



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

**MANUAL DE PRÁCTICAS PARA EL LABORATORIO DE VIBRACIONES,
FACULTAD DE INGENIERÍA, UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**

Osbin Alexis Reyes Montenegro

Asesorado por el MA. Ing. Fredy Mauricio Monroy Peralta

Guatemala, mayo de 2018

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**MANUAL DE PRÁCTICAS PARA EL LABORATORIO DE VIBRACIONES,
FACULTAD DE INGENIERÍA, UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR

OSBIN ALEXIS REYES MONTENEGRO

ASESORADO POR EL MA. ING. FREDY MAURICIO MONROY PERALTA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, MAYO 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

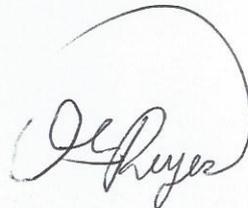
DECANO	Ing. Murphy Olympto Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Fredy Mauricio Monroy Peralta
EXAMINADOR	Ing. Milton Alexander Fuentes Orozco
EXAMINADOR	Ing. Víctor Manuel Ruiz Hernández
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

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:

**MANUAL DE PRÁCTICAS PARA EL LABORATORIO DE VIBRACIONES,
FACULTAD DE INGENIERÍA, UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 7 de agosto de 2014.



Osbin Alexis Reyes Montenegro

Guatemala, 1 de marzo de 2018.

Ingeniero

Carlos Humberto Pérez Rodríguez

DIRECTOR DE ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

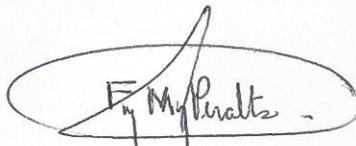
FACULTAD DE INGENIERÍA, USAC

Estimado Ingeniero Pérez:

Por medio de la presente estoy dando mi aprobación al trabajo de graduación presentado por el estudiante Osbin Alexis Reyes Montenegro, titulado **“MANUAL DE PRÁCTICAS PARA EL LABORATORIO DE VIBRACIONES, FACULTAD DE INGENIERÍA, UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA”**, previo a sustentar su examen público en la Carrera de Ingeniería Mecánica.

Al respecto me permito informarle, que el trabajo de graduación desarrollado por el estudiante Osbin Alexis Reyes Montenegro, fue desarrollado cumpliendo con los requisitos reglamentarios así como sometido por el suscrito, a las revisiones necesarias; por lo que considero que el mismo está apto para su trámite final en esa unidad académica.

Sin otro particular, me es grato suscribirme, atentamente



MA. Ing. Fredy Mauricio Monroy Peralta

Profesor Titular VII

Colegiado 4,899

ASESOR

FREDDY MAURICIO MONROY PERALTA
INGENIERO MECANICO
C.C. 4899



USAC

TRICENTENARIA
Universidad de San Carlos de Guatemala

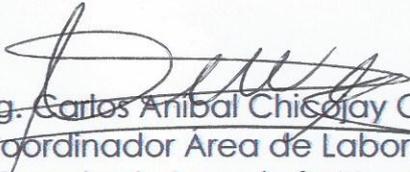
Facultad de Ingeniería

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ref.E.I.M.064.2018

El Coordinador del Área de Laboratorios de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer el dictamen del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo de graduación titulado: **MANUAL DE PRÁCTICAS PARA EL LABORATORIO DE VIBRACIONES, FACULTAD DE INGENIERÍA, UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**, desarrollado por el estudiante **Osbin Alexis Reyes Montenegro**, CUI **1928560302107**, Registro Académico **200412498** recomienda su aprobación.

"Id y Enseñad a Todos"


Ing. Carlos Anibal Chicajay Coloma
Coordinador Área de Laboratorios
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala, marzo 2017

/aej

Ref.E.I.M.140.2018

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 y con la aprobación del Coordinador de Laboratorios del trabajo de graduación titulado: **MANUAL DE PRÁCTICAS PARA EL LABORATORIO DE VIBRACIONES, FACULTAD DE INGENIERÍA, UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**, desarrollado por el estudiante **Osbin Alexis Reyes Montenegro**, CUI **1928560302107**, Registro Académico **200412498** y luego de haberlo revisado en su totalidad, procede a la autorización del mismo.

"Id y Enseñad a Todos"


Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica



Guatemala, mayo de 2018

/aej



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: **MANUAL DE PRÁCTICAS PARA EL LABORATORIO DE VIBRACIONES, FACULTAD DE INGENIERÍA, UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA**, presentado por el estudiante universitario: **Osbin Alexis Reyes Montenegro**, y después de haber culminado las revisiones previas bajo la responsabilidad de las instancias correspondientes, se autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE.

Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
Decano



Guatemala, mayo de 2018

/cc

ACTO QUE DEDICO A:

Dios	Por estar siempre a mi lado.
Mi padre	Guido Reyes. Por ser mi ejemplo a seguir y por apoyarme siempre.
Mi madre	Sara Montenegro. Por siempre creer en mi y enseñarme siempre como enfrentar la vida.
Mis hermanos y hermanas	Guido, Joselinne, Marilyn y Kevin Reyes Montenegro, por estar siempre a mi lado y primero Dios juntos por siempre.
Mis catedráticos	Por todo el esfuerzo y paciencia que tuvieron al compartir sus conocimientos y experiencias.
Mis amigos y compañeros	Por brindarme su amistad y compañía.

AGRADECIMIENTOS A:

Mi familia

Por estar siempre conmigo.

**Universidad de San
Carlos de Guatemala**

Por darme la oportunidad de ser mi casa de estudios.

Facultad de Ingeniería

Por los conocimientos y experiencias adquiridas.

**Escuela de
Ingeniería Mecánica**

Por haberme formado.

**Ingeniero Fredy
Monroy Peralta**

Por apoyarme siempre.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE GENERAL.....	I
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	V
GLOSARIO.....	VII
RESUMEN.....	XI
OBJETIVOS.....	XIII
INTRODUCCIÓN.....	XV
1. SENSORES PARA TOMAR MEDIDAS DE VIBRACIÓN.....	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Tipos de sensores y sus aplicaciones.....	1
1.2.1. Sensor de aceleración.....	2
1.2.2. Sensor de velocidad.....	4
1.2.3. Sensor de desplazamiento de proximidad sin contacto.....	7
1.3. Criterios para la selección del sensor de vibración.....	9
1.3.1. Usar desplazamiento, velocidad o aceleración.....	11
2. DIAGNÓSTICO DE DESBALANCE.....	13
2.1. Características.....	14
2.2. Tipos de desbalance.....	16
2.2.1. Estático.....	16
2.2.2. De pareja.....	17
2.2.3. Dinámico.....	18
2.2.4. En rotores en voladizo.....	19
2.3. Balanceadora dinámica.....	20

3.	DIAGNÓSTICO DE DESALINEAMIENTO	21
3.1.	Características	22
3.2.	Desalineamiento en ejes acoplados.....	22
3.2.1.	Desalineamiento angular.....	23
3.2.2.	Desalineamiento paralelo	23
3.3.	Desalineamiento en rodamientos y cojinetes	24
3.4.	Alineación por láser.....	25
4.	DIAGNÓSTICO DE PÉRDIDA MECÁNICA O SOLTURA.....	27
4.1.	Síntomas	27
4.2.	Clases de pérdida mecánica	28
4.2.1.	Estructural	28
4.2.2.	Anclaje en mal estado	29
4.2.3.	Tolerancias inadecuadas o desgastes	30
5.	DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS POR FUERZAS HIDRÁULICAS	33
5.1.	Paso de álabes	33
5.2.	Flujo turbulento	35
5.3.	Cavitación	35
6.	DIAGNÓSTICO DE RODAMIENTOS EN MAL ESTADO	37
6.1.	Requerimientos de diagnóstico	38
6.2.	Las 4 etapas de falla	40
7.	AISLADORES PARA VIBRACIONES.....	47
7.1.	Introducción.....	47
7.2.	Tipos y características de aisladores	47
7.3.	Aisladores de elastómeros	48
7.3.1.	Fallas prematuras y por fatiga	51

7.3.2.	Tipos de aisladores para diferente carga.....	53
7.3.2.1.	Carga por compresión	53
7.3.2.2.	Carga cortante	53
7.3.2.3.	Carga por torsión	55
7.3.2.4.	Carga por tensión	55
7.3.2.5.	Pandeo por carga	55
7.3.3.	La rigidez estática y dinámica.....	56
7.3.4.	Características de amortiguación	56
7.3.4.1.	Aisladores para vibración amortiguada hidráulicamente.....	57
7.4.	Aisladores de plástico.....	58
7.5.	Resortes de metal	58
7.5.1.	Resortes helicoidales.....	59
7.5.2.	Resortes de anillo	61
7.5.3.	Resorte tipo arandela	62
7.5.4.	Resortes enrollados en espiral	64
7.5.5.	Resortes de hojas de ballesta.....	65
7.5.6.	Resorte malla de alambre.....	66
7.6.	Amortiguador de aire (neumáticos)	68
8.	SISMÓGRAFO	73
9.	CÁMARA TERMOGRÁFICA	75
10.	ULTRASONIDO PROPAGADO EN AIRE	79
11.	DISEÑO ESTRUCTURAL.....	83
11.1.	ETABS - análisis tridimensional extendido de edificaciones....	83
11.2.	SAP	84

12.	INSTRUMENTACIÓN VIRTUAL CON LAB VIEW	87
12.1.	Módulo de vibraciones	87
12.2.	Vibracalc	88
CONCLUSIONES.....		89
RECOMENDACIONES		93
BIBLIOGRAFÍA.....		95
APÉNDICES.....		97
ANEXOS.....		109

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Sensor de aceleración con piezoeléctricos a compresión.....	3
2.	Diagrama de un sensor de velocidad	5
3.	Sensor de desplazamiento de no contacto montado en la carcasa de un cojinete	7
4.	Sensor de desplazamiento con método a corrientes Eddy	8
5.	Tipos de desbalance	13
6.	Espectro típico de problemas de vibración por desbalance	15
7.	Ventilador en voladizo: la vibración axial estará en fase	19
8.	Balancadora dinámica.....	20
9.	Tipos de desalineamiento en ejes acoplados.....	21
10.	Rodamientos desalineados con respecto al eje	24
11.	Equipo de alineación por láser	25
12.	Elementos que permiten pérdida mecánica estructural.....	29
13.	Espectro típico de problemas por anclaje en mal estado	30
14.	Espectro típico de pérdida mecánica por holguras excesivas	31
15.	Espectro típico de la frecuencia de paso de los álabes.....	34
16.	Espectro típico de problemas por flujo turbulento en bombas.....	35
17.	Espectro típico de cavitación en bomba centrífuga	36
18.	Nomenclatura básica de rodamientos	38
19.	Etapas de falla en los rodamientos	40
20.	Etapas de falla en los rodamientos	41
21.	Etapas de falla en los rodamientos	43
22.	Etapas de falla en los rodamientos	44

23.	Típicos aisladores de elastómero	51
24.	Características de carga-deflexión en aisladores de elastómero.....	54
25.	Corte transversal de un resorte helicoidal que muestra la dirección de la fuerza F	59
26.	Curva carga-deflexión de un resorte helicoidal.....	60
27.	Uso de resorte helicoidal como aislador para el montaje de maquinaria	61
28.	Resorte de anillo: (a) sección transversal, (b) curva carga-deflexión cuando está y no está cargado	62
29.	Resorte tipo arandela: está cargado por una fuerza F; donde t es espesor, h es altura	63
30.	Gráfica carga-deflexión de una arandela tipo resorte que tiene varias curvas de h/t.....	64
31.	Resorte enrollado en espiral: (a) vista de lado, (b) sección transversal, (c) curva característica carga-deflexión.....	65
32.	Hoja de ballesta semielíptica	66
33.	Resorte en malla de alambre seccionado.....	68
34.	Cuatro amortiguadores comunes de aire: (a) amortiguadores de aire con circunvoluciones, (b) un balanceo de amortiguación de aire por lóbulo, (c) amortiguador de aire por diafragma, (d) amortiguador de aire con un diafragma y una pared lateral de elastómero	71
35.	Software de administración y de análisis espectral.....	80
36.	Equipo para prevención de sobre lubricación	81
37.	Adquisición de señales	87
38.	Calculadora de vibración	88

GLOSARIO

Análisis de vibraciones	Es el estudio y análisis de ondas vibratorias como técnica para supervisar y diagnosticar la maquinaria e implementar un plan de mantenimiento predictivo.
BCU	<i>Bearing condition unit</i> o unidad de condición de cojinetes, medida de vibración indicativa del estado de los cojinetes de una máquina.
CBM	<i>Condition based maintenace</i> o mantenimiento bajo condiciones, mantenimiento basado en el monitoreo continuo para realizar el mantenimiento en el momento oportuno.
Espectro de frecuencia	Es la herramienta aplicada al análisis de máquinas por medio de la separación de las ondas vibratorias en el dominio de la frecuencia.
Instructivo	De procedimientos para la realización de alguna cosa, para armar o para utilizar de alguna manera que sea necesario.
ISO 10816	Norma internacional que entrega las guías específicas para la evaluación de la severidad de vibración medidas en apoyos, montajes o soportes de máquinas industriales.

ISO 10816-3	Norma internacional para la evaluación de la severidad de vibración referente a máquinas industriales rotativas con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 rpm y 15 000 rpm.
Manual	Instrumento administrativo, en forma explícita, ordenada y sistemática, con información sobre objetivos, políticas, atribuciones, organización y procedimientos de los órganos de una institución; así como las instrucciones o acuerdos necesarios para la ejecución del trabajo asignado al personal.
Procedimiento	Término sobre la acción que consiste en proceder, que significa actuar de una forma determinada.
Prototipo	Es una máquina en pruebas o un objeto diseñado para una demostración de cualquier tipo.
RMS	<i>Root mean square</i> o raíz cuadrada media, es la raíz cuadrada del promedio de los valores al cuadrado; es una medida estadística de la magnitud de una cantidad variable.
TPM	<i>Total productive maintenance</i> o mantenimiento productivo total, mantenimiento cuyo objetivo es eliminar las paradas imprevistas para maximizar la producción.

Transductor	Dispositivo capaz de transformar o convertir una determinada manifestación de energía de entrada, en otra diferente a la salida.
Turbomáquina	Absorbe energía de un fluido y restituye generalmente energía mecánica en su eje de rotación: turbinas de vapor o turbinas hidráulicas; bien, absorbe energía mecánica de su eje y restituye energía a un fluido: una bomba o un ventilador.
Vibración	Es el movimiento de vaivén que ejerce las partículas de un cuerpo debido a una excitación.

RESUMEN

Se realizó un manual de prácticas para el laboratorio de Vibraciones que incluye 12 actividades, en las cuales se analizan los sensores de vibración (desplazamiento, velocidad y aceleración), el equipo de balanceo dinámico, de alineación por láser, los problemas mecánicos de soltura, por fuerzas hidráulicas y fallas en rodamientos.

Además, los elastómeros que son cauchos naturales o cualquier polímero con propiedades elásticas similares a las de caucho natural. Estos materiales son ampliamente utilizados en los aisladores, ya que pueden ser convenientemente moldeado en muchas formas y seleccionadas para proporcionar una amplia gama de rigideces, tienen más amortiguación que los resortes de metal, por lo general requieren un mínimo de espacio y peso, puede haber combinaciones entre elastómero y metal adaptados para la inserción en estructuras. El tipo más común de aislante se fabrica de elastómero.

También el sismógrafo o sismómetro es un instrumento para medir terremotos o pequeños temblores provocados por los movimientos de las placas litosféricas. Se estudió también la cámara termográfica y el ultrasonido propagado en aire, que al comparar periódicamente lecturas de una cámara termográfica con el perfil de temperatura de una máquina en condiciones de funcionamiento normales, es posible detectar una gran cantidad de fallos y los instrumentos ultrasónicos detectan fricción, al concentrarnos en una banda específica de alta frecuencia, a través del sonido. Existen varios softwares en el mercado, los cuales proveen excelentes opciones para resolver problemas de diseño, entre ellos ETABS y SAP. Y por último, el software LabVIEW

proporciona una solución única para generación de prototipos e implementación de analizadores de sonido y vibración.

OBJETIVOS

General

Realizar un manual para el Laboratorio de Vibraciones en la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala.

Específicos

1. Analizar diversos tipos de sensores de vibración.
2. Conocer equipo de balanceo dinámico.
3. Conocer equipo de alineación por láser.
4. Conocer sobre la pérdida mecánica o soldadura.
5. Conocer los problemas por fuerzas hidráulicas.
6. Conocer sobre las cuatro etapas de falla en rodamientos.
7. Aplicar aislamiento de vibraciones para minimizar la onda.
8. Analizar diferentes equipos para monitorear sismos – sismógrafos.
9. Conocer sobre cámara termográfica.

