de las máquinas, al tiempo que aumenta el tiempo medio entre fallos (MTBF, por sus siglas en inglés). Este tipo de alineación protege los equipos y eleva

la calidad del producto, ya que las vibraciones se ven reducidas hasta un nivel muy bajo (ver la figura 3.17) (PRUFTECHNIK, 2011).

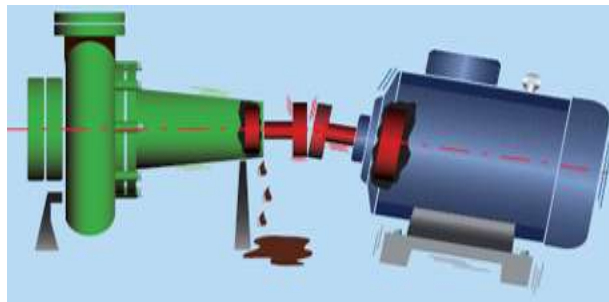


Figura 3. 17 Alineación de máquinas

Fuente: (PRUFTECHNIK, 2011).

En cambio, cuando las máquinas están desalineadas, la carga de los ejes aumenta drásticamente, debido a las fuerzas de reacción que se crean dentro del acoplamiento. Una desalineación consiste en el desplazamiento angular de los centros geométricos de los ejes de dos equipos rotativos, los cuales producen altas vibraciones, ruidos anormales, recalentamiento en las cajas de rodamientos o cojinetes y por ende, desgaste en los mismos. Asimismo, existen tres tipos de desalineación; angular, paralela y mixta, los cuales se describen a continuación:

3.2.10.1 Desalineación angular

Esta desalineación surge cuando se proyecta los dos ejes, tanto del equipo motor como el del conducido, formando un ángulo. Véase la figura 3.122.

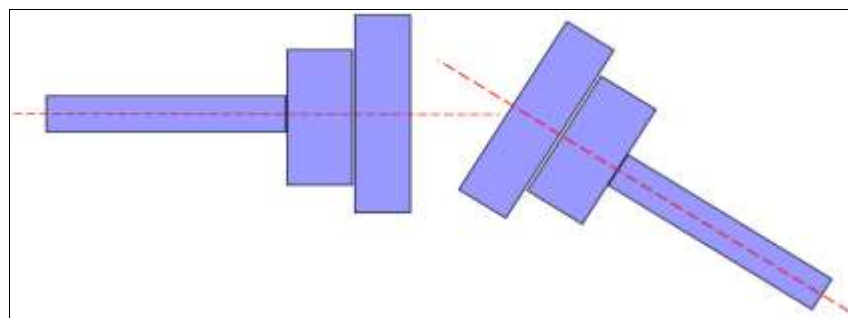


Figura 3. 18 Desalineación angular

Fuente. (Linares, 2012)

3.2.10.2 Desalineación paralela

La desalineación paralela se presenta cuando al proyectar los dos ejes, tanto del equipo motriz como el conducido, nunca se cruzan, tal como puede observar en la figura 3.19.

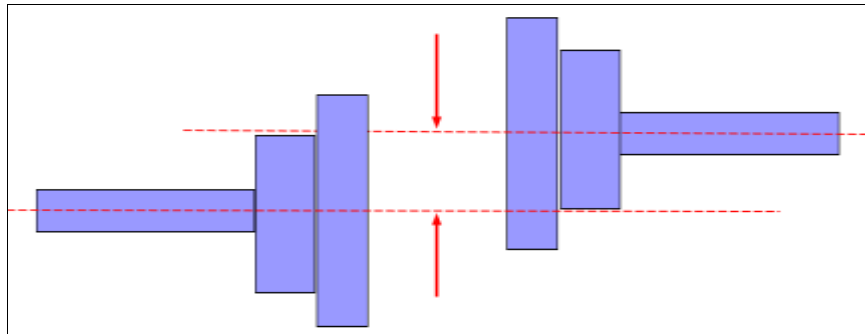


Figura 3. 19 Desalineación paralela

Fuente. (Linares, 2012)

3.2.10.3 Desalineación mixta

Este tipo de desalineación es el más frecuente, porque se utiliza la combinación de las dos, tanto angular, como la paralela. La figura 3.20 muestra una desalineación mixta.

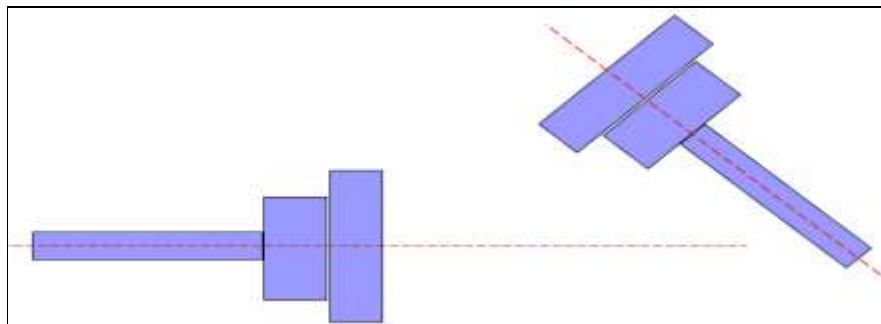


Figura 3. 20 Desalineación mixta

Fuente. (Linares, 2012)

No obstante, una buena alineación garantiza:

- Consumo de energía reducido
- Reducción de fallos en el rodamiento, junta, eje y acoplamiento
- Temperaturas más bajas en rodamientos y acoplamientos
- Reducción de las vibraciones
- Ausencia de agrietamiento (o rotura) de los ejes

- Pernos de anclaje bien sujetos

Una alineación precisa de los ejes contribuye de distintas maneras, a reducir gastos y a tener un medio ambiente más limpio y sustentable.

3.3 Estándares determinados para el análisis vibracional

3.3.1 Normas de severidad vibracional

El estado de una máquina se determina mejor, por una serie de mediciones de vibración hecho en un largo tiempo. Normas absolutas se pueden usar como guía si no hay datos históricos. A través de los años, se hicieron varios intentos para establecer niveles de vibración absolutos o normas de niveles para una operación aceptable en diferentes tipos de máquinas.

3.3.2 Norma ISO 2372

La norma ISO 2372 detalla los diferentes límites en la condición mecánica de la máquina, de acuerdo con las potencias de ésta y el tipo de soporte. Estos indicadores contemplan la medición del nivel total de velocidad RMS dentro de un rango de frecuencias de entre 10 Hz y 1000Hz. Sin embargo, es aplicable a los equipos rotativos, cuyo rango de velocidad de giro está entre 600 y 12000 RPM. Además, especifica los niveles de velocidad general de vibración, en lugar de niveles espectrales y puede ser muy engañosa. Debido al rango limitado de alta frecuencia se puede fácilmente dejar pasar problemas de rodamientos con elementos rodantes. Esta norma está considerada obsoleta y es posible reformular.

La tabla 3.1 muestra la norma ISO 2372.

Tabla 3. 1 Norma ISO 2372

Level, VdB	Menos que 20 HP	20 A 100 HP	Más que 100 HP
125	No permisible	No permisible	No permisible
121	No permisible	No permisible	Apenas tolerable
117	No permisible	Apenas tolerable	Apenas tolerable
113	Apenas tolerable	Apenas tolerable	Permisible
109	Apenas tolerable	Permisible	Permisible
105	Permisible	Permisible	Bueno
101	Permisible	Bueno	Bueno
97	Bueno	Bueno	Bueno

Fuente. (Castro, 2013)

3.3.3 Norma ISO 102216

Norma para la evaluación de la vibración de maquinaria rotativa, medida en partes no rotativas. Del año 1995, es una actualización a la anterior ISO 2372.

Los criterios son sólo aplicables a las vibraciones producidas por la máquina y no por aquellas que pudieran transmitirse a ella.

Se debe prestar atención al montaje de los transductores y se debe realizar la medición en tres direcciones: vertical, horizontal y axial. La medición se debe llevar a cabo cuando la máquina ha alcanzado un estado estable de operación y bajo condiciones nominales o específicas (p.e. velocidad, voltaje, flujo, presión y carga). En máquinas que operan a velocidad variable, se debe medir en las condiciones más críticas. (Sandoval, 2012)

La norma consta de 6 partes:

- **Parte 1:** Guías generales.
- **Parte 2:** Turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW con velocidades típicas de trabajo de 1500, 12200, 3000 y 3600 RPM.

Esta parte no cuenta con ningún subgrupo. Sin embargo, se hace una división en función de la velocidad de operación.

-1500-12200 RPM

- 3000-3600 RPM

- **Parte 3:** Maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 RPM.

En esta parte se encuentran la mayoría de los equipos industriales. Se divide en los siguientes grupos.

- Grupo 1. Máquinas grandes con potencia nominal entre 300KW y 50MW; máquinas eléctricas con altura de eje $H > 315\text{mm}$

- Grupo 2. Máquinas medianas con potencia nominal desde 15KW y hasta 300KW; máquinas eléctricas con altura de eje $160\text{mm} < H < 315\text{mm}$.

