



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN EN BOMBAS DE
INYECCIÓN EN EL CAMPO XAN, EN EL DEPARTAMENTO DE PETÉN**

José Luis Vásquez Guillén

Asesorado por el Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma

Guatemala noviembre de 2018

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN EN BOMBAS DE
INYECCIÓN EN EL CAMPO XAN, EN EL DEPARTAMENTO DE PETÉN**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR

JOSÉ LUIS VÁSQUEZ GUILLÉN

ASESORADO POR EL ING. CARLOS ANIBAL CHICOJAY COLOMA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, NOVIEMBRE DE 2018

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

| | |
|------------|--|
| DECANO | Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco |
| VOCAL I | Ing. Angel Roberto Sic García |
| VOCAL II | Ing. Pablo Christian de León Rodríguez |
| VOCAL III | Ing. José Milton de León Bran |
| VOCAL IV | Br. Oscar Humberto Galicia Nuñez |
| VOCAL V | Br. Carlos Enrique Gómez Donis |
| SECRETARIA | Inga. Lesbia Magalí Herrera López |

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

| | |
|------------|---------------------------------------|
| DECANO | Ing. Angel Roberto Sic García (a. i.) |
| EXAMINADOR | Ing. Carlos Humberto Pérez Rodriguez |
| EXAMINADOR | Ing. Edwin Estuardo Sarceño Zepeda |
| EXAMINADOR | Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma |
| SECRETARIA | Inga. Lesbia Magalí Herrera López |

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN EN BOMBAS DE INYECCIÓN EN EL CAMPO XAN, EN EL DEPARTAMENTO DE PETÉN

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha diciembre 2017.


José Luis Vásquez Guillén

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIDAD DE EPS

Guatemala, 10 de julio de 2018
REF.EPS.DOC.498.07.18.

Inga. Christa Classon de Pinto
Directora Unidad de EPS
Facultad de Ingeniería
Presente

Estimada Ingeniera Classon de Pinto.

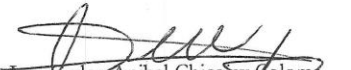
Por este medio atentamente le informo que como Asesor-Supervisor de la Práctica del Ejercicio Profesional Supervisado (E.P.S.), del estudiante universitario **José Luis Vásquez Guillén** de la Carrera de Ingeniería Mecánica, con carné No. 201404273, procedí a revisar el informe final, cuyo título es **PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN EN BOMBAS DE INYECCIÓN EN EL CAMPO XAN, EN EL DEPARTAMENTO DE PETÉN.**

En tal virtud, **LO DOY POR APROBADO**, solicitándole darle el trámite respectivo.

Sin otro particular, me es grato suscribirme.

Atentamente,

"Id y Enseñad a Todos"


~~Ing. Carlos Anibal Chicojaj Coloma~~
Asesor-Supervisor de EPS
Área de Ingeniería Mecánica

c.c. Archivó
CACC/ra



Edificio de EPS, Facultad de Ingeniería, Ciudad Universitaria, zona 12.

Teléfono directo: 2442-3509

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIDAD DE EPS

Guatemala, 10 de julio de 2018
REF.EPS.D.237.07.18

Ing. Carlos Roberto Pérez Rodríguez
Director Escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería
Presente

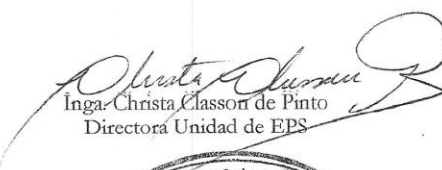
Estimado Ingeniero Pérez Rodríguez:

Por este medio atentamente le envío el informe final correspondiente a la práctica del Ejercicio Profesional Supervisado, (E.P.S) titulado: **PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN EN BOMBAS DE INYECCIÓN EN EL CAMPO XAN, EN EL DEPARTAMENTO DE PETÉN**, que fue desarrollado por el estudiante universitario **José Luis Vásquez Guillén** quien fue debidamente asesorado y supervisado por el Ingeniero Carlos Anibal Chicojay Coloma.

Por lo que habiendo cumplido con los objetivos y requisitos de ley del referido trabajo y existiendo la aprobación del mismo por parte del Asesor - Supervisor de EPS, en mi calidad de Directora apruebo su contenido solicitándole darle el trámite respectivo.

Sin otro particular, me es grato suscribirme.

Atentamente,
"Id y Enseñad a Todos"


Inga-Christa Clason de Pinto
Directora Unidad de EPS

CCdP/ra





Ref.E.I.M.208.2018

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor-Supervisor y del Director de la Unidad de EPS, al trabajo de graduación titulado: **PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN EN BOMBAS DE INYECCIÓN EN EL CAMPO XAN, DEPARTAMENTO DE PETÉN** del estudiante **José Luis Vásquez Guillén**, CUI No. **2712578570106**, Reg. Académico No. **201404273** y habiendo realizado la revisión de Escuela, se autoriza para que continúe su trámite en la oficina de Lingüística, Unidad de Planificación.

"Id y Enseñad a Todos"


Ing. Julio César Campos Paiz
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala agosto 2018

/cej

Ref.E.I.M.311.2018

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer el dictamen del Asesor-Supervisor y del Director de la Unidad de EPS, al trabajo de graduación titulado: **PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN EN BOMBAS DE INYECCIÓN EN EL CAMPO XAN, DEPARTAMENTO DE PETÉN** del estudiante **José Luis Vásquez Guillén, CUI No. 2712578570106, Reg. Académico No. 201404273** y luego de haberlo revisado en su totalidad, procede a la autorización del mismo.

"Id y Enseñad a Todos"

Ing. Julio César Campos Paiz
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala, noviembre de 2018
/aej

Universidad de San Carlos
de Guatemala

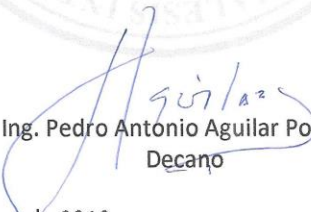


Facultad de Ingeniería
Decanato

DTG. 455.2018

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica al Trabajo de Graduación titulado: **“PROPUESTA DE INSTALACIÓN DE SENSORES DE VIBRACIÓN EN BOMBAS DE INYECCIÓN EN EL CAMPO XAN, DEPARTAMENTO DE PETÉN”**, presentado por el estudiante universitario: **José Luis Vásquez Guillén** y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:


Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
Decano



Guatemala noviembre de 2018.

/echm

ACTO QUE DEDICO A:

| | |
|---------------------|---|
| Dios | Por darme la vida, el conocimiento, las fuerzas necesarias y todas las bendiciones recibidas. |
| Mis padres | Timotea Gillén y Alejandro Pascual por su apoyo y amor incondicional, por todos los esfuerzos y sufrimientos que soportaron para que yo pudiera tener lo necesario y lograr alcanzar mi meta. |
| Mis hermanos | Carmen, Silvia y Abner Vásquez por influir tanto en mi vida, aconsejarme siempre y guiarme en mi camino personal y profesional. |
| Mis abuelos | Juana y Guillermo Pascual por criarme y apoyarme en todo momento, gracias por todos sus consejos. |
| Mi abuelita | Celeste Margarita De León de Gil, por todo su aprecio y consejos. |
| Mi familia | Marco Tulio Lázaro, Clara Ana Guillen, por ser parte de mi vida y creer en mi cuando más lo necesitaba. |

AGRADECIMIENTOS A:

| | |
|--|--|
| Universidad de San Carlos de Guatemala | Por haberme abierto las puertas de esta casa de estudio, por verme crecer y trascender a lo largo de la carrera. |
| Facultad de Ingeniería | Por darme las herramientas necesarias para mi futuro |
| Ing. Anibal Chicojay | Asesor de EPS por el apoyo durante el Ejercicio Profesional Supervisado |
| Ing. Carlos Pérez | Por sus enseñanzas y sabios consejos para mi formación personal y académica. |
| Perenco Guatemala Limited | Por abrirme las puertas y apoyarme en mi carrera de Ingeniería Mecánica. |
| Personal de Generación del campamento Xan | Por compartir sus conocimientos y experiencias para completar mi trabajo de graduación, asimismo, al personal de gerencia, bodega y producción que me han brindado su amistad y comprensión. |

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|------|
| ÍNDICE DE ILUSTRACIONES..... | V |
| LISTA DE SÍMBOLOS | IX |
| GLOSARIO | XI |
| RESUMEN..... | XV |
| OBJETIVOS..... | XVII |
| INTRODUCCIÓN | XIX |
| | |
| 1. FASE DE INVESTIGACIÓN | 1 |
| 1.1. Descripción de la empresa | 1 |
| 1.1.1. Ubicación..... | 2 |
| 1.1.2. Políticas corporativas..... | 3 |
| 1.2. Descripción del problema | 4 |
| 1.3. Descripción del proceso | 4 |
| 1.3.1. Extracción del petróleo | 5 |
| 1.3.1.1. Petróleo | 5 |
| 1.3.1.2. Composición del petróleo | 5 |
| 1.3.1.3. Clasificación del petróleo..... | 6 |
| 1.3.2. Inyección de agua..... | 7 |
| 1.3.2.1. Pozos inyectoros | 7 |
| 1.3.2.2. Agua ácida o producida | 8 |
| 1.3.3. Sistemas de bombeo de superficie..... | 8 |
| 1.3.3.1. Funcionamiento | 10 |
| 1.3.3.2. Estructuras de las bombas SPS | 10 |
| 1.3.3.3. Condiciones de trabajo | 14 |
| 1.3.3.4. Datos técnicos | 15 |

| | | |
|----------|--|----|
| 1.4. | Vibraciones mecánicas | 16 |
| 1.4.1. | Consecuencia de las vibraciones | 17 |
| 1.4.2. | Tipos de perturbaciones que generan vibración..... | 18 |
| 1.4.2.1. | Vibración por desbalance | 18 |
| 1.4.2.2. | Vibración por desalineamiento | 21 |
| 1.4.2.3. | Vibración por excentricidad | 23 |
| 1.4.2.4. | Vibración a causa de rodamientos | 24 |
| 1.4.2.5. | Vibración por lubricación inadecuada...27 | |
| 1.4.2.6. | Vibración por aflojamiento mecánico....27 | |
| 1.4.2.7. | Vibración por cavitación | 28 |
| 1.5. | Medición de vibración..... | 29 |
| 1.5.1. | Parámetros de medición y análisis de vibración..... | 29 |
| 1.5.2. | Sensores o transductores empleados en la medición de vibraciones..... | 33 |
| 1.5.2.1. | Tipos de sensores o transductores | 34 |
| 1.5.2.2. | Posiciones de los sensores para la toma de medidas de vibración..... | 44 |
| 1.5.2.3. | Criterios para la selección del sensor...45 | |
| 1.5.2.4. | Técnicas de fijación del sensor | 47 |
| 1.5.3. | Unidades para la medición de vibraciones | 51 |
| 1.5.4. | Tablas de diagnóstico de vibración | 54 |
| 1.6. | Sistema de la adquisición de datos..... | 59 |
| 1.7. | Sistemas SCADA | 61 |
| 1.7.1. | Fundamentación teórica de los sistemas SCADA...61 | |
| 1.7.2. | Requisitos básicos para adquirir un sistema SCADA..... | 62 |
| 1.7.3. | Funciones principales del sistema..... | 62 |
| 1.7.4. | Elementos del sistema SCADA | 64 |

| | | |
|---------|---|-----|
| 1.8. | Normativa sobre vibraciones | 66 |
| 1.8.1. | Tipos de normas | 66 |
| 1.8.2. | Tipos de maquinarias | 67 |
| 1.9. | Normas y guías de severidad de vibraciones | 68 |
| 1.9.1. | Carta de Rathbone | 69 |
| 1.9.2. | Normas ISO | 70 |
| 1.9.3. | Normas para certificación de análisis de vibraciones mecánicas | 76 |
| 1.10. | Como puedo usar la vibración para evaluar las condiciones de una máquina..... | 77 |
| 1.10.1. | Parámetros de vibración..... | 78 |
| 1.10.2. | Diagnósticos de vibración según su espectro de vibración | 85 |
| 1.10.3. | Como analizar un espectro de vibración..... | 86 |
| 1.11. | Fallas más comunes para equipos rotatorios | 88 |
| 2. | FASE DE SERVICIO TÉCNICO PROFESIONAL | 95 |
| 2.1. | Análisis de instalación de sensores..... | 95 |
| 2.1.1. | Ubicación de las partes críticas de las bombas SPS | 95 |
| 2.1.2. | Propuesta de instalación de los sensores | 96 |
| 2.2. | Selección del sensor de vibración | 98 |
| 2.2.1. | Sensores propuestos..... | 101 |
| 2.3. | Propuesta del monitoreo de las vibraciones | 104 |
| 2.3.1. | Monitoreo continuo | 104 |
| 2.3.2. | Rutina periódica de la toma de datos de monitoreo..... | 105 |
| 2.4. | Diseño de instalación | 106 |
| 2.4.1. | Planos..... | 108 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 2.5. | Análisis de factibilidad | 111 |
| 2.5.1. | Material y equipo | 111 |
| 2.5.2. | Costos | 111 |
| 2.5.3. | Instalación | 112 |
| 3. | FASE DE DOCENCIA..... | 115 |
| 3.1. | Importancia del monitoreo continuo de las vibraciones..... | 115 |
| 3.2. | Importancia del control de datos de operación y funcionamiento..... | 116 |
| 3.3. | Presentación de las posibles mejoras | 117 |
| | CONCLUSIONES..... | 119 |
| | RECOMENDACIONES | 121 |
| | BIBLIOGRAFÍA..... | 123 |

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

| | | |
|-----|---|----|
| 1. | Ubicación del campo Xan..... | 2 |
| 2. | Sistemas de bombeo de superficie | 9 |
| 3. | Cuerpo de la bomba..... | 9 |
| 4. | Motor de inducción de jaula de ardilla | 11 |
| 5. | Acoplamiento de rejilla | 12 |
| 6. | Cámara de empuje..... | 13 |
| 7. | Tipos de desbalance | 19 |
| 8. | Tipos de desalineamiento en ejes acoplados..... | 21 |
| 9. | Rodamientos desalineados con respecto al eje | 24 |
| 10. | Gráfica senoidal de velocidad y aceleración de la vibración | 31 |
| 11. | Sensor de movimiento o desplazamiento sin contacto..... | 35 |
| 12. | Método a corrientes de Eddy..... | 36 |
| 13. | Transductor de velocidad | 38 |
| 14. | Sensor de aceleración..... | 41 |
| 15. | Sensor de aceleración con piezoeléctricos a compresión..... | 42 |
| 16. | Direcciones o posiciones para medir la vibración..... | 45 |
| 17. | Técnicas de fijación | 49 |
| 18. | Masa suspendida en un muelle..... | 51 |
| 19. | Movimiento armónico simple | 52 |
| 20. | Onda de vibración armónica indicando amplitud pico a pico..... | 53 |
| 21. | Tipos de amplitud | 53 |
| 22. | Esquema de adquisición de datos..... | 59 |
| 23. | Diagrama de una adquisición de datos | 65 |

| | | |
|-----|--|-----|
| 24. | Carta Rathbone..... | 69 |
| 25. | Severidad de vibración en ISO 2372..... | 71 |
| 26. | Severidad de la vibración según la Norma ISO 10816-3. | 76 |
| 27. | Suma de vibraciones simples en el dominio del tiempo..... | 79 |
| 28. | Desfase entre dos senoides..... | 82 |
| 29. | FFT de ondas vibratorias | 83 |
| 30. | Suma de vibraciones simples en el dominio de la frecuencia | 84 |
| 31. | Componentes de un espectro de vibración..... | 86 |
| 32. | Espectro de un rotor antes y después de ser alineado. | 89 |
| 33. | Espectro de frecuencia esperado ante una soldadura mecánica..... | 90 |
| 34. | Onda de vibración de un rotor con rozamiento parcial..... | 91 |
| 35. | Excentricidad estática y dinámica | 93 |
| 36. | Partes críticas en las bombas SPS..... | 96 |
| 37. | Acelerómetro 786A-M12 | 102 |
| 38. | Transmisor Metrix ST5484E | 103 |
| 39. | Acelerómetro ACC301A..... | 104 |
| 40. | Esquema de sistema de monitoreo continuo | 105 |
| 41. | Esquema de sistema DAQ..... | 106 |
| 42. | Instalación de acelerómetros a las bombas SPS..... | 108 |
| 43. | Primera propuesta de monitoreo continuo | 109 |
| 44. | Segunda propuesta de monitoreo continuo | 110 |
| 45. | Bombas SPS..... | 115 |

TABLAS

| | | |
|------|---|----|
| I. | Datos técnicos de las bombas SPS..... | 15 |
| II. | Modos de fallo y sus posibles causas en rodamientos | 26 |
| III. | Límite de frecuencia según la fijación..... | 48 |
| IV. | Tablas de Charlotte | 55 |

| | | |
|-------|---|-----|
| V. | Tablas de Charlotte | 56 |
| VI. | Tablas de Charlotte | 57 |
| VII. | Tablas de Charlotte | 58 |
| VIII. | Clasificación de equipos en ISO 2372 | 71 |
| IX. | Rango de frecuencia de los tipos de transductores | 98 |
| X. | Ventajas del transductor de velocidad vs. aceleración..... | 99 |
| XI. | Desventajas del transductor de velocidad vs. aceleración..... | 100 |
| XII. | Costo estimado de compra | 112 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| Símbolo | Significado |
|----------------|---|
| CPS | Ciclos por segundo (Hertz) |
| CPM | Ciclos por minuto (unidad de medida para vibración) |
| PLCkm | Controlador lógico programable |
| FFT | Espectro de frecuencia |
| FPP | Frecuencia de paso de polos |
| BPF | Frecuencia del paso de los álabes en una bomba o ventilador |
| Hz | Hertz, unidad de medida equivalente a 1 ciclo por segundo |
| HMI | Interferencia de usuario |
| PSI | Libras por pulgada cuadrada |
| Mm/s | Milímetro por segundo (unidad de medida para |

velocidad de vibración)

RMS

Raíz media cuadrada

SPS

Sistema de bombeo de superficie

SCADA

Supervisión, control y adquisición de datos

GLOSARIO

| | |
|-------------------------------|--|
| Acelerómetro | Es un transductor cuya salida eléctrica es directamente proporcional a la aceleración en un rango ancho de frecuencia. |
| Agua producida | Término usada en la industria petrolera para describir el agua que se produce junto con el petróleo y el gas. Los yacimientos de petróleo y gas tienen capas de agua formada que yace debajo de los hidrocarburos. |
| Alineación | Proceso en el cual dos ejes son alineados, es decir, los ejes de rotación de ambos ejes formarán una sola línea. |
| Amplitud | La magnitud o la cantidad de desplazamiento, velocidad o aceleración medida desde el valor de reposo. |
| Análisis de frecuencia | Proceso para determinar las características propias de cada fuente de vibración, utilizando el espectro de frecuencias. |
| Armónicos | También llamados series armónicas, son componentes de un espectro, que son múltiplos enteros de la frecuencia fundamental. |

| | |
|---------------------------------|---|
| Asíncrono | Es una componente de frecuencia en una firma de vibración, que no es un múltiplo entero de velocidad de revolución o un armónico de la misma. También se llaman componentes no síncronos. |
| Cavitación | Ocurre en líquidos fuertemente agitados en los que la turbulencia e implosión de burbujas causa pérdidas de la película de metal superficial. |
| Crudo | Mezcla de petróleo, gas, agua y sedimentos, tal como sale de las formaciones productoras a superficie. |
| Espectro de frecuencia | Gráfica que resulta de transformar la onda de vibración periódica, mediante el proceso de la transformada rápida de Fourier (FFT). |
| Frecuencia natural | Es la frecuencia de oscilación libre de un sistema con un grado de libertad. |
| Frecuencia de resonancia | Es la frecuencia a la que vibraría el sistema, si no hubiera amortiguación. |
| Resonancia | Es una condición vibratoria en la que coinciden una frecuencia natural y una frecuencia de excitación. La resonancia resulta en una alta vibración y puede llegar a niveles que provocan daños. |

| | |
|-------------------------------|---|
| RMS | Procedimiento para obtener la raíz media cuadrada de las amplitudes máximas a las diferentes frecuencias de la onda. |
| Severidad de vibración | Nivel máximo de la vibración global de una máquina que determina su condición de operación, de acuerdo con la Norma ISO 2372. |
| Subarmónica | Onda de vibración cuya frecuencia es una fracción de la frecuencia fundamental. |
| Vibración absoluta | Vibración tomada por el sensor de vibración desde un punto que no está en movimiento. |
| Vibración global | La vibración global no es más que la suma total de toda la vibración medida por un sensor de vibración, dentro de un rango de frecuencias escogido. |
| Vibración relativa | Vibración tomada por un sensor de vibración que se encuentra apoyado en un punto que también vibra. |
| Yacimiento | Formación geológica continua de roca porosa y permeable por la que pueden circular los hidrocarburos, agua y otros gases. Un mismo depósito -puede estar constituido por diversas clases de rocas, predominantemente areniscas y calizas. |

RESUMEN

La importancia de los sistemas de bombeo de mantener una producción constante de petróleo en el proceso de extracción; las vibraciones deben ser monitoreadas y controladas para que no afecten al funcionamiento óptimo de los sistemas de bombeo, y reducir los costos de mantenimiento preventivo como los costos de reparación. De ahí se genera la necesidad de estudiar la instalación de los sensores de vibración durante el Ejercicio Profesional Supervisado, en tres fases que son:

Fase de investigación: es la fase donde se explicarán todo con respecto a las vibraciones que se generan en las máquinas rotativas, desde sus posibles causas hasta los diagnósticos por medio del espectro de frecuencia. También se estudiarán los tipos de sensores para la toma de datos, así también los parámetros que deben de tomar en cuenta en la medición de vibración, normas y todo con respecto al análisis de vibración.

Fase de servicio técnico profesional: se realizará el estudio de las partes críticas de los sistemas de bombeo de superficie, la ubicación de la instalación de los sensores y el sensor más adecuado a nuestras necesidades. Se proporcionarán planos de las propuestas del monitoreo y se estudiara la factibilidad de la instalación de los sensores.

Fase de docencia: por último, se presentarán la importancia del monitoreo continuo de las vibraciones, la importancia del control de datos y la presentación de los posibles resultados.

OBJETIVOS

General

Propuesta de instalación de sensores de vibración en bombas de inyección en el campo Xan, en el departamento de Petén.

Específicos

1. Identificar las posibles causas que generan vibraciones en las bombas.
2. Determinar los diagnósticos por mediciones de vibración.
3. Evaluar la ubicación de la instalación de los sensores de vibración en los sistemas de bombeo.
4. Determinar el tipo de sensor de vibración para la instalación en los sistemas de bombeo.
5. Diseñar los esquemas y planos de la instalación.
6. Analizar la factibilidad de instalar los sensores de vibración.

INTRODUCCIÓN

La extracción de petróleo del yacimiento es una mezcla de crudo, gas y agua ácida, también llamado agua producida, que deberán ser separados. El manejo del agua producida es una de las prioridades en la industria petrolera, deben inyectarse una gran cantidad de barriles de agua por día para no disminuir la producción de petróleo. Con el paso del tiempo disminuye la proporción de petróleo en la superficie y aumenta la cantidad de agua en la extracción. Las bombas de inyección o más conocidos como sistemas de bombeo de superficie (SPS), son equipos centrífugos utilizados en diversas aplicaciones en la industria petrolera y son los encargados de inyectar el agua producida a una presión mayor de la superficie terrestre.

Para que no existieran paros indebidos en los sistemas de bombeo se requiere detectar inmediatamente los cambios de vibración, por medio de la instalación de los sensores, el monitoreo y control de vibraciones. Los sensores de vibración es una aplicación práctica para el mantenimiento predictivo de máquinas rotatorias. Los datos obtenidos mediante el procesamiento de la señal obtenida por los sensores, revelan información del estado de los sistemas de bombeo.

El principal objetivo es tener un monitoreo de las vibraciones para los sistemas de bombeo, por tal motivo se establece el estudio de la instalación de los sensores de vibración donde se analizarán las partes críticas de las bombas, la ubicación de los sensores, el tipo de sensor a instalar, el montaje y las posibles formas de llevar un monitoreo continuo o una rutina preventiva a los sistemas de bombeo del campo Xan.

1. FASE DE INVESTIGACIÓN

1.1. Descripción de la empresa

La empresa Perenco Guatemala Limited, inició sus operaciones en Guatemala en el 2001 con la adquisición de *Basic Resources* Bahamas, quien realizaba el 100 % de las operaciones de exploración y explotación petrolera en el país. Perenco es una compañía independiente de petróleo y gas con operación en 16 países alrededor del mundo, operando desde el norte de Europa hasta África, de Suramérica hasta el Medio Oriente. Perenco está involucrado en operación sobre mar y sobre tierra.

La producción de petróleo proviene del campo Xan, parte de la participación estatal se distribuye a los municipios de Petén a través de la ley Fonpetrol, proporcionando así el financiamiento necesario para el desarrollo de las comunidades rurales en el norte de Guatemala. Además, Perenco ejecuta un programa de inversión social que busca el empoderamiento y la autodeterminación de las comunidades.

Perenco aproximadamente cuenta con 47 pozos, la cual 32 son pozos productores y 12 pozos inyectores, el resto se encuentran fuera de servicio; actualmente producen 8 000 barriles diarios de petróleo y 220 000 barriles de agua ácida. Opera la red de infraestructuras de ductos de Guatemala de 477 km, conectado los campos de Xan y Rubelsanto a la terminal de Piedras Negras en la costa atlántica de Guatemala. Adicionalmente en Guatemala se cuenta con la refinería La Libertad, ubicada en el kilómetro 500, carretera a Sayaxché, ubicada a 2 kilómetros del pueblo La Libertad, Petén.

1.1.2. Políticas corporativas

- Política ambiental - cero daños al medio ambiente
Nuestro objetivo es:
 - Cero daños al medio ambiente
 - Minimizar nuestras emisiones

- Política de salud y seguridad: cero daños a la persona y cero accidentes
Nuestro objetivo es:
 - Cero daños a la persona
 - Un ambiente de trabajo seguro y saludable para todo el personal
 - Cero impactos en la salud y seguridad de nuestros vecinos
 - Cero accidentes

- Política de integridad física: proteger a nuestra gente y nuestros activos
Nuestro objetivo es:
 - Minimizar los riesgos contra la integridad física de nuestro personal y propiedades.

- Política de responsabilidad social
Contribuciones positivas a las comunidades locales
Nuestro objetivo es:
 - Hacer una contribución positiva para las comunidades locales.
 - Respetar las diferentes culturas y los derechos de los individuos.
 - Promover y mantener la honestidad, la integridad y altos estándares éticos.

- Política de ética e integridad en los negocios
Mejorar estándares de integridad en los negocios

Nuestro objetivo es:

- Promover y mantener la honestidad, integridad y mayores estándares éticos.
- Evitar daños financieros y morales a grupo Perenco y a su personal.

1.2. Descripción del problema

En el campo Xan la extracción del petróleo es el principal objetivo, pero antes debe separarlo del gas y agua ácida para obtener el petróleo crudo. El principal problema que debe afrontar es la cantidad de agua ácida que también se extrae del yacimiento y que no tiene ningún uso en el proceso.

En la explotación del petróleo se extraen grandes cantidades de agua ácida, aproximadamente el 96 % que deberá inyectar al mismo yacimiento productor en pozos inyectores. Para la inyección de agua a la superficie se utilizan 8 sistemas de bombeo de superficie de 29 y 30 etapas, aproximadamente inyectan 27 000 barriles de agua por día.

Se desconoce de las vibraciones en los sistemas de bombeo de superficie, por tal motivo el desarrollo del Ejercicio Profesional Supervisado, será de estudiar cuáles son los puntos críticos, diseñar un sistema para monitorear y controlar las vibraciones instalando sensores de vibraciones. Al monitorear las vibraciones podremos detectar las fallas prematuras causadas por desbalance o desalineamiento que son las fallas más comunes que se encuentran en equipos rotatorios.

1.3. Descripción del proceso

A continuación se realiza la descripción del proceso que lleva la descripción del petróleo, petróleo, composición del petróleo, entre otros.

1.3.1. Extracción del petróleo

Perenco Guatemala Limited se dedica a la extracción de petróleo en el campo Xan, la extracción de petróleo se hace de acuerdo con las características propias de cada yacimiento. Para poner un pozo a producir se baja una especie de cañón y se perfora la tubería de revestimiento a la altura de las formaciones donde se encuentran el yacimiento. El petróleo fluye por los orificios hacia el pozo y se extrae mediante la tubería de producción.

1.3.1.1. Petróleo

El petróleo es un líquido de origen natural compuesto por diferentes sustancias orgánicas, es una mezcla de hidrocarburos, aunque también suelen contener unos pocos compuestos de azufre y de oxígeno. También es llamado petróleo crudo o simplemente crudo, y es considerado como una roca sedimentaria.