10. Conocer sobre ultrasonido propagado en aire.
11. Conocer software para diseño estructural por medio de vibraciones.
12. Conocer sobre la Instrumentación virtual en vibraciones.

INTRODUCCIÓN

El mejor parámetro operativo para juzgar la condición de un equipo rotativo es la vibración.

Muchos equipos industriales sufren fallas debido a que no se monitorea y controla adecuadamente la vibración.

La vibración es una energía disipada en muchos casos inconveniente que indica que un equipo rotativo o reciprocante tiene problemas.

Es necesario que se conozca sobre ésta tecnología de mantenimiento predictivo para tratar de minimizar las fallas de equipos industriales, además, para saber en tiempo real el estado de los equipos.

No existe un manual para las prácticas del Laboratorio de Vibraciones en la Universidad de San Carlos de Guatemala. Además, será una guía actualizada sobre equipo para proporcionar mantenimiento predictivo a equipo industrial: vibraciones, termografía y ultrasonido.

1. SENSORES PARA TOMAR MEDIDAS DE VIBRACIÓN

1.1. Introducción

Para medir el nivel de vibración absoluto es necesario un elemento convertidor que transforme la onda de vibración que se está generando en la máquina, a otro tipo o forma de señal, por ejemplo, mecánica, eléctrica, etc.

Estos elementos convertidores son los sensores de vibración. La vibración será transmitida al sensor al estar este montado en la máquina para luego convertir ese movimiento en una señal eléctrica y enviarla al equipo analizador. Dicha señal eléctrica será proporcional al nivel de vibración.

Es importante hacer notar que la información sobre los sensores de vibración que se mencionan en este trabajo, es información general del diseño y funcionamiento. Las características específicas de cada uno de estos sensores pueden variar de acuerdo con su fabricante.

1.2. Tipos de sensores y sus aplicaciones

Usualmente, hay 3 tipos de sensores para medir vibración: sensor de aceleración, sensor de velocidad y sensor de desplazamiento.

Cada sensor tiene su propia aplicación, 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 y la información que obtenga.

1.2.1. Sensor de aceleración

El sensor de aceleración o acelerómetro, es un sensor que proporciona directamente la medida de la aceleración de la vibración.

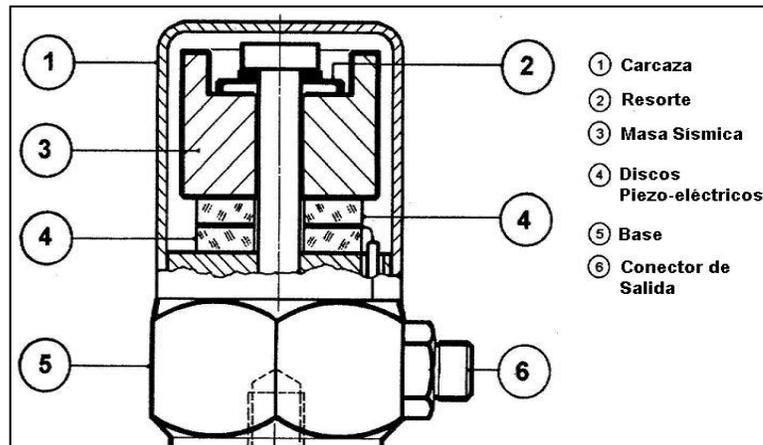
- Principio de operación: la operación de un acelerómetro se basa en el principio masa-resorte. En este caso, la frecuencia natural del sistema masa-resorte se sintoniza muy alta para asegurar que el acelerómetro funcione a frecuencias por debajo de su resonancia.

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 1 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.

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.

Figura 1. **Sensor de aceleración con piezoeléctricos a compresión**



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 33.

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 20 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 carcaza; 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.

Los acelerómetros son los sensores de mayor uso común en los programas de monitoreo de vibración, debido a las ventajas siguientes:

- Construcción robusta.

- Insensibles a campos magnéticos.
- No son unidireccionales.
- Reducidas dimensiones.
- Carcaza de material inoxidable sellada herméticamente.
- Costo menor en comparación con sensores de velocidad o desplazamiento.
- Amplio rango de frecuencias.

Sin embargo, los acelerómetros tienen también ciertas desventajas en relación con los sensores de velocidad.

- Sensor pasivo, requiere potencia externa para operar
- Baja sensibilidad a bajas frecuencias

1.2.2. Sensor de velocidad

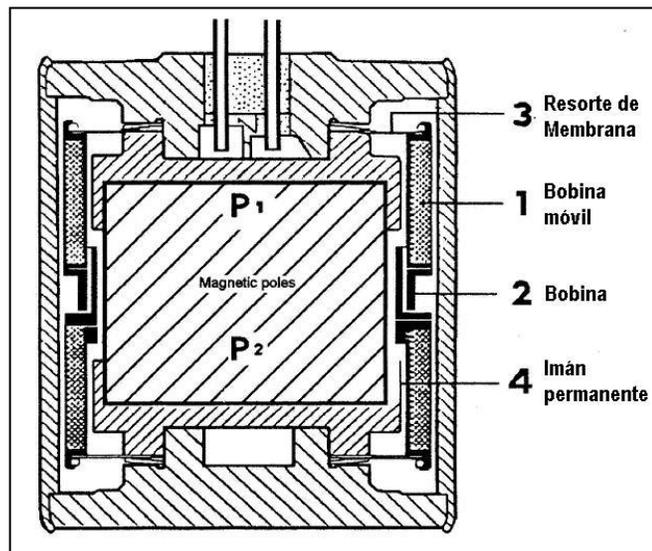
Los sensores de velocidad o velocímetros proporcionan directamente la velocidad de la vibración de la máquina que se está midiendo.

Pero los velocímetros están siendo reemplazados por los acelerómetros debido a su amplia gama de aplicaciones; sin embargo, los velocímetros cuentan con ventajas importantes: no necesitan una fuente de alimentación, además de proporcionar directamente la velocidad de la vibración; en tanto que la señal proveniente de un acelerómetro necesita ser integrada para dar una lectura de velocidad de vibración.

- Principio de operación: los sensores de velocidad operan de acuerdo al principio electrodinámico. Se suspende una bobina, libre de fricciones, mediante dos resortes 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.

Figura 2. **Diagrama de un sensor de velocidad**



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 35.

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.

Entre las características que se constituyen como ventajas para los sensores de velocidad, están:

- Construcción robusta
- Elevada sensibilidad aún a bajas frecuencias
- Fuerte señal de salida con baja resistencia interna
- Sensor activo, no requiere fuente de alimentación
- Impermeable, estanco al aceite y al vacío
- Resistencia a productos químicos (carcaza de acero inoxidable)

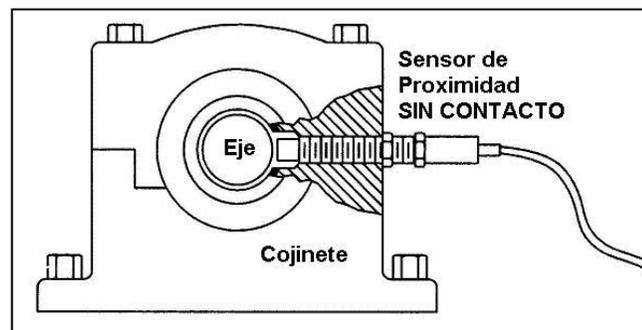
Estos sensores, tienen ciertas desventajas en el campo de aplicación:

- Frecuencia superior limitada (aproximadamente 2 kHz)
- Sensible a campos magnéticos fuertes

1.2.3. Sensor de desplazamiento de proximidad sin contacto

El sensor de desplazamiento sin contacto, llamado también sensor de proximidad sin contacto, normalmente es empleado para medir la vibración relativa de los ejes de las máquinas con respecto a sus carcazas, como se ve en la figura 3, donde el sensor va unido a la carcasa del cojinete o de la máquina que deja una pequeña holgura entre el sensor y el eje de la máquina.

Figura 3. **Sensor de desplazamiento de no contacto montado en la carcasa de un cojinete**

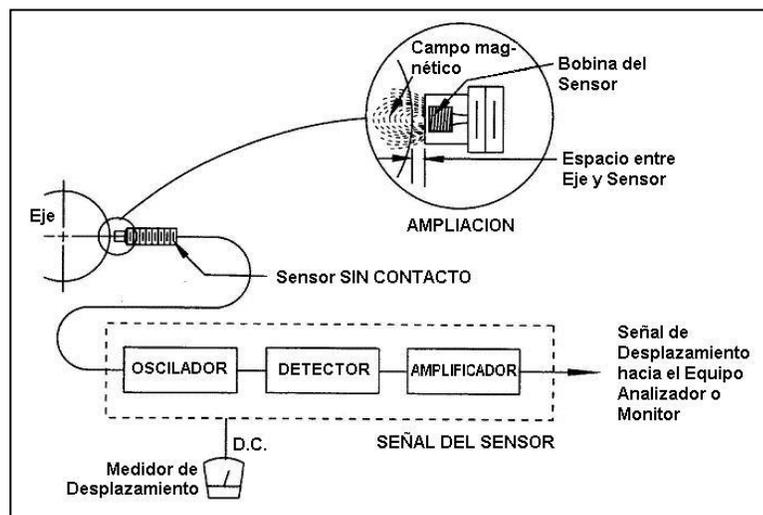


Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 37.

- Principio de operación: en la figura 25 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 4. **Sensor de desplazamiento con método a corrientes Eddy**



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 38.

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, que resulta 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: 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 carcazas del cojinete. Normalmente, esas vibraciones se miden en máquinas cuyos rotores empleen cojinetes de deslizamiento.

1.3. Criterios para la selección del sensor de vibración

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: el 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 su frecuencia natural.

- 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, esto podría causar que el sensor envíe señales de lectura erróneas.

- Montaje: existen 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 de obtener repetibilidad en lecturas posteriores. Los tipos de montaje se tratarán en el inciso 1.6.4.

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.

1.3.1. Usar desplazamiento, velocidad o aceleración

Al analizar la vibración de una máquina, es esencial tomar además de la amplitud de la vibración, información de la máquina: tipo y número de rodamiento que usa, velocidad de giro, número de dientes en los engranajes, cantidad de aspas en un ventilador o álabes en un impulsor, entre otros, ya que esta ayudará a realizar un análisis más profundo de las condiciones de la máquina respecto a su nivel de vibración.

La amplitud de la vibración es proporcional a la severidad de los problemas potenciales en la máquina y es uno de los primeros indicadores de la condición de la máquina. Para indicar la magnitud de la amplitud de la vibración, pueden emplearse unidades de desplazamiento, velocidad o aceleración. Sin embargo, generalmente, se toma la amplitud en unidades de velocidad.

En la amplitud, las unidades de desplazamiento normalmente se emplean en máquinas con rangos de frecuencias de giro muy bajos (menores a 600 cpm o 10 Hz y cercanas o casi 0 cpm) o en aquellos casos donde es importante medir la cantidad de desplazamiento de un eje o la expansión de una carcasa.

Las unidades de aceleración típicamente se recomiendan para la magnitud de la amplitud de la vibración en aquellas máquinas de alta velocidad de giro, por ejemplo, máquinas que pueden generar frecuencias de vibración de 300 000 cpm (5 000 Hz), como cajas de engranajes (reductores de velocidad), frecuencia de paso de las barras de un rotor eléctrico, entre otros.

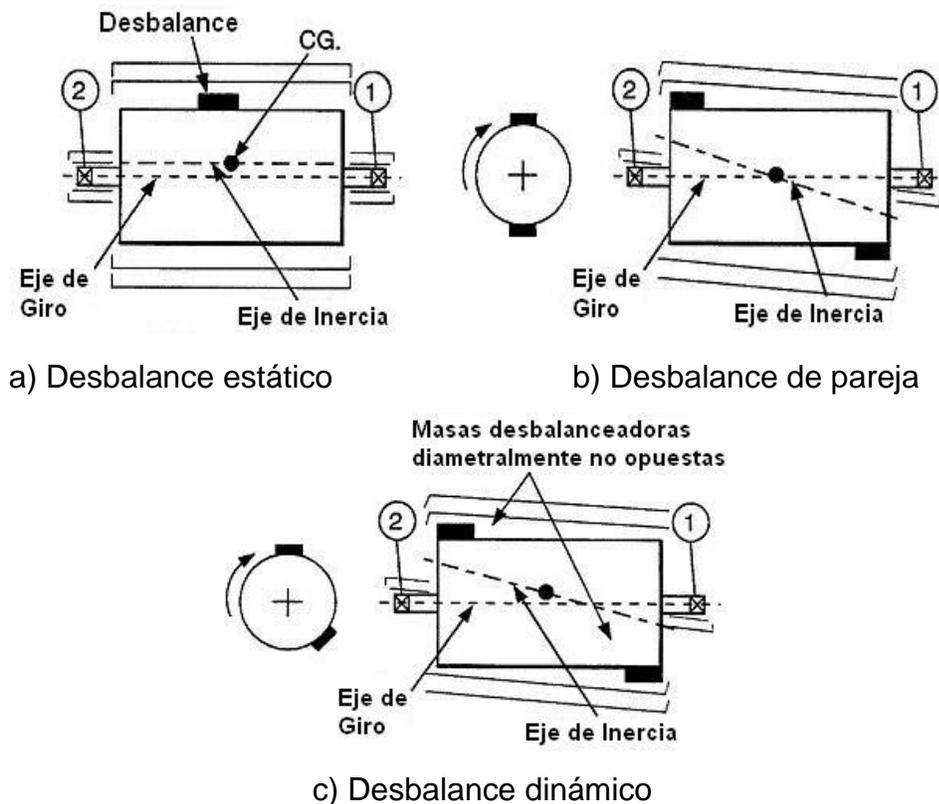
No debe olvidarse que, en algunos casos, estas frecuencias pueden generar armónicos o múltiplos de esas vibraciones.

Por otro lado, las unidades de velocidad son casi de uso general a partir de frecuencias de 600 cpm hasta 120 000 cpm (10 Hz a 2 000 Hz), y son generalmente la unidad escogida cuando la vibración generada en la máquina se encuentra entre los rangos de frecuencias de 300 a 300 000 cpm (5 a 5 000 Hz). La experiencia ha determinado que la mayoría de las máquinas generan frecuencias de vibración entre los 600 hasta aproximadamente 100 000 cpm, de allí una de las principales razones del porqué se emplean en la mayoría de los casos, las unidades de velocidad.

2. DIAGNÓSTICO DE 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, como se muestra en la figura 5. El desbalance causa vibración con una frecuencia exactamente igual a la velocidad de operación del cuerpo desbalanceado.

Figura 5. Tipos de desbalance



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante analisis de vibraciones.*

p. 57.

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.

Este grado de desbalance residual, o desbalance permitido en los rotores, puede obtenerse con ayuda de la tabla del anexo 2.

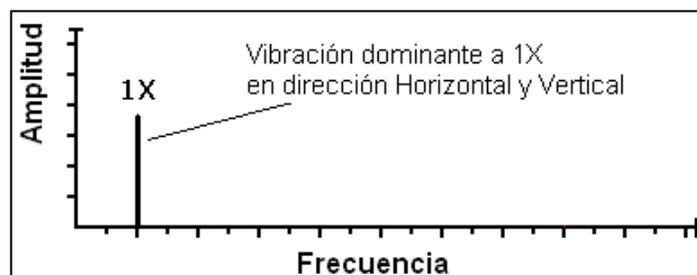
2.1. Características

Un rotor con desbalance normalmente mostrará las características o síntomas siguientes:

- El desbalance siempre causará alta vibración con frecuencia igual a la velocidad de operación de la parte desbalanceada; es decir, vibración 1X (sin embargo, no toda la vibración 1X puede ser causada por desbalance).
- La amplitud de la vibración a 1X normalmente será la dominante en el espectro y su amplitud será mayor o igual al 80 % de la amplitud de la vibración global cuando el problema es puramente desbalance. Si la amplitud se encuentra entre 50 % y 80 %, el desbalance no es el único problema presente.
- La amplitud de la vibración es proporcional a la distancia entre la línea de gravedad y el eje de giro.
- El desbalance genera una fuerza centrífuga uniforme que cambia constantemente de dirección.

- Cuando el desbalance es el problema dominante, normalmente existirá una diferencia de fase de 90° entre las lecturas vertical y horizontal del mismo rodamiento ($\pm 30^\circ$).
- Cuando el desbalance es dominante, la vibración radial (horizontal y vertical, ver figura 12, capítulo 1) normalmente será mucho más grande que la vibración en dirección axial, excepto en rotores en voladizo o cuando existan problemas de desalineamiento.
- Los rotores desbalanceados normalmente dan lecturas de fase estable y repetitiva en dirección radial.
- El nivel de vibración vertical normalmente será menor al nivel de vibración horizontal (entre 50 % y 75 %), debido a la rigidez de la estructura.