- Grupo 3. Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado. (Flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15KW. (Castro, 2013)

- Grupo 4. Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor integrado. (Flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15KW.

Después se debe determinar el tipo de apoyo (rígido o flexible). Apoyo rígido se refiere a concreto. Todo lo demás es apoyo flexible.

Y por último la velocidad:

$\omega > 600 \text{ RPM}$

$\omega < 600 \text{ RPM}$

- **Parte 4:** Conjuntos movidos por turbinas de gas, excluyendo las empleadas en aeronáutica. Con potencia nominal mayor o igual a 3MW.

Para turbinas con velocidades altas por ejemplo. 22000 RPM, se debe ajustar la frecuencia a 5000 Hz. (Normalmente auto ajustada en los instrumentos de medición).

- **Parte 5:** Conjuntos de máquinas en plantas de hidro-generación y bombeo (únicamente disponible en inglés). Esto se divide en 4 grupos, detallados en la norma.

- **Parte 6:** Máquinas reciprocantes con potencia nominal mayor a 100KW.

La norma incluye 7 tablas de valores, los cuales se deben seleccionar según los valores de vibración iniciales de la máquina. (Castro, 2013).

La figura 3.21 muestra los rangos de severidad de vibración, según la norma ISO 102216. Y la especificación se da por colores y letras A. B. C y D.

Evaluación

Zona A: Valores de vibración de máquinas recién puestas en funcionamiento o reacondicionadas.
 Zona B: Máquinas que pueden funcionar indefinidamente sin restricciones.
 Zona C: La condición de la máquina no es adecuada para una operación continua, sino solamente para un periodo de tiempo limitado. Se deberían llevar a cabo medidas correctivas en la siguiente parada programada.
 Zona D: Los valores de vibración son peligrosos, la máquina puede sufrir daños.

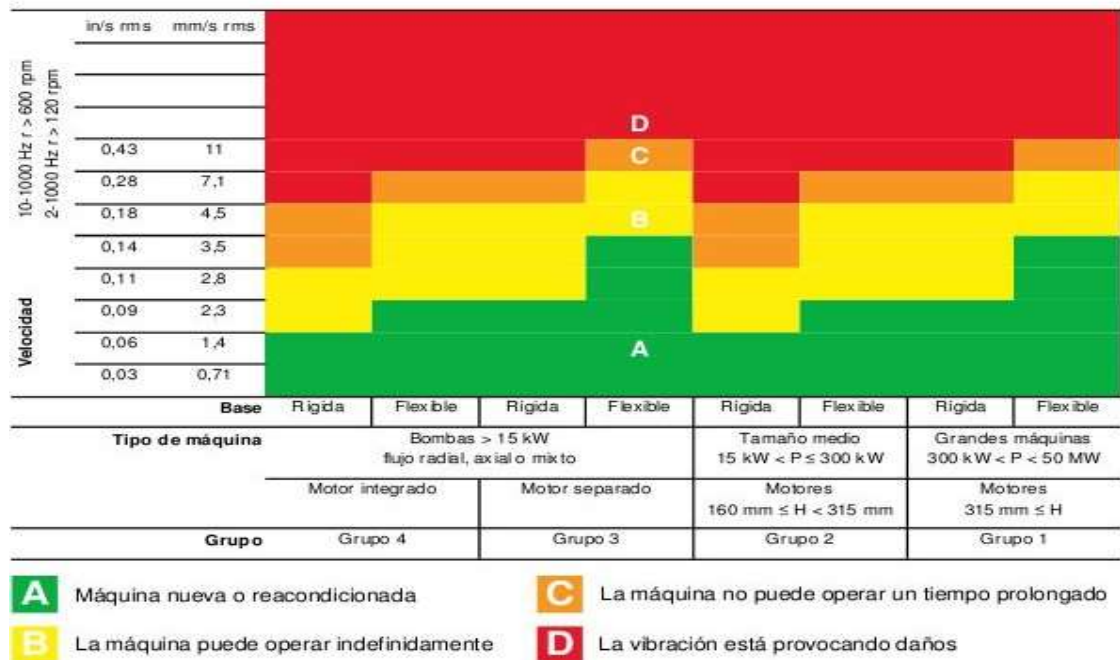


Figura 3. 21 Rangos de severidad de vibración de la norma ISO 102216
 Fuente. (Glenn, 2003) & (Castro, 2013)

3.3.4 Normas DLI

En la tabla 3.2 y figura 3.22 pueden observar que la Norma DLI es posible aplicar a un gran número de máquinas rotativas con una confianza razonable. Pues, es un rango importante para maquinaria industrial.

Tabla 3. 2 Norma DLI

Nivel de vibración	< 30 Hz	30 Hz - 1000 Hz	> 1000 Hz
Extremo	10 mils p-p	125 VdB rms	11.2 G rms
Excesivo	4.2 mils p-p	117 VdB rms	4.46 G rms
Tolerable	1.5 mils p-p	108 VdB rms	1.58 G rms
Aceptable	0.6 mils p-p	100 VdB rms	0.630G rms

Fuente. (Castro, 2013)

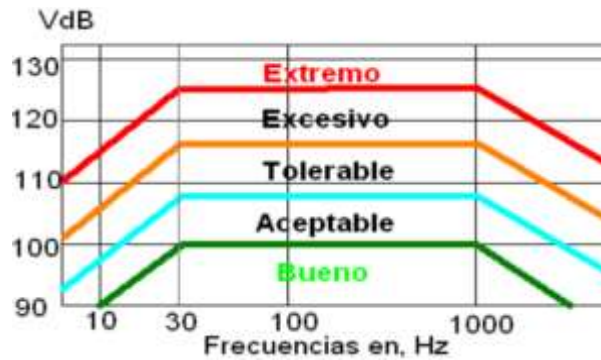


Figura 3. 22 Norma DLI y sus niveles VdB vs Frecuencia

Fuente. (Glenn, 2003) & (Castro, 2013)

3.3.5 Niveles aceptables de vibración

Los niveles de vibración ayudarán a determinar la intensidad de la misma, y a la vez, ayudará a comparar los datos obtenidos con el monitoreo, al momento de medir y de esa manera, analizar de cómo se encontrarían los diferentes activos. Pues, los valores admisibles de vibración para los activos se muestran en la tabla 3.4:

Tabla 3. 3 Niveles aceptables de vibración

MÁQUINAS Y ELEMENTOS	VALORES ADMISIBLES
Turbinas de gas, de vapor o hidráulicas	2.5 mm/s
Motores eléctricos, bombas, ventiladores	4.5 mm/s
Ventiladores asentados en resortes	7.1 mm/s
Motores de combustión interna	12.5 mm/s
Llanta de un auto	40 mm/s

Fuente. (A-MAQ S.A. , 2005)

3.4 Reglas para interpretación de espectros y determinación de problemas

3.4.1 Tablas de diagnóstico vibracional

Las siguientes tablas muestran detalles de las fuentes de vibración.

Tabla 3. 4 Desbalanceo

Fuente de vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Carácter espec. de la envolvente	Comentarios
Desbalanceo de masa	1X	Radial*	Uniforme	Banda angosta	Flexión debida a tensiones estáticas que pueden causar un incremento de la amplitud
Dinamico	1X	Radial		Por lo general algunos armónicos 1X	Forma mas común de desbalanceo
Par de fuerzas	1X	Radial, axial			
Rotor sobresaliente	1X	Axial, radial			

Fuente. (Castro, 2013)

Tabla 3. 5 Desalineación

Fuente de vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Carácter espec. de la envolvente	Comentarios
Desalineación angular	1X, 2X	Axial	Uniforme	Banda angosta	La mayoría de las desalineaciones son una combinación de paralelo y angular
Desalineación paralelo	1X, 2X	Radial	Uniforme	Banda angosta	En largos acoplamientos, 1X será mas alto
Combinación de paralelo y angular	1X, 2X	Radial, axial	Uniforme	Banda angosta	Desalineación también se ve múltiplos de 2X
Rodamiento chueco	2X, 1X incrementados y tonos de rodamiento	Radial, axial	Alta uniforme	Banda angosta	Generalmente acompañada de componentes axiales

Impulsadora desalineada	2X, incremento en armónicos de ritmo de alabes	Radial	Uniforme	Banda angosta	Generalmente acompañada de amplitudes bajas axiales
Desalineamiento de engranes	Fuerte ritmo de engrane	Radial, axial	Uniforme	Generalmente bandas laterales alrededor del ritmo del engrane	Armónicos de engrane son comunes

Fuente. (Castro, 2013)

Tabla 3. 6 Problemas de compresor

Fuente de vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Carácter espec. de la envolvente	Comentarios
Tipo difusor	Paso de alabes	Radial	Uniforme	Banda angosta	
Tipo pistón	2X	Radial, axial	Uniforme	Banda angosta	Por lo general armónicos 1X