1.3.1.2. Composición del petróleo

Es una mezcla homogénea de compuestos orgánicos, principalmente hidrocarburos; en la mayoría parafinas, naftenos y aromáticos, insolubles en el agua. El petróleo es de origen fósil, materia orgánica como *zooplankton* y algas que son depositados en fondos anóxicos de mares o zonas lacustres del pasado geológico, con el pasar del tiempo son enterrados bajo pesadas capas de sedimentos; debido al calor y la presión, durante la diagénesis produce desde betún a hidrocarburos cada vez más ligeros.

Como se indicó anteriormente, el petróleo es una mezcla de hidrocarburos, compuestos que contienen en su estructura molecular carbono e hidrogeno principalmente.

El número de átomos de carbono y la forma en que están colocados dentro de las moléculas de los diferentes compuestos proporcionan al petróleo diferentes propiedades físicas y químicas. Así se tienen que los hidrocarburos compuestos por uno a cuatro átomos de carbono son gaseosos, los que contienen de 5 a 20 son líquidos, y los de más de 20 son sólidos a la temperatura ambiente.

El petróleo crudo varía mucho en su composición, lo cual depende del tipo de yacimiento de donde provenga, pero en promedio se puede considerar que contienen en 83 y 86 % de carbono y entre 11 y 13 % de hidrogeno.

1.3.1.3. Clasificación del petróleo

La clasificación se basa en el tipo y calidad de hidrocarburos que predominan en el petróleo crudo:

- **Petróleo de base parafínicas:** predominan los hidrocarburos saturados o parafínicos. Son fluidos de colores claros y de baja densidad entre 0,75-0,85 gramos por mililitro. Por destilación producen abundante parafina y poco asfalto. Son los que proporcionan mayores porcentajes de nafta y aceite lubricante.
- **Petróleo de base asfáltica o nafténica:** son muy viscosos, de coloración oscura y de elevada densidad entre de 0,85 - 0,95 gramos por milímetro. En la destilación primaria producen poca nafta y abundante fuel oil, quedando asfalto como residuo. Son aquellos petróleos que guardan en el interior gran cantidad de hidrocarburos cíclicos y aromáticos.

- **Petróleo de base mixta:** de composición de bases intermedias, formados por toda clase de hidrocarburos como lo son los saturados, no saturados (etilénicos y acetilénicos) y cíclicos (ciclánicos o nafténicos y bencénicos o aromáticos). La mayoría de los yacimientos mundiales son de este tipo.

1.3.2. Inyección de agua

El petróleo extraído generalmente viene acompañado de sedimentos, agua ácida y gas natural. A pesar de los avances alcanzados en las técnicas de producción, nunca se logra sacar todo el petróleo que se encuentra en un yacimiento; en el mejor de los casos se extrae el 50 o 60 %.

Por tal razón, existen métodos para lograr la mayor extracción posible de petróleo en pozos sin presión natural o en declinación, uno de los principales es la inyección de agua o vapor a través del mismo pozo productor o por intermedio de pozos inyectoros.

1.3.2.1. Pozos inyectoros

Pozos en el que los fluidos se inyectan en vez de producirse, siendo el objetivo principal mantener la presión de yacimiento.

Después de la separación del petróleo en la planta de proceso, el agua obtenida de la extracción debe tratarse antes de ser inyectada en una sección acuífera inferior del yacimiento, se inyecta al subsuelo para obtener una mayor producción de crudo o mantener la presión en un yacimiento.

1.3.2.2. Agua ácida o producida

Cuando el petróleo se extrae de la tierra, también se extraen constituyentes indeseables tales como agua, arena y otros posibles contaminantes. Estos constituyentes se separan y a la porción de agua de la separación se le conoce como agua producida.

El agua producida se encuentra presente en todos los campos petroleros y es el fluido más abundante; el agua afecta todas las etapas de la vida del campo petrolero desde la exploración hasta el abandono del campo, pasando por el desarrollo y la producción del mismo.

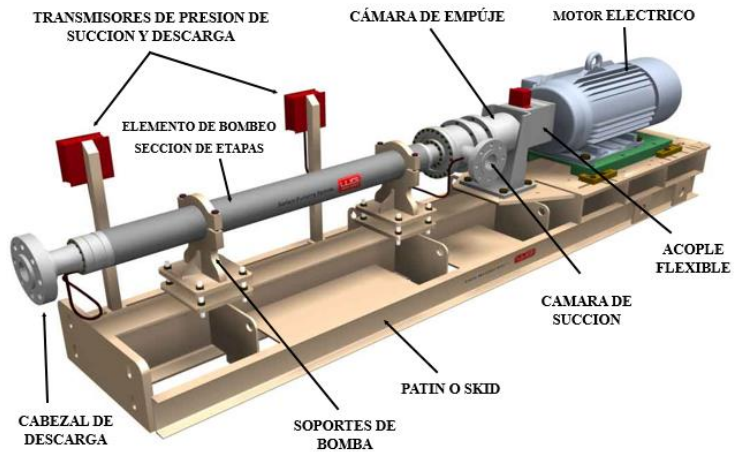
Las compañías productoras de hidrocarburos se están convirtiendo en productoras de agua por extracción de agua de yacimientos agotados.

1.3.3. Sistemas de bombeo de superficie

Son más conocidos como bombas SPS por sus siglas en inglés *Surface Pumps Systems*, son equipos centrífugos de bombeo en superficie utilizados con gran flexibilidad en diversas aplicaciones dentro y fuera de la industria petrolera, en comparación con los sistemas tradicionales de bombeo, pueden operar a frecuencia fija o variable con la opción de ser automatizados.

Los sistemas de bombeo de superficie ofrecen alternativas que logrando así desplazar aquellos sistemas de menor tecnología, tales como bombas de carcasa partida, de desplazamiento positivo y turbinas verticales. Una comparación entre bomba SPS contra una de desplazamiento positivo o bombas carcasa partida indican que varios problemas de diseño y tecnológicos reducen la vida útil de estos equipos, mientras que las bombas SPS logran, incluso un menor mantenimiento con mayores periodos de operación.

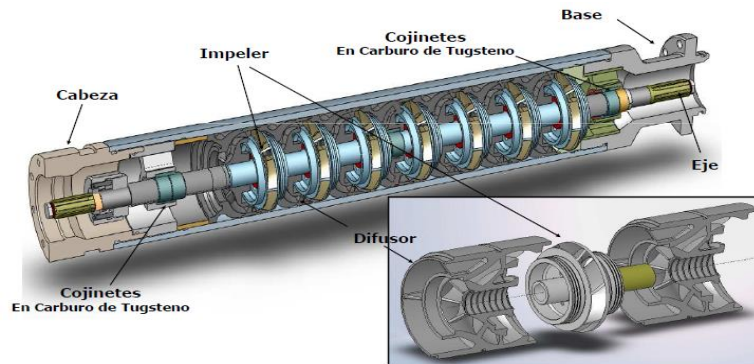
Figura 2. **Sistemas de bombeo de superficie**



Fuente: GE Oil & Gas ESP Inc. *Manual de instrucciones.*

Compuestos por una serie de etapas (multietapas) que cumplen con la función de entregar un caudal a una presión determinada de acuerdo a las necesidades del proceso. Cada etapa está formada por un impulsor y un difusor.

Figura 3. **Cuerpo de la bomba**



Fuente: Wood Group; SPS Perenco Guatemala Limited.

1.3.3.1. Funcionamiento

El sistema SPS tiene una serie de impulsores que da al fluido energía cinética, el difusor cambia esta energía cinética en energía potencial (altura de elevación / cabeza / presión).

La presión es proporcional al número de etapas y varía en función del cuadrado de la velocidad y al modelo de bomba. El caudal es proporcional a la velocidad de motor y modelo de bomba.

1.3.3.2. Estructuras de las bombas SPS

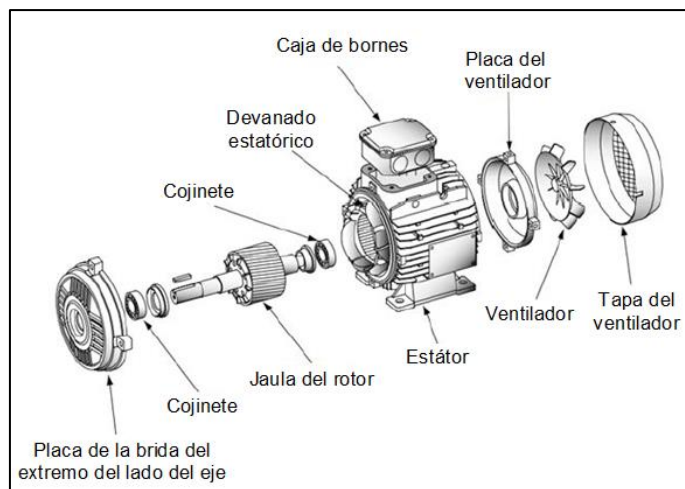
Partes principales del sistema son:

- Skid (Patín o base del sistema): base estructural rígida y fácil instalación. Incorpora pernos de ajuste integrales, placa adaptadora de motor maquinada, que juntamente con la placa del motor del *skid*, vienen pre-perforadas para ajustarse virtualmente a cualquier opción disponible de motor; también cuenta con un sistema de pernos regulables orientados transversal y longitudinalmente para la alineación de las diferentes bases de motor.
- Soportes de bomba: los soportes de la bomba son fácilmente adaptables a los diferentes diámetros de alojamiento existentes sin alterar la altura del centro del eje de la bomba (que coincide con la altura al centro de la brida de descarga y de la brida de succión), lo que permite reemplazar la bomba por otra cualquiera (diferente en caudal, presión o diámetro) sin la necesidad de realizar modificaciones a las líneas de flujo existentes.

- Motor eléctrico: es un motor trifásico de inducción tipo jaula de ardilla, se usa en más de 90 % de las aplicaciones industriales, operar en un sistema eléctrico de 60 Hz a 4 000 voltios, correspondiente a una velocidad de rotación de aproximadamente 3 600 rpm con rodamientos de bola.

Se utilizan configuraciones de motores eléctricos industriales de pie convencionales de 2-polos, para cumplir con requisitos locales de: tipo de alojamiento, voltaje, frecuencia, clase de aislación, áreas peligrosas, entre otros.

Figura 4. **Motor de inducción de jaula de ardilla**



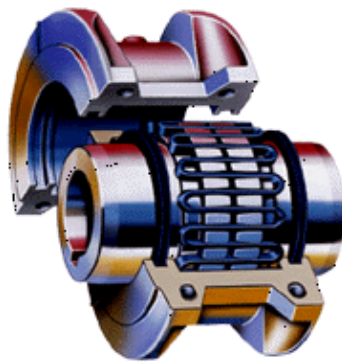
Fuente: Aníbal T. De Almeida. *Conceptos básicos sobre motores eléctricos.*

- Acoples flexibles: son acoplamientos de rejilla tipo *falk*, estos acoplamientos están diseñados para una conexión mecánica entre los ejes rotatorios del equipo mecánico, utilizando un resorte de rejilla para

reajustar la desalineación mientras se transmite la potencia, y la torsión entre los ejes conectados.

Son acoplamientos para sistemas mayores a 1 000 HP, este ofrece una instalación inicial más simple que los acoplamientos de engranaje, el diseño único elimina la necesidad de mover machones o realinear ejes, reduciendo el tiempo de cambio de partes.

Figura 5. **Acoplamiento de rejilla**



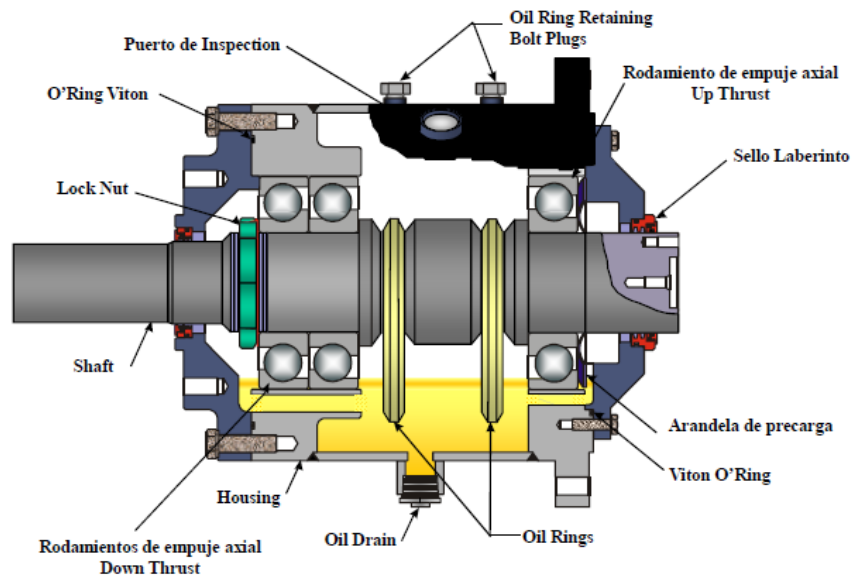
Fuente: GE Oil & Gas ESP Inc.

- Cámara de empuje: la cámara de empuje es el elemento utilizado en nuestro sistema para absorber el empuje axial producido por las etapas de la bomba en condiciones dinámicas. Está mecánicamente conectada a la cámara de succión por uno de sus extremos y al motor eléctrico por el otro extremo.

Cuenta con muy pocas partes rotativas, ofreciendo así una larga vida, libre de problemas con una operación simple y un mantenimiento mínimo; un sistema de lubricación por medio de anillo de aceite para una dispersión óptima del aceite y temperaturas de operación reducidas,

además incluye una termocupla que provee el monitoreo periódico o permanente de las temperaturas de operación, inclusive disparo por elevación.

Figura 6. **Cámara de empuje**



Fuente: Wood Group ESP, Inc. Surface Pumping Systems.

- Cámara de succión: recibe el fluido de una bomba *Booster* o tanque elevado (presión positiva) y lo conduce a la sección de bombeo; tiene instalado un sello mecánico que evita la salida de fluido, ya que está atravesado por un eje corto. El área de flujo está abierta para óptima capacidad de succión y cuidado del sello mecánico. Además, se puede instalar un plan API para refrigerar el sello mecánico y aumentar la vida del sello.
- Elemento de bombeo (Housing): recibe el fluido de la cámara de succión e internamente aumenta la presión, internamente tiene instaladas las

etapas de la bomba. Es atravesado por un eje que entrega movimiento a los impulsores de la bomba.

- Cabezal de descarga: cuenta con bridas estándar, que es el elemento que permite la unión de las partes que conforman el sistema, pudiendo ser desmontado sin operaciones destructivas. La junta tipo anillo lo cual permite el alineamiento con la tubería.
- Transmisores de presión: cuenta con transmisores de presión, ubicados en la succión y descarga de la bomba.

1.3.3.3. Condiciones de trabajo

- Temperatura: la temperatura del sistema debe permanecer menor a los 180 °F (82 °C), para garantizar el funcionamiento de los rodamientos de la cámara de empuje y el motor debe operar máximo a 212 °F (100 °C).

Por lo general los cuerpos de la bomba operan a temperatura del fluido motriz.

- Presión de succión y descarga: la presión de succión debe estar en un rango con un mínimo de 30 psi y un máximo de 180 psi.

El sistema a 55 Hz, la presión de descarga debe estar alrededor de 1 250psi, según curva de eficiencia.

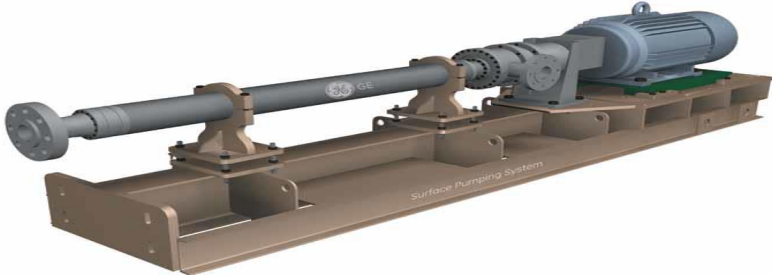

- Consumo de energía: el consumo de energía de las bombas SPS, por lo general varían según la frecuencia en la que trabajan; pero permanecen

en un rango de consumo de 710 kW a 850 kW a un aproximado de 59 Hz.

1.3.3.4. Datos técnicos

En la tabla I se describen los datos técnicos de las bombas SPS.

Tabla I. Datos técnicos de las bombas SPS

| BOMBAS SPS | | |
|---|------------------------------|---|
|  | | |
| BOMBA SPS | MOTOR ELECTRICO | CAMARA DE EMPUJE |
| Núm. PARTE: 632320 | SERIE 3004263755-30 | Núm. PARTE 185164 |
| SERIE: 2M3G52349P | HP: 1 250 | SERIE: 7013F73862-P |
| TIPO: SM9,0" 25 000 | AMPERIOS: 148 | MODELO: HDY CAST. |
| STAGES: 30 | RPM o CPM: 3570 | TEMP: 180 °F (82 °C) |
| SHAFT: 1,38' | FRAM: 5810S |  |
| PRESS: 3 400 PSI | VOLTIOS: 4 160 | |
| SERIES: 862 | PHASES: 3 | |
| SERVICIOS: PRD W. | FRECUENCIA: 60 Hz | |
| TEMP: 200 °F (93,3 °C) | TEMP: 212 °F (100 °C) | |
| <p>Nota: Las bombas SPS funcionan por debajo de la amplitud de vibración de 0,156pulg/seg (3,96mm/seg) según API RP 11S8. Se clasifica como máquina grande y su límite de vibración es de 11 mm/s rms, según la norma ISO 10816-1.</p> | | |

Fuente: elaboración propia.

1.4. Vibraciones mecánicas

Antes de definir que son las vibraciones mecánicas se necesita definir que es una vibración. Se denominan vibraciones a los movimientos oscilatorios que tienen las partículas de un cuerpo elástico alrededor de su posición natural de equilibrio (variación periódica de la magnitud). Cada partícula que vibra transmite su energía cinética a las partículas próximas, produciendo fuerzas elásticas que originan el movimiento oscilatorio (variación de la frecuencia).

Se define las vibraciones mecánicas como las oscilaciones perceptibles y medibles en la superficie de las máquinas, elementos constructivos, sus fundaciones o carcasas. Para que no exista confusiones en los términos de vibración mecánica y oscilación, en una forma más sencilla son:

- Vibración mecánica: es la oscilación mecánica de un cuerpo o sistema.
- Oscilación: es el movimiento de vaivén de un parámetro físico alrededor de una frecuencia.

Las vibraciones generadas en máquinas son principalmente rotativas y reciprocantes, las vibraciones rotativas son las que se generan en aquellas máquinas cuyas partes o elementos móviles rotan alrededor de un eje, tal es el caso de los ventiladores, motores eléctricos. Las vibraciones reciprocantes se generan básicamente en dos tipos de máquinas: los motores de combustión interna y los compresores de émbolo.

Las vibraciones son transmitidas por los elementos rodantes de los rodamientos o película de aceite de los cojinetes de deslizamiento a las carcasas, llegando hasta las fundaciones de la máquina.

Las vibraciones mecánicas sólo pueden ocurrir técnicamente cuando las masas se mueven. Estas masas pueden ser partes rotativas u oscilantes de las máquinas, así como líquidos y gases en contacto con cuerpos sólidos.

Ahora bien, cuando un cuerpo vibra resulta importante definir la causa de la vibración, es decir, si el cuerpo vibra por su condición natural debido a una perturbación instantánea y ajeno a toda excitación permanente, o bien si se debe a que existen fuerzas perturbadoras que hacen vibrar el sistema.

De aquí la importancia de considerar los tipos de perturbaciones que hacen vibrar a un sistema. Estas perturbaciones conocidas como excitaciones pueden clasificarse como instantáneas y permanentes.

Una perturbación instantánea es aquella que aparece como una perturbación y desaparece inmediatamente. La excitación del tipo permanente siempre está presente en el movimiento del cuerpo.

1.4.1. Consecuencia de las vibraciones

La mayor parte de las vibraciones en máquinas y estructuras son indeseables porque aumentan los esfuerzos y las tensiones, disminuyendo el rendimiento del equipo y aumentando los niveles de energía eléctrica para lograr seguir en funcionamiento. Además, son fuente de desgaste de materiales, de daños por fatiga de movimientos y ruidos molestos.

Aunque todo sistema mecánico tiene características elásticas, de amortiguamiento y de oposición al movimiento, estas, solo se cumplen en condiciones normales de operación, conservando sus parámetros de diseño.

En la mayoría de los casos, la vibración afecta directamente los rodamientos, que son los elementos encargados de recibir la carga dinámica de la máquina, reflejo de esto queda evidenciado en pistas y elementos rodantes.

1.4.2. Tipos de perturbaciones que generan vibración

La razón principal para analizar y diagnosticar el estado de una máquina es determinar las medidas necesarias para corregir la condición de vibración, reducir el nivel de las fuerzas vibratorias no deseadas y no necesarias. De manera que, al estudiar los datos, el interés principal deberá ser la identificación de las amplitudes predominantes de la vibración, la determinación de las causas, y la corrección del problema que ellas representan.

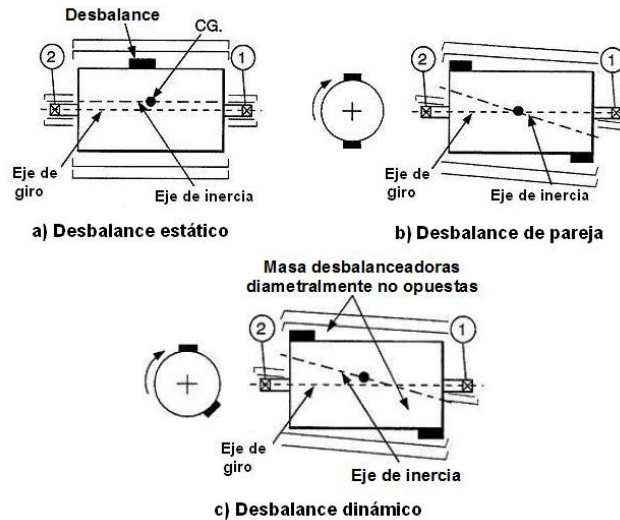
Las siguientes vibraciones son causadas por fuerzas como excitador de vibración, y para este estudio se enfocará en aquellas excitaciones permanentes que dañan las máquinas; para una buena interpretación de los datos que se puedan obtener en una máquina es necesario conocer lo siguiente.

1.4.2.1. Vibración por desbalance

El desbalance ocurre cuando el eje de inercia de la masa en rotación no coincide con el eje de giro de la masa en rotación, tal como se muestra en la figura 7. El desbalance causa vibración con una frecuencia exactamente igual a la velocidad de operación del cuerpo desbalanceado.

En un cuerpo en rotación, siempre existirá cierto grado de desbalance. La clave es conocer cuánto desbalance es aceptable para un tipo particular de máquina y su velocidad de operación.

Figura 7. Tipos de desbalance



Fuente: Velásquez, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf. Consulta: octubre 2017.

El desbalance de la maquinaria es una de las causas más comunes de la vibración. Se puede originar por razones como: falta de material (socavaciones por oxido), o simplemente suciedad (material adherido a las piezas en movimiento).

Existen tipos o formas de desbalance claramente identificados, los cuales se describen a continuación. Se aprovechará esta descripción para dar a conocer unas breves características que permiten su identificación durante el diagnóstico, donde más adelante se detallarán con las tablas de Charlotte.

- Desbalance estático: llamado también desbalance tipo fuerza. En el desbalance estático, hay una condición básica, el eje de inercia está desplazado paralelamente del eje de giro, tal como se puede ver en la figura 7 inciso a.

Existe una única fuerza generada por un peso imaginario que obliga al centro de gravedad, desplazarse de centro de giro. Este tipo de desbalance puede ser fácilmente corregido mediante la ubicación de un peso de balanceo en un plano que pase por el centro de gravedad del rotor.

- Desbalance de pareja: el desbalance de pareja o *couple*, se caracteriza por que el eje de inercia intersecta al eje de giro exactamente en el centro geométrico del rotor, como se puede observar en la figura 7 inciso b. Aquí, el *couple* es generado por dos masas de igual peso, cada una en un extremo del rotor, pero su posición relativa es a 180° una de la otra. Estas masas provocarán un efecto giroscópico. Este desbalance genera inestabilidad en el rotor ocasionando un movimiento de ida y vuelta como si se tratara de una sierra.

Su corrección requiere la ubicación de pesos de balanceo en al menos dos planos para contrarrestar el efecto giroscópico o cruzado que se genera.

- Desbalance dinámico: el desbalance dinámico es el tipo más común encontrado en los rotores con problemas de desbalance, en donde el eje de inercia del rotor jamás será paralelo al eje de giro, y pueden o no interceptarse (ver figura 7 inciso c). En esencia, el desbalance dinámico es una combinación del desbalance estático y de pareja.

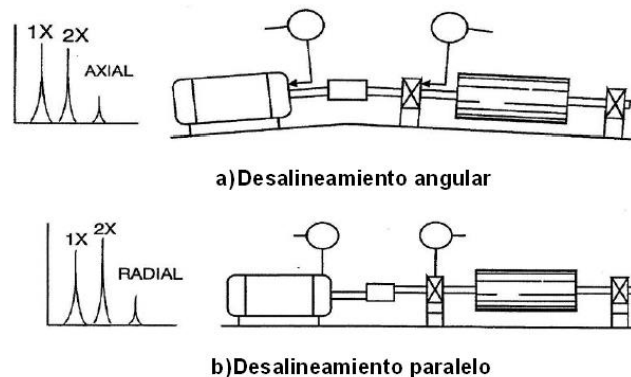
Para corregir este tipo de desbalance se requiere la ubicación de pesos de balanceo en dos planos que sean perpendiculares al eje de giro.

1.4.2.2. Vibración por desalineamiento

La gran mayoría de los equipos que se emplean en la industria, se conforman de una parte eléctrica encargada de generar el movimiento y una parte mecánica encargada de realizar una labor específica, el acoplamiento entre estas partes debe ser perfecto no solo para evitar la vibración sino también el exceso de consumo de energía por parte del motor.

El desalineamiento se puede describir como dos ejes acoplados por sus extremos cuyos centros geométricos o ejes de giro no coinciden. Si los centros geométricos de los ejes que presentan desalineamiento son paralelos, pero no coinciden, entonces se dice que la desalineación es paralela. Si los ejes de giro se encuentran o interceptan en algún punto, pero no son paralelos, el desalineamiento es denominado angular. El desalineamiento, aun con acoplamientos flexibles, produce fuerzas tanto radiales como axiales que, a su vez, producen vibraciones radiales y axiales.

Figura 8. Tipos de desalineamiento en ejes acoplados



Fuente: VELÁSQUEZ, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf.

Consulta: octubre 2017.

Uno de los indicios más importantes de problemas debidos a falta de alineamiento y a ejes torcidos es la presencia de una elevada vibración en ambos sentidos, radial y axial. En general, cada vez que la amplitud de la vibración axial sea mayor que la mitad de la lectura radial más alta, hay un buen motivo de sospechar la existencia de un problema de alineamiento o eje torcido.

En una máquina sometida a problemas de desalineamiento pueden ocurrir diversas fallas, tales como falla del acople, rodamientos, entre otros. En dicha máquina con problemas de desalineamiento, es usual que se presenten vibraciones con frecuencias 1X y 2X. La ocurrencia de altas cargas y fuerzas centrífugas a 1X y 2X, hace que aparezcan vibraciones de frecuencias superiores en los rodamientos.

- Desalineamiento angular: la desalineación angular produce un momento de flexión en cada eje, generando esto una fuerte vibración a frecuencias 1X y 2X, en dirección axial en los apoyos que se encuentran a ambos lados del acople. Esta vibración axial en los apoyos estará desfasada 180°. Esta situación se ilustra mejor en la figura 8 inciso a, donde se muestra una gráfica de la posición de las máquinas ante un problema de desalineamiento angular, acompañado del espectro de frecuencias típico que se produce.

Habrán también claros y fuertes niveles de vibración radial (horizontal y vertical) a 1X y 2X en los apoyos a ambos lados del acople, pero estas vibraciones estarán en fase.

- Desalineamiento paralelo: el desalineamiento paralelo produce fuerzas cortantes y momentos de flexión en el extremo del acoplamiento de cada eje. Esto provocará altos niveles de vibración en dirección radial en los

apoyos a ambos lados del acople. Comúnmente, la amplitud de la vibración a 2X será mayor que la vibración a 1X. En el inciso b de la figura 8, se observa la posición de las máquinas ante tal problema y el espectro típico.

Otra característica importante es que las vibraciones en los apoyos cercanos al acople estarán desfasadas a 180°, tanto en dirección radial como axial. Además, el nivel de la vibración axial será menor que la vibración radial.

El desalineamiento que comúnmente ocurre en la mayoría de los casos es una combinación de desalineamiento paralelo y angular. Un desalineamiento angular conlleva a los ejes de las máquinas conductora y conducida a vibración axial igual a la velocidad de rotación (rpm) del eje. El desalineamiento en paralelo produce principalmente vibración radial con una frecuencia igual al doble de la velocidad de rotación del eje.