Figura 6. **Espectro típico de problemas de vibración por desbalance**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante analisis de vibraciones.*

p. 59.

2.2. Tipos de desbalance

Existen 4 tipos o formas de desbalance claramente identificados, los cuales se describen a continuación. Se aprovecha esta descripción para dar a conocer las características que permiten su identificación durante el diagnóstico.

2.2.1. 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 como se puede ver en la figura 5 inciso a. Existe una única fuerza generada por un peso imaginario que obliga al centro de gravedad desplazarse del centro de giro.

Al momento del análisis, los puntos importantes, para identificar que se trata de un problema de desbalance tipo fuerza, son:

- En el espectro de frecuencias tomadas en dirección radial sobre los rodamientos, se encuentra un pico dominante a $1X$.
- Deben existir lecturas de fase estables.
- En las lecturas de fase horizontal de los dos rodamientos o apoyos, debe haber una diferencia aproximada de $0^\circ \pm 30^\circ$, misma que debe existir entre las lecturas verticales de los dos apoyos.
- Las lecturas de fase vertical y horizontal del mismo rodamiento o apoyo deben ser $90^\circ \pm 30^\circ$.

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.

2.2.2. 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 5, 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.

Al realizar el análisis, es importante observar los siguientes puntos para su diagnóstico.

- Siempre existirá un pico dominante de vibración a 1X en los espectros de frecuencias tomados en dirección radial sobre el rodamiento.
- Se encuentra un movimiento fuera de fase de 180° entre los dos apoyos. Esto implica la existencia de $180^\circ \pm 30^\circ$ de diferencia de fase entre las lecturas verticales de los dos apoyos y $180^\circ \pm 30^\circ$ entre las horizontales (contrario al desbalance tipo fuerza).
- Existirá una diferencia de fase de $90^\circ \pm 30^\circ$ entre la lectura vertical y horizontal del mismo apoyo.

- Puede llegar a causar vibración axial, además de la radial, pero no mayor a ésta última.

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

2.2.3. 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 intersectarse (ver figura 5, 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. Las características que permiten identificarlo en el diagnóstico son:

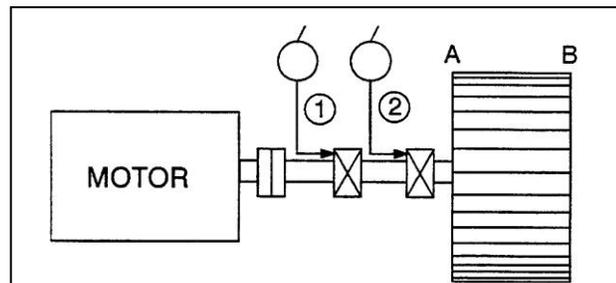
- Siempre se generará un pico dominante a 1X en los espectros de frecuencias tomados en dirección radial, pero la amplitud será diferente entre los dos apoyos.
- Al igual que los dos casos anteriores, la fase será estable.
- La diferencia entre las lecturas de fase horizontal de los dos apoyos será entre 0° y 180° . La diferencia de fase vertical entre apoyos debe ser similar a la horizontal (por ejemplo, si existiera 125° de diferencia en la fase horizontal, el valor de la fase vertical debe ser aproximadamente $125^\circ \pm 30^\circ$).

- Adicionalmente, habrá una diferencia de fase aproximada de $90^\circ \pm 40^\circ$ entre las lecturas horizontal y vertical del mismo apoyo.

2.2.4. En rotores en voladizo

En la figura 34 se ve un rotor en voladizo. En este caso, el rotor está ubicado a un lado de los apoyos que posee (los casos anteriores se aplican a rotores apoyados en sus extremos). Los rotores en voladizo que se encuentren desbalanceados a menudo pueden presentarse como serios problemas para el analista al intentar corregir el desbalance.

Figura 7. **Ventilador en voladizo: la vibración axial estará en fase**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante analisis de vibraciones.*
p. 62.

Las características importantes para su detección en el diagnóstico son:

- Esta clase de rotores genera alta vibración dominante a 1X tanto radial como axial.
- Las lecturas de fase axial, tienden a estar en fase, en tanto que las lecturas radiales pueden llegar a ser inestables.

- La diferencia entre las lecturas horizontales debe ser similar a la diferencia entre las lecturas verticales de ambos apoyos.

Los rotores en voladizo a menudo generan un alto grado de desbalance de pareja en combinación con desbalance estático, requiriendo cada caso una adecuada corrección. La presencia de vibración axial en este tipo de rotores obedece a la amplificación del efecto giroscópico cuando los apoyos se encuentran físicamente muy alejados del rotor.

2.3. Balanceadora dinámica

Balanceadora dinámica de banco, reconocida a nivel mundial como una de las mejores máquinas para balanceo.

Figura 8. **Balanceadora dinámica**



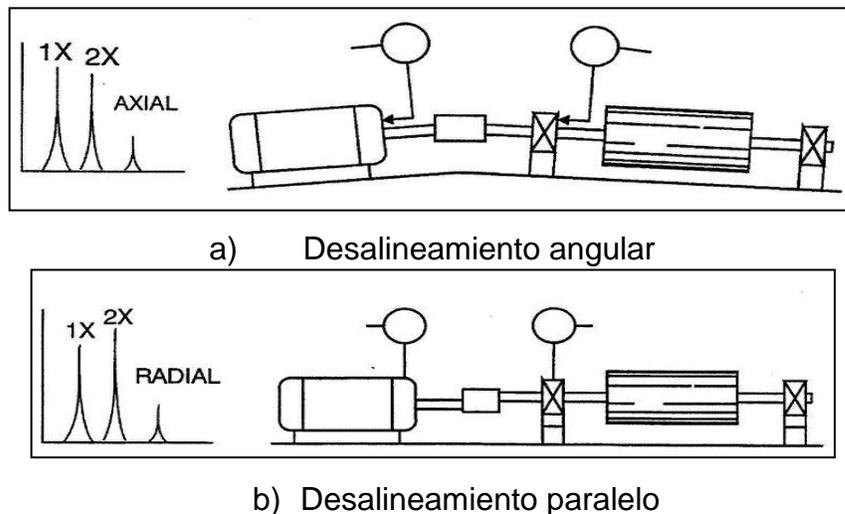
Fuente: *Balanceadora*. <https://www.erpessd-instruments.com/Esp/balancing-machines>
Consulta: 29 de julio de 2014.

3. DIAGNÓSTICO DE DESALINEAMIENTO

El desalineamiento se puede describir como dos ejes acoplados por sus extremos cuyos centros geométricos y/o ejes de giro no coinciden.

Si los centros geométricos de los ejes que presentan desalineamiento son paralelos, pero no coinciden, entonces, la desalineación es paralela. Si los ejes de giro se encuentran o intersectan en algún punto, pero no son paralelos, el desalineamiento es denominado angular.

Figura 9. Tipos de desalineamiento en ejes acoplados



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante analisis de vibraciones.*

p. 63.

Un tercer tipo de desalineamiento ocurre, no en ejes acoplados, sino entre los 2 rodamientos de un mismo eje, los cuales al no estar alineados provocan

que sus centros geométricos no sean concéntricos y el eje no se aloja correctamente en el rodamiento produciendo elevada vibración.

3.1. Características

En una máquina sometida a problemas de desalineamiento pueden ocurrir diversas fallas: 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. Algunas características que permiten su identificación son:

- Ocurren simultáneamente vibraciones con frecuencia 1X y 2X y vibraciones con frecuencias superiores de los rodamientos. Puede aparecer también vibración a 3X.
- Normalmente, existirá alta vibración radial y axial. La vibración axial es elevada, sobre todo en el desalineamiento angular, pero hay que ser cuidadoso ya que no solo el desalineamiento puede provocar alta vibración axial.
- La fase es también un buen indicador para identificar problemas de desalineamiento, pero es diferente para cada caso.

3.2. Desalineamiento en ejes acoplados

Se han identificado dos tipos de desalineamiento puro para ejes acoplados: desalineamiento angular y desalineamiento paralelo.

3.2.1. Desalineamiento angular

La desalineación angular produce un momento de flexión en cada eje que genera 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 9, inciso a, donde se muestra una gráfica de la posición de las máquinas ante un problema de desalineamiento angular, acompañado del espectro típico de frecuencias.

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.

3.2.2. 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 9, se observa la posición de las máquinas ante tal problema y el espectro típico.

Otra característica importante es que la vibración en los apoyos cercanos al acople estará desfasada 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.

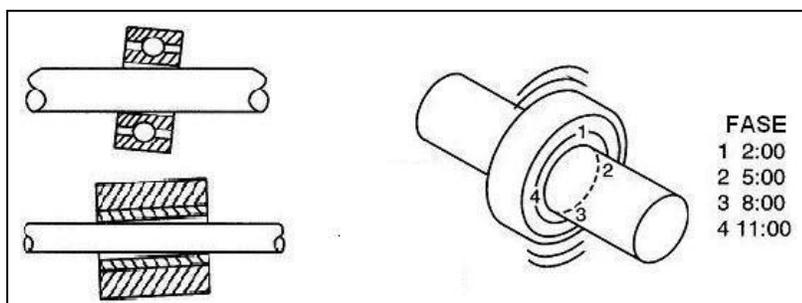
El diagnóstico como regla general se basa en encontrar una vibración dominante 2X que actúa en dirección axial y radial (vertical y horizontal). Junto con estos dos picos de vibración, también suele aparecer un pico a 3X asociado con desalineamiento.

Otro aspecto relevante para el diagnóstico es que el análisis sea efectuado a la temperatura normal de operación de la máquina, debido a que al variar la temperatura puede haber una expansión o contracción en las máquinas que incide en el alineamiento.

3.3. Desalineamiento en rodamientos y cojinetes

Los rodamientos que han sido montados en alojamientos o carcazas 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 en los rodamientos. La figura 10 ilustra un problema de este tipo e indica, además, los puntos recomendados para toma de lectura de fase.

Figura 10. **Rodamientos desalineados con respecto al eje**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones.*

p. 66.

Las características que permiten identificar este problema son:

- Se generará considerable vibración axial a 1X y 2X.
- Si la fase en dirección axial al rodamiento es medida en 4 puntos separados a 90° uno del otro, se encuentra un desfase de 180° entre las posiciones superior e inferior (puntos 1 y 3, figura 10) y entre las posiciones a cada lado del eje (puntos 2 y 4).

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

3.4. Alineación por láser

Es el método más exacto de alineación. En la figura 11 se observa un emisor y un colector láser.

Figura 11. **Equipo de alineación por láser**



Fuente: *Equipo alineación*. www.rolimec.com.br. Consulta: 29 de julio de 2014.

4. DIAGNÓSTICO DE PÉRDIDA MECÁNICA O SOLTURA

Se tratará ahora el problema de la pérdida mecánica o soltura, ya que esta clase de problemas genera en algunos casos picos de vibración a 1X. Actualmente, se tienen identificados 3 tipos de soltura: estructural, por anclaje en mal estado y por holguras causadas por desgaste o tolerancias inadecuadas.

4.1. Síntomas

La pérdida mecánica por sí sola no es una causa de generación de vibración, no es más que es una reacción a otros problemas presentes en la máquina: desbalance, desalineamiento, etc.

Un primer síntoma es que la pérdida mecánica permite, de cierta manera, amplificar un poco las fuerzas que se generan por el desbalance, el desalineamiento, entre otros, y vibración con frecuencias que son múltiplos de la velocidad de giro (vibraciones a 1X, 2X, 3X, entre otros), también denominadas vibraciones armónicas. Además, si la pérdida mecánica es severa, pueden producirse vibraciones con frecuencia inferior a la frecuencia de giro de la máquina, denominadas también como vibraciones subarmónicas.

En algunos casos es previsible que exista pérdida mecánica si la amplitud de la vibración vertical a 1X es superior a la horizontal a 1X, aunque esto dependerá también de la forma del montaje de la máquina.

Otro síntoma será revelado cuando se intenten corregir otros problemas en la máquina, debido a que como la pérdida mecánica agrava los problemas existentes; así mismo, se complicará la solución que puede esto ocasionar que se confunda el tipo de problema que se intenta corregir.

Hipotéticamente, se debería corregir inicialmente cualquier clase de problema existente en la máquina y luego solventar los problemas de pérdida mecánica. A menudo, lo anterior es técnicamente imposible y se necesitarían extraordinarios niveles de precisión; en tal caso, debe corregirse inicialmente la pérdida mecánica.

4.2. Clases de pérdida mecánica

La pérdida mecánica puede deberse a tres fuentes: estructura fatigada, un mal anclaje y desgastes, cada una de las cuales da origen a una de las siguientes clases de pérdida mecánica: pérdida mecánica estructural, anclaje en mal estado y desgastes (aunque también se incluyen tolerancias inadecuadas).

4.2.1. Estructural

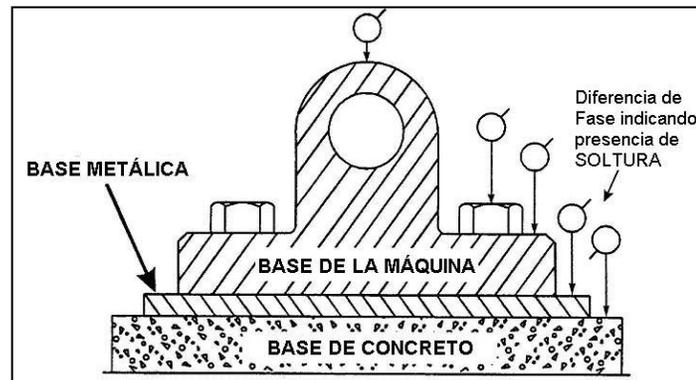
La pérdida mecánica estructural pertenece al tipo de pérdidas no rotativas, debido a que ocurre entre partes estacionarias de la máquina. Esta clase de soltura es causada por debilidad o fatiga de la estructura o base que soporta la máquina o del anclaje.

También, puede ocurrir por deterioro de la base de concreto, aflojamiento de los pernos de anclaje y por distorsión en la base.

Al no tener suficiente rigidez de fijación, los apoyos de la máquina y cada parte tendrán una respuesta tan diferente que existirán movimientos relativos entre estos. La evidencia de esta será una gran diferencia de fase (entre 90° y 180°) en las lecturas realizadas en pernos de anclaje, patas de la máquina, base metálica y de concreto.

El espectro de frecuencias que se obtiene tendrá una alta vibración dominante a 1X y puede llegar a confundirse con desbalance o desalineamiento.

Figura 12. **Elementos que permiten pérdida mecánica estructural**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones.*

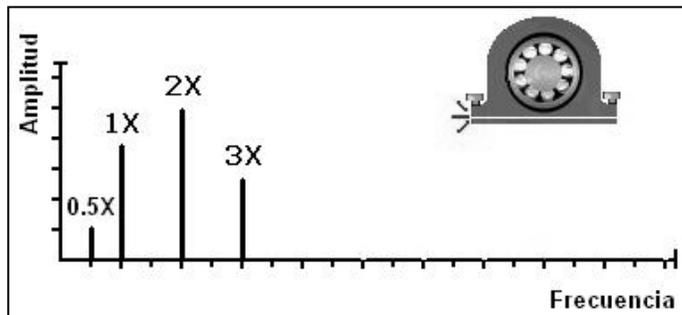
p. 69.

4.2.2. Anclaje en mal estado

También perteneciente al tipo de pérdidas no rotativas, el anclaje en mal estado es una clase de pérdida mecánica generalmente causada por aflojamiento en los tornillos de fijación de las bases de la máquina, grietas en

sus partes o en el pedestal y/o base sobre el cual se apoyan los tornillos del anclaje.

Figura 13. **Espectro típico de problemas por anclaje en mal estado**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones*.

p. 70.

Generalmente, el espectro de frecuencias tendrá picos de vibración a 1X, 2X y 3X, con un pico a 0,5X en los casos más severos. La fase puede ser usada para verificar esta pérdida mecánica y se encontrará una diferencia de 180° entre el apoyo y la base.