Fuente. (Glenn, 2003)

Tabla 3. 7 Problemas de ventiladores

Fuente de vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Carácter espec. De la envolvente	Comentarios
Problema de juego de aspas y del carter del ventilador	Ritmo de aspas = X veces el número de aspas	Radial	Uniforme	Banda angosta	A veces hay armónicos al paso de aspas
Desbalanceo del ventilador	1X	Radial	Uniforme	Banda angosta	
Problema de paso	1X	Axial	Uniforme	Banda angosta	
Velocidad de aire desigual	Paso de aspas	Radial	Uniforme	Banda angosta	

Fuente. (Glenn, 2003)

Tabla 3. 8 Holgura mecánica

Fuente de vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Carácter espec. de la envolvente	Comentarios
Holgura de la base	Armónicos 1X	Generalmente tangencial	Uniforme	Banda angosta	Indicado por flexibilidad de la base
Holgura en rodamiento gorrón	Armónicos 1X	Radial	Uniforme	Banda angosta	Los armónicos se pueden extender hasta 10X
Holgura extrema de rodamiento con gorrón	Armónicos 0.5X	Radial	Uniforme		A veces también hay armónicos 0.25X

Fuente. (Castro, 2013)

Tabla 3. 9 Problemas de banda

Fuente de vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Carácter espec. de la envolvente	Comentarios
Bandas mal emparejadas, desgastadas o estiradas	Múltiplos de la frecuencia de banda (B). Por lo general 2B es lo mas fuerte	Radial en línea con las bandas			B siempre es inferior a 1X
Poleas excéntricas o desbalanceadas	Flecha 1X	Radial	Uniforme		Se confunde fácil con desbalanceo
Desalineación de la banda o de la polea	1X de la conductora o la conducida	Axial	Uniforme		Confirmar con un estroboscopio
Resonancia de la banda	Varia	Radial	Puede fluctuar		Resonancia de la banda sin relación con la velocidad de rotación
Tension de la banda incorrecta	Picos de la frecuencia de banda, generalmente predomina el 2B	Radial	Inestable		Puede provocar el desgaste de los rodamientos

Fuente. (Castro, 2013)

Usualmente las bandas en máquinas eléctricas rotatoria se emplean para transmisión de movimiento de mecanismos eléctrico-mecánicos, se puede

incluir el control de velocidad. Una banda de este tipo se conoce como correa de distribución.

La banda o correa de distribución, faja de distribución o correa dentada, es uno de los más comunes métodos de transmisión de la energía mecánica entre un piñón de arrastre y otro arrastrado, mediante un sistema de dentado mutuo que posee tanto la correa como los piñones, impidiendo su deslizamiento mutuo. Normalmente enlaza un generador de movimiento con un receptor de la misma por medio de poleas o piñones.

La tabla 3.11 muestra algunos problemas de rodamientos con elementos rodantes.

Tabla 3. 10 Problemas con elementos rodantes

Fuente de vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Carácter espec. de la envolvente	Comentarios
Anillo interior defectuoso. Defecto pequeño	Bpfi, armónicos de bphi	Radial	Uniforme	Picos no sincronicos	Carga radial
Defecto interior defectuoso, un defecto moderado	Bpfi con armónicos y bandas laterales de 1X	Radial	Modulado en amplitud	Picos no sincronicos con bandas laterales de 1X	Niveles de carga radial incrementados
Anillo interior defectuoso. Dos o tres defectos pequeños	Bpfi y armónicos Radial prominentes	Radial	Alta, uniforme	Banda ancha	El ruido de banda ancha incrementa
Anillo interior defectuoso. Múltiples pequeños defectos. Aspereza alrededor del anillo	Bpfi y armónicos prominentes	Radial	Alta, uniforme	Picos no sincronicos	El ruido de banda ancha incrementa
Anillo exterior defectuoso. Un pequeño defecto	Bpfo y armónicos	Radial	Uniforme	Picos no sincronicos	Los armónicos tienen un mas alto que la frecuencia fundamental
Anillo exterior defectuoso. Un solo defecto moderado	Bpfo y armónicos	Radial	Uniforme	Picos no sincronicos	El ruido de banda ancha incrementa
Bola o rodillo defectuoso (Único)	Bsf y armónicos	Radial	Alta uniforme	Banda angosta	
Bolas defectuosas (varias)	Bsf y armónicos	Radial	Uniforme	Banda angosta	El ruido de banda ancha incrementa
Jaula defectuosa rota en un lugar	Ruido de banda ancha	Radial	Uniforme	Banda ancha	Nivel de ruido bajo
Jaula rota en pedazos	Ruido de banda ancha	Radial	Uniforme	Banda ancha	Ruido causado por los pedazos de la jaula en el rodamiento
Precarga o lubricación inadecuada	Ruido de alta frecuencia monton de "heno"	Radial		Banda ancha	El ruido de banda ancha incrementa
Holgura del cárter	1X, 2X, 3X	Radial		Banda angosta	
Holgura extrema o falla	0.5X, 1X Armónicos	Radial			Línea de base del ruido de baja frecuencia se va elevando
Juego excesivo en un rodamiento	Armónicos 0.5X, 1X	Radial			4X hasta 8X o 7X hasta 15X
Rodamiento chueco	2X, 1X, Tonos de rodamiento	Radial, axial	Elevado uniforme	Banda angosta	Diferencia de fase de 180 grados en medidas axiales en cada lado del cárter del rodamiento

Fuente. (Glenn, 2003)

Observación

X: frecuencia de rotación

ftf: frecuencia fundamental de tren (aprox. 0.322X hasta 0.42X)

bsf: frecuencia de rotación de bola (aprox. 1.5X hasta 3X)

bpfi: frecuencia de paso de bola, anillo interior (aprox. 4X hasta 10X)

bpfo: frecuencia de paso de bola, anillo exterior (aprox. 2X hasta 7X)

Tabla 3. 11 Problemas de turbinas

Fuente de vibración	Frecuencia de excitación	Plano dominante	Amplitud	Carácter espec. de la envolvente	Comentarios
Problema de juego del rotor	Ritmo de paso de alabes del rotor	Radial	Uniforme	Banda angosta	Los armónicos por lo general son mas altos en nivel que 1X. Bandas laterales alrededor del paso de alabes en 1X.

Fuente. (Glenn, 2003) & (Castro, 2013)

3.4.2 Reglas para el análisis de espectros

Desbalanceo

Ejes soportados en ambos lados = 1XR y 1XT altos en ambos lados

Eje en voladizo = 1XA mayor que 1XR o 1XT.

Rodamiento Desalineado

2X mayor que 1X en cualquier lado

Desalineamiento Angular

1XA mayor que 1XR o 1XT en ambos lados del motor.

Desalineamiento Paralelo

2XR o 2XT mayor que 1XR o 1XT en cualquier lado del motor.

Pie Cojo

1XR alto

Flexibilidad Transversal

1XT mayor que 1XR en los dos lados del motor.

Eje Pandeado

1XA alto en ambos lados del motor

Rozamientos

Picos menores a 1X altos.

Fallas de Acoples

Picos en 3X altos.

Falla de Rodamientos

Armónicos no síncronos.

Bandas laterales.

Holgura Mecánica

Picos altos desde 3X.

Fase Eléctrica

Pico alto a 120 Hz

CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE VIBRACIÓN DE MOTORES ELÉCTRICOS

4.1 Análisis espectral

Las tendencias de amplitud de vibración: Indican la rata de deterioro, se vigila la tendencia contra niveles permisibles que pueden ser establecidos de acuerdo a estándares industriales o de acuerdo a condiciones particulares de la máquina, su historial o línea base. Los niveles de amplitud son el primer acercamiento para definir una condición anormal y su severidad, pero no es el único parámetro a considerar en este sentido. Al analizar la amplitud global de vibración se debe observar el tipo de unidad monitoreada (desplazamiento, velocidad, aceleración, shock pulse) cada una de estas unidades nos “hablan” de un comportamiento determinado.

Evaluar además la direccionalidad de la vibración, ¿en cuál dirección se observa la mayor incidencia, horizontal, vertical, axial?, analizar esto nos ayuda a identificar ciertos problemas. Es importante en los gráficos de tendencias históricas evaluar el comportamiento de la señal RMS vs. señal pico, igualmente esto nos va guiando hacia ciertas condiciones mecánicas.

Espectros de Frecuencias: Si la amplitud de vibración es una medida de la severidad de un problema, de cuánto vibra una máquina, la frecuencia nos indica porque vibra. El análisis de los componentes de frecuencia nos orienta hacia la causa de la vibración anormal. Basados en el hecho de que cada componente de máquina desarrolla frecuencias particulares, bien sea operativas o de fallas, y que cada problema mecánico, eléctrico u operacional presenta patrones de frecuencia característicos, el análisis espectral se convierte en una importante herramienta de diagnóstico.