1.4.2.3. Vibración por excentricidad

La excentricidad es otra de las causas comunes de vibración en la maquinaria rotativa. Un rotor excéntrico es aquel en el cual el eje de giro no coincide con el centro geométrico del cuerpo en rotación, tales como poleas, engranajes, rodamientos, rotores de motores eléctricos, entre otros. El resultado será que uno de los lados del rotor tenga más peso que el otro y causará que el eje tome una órbita irregular al rotar. Esta inestabilidad que se produce será la causa de una vibración inminente.

Algunas veces, al intentar balancear se puede contrarrestar parte de la vibración que se produce por el efecto de la excentricidad, pero el movimiento orbital se mantendrá irregular, pudiendo además aumentarse la vibración en

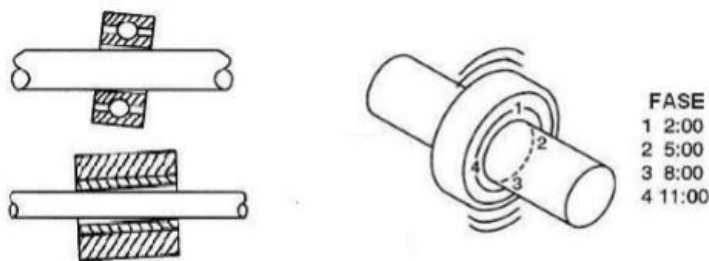
otras direcciones. En otros casos, no es viable corregir excentricidad mediante balanceo. Esto es especialmente cierto en partes excéntricas que interactúan directamente con otras partes rotativas, por ejemplo, poleas, engranajes y rodamientos, en los cuales a pesar de que se logre un grado de balanceo bastante alto, se presentarán reacciones con las otras partes siendo muy fuertes en la dirección de la excentricidad, en el instante en que las partes están en contacto.

1.4.2.4. Vibración a causa de rodamientos

Los rodamientos que han sido montados en alojamientos o carcasas no concéntricas entre sí, generarán una considerable vibración axial y carga inusual en los rodamientos. Si este problema es diagnosticado, debería ser resuelto lo antes posible antes de que pueda causar una falla prematura. La figura 9 ilustra un problema de este tipo e indica, además, los puntos recomendados para toma de lectura de fase.

Intentar alinear los acoples o balancear el rotor no aliviará el problema. Estos rodamientos deben ser desmontados para instalarlos correctamente.

Figura 9. **Rodamientos desalineados con respecto al eje**



Fuente: VELÁSQUEZ, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf.

Consulta: octubre 2017.

- Elementos rodantes defectuosos: defectos en las pistas, en las bolas o en los rodillos de rodamientos de elementos rodantes ocasionan vibración de alta frecuencia; la frecuencia no es necesariamente un múltiplo integral de la velocidad de rotación del eje. La amplitud de la vibración dependerá de la gravedad de la falla del rodamiento.

La vibración generada por el rodamiento normalmente no es transmitida a otros puntos de la máquina. Por lo tanto, el rodamiento defectuoso es generalmente el que se encuentra más cerca del punto donde ocurre el mayor nivel de vibración de este tipo.

- Falla de rodamientos: los rodamientos se encuentran entre los componentes más importantes de las máquinas. En condiciones normales el fallo de un rodamiento sobreviene por fatiga del material, resultado de esfuerzos de cortadura que surgen cíclicamente debajo de la superficie que soporta la carga. Después de algún tiempo, estos esfuerzos causan grietas que se extienden hasta la superficie. Conforme los elementos rodantes alcanzan las grietas, provocan roturas del material (desconchado) y finalmente deja el rodamiento inservible.

Sin embargo, la mayor parte de los fallos en rodamientos tienen una causa raíz distinta que provoca en fallo prematuro. Es el caso de desgaste apreciable por presencia de partículas extrañas o lubricación insuficiente, vibraciones excesivas del equipo y acanalado por paso de corriente eléctrica.

La mayor parte de los fallos prematuros son debidos a defectos de montaje: golpes, sobrecargas, apriete excesivo, falta de limpieza, desalineación, ajuste inadecuado y errores de forma en alojamientos.

Tabla II. Modos de fallo y sus posibles causas en rodamientos

| MODOS DE FALLO | | CAUSAS POSIBLES | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|--|-----------------|---------------------------|----------------------|------------------------|------------------------------|--------------------------------|-----------------------|------------------|-----------------------|----------------------|--------------------------|--|-----------------------------------|----------------------------|-----------------------------|------------------|-----------------------|------------------------|
| | | MONTAJE | | | | | CONDICIONES DE TRABAJO | | | | | LUBRICACIÓN | | | | | | | |
| | | FALTA DE PIEZA | PRESIÓN DE MONTAJE EN ARO | MONTAJE MUY AJUSTADO | JUEGO INTERNO EXCESIVO | MONTAJE INCLINADO SOBRE AROS | AJUSTE EN ASIENTOS FLOJOS/OVAL | ASIENTOS DESALINEADOS | GOLPES AL MONTOR | VIBRACIONES SIN GIRAR | SOBRECARGA EN REPOSO | CARGAS AXIALES EXCESIVAS | CARGA MUY LIGERA EN RELACION CON VELOCIDADES DE ROTACIÓN | PRESENCIA DE AGUA, HUMEDADES, ETC | PASO DE CORRIETE ELECTRICA | SELLADO/OBTURACIÓN INEFICAZ | FALTA DE ENGRASE | LUBRICANTE INADECUADO | LUBRICANTE CONTAMINADO |
| DESGASTE | POR PARTICULAS ABRASIVAS | X | | | | | | | | | | | | | X | | | | X |
| | DESGASTE ESPECULAR | | | | | | | | | | | | | | | | X | X | |
| | ACANALADURAS O CAVIDADES | | | | | | | | | X | | | | | | | | | |
| INDENTACIÓN | EN AMBAS PISTAS, EN ESPACIOS IGUALES A DISTANCIA ENTRE ELEMENTOS | | X | X | | | | | | | X | | | | | | | | |
| | EN PISTAS Y ELEMENTOS RODANTES | X | | | | | | | | | | | | | X | | | | X |
| ADHERENCIAS | EXTREMOS DE RODILLOS Y PESTAÑAS DAÑADAS | | | | | | | | | | X | | | | | | | X | |
| | PATINADO DE RODILLOS Y CAMINOS DE ROD | | | | X | | | | | | | | | | | | | X | |
| | A INTERVALOS IGUALES ENTRE RODILLOS | X | X | | X | | | | | | | | | | | | | | |
| | EN RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS | | | | | | | | | | | | X | | | | | | |
| | DE SUPERFICIE EXTERNAS | | | | | X | | | | | | | | | | | | | |
| FATIGA (PEQUEÑAS GRIETAS DE SUPERFICIE) | | | | | | | | | | | | | | | | X | X | | |
| CORROSIÓN | OXIDO PROFUNDO | | | | | | | | | | | | | X | X | | X | X | |
| | CORROSIÓN DE CONTACTO | | | | | X | | | | | | | | | | | | | |
| ESTRIAS OSCURAS EN AROS Y RODILLOS | | | | | | | | | | | | | | X | | | | | |
| DESCONCHADO | POR PRECARGA | | | X | | | | | | | | | | | | | | | |
| | POR COMPRESIÓN AXIAL | | | X | | | | | | | | | | | | | | | |
| | POR DESALINEACIÓN | | | | | | X | | | | | | | | | | | | |
| | POR INDENTACIÓN | X | X | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | POR ADHERENCIAS | | X | | | | | | | | | | | | | | | | X |
| | POR OXIDO PROFUNDO | | | | | | | | | | | | X | | X | | X | X | |
| | POR CORROSIÓN DE CONTACTO | | | | | X | | | | | | | | | | | | | |
| CRATERES/ACANALADURAS | | | | | | | | X | | | | | X | | | | | | |
| GRIETAS | MALTRATO | | | | | | | X | | | | | | | | | | | |
| | AJUSTE EXCESIVO | | X | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | POR ADHERENCIAS | X | X | | | X | | | | | | | | | | | | | |
| | POR CORROSIÓN DE CONTACTO | | | | | X | X | | | | | | | | | | | | |

Fuente: NAVARRO, Juan. *Técnicas de Mantenimiento Industrial*, p. 110. Consulta: octubre 2017.

1.4.2.5. Vibración por lubricación inadecuada

Una inadecuada lubricación, incluyendo la falta de lubricación y el uso de lubricantes incorrectos, puede ocasionar problemas de vibración en un rodamiento. En otros casos la lubricación inadecuada causa excesiva fricción entre el rodamiento estacionario y el eje rotante, y dicha fricción induce vibración en el rodamiento y en las demás piezas relacionadas. Este tipo de vibración se llama *dry whip*, o látigo seco, y es muy parecido al pasar de un dedo mojado sobre un cristal seco.

La frecuencia de la vibración debida al látigo seco generalmente es muy alta y produce el sonido chillón característico de los rodamientos que están funcionando en seco. No es muy probable que dicha frecuencia sea algún múltiplo integral de las revoluciones por minuto (rpm) del eje, de manera que no es de esperarse ningún patrón significativo bajo la luz estroboscópica. En este respecto, la vibración ocasionada por el látigo seco es similar a la vibración creada por un rodamiento antifricción en mal estado.

Toda vez que se sospeche que un látigo seco sea la causa de la vibración se deberá inspeccionar el lubricante, el sistema de lubricación y la holgura del rodamiento.

1.4.2.6. Vibración por aflojamiento mecánico

El aflojamiento mecánico y la acción de golpeo resultante, producen vibración a una frecuencia que a menudo es 2x, y también múltiplos más elevados, de las revoluciones por minuto (rpm). La vibración puede ser resultado de pernos de montaje sueltos, de holgura excesiva en los rodamientos, o de fisuras en la estructura o en el pedestal de soporte.

La vibración característica de un aflojamiento mecánico es generada por alguna otra fuerza de excitación, como un desbalance o una falta de alineamiento. Sin embargo, el aflojamiento mecánico empeora la situación, transformando cantidades relativamente pequeñas de desbalance o falta de alineamiento en amplitudes de vibración excesivamente altas. Corresponde por lo tanto decir que el aflojamiento mecánico permite que se den mayores vibraciones de las que ocurrirían de por sí, derivadas de otros problemas.

Un aflojamiento mecánico excesivo es muy probable que sea la causa primaria de los problemas cuando la amplitud de la vibración $2x$, las rpm es más de la mitad de la amplitud a la velocidad de rotación, $1x$ las rpm.

1.4.2.7. Vibración por cavitación

Fenómeno que ocurre cuando un líquido fluye por una región donde la presión es menor que la presión de vapor, el líquido hierve y forma burbujas de vapor que son transportadas por el líquido hasta llegar a una región de mayor presión, donde el vapor vuelve súbitamente a su estado líquido.

La cavitación normalmente indica insuficiente presión de succión, poca alimentación o baja presión de entrada. La bomba emitirá un ruido como si existiera arena o grava en su interior, puede llegar a ser destructiva en el interior de la bomba si no se corrige, ya que puede erosionar los álabes. Puede ocurrir durante alguna inspección y desaparecer a la siguiente, por ejemplo, debido a cambios en la apertura de la válvula de succión.

La cavitación normalmente crea vibración aleatoria de alta frecuencia, a veces sobrepuesta en armónicas de BPF. A menudo se observa como una especie de montículo en el espectro.

1.5. Medición de vibración

La medición y análisis de vibraciones es utilizado, en conjunto con otras técnicas de mantenimiento, en todo tipo de industrias como técnicas de diagnóstico de fallas y evaluación de la integridad de estructuras y máquinas.

La evaluación de equipos rotatorios presenta una gran ventaja respecto a otras técnicas de inspección como lo son: las tintas penetrantes, el ultrasonido, radiografías, entre otros. Esto se debe a que la evaluación es realizada en línea; es decir con la máquina en movimiento, evitando con esto la pérdida de producción que genera una detención.

1.5.1. Parámetros de medición y análisis de vibración

Los parámetros de medida que son necesarios de considerar al momento de efectuar medidas de vibración, son:

- Condiciones de operación: las medidas de vibración deben ser tomadas cuando el rotor y los rodamientos de la máquina hayan alcanzado y mantengan su temperatura normal de operación y esté operando bajo condiciones específicas, tales como velocidad de operación, voltaje, flujo, presión y carga.

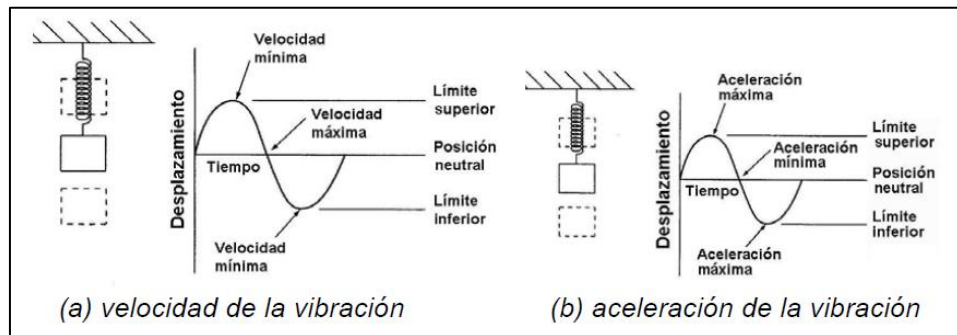
En máquinas con velocidades y cargas variables, las medidas deben ser tomadas bajo todas las condiciones de operación a las cuales se opera por periodos prolongados la máquina. El máximo valor encontrado bajo esas condiciones será considerado representativo de la severidad de la vibración.

Si la vibración es mayor que el nivel del criterio de aceptación y se sospecha de la existencia de vibración transmitida del exterior, deberán tomarse medidas con la máquina sin operar. Si la vibración en la máquina sin operar excede el 25 % del valor medido, deberá considerarse una acción correctiva para reducir el efecto de la transmisión de vibración externa.

- Rango de frecuencia: las medidas de vibración deberán ser de banda ancha, de tal forma que se asegure cubrir el espectro de vibración que produce la máquina en evaluación.
- Severidad de la vibración: la *International Standards Organization* (ISO) define como “severidad de la vibración” el mayor valor RMS de la amplitud de velocidad de vibración obtenido en la banda de frecuencia 10 – 1 000 Hz y medido en unos puntos preestablecidos de la estructura (normalmente medidas triaxiales en la tapa de los cojinetes o en los soportes).
- Unidad de medida y magnitud de la vibración: es posible examinar la señal de vibración en términos de Aceleración, Velocidad y Desplazamiento.
 - Desplazamiento: el desplazamiento es una medida del movimiento total de la masa, esto es, que tanto se desplaza la masa en su movimiento hacia arriba y hacia abajo cuando está vibrando, desde su posición de reposo. El desplazamiento de la masa es expresado en micras (1 micra = 0,001 mm).

- o Velocidad: la velocidad de la vibración es la velocidad a la cual la masa se está moviendo o vibrando durante sus oscilaciones. La velocidad de la masa es cero en el límite superior e inferior del movimiento de la masa. Luego de pasar por estos puntos, la velocidad empieza a incrementarse hasta alcanzar su máximo valor en el punto que corresponde a la posición neutral y luego comienza a decrecer hasta volverse cero en el límite opuesto (ver figura 9a). La velocidad es expresada en milímetros por segundo(mm/s).

Figura 10. **Gráfica senoidal de velocidad y aceleración de la vibración**



Fuente: VELÁSQUEZ, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf.

Consulta: octubre 2017.

- o Aceleración: la aceleración es definida como la cantidad de cambio en la velocidad a la cual se está moviendo la masa vibrante. La aceleración es máxima cuando la velocidad es mínima (límites superior e inferior) y cero cuando la velocidad es máxima en la posición neutral (ver figura 9b). En el campo de las vibraciones, la aceleración es comúnmente expresada en unidades de aceleración de la gravedad, G ($1\text{ G} = 9,81\text{ m/s}^2$).

Las medidas de desplazamiento son especialmente adecuadas en vibración a baja frecuencia, o cuando el analista necesita conocer el movimiento completo de un eje determinado. Estas medidas se toman directamente con transductores de desplazamiento.

Las lecturas de velocidad son generalmente las de mayor campo de aplicación, ya que la velocidad es directamente proporcional al esfuerzo y al desgaste de un sistema mecánico. Pueden ser tomadas con un sensor sísmico de velocidad, si bien se suele emplear con más asiduidad acelerómetros por su mejor respuesta en frecuencia y menor costo. La señal del acelerómetro es procesada para ser convertida a unidades de velocidad. Las lecturas de aceleración son las mejores para analizar fenómenos a altas frecuencias. La aceleración es el parámetro que ofrece la mejor medida de la fuerza asociada a una fuente particular de vibración.

El procedimiento de convertir una señal de desplazamiento a velocidad o de velocidad a aceleración es equivalente a la operación matemática de diferenciación. De modo contrario, la conversión de aceleración a velocidad o de velocidad a desplazamiento es la integración matemática. Es posible llevar a cabo estas operaciones con instrumentos que miden la vibración y de esta manera convertir los datos de cualquier sistema de unidades a cualquier otro. Desde un punto de vista práctico la diferenciación es un procedimiento ruidoso en sí, y muy raras veces se lleva a cabo. La integración, por otra parte, se lleva a cabo con mucha precisión, con un circuito electrónico muy barato. Esa es una de las razones de que el acelerómetro sea el transductor estándar para medición de vibraciones, ya que su señal de salida se puede integrar fácilmente una o dos veces para mostrar velocidad o desplazamiento. La integración no es adecuada para señales con una frecuencia muy baja (por debajo de 1 Hz), ya que en esta área el nivel de ruido se va incrementando y la precisión del procedimiento de integración padece. La mayoría de los integradores

disponibles comercialmente funcionan correctamente por encima de 1 Hz, lo que es lo suficientemente bajo para casi todas las aplicaciones de vibraciones.

Todo lo anterior mencionado es posible si se elige el sensor correcto según la necesidad de la medición, para la selección de sensor adecuado se debe considerar:

- Valor de la amplitud
- Temperatura de la superficie
- Rango de las frecuencias

1.5.2. Sensores o transductores empleados en la medición de vibraciones

Para medir el nivel de vibración absoluto es necesario un elemento convertidor, estos elementos convertidores son los sensores o transductores de vibración. La vibración será transmitida al transductor al estar este montado en la máquina para luego convertir ese movimiento en una señal eléctrica analógica, para ser procesada, medida y analizada. Dicha señal eléctrica será proporcional al nivel de vibración.

Todos los transductores deben ser precisos a la hora de tomar las lecturas de amplitud, ofreciendo repetibilidad (dos señales de la misma amplitud tendrán que generar en el transductor la misma salida de tensión). Los transductores también deben ser muy precisos en la información de frecuencias de la señal mecánica. Esto es fundamental pues, en muchos defectos mecánicos, la relación entre sus frecuencias y la frecuencia del eje de giro que se toma como referencia, proporciona al analista la información precisa para determinar la naturaleza del defecto mecánico que genera la vibración.

1.5.2.1. Tipos de sensores o transductores

Atendiendo a su principio constructivo, hay transductores de vibración de desplazamiento, velocidad y aceleración, cada uno de ellos más o menos idóneo a cada aplicación industrial.

Cada uno de estos transductores tienen sus propias aplicaciones, las cuales justifican su uso para el monitoreo de vibraciones. Es importante comprender las aplicaciones, ya que esto hará que el analista de vibraciones obtenga ventaja de los datos e información que con ellos puede obtener.

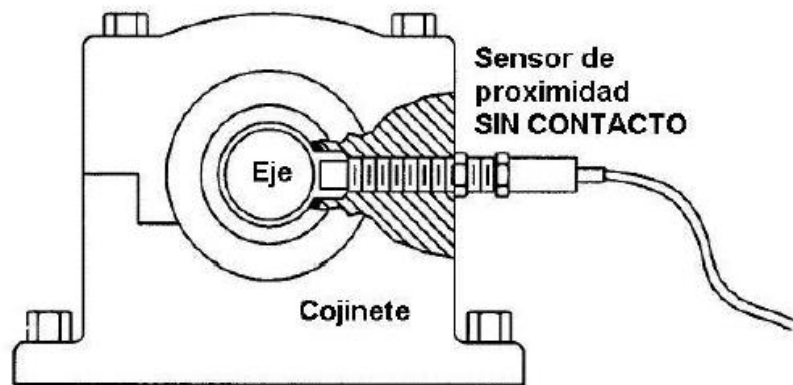
- Transductor de desplazamiento o proxímetro

Conocido también como transductor de corriente Eddy o proxímetro, se aplica normalmente para bajas frecuencias (por debajo de 1 000 Hz) en cojinetes de fricción de turbo máquinas. Los proxímetros se emplean para medir el desplazamiento radial o axial de ejes. Se instalan en las cubiertas de rodamientos o a su lado y detectan el desplazamiento del eje en relación a su posición de anclaje. Un sistema de captación de proximidad de tipo Eddy se compone del propio sensor y un acondicionador de señal. Su respuesta en frecuencia es excelente. No tienen un límite inferior de frecuencia de trabajo y se emplean en la medición tanto de vibración como de la posición axial de ejes. Cuando se trata de sensores de desplazamiento se debe tener en cuenta que existen dos tipos, desplazamiento de contacto y desplazamiento sin contacto.

El transductor de desplazamiento sin contacto, llamado también transductor de proximidad sin contacto, normalmente es empleado para medir la vibración relativa de los ejes de las máquinas con respecto a sus carcasas, como se ve en la figura 11, donde el sensor va unido a la carcasa del cojinete o

de la máquina dejando una pequeña holgura entre el sensor y el eje de la máquina.

Figura 11. **Sensor de movimiento o desplazamiento sin contacto**



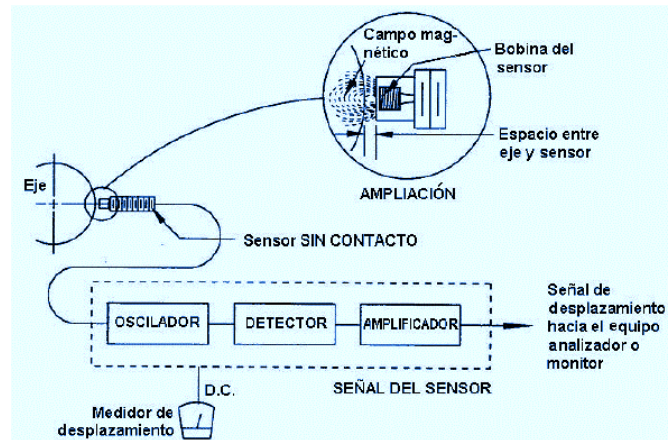
Fuente: VELÁSQUEZ, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf.

Consulta: noviembre de 2017.

Principio de operación: en la figura 12 se ve un diagrama esquemático de un sensor de proximidad sin contacto con método a corrientes Eddy. Este sensor no genera un voltaje o carga eléctrica como respuesta a la vibración, que es lo que ocurre en los sensores de velocidad y aceleración, en su lugar, un sensor de desplazamiento sin contacto necesita de un circuito electrónico (externo o interno) para generar una señal de corriente alterna de alta frecuencia y detectar las oscilaciones en la señal de corriente alterna causada por la vibración del eje.

La corriente alterna de alta frecuencia es alimentada a una pequeña bobina que se encuentra en la punta del sensor, cercana al eje, generando esta bobina un campo magnético.

Figura 12. **Método a corrientes de Eddy**



Fuente: VELÁSQUEZ, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf.

Consulta: noviembre de 2017.

La energía de este campo magnético será absorbida parcialmente por el eje de la máquina, y la cantidad absorbida dependerá de la cercanía al eje, resultando en una disminución de la fuerza del campo magnético medido en el oscilador, el cual además transforma la corriente alterna en una señal de corriente directa que, por consiguiente, será proporcional al espacio que existe entre el sensor y el eje de la máquina.

Los sensores de desplazamiento sin contacto para medir las vibraciones relativas de ejes en una máquina en operación, deben llenar algunos requerimientos especiales, tales como: medir el valor de vibración sin contacto; no ser influidos por aceite u otro medio entre el sensor y la superficie medida; rango de medida lineal amplio, con elevada resolución; instalación, ajuste y calibración simples.

Además del sensor con método a corrientes Eddy, existen otros tipos disponibles (capacitivos, inductivos y a corrientes de Foucault).

Aplicaciones: en el campo de las vibraciones, su principal aplicación es la medida de las vibraciones relativas de ejes, ya que también son empleados para medir la posición axial y radial del eje, y medir el diferencial de expansión entre la carcasa y el rotor.

Las vibraciones relativas de ejes son los movimientos rápidos del eje del rotor en relación a las carcasas del cojinete. Normalmente esas vibraciones se miden en máquinas cuyos rotores empleen cojinetes de deslizamiento.

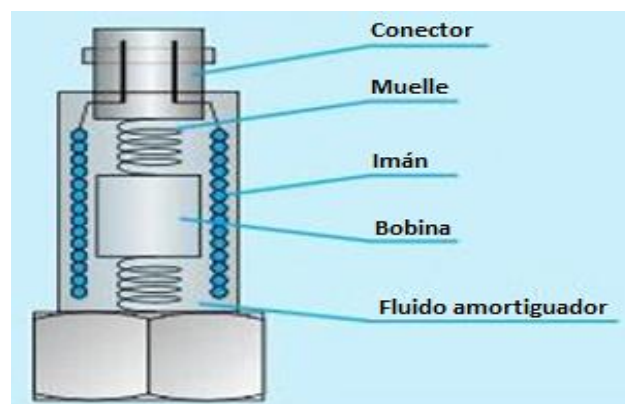
- Ventajas del transductor de desplazamiento:
 - Mide el movimiento relativo entre su punta y el eje de giro.
 - Su empleo es de especial utilidad en maquinaria rígida donde se transmite muy poca vibración a la carcasa de la máquina. Esta situación se da si la masa de la carcasa es del mismo orden de magnitud que la del eje.
 - Mide tanto la componente continua como alterna de una señal vibratoria. La tensión continua permite localizar físicamente el eje en el cojinete objeto de estudio. La tensión alterna suministra información de la forma de onda y del espectro de vibración, lo que permite diagnosticar y observar la evolución de defectos mecánicos.

- Inconvenientes del transductor de desplazamiento:
 - Estos transductores deben instalarse permanentemente. Esto es siempre costoso, e incluso imposible en algunos casos.
 - El rango de frecuencias está limitado en cierto modo respecto a otros modernos transductores típicamente lineales.

- Se requiere un acondicionador de señal.
 - Los transductores de desplazamiento se ven afectados por errores de lectura eléctricos y mecánicos. Incluso pequeñas grietas en el eje pueden hacer que el transductor las interprete como una gran actividad de vibración.
- Transductor de velocidad o velocímetro

Los transductores de velocidad o velocímetros proporcionan directamente la velocidad de la vibración de la máquina que se está midiendo. Aplicados en máquinas donde el eje transmite la vibración a la carcasa con poca amortiguación, es decir, las amplitudes de vibración en la carcasa son grandes. Se compone de un imán permanente ubicado en el centro de una bobina de hilo de cobre. Cuando la carcasa vibra, se crea un movimiento relativo entre el imán y el bobinado, induciéndose por la ley de Faraday una tensión proporcional a la velocidad del movimiento (Ver figura 13).

Figura 13. **Transductor de velocidad**



Fuente: Transductor de velocidad. <http://www.sinais.es/curso-vibraciones.html>. Consulta: noviembre de 2017.

Principio de operación: los sensores de velocidad operan de acuerdo al principio electrodinámico. Se suspende una bobina, libre de fricciones, mediante dos resorte o muelles de membrana que forman, junto a la bobina, un sistema masa-resorte. Al estar suspendida en un campo magnético permanente, la tensión que se genere será proporcional a la velocidad de vibración.

Cuando el sensor es colocado o unido a la máquina vibrando, la bobina permanece estacionaria en el espacio (a cualquier frecuencia por encima de la frecuencia natural de su sistema masa-resorte), mientras que el magneto vibra al compás de la máquina.

El corte del campo magnético producido por las bobinas genera una tensión inducida, la cual es proporcional a la velocidad, sin que el sensor requiera fuente de potencia externa alguna. Por tal razón, un sensor de velocidad de vibración es conocido como un sensor activo.

Aplicaciones: la aplicación principal de los sensores de velocidad se da cuando existe la necesidad de medir la vibración en máquinas de baja velocidad rotacional, debido a su capacidad de elevada sensibilidad a bajas frecuencias, donde además los sensores de aceleración no son recomendados.

Por otro lado, los velocímetros normalmente se emplean para tomar medidas de vibración en máquinas con ejes soportados por rodamientos, al igual que los acelerómetros, pero se ven limitados por la velocidad de respuesta, sobre todo a altas frecuencias, y su limitado rango de frecuencias.

- Ventajas del transductor de velocidad:
 - Mide directamente la velocidad, que es proporcional a la severidad de la vibración.