4.2.3. Tolerancias inadecuadas o desgastes

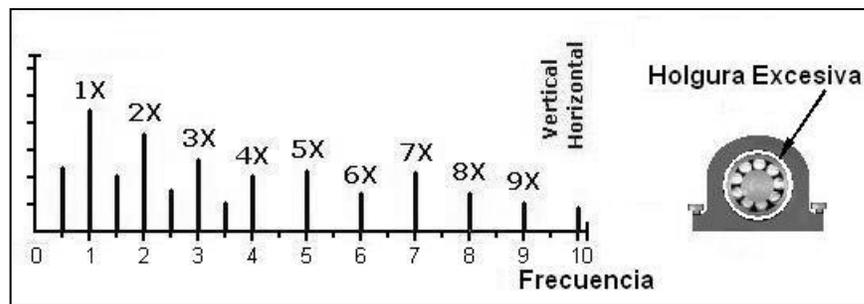
Esta tercera clase de pérdida mecánica pertenece al tipo de pérdidas rotativas, las cuales son causadas por una excesiva distancia entre los elementos rotativos y estacionarios de la máquina, por ejemplo, los rodamientos.

Esta pérdida mecánica puede ocurrir debido a un desgaste en los apoyos generado por mal montaje o fijación, o sencillamente debido a tolerancias

inadecuadas. Se produce en el espectro de frecuencias, un gran número de vibraciones armónicas que pueden extenderse desde 2X, 3X, hasta 10X o más si la holgura es excesiva, debido a la respuesta no lineal del sistema de fuerzas dinámicas del rotor. La holgura excesiva puede provocar además que aparezca en el espectro vibración a 0,5X e inclusive $\frac{1}{3}X$, producido por fricciones o impactos severos, los cuales a su vez provocan truncado en la onda de vibración y un piso espectral levantado.

Las lecturas de fase tienden a ser inestables y cambian de medida cuando el rotor varía su posición relativa al eje.

Figura 14. **Espectro típico de pérdida mecánica por holguras excesivas**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante analisis de vibraciones.*

p. 71.

5. DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS POR FUERZAS HIDRÁULICAS

Los problemas de vibración ocasionados por fuerzas hidráulicas son exclusivos de las bombas.

En la industria se utilizan muchos tipos de bombas que poseen una amplia gama de ondas de vibración, en consecuencia, diferentes espectros de frecuencias. Cuando se realiza un monitoreo de las condiciones de operación en bombas, es importante que las condiciones de medida se repitan entre las diferentes medidas para asegurar la fiabilidad de los datos de vibración tomados. Hay que tener en cuenta que las presiones de succión y de descarga, y especialmente la inducción de aire y la cavitación afectarán al patrón de vibración notablemente.

Los problemas que acá se tratarán, se refieren a los problemas que comúnmente se presentan en las bombas de tipo centrífugas, aunque hay que hacer notar que, en otras clases de bombas, pueden aparecer problemas similares pero las condiciones pueden variar.

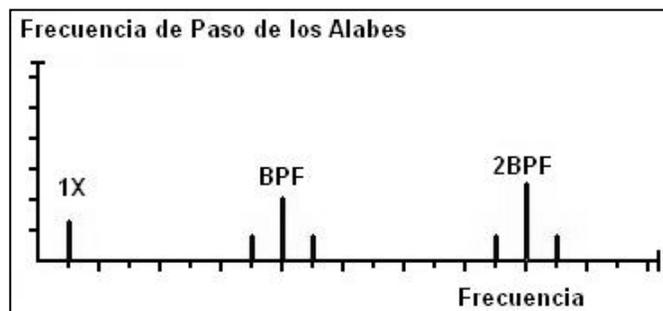
Los principales problemas por fuerzas hidráulicas que se encuentran en las bombas centrífugas son: paso de álabes, flujo turbulento y cavitación.

5.1. Paso de álabes

Las bombas centrífugas tendrán un pico característico en el espectro denominado frecuencia del paso de los álabes del impulsor o rotor de la bomba.

La frecuencia del paso de álabes (abreviado como BPF, del inglés *band pass frequency*) es igual al número de álabes multiplicado por la velocidad de giro de la bomba ($BPF = \text{No. de álabes} * \text{RPM}$).

Figura 15. **Espectro típico de la frecuencia de paso de los álabes**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones*.
p. 72.

Esta vibración en las bombas es común y su presencia en sí no es un problema. Sin embargo, cuando su amplitud aumenta considerablemente (y la de sus armónicos) significa que existe un problema interno, ocasionado por alguna o algunas de las siguientes condiciones:

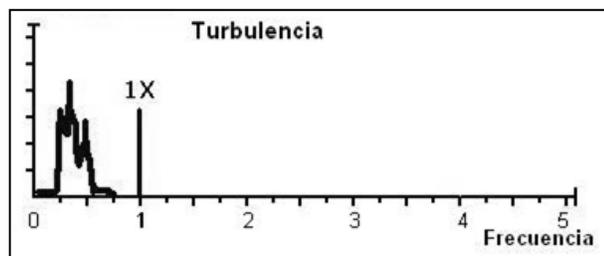
- Espacio no uniforme entre rotor y difusor estacionario a lo largo de la circunferencia, ocasionado por desgaste no uniforme en los álabes o si el rotor está excéntrico con respecto a sus apoyos.
- Erosión en los álabes y fallas en la soldadura o medio que soporta o une los álabes al rotor.

- También, puede ocasionar el aumento de la vibración a la frecuencia de paso de álabes las obstrucciones al flujo y curvas abruptas en tuberías.
Ante una situación de este tipo, debería desarmarse y examinarse cuidadosamente la bomba para eliminar estos problemas.

5.2. Flujo turbulento

El problema de vibración en las bombas a causa de un flujo turbulento se debe a variaciones en la presión del fluido trasegado por la bomba. Produce vibración aleatoria de baja frecuencia en un rango entre 50 y 2 000 CPM.

Figura 16. **Espectro típico de problemas por flujo turbulento en bombas**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante analisis de vibraciones.*
p. 73.

Sin embargo, si la turbulencia llegara a ser excesiva puede aparecer en el espectro vibración aleatoria de banda ancha en alta frecuencia.

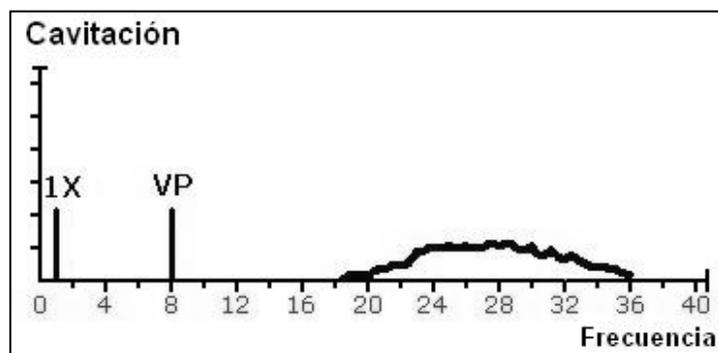
5.3. Cavitación

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.

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.

La cavitación puede llegar a ser destructiva en el interior de la bomba sino 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.

Figura 17. **Espectro típico de cavitación en bomba centrífuga**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante analisis de vibraciones*.

p. 74.

Los problemas de cavitación y turbulencia obedecen casi siempre a una inadecuada selección o aplicación para un proceso determinado, o por no atender normas de instalación del fabricante, en especial, el diámetro forma y la longitud de la tubería.

6. DIAGNÓSTICO DE RODAMIENTOS EN MAL ESTADO

La evaluación del estado de los rodamientos y el análisis objetivo del daño en los elementos rodantes han recibido un énfasis notorio, en especial, en los últimos años. Las razones para ello radican en que los rodamientos son las partes de las máquinas reemplazadas con mayor frecuencia, muchas veces en forma prematura para evitar que fallen, con el consiguiente desperdicio de tiempo, producción y dinero, y que están sometidos a demandas y desgaste extremos. Por otra parte, si un rodamiento llegara a fallar, acarrea además daños graves en las máquinas y, consecuentemente, en todo el proceso de producción.

Se han hecho numerosos estudios para establecer la vida útil de un rodamiento, sin embargo, solamente alrededor de un 10 % a 20 % de estos alcanzan un tiempo en servicio igual a la vida útil para la que fueron diseñados; todo esto debido a una serie de factores: inadecuada lubricación, uso de lubricantes equivocados, contaminación del lubricante con sucio o partículas extrañas, almacenamiento inadecuado, exposición a humedad, uso en aplicaciones incorrectas, mala instalación, entre otros.

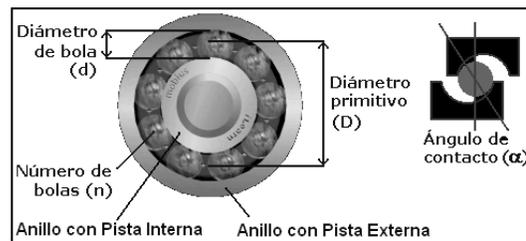
Además, otra de las causas que contribuyen enormemente para que los rodamientos y sus elementos rodantes presenten fallas prematuras y no alcancen un tiempo en servicio igual a la vida útil de diseño, es la excesiva vibración y las altas cargas dinámicas que se transmiten del rotor a la carcasa de la máquina por medio de los rodamientos.

6.1. Requerimientos de diagnóstico

Cuando se realizan análisis de vibraciones para detectar o diagnosticar problemas en rodamientos, es sumamente importante recordar los siguientes requerimientos:

- Usar unidades de velocidad para todas las medidas del diagnóstico.
- Tomar medidas de vibración global y espectros de frecuencias en el rodamiento o su estructura de soporte.
- Identificar el rodamiento por medio de su fabricante y número.
- Buscar los multiplicadores de frecuencias de falla de tablas establecidos para estos propósitos.
- Determinar si en el espectro aparecen las frecuencias de falla, para ello debe encontrarse el producto de cada uno de los multiplicadores de frecuencia encontradas en la tabla por la velocidad de operación.

Figura 18. **Nomenclatura básica de rodamientos**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones*.

p. 80.

Cuando no es posible contar con la mencionada tabla que da los multiplicadores de frecuencias de falla de un rodamiento, pueden emplearse las siguientes fórmulas:

$$FFPI = \frac{n}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$

$$FFPE = \frac{n}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$

$$FFJ = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$$

$$FFR = \frac{D}{2d} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \alpha \right]$$

Donde:

- FFPI = multiplicador de frecuencia de falla en la pista interna
- FFPE = multiplicador de frecuencia de falla en la pista externa
- FFJ = multiplicador de frecuencia de falla en la jaula
- FFR = multiplicador de frecuencia de falla en el elemento rodante
- d = diámetro del elemento rodante
- D = diámetro primitivo
- n = número de elementos rodantes o bolas
- α = ángulo de contacto

Los elementos rodantes pueden ser rodillos o bolas. Además, es importante resaltar que, en ciertas ocasiones, en el espectro pueden aparecer vibración con frecuencia igual a dos veces la frecuencia de falla del elemento rodante.

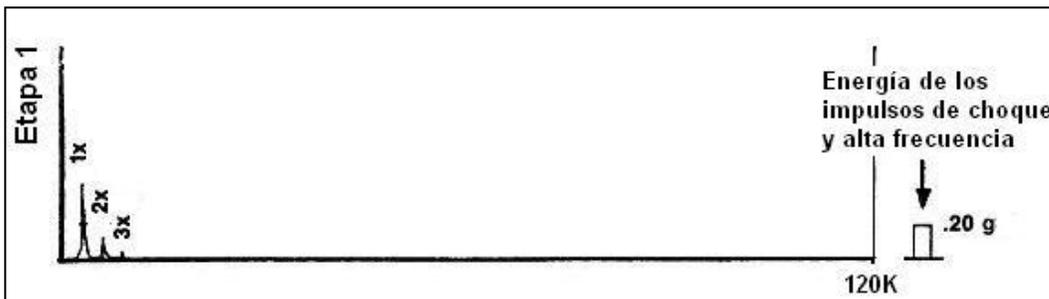
6.2. Las 4 etapas de falla

De los exhaustivos estudios que se han realizado, se ha encontrado que los rodamientos normalmente siguen el mismo patrón de deterioro que los lleva a fallar. Algunos han agrupado esas características de deterioro en 4 etapas, las cuales se discutirán a continuación.

- Etapa 1

La más temprana señal de problemas en rodamientos aparece en el rango de frecuencias ultrasónicas, es decir, frecuencias entre 250 000 y 300 000 Hz. Posteriormente, a medida que el desgaste aumenta cae a un rango entre 20 000 a 60 000 Hz. Estas son frecuencias evaluadas mediante la energía que generan los impulsos de choque. Tomando espectros con resolución de alta frecuencia, se puede confirmar si el rodamiento se encuentra en la etapa 1 (ver figura 19).

Figura 19. Etapa 1 de falla en los rodamientos



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones*.

p. 81.

La técnica para evaluar las frecuencias mediante la energía que genera los impulsos de choque se basa en que el elemento vibrante del sensor de vibración posee una frecuencia resonante muy alta, la cual es excitada cuando se miden frecuencias en ese rango. Es decir, se utiliza el sensor en su modo resonante, que permite obtener un valor global en ese rango de frecuencias. Aunque el concepto es el mismo, cada fabricante utiliza un nombre diferente para esta medición. En el caso del presente trabajo, se utilizará la designación unidad de condición de rodamiento, la cual se abrevia como *bearing condition unit* (BCU).

- Etapa 2

Los pequeños defectos de los rodamientos empiezan a excitar las frecuencias naturales de los componentes del rodamiento, lo cual ocurre predominantemente en un rango entre 30 000 y 120 000 cpm. Tales frecuencias naturales pueden también ser resonancias de los soportes del rodamiento y aparecerán frecuencias laterales antes y después del pico de la frecuencia natural al final de la etapa 2.

Figura 20. **Etapa 2 de falla en los rodamientos**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones.*

p. 82.

La excitación de las frecuencias naturales ocurre al impactar un elemento, similar a lo que ocurre cuando se golpea una campana.

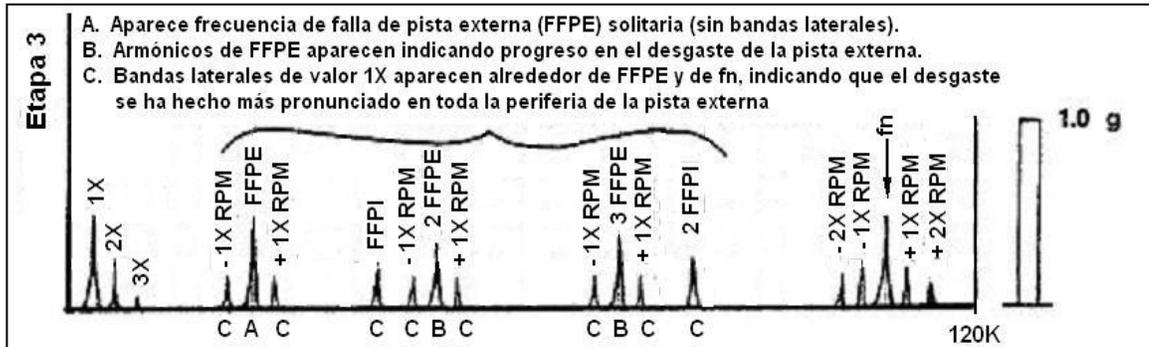
El mismo efecto de la campana se da entre los elementos que componen el rodamiento (vibrar a su frecuencia natural), cuando ocurre una falla, como una picadura, grieta, fractura, entre otros, que impide la rodadura normal y en cambio sucede algún nivel de impacto que ocasiona el incremento del nivel de los impulsos de choque.

- Etapa 3

Aparecen las frecuencias de falla del rodamiento y sus armónicos. Recuerdese que las frecuencias de falla se pueden obtener mediante cálculo utilizando las ecuaciones dadas en el inciso anterior o mediante su búsqueda en tablas.

A mayor desgaste, más frecuencias armónicas aparecerán, y el número de bandas laterales aumentará tanto alrededor de las frecuencias de falla como de las frecuencias naturales de los componentes. Continúa elevándose el nivel de los impulsos de choque y el desgaste que se ha producido podrá ser visible y se extiende a toda la superficie de rodadura; particularmente, cuando los armónicos de las frecuencias de falla están acompañados de muchas bandas laterales bien definidas.

Figura 21. **Etapa 3 de falla en los rodamientos**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante analisis de vibraciones.*

p. 83.