Cuando se afronta un análisis de frecuencias de la señal de vibración en un equipo rotativo debemos identificar inicialmente la denominada frecuencia sincrónica o 1XRPM, de allí parte la interpretación del resto del patrón espectral y es una forma de validar la señal en su correspondencia con la máquina monitoreada, importante además determinar si el conjunto de maquinaria monitoreada presenta relaciones de transmisión, lo que arrojaría otras frecuencias sincrónicas a identificar en el espectro.

Luego identificar las frecuencias denominadas inherentes, aquellos componentes de frecuencia que deben estar presentes en el espectro de vibraciones porque representan una frecuencia operativa de algún componente, por ejemplo, el paso de álabes en una bomba centrífuga o la frecuencia de engrane en una caja reductora.

Finalmente identificamos el resto de componentes de frecuencia presentes y su relación, es decir determinar si se trata de armónicas, sub-armónicas, frecuencias asíncronas, frecuencias naturales, etc. Los gráficos en cascada, que representan espectros históricos, son útiles para identificar cambios en los patrones de desempeño, identificar nuevas frecuencias de fallas y evaluar la tendencia de amplitud de cada componente de frecuencia individualmente.

Formas de Onda/Ondas de Tiempo: En algunas situaciones es importante el análisis de la señal de vibración más simple, las ondas de tiempo nos ayudan a identificar la dinámica del movimiento. Saber si es una onda sinusoidal, cuadrada o de amplitud modulada, por ejemplo, es de gran utilidad para asociar este patrón con ciertas fallas mecánicas o eléctricas.

Lecturas de Fase: El análisis de amplitud y de frecuencias muchas veces debe ser complementado con mediciones de fase, se trata de evaluar “cómo” se mueve la máquina o alguno de sus componentes en relación a una referencia con el objetivo de identificar patrones de movimiento característicos ante la presencia de algún problema determinado. Por ejemplo, fallas como la desalineación entre ejes o el desbalanceo son situaciones típicas donde las lecturas de fase se hacen útiles para diagnosticar la variante de la falla, esto es importante porque ayuda a determinar la mejor forma de corregir el problema.

En la figura 4.1 muestra un ciclo de detección, análisis, mantenimiento y verificación, según el análisis vibratorio.



Figura 4. 1 Ciclo para uso del análisis vibracional a maquinas eléctricas rotatorias

Fuente: (Sandoval, 2012)

Es importante mencionar que toda máquina a medida que se incremente sus horas de operación, será necesario reducir los intervalos de monitoreo hasta su reparación, evitando con ello la falla en el equipo. Lo importante en este caso, es que se lleve un control estricto de cada falla, una vez encontrada determinar sus posibles causas para mediante esto poder aplicar algún medio correctivo. En la figura 4.2 se muestra un analizador de vibraciones.



Figura 4. 2 Analizador de vibraciones

Fuente: (CREATIVEIT GROUP, 2016)

El Analizador de Vibraciones, es un equipo especializado que muestra en su pantalla el espectro de la vibración y la medida de algunos de sus parámetros.

4.2 Análisis espectral de bomba de combustible a caldera

La figura 4.3 muestra la gráfica de espectro (RAT). Por tanto, los gráficos de tendencias de amplitud, las ondas de tiempo se los obtiene con los valores siguientes:

Velocidad: 1XM 1176.3

Amplitud máxima global: 0.77 mm/s

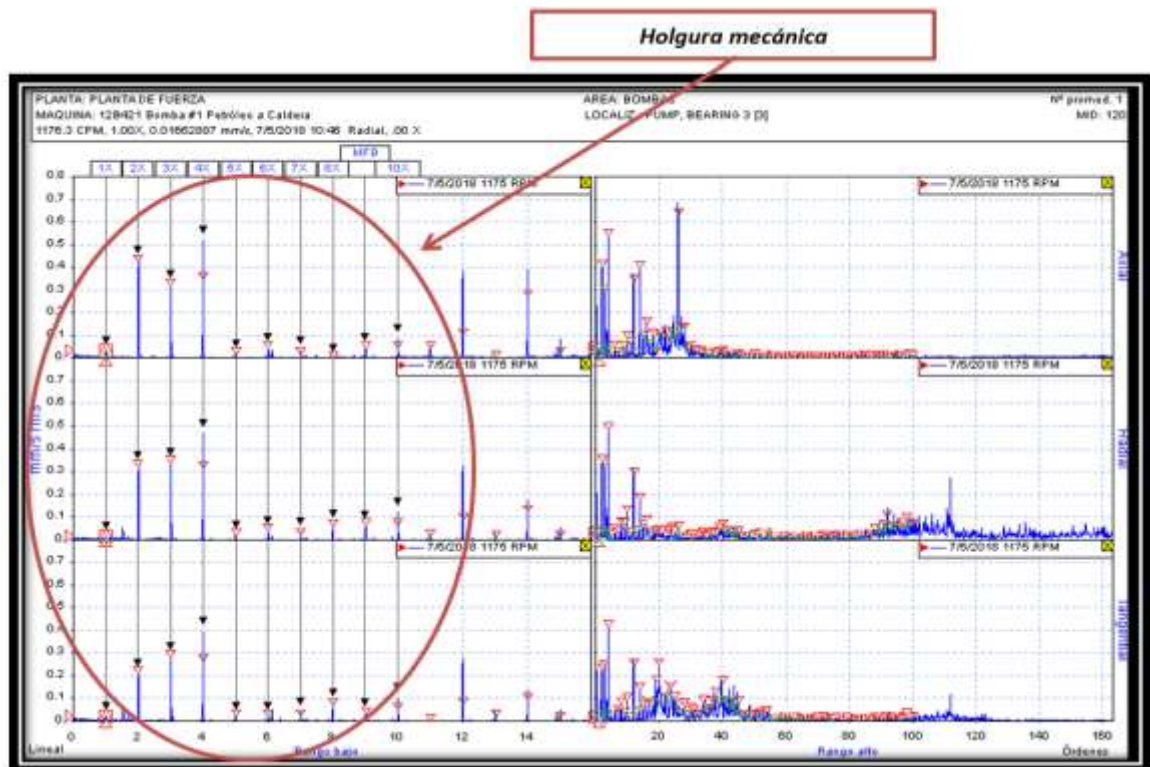


Figura 4. 3 Análisis espectral de bomba combustible a caldera

Fuente: (Sandoval, 2012)

Mediante análisis espectral de vibraciones, se aprecia la holgura mecánica y se detectan picos igual a frecuencia de velocidad 1x, lo que está reflejado por desgaste en los rodamientos y de las paletas de la bomba.

No obstante, se recomienda realizar: mantenimiento general de la bomba y alineación con láser.

4.3 Análisis espectral de bomba de tanque almacenamiento

En la figura 4.4 se puede observar la gráfica de espectro Radial, Axial y Tangencial (RAT) del análisis espectral del lado acople.

Velocidad: 1XM 1177.7

Amplitud máxima global: VdB 116.7 (6.226 mm/s).

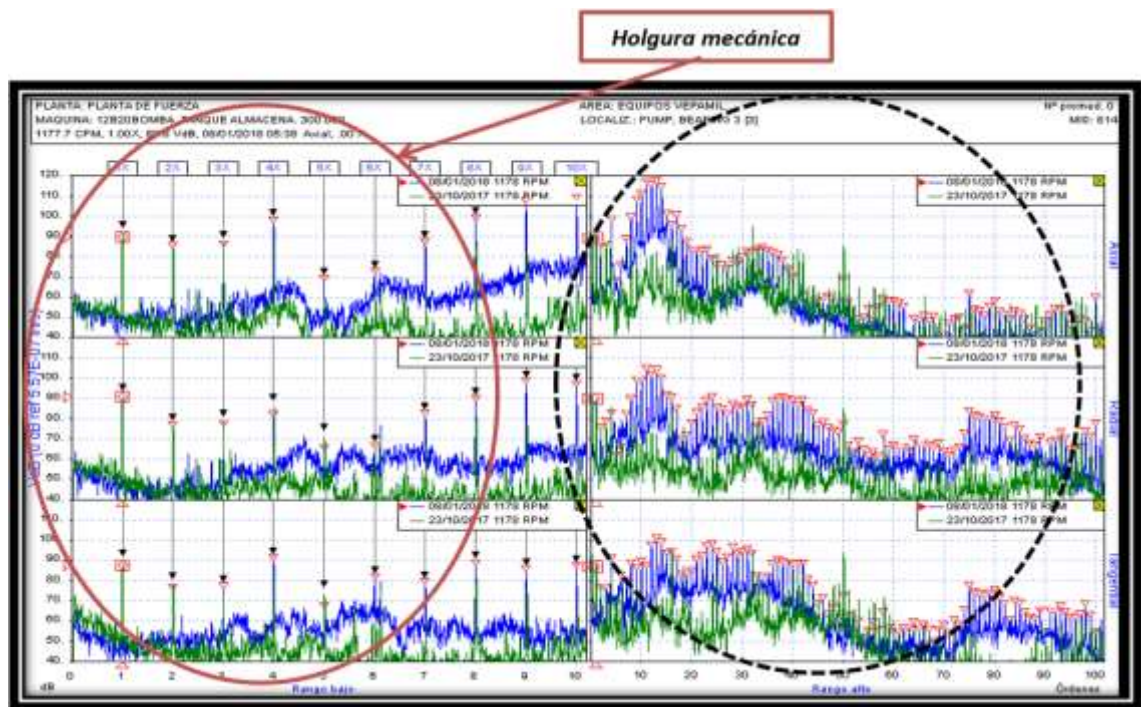


Figura 4. 4 Bomba de tanque almacenamiento de 300 galones

Fuente. (Castro, 2013)

Analizando los espectros de vibraciones se puede observar que se tiene holgura mecánica e incremento en los tonos a frecuencia de alabes de la bomba. Esto se lo puede ver en la gráfica, al lado derecho en alta frecuencia, lo que puede también estar siendo originado por desgaste en los rodamientos de la bomba.