- No se necesita fuente externa de alimentación, lo que permite enviar la señal eléctrica a lo largo de grandes distancias por cable, haciéndolo ideal para aplicaciones donde queden lejanos e instalados permanentemente.
 - Sólo requiere una simple diferenciación o integración para convertir la señal a otras unidades de amplitud. Esto repercute en una mejor calidad del postprocesado de datos.
 - Tienen una relación de señal muy buena respecto al ruido eléctrico de su rango de frecuencia de uso.
- Inconvenientes del transductor de vibración:
 - Las dimensiones del transductor son relativamente grandes, necesitando grandes bases magnéticas para su sujeción. En consecuencia, el rango de frecuencias es, en cierto modo, restrictivo: 10-1 000 Hz.
 - La salida del transductor depende de la temperatura. A elevadas temperaturas, la salida se reduce al debilitarse el campo magnético. Sin embargo, se han desarrollado transductores específicos para altas temperaturas.
 - La orientación de la medida, vertical u horizontal del transductor puede alterar la señal de salida del orden de un 5-10 %.
 - La calibración puede perderse por el desgaste y la temperatura.
 - Transductor de aceleración o acelerómetro

Este tipo de transductor genera una tensión eléctrica proporcional a la aceleración por presión sobre un cristal piezoeléctrico. Un acelerómetro piezoeléctrico puede captar con precisión señales entre 1 Hz y 15 000 Hz. Esto

dispositivos son muy apropiados para tomar datos de vibración a alta frecuencia, donde aparecen grandes esfuerzos con desplazamientos relativamente pequeños. Algunos sensores especiales pueden medir frecuencias mucho más bajas y también mucho más altas. La recogida de datos de vibración a altas frecuencias depende del medio de fijación del transductor a la máquina. Un velocímetro piezoeléctrico se construye igual que un acelerómetro, pero con un amplificador de señal que realiza una integración lógica. Como esta etapa de integración se hace dentro del velocímetro, la salida de señal viene en unidades de velocidad. El velocímetro aprovecha las buenas características de respuesta en frecuencia de un acelerómetro, de modo que genera una salida lineal en un rango de frecuencia mucho mayor que el velocímetro sísmico.

Los acelerómetros son los sensores más utilizados en el análisis de vibraciones en maquinaria. Todos los colectores portables están provistos de un acelerómetro, aunque la mayoría de la gente integra la señal y trabaja en unidades de velocidad.

Figura 14. **Sensor de aceleración**



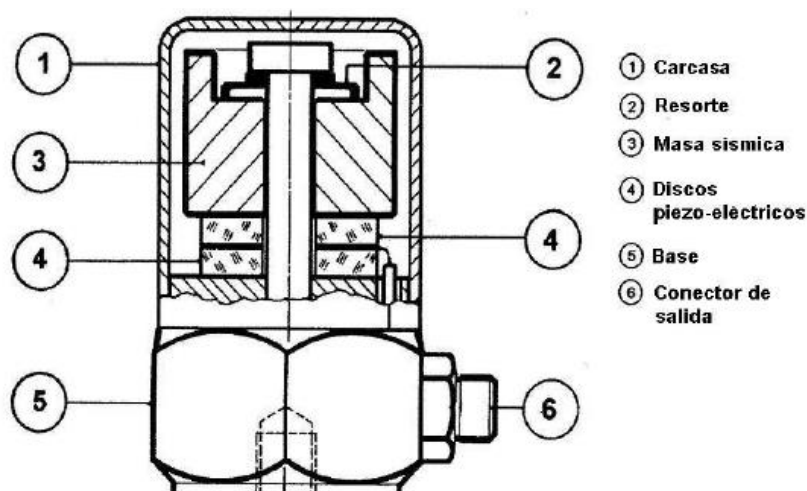
Fuente: Sensores de aceleración. <http://www.sinais.es/curso-vibraciones.html>. Consulta: noviembre de 2017.

Principio de operación: la operación de un acelerómetro se basa en el principio masa-resorte. En este caso, la frecuencia natural del sistema masa-resorte se sintoniza muy alta, para asegurar que el acelerómetro funcione a frecuencias por debajo de su resonancia.

Para la conversión del movimiento mecánico de la vibración a una señal eléctrica se emplea el efecto piezoeléctrico del cuarzo. Ese efecto es la existencia de una carga eléctrica en una de las caras del cristal que está sometido a una tensión o compresión. Esa carga eléctrica es causada por el desplazamiento polar de moléculas en el cristal.

La figura 15 muestra el diseño de un sensor de aceleración por principio de compresión. En ese tipo de sensor se disponen discos piezoeléctricos cerámicos precargados por una masa sísmica. Con esta construcción los discos constituyen el resorte del sistema masa-resorte.

Figura 15. **Sensor de aceleración con piezoeléctricos a compresión**



Fuente: VELÁSQUEZ, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf.

Consulta: noviembre de 2017.

Si el sistema se somete a vibración, la masa sísmica impone una fuerza alternativa en los discos, originando una carga eléctrica alternativa como resultado del efecto piezoeléctrico. Esa carga es proporcional a la aceleración de la vibración, y se convierte en tensión mediante un amplificador de carga.

Como resultado de la técnica constructiva se pueden obtener frecuencias de resonancia muy altas. Normalmente los acelerómetros para aplicaciones industriales tienen como límite superior e inferior de frecuencias 15 kHz y 1 Hz.

Aplicaciones: normalmente, los acelerómetros son usados para medir vibraciones en máquinas cuyos ejes son soportados por rodamientos. La causa de esto es que los rodamientos transfieren de buena manera la vibración del eje a la carcasa, sin embargo, los acelerómetros pueden trabajar también muy bien en máquinas cuyos ejes son soportados por cojinetes de deslizamiento debido a los avances hechos en la sensibilidad de los mismos.

- Ventajas del transductor piezoeléctrico:
 - La mayoría de los sensores tiene un amplio rango de frecuencia, normalmente entre 1 Hz y 15 000 Hz. Hay que observar que la respuesta en frecuencia depende del tipo de montaje del sensor en la máquina.
 - Estos transductores son muy compactos, sin partes móviles, ligeros y de tamaño reducido, necesitando pequeñas bases magnéticas.
 - El transductor del tipo ICP (*Integrated Circuit Piezoelectric*) tiene un acondicionador de señal interno. Aunque ICP es una marca registrada de PCB Piezotronics Inc., se ha convertido en un término genérico para referirse a un acelerómetro con amplificador

integrado. También se les suele denominar con más precisión acelerómetros en modo voltaje.

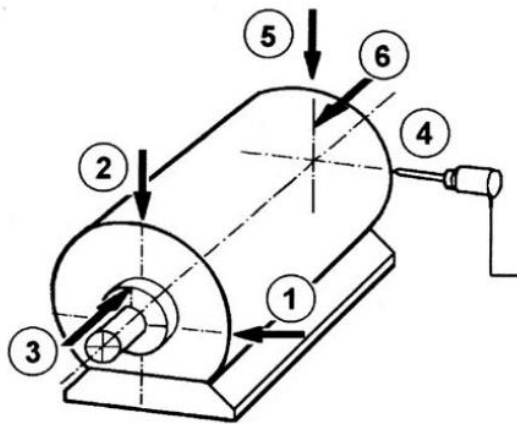
- Se montan fácilmente con adhesivos o atornillados. También se puede disponer de bases magnéticas para montajes temporales o aplicaciones especiales.
 - Costo menor en comparación con sensores de velocidad o desplazamiento.
- Inconvenientes del transductor piezoeléctrico
 - Cuando se usa en modo hand-held o stinger para medir altas frecuencias, la respuesta de señal es muy pobre por encima de 1 200 Hz.
 - Los acelerómetros necesitan una fuente de alimentación externa (sensor pasivo).
 - La salida de amplitud viene dada en unidades de aceleración. Esta salida debe ser integrada para obtener la representación espectral o el valor global de amplitud de velocidad.

1.5.2.2. Posiciones de los sensores para la toma de medidas de vibración

Las medidas de vibración deberían ser tomadas sobre los rodamientos, carcasas o alojamientos que soportan los rodamientos, o en alguna parte de la carcasa o estructura de la máquina con significativa transmisión de las fuerzas dinámicas que se genera por la vibración.

Luego, cuando ya se haya determinado o establecido esos puntos, es necesario tomar medidas en ese punto específico, en tres direcciones que sean perpendiculares entre sí (ver figuras 16). Esto constituye la existencia de una dirección vertical, una horizontal y una axial.

Figura 16. **Direcciones o posiciones para medir la vibración**



Fuente: VELÁSQUEZ, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf.

Consulta: noviembre de 2017.

1.5.2.3. **Criterios para la selección del sensor**

Básicamente, las consideraciones que hay que tener en cuenta al momento de seleccionar el sensor más adecuado para las tareas del analista de vibraciones son:

- Rango de frecuencia: establece el intervalo donde el sensor posee capacidad de lectura (frecuencia más baja y frecuencia más alta), de tal forma que cada tipo de sensor tiene su propio rango de frecuencias. La

frecuencia baja del rango es controlada por la sensibilidad del sensor y la frecuencia alta por la frecuencia natural del mismo.

- Rango de sensibilidad: la capacidad del sensor de determinar la amplitud de la vibración (desplazamiento, velocidad o aceleración) a partir de la señal de voltaje.
- Rango de temperatura: es la temperatura máxima y mínima a la cual el sensor puede trabajar sin afectar su capacidad de respuesta. Hay que poner atención a este criterio, sobre todo cuando el sensor será colocado permanentemente.
- Peso: el peso del sensor es importante por las siguientes dos razones. Primero, debe ser ligero para ser transportado con facilidad, sobre todo cuando debe realizarse una rutina de lecturas. Segundo, el peso del sensor debe ser una pequeña fracción del peso de la carcasa del cojinete o de la máquina donde se colocará para medir, pues si es muy pesado el sensor puede influir en la lectura de la vibración.
- Dirección de la medida: la mayoría de los sensores toman lectura de la vibración únicamente en la dirección del montaje (unidireccionales), por lo tanto, hay que tratar de montar el sensor lo más perpendicular a la superficie de montaje. Hay que agregar que existen además sensores que son diseñados específicamente para lecturas en posición vertical u horizontal.
- Tamaño: es un aspecto no tan importante pero relevante en aquellas máquinas donde no existe un espacio amplio para el montaje del sensor al tomar lecturas.

- Interferencia magnética: aspecto importante sobre todo para los sensores de velocidad y desplazamiento, ya que su operación requiere de campos magnéticos y si existe un campo magnético ajeno y cercano al sensor, podría causar que envíe señales de lectura erróneas.
- Montaje: existe varias maneras de montar el sensor sobre la máquina al tomar lecturas de vibración, y cada una tiene un significativo efecto en la habilidad del sensor de medir la vibración, así como debe obtener repetitividad en lecturas posteriores.

Es importante recordar que los anteriores criterios son para definir el tipo de sensor a usar (acelerómetro, velocímetro, entre otros.) al tomar lectura de vibración.

1.5.2.4. Técnicas de fijación del sensor

Existe un aspecto de gran importancia relativo a la colocación de los sensores de contacto. El método de sujeción del sensor en la máquina determina directamente el corte de altas frecuencias, ya que el contacto sensor-máquina actúa como un filtro mecánico. En la tabla III se muestra la frecuencia límite según las distintas formas de sujeción de los sensores que aparecen en la figura 17 agrupadas como temporales y permanentes.

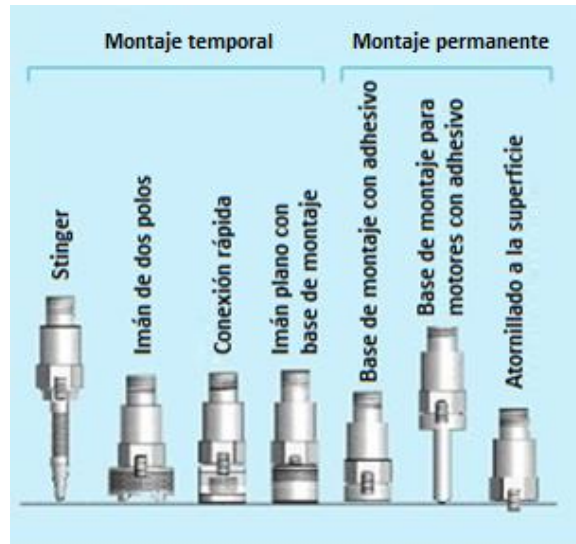
Tabla III. **Límite de frecuencia según la fijación**

| FORMA DE FIJACIÓN | FRECUENCIA MÁXIMA (Hz) |
|------------------------------|-------------------------------|
| Roscado | 7 000 |
| Con adhesivos | 6 000 |
| Roscado en un magneto o imán | 5 000 |
| Vástago sujeto con la mano | 2 000 |

Fuente: Límite de frecuencia según la fijación. http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/sensores/tecnicas_fijacion.html. Consulta: noviembre de 2017.

Es preferible sujetar el sensor con la mano de forma directa sobre el punto a medir a utilizar varillas de extensión que actúan como amortiguadores. El mejor método de sujeción es, evidentemente, atornillando el sensor a la superficie de la máquina donde se va a medir, aunque, por su coste, solamente se utiliza este método en sistemas de monitorización en continuo. Para capturar señales a muy alta frecuencia (de 6 a 8 kHz), se recomienda la utilización de grasas y pegamentos a base de silicona.

Figura 17. **Técnicas de fijación**



Fuente: Técnicas de fijación. http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/sensores/tecnicas_fijacion.html. Consulta: noviembre de 2017.

En general, en la industria es muy difícil obtener medidas fiables de vibraciones a frecuencias por encima de 5 kHz. Los analizadores de vibraciones modernos disponen de rangos de frecuencia para medidas lineales que están muy por encima de los rangos de respuesta lineal de los sensores.

Los datos indicados en la tabla III no se deben tomar como un estándar, ya que hay varios factores que pueden interferir y variar las frecuencias indicadas.

- Roscado: catalogado como el mejor tipo de montaje de sensores, consiste en fijar el sensor a un espárrago roscado en la máquina. El roscado provee muy buena repetitividad de datos por períodos de tiempo largos y normalmente se emplea en aplicaciones donde los sensores se montan permanentemente. Este es el montaje de uso normal en los

sensores de desplazamiento, y para los sensores de velocidad o aceleración que se emplean para monitoreo permanente de niveles de vibración.

- Con adhesivos: tiene también una respuesta a la frecuencia muy buena pero inferior al roscado, y su rango depende de usar el tipo adecuado de adhesivo, sin embargo, este montaje puede ir perdiendo su respuesta a la transmisión de la vibración con el paso del tiempo. El montaje con adhesivos provee también buena repetitividad de datos.
- Roscado en un magneto o imán: el montar el sensor con un imán o magneto es la manera más común de montaje de los sensores. El sensor se rosca a un imán y el imán por su fuerza magnética que posee se fija a la superficie de la máquina. La respuesta que ofrece este montaje es generalmente adecuada para las necesidades de los programas de análisis de vibraciones. El montaje con magneto también tiende a proveer repetitividad de datos, característica deseable en los programas de análisis de vibraciones.
- Vástago sujetado con la mano: es el método menos recomendable, el sensor se rosca al vástago y este es sujetado por el analista con la mano durante la toma del nivel de vibración. El rango de frecuencia es apenas superior a los 2 000 Hz, no importando la longitud, diámetro o material del vástago.

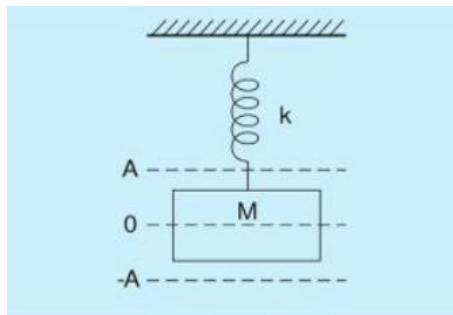
El montaje con vástago no provee una buena repetitividad de datos, debido a que la frecuencia de respuesta de este tipo de montaje depende de la persona que sujete el vástago, e inclusive hay variaciones al hacerlo la misma persona. Se aconseja su uso únicamente para aquellas

situaciones en las que ninguno de los tres tipos de montaje discutidos anteriormente puede realizarse.

1.5.3. Unidades para la medición de vibraciones

Para medir una vibración es necesario conocer las variables que se emplean: frecuencia y amplitud ambas en función del tiempo. Para entender estas variables se explica desde el origen.

Figura 18. **Masa suspendida en un muelle**

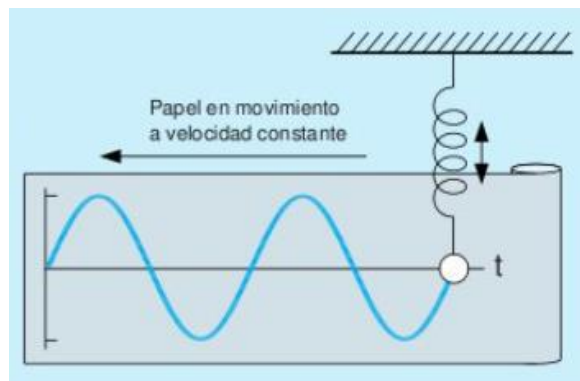


Fuente: Masa suspendida en un muelle. http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/vibracion_simple.html. Consulta: noviembre de 2017.

La base principal de las señales de vibración en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales. Estas son las más simples y son la representación de las oscilaciones puras. Una oscilación pura puede representarse físicamente con el siguiente experimento: imagínese una masa suspendida de un muelle como el de la figura 18. Si esta masa es soltada desde una distancia A , en condiciones ideales, se efectuará un movimiento armónico simple que tendrá una amplitud A . Ahora a la masa vibrante le añadimos un lápiz, y una hoja de papel en su parte posterior, de manera que pueda marcar su posición. Si se desplaza el papel con velocidad constante hacia el lado izquierdo se dibujará

una onda como la representada en la figura 19. A continuación se describen los parámetros que definen este tipo de vibración.

Figura 19. **Movimiento armónico simple**



Fuente: Movimiento armónico simple. http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/vibracion_simple.html. Consulta: noviembre de 2017.

Frecuencia: El tiempo que tarda la masa en ir y volver al punto A siempre es constante. Este tiempo recibe el nombre de período de oscilación (medido generalmente en segundos o milisegundos) y significa que el muelle completó un ciclo. El recíproco del período es la frecuencia (es decir $F=1/P$) la cual generalmente es dada en Hz (ciclos por segundo) o CPM (ciclos por minuto).

Amplitud: La amplitud de la vibración es la medida de la magnitud del movimiento dinámico o vibración que ocurre en la máquina o partes de la misma.

La amplitud de la vibración nos indica la severidad de la vibración en la máquina, dado que es la altura de los ciclos de vibración (ver figura 20). Cuando consideramos la amplitud en el mundo de la vibración, necesitaremos

conocer los siguientes términos: amplitud pico a pico, amplitud cero a pico, amplitud promedio y amplitud rms.

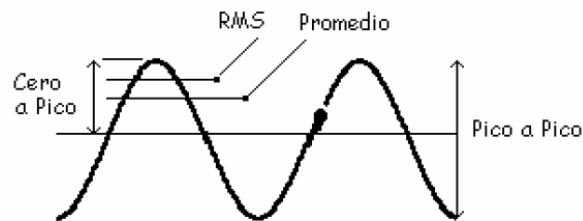
Figura 20. **Onda de vibración armónica indicando amplitud pico a pico**



Fuente: VELÁSQUEZ, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf.
Consulta: noviembre de 2017.

La amplitud pico a pico es la cantidad medida entre el fondo de la onda o parte más baja y el máximo valor que alcanza el pico, tal como se puede observar en la figura 20 y 21. La amplitud cero a pico es la cantidad medida entre el cero y el máximo valor del pico.

Figura 21. **Tipos de amplitud**



Fuente: VELÁSQUEZ, Luis Alberto. www.biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_1335_IN.pdf.
Consulta: noviembre de 2017.

En la onda armónica mostrada en la figura 21, el valor de la amplitud pico a pico es el doble de la amplitud cero a pico, pero esto únicamente es válido

para las ondas senoidales. En una señal real como las mostradas en la figura 9, el nivel máximo positivo puede ser mayor o menor que el nivel máximo negativo, hablando en términos absolutos. La amplitud promedio es el valor promedio de todos los valores absolutos de la onda. En una onda armónica, la amplitud promedio es igual a la mitad del valor pico. La amplitud promedio es un término realmente usado solo ocasionalmente.

El término faltante es la amplitud RMS. La amplitud RMS (del inglés *Root Mean Square*) es considerada como un verdadero valor eficaz y es la raíz cuadrada del promedio aritmético de los valores instantáneos al cuadrado de la onda. Para una onda estrictamente armónica, el valor RMS es 0,707 ($1/\sqrt{2}$) veces el valor pico a pico. En una onda real de vibración, esto no se cumplirá.

Dentro del ambiente laboral estos parámetros son utilizados para la medición del movimiento de la vibración de una máquina y que son:

- El desplazamiento de la vibración
- La velocidad de la vibración
- La aceleración de la vibración
- La fase

La fase se definirá más adelante.

1.5.4. Tablas de diagnóstico de vibración

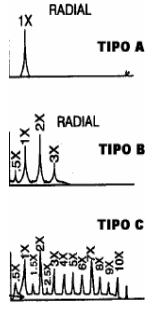
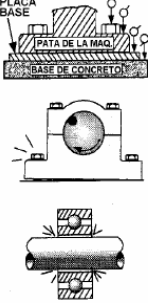
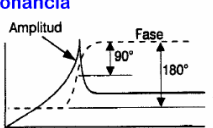
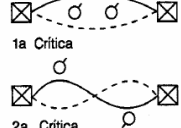
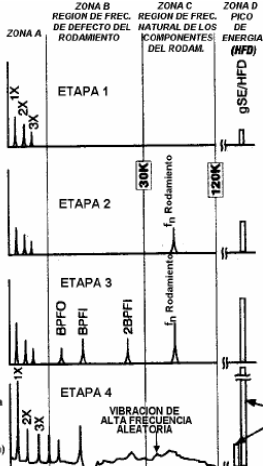
A continuación se describe en las tablas IV, V, VI y VII las tablas de Charlotte, la cual describe todas las observaciones que le ayudarán a los lectores a saber la fuente del problema, el espectro físico, entre otros.

Tabla IV. Tablas de Charlotte

| FUENTE DEL PROBLEMA | ESPECTRO TÍPICO | RELACIÓN DE FASE | OBSERVACIONES |
|--|-----------------|------------------|--|
| Desbalanceo a) Desbalanceo Estático | | | El Desbalanceo Estático estará en fase y estable. La amplitud debido al desbalance aumentará por el cuadrado de la velocidad incrementada estando por debajo de la primera crítica del rotor (un incremento de velocidad de 3X = una vibración a 9X mayor). 1XRPM siempre estará presente y por lo general domina el espectro. Puede ser corregido colocando un solo peso de corrección de balance en un plano en el Centro de Gravedad del Rotor (CG). Una diferencia de fase aproximadamente de 0° debe existir entre los Horizontales OB&IB, así como entre las Verticales OB&IB. Usualmente también ocurre una diferencia de fase aproximadamente de 90° entre las lecturas de fase Horizontal y Vertical en cada rodamiento del rotor desbalanceado (±30°). |
| b) Desbalanceo Par de Fuerza | | | Un Desbalanceo de Par de Fuerzas resulta en un desfase de 180° del movimiento en el mismo eje. 1XRPM siempre está presente y normalmente domina el espectro. La amplitud varía por el cuadrado de la velocidad incrementada por debajo de la primera velocidad crítica del rotor. Puede causar una alta vibración axial, así como radial. La corrección requiere la colocación de los pesos de balanceo en al menos 2 planos. Note que debe existir una diferencia aproximada de 180° entre las Horizontales OB&IB así como entre las Verticales OB&IB. También usualmente ocurre una diferencia aproximada de 90° entre las lecturas Horizontal y vertical en cada rodamiento (±30°). |
| c) Desbalanceo Dinámico | | | El Desbalanceo Dinámico es el tipo de desbalanceo que se consigue más comúnmente y es una combinación de Desbalanceo estático y de par de fuerzas. 1XRPM domina el espectro y realmente necesita una corrección en 2 planos. Aquí la diferencia de fase Radial entre los rodamientos externos e internos puede estar en cualquier lugar del rango entre 0° y 180°. Sin embargo, la diferencia de fase Horizontal debe cuadrar usualmente con la diferencia de fase Vertical, cuando se comparan las mediciones de los rodamientos externos e internos (±30°). Si el desbalance predomina una diferencia de fase de 90° resulta entre las lecturas Horizontal y Vertical de cada rodamiento (±40°). |
| Rotor excéntrico | | | La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación está fuera de la línea de centro geométrico de una polea, engranaje, rodamiento, armadura del motor, etc. La vibración mayor ocurre a 1XRPM del componente excéntrico en una dirección a través de la línea que une el centro de ambos rotores. Comparativamente, las lecturas de fase Horizontales y verticales usualmente difieren 0° ó 180° (cada una de las cuales indica el movimiento en línea recta). El intentar balancear un rotor excéntrico resulta en reducir la vibración en un dirección radial pero incrementarla en la otra (dependiendo de la cantidad de excentricidad). |
| Eje doblado | | | Los problemas de Eje Doblado causan una alta vibración axial con una diferencia de fase axial tendiendo a 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante ocurre normalmente a 1X si está doblado cerca del centro del eje, pero ocurre a 2X si está doblado cerca del acople. (Ser cuidadoso al tomar en cuenta la orientación del transmisor para cada medición axial si usted volteó la dirección de la probeta). Use un indicador de dial para confirmar el doblez de eje. |
| Desalineación a) Desalineación Angular | | | La Desalineación Angular se caracteriza por una alta vibración axial, 180° fuera de fase a través del acople típicamente tendrá una vibración axial en 1XRPM y 2XRPM. Sin embargo, no es inusual que tanto 1X, 2X ó 3X domine. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acople. Una severa desalineación angular puede excitar muchas armónicas de 1XRPM. A diferencia de la soltura mecánica de tipo C, estas múltiples armónicas no tienen típicamente un incremento de ruido en el piso del espectro. |
| b) Desalineación Paralela | | | La desalineación paralela posee síntomas de vibración similares a la angular pero muestra una alta vibración radial que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acople. 2X es por lo regular mayor que 1X, pero su altura respecto a 1X es por lo general debida a el tipo de acople y construcción de este. Cuando cualquier desalineación, Angular o Radial, se vuelve severa, puede generar tanto picos de gran amplitud a altas armónicas (4X-8X) como también toda una serie de armónicas de alta frecuencia, similares en apariencia a la soltura mecánica. El tipo de acople y el material influyen de gran manera a todo el espectro cuando la desalineación es severa. No presenta por lo general un incremento de ruido en el piso. |
| c) Desalineación Rodamiento Inclinado En El Eje | | | Un rodamiento inclinado genera una vibración Axial considerable. Puede causar un movimiento torsional con un cambio de fase aproximado de 180° de arriba a abajo y/o de lado a lado cuando se mide en dirección Axial de la misma carcasa del rodamiento. Intentos de alinear el acople o balancear el rotor no aliviará el problema. Es necesario remover el cojinete e instalarlo correctamente. |

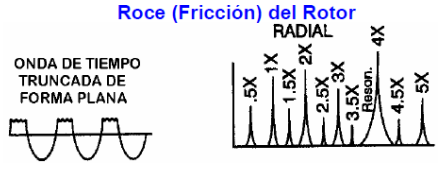
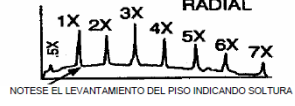
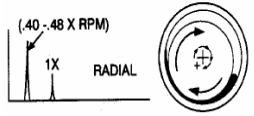

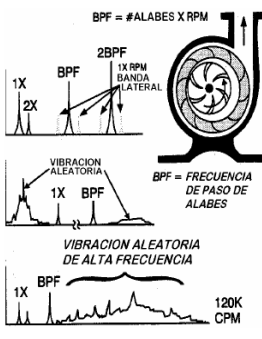
Fuente: Tablas de Charlotte. <https://drive.google.com/file/>. Consulta: diciembre de 2017.