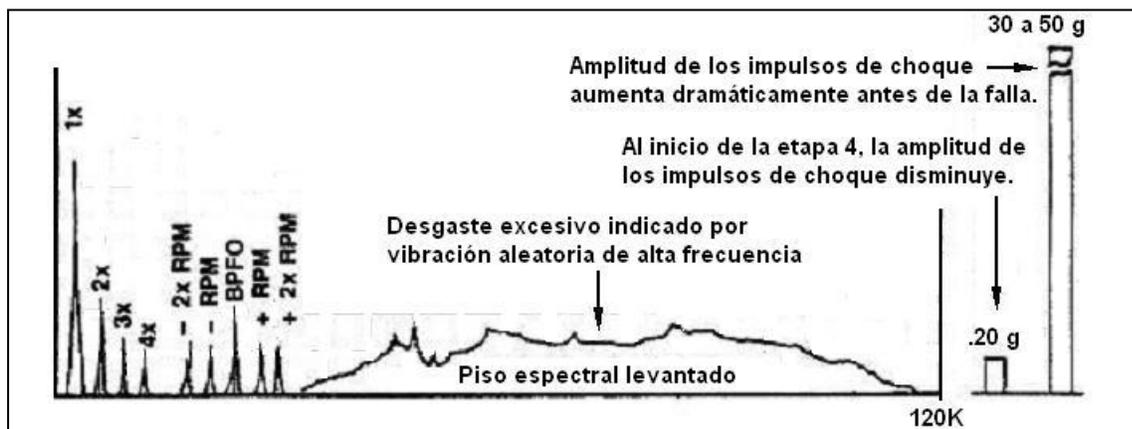
En este punto, se recomienda enérgicamente reemplazar el rodamiento. La figura 48 muestra el progreso de falla en la pista externa del rodamiento, con el posterior aparecimiento de falla en la pista interna. Las fallas en los rodamientos pueden empezar en la pista externa, pista interna, elementos rodantes o jaula. Se debe prestar mucha atención al analizar el espectro de frecuencias, porque muy probablemente aparecerán picos en el espectro provenientes de fallas en dos o más componentes, los cuales pueden confundir.

- **Etapa 4**

Hacia el final, la amplitud con frecuencia 1X es también afectada, crece su amplitud y normalmente hace crecer muchos armónicos de la frecuencia de rotación. Se empiezan a transformar las frecuencias de las vibraciones típicas de falla en vibración aleatoria de banda ancha con piso espectral levantado.

Adicionalmente, las amplitudes tanto del piso espectral como de los impulsos de choque pueden disminuir; pero justo antes de presentarse la falla, estas amplitudes normalmente crecerán hasta amplitudes excesivas.

Figura 22. **Etapa 4 de falla en los rodamientos**



Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones*.

p. 84.

La pérdida o cambio de las frecuencias de fallo obedece a que el desgaste irregular en el rodamiento hace que su geometría cambie y distorsione los valores de frecuencia de falla que antes estaban bien definidos.

El proceso en el cual falla un rodamiento está, por lo tanto, bien definido y se puede resumir como sigue:

- Aparece una picadura, grieta, fisura, etc., de tamaño microscópico.
- La picadura se extiende a las bolas o rodillos, y a la pista exterior o interior, que depende en donde se pudo originar la picadura.

- El daño se extiende y evidentemente empeora que da lugar a un aumento en la temperatura.
- La jaula se rompe lo que provoca que los rodillos o bolas se deslicen y que el cojinete se atasque.

En las figuras de la 18 a la 21 se presenta un patrón que puede ayudar a determinar la etapa donde se encuentra un rodamiento. Además, se puede hacer uso de la unidad BCU para llevar una tendencia.

7. AISLADORES PARA VIBRACIONES

7.1. Introducción

La primera parte de este capítulo está dedicado a los distintos tipos de vibraciones y aisladores de vibración, así como sus características. El siguiente tema considera las propiedades de las combinaciones de aisladores en serie y en paralelo. La discusión se presenta en la selección, instalación y especificación de los aisladores.

Entonces se tienen en cuenta a los aisladores que se combinan con las masas y el amortiguamiento; la formación de un sistema de control para vibración; por ejemplo, permitir que un equipo funcione como se pretende, a menudo alarga su vida operable; proteger el equipo sensible montado sobre una estructura con daños como consecuencia de golpes y vibraciones que ocurren en la estructura; reducir el nivel de ruido y vibraciones cerca del equipo o proporcionar un mayor confort a los ocupantes de la planta industrial.

7.2. Tipos y características de aisladores

Los aisladores están comercialmente disponibles en diferentes materiales resistentes e innumerables formas y tamaños, con características muy diversas. En los Estados Unidos de Norteamérica hay más de 100 fabricantes de aislamiento elastomérico, cada uno ofrece una amplia gama de modelos en una gran variedad de compuestos sintéticos de elastómeros y cauchos naturales. El número sería significativamente mayor si los fabricantes de plástico, metal, neumáticos y otros materiales aisladores estuvieran incluidos. Las propiedades

de un aislador dado dependen no solo en el material de que se fabrica, también, en su configuración y construcción en general con respecto a los materiales estructurales utilizados en el cuerpo del aislador. Los datos sobre estos parámetros se pueden encontrar en los catálogos de los diferentes fabricantes.

7.3. Aisladores de elastómeros

Un elastómero es un caucho natural o cualquier polímero con propiedades elásticas similares a las de caucho natural. Estos materiales son ampliamente utilizados en los aisladores, ya que pueden ser convenientemente moldeado en muchas formas y seleccionadas para proporcionar una amplia gama de rigideces; tienen más amortiguación que los resortes de metal; por lo general, requieren un mínimo de espacio y peso; pueden haber combinaciones entre elastómero y metal adaptados para la inserción en estructuras.

El tipo más común de aislante se fabrica de elastómero. La figura 23 ilustra algunos aislantes típicos: (a) montaje de maquinaria, (b) aislador de maquinaria marina, (c) aislador de pedestal, (d) Aislador en forma de placa, (e) aislador de propósito general, (f) aislador cilíndrico con perno; estos aisladores son capaces de sostener grandes deformaciones y luego regresar a su estado original aproximado con prácticamente ningún daño o cambio de forma.

Los aisladores elastoméricos son superiores a otros tipos de aisladores; por una cantidad dada de elasticidad, la capacidad en deformación, la energía y la disipación, requieren menos espacio y menos peso; también, pueden ser moldeados en muchas configuraciones; por lo general, a un menor costo que otros tipos de aisladores.

Los elastómeros tienen extensibilidad excepcional y deformabilidad: pueden ser utilizados en elongaciones de hasta 300 %, con elongaciones finales en algunos elastómeros de alrededor de 1 000 %; pueden ser deformados entre 1 000 a 1 500 psi, 0,145 a 0,218 Pa o más, antes de su límite elástico sea alcanzado. Tienen gran capacidad para el almacenamiento de la energía, les permite tolerar la tensión. Tras la liberación de la tensión, hay una recuperación casi total de la deformación.

La amortiguación inherente de los elastómeros a menudo es útil para prevenir la amplitud excesiva de la vibración en la resonancia, la amplitud es mucho menor que si el metal se utilizara en muelles helicoidales. De los diferentes elastómeros, el caucho natural, probablemente representa la más favorable combinación en propiedades mecánicas, tales como la mínima y máxima resistencia a la fuerza de tracción y elongación máxima hacia la falla. Su utilidad disminuye por su limitada resistencia al deterioro bajo la influencia de los hidrocarburos, ozono y alta temperatura en el ambiente.

El neopreno y la buna N (nitrilo) presentan una resistencia superior a hidrocarburos y ozono; la buna N es particularmente satisfactoria para las aplicaciones en temperaturas relativamente altas. Buna S es generalmente buen caucho sintético para uso en aisladores de vibración. La goma de silicona es un elastómero costoso. Sus propiedades son muy estables, y proporciona un aislamiento eficaz en un rango muy amplio de temperatura: (-65 a +350) °F o (-54 a 177) °C. En comparación, el neopreno es limitado en el uso en un intervalo de aproximadamente (-40 a +200) °F o (-40 a 93) °C.

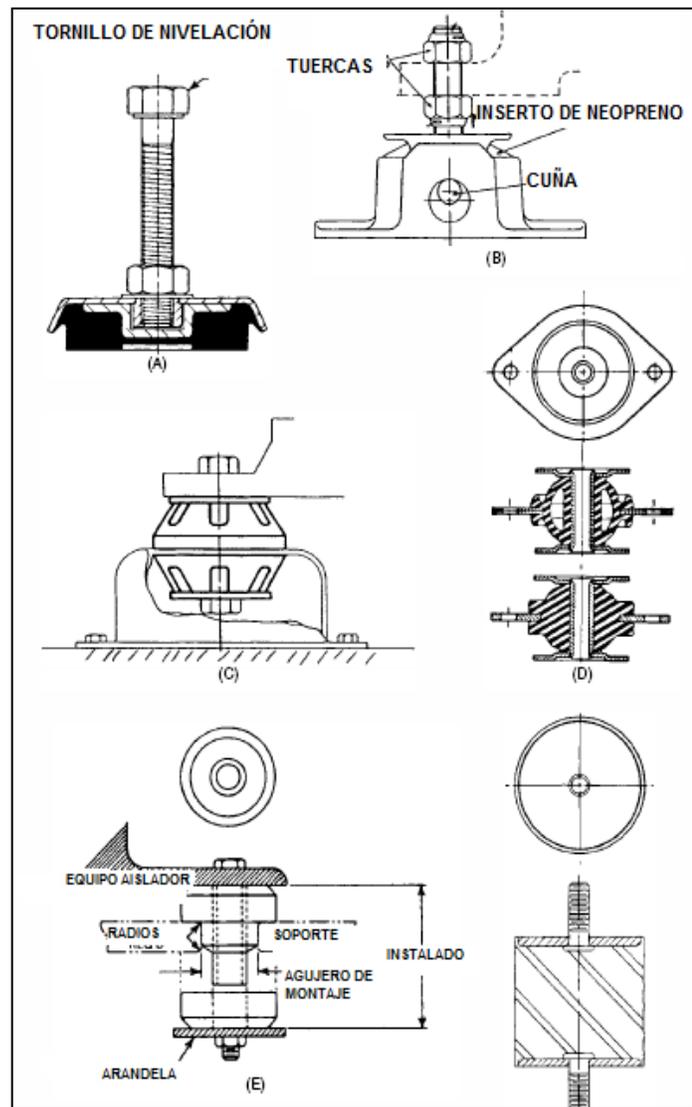
El límite superior de temperatura depende de las propiedades del compuesto en particular, el grado de deterioro que se permite como resultado de la exposición continua a altas temperaturas y la duración de la exposición.

Para silicona, una temperatura sensiblemente superior a 300 °F (149 °C) es admisible para varias horas. La capacidad excepcional en los elastómeros de silicona para soportar condiciones extremas de temperatura se compensa en parte por su baja fuerza, resistencia al desgarre y resistencia a la abrasión.

Los aisladores fabricados de elastómeros son complejos en el comportamiento debido a la viscoelasticidad de la naturaleza (relación entre un sólido y un líquido) de los elastómeros en el rendimiento, debido a su límite elástico indefinido, y debido a sus propiedades físicas varían con el tiempo, temperatura y medio ambiente. Por ejemplo, el caucho es un material muy incompresible (que tiene un coeficiente de Poisson de aproximadamente 0,5).

Así, la rigidez de un resorte de goma cuando se comprime, depende, en gran medida, del área de superficie disponible para la expansión lateral. En cambio, la rigidez de un aislador de goma en corte es independiente de la forma de la goma. Como regla empírica, puede suponer que la rigidez de compresión mínima probable en un aislador de goma es cinco veces la rigidez de corte. La rigidez a la compresión máxima puede ser de varias veces mayor si la expansión lateral de la goma es limitada.

Figura 23. Típicos aisladores de elastómero



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 57.

7.3.1. Fallas prematuras y por fatiga

Independientemente de la geometría, los elastómeros y los metales presentan rotura por fatiga como consecuencia de repetidas cargas cíclicas. A

diferencia de un metal, un elastómero no tiene consecuencia catastrófica por falla de fatiga. En cambio, el hecho de que empiece como un desgarre en el punto de máxima deformación de corte cíclico, generalmente sucede en la cara exterior (por lo tanto, visible en muchos casos), poco a poco se propaga a través del elastómero. El resultado es una reducción gradual en la rigidez que se manifiesta generalmente antes de que haya una falla total.

La mayoría de los aisladores de elastómero no debe estar sujeta a grandes tensiones estáticas sobre largos períodos de tiempo. Un aislante con una flexión estática de gran tamaño puede dar satisfactoriamente un rendimiento temporal, pero la deformación aumenta en exceso durante un largo período. En general, los elastómeros no deben tener tensión estática continua entre 10 % a 15 % en la compresión, o más de 25 % a 50 % en corte.

Un factor que contribuye a la falla prematura de un aislador elastomérico es el efecto de la deformación mínima por fatiga. Para los elastómeros que se cristalizan en los altos esfuerzos (como el neopreno y el caucho natural), la fatiga es mucho mayor si la tensión cíclica es mínima y no a cero. La concentración de esfuerzos locales puede resultar en fallas prematuras, a menudo se puede evitar mediante el uso en secciones de elastómero. Por ejemplo, las esquinas de las placas de metal y de apoyo a las estructuras deben ser cuidadosamente redondeadas cuando estén en contacto con el elastómero. Las arandelas de metal y / o estructuras de apoyo en contacto con el elastómero deben ser lo suficientemente grandes como para evitar que los bordes corten la superficie del mismo.

7.3.2. Tipos de aisladores para diferente carga

Los aisladores de elastómero pueden ser utilizado con diferentes tipos de carga: compresión, corte, tensión, pandeo o cualquier combinación de estos tipos.

7.3.2.1. Carga por compresión

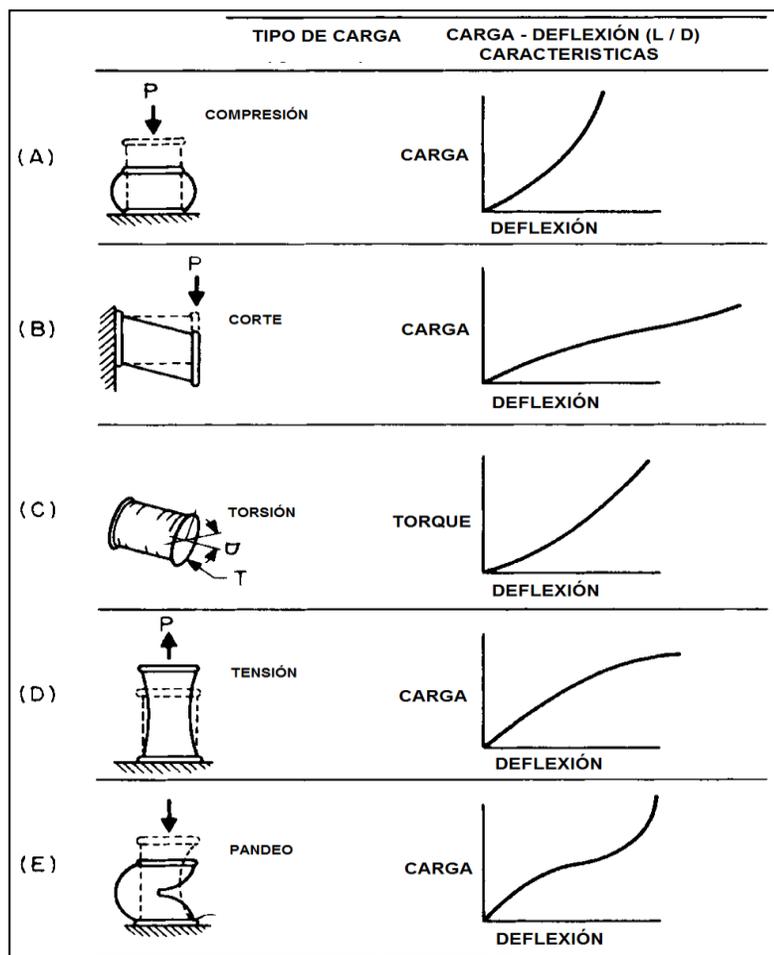
La palabra compresión se utiliza para indicar una reducción en la dimensión (grosor) de un elemento de elastómero por una fuerza aplicada. La característica de la rigidez de los elastómeros en la compresión no es lineal, que es especialmente pronunciada en las deformaciones por encima de 30 %. La carga por compresión, se ilustra en la figura 24a, su amortiguación es gradual (limita los movimientos). La carga por compresión se utiliza con frecuencia para proporcionar una rigidez inicial baja para el aislamiento de vibraciones y una rigidez final relativamente alta para limitar la deflexión dinámica de las vibraciones. Debido a la característica no lineal de la carga por compresión, por lo tanto, no se recomienda cuando la atenuación de la fuerza o la transmisión de la aceleración es la principal preocupación. La energía almacenada por cualquier aislador es el área bajo la curva carga-deformación.