Se recomienda realizar:

- Cambio de rodamiento de la bomba y revisar estado de cajas.
- Revisar estado de paletas de la bomba.
- Alineación con láser del equipo.

4.4 Análisis espectral a bomba de vacío

En este análisis se obtienen los datos de vibraciones y se observa picos que indican soltura en las bases posteriores de la bomba de vacío (patas flojas). Además, se obtienen picos a frecuencia 10.52 mm/s de vanes por incrustaciones. En la figura 4.5 se muestra la gráfica de espectro simple 4 (TRA)

Velocidad: 1XM 411

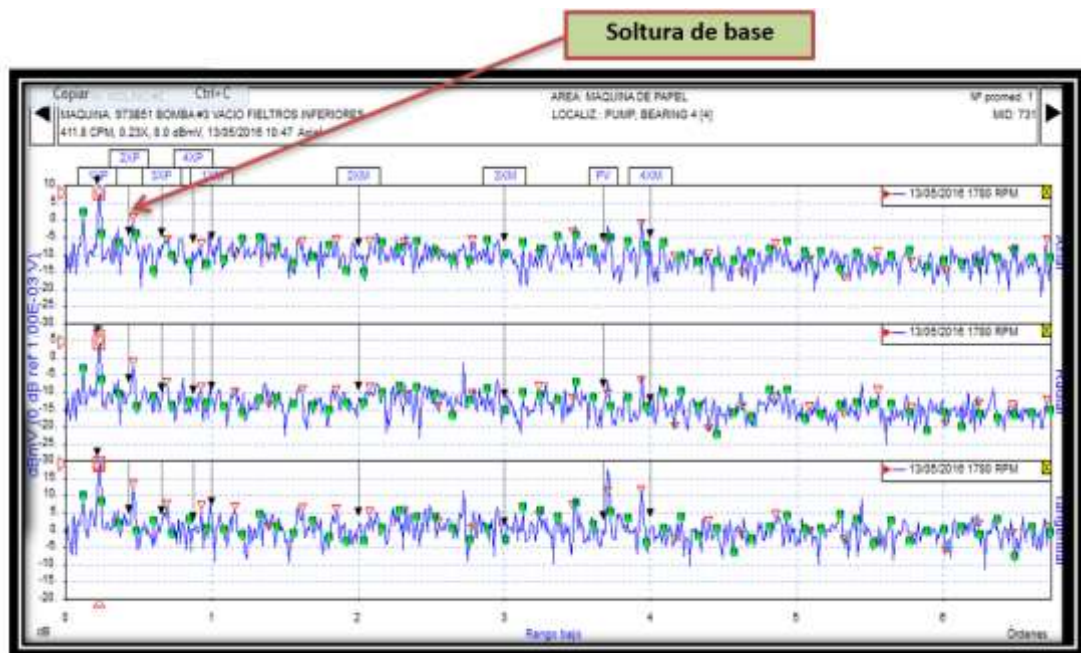


Figura 4. 5 Análisis espectral de bomba de vacío

Fuente. (Sandoval, 2012)

Se recomienda realizar:

- Limpieza de químicos o cambio de bomba.
- Reajuste de pernos de las bases de la bomba o caso contrario, colocar empaque de lanas.

4.5 Falla del motor bomba vacío

El diagnóstico se realizó en una empresa empackadora de camarón, ubicada en la Parroquia Pascuales de Guayaquil, en el proceso de lavado y preparación para congelar el camarón se emplean motores asíncronos, compresores, bandas transportadoras, dosificadoras. Y en las cuales, en las máquinas eléctricas giratorias se efectúa el análisis vibratorio.

No obstante, en el mes de junio se efectuaron el análisis de las siguientes partes. En la inspección que se realizó en el rodamiento se evidenció holgura en la canastilla, denotando esta falla por el ruido que se manifestaba en la chumacera. Además, se registró dicho desperfecto en el equipo de vibraciones, razón por la cual, se decidió con producción y área técnica el cambio de rodamiento a primera hora del día siguiente. También, cabe resaltar que se observó limallas en el interior de la chumacera por el severo desgaste de la canastilla del rodamiento. Véase la figura 4.6.



Figura 4. 6 Desgaste de canastilla de rodamiento

Fuente. El autor

Luego, se puede apreciar en la figura 4.7 la canastilla defectuosa



Figura 4. 7 Canastilla dañada

Fuente. El autor

Igualmente, en la figura 4.8 se observa otra sección de la canastilla



Figura 4. 8 Parte de la canastilla

Fuente. El autor

Acción correctiva de la falla

Luego de identificado el problema por falla en la canastilla, debido a una fatiga del rodamiento, se procedió al cambio inmediato del mismo, el cual consistió en el reemplazo del buje y rodamiento, realizando en el menor tiempo posible.

Recomendaciones:

1. Continuar con el cambio programado de los rodamientos que ya tiene su vida útil ya subestimada.
2. Implementar nuevo sistema de lubricación centralizada

4.6 Descripción de falla fractura eje bomba

Un análisis espectral RAT determinaba problemas de flujo en el sistema de limpieza "cribas", al realizar la inspección correspondiente se encuentra que la bomba giraba normalmente, pero no la parte interna que corresponde al impulsor y revisando minuciosamente se constata que hay fractura del eje de la bomba. Ante dicha situación, es probable que la fractura se haya dado por la fatiga del material, ya que el eje fue rellenado con soldadura.

La figura 4.9, 4.10 y 4.11 muestran imágenes de dicho problema con el eje de bomba.



Figura 4. 9 Eje de bomba roto
Fuente. El autor



Figura 4. 10 Vista de rodamiento afectado
Fuente. El autor



Figura 4. 11 Eje rellenado
Fuente. El autor

Acción correctiva de la falla

Una vez detectada la falla se procede a realizar el cambio de la botella utilizando una que se encontró en la bodega de equipos recuperados, esta bomba ya había sido recuperada anteriormente y está lista para ser utilizada, esto ayudo a realizar el cambio en el menor tiempo posible.

Recomendaciones

Se recomienda mantener en bodega un *back up* de esta bomba y por ende evitar usar ejes rellenos con soldadura en equipos recuperados. Además, en parada corta o mensual realizar alineación laser de este equipo.

4.7 Falla de motor transferencia en vacío

El operador reporta al técnico eléctrico de turno que al incrementar la velocidad de la máquina a más de 6000b/h, está se detiene. El técnico revisa el historial de eventos del variador verificando que no se presenta ninguna falla, por lo que se realiza una inspección visual del motor, observando que existe filtración de aceite de la caja reductora, contaminando el encoder y ventilador del motor de transferencia en vacío.



Figura 4. 12 Motor Transferencia en vacío introductor IMP 1

Fuente. El autor



Figura 4. 13 Encoder contaminado con aceite

Fuente. El autor



Figura 4. 14 Historial de eventos del variador del motor transferencia en vacío

Fuente. El autor

Acción correctiva de la falla

Para descartar posibles fallas del motor se realizó pruebas con el equipo MCEmax, (lado derecho de figura 4.14) encontrándolo en condiciones de operación normales. Además, se verifica visualmente el estado del encoder, observando contaminación de aceite en la electrónica del codificador, siendo necesario realizar el cambio por uno nuevo de almacén de repuestos.

Recomendaciones

1. Revisar la caja reductora del motor de arrastre en vacío: verificar estado de retenedores y respiraderos.

Por la cantidad de encoder (ERN 13221 20422 62S12-30 HEIDENHAIN) de este tipo instalados en las imprentas es necesario mantener un stock mínimo en bodega para recambio por averías.

Conclusiones

Todas las máquinas presentan ciertos niveles de vibración, aunque se encuentren operando correctamente. Sin embargo, cuando se presenta alguna anomalía, estos niveles normales de vibración se ven alterados indicando la necesidad de una revisión del equipo.