Tabla V. Tablas de Charlotte

| FUENTE DEL PROBLEMA | ESPECTRO TÍPICO | RELACIÓN DE FASE | OBSERVACIONES |
|---|---|--|---|
| <p>Soltura Mecánica</p> <p>Notase el levantamiento del piso indicando soltura</p> |  |  | <p>La soltura mecánica está indicada para un espectro de vibración de tipo A, B o C.</p> <p>Tipo A es causada por soltura/debililitamiento estructural del pie de la máquina, la placa base o cimentación, también por una sedimentación deteriorada, soltura de los pernos que sujetan a la base y distorsión del bastidor o base (Ej. pata floja). El análisis de fase puede revelar una diferencia de 90° a 180° entre la medición Vertical de los pernos, pie de máquina, placa base o la base misma.</p> <p>Tipo B es generalmente causada por soltura de los pernos de la bancada, fisuras en la estructura del bastidor o en el pedestal del cojinete.</p> <p>Tipo C es normalmente generada por un ajuste inadecuado entre las partes componentes, que puede causar numerosas armónicas debidas a respuestas no lineales de partes flojas a fuerzas dinámicas del rotor. Causa un truncamiento de la Onda de Tiempo y un ruido elevado en el suelo del espectro. El tipo C es causada con frecuencia por el aflojamiento de un cojinete en su caja, por un espacio excesivo en la camisa o los elementos rodantes del rodamiento, un impulsor o eje flojo, etc. La fase tipo C es con frecuencia inestable y puede variar ampliamente de un arranque al siguiente. La soltura mecánica es a menudo altamente direccional y puede causar lecturas notablemente diferentes si se comparan niveles en incrementos de 30° en dirección radial alrededor de la carcasa del rodamiento. También nótese que la soltura podrá causar múltiples subatómicas exactamente a 1/2 o 1/3XRPM (0.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p> |
| <p>Resonancia</p> |  |  | <p>La resonancia ocurre cuando una frecuencia forzada coincide con una frecuencia natural del sistema, y puede causar una amplificación dramática de las amplitudes, lo que puede resultar en una falla prematura o incluso catastrófica. Esta puede ser una frecuencia natural del rotor, pero a menudo puede ser originada por el bastidor, la cimentación, caja de engranajes e incluso las correas de transmisión. Si un rotor esta o se aproxima a la resonancia puede ser prácticamente imposible balancearlo debido al enorme cambio de fase que experimenta (90° en resonancia, cerca de 180° cuando la atraviesa). A menudo requiere el cambio de la frecuencia natural a una frecuencia mayor o menor. Generalmente las frecuencias naturales no cambian con un cambio en la velocidad, lo que ayuda a su identificación (exceptuando una máquina con cojinetes de gran tamaño o un rotor que tenga un voladizo significativo).</p> |
| <p>RODAMIENTOS (4 Etapas de Falla)</p> <p>f_n = Frecuencias Naturales de los Componentes de los Rodamientos Instalados y Estructura de Soporte</p> <p>FRECUENCIAS DE DEFECTOS DE RODAMIENTO:</p> $BPFI = \frac{N_b}{2} (1 + B_r \cos \theta) \times RPM$ $BPFO = \frac{N_b}{2} (1 - B_r \cos \theta) \times RPM$ $BSF = \frac{P_d}{2B_c} \left[1 - \left(\frac{B_r}{P_c} \right)^2 \cos^2 \theta \right] \times RPM$ $FTF = \frac{1}{2} (1 - B_r \cos \theta) \times RPM$ <p>Where:</p> <ul style="list-style-type: none"> BPFI = Frecuencia de Pista Interna BPFO = Frecuencia de Pista Externa BSF = Frecuencia de Giro de la Bola FTF = Frecuencia de la Jaula N_b = Número de Bolas o Rodillos B_r = Diámetro de Bola o Rodillo (in o mm) P_c = Diámetro Primitivo θ = Angulo de Contacto (grados) |  | <p>4 Etapas de Fallas de Rodamientos</p> <p>Etapa 1 Las indicaciones más tempranas de que existen problemas con los cojinetes aparecen en las frecuencias ultrasónicas que van desde cerca de 250,000 - 350,000 Hz, luego cuando aumenta el desgaste, usualmente cae aproximadamente a 20,000 - 60,000 Hz (1,200,000 - 3,600,000 CPM). Estas frecuencias son evaluadas mediante el Pico de Energía (gSE), HFD e Impulso de Choque (dB). Por ejemplo, el pico de energía puede aparecer cerca de .25 gSE en la etapa 1 (el valor real depende de la ubicación de la medición y la velocidad de la máquina). Adquiriendo espectros de alta frecuencia confirma si el rodamiento falla o no en etapa 1.</p> <p>Etapa 2 Ligeros defectos del cojinete comienzan a “hacer sonar” las frecuencias naturales (f_n) de los componentes del rodamiento, que ocurren predominantemente en el Rango de 30K-120KCPM. Esas frecuencias naturales pueden también ser resonancias de las estructuras de soporte del rodamiento. Al final de la etapa 2 aparecen frecuencias de banda lateral por encima y por debajo del pico de frecuencia natural. El pico de energía Overall crece (por ejemplo, de .25 a .50gSE).</p> <p>Etapa 3 Aparecen frecuencias y armónicas de defectos en rodamientos. Cuando el desgaste progresa, más frecuencias armónicas aparecen y el número de bandas laterales aumenta, ambas alrededor de estas y las frecuencias naturales de los componentes del rodamiento. El pico de energía overall sigue incrementando (por ejemplo, de 0,50 a más de 1gSE). El desgaste es ahora por lo general visible y se puede prolongar a la periferia del rodamiento, particularmente cuando bandas laterales bien formadas acompañan a las armónicas de la frecuencia de defecto de rodamiento. Espectros de alta frecuencia y cubiertos ayudan a confirmar la etapa 3. ¡Reemplace el rodamiento ahora! (independientemente de las amplitudes de frecuencia de defecto de rodamiento en el espectro de vibraciones).</p> <p>Etapa 4 Hacia la parte final, la amplitud 1XRPM es incluso afectada. Crece y normalmente causa el aumento de numerosas armónicas de velocidad de giro. De hecho, los discretos defectos del cojinete y las frecuencias naturales de los componentes comienzan a “desaparecer”, y son reemplazados por un “ruido de piso” al azar, de banda ancha y alta frecuencia. Además las amplitudes del ruido de piso de alta frecuencia y el pico de energía disminuyen, sin embargo justo antes de que ocurra la falla, el pico de energía y el HFD crece por lo general a amplitudes excesivas.</p> | |

Fuente: Tablas de Charlotte. <https://drive.google.com/file/d/0B-xB7tqEE4EURjBZOVRuMFRlakE/view?usp=drivesdk>. Consulta: diciembre de 2017.

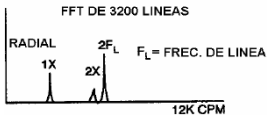
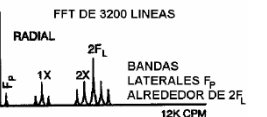
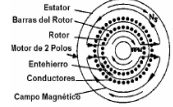
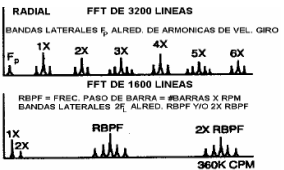
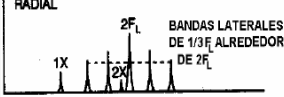
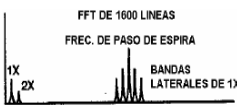
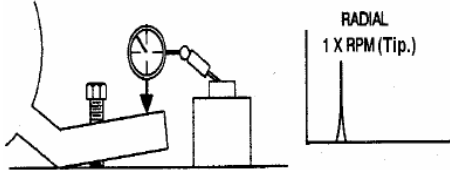
Tabla VI. Tablas de Charlotte

| | |
|--|---|
| <p style="text-align: center;">Roce (Fricción) del Rotor</p> <p style="text-align: center;">RADIAL</p> <p>ONDA DE TIEMPO TRUNCADA DE FORMA PLANA</p>  | <p>El Roce del Rotor produce un espectro similar al de la soltura mecánica cuando las partes giratorias entran en contacto con los componentes fijos. La fricción puede ser parcial o en toda la revolución del rotor. Usualmente genera una serie de frecuencias, lo que por lo general excita una o más resonancias. A menudo existen subarmónicas de fracción entera, de la velocidad de fraccionamiento (1/2, 1/3, 1/4, 1/5...1/n).</p> <p>Dependiendo de la ubicación de las frecuencias naturales del rotor. La fricción del rotor puede excitar numerosas frecuencias altas (similar al ruido de banda ancha que se produce al pasar una tiza por un pizarrón) puede ser muy grave y de corta duración si es causado por el eje haciendo contacto con el Babbit del cojinete. Una fricción anular total alrededor de toda la revolución del eje puede inducir una "precesión reversa" con el rotor girando rápidamente a la velocidad crítica en dirección opuesta a la rotación del eje (inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica).</p> |
| <p>Cojinetes</p> <p>A. Problemas por Desgaste o Juego.</p> <p style="text-align: center;">RADIAL</p>  <p>NOTESE EL LEVANTAMIENTO DEL PISO INDICANDO SOLTURA</p> | <p>Etapas posteriores del desgaste de cojinete son normalmente puestas en evidencia debido a la presencia de series completas de armónicas de velocidad de funcionamiento (hasta 10 o 20). Cojinetes gastados a menudo permiten altas amplitudes Verticales en comparación con las Horizontales, pero solo mostraran un pico pronunciado a 1XRPM.</p> <p>Los cojinetes con soltura (juego) excesivo pueden permitir que un desbalance y/o desalineación menor cause una alta vibración que sería mucho menor si el juego del cojinete se ajustara a las especificaciones.</p> |
| <p>B. Inestabilidad por Remolino de Aceite</p> <p>(40 - 48 X RPM)</p> <p style="text-align: center;">RADIAL</p>  | <p>La Inestabilidad por Remolino de Aceite ocurre a .40-.48XRPM y a menudo es bastante grave. Se le considera excesiva cuando la amplitud excede el 40% de la holgura del cojinete. El remolino de aceite es una vibración de la película de aceite donde las desviaciones en las condiciones normales de operación (ángulo de disposición y radio de excentricidad) causa que una cuña de aceite "empuje" al eje dentro del cojinete. La fuerza desestabilizadora en dirección de la rotación resulta en un remolino (precesión hacia adelante). El remolino de aceite es inestable ya que incrementa las fuerzas centrífugas que aumentan las fuerzas del remolino. Puede causar que el aceite no soporte al eje, o puede convertirse en inestable cuando la frecuencia del remolino coincide con una frecuencia natural del rotor. Cambios en la viscosidad del aceite, presión de lubricación y cargas previas externas pueden afectar al remolino de aceite.</p> |
| <p>C. Inestabilidad por Latigazo de Aceite</p> <p>REMOLINO LATIGAZO DESBALANCE DE MASA</p>  | <p>El Latigazo de Aceite puede ocurrir si la máquina opera a o sobre 2X la frecuencia crítica del rotor. Cuando el motor alcanza dos veces la velocidad crítica, el remolino estará muy cercano a la crítica del rotor y podrá causar una vibración excesiva que la película de aceite no sea capaz de soportar. La velocidad del remolino se "congela" a la crítica del rotor. No rebasara este pico aun cuando se eleve más y más la velocidad. Produce una vibración subarmónica lateral adelantada precesional a la frecuencia crítica del rotor. Inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica.</p> |
| <p style="text-align: center;">Fuerzas Hidráulicas y Aerodinámicas</p> <p>A. Paso de Alabes</p> <p>B. Turbulencia del Flujo</p> <p>C. Cavitación</p> <p style="text-align: center;">BPF = #ALABES X RPM</p>  <p style="text-align: center;">BPF = FRECUENCIA DE PASO DE ALABES</p> <p style="text-align: center;">VIBRACION ALEATORIA DE ALTA FRECUENCIA</p> <p style="text-align: center;">120K CPM</p> | <p>La Frecuencia de Paso de Alabes (BPF)=N° de Alabes X RPM. Esta frecuencia es inherente en bombas, ventiladores y compresores y normalmente no representa problemas. Sin embargo, las BPF (y armónicas) de gran amplitud pueden ser generadas en la bomba si el espacio entre los alabes de rotación y los difusores no es igual en todas ellas. También las BPF (o armónicas) pueden coincidir en ocasiones con una frecuencia natural del sistema causando alta vibración. Una BPF alta puede ser generada si el impulsor desgasta los anillos de agarre al eje o si falla la soldadura que sostiene a los alabes del difusor. También, las BPF altas pueden ser causadas por dobleces abruptos en la tubería (o ducto), obstrucciones que interrumpen el flujo, posiciones del Damper, o si el rotor se encuentra excéntrico dentro de la carcasa de la bomba o ventilador.</p> <p>La Turbulencia del Flujo ocurre en sopladores debido a variaciones en la presión o en la velocidad del aire pasando a través del ventilador o de la ductería. Esta interrupción causa turbulencia que genera una vibración a baja frecuencia aleatoria, típicamente en el rango de 50 a 2000 CPM. Si ocurre purga dentro del compresor, puede ocurrir una alta frecuencia de vibración de banda ancha al azar. Excesiva turbulencia puede también excitar la alta frecuencia de banda ancha.</p> <p>La Cavitación genera normalmente una energía de banda ancha de frecuencia muy alta aleatoria, que algunas veces se sobrepone con las frecuencias armónicas del paso de alabes. Normalmente indica insuficiente presión de succión (falta de alimentación). La cavitación puede ser un tanto destructiva para los elementos internos de la bomba si no es corregida. Puede particularmente erosionar los alabes del impulsor. Cuando está presente, a menudo suena como si pasaran "piedras" a través de la bomba. La cavitación es usualmente causada por insuficiencia en el flujo de entrada. Puede ocurrir en un recorrido y estar ausente en el siguiente (si son realizadas modificaciones en la posición de las válvulas de succión).</p> |

Fuente: Tablas de Charlotte. <https://drive.google.com/file/d/0B-xB7tqEE4EURjBZOVruMFRlAkE/view?usp=drivesdk>

Consulta: diciembre de 2017.

Tabla VII. Tablas de Charlotte

| | |
|---|---|
| <p>Motores de Inducción AC A. Excentricidad del estator, Laminaciones en Corto o Hierro Flojo</p>  | <p>Los problemas del estator generan alta vibración a 2X frecuencia de línea (2FL). La excentricidad del estator produce un entrehierro fijo irregular entre el rotor y el estator que produce una vibración muy direccional. El entrehierro diferencial no debe exceder el 5% en los motores de inducción y 10% en los motores sincrónicos. Una pata floja y bases dobladas pueden producir un estator excéntrico. Un hierro flojo es debido al debilitamiento o aflojamiento del soporte del estator. Los cortos circuitos en las láminas del estator pueden causar un calentamiento irregular localizado, que puede deformar al mismo estator. Esto produce vibración térmicamente inducida que puede crecer significativamente con el tiempo de operación causando deformación del estator y problemas del entrehierro.</p> |
| <p>B. Rotor Excéntrico (Entrehierro Variable) $F_L = \text{Frec. de Línea Eléctrica}$ $N_s = \text{Veloc. de Sinc.} = \frac{120 F_L}{P}$ $F_s = \text{Frec. de Desliz.} = N_s - \text{RPM}$ $F_p = \text{Frec. Paso de Polo} = F_s \times P$ $P = \# \text{ de Polos}$</p>  | <p>Los Rotores Excéntricos producen un entrehierro de rotación variable entre el rotor y el estator, lo que induce una vibración pulsante (normalmente entre 2FL y la armónica de velocidad de giro más cercana). A menudo requiere de un "zoom" del espectro para separar 2FL y la armónica de la velocidad de giro. Los rotores excéntricos generan una 2FP rodeada de bandas laterales de frecuencia de Paso de Polo (FP), así como bandas laterales FP alrededor de la velocidad de giro. FP aparece por sí sola a baja frecuencia (Frecuencia de paso de Polo = Frecuencia de Deslizamiento X #Polos). los valores comunes del rango FP va de 20 a 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Una pata floja o una desalineación a menudo inducen un entrehierro variable debido a la distorsión (realmente un problema mecánico; no eléctrico).</p> |
| <p>C. Problemas del Rotor</p>   | <p>Unas Barras del rotor rotas o agrietadas o anillos en corto; juntas malas entre las barras del rotor y los anillos en corto o laminaciones del rotor en corto pueden producir una vibración a velocidad de giro 1X con bandas laterales a la frecuencia de paso de polo (FP). Además, estos problemas generaran a menudo bandas laterales de paso de polo FP alrededor de la segunda, tercera, cuarta y quinta armónica de la velocidad de giro. Barras del rotor flojas o abiertas con son indicadas por bandas laterales a 2X la frecuencia de línea (2FL) rodeando a la Frecuencia de Paso de Barra del Rotor (RBPF) y/o sus armónicas (RBPF = Número de barras X RPM). A menudo causaran altos niveles a 2XRBPF con solo una pequeña amplitud a 1XRBPF. Un arqueamiento inducido eléctricamente entre las barras flojas del rotor y los anillos a menudo mostraran altos niveles a 2XRBPF (con bandas laterales a 2FL); pero muy poco o casi ningún incremento en amplitud a 1XRBPF.</p> |
| <p>D. Problemas de Fase (Conector Flojo)</p>  | <p>Los problemas de Fase debidos a conectores flojos o rotos pueden causar una excesiva vibración a 2X la frecuencia de línea (2FL) que tendrá unas bandas laterales alrededor espaciadas a 1/3 de la frecuencia de línea (1/3 FL). Los niveles a 2FL pueden exceder 1.0 in/seg sino se corrige. Este es particularmente un problema si el conector defectuoso solo hace contacto esporádicamente. Los conectores flojos o rotos deben ser reparados para prevenir una falla catastrófica.</p> |
| <p>Motores AC Sincrónicos (Espiras del Estator Flojas)</p>  | <p>Las Espiras del Estator flojas en un motor sincrónico generaran alta vibración a la frecuencia de paso de espira (CPF) que es igual al número de espiras del estator X RPM (#Espiras del Estator = #Polos X #Espiras/Polo). La Frecuencia de Paso de Espira estará rodeada por bandas laterales a 1XRPM. Los problemas de motor sincrónico también serán indicados por altos picos de amplitud a aprox. 60,000 a 90,000 CPM, acompañados de bandas laterales a 2FL. Tomar al menos un espectro a 90,000 CPM en cada carcasa de rodamiento del motor.</p> |
| <p>Pata Floja, Pata Resorteada y Resonancia de Pata</p>  | <p>"Pata Floja" ocurre cuando la pata de una máquina o el bastidor se deflecta cuando un perno de sujeción se afloja, causando el levantamiento de la pata aprox. más de .002 - .003 pulgadas. esto no siempre causa un gran incremento de la vibración. sin embargo, podría hacerlo si la pata floja afecta la alineación o el entrehierro del motor. "Pata Resorteada" puede causar gran distorsión del bastidor, resultando en un incremento de la vibración, fuerza y esfuerzo del bastidor y carcasa del rodamiento, etc. Esto puede ocurrir cuando un perno de sujeción es ajustado excesivamente en la pata como un intento de nivelarla. "Resonancia de la Pata" puede causar incrementos dramáticos de la amplitud de 5 a 15 veces o más, si se compara con aquella cuando el perno (o combinación de pernos) están flojos o apretados a mano. Cuando se ajusta, este perno puede cambiar notablemente la frecuencia natural del mismo bastidor de la máquina.</p> <p>La Pata Floja, Pata Resorteada o la Resonancia de la Pata afecta más a menudo a 1XRPM, pero también puede hacerlo a 2XRPM, 3XRPM, 2XFL, frecuencia de paso de alabe, etc. (particularmente la resonancia de pata).</p> |

Fuente: Tablas de Charlotte. <https://drive.google.com/file/d/0B-xB7tqEE4EURjBZOVruMFRlakE/view?usp=drivesdk>. Consulta: diciembre de 2017.

1.6. Sistema de la adquisición de datos

Los sistemas de adquisición de datos (S.A.D) constituyen la interfaz entre el mundo analógico y el digital. Para que esto sea posible debe realizarse varias etapas, véase la figura 22 de un ejemplo clásico.

Figura 22. Esquema de adquisición de datos



Fuente: Esquema de adquisición de datos.

http://www.ni.com/academic/instructor/meche_dynamics_vibration.htm. Consulta: diciembre de 2017.

Etapa transductor: en esta primera etapa se utilizan los sensores o transductores, que son los encargados de medir los fenómenos físicos y suministrar una señal eléctrica que pueda ser interpretada por el sistema de adquisición, de acuerdo a la relación entrada/salida que tenga el transductor (sensibilidad).

Etapa de adquisición: esta etapa se encarga de recibir la información transmitida por el transductor, la cual en un principio está de forma analógica y deben ser digitalizadas de manera que se puedan procesar, por esta razón los elementos que componen esta etapa son conversores A/D (análogo/digital) y conversores D/A. Para las señales dinámicas, como la vibración, se

recomienda emplear tarjetas de adquisición de datos con alta resolución (mayor a 16 bits) y una velocidad de muestreo de 100 kHz.

Etapa de procesamiento: es la etapa en donde se analizan, las señales utilizando técnicas de procesamiento digital. Para ello se puede hacer uso de diferentes lenguajes de programación que permitan implementarlas de manera eficiente y confiable. Para esta aplicación se empleará un controlador lógico programable. (PLC).

Etapa de visualización: en esta etapa se pueden visualizar, controlar y supervisar los datos adquiridos, a través de un software, el cual es llamado SCADA. Los sistemas SCADA proporcionan comunicación con los dispositivos de campo (controladores autónomos, autómatas programables, actuadores, motores, entre otros) y controlan el proceso de forma automática desde un PC o computadora, visualizando en pantalla cada una de las estaciones remotas que conforman el sistema, los estados de ésta, las situaciones de alarma y la toma de acciones físicas sobre algún equipo lejano.

Cada uno de los ítems de SCADA involucran muchos subsistemas, por ejemplo, la adquisición de datos puede estar a cargo de un PLC; el cual toma las señales y las envía a las estaciones remotas usando un protocolo de comunicación determinado, esta comunicación por lo regular se realiza mediante buses especiales o redes LAN.

Además, envía la información generada en el proceso productivo a distintos usuarios, todos en tiempo real, así las áreas de administración, calidad, proceso y mantenimiento tendrán al mismo tiempo la misma información.

Etapa de registro: esta es la última etapa de la adquisición, en donde se almacenan los resultados del procesamiento para su posterior visualización y análisis. Aquí se pueden almacenar cualquier cantidad de variables, como lo son nivel, presión, temperatura, entre otros.

1.7. Sistemas SCADA

A continuación se describe el sistema SCADA, de donde proviene, de que se encarga, entre otros.

1.7.1. Fundamentación teórica de los Sistemas SCADA

SCADA proviene de las siglas *Supervisory Control And Data Acquisition* (Adquisición de Datos y Supervisión de Control). El SCADA se encarga del control y supervisión de un proceso y lo hace por medio de una estación central generalmente una PC llamada estación maestra o unidad terminal maestra (MTU); y una o varias unidades cercanas remotas (RTU), por medio de las cuales se hace el control, adquisición de datos hacia y desde el campo.

Un Software SCADA debe ser capaz de ofrecer al sistema:

- La posibilidad de crear paneles de alarma, que exigen la presencia del operador para reconocer una parada o situación de alarma.
- La generación de registros históricos provenientes de las señales de la planta, que pueden ser exportados para el proceso sobre una hoja de cálculo.
- La ejecución de programas que modifican la ley de control o incluso anular o modificar las tareas asociadas al autómata, bajo ciertas condiciones.

1.7.2. Requisitos básicos para adquirir un sistema SCADA

En el mercado existen muchos tipos de sistemas SCADA, es por eso que se deben tener en cuenta varios aspectos a la hora de adquirir uno de este software, dependiendo del fabricante o de la finalidad con que se va a hacer uso del sistema, por ello antes de decidir cuál es el más adecuado se debe tener en cuenta y tener presente los requerimientos básicos, que son:

- El sistema debe tener arquitectura abierta, es decir, debe permitir su crecimiento o expansión, así como deben adecuarse a las necesidades futuras del proceso y de la planta.
- Deben permitir la adquisición de datos de todo tipo equipo, así como la comunicación a nivel interno y externo (redes locales y de gestión).
- La programación e instalación no debe presentar mayor dificultad, debe contar con interfaces graficas que muestren un esquema básico y real del proceso.
- Deben ser programas sencillos de instalar, sin excesivas exigencias de hardware y fáciles de utilizar, con interfaces amigables para el usuario.

1.7.3. Funciones principales del sistema

- Supervisión remota de instalaciones y equipos: permite al operador conocer el estado de desempeño de las instalaciones y los equipos alojados en la planta, lo que permite dirigir las tareas de mantenimiento y estadística de fallas.
- Control remoto de instalaciones y equipos: mediante el sistema se puede activar o desactivar los equipos remotamente (por ejemplo, abrir válvula, activar interruptores, encender motores, entre otros) de manera

automática y también manual. Además, es posible ajustar calores de referencia, algoritmos de control.

- **Procesamiento de datos:** el conjunto de datos adquiridos conforman la información que alimenta el sistema, esta información es procesada, analizada y comparada con los datos anteriores, y con datos de otros puntos de referencia, dando como resultado una información confiable y veraz.
- **Visualización grafica dinámica:** el sistema es capaz de brindar imágenes en movimiento que representan el comportamiento del proceso, dándole el operador la impresión de estar presente dentro de una planta real. Estos gráficos también pueden corresponder a curvas de las señales analizadas en el tiempo, durante el proceso.
- **Generación de reportes:** el sistema permite generar informes con datos estadísticos del proceso en un tiempo determinado.
- **Representación de señales de alarma:** a través de las señales de alarma se logra alertar al operador frente a una falla o a la presencia de una condición perjudicial o fuera de lo aceptable. Estas señales pueden ser visuales, sonoras o ambas.
- **Almacenamiento de información histórica:** se cuenta con la opción de almacenar los datos adquiridos, la cual puede analizarse posteriormente, el tiempo de almacenamiento dependerá del operador o del autor del programa.

- Programación de eventos: es una opción que brinda la posibilidad de programar subprogramas que manifiestan automáticamente reportes, estadísticas, graficas de curvas... entre muchas otras funciones.

1.7.4. Elementos del sistema SCADA

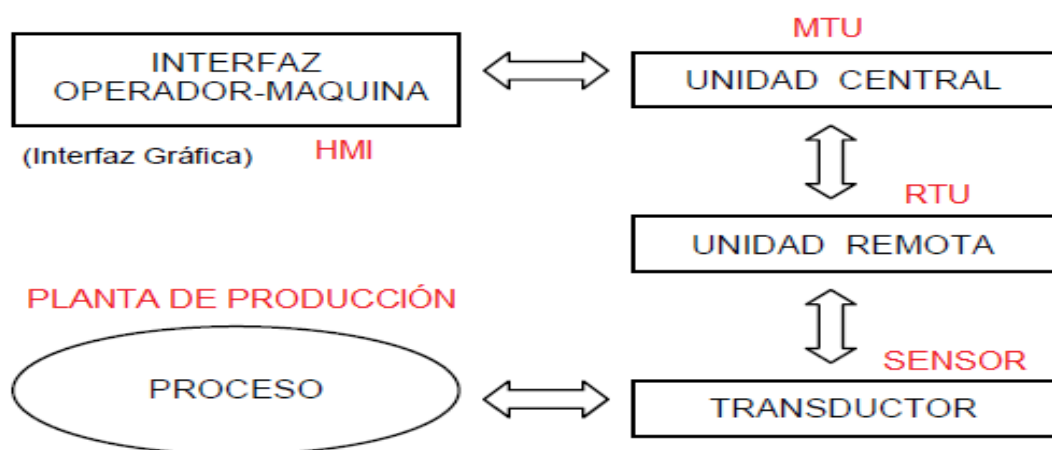
Un Sistema SCADA está conformado por:

- Interfaz operador máquina (HMI) Human Machine Interface. Es el entorno visual que brinda el sistema para que el operador se adapte al proceso desarrollado por la planta. Permite la interacción del ser humano con los medios tecnológicos implementados.
- Unidad Central (MTU *Unit Terminal Master*): conocida como unidad central Maestra, la cual es la encargada de ejecutar las acciones de mando a través de un software responsable de comunicarse con las unidades remotas (PLC's) y a su vez con los programas HMI. La programación se realiza por medio de bloques de programa en lenguaje de alto nivel. La unidad también se encarga del almacenamiento y procesado ordenado de los datos, de forma que otra aplicación o dispositivo pueda tener acceso a ellos.
- Unidad Rremota (RTU *Remote Terminal Unit*). Lo constituye todo elemento que envía algún tipo de información a la unidad central de forma remota, obtiene los datos, los descifra en determinado formato y los transmite a la Unidad Central Maestra (MTU). Es parte del proceso productivo y necesariamente se encuentra ubicada en la planta.

La RTU se conecta al equipo físicamente y lee los datos de estado como abierto/cerrado desde una válvula, lee las medidas como temperatura, flujo, presión, voltaje, es así como la RTU puede enviar señales para controlar los dispositivos, logrando poder manipularlos al antojo del operador.

- Sistema de comunicaciones: se encarga de la transferencia de información del punto donde se realizan las operaciones, hasta el punto donde se supervisa y controla el proceso. Lo conforman los transmisores, receptores y medios de comunicación.
- Transductores: son los elementos que permiten la conversión de una señal física en una señal eléctrica (y viceversa). Su calibración es muy importante para que no haya problema con la confusión de valores de los datos (ver figura 23).

Figura 23. Diagrama de una adquisición de datos



Fuente: Diagrama de una adquisición de datos <http://www.aiu.edu/applications>.

Consulta: diciembre de 2017.

Un sistema SCADA debe ser muy confiable. Los sistemas de comunicación para este software de vigilancia se han desarrollado para manejar comunicaciones de bajo nivel de una manera predecible. El funcionamiento normal para un sistema SCADA es esperar siempre, que cada transmisión sea reconocida. Las fallas eventualmente repetidas harán que el RTU en cuestión sea marcado como fuera de servicio; todo esto está ligado a sus comunicaciones y sus protocolos de comunicación.