7.3.2.2. Carga cortante

La carga de corte, se ilustra en la figura 24b, se refiere a la fuerza aplicada a un elemento de elastómero para no deslizar las partes adyacentes en direcciones opuestas. Un aislador casi lineal de una constante por arriba de 200 %, la deformación por corte es una característica de tensión en el elastómero. Proporciona una constante respuesta de frecuencia para las pequeñas y grandes tensiones dinámicas de corte en un simple sistema masa-

resorte. La carga de corte también es útil para los aisladores de vibración donde la atenuación de fuerza o la transmisión de la aceleración son importantes, debido a su más eficiente capacidad de almacenamiento de energía en comparación con la carga de compresión. Sin embargo, la atención debe ser adoptada para garantizar que las cargas dinámicas que se esperan no den lugar a esfuerzos cortantes que superen los límites de los elastómeros.

Figura 24. **Características de carga-deflexión en aisladores de elastómero**



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 60.

7.3.2.3. Carga por torsión

Es una modificación de carga cortante como se muestra en la figura 24c. Cuando el esfuerzo de torsión excede 150 %, considerables cargas de empuje axial son transmitidas a su cuerpo, debido a la torsión se reduce el espesor axial del elastómero.

7.3.2.4. Carga por tensión

La carga por tensión, se ilustra en la figura 24d, se refiere al aumento de su longitud de un elastómero en la línea de la fuerza aplicada externamente. A una deformación dada, la carga por tensión guarda la energía más eficiente que cualquiera de corte o la carga por compresión. Debido a esto, la carga por tensión se utiliza ocasionalmente para sistemas de aislamiento de vibración. Sin embargo, en general, la carga por tensión no se recomienda debido a las cargas resultantes de los elastómeros con adherencia a metal, porque puede causar fallas prematuras en el material.

7.3.2.5. Pandeo por carga

El pandeo por carga, se ilustra en la figura 24e, se produce cuando la carga aplicada externamente causa a un elemento de elastómero una deformación en la dirección de la carga aplicada. Las características de rigidez por pandeo se pueden utilizar para obtener los beneficios de ambas características: por deformación (para la parte inicial de la curva carga-deformación) y por endurecimiento (para la parte posterior de la curva carga-deformación). El modo de pandeo, por lo tanto, proporciona alta energía de almacenamiento y es útil para los aisladores de vibraciones donde la fuerza o la aceleración de la transmisión son de importancia y donde el amortiguamiento

(es decir, que limita los movimientos) se necesita para el exceso de cargas transitorias. Este tipo de característica de rigidez se exhibe para ciertos materiales como la espuma de elastómero y diseñados especialmente para aisladores. Sin embargo, es importante señalar que incluso la compresión simple para elementos por pandeo tiene una relación de esbeltez (la longitud de descarga / anchura) es superior a 1,6.

7.3.3. La rigidez estática y dinámica

Cuando el material principal del aislador es de goma o elastómero, la frecuencia natural se calcula utilizando la rigidez que se determina a partir de una carga estática como prueba de deformación del aislador, casi invariablemente, da un valor menor que el experimentado durante la vibración. Así, el módulo dinámico aparece mayor que el módulo estático. Tiene un valor numérico en general, entre 1 y 3. Este aumenta en proporción de manera significativa al aumentar la dureza.

7.3.4. Características de amortiguación

Las características de amortiguación de los elastómeros varían ampliamente. Un buen elastómero puede (dentro de su rango de funcionamiento adecuado) guardar y volver con la energía más del 95 % de eficacia, mientras que los elastómeros compuestos de alta amortiguación tienen menos de 30 % de eficiencia. La amortiguación aumenta con el descenso de temperatura debido a los efectos de la cristalinidad y la viscosidad en los elastómeros. Si el aislador se mantiene en una temperatura baja durante un período prolongado, el aumento de la amortiguación puede superar el 300 %. La amortiguación disminuye rápidamente con la temperatura muy alta, debido al

deterioro de la estructura cristalina y el calor generado por el alto amortiguamiento.

7.3.4.1. Aisladores para vibración amortiguada hidráulicamente

La amortiguación hidráulica de vibración es la combinación de un amortiguador y un fluido en una sola unidad compacta que permite ajustarse de forma independiente. Esto proporciona flexibilidad en la adecuación de las características dinámicas del aislador a los requisitos de la aplicación. Los soportes hidráulicos se han utilizado principalmente en los motores y los aisladores de la cabina del operador en los vehículos.

El aislador de amortiguación hidráulica tiene un elemento de goma flexible que encapsula un fluido incompresible que se hace pasar a través de una variedad de puertas y orificios para desarrollar la dinámica requerida. La cavidad del líquido se divide en dos cámaras con un orificio en medio, de manera que el movimiento del elemento de elastómero hace que el líquido fluya de una cámara a otra, disipando la energía.

Para el control de movimiento se requiere de alto amortiguamiento. Los amortiguadores hidráulicos resuelven estos requisitos conflictivos. Un aislador de vibración hidráulico que puede también actuar como un amortiguador ajustado por el aumento del diámetro del orificio que modifica la inercia del fluido en movimiento, el aislador actúa como una masa sintonizada en una frecuencia específica (que es determinada por el diámetro del orificio). Esta característica se utiliza cuando se requiere aislamiento de vibración en una frecuencia particular.

7.4. Aisladores de plástico

Los aisladores fabricados de plástico resistentes están disponibles y tienen características de rendimiento similares a los de goma y algún tipo de aislador de metal en la configuración equivalente. Los elementos estructurales son fabricados a partir de un termoplástico rígido y un elemento elástico de un elastómero termoplástico. Estos elementos son compatibles en el sentido de que son capaces de estar unidos unos a otros por fusión. Los más utilizados son los materiales de poliestireno para los elementos estructurales y butadieno de estireno para elastómeros resistentes.

Estos aisladores tienen las siguientes ventajas: bajo costo, uniformidad excepcional en el rendimiento dinámico, estabilidad dimensional y capacidad para mantener una estrecha tolerancia. La desventaja de estos aisladores: limitado rango de temperatura, por lo general, de un máximo de alrededor de 180 °F (82 °C) a un mínimo de -40 °F (-40 °C). Las ventajas de los aisladores: resisten altas tensiones estáticas y buena resistencia estructural.

7.5. Resortes de metal

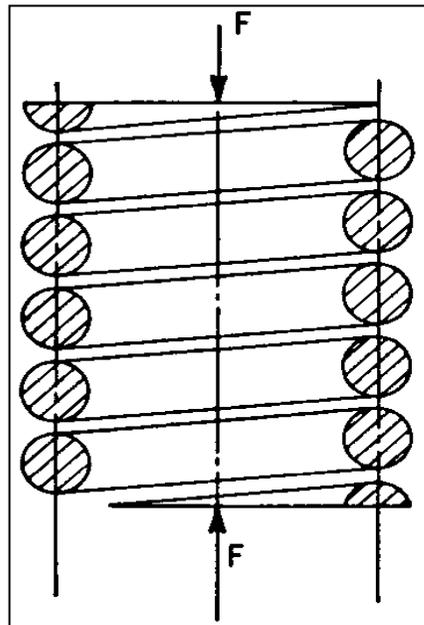
Los resortes de metal se utilizan habitualmente en grandes desviaciones de estática, en donde la temperatura u otras condiciones ambientales hacen que los elastómeros sean inadecuados (en algunas circunstancias) y donde se requiere un bajo costo de aislamiento. Los aisladores neumáticos (aire) proporcionan ventajas en que se requiere aislamiento a baja frecuencia; pueden ser utilizados en muchas aplicaciones como los resortes de metal, pero sin algunos inconvenientes de este último. Los resortes de metal utilizados en el control de las vibraciones suelen clasificarse en los siguientes tipos: resortes helicoidales (muelles), resortes de anillo, resorte tipo arandela (cónico o discos

cónicos), resorte enrollado en espiral, resorte de hojas de ballesta y resorte malla de alambre.

7.5.1. Resortes helicoidales

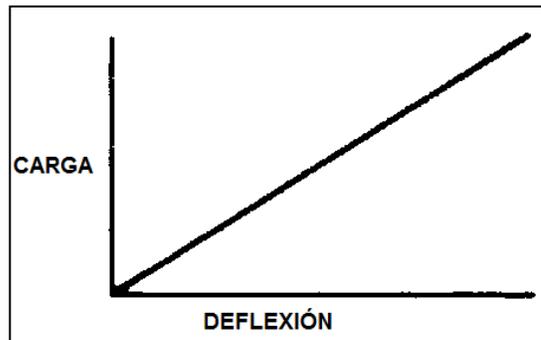
Los resortes helicoidales son fabricados de barra o alambre enrollado en una forma helicoidal, como se ilustra en la figura 25. La carga se aplica a lo largo del eje del espiral. En un muelle de compresión el espiral se comprime, en un resorte de tensión se expande. El resorte helicoidal tiene una recta de carga-deformación, como se muestra en la figura 26. Este es el más simple y más ampliamente utilizado para almacenar energía. La energía almacenada en los muelles está representada por el área bajo la curva carga-deformación.

Figura 25. **Corte transversal de un resorte helicoidal que muestra la dirección de la fuerza F**



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 65.

Figura 26. **Curva carga-deflexión de un resorte helicoidal.**

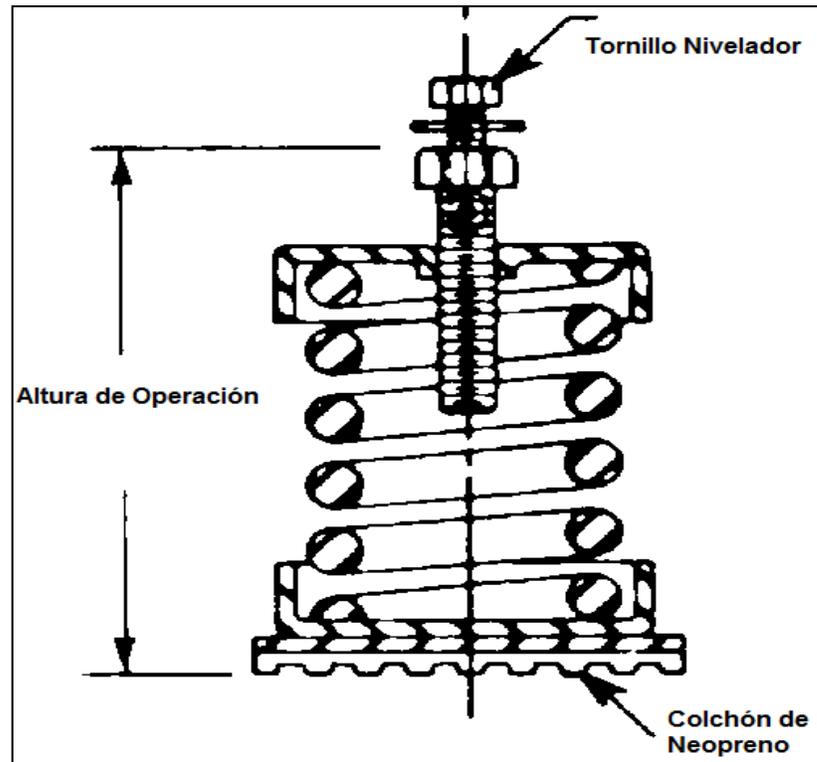


Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 66.

Los muelles helicoidales tienen las ventajas: bajo costo y tamaño compacto. Los muelles de este tipo tienen una frecuencia natural baja cuando están totalmente cargados. Por ejemplo, los muelles con una frecuencia natural tan bajas como 2 Hz son relativamente comunes. Sin embargo, la deflexión estática de los muelles de este tipo es de alrededor de 2,4 pulgadas (61 mm). Para una gran deflexión estática, el muelle debe tener una adecuada estabilidad lateral o el montaje de equipo se inclinará hacia un lado. Por tanto, todas las fuerzas en el muelle deben ser a lo largo del eje.

Para una determinada frecuencia natural, el grado de la estabilidad depende de la relación en la bobina con el diámetro y la altura de trabajo. La estabilidad lateral también puede lograrse mediante el uso de una carcasa alrededor del muelle que restringe el movimiento lateral. Los muelles helicoidales proporcionan poca amortiguación. Transmitir de manera eficaz la energía de alta frecuencia vibratoria y para evitar el ruido se debe utilizar una combinación de elastómeros para proveer el requerimiento de alta frecuencia de atenuación como se ilustra en la figura 27.

Figura 27. **Uso de resorte helicoidal como aislador para el montaje de maquinaria**

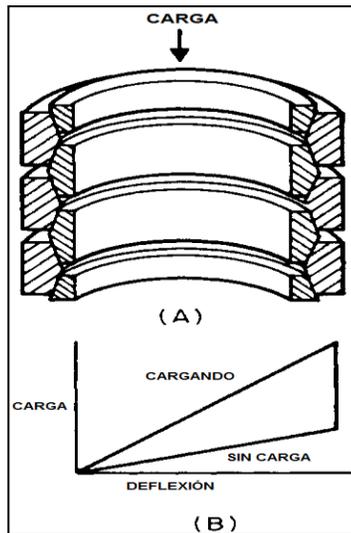


Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 67.

7.5.2. Resortes de anillo

Un resorte de anillo, como se muestra en la figura 28a, absorbe la energía del movimiento en algunos ciclos, disipando la fricción entre sus secciones. Con alta capacidad de carga para su tamaño y peso, un muelle de anillo absorbe la energía lineal con un mínimo de retroceso. Tiene una carga-deflexión lineal, como se muestra en la figura 28b. Los resortes de este tipo a menudo se utilizan para cargas de (4 000 a 200 000) libras (1 814 a 90 720) kg, con deflexiones entre 1 pulgada (25 mm) y 12 pulgadas (305 mm).

Figura 28. **Resorte de anillo: (a) sección transversal, (b) curva carga-deflexión cuando está y no está cargado**



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 68.

7.5.3. Resorte tipo arandela

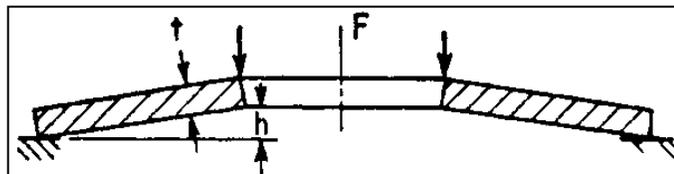
También llamado disco de resortes cónicos, ilustrado en la figura 35, absorben más energía en un espacio determinado a comparación de los muelles helicoidales. Los resortes de este tipo son excelentes para grandes cargas y deflexiones pequeñas. Sus inherentes características de amortiguación son como las hojas de ballesta: oscilaciones rápidas y se detiene tras el impacto. Los discos de este tipo de resorte tienen un diámetro de sección transversal, como se muestra en la figura 29.

La forma de la curva de carga-deformación depende principalmente de la relación del disco, altura h y espesor T . Algunas curvas de carga-deflexión se muestran en la figura 30, para los diferentes valores de H / T , donde el resorte

es apoyado en una posición plana. Para una relación de H / T de aproximadamente igual a 0,5, la curva se aproxima a una línea recta hasta una deformación igual a la mitad del espesor, por H / T igual a 1,5, la carga es constante dentro de un pequeño porcentaje en una considerable desviación. Los resortes con relaciones h / t aproximación de 1,5 se conoce como constante de carga o rigidez de resorte.

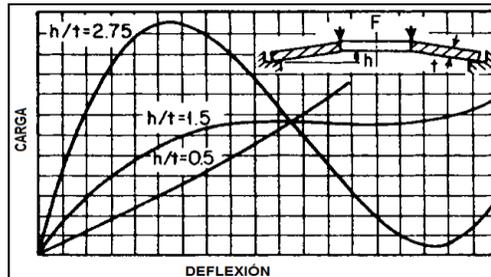
Las ventajas de los resortes tipo arandela, incluyen el requisito de espacio pequeño en la dirección de la carga aplicada; la capacidad para soportar cargas laterales y deflexión son características que pueden ser modificadas añadiendo o quitando discos. Las desventajas incluyen falta de uniformidad de distribución en la tensión, sobre todo para las grandes relaciones de diámetro externo e interno.

Figura 29. **Resorte tipo arandela: está cargado por una fuerza F ; donde t es espesor, h es altura**



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 69.

Figura 30. **Gráfica carga-deflexión de una arandela tipo resorte que tiene varias curvas de h/t**

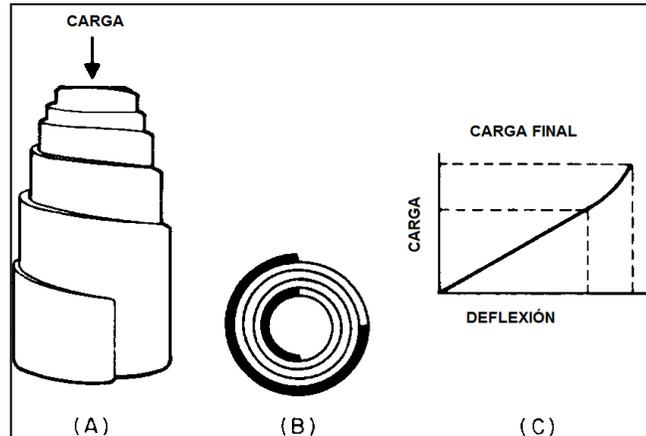


Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 69.