Las máquinas eléctricas rotativas de una industria pueden ser evaluados empleando el análisis de los espectros de vibración, las órbitas y las lecturas de fase. Por tanto, son las herramientas que ayudan en el proceso de análisis y diagnóstico de fallas asociadas a la condición dinámica en la maquinaria rotativa.

No obstante, vincular estos parámetros con patrones característicos de fallas o compararlos con la línea base de desempeño, es la tarea del analista de vibraciones para detectar anomalías y corregirlas oportunamente.

Cuando se realiza un trabajo de diagnóstico, siempre se busca el efecto para tratar de descubrir la causa. Este trabajo de diagnóstico está compuesto de dos etapas: Obtención de los datos de una manera sistemática e Interpretar los datos e identificar los problemas.

Para cumplir con el primero de estas etapas, uno de los primeros pasos a seguir en el análisis de vibraciones en una máquina es obtener un valor "global" de las vibraciones para poder determinar la condición general de la misma.

Estas mediciones deben realizarse en distintos puntos y en tres direcciones, vertical, horizontal y axial. Algunos puntos importantes para la medición de las vibraciones, son ubicados sobre los cojinetes o cerca de ellos, porque es a través de los cojinetes por donde se transmiten las fuerzas de vibración.

Las mediciones en distintas direcciones son necesarias debido a que algunos problemas de máquinas rotativas se manifiestan más, en alguna dirección que en otra.

En general, las mediciones de vibraciones globales se realizan en forma de velocidad (mm/seg), debido a que la experiencia ha demostrado que las

mediciones de velocidad son la mejor indicación para evaluar la severidad de las vibraciones en el rango normal de frecuencias de giro de las máquinas rotativas usuales (de 10 a 1000 Hz). El valor global de vibraciones obtenido, comparado con los valores recomendados por el fabricante de la máquina, da una idea de la condición mecánica de la misma.

La realización de los trabajos de mantenimiento preventivo, se mide por medio de indicadores, el cual valoriza o desarrolla los efectos de estas tareas en la preservación del estado de los equipos.

El mantenimiento predictivo consiste en la supervisión del funcionamiento de un sistema o un equipo, por medio de inspecciones programadas y algún mecanismo de medición. Además, con el mantenimiento predictivo se puede prever fallas y así poder realizar un seguimiento para conocer el comportamiento de una máquina o equipo. Su aplicación se basa en la inspección del sistema o equipo en pleno funcionamiento, a través de los respectivos equipos de medición.

Recomendaciones

Se recomienda que los diagnósticos por vibración sigan normativas ISO 2372 y DLI.

El monitoreo de condición y el análisis de fallas en equipos industriales, es un proceso integral. Pues, muchas veces una sola tecnología no cubre todos los modos de fallas que puede desarrollar un equipo, en este sentido se recomienda complementar con otras tecnologías como el análisis del ruido ultrasónico, la termografía infrarroja y el análisis de corriente o calidad de energía, entre otras técnicas predictivas.

Todo plan de implantación de la estrategia predictiva se ha de fundamentar en tres pilares:

Procedimiento: Se emplea el uso de las técnicas y tecnologías predictivas.

Conocimiento: Para trabajar independientemente en la mayoría de los diagnósticos propios de su plan predictivo.

Tecnología: Software y hardware más adecuados en cada caso para ejecutar el plan predictivo de una manera práctica, efectiva y eficiente

Además, se recomienda capacitar al personal en la gestión de un plan de mantenimiento predictivo

Bibliografía

- CREATIVEIT GROUP. (2016). *Análisis de vibraciones*. Obtenido de https://www.creativeit.com.mx/analisis_vibraciones Equipos_rotatorios.htm
- Acosta A., D., & J. Molina, J. (2011). *Adquisición de vibraciones mecánicas de un motor en funcionamiento usando Labview*. Obtenido de Escuela Superior Politécnica del Litoral de Guayaquil. : <http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/19459>
- A–MAQ S.A. . (2005). *Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico*.
- Arboleda, D. (2013). *Diseño de sistema para la gestión de mantenimiento de subestaciones para la Empresa Eléctrica Regional del Sur S.A.* Obtenido de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/4333/1/UPS-CT002624.pdf>
- Arenas, M. (2008). *Diseño e implementación de un sistema de adquisición de aceleraciones con procesamiento mediante microcontrolador*. Obtenido de Universidad de Sevilla: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/11638>.
- Arias, V. (s.f.). *Manual de mantenimiento preventivo y predictivo de una subestación*. Obtenido de .
- Azima DLI. (2009). *Medición de Amplitud de Vibración*. Obtenido de <http://support.azimadli.com/vibman-spanish/medicindeamplituddevibracin.htm>
- Benitez, L. (1984). Las Fallas en los Engranajes. *Dialnet - UNC*, 1-13. Obtenido de Universidad Nacional de Colombia: <file:///C:/Users/Hp/Downloads/Dialnet-LasFallasEnLosEngranajes-4902861.pdf>
- Castro, A. (2013). *ANÁLISIS DE VIBRACIÓN EN MAQUINARIA ROTATIVA*.

- Caucalí, S. (2015). *MODELO DE PLAN DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO ORIENTADO A UNA ADMISNTRACIÓN ALTAMENTE EFECTIVA*. Obtenido de <https://repository.unimilitar.edu.co/bitstream/handle/10654/6611/ARTICULO%20TRABAJO%20FINAL.pdf;jsessionid=A31EA7538DE15498D5A8C717E95D426B?sequence=1>
- EcuRed contributors. (2019). *Movimiento Armónico Simple*. Obtenido de https://www.ecured.cu/index.php?title=Especial:Citar&page=Movimiento_arm%C3%B3nico_simple&id=3511510
- Estéves, A. (2013). *Estudio de un sistema de mantenimiento predictivo basado en análisis de vibraciones implantado en instalaciones de bombeo y generación*. Obtenido de <https://goaiberica.com/wp-content/uploads/2016/11/MANUAL-VIBRACIONES-MECANICAS-2016.pdf>
- Glenn, W. (2003). *Vibraciones Mecánicas*. Obtenido de DLI Engineering Corp.: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/3059/1/25T00193.pdf>
- Jaramillo, L., & Miño, L. (2018). *“Manual de verificación y mantenimiento Subestación Eléctrica CC Santo Domingo”*. Obtenido de <http://dspace.ucuenca.edu.ec/bitstream/123456789/31303/1/Trabajo%20de%20Titulaci%C3%B3n.pdf>
- Kulichevsky, R., Sacchi, M., & Martín, G. (2009). *Medición y análisis de vibraciones: una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en maquinarias*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/rlrleon22/analisis-de-vibraciones-65373118>
- Linares, R. (2012). *Alineación de máquinas rotatorias*. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/81605217/ALINEACION-DE-MAQUINAS-ROTATIVAS-002>
- Mejía, J. (2009). *ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MOTORES ELÉCTRICOS ASÍNCRONOS TRIFÁSICOS*. Obtenido de Universidad

de San Carlos de Guatemala:
http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0158_ME.pdf

Moreno, F., Becerra, J., & Rendón, C. (2014). Diseño de un sistema de análisis temporal y espectral para detectar fallas por vibración en motores eléctricos. *Revista Facultad de Ingeniería (Fac. Ing.)*, 41-51.

PROYEC. (2017). *El mantenimiento eléctrico*. Obtenido de <https://www.proyecelectrica.com/servicios/mantenimiento-electrico>

PRUFTECHNIK. (2011). *Porqué alinear las máquinas*. Obtenido de <https://www.cpifppiramide.com/doc/pon9.pdf>

Renovetec. (2009). *TÉCNICAS PREDICTIVAS*. Obtenido de http://www.cicloscombinados.com/tecnicaspredictivas.html#2._AN%C1LISIS_DE_VIBRACIONES.

Reyes, F., Alvarado, R., & Zambrano, S. (2007). Sistema de detección de fallas en máquinas rotativas industriales basado en el método de análisis espectral. *Revista colombiana de Tecnología avanzada*. ISSN: 1692-7257. V. 2 (10), http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portallG/home_40/recursos/02_v07_12/revista_10/16112011/v10_11.pdf.

Saavedra, P. (2011). *La medición y análisis de las vibraciones como técnica de inspección de equipos y componentes, aplicaciones, normativas y certificación*. Obtenido de Universidad de Concepción, Facultad de Ingeniería, Concepción, Chile.: <http://www.aaende.org.ar/sitio/material/CONFCHILE.pdf>

Samaniego, C. (2014). *Desplazamiento, velocidad y aceleración*.

Sandoval, F. (2012). *ANÁLISIS Y DETERMINACIÓN DE PROBLEMAS MEDIANTE DIAGNÓSTICO VIBRACIONAL EN LOS EQUIPOS CRÍTICOS DE GENERACIÓN DE OLAS ARTIFICIALES DEL PARQUE ACUÁTICO MORETE PUYU EN LA PROVINCIA DE PASTAZA*. Obtenido de ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO:

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/3059/1/25T00193.pdf>

Sanz Osorio, J. (2016). *Energía Hidroeléctrica*. España: Prensas de la Universidad de Zaragoza. UNE.