1.8. Normativa sobre vibraciones

La normativa sobre las vibraciones se describen a continuación, así como el tipo de normas, tipo de maquinarias, entre otros.

1.8.1. Tipos de normas

Atendiendo al ámbito de desarrollo y de aplicación pueden distinguirse los siguientes tipos de normas:

- Normas Internacionales ISO: se consideran de máxima prioridad en transacciones internacionales, siendo en la práctica el punto de partida para valorar la severidad de vibraciones. El principal inconveniente que presentan dichas normas es su carácter general.
- Normas Europeas (EN): dentro del ámbito de la Unión Europea, las normas directrices europeas van constituyendo en los últimos años la referencia a la que adecuar las correspondientes normas de carácter nacional.

- Normas nacionales: normativas a nivel nacional elaboradas por una entidad, normalmente a partir de las normativas internacionales o europeas.
- Recomendaciones y guías de los fabricantes: son recomendaciones de los fabricantes sobre los niveles de vibración permisibles por sus equipos. En la actualidad se limitan al área de la turbomaquinaria, aunque hay una gran tendencia a exigir este tipo de información del fabricante cada vez que se adquiere un equipo crítico.
- Normas internas: resulta recomendable desarrollar normativas internas propias de vibraciones por ser las que mejor se adaptan a los equipos tipo de cada planta productiva. Esta es una de las tareas más difíciles dentro del Mantenimiento predictivo, pero se ve recompensada a medio plazo por los excelentes resultados obtenidos.

1.8.2. Tipos de maquinarias

Desde el punto de vista de la medida y evaluación de la vibración, las máquinas pueden subdividirse básicamente en cuatro categorías:

- Máquinas de movimiento alternativo con componentes tanto rotativos como alternativos (motores diesel y ciertos tipos de bombas y compresores). En estos casos, la vibración se mide normalmente en la estructura principal de la máquina a bajas frecuencias.
- Máquinas rotativas con rotores rígidos (ciertos tipos de motores eléctricos, bombas monoetapa y bombas de baja velocidad). La vibración habitualmente se mide en la estructura principal de la máquina (tapas de

cojinetes o soportes) donde los niveles de vibración resultan indicativos de las fuerzas de excitación generadas en el rotor como consecuencia de desequilibrios, rozamientos, deformaciones térmicas, vórtices y otros tipos de excitación.

- Máquinas rotativas con rotores flexibles (grandes generadores de turbina de vapor, bombas multietapa y compresores). La máquina puede vibrar de acuerdo con más de un modo de vibración según pasa por una o más de sus velocidades críticas hasta alcanzar la velocidad correspondiente al régimen de servicio. En este tipo de máquinas, la medida de la amplitud de vibración en un elemento de la estructura puede no ser indicativa del estado de vibración del rotor. Por ejemplo, un rotor flexible puede experimentar desplazamientos en vibración de gran amplitud que den lugar a un rápido fallo de las máquinas, aunque el nivel de vibración medido en la tapa del cojinete resulte ser muy pequeño. En estos casos, por tanto, puede resultar esencial medir directamente la vibración en el eje.
- Máquinas rotativas con rotores semirígidos (turbinas de vapor de baja presión, compresores de flujo axial y ventiladores). En este tipo de máquinas, el tipo de rotor flexible que les caracteriza permite que la medida de amplitud de vibración en la tapa del cojinete resulte indicativa de la vibración del eje.

1.9. Normas y guías de severidad de vibraciones

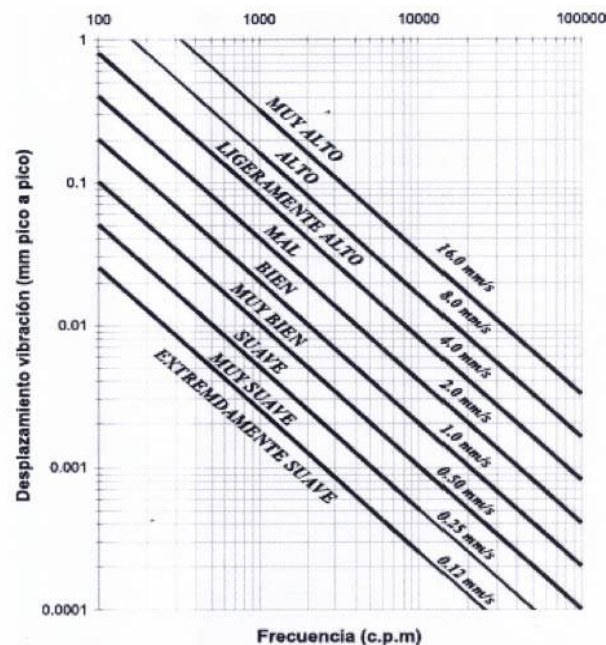
Las normas de severidad de vibraciones de maquinaria se basan en dos parámetros de vibración: amplitud y frecuencia. A continuación, se describirán tres de ellas: la carta de Rathbone por motivos históricos y las dos normas más

relevantes sobre la severidad de vibraciones de máquinas de la Organización Internacional de Normalización (International Standard Organization), las Normas ISO 2372 e ISO 10816.

1.9.1. Carta de Rathbone

Es la primera guía (no norma) de amplia aceptación en el ámbito industrial. Fue desarrollada en los años treinta y perfeccionada posteriormente. La carta dispone de una escala logarítmica frecuencial en hercios o RPM y de una logarítmica de amplitudes en desplazamiento (pico o pico-pico) y en velocidad, mediante las cuales podremos determinar directamente la severidad de la vibración.

Figura 24. Carta Rathbone



Fuente: Carta Rathbone. <http://www.sinais.es/curso-vibraciones.html>. Consultado: diciembre de 2017.

Las principales limitaciones de dicha carta de severidad de vibraciones son las siguientes:

- La carta no tiene en cuenta el tipo de máquina, la potencia y la rigidez de los anclajes.
- Es aplicable solamente a los equipos rotativos y no a los alternativos u otros sistemas industriales.
- La carta de Rathbone fue creada para máquinas de bajas RPM y hoy se considera obsoleta. La vibración a baja frecuencia es menos peligrosa que la vibración a alta frecuencia de ahí que las averías de engranajes y rodamientos, que se producen generalmente a alta frecuencia sean muy peligrosas.

1.9.2. Normas ISO

- Norma ISO 2372 -1974

Con esta norma se pueden analizar equipos cuya velocidad de operación este entre las 100 y las 200 revoluciones por segundo lo que es igual a las 600 o 12 000 revoluciones por minuto.

Las características más relevantes de la norma ISO 2372 son:

- Es aplicable a los equipos rotativos cuyo rango de velocidades de giro está entre 600 y 12 000 RPM.
- Los datos que se requieren para su aplicación son el nivel global de vibración en velocidad - valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia entre 10 y 1 000 Hz, distinguiendo varias clases de equipos rotativos según la tabla VIII.

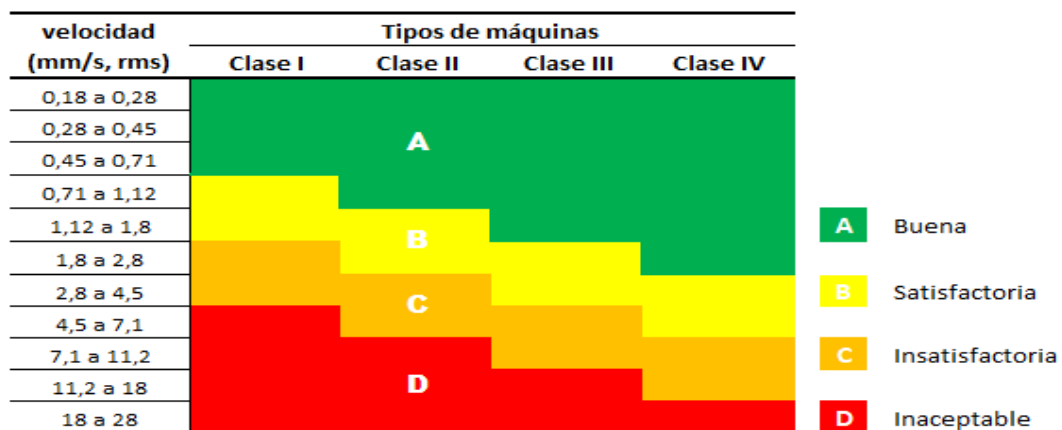
Tabla VIII. Clasificación de equipos en ISO 2372

| CLASE | DESCRIPCIÓN |
|-----------|--|
| Clase I | Equipos pequeños hasta 15 kW. |
| Clase II | Equipos medios, de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial. |
| Clase III | Equipos grandes por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial. |
| Clase IV | Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica). |

Fuente: Clasificación de equipos en ISO 2372. <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/normativa/iso2372.html>. Consulta: diciembre de 2017.

Para utilizar la Norma ISO 2372, basta con clasificar la máquina en estudio dentro de la clase correspondiente y una vez obtenido el valor global de vibración entre 600 y 60 000 ciclos por minuto (cpm) localizar en la tabla VIII la zona en la que se encuentra.

Figura 25. Severidad de vibración en ISO 2372



Fuente: Severidad de vibración en ISO 2372 <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/normativa/iso2372.html>. Consulta: diciembre de 2017

- Norma ISO 10816 de 1995.

Establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación de la vibración, utilizando mediciones realizadas sobre partes no rotativas de las máquinas. El criterio general de evaluación se basa tanto en la monitorización operacional como en pruebas de validación que han sido establecidas fundamentalmente con objeto de garantizar un funcionamiento fiable de la máquina a largo plazo.

Esta norma reemplaza a las ISO 2372 e ISO 3945, que han sido objeto de revisión técnica. Este estándar consta de cinco partes:

- Parte 1: indicaciones generales.
- Parte 2: turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW con velocidades típicas de trabajo de 1 500, 1 800, 3 000 y 3 600 RPM.
- Parte 3: maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15 000 RPM.
- Parte 4: conjuntos movidos por turbinas de gas excluyendo las empleadas en aeronáutica.
- Parte 5: conjuntos de máquinas en plantas de hidrogenación y bombeo (únicamente disponible en inglés).

Este nuevo estándar evalúa la severidad de la vibración de maquinaria rotativa a través de mediciones efectuadas en planta en partes no giratorias de las mismas. Engloba y amplía los estándares citados anteriormente.

Los criterios de vibración de este estándar se aplican a un conjunto de máquinas con potencia superior a 15 kW y velocidad entre 120 RPM y 15 000 RPM. Los criterios son sólo aplicables para vibraciones producidas por la propia

máquina y no para vibraciones que son transmitidas a la máquina desde fuentes externas. El valor eficaz (RMS) de la velocidad de la vibración se utiliza para determinar la condición de la máquina. Este valor se puede determinar con casi todos los instrumentos convencionales para la medición de vibración.

Se debe prestar especial atención para asegurar que los sensores estén montados correctamente y que tales montajes no degraden la precisión de la medición. Los puntos de medida típicamente son tres, dos puntos ortogonales en la dirección radial en cada caja de descanso y un punto en la medición axial.

Las mediciones deben realizarse cuando el rotor y los descansos principales han alcanzado sus temperaturas estacionarias de trabajo y con la máquina funcionando bajo condiciones nominales o específicas (por ejemplo, de velocidad, voltaje, flujo, presión y carga).

En máquinas con velocidad o carga variable, las velocidades deben realizarse bajo todas las condiciones a las que se espera que la máquina trabaje durante períodos prolongados de tiempo. Los valores máximos medidos, bajo estas condiciones, serán considerados representativos de la vibración.

Si la vibración es superior a lo que el criterio permite y se sospecha de excesiva vibración de fondo, las mediciones se deben realizar con la máquina detenida para determinar el grado de influencia de la vibración externa. Si con la máquina detenida excede el 25 % de la vibración medida con la máquina operando, son necesarias acciones correctivas para reducir el efecto de la vibración de fondo. En algunos casos el efecto de la vibración de fondo se puede anular por análisis espectral o eliminando las fuentes externas que provocan las vibraciones de fondo.

- La severidad de la vibración se clasifica conforme a los siguientes parámetros:
 - Tipo de máquina.
 - Potencia o altura de eje.
 - Flexibilidad del soporte.

- Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, potencia o altura de eje. Las significativas diferencias en el diseño, tipos de descanso y estructuras soporte de la máquina, requieren una división en grupos. Las máquinas de estos grupos pueden tener eje horizontal, vertical o inclinado y además pueden estar montados en soportes rígidos o flexibles.
 - Grupo 1: máquinas rotatorias grandes con potencia superior 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje $H \geq 315$ mm.
 - Grupo 2: máquinas rotatorias medianas con potencia entre 15 y 300 kW. máquinas eléctricas con altura de eje $160 \leq H \leq 315$ mm.
 - Grupo 3: bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.
 - Grupo 4: bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.

Nota: La altura del eje H de una máquina está definida como la distancia medida entre la línea de centro del eje y el plano basal de la máquina misma. La altura del eje H de una máquina sin patas o de una máquina con pies levantados o cualquier máquina vertical, se debe tomar como la altura de eje H

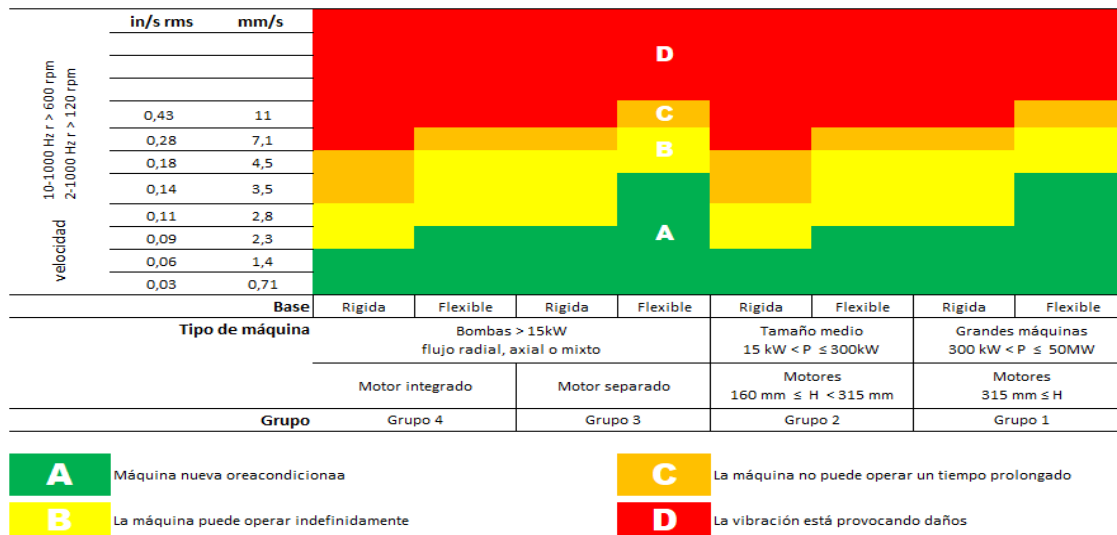
de una máquina horizontal en el mismo marco básico. Cuando el soporte es desconocido, la mitad del diámetro de máquina puede ser utilizada.

Clasificación según la flexibilidad del soporte: si la primera frecuencia natural del sistema máquina-soporte en la dirección de la medición es mayor que su frecuencia principal de excitación (en la mayoría de los casos es la frecuencia de rotación) en al menos un 25 %, entonces el sistema soporte puede ser considerado rígido en esa dirección. Todos los otros sistemas soportes pueden ser considerados flexibles.

En algunos casos el sistema máquina-soporte puede ser considerado rígido en una dirección de medición y flexible en la otra dirección. Por ejemplo, la primera frecuencia natural en la dirección vertical puede estar sobre la frecuencia principal de excitación mientras que la frecuencia natural horizontal puede ser considerablemente menor. Tales sistemas serían rígidos en el plano vertical y flexibles en el plano horizontal. En estos casos, la vibración debe ser evaluada de acuerdo a la clasificación del soporte que corresponda en la dirección de la medición.

- 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 período 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 26. Severidad de la vibración según la Norma ISO 10816-3



Fuente: Severidad de la vibración según la Norma ISO 10816-3
<http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/normativa/iso10816.html>. Consulta: diciembre de 2017.

1.9.3. Normas para certificación de análisis de vibraciones mecánicas

Dentro de las normas para analizar la severidad de la vibración, se encuentran también las normas para certificar a las personas que realizan dichas lecturas y analizan los datos obtenidos, entre ellas la más relevante, la norma ISO 18436.

Norma ISO 18436-2 de 2003: específica los procedimientos para capacitar y certificar al personal que realiza monitoreo de condiciones de maquinaria y diagnóstico de máquinas basados en el análisis de vibraciones. La certificación de esta norma supondrá el reconocimiento de las cualificaciones y

competencias de las personas para realizar mediciones de la vibración utilizando sensores portátiles e instalados en dichos equipos.

La certificación en esta norma solo puede lograrse una vez se hayan cursado y aprobado sus 4 categorías, que son:

- Categoría I: las personas que satisfacen esta categoría se les reconoce estar certificadas para realizar mediciones de vibraciones en máquinas con instrumentos de un canal y análisis de espectros preliminares en algunos tipos de máquinas.
- Categoría II: las personas que satisfacen esta categoría se les reconoce estar calificadas para realizar medición y análisis vibraciones básicas en máquinas industriales de acuerdo a procedimientos establecidos.
- Categoría III: las personas que satisfacen esta categoría se les reconoce estar calificadas para realizar medición y análisis de vibraciones con instrumentos multicanales, seleccionar las técnicas de análisis más apropiadas y establecer programas de monitoreo de vibraciones.
- Categoría IV: las personas que satisfacen esta categoría se les reconoce estar calificadas para realizar o dirigir todo tipo de medición y análisis de vibraciones, recomendar acciones correctivas de uso común para reducir el nivel de vibraciones de máquinas y estructuras, e interpretar y evaluar normas y recomendación del fabricante para fijar niveles de aceptación y alarma.

1.10. Como puedo usar la vibración para evaluar las condiciones de una máquina

La finalidad del análisis de vibraciones es encontrar un aviso con suficiente tiempo para poder analizar causas y formas de resolver el o los

problemas que pudiese tener la máquina, antes de que este genere un paro no programado.

Ya se ha tratado con detalle la vibración desde el punto de vista de las fuerzas de excitación que lo generan, al igual del funcionamiento de los instrumentos que se emplean para medir, ahora, el siguiente paso es el diagnóstico de la vibración según su espectro para identificar tanto los problemas como las causas en máquinas, a través de los análisis. Pero antes de eso, se hace un recordatorio que algunos de los parámetros necesarios para evaluar la vibración.

1.10.1. Parámetros de vibración

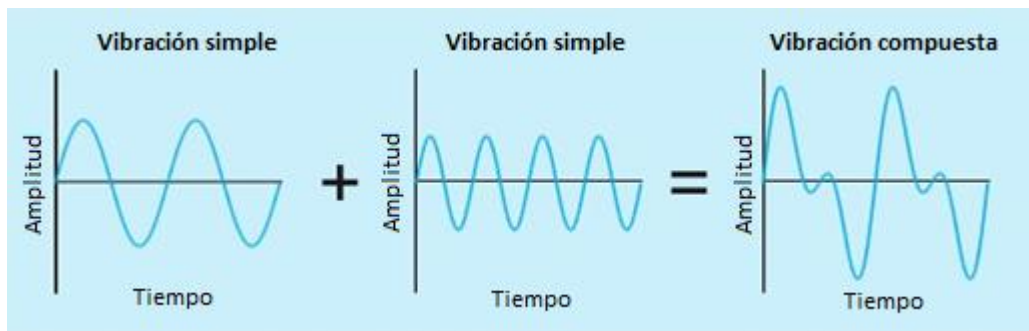
En capítulos anteriores se estudiaron las unidades para medir la vibración como: la amplitud, frecuencia, el desplazamiento, velocidad y aceleración. Pero para poder entender claramente estos temas se dará una breve explicación todo lo relacionado a la medición de vibraciones y su análisis.

La vibración es la respuesta de un sistema a ciertas fuerzas internas o fuerzas externas aplicadas que estimulan al sistema. En una máquina es de esperarse que se presenten dos o más vibraciones armónicas de diferentes frecuencias ocurriendo al mismo tiempo. Cuando esto sucede, se superponen y el resultado es una suma de vibraciones, en donde la vibración resultante aún será periódica porque se repite a intervalos regulares de tiempo,

Una vibración compuesta es la suma de varias vibraciones simples. La vibración de una máquina es una vibración compuesta de una serie de vibraciones simples asociadas a sus componentes internos en movimiento. Teniendo esto en cuenta, se deduce que la forma de onda de vibración de una máquina no es una señal sinusoidal sino que puede llegar a ser muy compleja.

Como se puede ver en la figura 27, dos señales de vibración de diferente frecuencia se suman formando una vibración compuesta. Incluso en casos tan sencillos como este, no resulta fácil obtener las frecuencias y amplitudes de las dos componentes a partir de la forma de onda resultante. La gran mayoría de las señales de vibración son mucho más complejas que esta y pueden llegar a ser extremadamente difíciles de interpretar.

Figura 27. **Suma de vibraciones simples en el dominio del tiempo**



Fuente: Suma de vibraciones simples en el dominio del tiempo sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/vibracion_compuesta.html. Consulta: diciembre 2017.

- ¿Qué causa la vibración?

En la mayoría de los casos los problemas mecánicos son causados por fuerzas de excitación, explicados en capítulos anteriores, los más comunes son: desequilibrio de partes rotativas, desalineación de los acoplamientos y cojinetes, flexión de los ejes, engranajes desgastados, excéntricos o dañados, correas en mal estado, también encontramos fuerzas electromagnéticas, fuerzas aerodinámicas, resonancia, entre otras.

La causa de la vibración, independiente de cuál sea ésta, es una fuerza que cambia tanto en magnitud como en dirección en el tiempo. Estas causas

tienen sus propias características que dependen de la manera como dichas fuerzas se hayan generado.

- ¿Cuándo analizar?

Generalmente se realiza un análisis cuando se revela un aumento significativo de la vibración o ruido durante los chequeos periódicos a la maquinaria, lo ideal sería un monitoreo constante el cual emitiera señales de alarma al momento del incremento de vibración de los equipos, los cuales determinarían la verdadera severidad de vibración que experimenta la máquina.

Cuando el síntoma es ruido excesivo, el análisis de la vibración y el ruido de la maquinaria dará a conocer si el ruido proviene de desperfectos mecánicos del aparato o si este es una característica del funcionamiento normal de la máquina, para este chequeo es fundamental el concepto del operario o personal encargado del funcionamiento del mismo.

Para análisis de vibración se hace uso de los siguientes parámetros.

- El período: es la cantidad de tiempo que le toma a la masa realizar un ciclo completo, en tanto que la frecuencia se refiere a la cantidad de ciclos que la masa puede realizar en una unidad de tiempo.
- La amplitud: es la medida de la magnitud del movimiento dinámico o vibración que ocurre en la máquina o partes de la misma.

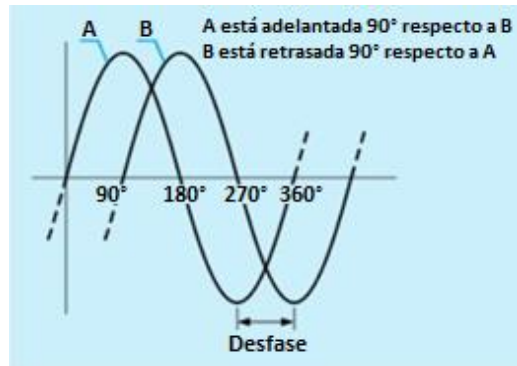
La amplitud de vibración se puede medir en tres variables.

- Desplazamiento de vibración: es la distancia recorrida por el punto medido, debido a la vibración.
 - Velocidad de vibración: matemáticamente es la primera derivada del desplazamiento en función del tiempo, es decir que mide las variaciones de la posición o desplazamiento.
 - Aceleración: es el cambio de velocidad en el tiempo y es la segunda derivada del desplazamiento.
- La fase: es una medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas sinusoidales. Aunque la fase es una diferencia de tiempo, siempre se mide en términos de ángulo, en grados o radianes. Eso es una normalización del tiempo que requiere un ciclo de la onda sin considerar su verdadero período de tiempo.

La diferencia en fase entre dos formas de onda se llama desfase o desplazamiento de fase. Un desplazamiento de fase de 360 grados es un retraso de un ciclo o un período completo 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, entre otros. El desplazamiento de fase puede ser considerado positivo o negativo; eso quiere decir que una forma de onda puede estar retrasada respecto a otra o puede estar adelantada respecto a otra. Esos fenómenos se llaman retraso de fase y avance de fase respectivamente.

En el ejemplo de la figura 28, la curva A se encuentra desplazada 90 grados con respecto a la curva B. Eso es un retraso de tiempo de $\frac{1}{4}$ del período de la onda. También se podría decir que la curva A tiene un avance de 90 grados.

Figura 28. **Desfase entre dos senoides**



Fuente: Desfase entre dos senoides. sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/vibracion_simple.html. consulta: diciembre de 2017.

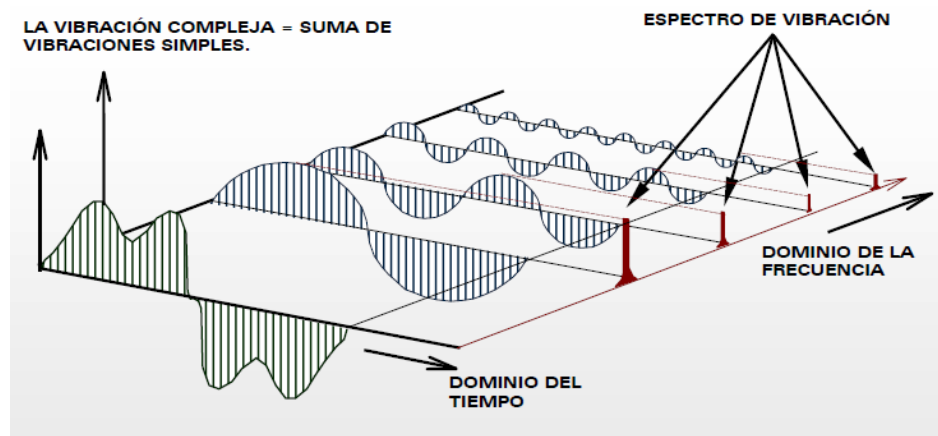
- Espectro de vibración: para el estudio de las vibraciones extremadamente complejas se necesita hacer uso del espectro de frecuencias de vibración; que es una representación gráfica de la vibración en el dominio de la frecuencia con la amplitud de vibración (desplazamiento, velocidad o aceleración) en el eje Y, y la frecuencia en el eje X (CPM o Hz). Allí se reúnen todas las señales capturadas directamente de la máquina, vibraciones sumadas en un solo gráfico, lo cual podría ser un inconveniente a la hora de realizar un diagnóstico, estas señales contienen gran cantidad de datos encriptados en forma compleja, ya que cada elemento genera una señal diferente y característico de su geometría y construcción.

Para realizar este estudio, el matemático francés Jean Baptiste Fourier encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos, Fourier indicó que cualquier forma de onda sinusoidal real, puede combinarse para hacer otra forma de onda

más compleja y viceversa, cualquier forma de onda compleja puede ser separada en sus componentes simples de forma de onda sinusoidal. es decir, el análisis de vibraciones que emplea la FFT (Fast Fourier Transforms), captura la señal del equipo, calcula las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y grafica el espectro.

Suma de señales en un espectro de vibración.

Figura 29. **FFT de ondas vibratorias**



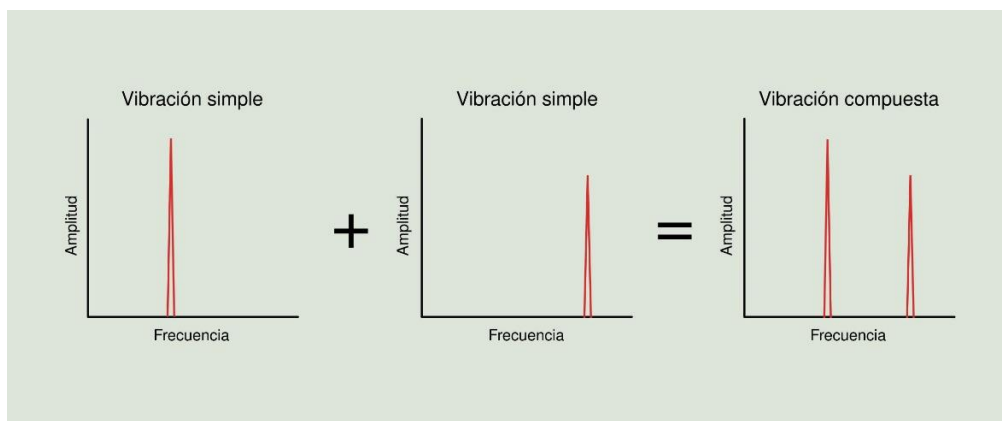
Fuente: FFT de ondas vibratorias. http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/transformada_fourier.html. Consulta: diciembre 2017.