7.5.4. Resortes enrollados en espiral

El resorte enrollado en espiral se muestra en la figura 31a y 31b, tiene mejores ventajas que un resorte helicoidal, cuando la energía que se absorbe es alta y el espacio bastante limitado. Los aisladores de este tipo tienen una característica de carga-deflexión no lineal, como se ilustra en la figura 31c. Por lo general, son mucho más complejos en el diseño que los muelles helicoidales.

Figura 31. **Resorte enrollado en espiral: (a) vista de lado, (b) sección transversal, (c) curva característica carga-deflexión**

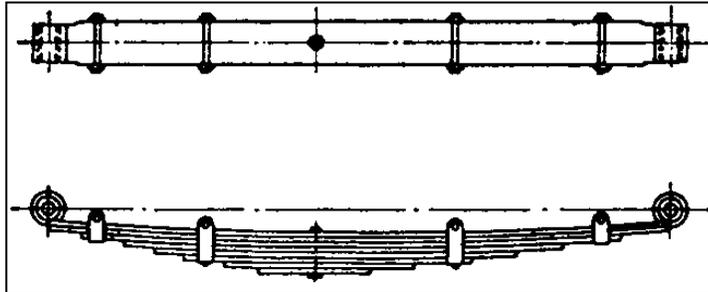


Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 70.

7.5.5. Resortes de hojas de ballesta

También llamadas hojas de resorte. Las ballestas son un poco menos eficientes en términos de capacidad en almacenamiento de energía por libra de metal en muelles helicoidales. Sin embargo, la hoja de ballesta se puede aplicar en función de estructuras. Por ejemplo, en camiones, picop. Una ballesta semielíptica se muestra en la figura 32.

Figura 32. **Hoja de ballesta semielíptica**



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 71.

7.5.6. Resorte malla de alambre

El alambre de malla actúa como un colchón de alta amortiguación y constantes no lineales de amortiguamiento. Para la fabricación del resorte de malla se utiliza un proceso de tejido circular para producir múltiples capas o mallas entrelazadas. Un resorte de malla se muestra en la figura 33; tiene una orientación multidireccional en los bucles del resorte, es decir, cada bucle se puede mover libremente en tres direcciones, proporcionando dos vías estrechas. Bajo cargas de tensión o de compresión, cada bucle se comporta como un pequeño resorte; cuando se elimina la tensión, inmediatamente vuelve a su forma original. Las cargas de vibraciones solo están limitadas por el límite elástico del material usado en la malla.

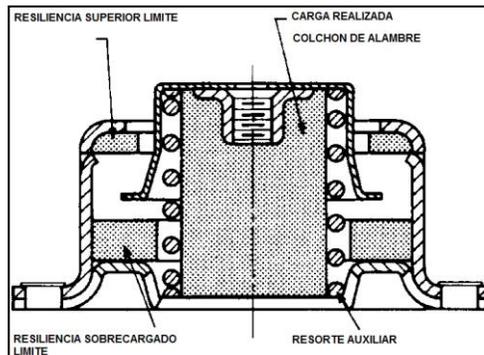
Los materiales de uso común para la malla de alambre son los metales como el acero inoxidable, acero galvanizado, monel, inconel, cobre, aluminio y níquel. El alambre de acero puede ser utilizado fuera de la gama de elastómeros, que son restringidos, es decir, (-65 a 350) °F (-53 a 177) °C; el acero inoxidable no se ve afectado por diversas condiciones del medio ambiente que son destructivos para los elastómeros. Los alambres de malla

para muelles se pueden fabricar en numerosas configuraciones, con una amplia gama de frecuencia natural y radial a las propiedades de rigidez axial. El alambre de malla para aislamiento tiene una amplia tolerancia de carga, junto con la capacidad de sobrecarga. La característica carga-deformación no lineal proporciona un buen rendimiento, sin deformación excesiva.

La rigidez no es lineal y aumenta con la carga, resultando una mayor estabilidad y absorción gradual de las sobrecargas. Un sistema de aislamiento tiene una frecuencia natural proporcional a la relación de rigidez-masa, por lo tanto, si la rigidez aumenta en proporción al aumento de la masa, la frecuencia natural se mantiene constante. Las ventajas de tal sistema no lineal son una mayor estabilidad, resistencia a tocar fondo bajo las condiciones de montaje de sobrecarga transitoria, incremento de protección contra la vibración, la absorción de energía durante el ciclo de trabajo.

El amortiguamiento crítico de 15 % a 20 % en la resonancia general, se considera conveniente para el resorte malla de alambre. Los factores ambientales, temperatura, presión, y humedad, afectan a este valor. La amortiguación varía con la deflexión: amortiguación alta en la resonancia y de baja atenuación en frecuencias más altas.

Figura 33. **Resorte en malla de alambre seccionado**



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 73.

7.6. **Amortiguador de aire (neumáticos)**

Un resorte neumático emplea gas como elemento resistente. Dado que el gas es por lo general aire. No se requiere una deflexión estática grande; esto se debe a que el gas puede ser comprimido a la presión necesaria para soportar la carga mientras mantiene la rigidez baja necesaria para el aislamiento de vibraciones. La capacidad en almacenamiento de energía del aire es mucho mayor por unidad de peso que los materiales de resortes o aisladores mecánicos, como el acero y el caucho.

La ventaja del aire es un poco menos de lo que se indica mediante una comparación de la capacidad de almacenamiento de energía por kilogramo de material, porque el aire debe ser contenido. Sin embargo, si la carga estática y la desviación son grandes, el uso de amortiguadores de aire por lo general resulta en una reducción de peso. Debido a la eficiencia de almacenamiento de energía potencial de los amortiguadores de este tipo, su uso en un sistema de aislamiento de vibración puede resultar en una frecuencia natural del sistema

que es casi 10 veces inferior a la de un sistema que emplea aisladores de vibración de acero y caucho.

Un amortiguador de aire se compone de un recipiente sellado a presión, con la disposición del llenado y la liberación del gas con un miembro flexible para permitir el movimiento del amortiguador. El amortiguador está presurizado con un gas que soporta la carga. Los amortiguadores de aire suelen tener menores frecuencias de resonancia y la longitud es más pequeña que los resortes mecánicos con características similares; por lo tanto, son empleados en el aislamiento de vibraciones de baja frecuencia. Los amortiguadores de aire pueden requerir más mantenimiento que los resortes mecánicos y están sujetos a los daños causados por objetos punzantes y calientes. Los límites de temperatura también son restringidos en comparación con los resortes mecánicos.

La figura 34 muestra cuatro de los tipos más comunes de amortiguadores neumáticos. Los amortiguadores de aire en la figura 34a están disponibles con uno, dos y tres circunvoluciones. El lóbulo ondulado del amortiguador se muestra en la figura 34b, tiene una gran capacidad de movimiento y se utiliza en aplicaciones que requieren grandes desplazamientos axiales, como, por ejemplo, en aplicaciones de vehículos.

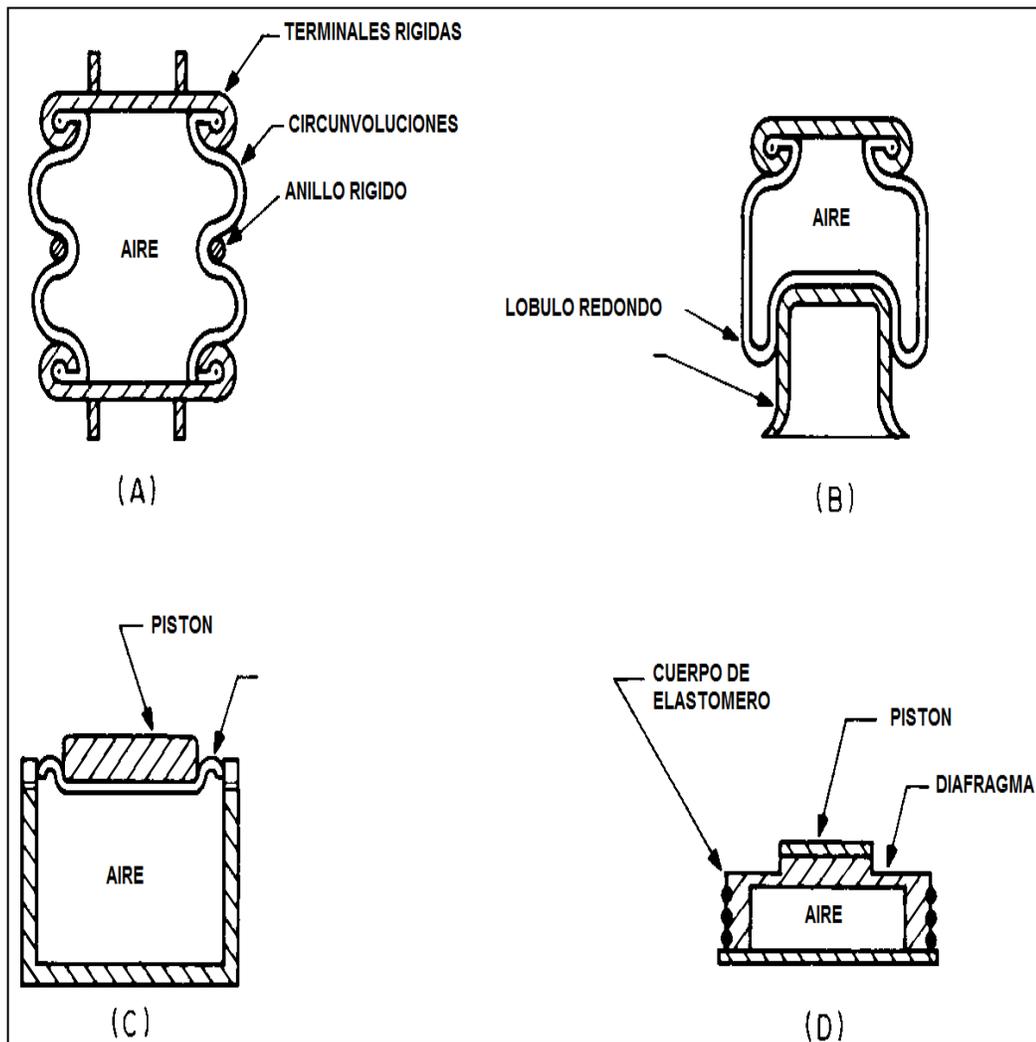
Los aisladores de la figura 34a y 34b tienen rigidez lateral insuficiente para uso sin restricciones laterales adicionales. El amortiguador de diafragma se muestra en la figura 34c tiene una pequeña carrera o movimiento que se emplea para aislar las vibraciones de baja amplitud. El amortiguador de aire se muestra en la figura 34d tiene una baja altura y una capacidad de carrera o movimiento corto. El espesor del elastómero en la pared lateral se puede utilizar como colchón para los golpes.

La carga F que puede soportar un amortiguador de aire es el producto de la presión manométrica P y el área efectiva S (es decir, $F = P \cdot S$). Para un área dada, la presión puede ser ajustada para llevar cualquier carga dentro de la limitación de la fuerza de las paredes del cilindro. La sección transversal de varios tipos de amortiguadores de aire puede variar, no siempre es fácil determinarla. Por ejemplo, el amortiguador de la figura 34a tiene una eficacia máxima de área a una altura mínima del amortiguador y un área más pequeña efectiva en la altura máxima. El amortiguador de la figura 34b actúa sobre un émbolo que se contornea para variar el área efectiva.

En las aplicaciones para vehículos se proporciona una rigidez de amortiguación cerca del centro de la carrera y la mayor rigidez en ambos extremos de la carrera con el fin de limitar los movimientos. La eficaz área de los amortiguadores se ilustra en la figura 34c y 34d usando la constante en toda su carrera, el diafragma de elastómero del amortiguador se muestra en la figura 34d aumenta considerablemente su rigidez.

Los amortiguadores están disponibles comercialmente en varios tamaños, con capacidad de carga estática que van desde un mínimo de 25 libras (11,3 kg) hasta un máximo de 100 000 libras (45 339 kg) con un rango de temperatura de (-40 a 180) °F (-40 a 83) °C. En el sistema natural de frecuencias tan bajas como 1 Hz se puede lograr con los amortiguadores de aire.

Figura 34. Cuatro amortiguadores comunes de aire: (a) amortiguadores de aire con circunvoluciones, (b) un balanceo de amortiguación de aire por lóbulo, (c) amortiguador de aire por diafragma, (d) amortiguador de aire con un diafragma y una pared lateral de elastómero



Fuente: CASTILLO, Alberto. *Aislantes de vibración en prototipos*. p. 76.

8. SISMÓGRAFO

Este aparato, en sus inicios, consistía en un péndulo que por su masa permanecía inmóvil debido a la inercia, mientras todo a su alrededor se movía; dicho péndulo llevaba un punzón que iba escribiendo sobre un rodillo de papel pautado en tiempo, de modo que al empezar la vibración se registraba el movimiento del papel; constituirá esta representación gráfica el denominado sismograma.

Los modernos sismómetros de banda ancha (llamados así por la capacidad de registro en un ancho rango de frecuencias) consisten de una pequeña masa de prueba, confinada por fuerzas eléctricas, controlado electrónicamente. Cuando la Tierra se mueve, electrónicamente se trata de mantener la masa fija a través de la retroalimentación del circuito. La cantidad de fuerza necesaria para conseguir esto es entonces registrada.

La salida de los acelerómetros es una tensión proporcional a la aceleración del suelo, mientras que los sismómetros usan un circuito integrado para lograr una salida que es proporcional a la velocidad del suelo.

Los sismómetros espaciados en un arreglo pueden ser usados para localizar a precisión, en tres dimensiones, la fuente del terremoto, usando el tiempo que toma a las ondas sísmicas propagarse hacia fuera desde el epicentro, el punto de ruptura de la falla.

Cuando ocurre un terremoto, los sismógrafos que se encuentran cerca del epicentro son capaces de registrar las ondas s y p.

Los sensores usados en los sismómetros de Tierra son los llamados geófonos. En cambio, en el medio marino, además del geófono también se usa el hidrófono, para captar tanto las vibraciones terrestres como las ondas acústicas transmitidas por el agua.

9. CÁMARA TERMOGRÁFICA

En muchos sectores, los sistemas mecánicos son la espina dorsal de todas las operaciones. Los datos térmicos recopilados con una cámara termográfica pueden ser una fuente muy valiosa de información complementaria para los estudios de vibración y la supervisión de los equipos mecánicos.

Los sistemas mecánicos se recalientan si hay errores de alineamiento en ciertos puntos del sistema. Las cintas transportadoras son un buen ejemplo. Si un rodillo está gastado, aparecerá claramente en la termografía que indica que debe cambiarse. Cuando los componentes mecánicos se desgastan y pierden eficiencia suelen disipar más calor. Como resultado, los equipos o sistemas defectuosos aumentan rápidamente su temperatura antes de averiarse.

Al comparar periódicamente lecturas de una cámara termográfica con el perfil de temperatura de una máquina en condiciones de funcionamiento normales, es posible detectar una gran cantidad de fallos distintos.

Los fallos en el motor, como los signos de desgaste en el contacto de las escobillas y los cortocircuitos en los armazones, suelen producir un calor excesivo antes del fallo, pero son imposibles de detectar mediante un análisis de vibraciones puesto que con frecuencia generan poca o ninguna vibración. La termografía ofrece una visión completa y permite comparar las temperaturas de distintos motores.

Otros sistemas mecánicos que se supervisan con cámaras termográficas son: conexiones, transmisiones, cojinetes, bombas, compresores, fajas, turbinas y cintas transportadoras.

Ejemplos de averías mecánicas que se pueden detectar con la termografía:

- Problemas de lubricación
- Errores de alineación
- Motores recalentados
- Rodillos sospechosos
- Bombas sobrecargadas
- Ejes de motor recalentados
- Rodamientos calientes

Estos y otros problemas se pueden detectar en una fase temprana mediante una cámara termográfica. Esto ayudará a evitar que se produzcan daños costosos y a garantizar la continuidad de la producción.

La termografía también ofrece información muy valiosa sobre el estado del aislamiento de conductos, tuberías y válvulas. La inspección del estado del material de aislamiento que rodea las tuberías puede ser vital. Las pérdidas de calor por un aislamiento defectuoso se detectan con mucha claridad en la termografía, lo que permite reparar rápidamente el aislamiento y evitar importantes pérdidas de energía u otros daños.