Wikipedia. (2019). *Mantenimiento correctivo*. Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/Mantenimiento_correctivo

Yoc, J. (2005). *Mantenimiento predictivo en subestaciones de distribución de EEGSA utilizando termografía de rayos infrarrojos*. Obtenido de http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0130_ME.pdf

ANEXO 1: Guía de Mantenimiento Predictivo para Motores Eléctricos

El Mantenimiento Predictivo trata de identificar averías a lo largo del tiempo y su objetivo es preparar un calendario para las intervenciones de manera precisa y eficiente para reducir considerablemente los costes producidos por paradas imprevistas o por un exceso de mantenimiento preventivo y así optimizar de este modo la vida de los rodamientos y otros elementos mecánicos.

La plataforma de gestión de información para el mantenimiento predictivo se pueden articular los procedimientos y centraliza la información relevante sobre:

- Estado de la maquinaria.
- Plan de inspecciones.
- Detalles sobre los históricos de fallos.

Este servicio se divide en varias fases para su ejecución:

- Definición de la criticidad para cada conjunto de máquinas.
- Estudio de las tecnologías predictivas aplicables a cada conjunto de máquinas.
- Determinación de los modos de fallo detectables con cada tecnología.
- Recomendación sobre la periodicidad de las inspecciones con cada tecnología.
- Documentación de los trabajos realizados.

Para el mantenimiento predictivo se basa en el estudio del funcionamiento de las máquinas rotativas a través del comportamiento de sus vibraciones. Para que este método tenga validez, es indispensable conocer ciertos datos de la máquina como lo son: su velocidad de giro, el tipo de cojinetes, de correas, el número de alabes, palas, etc. También es muy importante determinar los puntos de las máquinas en donde se tomarán las mediciones y el equipo analizador más adecuado para la realización del estudio.

Las vibraciones pueden analizarse midiendo su amplitud o descomponiéndolas de acuerdo a su frecuencia, así cuando la amplitud de la vibración sobrepasa los límites permisibles o cuando el espectro de vibración

varía a través del tiempo, significa que algo malo está sucediendo y que el equipo debe ser revisado. Los problemas que se pueden detectar por medio de esta técnica, son: • Desalineamiento • Desbalance • Resonancia • Solturas mecánicas • Rodamientos dañados • Problemas en bombas • Anormalidades en engranes • Problemas eléctricos asociados con motores • Problemas de bandas

Parámetros de Supervisión:

- Medida de vibración global o total en banda ancha.
- Medida de vibración en banda estrecha de frecuencia.
- Medida de parámetros vibratorios específicos para detección de fallos en rodamientos y engranajes (demodulación, envolvente, Spike Energy, PeakVue).
- Parámetros de la Forma de Onda: Simetría (Kurtosis) y Cresta (Skewness).
- Fase vibratoria en armónicos: 1x, 2x, 3x, ... RPM.
- Medida de vibración síncrona en picos: 1x, 2x, 3x, ... RPM.
- Medida de vibración sub-síncrona.
- Medida de vibración no-síncrona.

Gráficos de Diagnóstico:

- Forma de Onda
- Espectro de Frecuencia.
- Diagramas Pico-Fase: Bode, Nyquist, Polar
- Órbitas X-Y de canales cruzados a 90°

Fallos detectables

Mediante el análisis de vibraciones aplicado a la maquinaria rotativa se pueden diagnosticar con precisión problemas de:

- Desequilibrio
- Desalineación
- Holguras
- Roces
- Ejes doblados

- Poleas excéntricas
- Rodamientos
- Engranajes
- Fallos de origen eléctrico
- Maquinaria crítica monitorizable

La maquinaria crítica susceptible de ser monitorizada en las plantas industriales es la siguiente:

- Turbinas de vapor y de gas
- Bombas centrífugas
- Ventiladores
- Motores eléctricos
- Compresores rotativos, de tornillo y alternativos
- Agitadores, mezcladoras...
- Molinos y hornos rotativos
- Cajas reductoras Centrífugas
- Torres de refrigeración
- Motores diesel y generadores de equipos electrógenos

Tecnologías Complementarias en Mantenimiento Predictivo de Motores

Análisis por Termografía: La Termografía es una técnica que estudia el comportamiento de la temperatura de las máquinas con el fin de determinar si se encuentran funcionando de manera correcta. La energía que las máquinas emiten desde su superficie viaja en forma de ondas electromagnéticas a la velocidad de la luz; esta energía es directamente proporcional a su temperatura, lo cual implica que, a mayor calor, mayor cantidad de energía emitida. Debido a que estas ondas poseen una longitud superior a la que puede captar el ojo humano, es necesario utilizar un instrumento que transforme esta energía en un espectro visible, para poder observar y analizar la distribución de esta energía.

Análisis por Ultrasonido: El análisis por ultrasonido está basado en el estudio de las ondas de sonido de alta frecuencia producidas por las máquinas cuando presentan algún tipo de problema. El oído humano puede

percibir el sonido cuando su frecuencia se encuentra entre 20 Hz y 20 kHz, por tal razón el sonido que se produce cuando alguno de los componentes de una máquina se encuentra afectado, no puede ser captado por el hombre porque su frecuencia es superior a los 20 kHz. Las ondas de ultrasonido tienen la capacidad de atenuarse muy rápido debido a su corta longitud, esto facilita la detección de la fuente que las produce a pesar de que el ambiente sea muy ruidoso. Los instrumentos encargados de convertir las ondas de ultrasonido en ondas audibles se llaman medidores de ultrasonido o detectores ultrasónicos. Por medio de estos instrumentos las señales ultrasónicas transformadas se pueden escuchar por medio de audífonos o se pueden observar en una pantalla.

Análisis de Aceite: El análisis de aceites determina el estado de operación de las máquinas a partir del estudio de las propiedades físicas y químicas de su aceite lubricante. El aceite es muy importante en las máquinas porque sirve la protege del desgaste, controla su temperatura y elimina sus impurezas. Cuando el aceite presenta altos grados de contaminación y/o degradación, no cumple con estas funciones y la máquina comienza a fallar. La técnica de análisis de aceites permite cuantificar el grado de contaminación y/o degradación del aceite por medio de una serie de pruebas que se llevan a cabo en laboratorios especializados sobre una muestra tomada de la máquina cuando está operando o cuando acaba de detenerse.

El grado de contaminación del aceite está relacionado con la presencia de partículas de desgaste y de sustancias extrañas, por tal razón es un buen indicador del estado en que se encuentra la máquina. El grado de degradación del aceite sirve para determinar su estado mismo porque representa la pérdida en la capacidad de lubricar producida por alteración de sus propiedades y la de sus aditivos.

Mantenimiento Preventivo y Correctivo de Motor de 25 Hp de Torre de Enfriamiento Parte Motriz de Turbina de Enfriamiento

Placa del Motor con los siguientes datos:

HP:25

AMPS: 30,4

HZ: 60

RPM: 11225



Placa de motor

En esta imagen se puede ver el retiro de la tapa delantera y trasera del motor para la posterior revisión de rodamiento y bobinas. Pues, se ha encontrado que los rodamientos estaban defectuosos, bobina sucia con polvo y grasa.



Posteriormente, se hizo el retiro del rotor, para su limpieza y cambio de rodamiento. Asimismo, se verificó el diámetro del eje para asegurar de que no haya fuga en el montaje de los rodamientos.



Igualmente, se realizó la limpieza a la bobina con electrosol plus, con un compresor de aire para que el líquido ingrese en las ranuras más pequeñas y así obtener una limpieza total de las bobinas; tal como se puede observar en la primera imagen, donde se veía que la bobina estaba totalmente sucia. Sin embargo, en la segunda imagen muestra una bobina completamente limpia, sin grasa ni polvo.



Luego se colocó un foco incandescente de 150 watos para el secado de la bobina. Como así también, se colocó las tapas de cartón en ambos lados del estator, para si obtener un calentamiento uniforme y no permitir un enfriamiento por corrientes de aire.



Además, se limpian las tapas cajoneras del motor con electrosol plus.



Una vez realizada las limpiezas de las tapas cajoneras se midió el diámetro donde asientan los rodamientos para verificar que no haya fuga en el montaje de los rodamientos.



En las siguientes imágenes se pueden observar el desmontaje de rodamientos en el eje del rotor.



Finalmente, se hizo la revisión de diámetro de eje y se encontró desgastes en las bolas de los rodamientos. Por dicha razón, es necesario realizar el cambio para evitar caída del rotor sobre el estator y roce entre ellos.



Mantenimiento preventivo de motor de 2 hp, motor de clasificadora



En las imágenes siguientes se puede ver el trabajo que se ha realizado para retirar el motor de la clasificadora # 4



Seguidamente, se procedió a destapar el motor, retirando las cajoneras y tapas, como se puede ver en la imagen siguiente.