- Transformada rápida de Fourier (FFT): la transformada rápida de Fourier (FFT) es un algoritmo eficiente matemático utilizado para la transformación de una señal de vibración muestreada desde el dominio del tiempo al dominio de la frecuencia.

En la figura 29 de tres dimensiones puede verse claramente la señal de vibración compuesta, capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las señales sinusoidales en el dominio del tiempo que la

componen y por último se muestra cada una de ellas en el dominio de la frecuencia. Por tanto, empleando la transformada de Fourier, se puede retomar la suma de vibraciones simples y representar exactamente la misma operación en el dominio de la frecuencia como se muestra en la figura 30, con la particularidad de que en este caso resulta obvio obtener las frecuencias y amplitudes de las dos componentes originales a partir del espectro resultante.

Figura 30. **Suma de vibraciones simples en el dominio de la frecuencia**



Fuente: Suma de vibraciones simples en el dominio de la frecuencia.
http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/fundamentos/transformada_fourier.html. Consulta: diciembre 2017.

Como ya se ha dicho, la figura 30 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 del dominio de tiempo en el dominio de la frecuencia.

1.10.2. Diagnósticos de vibración según su espectro de vibración

Para diagnosticar un problema mecánico a través de un espectro de vibración, se deben identificar sus componentes fundamentales, los cuales se ilustran en la figura 31.

El espectro de vibración está conformado por varios tipos de armónicos, que se diferencian según su amplitud en la frecuencia de vibración y se clasifican en:

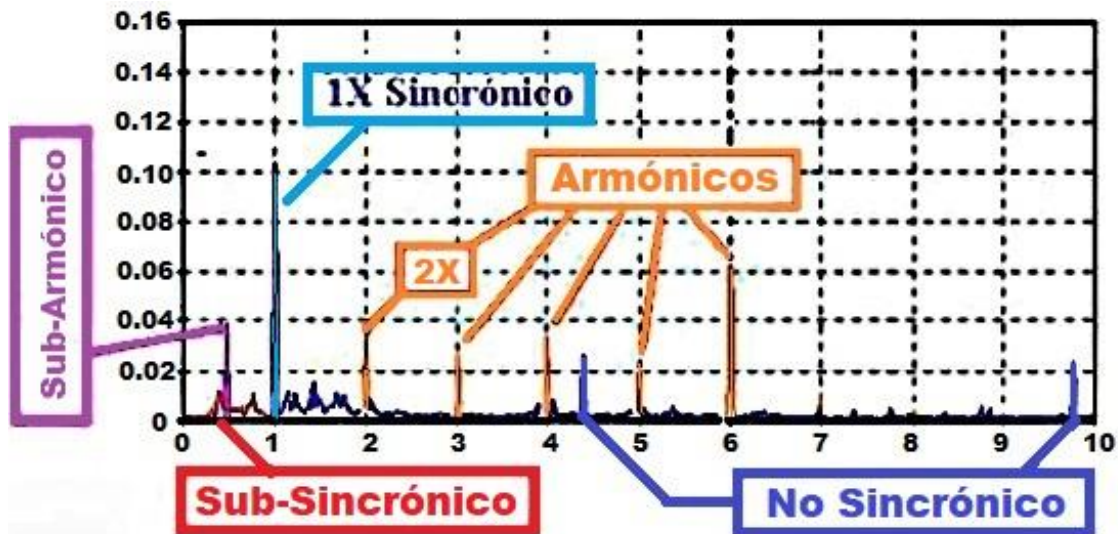
- Sincrónicos: son todos aquellos que se encuentran en una frecuencia de valor entero, es decir, 1X, 2X, 3X... 6X, 7X.
- No sincrónicos: son todos aquellos armónicos que se encuentran en medio de los sincrónicos o sincrónicos, es decir, cuyo valor pertenece a un valor no entero o decimal, 4.5X, 9.8X, de la frecuencia de trabajo de la máquina.
- Subsincrónico: son todos aquellos valores que se encuentran por debajo de la frecuencia de trabajo de la máquina, es decir, todo lo que está por debajo de la 1X.

Más que la interpretación del espectro es fundamental conocer las características típicas de cada uno de los elementos a diagnosticar, como lo son:

- Componentes principales
- Principios básicos de operación
- Velocidades típicas de operación
- Principales tipos de fallas que presentan

- Frecuencias a las cuales se presentan

Figura 31. **Componentes de un espectro de vibración**



Fuente: Componentes de un espectro de vibración. www.sisman.utm.edu.ec. Consulta: diciembre de 2017.

1.10.3. Como analizar un espectro de vibración

Para poder analizar de buena forma un espectro vibratorio, se deben realizar algunas acciones como:

- Relacionar en forma precisa la frecuencia de las vibraciones con la velocidad de rotación de la máquina.
- Determinar para cada componente (frecuencia) vibratoria o grupos de componentes, la causa que la o las genera. Es de notar que las vibraciones pueden provenir de:

- Vibraciones propias al funcionamiento de la máquina: componentes a la frecuencia de paso de álabes en turbomáquinas (f_p = número de alabes por RPM), componentes a la frecuencia de engrane en reductores (f_e = número de dientes por RPM), entre otros.
- Vibraciones generadas por condiciones inapropiadas de funcionamiento: bombas centrífugas que trabajan a bajo flujo.
- Vibraciones provenientes de otras máquinas.
- Las más comunes, vibraciones generadas por fallas en la máquina: desalineamiento, soldaduras mecánicas, rozamientos.
- Una forma importante de facilitar el análisis y diagnóstico de fallas es comparar el espectro medido con el espectro base, el cual corresponde a aquel que se tomó cuando la máquina estaba funcionando en buenas condiciones (generalmente, máquina recién instalada).
- ¿Qué buscar en un espectro?
 - Componentes a la velocidad de rotación de la máquina
 - Armónicos de la velocidad de rotación
 - Frecuencias más bajas de la velocidad de rotación. Distinguir si se trata de subarmónicos o subsíncronicos ($0.48x$; $0.5x$)
 - Familias de armónicos y/o subarmónicos no relacionados a la frecuencia de rotación. Por ejemplo, f_e , $2f_b$, BPFO, entre otros.
 - Identificación de bandas laterales
 - Vibraciones de banda ancha.

1.11. Fallas más comunes para equipos rotatorios

- Desbalance

Esta es una de las fallas más comunes en equipos rotatorios y aparece con mayor frecuencia en dispositivos que funcionan a altas frecuencias de rotación. Esta se debe a que el movimiento rotatorio genera una fuerza centrífuga radial hacia afuera la cual es transmitida a los descansos de la máquina. Ocasionada por una masa con cierta excentricidad en el rotor, la vibración en dirección radial tiene una forma sinodal la cual tendrá con frecuencia de excitación igual a la frecuencia de rotación del equipo.

Detección del problema: mediante un análisis de frecuencia, en el espectro de frecuencia es posible detectar este problema al observar las vibraciones a la frecuencia de rotación del equipo. Aunque la presencia de una vibración excesiva a esta frecuencia ocurre cuando este problema está presente, no necesariamente esta condición representa por si un desbalanceo. Como criterio general cuando se presenten otros problemas, cuando el desbalanceo sea el problema dominante, este debe representar al menos un 80 % del valor medido.

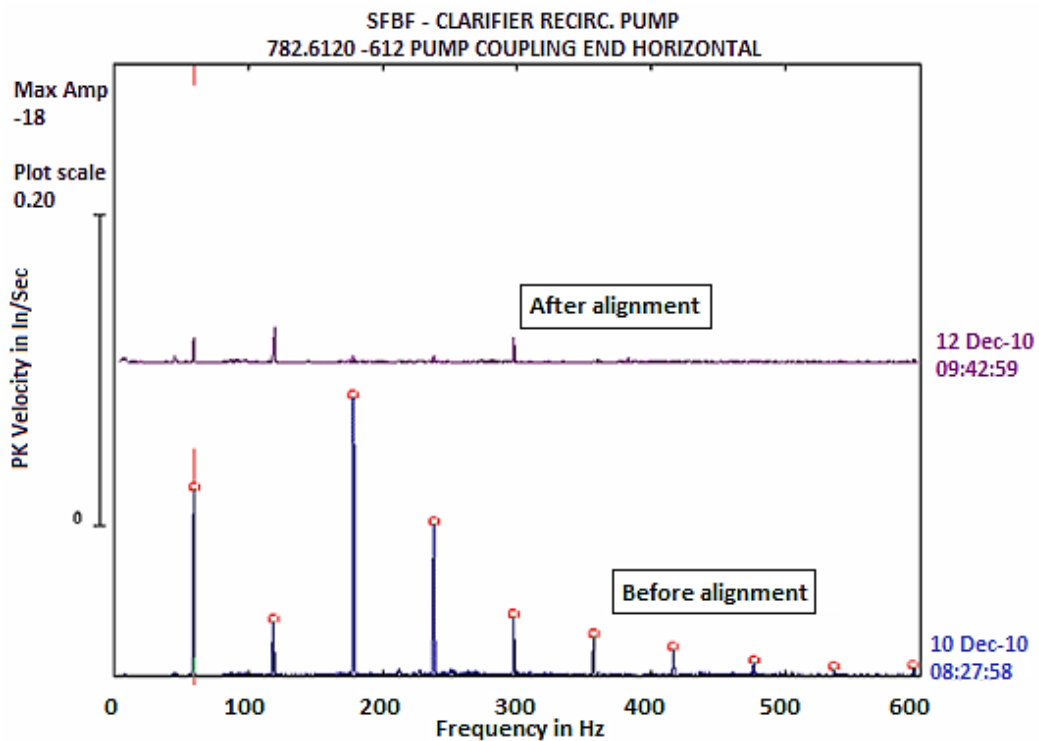
- Desalineamiento

Las vibraciones ocasionadas por este tipo de problema ocurren en dirección radial, en el caso de desalineamiento paralelo y en dirección axial, en el caso de desalineamiento angular.

Detección del problema: el desalineamiento presenta picos en el espectro de la frecuencia ubicados en la frecuencia de rotación, en el segundo armónico y

en el tercero, pero en casos de desalineamiento severo se puede presentar picos hasta en el octavo armónico. En la figura 32 en la parte superior se encuentra el espectro de frecuencia de un rotor después de ser alineado y en el inferior el espectro de frecuencia de un rotor antes de ser alineado.

Figura 32. **Espectro de un rotor antes y después de ser alineado**



Fuente: Espectro de un rotor antes y después de ser alineado.

<http://adqvibraciones.blogspot.com/2013/12/fallas-comunes-para-equipos-rotatorios.html>.

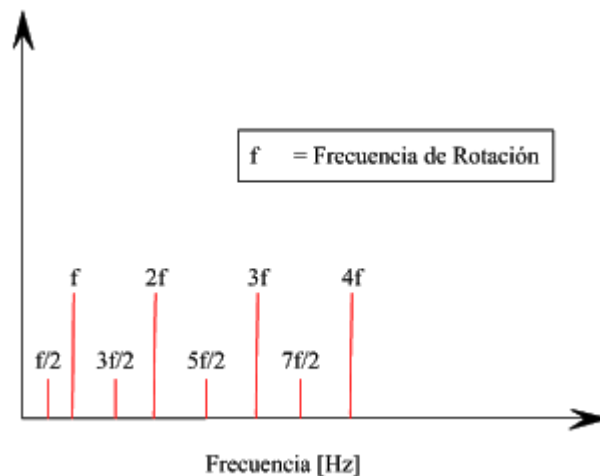
Consulta: diciembre 2017.

Al igual que el desbalanceo, este problema no puede ser eliminado por completo. El nivel de desalineamiento aceptable es usualmente proporcionado por el fabricante.

- Soltura mecánica

La soltura mecánica se refiere al movimiento que se da en una unión que no está lo suficientemente fija. Algunos casos de esta pueden ser una sujeción insuficiente de pernos, juego excesivo radial de los descansos y apriete insuficiente de la camisa de descanso. La forma en que se da esta vibración es variable, pero ocurre principalmente en dirección radial. Un descanso suelto por lo general tiene una vibración mayor en dirección vertical que horizontal.

Figura 33. **Espectro de frecuencia esperado ante una soltura mecánica**



Fuente: Espectro de frecuencia esperado ante una soltura mecánica.

<http://adqvibraciones.blogspot.com/2013/12/fallas-comunes-para-equipos-rotatorios.html>.

Consulta: diciembre 2017.

Detección del problema: la soltura mecánica se caracteriza por una gran presencia de armónicos en el espectro de la frecuencia. Entre mayor es la cantidad de armónicos, más severa es la soltura. En ciertos casos de soltura la vibración ocurrirá en frecuencias subarmónicas. Esto ocurre en el caso de

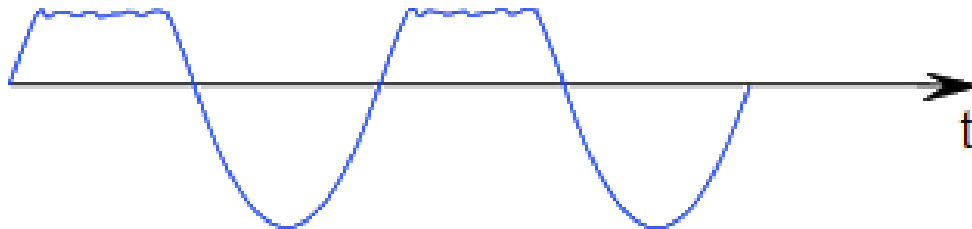
rodamientos sueltos o con demasiado juego radial. La figura 33 muestra el espectro de frecuencia esperado.

Para determinar la ubicación de la soldadura mecánica, es preciso realizar pruebas en diferentes lugares del equipo. En la cercanía de la soldadura se verán medidas erráticas que cambian bruscamente de valor y dirección.

- Rozamiento

El rozamiento ocurre entre el rotor y el estator. Este puede darse de dos formas, un rozamiento total donde este ocurre durante toda la revolución o un rozamiento parcial cuando el rotor toca ocasionalmente al estator. La forma de la vibración tendrá una forma aplanada, debido a que el rotor no puede girar sin tocar al estator. Esto se muestra en la figura 34.

Figura 34. **Onda de vibración de un rotor con rozamiento parcial**



Fuente: Onda de vibración de un rotor con rozamiento parcial.

<http://adqvibraciones.blogspot.com/2013/12/fallas-comunes-para-equipos-rotatorios.html>.

Consulta: diciembre 2017.

Detección del problema: el roce parcial produce múltiples armónicos en el espectro y debido a esto es posible confundirlo con una soldadura mecánica o un

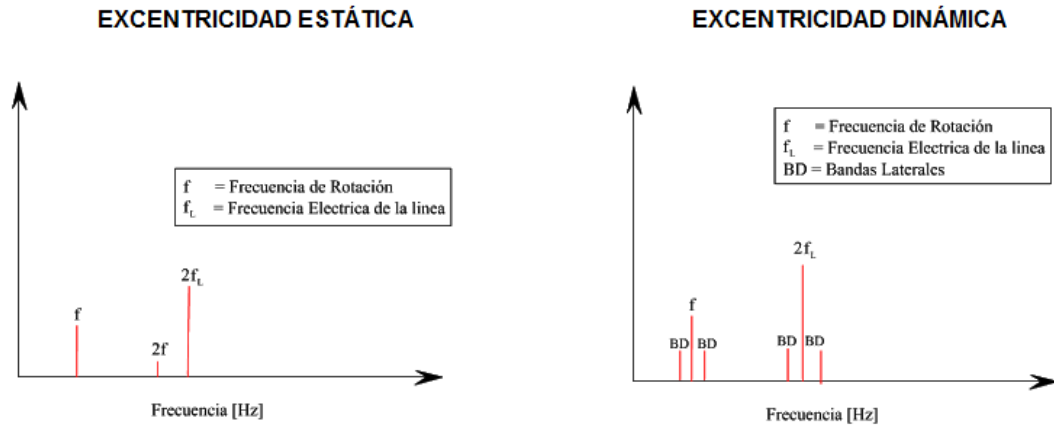
deslizamiento severo. Además de esto puede producir subarmónicos que llegan a ser menores que los que ocurren en el caso de soldadura mecánica.

- Fallas en motores eléctricos de inducción

Cuando se busca detectar fallas eléctricas en los motores, es importante conocer las frecuencias de excitación que aparecen al ser impulsado por un campo electromagnético. En el espectro de frecuencia las fallas eléctricas aparecerán en múltiplos y o submúltiplos de estas frecuencias. La frecuencia eléctrica de la línea a la que está conectado el motor es importante conocerla porque esta determina la frecuencia de las fuerzas electromagnéticas que impulsan el motor así también otra frecuencia importante es la frecuencia de paso de polos (FPP).

Excentricidad estática esta ocurre cuando el rotor y el estator están desalineados de forma paralela. En este caso el entrehierro tendrá un valor variable pero una posición mínima fija. Excentricidad dinámica ocurre cuando el mismo rotor no es concéntrico con su línea de centros y debido a esto el entrehierro varía con una posición mínima que no es fija.

Figura 35. Excentricidad estática y dinámica



Fuente: Excentricidad estática y dinámica. <http://adqvibraciones.blogspot.com/2013/12/fallas-comunes-para-equipos-rotatorios.html>. Consulta: diciembre 2017.

2. FASE DE SERVICIO TÉCNICO PROFESIONAL

2.1. Análisis de instalación de sensores

Para instalar los sensores o transductores se requiere determinar la ubicación donde se transmite las vibraciones a la estructura de la máquina, por tal motivo antes se realizará el estudio de las partes críticas en los sistemas SPS, en seguida la propuesta de instalación de los sensores de vibración y el tipo de sensor o transductor a instalar.

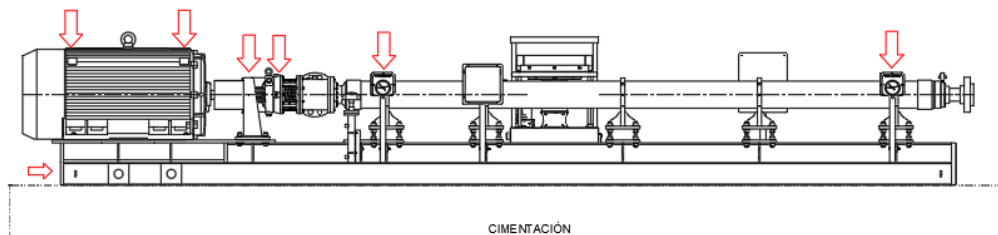
2.1.1. Ubicación de las partes críticas de las bombas SPS

Ahora que ya se conocen que las vibraciones son movimientos oscilatorios, que es el resultado de un sistema a ciertas fuerzas internas o fuerzas externas, que perturban al sistema y que son transmitidas por los elementos rodantes o cojinetes deslizantes; así también ya se conoce que son las bombas SPS, su funcionamiento y sobre todo su estructura; se pueden determinar las partes críticas en las cuales las vibraciones son perjudiciales para las bombas SPS.

Para determinar las partes críticas se tomarán generalmente en los apoyos de los ejes (rodamientos o cojinetes deslizantes) de la máquina o puntos donde sea más probable un fallo por acoplamiento, equilibrio, puntos donde se transmitan las fuerzas vibratorias. En las bombas SPS los rodamientos se encuentra en el motor eléctrico de inducción y en la caja de empuje; también cuenta con cojinetes deslizantes en carburo de tungsteno y

están ubicados en los extremos de la bomba. En la figura 36 muestra las partes críticas para el monitoreo de la vibración.

Figura 36. **Partes críticas en las bombas SPS**



Fuente: elaboración propia, empleando AutoCAD 2017.

2.1.2. **Propuesta de instalación de los sensores**

La instalación de los sensores o transductores de vibración a las bombas SPS, debe realizarse de la siguiente manera.

En cada parte crítica del motor eléctrico de inducción, se debe realizar medidas triaxiales, según la figura 16; tomando en cuenta que el sensor es unidireccional, toman lectura de vibración únicamente en la dirección del montaje. Deberán instalarse tres sensores de vibraciones en cada parte crítica; dos sensores en sentido radial en dirección vertical y horizontal, además un sensor en dirección axial. Así como lo muestra la figura 16.

Ustedes se preguntarán por qué debemos instalar tres sensores en cada parte crítica del motor eléctrico de inducción; simplemente por la dirección de la vibración generada por las diferentes fuerzas de excitación, por ejemplo: si se presentará vibraciones en una máquina por desbalance ya sea estático, de

pareja o dinámico, combinación de los dos primeros, provocan una vibración en sentido radial en una dirección vertical. En el caso de un desalineamiento o eje doblado, hay presencia de elevada vibración tanto en sentido radial como axial.

En resumen, no se conocen que fuerzas perturbarán los sistemas, por ende, no se conoce la dirección de las vibraciones en los rodamientos. No se puede monitorear con un sensor todas las causas posibles de vibración que se transmite a la estructura de las máquinas; a menos que sea un transductor triaxial, mide los tres sentidos principales en una medición que son: radial vertical, radial horizontal y sentido axial.

En la caja de empuje si se observa su estructura en la figura 6, está compuesto por rodamientos. En el lado de la bomba de superficie cuenta con un rodamiento de bolas de doble hilera; en el lado del motor, cuenta con un rodamiento de bolas de hilera sencilla. La instalación de los sensores de vibración sería tanto en sentido radial y axial de la caja de empuje; se tendrá que tener un mejor control de las vibraciones en sentido axial, ya que son originadas por la fuerza de reacción de la descarga de la bomba.

La instalación de los sensores de vibración en la bomba de superficie será en las partes críticas (véase figura 36), donde se alojan los cojinetes de deslizamiento. Se instalarán los sensores en sentido radial con dirección vertical y horizontal; para el monitoreo de las vibraciones en sentido axial son el resultado de las vibraciones en la caja de empuje.

Para monitorear las vibraciones externas del sistema, soldadura y aflojamiento mecánico se deberá instalar un sensor de vibración en el patín o skid. Si se requiere tener un mejor control de las vibraciones por cavitación entonces se deberá instalar un sensor en la cámara de succión de las bombas SPS.

Una mejor manera de comprender la instalación es por medio de planos, en capítulos posteriores se observarán los planos de la instalación de los sensores de vibración a las bombas SPS.

2.2. Selección del sensor de vibración

Se conocen cuáles son las partes críticas de nuestra máquina y se sabe dónde instalar los sensores de vibración en las bombas SPS. Ahora se necesita saber qué tipos de sensor se requiere para el monitoreo de las vibraciones.

Se tienen que seleccionar el tipo de sensor según los datos técnicos de las bombas SPS. Entonces se necesitará un tipo de sensor para un rango de frecuencia según el motor eléctrico de inducción (ver tabla I), que aproximadamente se encuentra en 60 Hz. En la tabla IX se clasifican los tipos de sensores o transductores por el rango de frecuencia para su aplicación industrial.

Tabla IX. **Rango de frecuencia de los tipos de transductores**

| TIPO DE SENSOR RANGO | TRANSDUCTOR DE DESPLAZAMIENTO | TRANSDUCTOR DE VELOCIDAD | TRANSDUCTOR DE ACELERACIÓN |
|---------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------|-----------------------------------|
| Frecuencia | 0 - 1 000 Hz | 10 Hz - 1 000 Hz | 1Hz - 15 000 Hz |

Fuente: elaboración propia

Anticipadamente se descartará el uso de transductor de desplazamiento; cumple con la frecuencia establecida, pero son instalados para medir las

vibraciones relativas de los ejes de las máquinas con respecto a sus carcasas y son recomendados para bajas frecuencias. Los transductores de desplazamiento tienen que ir instalados en los rodamientos permanentemente, además los costos de instalación son muy elevados y no siempre es posible de realizarlo.

El transductor de velocidad y aceleración cumplen con el rango de frecuencia y existe la posibilidad de ser implementados, pero aún falta una serie de ventajas y desventajas que pueden afectar en la toma de datos de las vibraciones.

Tabla X. **Ventajas del transductor de velocidad vs. aceleración**

| | TRANSDUCTOR DE VELOCIDAD | TRANSDUCTOR DE ACELERACIÓN |
|-----------------|---|--|
| VENTAJAS | <ol style="list-style-type: none"> 1. Sensor activo, no requiere fuente de alimentación. 2. Proporciona directamente la velocidad de la vibración. 3. Resistencia a productos químicos. 4. Impermeable, estanco al aceite y al vacío. | <ol style="list-style-type: none"> 1. Amplio rango de frecuencias entre 1 Hz - 15 000 Hz. 2. Miden vibraciones en máquinas cuyos ejes son soportados por rodamiento, inclusive en ejes que son soportados por cojinetes de deslizamiento. 3. Costo menor en comparación con sensores de velocidad. 4. Insensibles a campos magnéticos. 5. Reducidas dimensiones. 6. Fácil montaje. 7. No son unidireccionales. 8. Carcasa de material inoxidable sellada herméticamente. |

Fuente: elaboración propia

Tabla XI. **Desventajas del transductor de velocidad vs. aceleración**

| | TRANSDUCTOR DE VELOCIDAD | TRANSDUCTOR DE ACELERACIÓN |
|--------------------|--|--|
| DESVENTAJAS | <ol style="list-style-type: none"> 1. Rango de frecuencia restrictivo: 10 Hz - 1 000 Hz. 2. Las dimensiones relativamente grandes. 3. Se necesita grandes bases magnéticas para su sujeción. 4. Sensible a campos magnéticos fuertes. 5. La salida del transductor depende de la temperatura. 6. La calibración puede perderse por el desgaste y la temperatura. | <ol style="list-style-type: none"> 1. Sensor pasivo, necesitan una fuente de alimentación externa. 2. La salida de amplitud viene dada en unidades de aceleración. Esta salida debe ser integrada para obtener la representación espectral o el valor global de amplitud de velocidad. |

Fuente: elaboración propia.

Con el cuadro comparativo de las ventajas y desventajas de los transductores de velocidad y aceleración, se puede observar que los acelerómetros tienen mayor ventaja y menor desventaja ante los transductores de velocidad. Por tal motivo los acelerómetros son los transductores más utilizados en el monitoreo de vibraciones en máquinas industriales; son de pequeñas dimensiones, fácil montaje y sobre todo de menor costo. Posibilita la instalación de los sensores en cualquier parte de la máquina.

2.2.1. Sensores propuestos

El transductor adecuado para instalar a las bombas SPS es el transductor de aceleración o acelerómetro, pero existen una gama de acelerómetros para el uso de máquinas industriales; y debe ser seleccionado según lo requerido.

Para la elección del acelerómetro debe adaptarse a la amplitud de la vibración, rango de frecuencia, rango de temperatura de la instalación y sobre toda la sensibilidad del acelerómetro. Los recomendados para instalar son:

- Acelerómetro 786A-M12

| | |
|----------------------------------|---|
| Sensibilidad, $\pm 5\%$, 25° C: | 100 mV/g |
| Rango de aceleración VDC > 25V: | 80 g pico |
| Respuesta de frecuencia: | $\pm 5\%$ 3 - 5 000 Hz $\pm 10\%$ 1 - 9 000 Hz ± 3 dB 0.5 - 14 000 Hz |
| Frecuencia de resonancia: | 30 kHz |
| Fuente de voltaje: | 18 - 30 VDC |
| Rango de temperatura: | -50 a +120° C |
| Límite de vibración: | 500 g pico |
| Peso: | 90 gramos |
| Material: | 316L acero inoxidable |

Figura 37. **Acelerómetro 786A-M12**



Fuente: Wilcoxon Sensing Technologies.

- **Transmisor Metrix ST5484E**

El ST5484E es un transmisor de velocidad sísmico auto-contenido que contiene un acelerómetro piezoeléctrico, un integrador de señales, un detector de picos RMS, y un acondicionador de señales 4-20 mA en una sola unidad que se puede instalar directamente en la carcasa de la máquina o chumacera sin necesidad de equipo acondicionador de señal adicional. La amplitud de la señal de aceleración integrada (velocidad) se convierte en una señal 4-20 mA proporcional que es compatible con la mayoría de los instrumentos de control de procesos industriales, como los sistemas PLC, DCS y SCADA que ofrecen capacidades de tendencias o alarma para una estrategia simplificada de monitoreo de vibraciones.

| | |
|--------------------------|------------------------------|
| Sensibilidad: | 100 mV/g |
| Respuesta de frecuencia: | 2 Hz – 1 500 Hz |
| salida | 0 -25,4 [mm/s] = 4-20 [mA] |
| Fuente de voltaje: | 11-30 Vdc (24 Vdc) |
| Rango de temperatura: | -40C a +100C (-40 F a +212F) |
| Peso: | 0,9 lbs. (0,36 kg) |
| Material: | Acero inoxidable 303 |

Figura 38. **Transmisor Metrix ST5484E**



Fuente: Transmisor Metrix ST5484E. www.metrixvibration.com/products/seismic/. Consulta: enero de 2018.

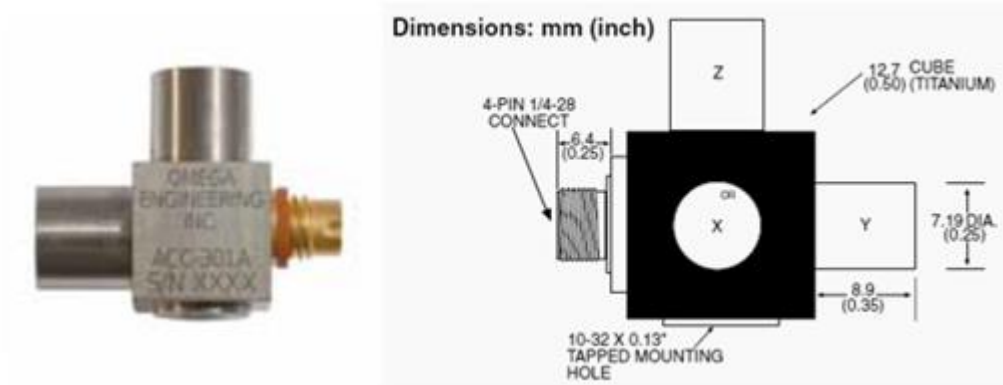
- **Acelerómetro triaxial**

Los acelerómetros triaxial, actualmente son ligero y de dimensiones pequeñas, ideal para monitorear puntos en los 3 ejes (X-Y-Z); para uso en vehículos, laboratorios y aplicaciones industriales.

Especificaciones:

| | |
|-------------------------------------|---|
| Sensibilidad, @ 100 Hz, $\pm 5\%$: | 10 mV/g |
| Rango Amplitud @22 °C (72°F): | ± 500 g |
| Respuesta de frecuencia: | $\pm 5\%$ 3 - 7 000 Hz $\pm 10\%$ 2 - 8 000 Hz ± 3 dB 1 - 10 000 Hz |
| Frecuencia de resonancia: | >25 kHz |
| Fuente de voltaje: | 15 - 30 Vdc -40 to 121°C (-40 to 250°F) |
| Rango de temperatura: | 250°F) |
| Peso: | 13.6 g (0,48 oz) sin cable |
| Material: | Titanio |
| Impedancia: | 1 000 Ω |

Figura 39. **Acelerómetro ACC301A**



Fuente: Acelerómetro ACC301A. <https://mx.omega.com/pptst/ACC301A.html>. Consulta: enero de 2018.

2.3. Propuesta del monitoreo de las vibraciones

Se empezará realizando una serie de estudios por cada etapa, desde el análisis de las partes críticas de las bombas SPS hasta la selección del sensor o transductor que requerimos; ahora se necesita monitorear las vibraciones.

2.3.1. Monitoreo continuo

Para la propuesta del monitoreo continuo haremos uso del Acelerómetro 786A-M12, un sistema modular expandible de adquisición de datos USB serie iNET-400 y un software de visualización y monitoreo instalado en una computadora.

Figura 40. **Esquema de sistema de monitoreo continuo**



Fuente: elaboración propia.

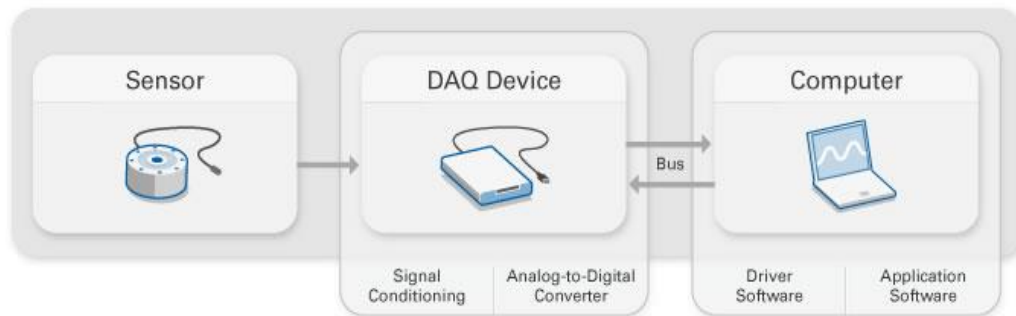
Según el esquema de la adquisición de datos (véase figura 22), después de la etapa de adquisición debe entrar por la etapa de acondicionamiento. El sistema de adquisición de datos de la figura 40 es un sistema modular expandible, tienen la opción de adicionar más módulos, y contiene la etapa de acondicionamiento incorporado.

2.3.2. Rutina periódica de la toma de datos de monitoreo

Existen otras opciones para la supervisión y diagnóstico del estado de las máquinas con un presupuesto reducido y resultados esperados.

Se necesita llevar los cables de los acelerómetros hacia una sola ubicación en la máquina y utilizando cajas de conexiones. Por medio de un equipo de adquisición portátil DAQ y la computadora portátil con el software instalado, permiten controlar y tomar datos periódicamente del estado de las máquinas para tener un acceso a mayor cantidad de datos en menor tiempo.

Figura 41. **Esquema de Sistema DAQ**



Fuente: Esquema de Sistema DAQ. www.ni.com/data-acquisition/what-is/. Consulta: febrero de 2018.

El montaje a realizar consiste en la colocación de acelerómetros fijados de forma permanente en la superficie de la máquina. Cada acelerómetro tendrá un cable que puede ser integrado, que lo unirá con una caja de conexiones (caja de terminación BNC o caja selectora rotativa), para que el analista simplemente ingrese con el equipo DAQ y diagnostique las vibraciones a las bombas SPS en su computadora portátil.

2.4. Diseño de instalación

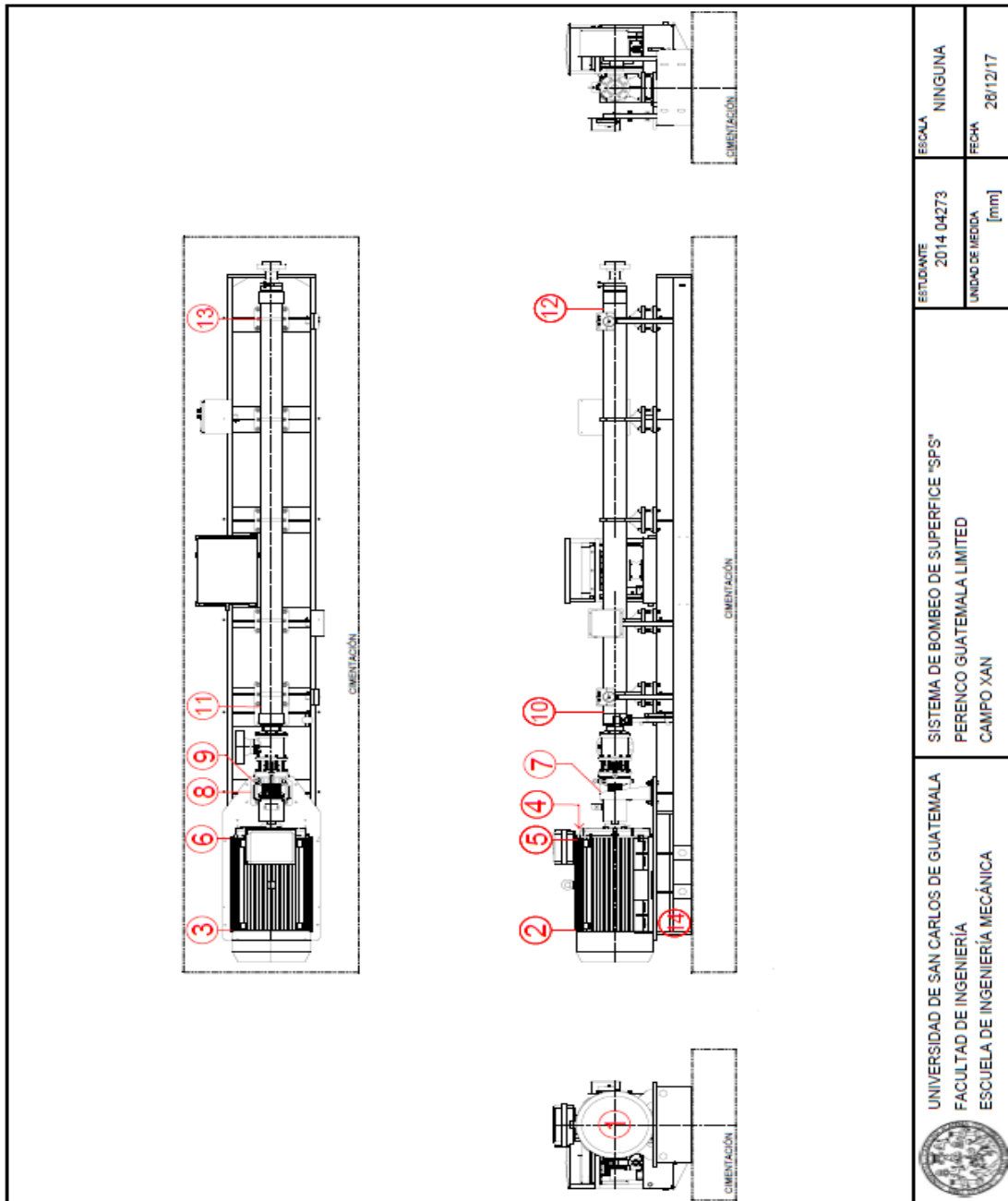
Para tener el control de las fallas más comunes de las máquinas rotatorias, vistas anteriormente, lo más conveniente sería instalar 14 acelerómetros en cada sistema SPS que deberán ser montados en los apoyos del eje (rodamientos y cojinetes de deslizamiento) y en el *skid* para monitorear las vibraciones que se generan por soltura mecánica o vibraciones externas al sistema (véase figura 42).

Se presenta las siguientes propuestas para el diseño del sistema de adquisición de datos para el control y monitoreo de las vibraciones.

- Primera propuesta: consiste en monitorear las 8 bombas SPS por medio de un sistema de adquisición y una computadora con el software de visualización y control, según figura 43. Lo inconveniente es trasladar los 28 cables de los acelerómetros de las 2 bombas del lado contrario, tendría que ser por medio de un sistema de ductos de concreto o aceros para proteger de los cambios severos del medio que los rodea.
- Segunda propuesta: consiste en monitorear las 8 bombas SPS con 2 sistemas de adquisición de datos y 2 computadora para la visualización y control, según figura 44. En lugar de invertir en la elaboración de ductos y la compra de cable adicional, se adquiere el siguiente equipo de adquisición y la computadora que se requiere.
- Rutina periódica de la toma de datos: existen otras opciones de monitoreo como la rutina periódica de la toma de datos en las máquinas, en esta propuesta consiste instalar una caja de conexiones para cada sistema SPS, que servirá para recolectar y hacer una ubicación central de la toma de datos.

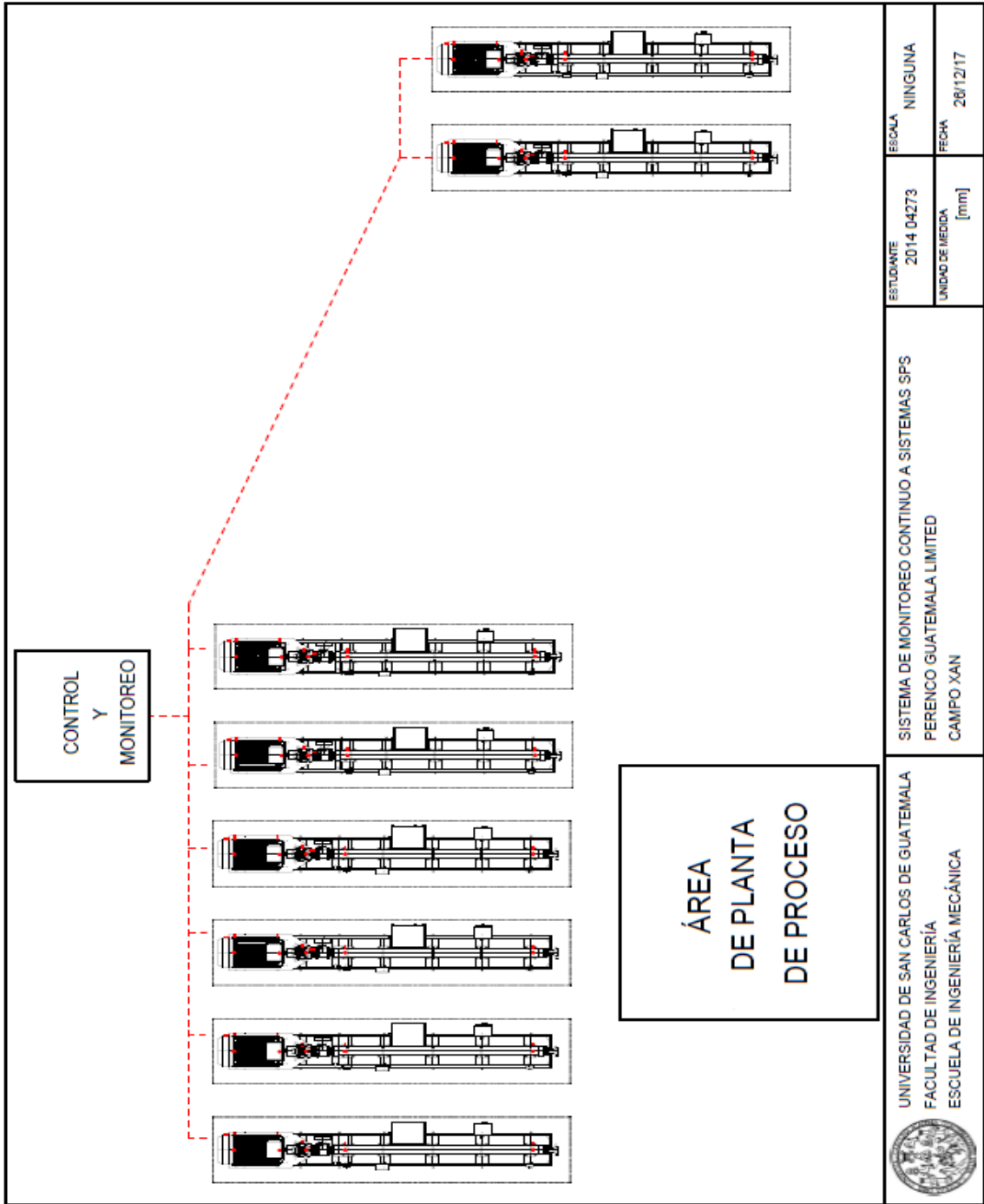
2.4.1. Planos

Figura 42. Instalación de acelerómetros a las bombas SPS



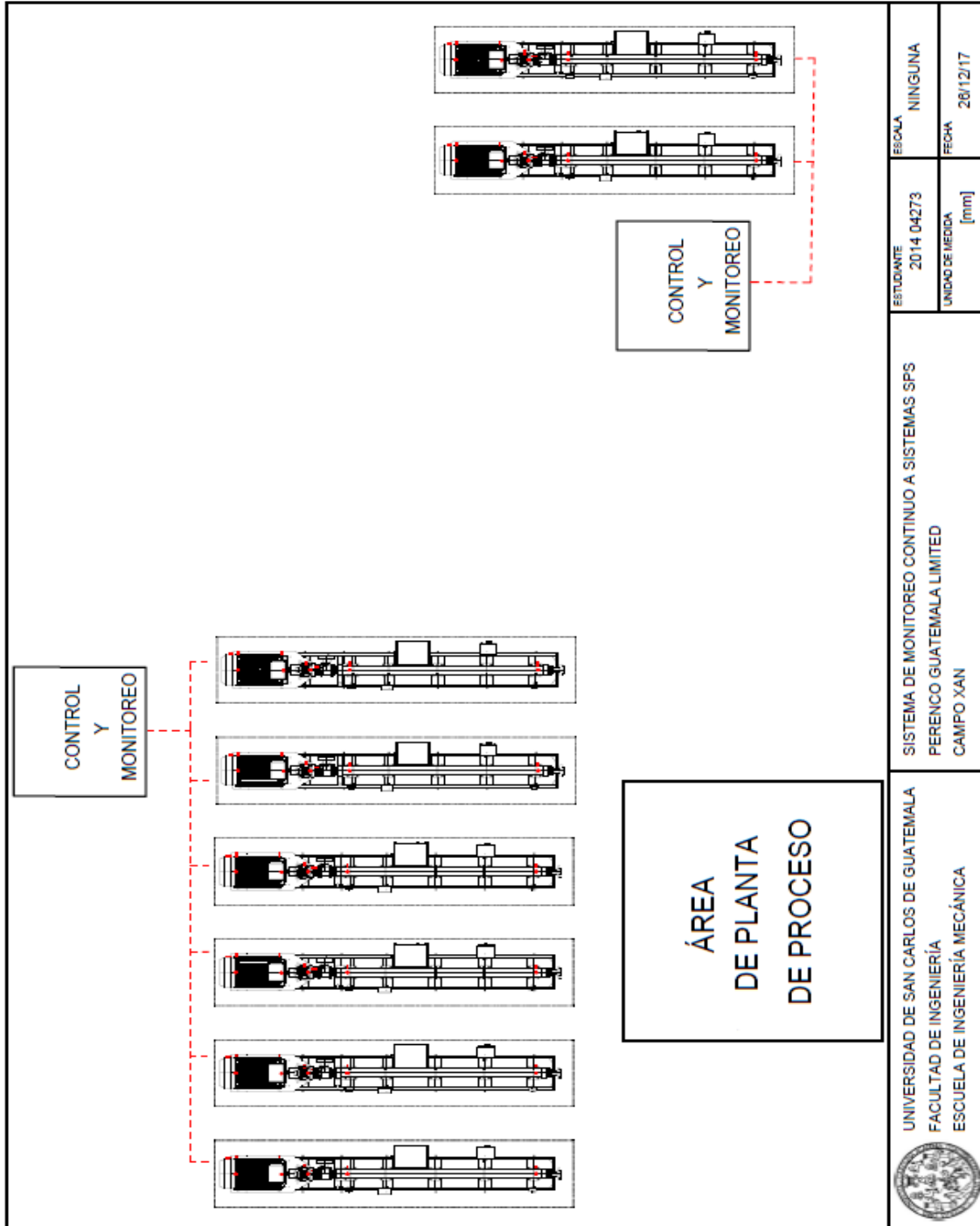
Fuente: elaboración propia, empleando AutoCAD 2017.

Figura 43. Primera propuesta de monitoreo continuo



Fuente: elaboración propia, empleando AutoCAD 2017.

Figura 44. Segunda propuesta de monitoreo continuo



Fuente: elaboración propia, empleando AutoCAD 2017.

2.5. Análisis de factibilidad

Se estudiará todo lo relacionado al desarrollo de la instalación de los sensores de vibración a las bombas SPS, que conlleva analizar qué material y equipo se necesita, y sobre todo el costo de cada uno de ellos. Así como también el tipo de montaje adecuado, que nos determine resultados repetitivos y confiables en la muestra de la toma de datos; con trabajos simples y de menor costo.

2.5.1. Material y equipo

Para llevar a cabo la instalación de sensores de vibración a las 8 bombas SPS, se requiere de los siguientes materiales y equipos.

- Acelerómetros
- Adhesivos
- Cables para equipos fijos
- Equipos de adquisición de datos
- Software de análisis y control
- Computadora con sistema Windows

2.5.2. Costos

La tabla XII presenta un costo estimado de compra de los elementos principales del sistema de adquisición de datos, para la instalación en las bombas SPS en campo Xan; son obtenidos de algunas páginas web de proveedores de equipos de análisis y diagnósticos de vibración como: *OMEGACARESM*, *Wilcoxon Sensing Technologies*, *Metrix Instrument Company*, entre otros.

Tabla XII. **Costo estimado de compra**

| ELEMENTOS DEL SISTEMA DE MONITOREO | CANT. | COSTO UNITARIO | COSTO TOTAL |
|---|--------------|-----------------------|--------------------|
| Acelerómetros (14 x SPS) | 112 | Q. 1 360,93 | Q. 152 424,61 |
| Equipos de adquisición de datos • Software de análisis y control de vibraciones. | 1 | Q. 14 826,00 | Q. 14 826,00 |
| Computadora con sistemas Windows | 1 | Q. 5 000,00 | Q. 5 000,00 |
| | | | Q. 183 450,61 |

Fuente: elaboración propia.

Los elementos del sistema de monitoreo de la tabla XII no incluyen el costo de envío. Tampoco se tiene la cantidad de cables ni los costos, así también los accesorios y adhesivos para la instalación de los acelerómetros, ya que dependerá de la selección de monitoreo de las vibraciones.

Nota: por ningún motivo se realizaron cotizaciones a nombre de la empresa.

2.5.3. Instalación

Para las instalaciones permanentes de los acelerómetros a las bombas SPS, pueden realizarse mediante diversos montajes que se consideran permanentes como: montajes con espárragos roscados o con adhesivos.

El más adecuado sería un montaje con espárrago roscado, pero deben de realizar operaciones de mecanizado (perforación y roscado). Si se observa con

detalle en la tabla III los montajes con adhesivos admiten una frecuencia máxima de 6 000 Hz y proporcionan resultados repetitivos y confiables en la toma de datos.

Con respecto al equipo de adquisición de datos cuenta con entradas y salidas analógicas. También pueden conectarse directamente otros instrumentos de medición como termopares, termistores, resistencia, entre otros. Sobre todo, pueden agregarse módulos extras e incluye el software de monitoreo básico; si se requiere un software con características amplias se tendría adquirirlo por aparte.

La fácil conexión del sistema de adquisición de datos a nuestra computadora nos ahorra tiempo y dinero. Cuenta con cable de salida USB, simplemente se conecta al puerto de entrada y listo.

3. FASE DE DOCENCIA

3.1. Importancia del monitoreo continuo de las vibraciones

La gran labor de las bombas SPS de inyectar 27 000 barriles de agua por día y mantener una producción constante de petróleo en el campo Xan, amerita que se realice un monitoreo de las vibraciones; ya que una pequeña fuerza de excitación prolongada, perturbará la frecuencia natural de los sistemas de bombeo.

Figura 45. Bombas SPS



Fuente: Campo Xan. Bombas SPS. Planta de proceso.

El monitoreo continuo prolongará la vida útil de cualquier máquina, evitando toda falla imprevista que representaría mayor costo en la reparación y grandes pérdidas por paro de la producción. El análisis de vibración se realiza por el monitoreo y dependerá de la criticidad de la máquina si se lleva a cabo un monitoreo continuo o periódico, con la gran ventaja de no suspender la producción para la toma de datos.

Se pueden aumentar las ganancias en la producción con la ayuda del monitoreo y haciendo uso de análisis de vibraciones para:

- Identificar y corregir problemas en las máquinas, antes de que estos sean más serios.
- Reducir la pérdida de tiempo por la búsqueda del problema
- Mejorar la planeación de los programas de mantenimiento establecidos.
- Reducir el costo de horas laborales extras, del personal de mantenimiento.
- Reducir el mantenimiento preventivo programado, que puede ser innecesario y de un costo muy elevado.

3.2. Importancia del control de datos de operación y funcionamiento

El monitoreo continuo para el análisis de vibración es una herramienta del mantenimiento predictivo que brinda una inmensa información del estado en que se encuentran las máquinas y es de suma importancia para el personal a cargo de las vibraciones de las bombas SPS. Se requiere que el control de operación y funcionamiento sean documentados para las soluciones de fallas que se presentarán en el futuro.

Para el departamento de mantenimiento contar con el historial de operación es contar con la hoja de vida de las máquinas, proporcionará información del comportamiento a un determinado tiempo de funcionamiento.

Se necesita conocer el patrón de comportamiento de las máquinas para establecer anticipadamente la cantidad de repuestos que se requieren en el mantenimiento preventivo, así como también estimar el tiempo de reparación y el número de personas a cargo del mantenimiento. Más adelante se podrán establecer mejoras en las rutinas de reparación y servicios.

3.3. Presentación de las posibles mejoras

La propuesta será expuesta a gerencia y al personal de mantenimiento para establecer las posibles mejoras con la instalación de los sensores.

- Principalmente será el control y monitoreo de las vibraciones en cualquier instante del funcionamiento de los sistemas de bombeo.
- Reducción de los costos en los mantenimientos.
- Extensión de vida de los sistemas de bombeo.
- Consumo de energía de la manera eficiente
- Ahorro en el uso de personal para el control de las vibraciones.
- Control de la integridad de las máquinas.

CONCLUSIONES

1. Las posibles causas de las bombas en vibración son originadas por fuerzas de excitación que causan movimiento y que llega afectar directamente a los rodamientos. Las vibraciones en las máquinas suelen darse por: principalmente por desbalance, desalineamiento o ejes no alineados, excentricidad en los ejes del motor eléctrico, mala lubricación, mal control en la presión del flujo, aflojamientos de las partes de la estructura de la máquina y la instalación indebida de los rodamientos.
2. Los diagnósticos por mediciones de vibración son a través del estudio del espectro de frecuencia. En las señales de vibración en el dominio del tiempo están cargadas de mucha información en forma muy compleja, imposible distinguir a simple vista sus comportamientos característicos por tal motivo deben transformarse en el dominio de la frecuencia, donde se emplea la gráfica de amplitud frente a frecuencia. Por eso existen las tablas de diagnóstico que muestran las distintas fallas con el esperado espectro de frecuencia para que simplemente se compare.
3. El análisis de vibraciones no puede realizarse en cualquier parte de la maquinaria, hay partes que pueden mostrar un dato más exacto y confiable. Los puntos de debe ser ubicado lo más cerca posible de los puntos de rodamiento, con metal sólido entre el rodamiento y el transductor; no debe utilizarse directamente sobre el rodamiento, pero tampoco deberá usarse en las partes hechas de metal delgado, ya que conducen poca energía de vibración.

4. Por el rango de frecuencia, normas y estándares industriales que miden la vibración en pico de pulgadas por segundo o RMS de mm por segundo, el sensor de velocidad sísmico o transductor de velocidad es el que lee directamente la velocidad de la vibración, pero debido a su diseño, peso y costo es el menos indicado. Los acelerómetros al incorporar un integrador electrónico son en todos los aspectos superior a los transductores de velocidad y sobre todo de menor costo.
5. El diseño de los planos y esquemas es con el propósito de complementar la propuesta de instalación de sensores de vibración a las bombas SPS y observar con detalle el sistema de monitoreo continuo, así como la ubicación del montaje de los sensores.
6. Los sensores serán instalados en las partes críticas de las máquinas, según lo estudiado para reducir el número de sensores a instalar y contar con un monitoreo confiable. Se realizaron diseños de varias formas de monitoreo para lograr llegar al mismo resultado, controlar las vibraciones que afectan a los sistemas de bombeo, con un cambio mínimo del diseño de la toma de datos; sin tener que realizar trabajos de mecanizado que requieren de mayor tiempo, el paro del funcionamiento de las bombas SPS y de un costo muy elevado.

RECOMENDACIONES

1. El uso de los acelerómetros triaxial para el sistema de monitoreo de vibraciones, es para reducir la cantidad de cable de los acelerómetros. Se tiene la ventaja de monitorear 3 ejes en un solo sensor, pero el costo es aproximadamente 8 veces el precio de un transductor de aceleración.
2. El uso de transmisor de vibración para el sistema de monitoreo de vibraciones, eliminará el uso del proceso de acondicionamiento, ya que incorpora una placa electrónica que integra la señal de aceleración y la convierte en señal de velocidad, y acondiciona la señal de salida; además el sistema de adquisición de datos puede ser sustituido por un PLC, controlador lógico programable. Pero el montaje debe ser más seguro por la dimensión y peso del instrumento.
3. En el trabajo se adjuntaron tablas para el diagnóstico, normas y parámetro con respecto al estudio de las vibraciones, que serán de mucha ayuda para el personal encargado del mantenimiento predictivo o para personas que deseen iniciar con el estudio del diagnóstico de las vibraciones en máquinas rotativas.

BIBLIOGRAFÍA

1. ARZÚ, Pablo Manuel. *Propuesta de optimización del transporte de crudo pesado en una red de oleoductos en Guatemala*. Trabajo de graduación de Ing. Mecánica. Facultad de Ingeniería, Universidad de San Carlos de Guatemala, 2013. 580 p.
2. AVALLONE, Eugene A.; BAUEMEISTER, Theodore. *Manual del ingeniero mecánico*. 10a ed. México: McGraw-Hill, 1999. 1683 p.
3. GUTIÉRREZ, Diego Mauricio. *Diseño e implementación de un sistema de monitoreo de vibraciones en un equipo rotativo de buencafé liofilizado de Colombia (estudio de caso)*. Trabajo para optar al título de ingeniero en Mecatrónica. Facultad de Tecnologías, Universidad Tecnológica de Pereira, 2014. 140 p.
4. HARRIS, Cyril M.; PIERSOI, Allan G. *Harris' shock and vibration Handbook*. 5a ed. México: McGraw-Hill, 2002. 1456 p.
5. NAVARRO, Juan Daz. *Técnica del mantenimiento industrial*. Rev. 5 agosto 2004. 240 p.
6. VELASQUEZ, Luis Alberto. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones*. Trabajo de graduación de Ing. Mecánica Industrial. Facultad de Ingeniería, Universidad de San Carlos de Guatemala, 2004. 201 p.