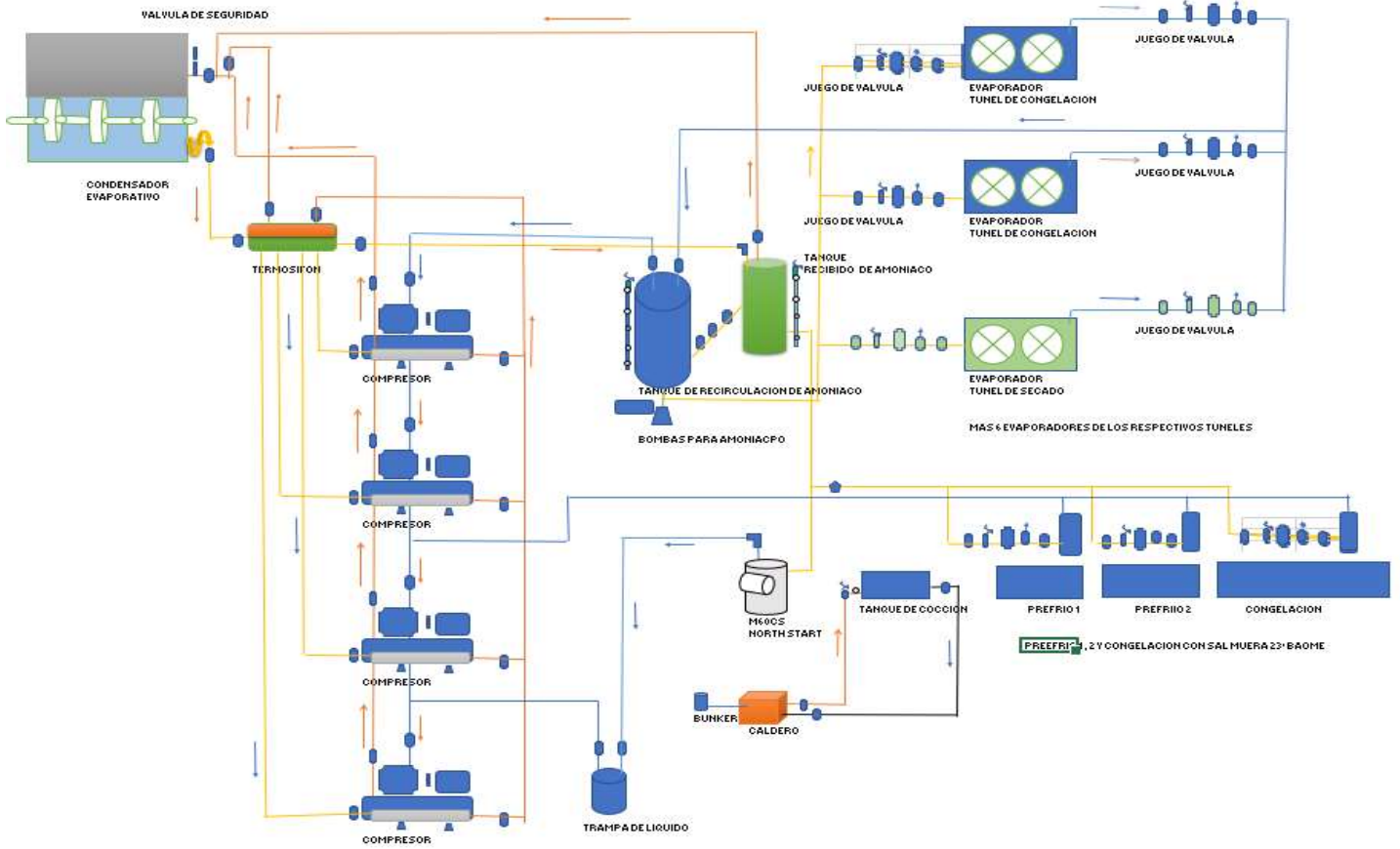
Finalmente, para terminar con el trabajo de mantenimiento preventivo, se realizó a la revisión interna del motor para asegurarse de encontrar la bobina limpia, en buen estado y con aislamiento óptimo. Además, se encontró que los rodamientos, cajoneras y tapas estaban en buen estado.

También, se realizó la limpieza externa y pintura en las tapas, para prevenir cualquier tipo de falla o anomalía en los motores.



ANEXO 2: Diagrama del sistema de congelación con amoniaco

SISTEMA DE CONGELACION CON AMONIACO





**Presidencia
de la República
del Ecuador**



**Plan Nacional
de Ciencia, Tecnología,
Innovación y Saberes**



SENESCYT
Secretaría Nacional de Educación Superior,
Ciencia, Tecnología e Innovación

DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **Mendoza Franco, Gabriel Armando** con C.C: 0927159962 autor del Trabajo de Titulación: **Estudio y diagnóstico del estado de operación de motores eléctricos mediante análisis de vibraciones. Propuesta de guía de mantenimiento**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Eléctrico-Mecánica** en la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil.

1.- Declaro tener pleno conocimiento de la obligación que tienen las instituciones de educación superior, de conformidad con el Artículo 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior, de entregar a la SENESCYT en formato digital una copia del referido trabajo de titulación para que sea integrado al Sistema Nacional de Información de la Educación Superior del Ecuador para su difusión pública respetando los derechos de autor.

2.- Autorizo a la SENESCYT a tener una copia del referido trabajo de titulación, con el propósito de generar un repositorio que democratice la información, respetando las políticas de propiedad intelectual vigentes.

Guayaquil, 22 de agosto del 2019

Mendoza Franco, Gabriel Armando

C.C: 0927159962

REPOSITORIO NACIONAL EN CIENCIA Y TECNOLOGÍA

FICHA DE REGISTRO / DE TESIS TRABAJO DE TITULACIÓN

TÍTULO Y SUBTÍTULO:	Estudio y diagnóstico del estado de operación de motores eléctricos mediante análisis de vibraciones. Propuesta de guía de mantenimiento.		
AUTOR(ES)	Mendoza Franco, Gabriel Armando		
REVISOR(ES)/TUTOR(ES)	Ing. Luis Orlando Philco Asqui		
INSTITUCIÓN:	Universidad Católica de Santiago de Guayaquil		
FACULTAD:	Facultad de Educación Técnica para el Desarrollo		
CARRERA:	Ingeniería Eléctrico-Mecánica		
TÍTULO OBTENIDO:	Ingeniero Eléctrico-Mecánica		
FECHA DE PUBLICACIÓN:	22 de agosto del 2019	No. DE PÁGINAS:	89
ÁREAS TEMÁTICAS:	Máquinas eléctricas, Mantenimiento industrial, Análisis vibratorio.		
PALABRAS CLAVES/ KEYWORDS:	Motor eléctrico, Fallas de alineación, Mantenimiento, Diagnóstico vibratorio.		
RESUMEN:	<p>El presente trabajo de titulación tiene como objetivo principal el análisis vibratorio de motores eléctricos que se emplean en una planta empacadora de camarón. Por datos estadísticos se conoce que cerca del 90% de las fallas en maquinarias están precedidas por un cambio en las vibraciones de las mismas. La metodología empleada es documental por cuanto se inspecciona fundamentos de vibraciones de motores eléctricos y sus aplicaciones. Además, es de tipo empírico-analítica por cuanto se participa en el diagnóstico de vibraciones de las máquinas eléctricas rotatorias de la planta empacadora de camarón. Posteriormente se aplica el método analítico para evaluar resultados de vibraciones en motores asíncronos. Como resultados se obtienen datos medidos (presión, temperatura, intensidad, tensión, etc.), junto con los datos espectrales obtenidos tras el análisis por vibración, y en base a todo este resultado se determina cual es el problema y cual ha podido ser la causa. La metodología que se va aplicar en este análisis es descriptiva ya que se van analizar el estado de cada uno de los componentes instalados. También se empleará el método exploratorio, ya que obtendrá información privilegiada con estos datos y se podrá encasillarlos según su orden o plan efectivo para futuros mantenimientos.</p> <p>Como conclusión se emitirán datos de posibles fallas y recomendaciones que se darán a través de las inspecciones dando como resultado un ahorro de tiempo y parada de planta o correctivas.</p>		
ADJUNTO PDF:	<input checked="" type="checkbox"/> SI	<input type="checkbox"/> NO	
CONTACTO CON AUTOR/ES:	Teléfono: +593	E-mail: gabrielmendozafranco98@hotmail.com	
CONTACTO CON LA INSTITUCIÓN:	Nombre: Ing. Orlando philco Asqui		
COORDINADOR DEL PROCESO DE UTE	Teléfono: +593-9-2209602275		
	E-mail: luis.philco@cu.ucsg.edu.ec		
SECCIÓN PARA USO DE BIBLIOTECA			
Nº. DE REGISTRO (en base a datos):			
Nº. DE CLASIFICACIÓN:			
DIRECCIÓN URL (tesis en la web):			