Las válvulas de proceso son otro buen ejemplo de equipamiento de tuberías que se suele inspeccionar con cámaras termográficas. Además de la

detección de fugas, una cámara termográfica también se puede utilizar para determinar si la válvula se encuentra abierta o cerrada, incluso a distancia.

Ejemplos de averías en tuberías que se pueden detectar con la termografía:

- Fugas en bombas, tuberías y válvulas
- Averías del aislamiento
- Obstrucciones en tuberías

Todos los tipos de fugas, obstrucciones y defectos en el aislamiento se percibirán claramente en la termografía. Además, dado que una termografía puede proporcionar rápidamente una visión general de una instalación completa, no será necesario comprobar cada tubería individualmente.

10. ULTRASONIDO PROPAGADO EN AIRE

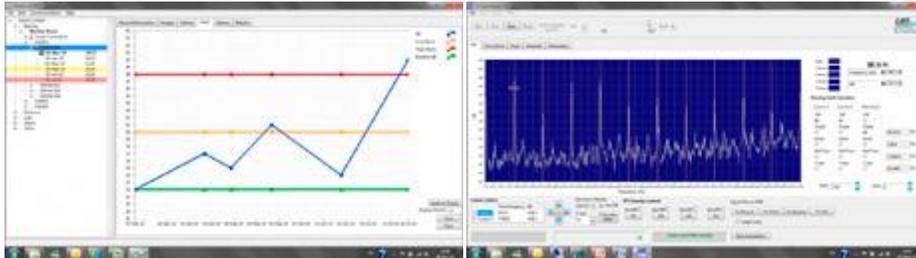
Los movimientos mecánicos producen un amplio espectro de sonido. Uno de los mayores factores que contribuyen al desgaste en una máquina es la fricción. Los instrumentos ultrasónicos detectan fricción, al concentrarse en una banda específica de alta frecuencia.

Los equipos son capaces de detectar cambios finos en amplitud y calidad de sonido emitidos por equipo en operación. Después, el instrumento procesa estas señales heterodinas de alta frecuencia que normalmente son indetectables y las modula hacia un rango de frecuencias más bajo haciéndolos audibles, donde, a través de la utilización de audífonos pueden ser escuchados y observados en una pantalla para hacer tendencias, comparaciones y análisis.

Se ha establecido que el monitoreo de ultrasonido provee un aviso temprano de las fallas de rodamientos, 8 decibeles de incremento sobre la línea base operativa.

Indica una etapa de prefalla o falta de lubricación. 12 decibeles de incremento indican el inicio del modo de falla. 16 decibeles de incremento, indican una etapa de falla, mientras que 35 – 50 decibeles de ganancia, dan aviso de una falla catastrófica. Para aquellos que utilizan análisis espectral de ultrasonido, estas condiciones pueden ser observadas en las pantallas de análisis FFT y serie de tiempo.

Figura 35. **Software de administración y de análisis espectral**



Fuente: *Software de soporte para equipos*. <http://agalerae.blogspot.com/2013/04/software-de-soporte-para-equipos-de.html>. Consulta: 7 de enero de 2018.

Métodos de inspección ultrasónica de rodamientos:

- Comparativo: compara con rodamientos similares y nota desviaciones de manera rápida.
- Histórico: Establece una tendencia a través del tiempo con la ayuda del software.
- Analítico: Utilice el software con su calculadora de frecuencias de falla de rodamientos.

Con el método histórico en conjunto con el software se establecen las alarmas en el programa con base en las lecturas que se van colectando.

- Establecer una lectura base
- Primera alarma: falta de lubricación
- Segunda alarma: alarma temprana de falla de rodamientos

Luego, se producen las órdenes de trabajo de una forma sencilla.

Figura 36. **Equipo para prevención de sobre lubricación**



Fuente: *Ultrasonido* <https://www.uesystem.com>. Consulta: 7 de enero de 2018.

11. DISEÑO ESTRUCTURAL

Diversos tipos de software utilizados para la simulación del comportamiento dinámico de una estructura ante un sismo. Los fabricantes son bastante celosos con el uso de ésta información.

11.1. ETABS - análisis tridimensional extendido de edificaciones

ETABS es un programa de análisis y diseño con un propósito especial, sofisticado y fácil de usar, desarrollado específicamente para sistemas de edificaciones. ETABS posee una poderosa e intuitiva interfaz gráfica con procedimientos de modelaje, análisis y diseño sin igual, todos integrados usando una base de datos común. Aunque fácil y sencillo para estructuras simples, También puede manejar los más grandes y complejos modelos de edificios, incluyendo un amplio rango de comportamientos no lineales, haciéndolo la herramienta predilecta para ingenieros estructurales en la industria de la construcción.

ETABS ofrece la mayor cantidad de herramientas de análisis y diseño disponibles para el ingeniero estructural que trabaja con estructuras de edificios. La siguiente lista representa solo una muestra de los tipos de sistemas y análisis que ETABS puede manejar fácilmente:

- Facilidades en el modelaje de edificios comerciales de múltiples pisos
- Estacionamientos con rampas lineales y circulares
- Edificios con pisos de acero, concreto, compuestos o cerchas

Posee un poderoso diseño en acero estructural y concreto armado, incluyendo muros de corte, completamente integrado, todos disponibles desde la misma interfaz usada para modelar y analizar el modelo.

El diseño de miembros de acero permite el predimensionado inicial y una optimización interactiva, y el diseño de elementos de concreto incluye el cálculo de la cantidad de acero de refuerzo requerido, considerando incluso condición sismorresistente.

- Edificios basados en sistemas de líneas de referencia
- Edificios de losas planas o reticulares de concreto.
- Edificios sujetos a cualquier cantidad de casos de carga y combinaciones, tanto lateral como vertical. Incluyendo cargas automáticas por viento y sismo.
- Múltiples casos de carga por espectros de respuesta, con curvas predeterminadas.
- Transferencia automática de cargas verticales de pisos a vigas y muros.

11.2. SAP

El SAP2000 es un programa de elementos finitos con interfaz gráfico 3D orientado a objetos, preparado para realizar, de forma totalmente integrada, la modelación, análisis y dimensionamiento de lo más amplio conjunto de problemas de ingeniería de estructuras.

Conocido por la flexibilidad en el tipo de estructuras que permite analizar, por su poder de cálculo y por la fiabilidad de los resultados, SAP es la herramienta de trabajo diaria para varios ingenieros. La versatilidad en modelar estructuras permite su utilización en el dimensionamiento de puentes, edificios, estadios, presas, estructuras industriales, estructuras marítimas y todo tipo de infraestructura que necesite ser analizada y dimensionada.

Con respecto a las acciones, es posible generar automáticamente cargas de sismo, viento y vehículos, y posteriormente, hacer el dimensionamiento y comprobación automática de estructuras de hormigón armado, perfiles metálicos, de aluminio y conformados en frío, a través de las normativas europeas, americanas, canadienses, turcas, indias, chinas y otras.

Las diversas herramientas de análisis y los procesos desarrollados en SAP permiten la evaluación de grandes desplazamientos en cada etapa de la estructura, el análisis modal a través de los vectores propios Eigen y Ritz basados en casos de carga no lineales; el análisis del comportamiento catenaria en cables; la no linealidad del material (rótulas *fiber*) y de los objetos de área no lineales (*layered shell*), el análisis de pandeo o colapso progresivo; el uso de *links* no lineales para modelado de fricción, amortiguación, aisladores de base y rigidez multilínea o plástica entre nudos finalmente, la secuencia constructiva. Los análisis no lineales pueden ser estáticos y/o en función del tiempo, con opciones para análisis dinámico FNA (*fast nonlinear analysis*), temporales (*time-history*) y por integración directa.

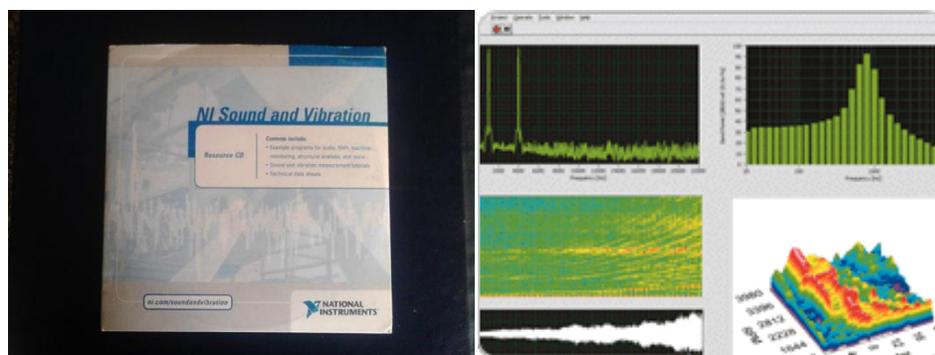
Desde sencillos modelos estáticos utilizados para análisis 2D, a los modelos complejos y de grandes dimensiones que requieren análisis avanzados no lineales, el programa SAP es la solución más eficiente y productiva para los ingenieros de estructuras en general.

12. INSTRUMENTACIÓN VIRTUAL CON LAB VIEW

12.1. Módulo de vibraciones

La adquisición de señales acústicas y de vibración es crítica en una variedad de industrias. Estos han combinado el hardware de adquisición de señal dinámica de 24 bits con análisis listo para ejecutar en el software LabVIEW para proporcionar una solución única para generación de prototipos e implementación de analizadores de sonido y vibración. Las herramientas incluyen ejemplos listos para ejecutar que tienen la flexibilidad de dicho software, en la que se obtiene la adquisición acústica y de vibración que necesita para su aplicación.

Figura 37. Adquisición de señales



Fuente: *NI Sound and vibration software*. <https://www.ni.com/soundandvibration/software>.

Consulta: 12 de febrero de 2018.

El análisis de ruido, vibración y severidad (NVH) acústica y vibración le pueden ayudar a su organización en pruebas de manufactura, desarrollo de

R&D y diseño de validación. Los sistemas de National Instruments han sido implementados en la industria automotriz, aeroespacial, estructural, de electrodomésticos, transporte y muchas otras industrias. Estos sistemas han sido utilizados para aplicaciones desde pruebas dinámicas portátiles hasta determinar las fuentes de ruido en los motores de los jets.

12.2. Vibracalc

Es una calculadora que se utiliza para hacer conversiones entre las diferentes unidades de medida de vibraciones.

Figura 38. **Calculadora de vibración**



Fuente: *Vibracalc*. <https://www.wilcoxon.com>. Consulta: 15 de febrero de 2018.

CONCLUSIONES

1. El sensor que más se utiliza es el acelerómetro.
2. Se debe contar con una balanceadora dinámica para un balanceo óptimo y preciso de los equipos. Además, el 50 % de las causas que provocan vibración es por desbalance y el tipo más usual es desbalance dinámico.
3. El desalineamiento es la segunda causa más probable de vibración con el 40 % de probabilidad. La alineación por láser es el mejor método.
4. La pérdida mecánica puede deberse a tres fuentes: estructura fatigada, un mal anclaje y desgastes; cada una de las cuales da origen a una de las siguientes clases de pérdida mecánica: pérdida mecánica estructural, anclaje en mal estado y desgastes (aunque también se incluye tolerancias inadecuadas).
5. Los problemas de cavitación y turbulencia obedecen casi siempre a una inadecuada selección o aplicación para un proceso determinado, o por no atender normas de instalación del fabricante, en especial, el diámetro forma y longitud de la tubería.
6. La evaluación del estado de los rodamientos y el análisis objetivo del daño en los elementos rodantes han recibido un énfasis notorio, en especial, en los últimos años. Las razones para esto radican en que los rodamientos son las partes de las máquinas reemplazadas con mayor frecuencia, muchas veces en forma prematura para evitar que fallen, con

el consiguiente desperdicio de tiempo, producción y dinero, y que están sometidos a demandas y desgaste extremos. Por otra parte, si un rodamiento llegara a fallar, acarrea además daños graves en las máquinas, y consecuentemente, en todo el proceso de producción.

7. Un elastómero es un caucho natural o cualquier polímero con propiedades elásticas similares a las de caucho natural. Estos materiales son ampliamente utilizados en los aisladores, ya que pueden ser convenientemente moldeado en muchas formas y seleccionadas para proporcionar una amplia gama de rigideces; tienen más amortiguación que los resortes de metal; por lo general, requieren un mínimo de espacio y peso, pueden haber combinaciones entre elastómero y metal adaptados para la inserción en estructuras. El tipo más común de aislante se fabrica de elastómero.
8. El sismógrafo o sismómetro es un instrumento para medir terremotos o pequeños temblores provocados por los movimientos de las placas litosféricas.
9. Al comparar periódicamente lecturas de una cámara termográfica con el perfil de temperatura de una máquina en condiciones de funcionamiento normales, es posible detectar una gran cantidad de fallos.
10. Los instrumentos ultrasónicos detectan fricción, al concentrarse en una banda específica de alta frecuencia, a través del sonido.
11. Existen varios software en el mercado, los cuales proveen excelentes opciones para resolver problemas de diseño, entre estos ETABS y SAP.

12. El software LabVIEW proporciona una solución única para la generación de prototipos e implementación de analizadores de sonido y vibración.

RECOMENDACIONES

1. La realización de más prácticas en diversas industrias para que el alumno pueda conocer las aplicaciones de los diversos equipos predictivos.
2. La adquisición del equipo predictivo es necesaria para la optimización de los procesos industriales de cualquier empresa.

BIBLIOGRAFÍA

1. BALACHANDRAN, Balakumar y MAGRAB, Edward. *Vibraciones*. New York, EE.UU.: Thomson, 2004. 708 p.
2. CASTILLO, Alberto. *Evaluación de aislantes de vibración en prototipos*. Trabajo de graduación de Ing. Mecánica. Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 2010. 79 p.
3. CYRIL, Harris y CREDE, Charles. *Shock and vibration handbook*. New York, EE.UU.: McGraw-Hill. 2002. 1456 p.
4. KELLY, Graham. *Vibraciones mecánicas*. Chicago, EE.UU.: McGraw-Hill, 2002. 1202 p.
5. MONROY, Fredy. *Guía para los cursos de montaje y mantenimiento de equipo y vibraciones mecánicas*. Trabajo de graduación de Ing. Mecánica. Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 2005. 137 p.
6. *NI sound and vibration*. [En línea]. <<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/209056>>. [Consulta: 29 de julio de 2014].
7. PINZÓN CAMACHO, Alvaro. *Medición de vibración. Técnicas de Medición, balanceo y mantenimiento predictivo*. [En línea]. <file:///C:/Users/ASUS/Downloads/252975_rfa_2012_es_clp371861061.pdf>. [Consulta: 29 de julio de 2014].

8. SETO, William. *Teoría y problemas de vibraciones mecánicas*. Panamá: McGraw-Hill, 2013. 174 p.
9. ULTRASONIDO. Propagado en aire. *Nivel I. Inspección eléctrica y mecánica*. [En línea]. <<http://www.uesystems.eu/es/aplicaciones/inspeccion-electrica/>>. [Consulta: 29 de julio de 2014].
10. VELÁSQUEZ, Aguilar, Luis Alberto. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones. Enfoque en bombas centrífugas del sistema de enfriamiento de motores de combustión interna de una planta de generación de energía eléctrica y ventiladores de tiros mecánicos de calderas acuatubulares en un ingenio*. Trabajo de graduación de Ing. Mecánica Industrial. Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 2004. 230 p.
11. WOWK, Victor. *Machinery vibration. Measurement and analysis*. New York, EE.UU.: McGraw-Hill Professional, 1991. 358 p.

APÉNDICES

Apéndice 1. **Guía de prácticas del laboratorio**

- **Práctica de reconocimiento de sensores**

En la visita dirigida a la empresa Turbocargadores Elliot reconozca las diferencias entre el sensor de aceleración y el sensor de velocidad.

- ¿Cuáles son las unidades de medida que emplean?
- ¿Cuáles son los costos aproximados de dichos sensores?
- ¿En qué rango se debe de utilizar el sensor de aceleración?
- ¿En un programa de monitoreo bajo condiciones, qué sensor se utiliza y por qué?

¿En la empresa de helicópteros que tipo de sensor se utilizan?

¿En el Insivumeh qué tipo de sensor se utiliza para el monitoreo de sismos?

- ¿En la hidroeléctrica Los Esclavos, qué tipo de sensor se utiliza para la medición de las vibraciones en el eje de la turbina?

- **Práctica sobre desbalance**

Continuación del apéndice 1.

En la visita dirigida a la empresa Turbocargadores Elliot reconozca las diferencias entre desbalance dinámico, de pareja y estático.

Continuación del apéndice 1.

- ¿Cuál es el más común?
 - ¿Cuál es el tipo de balanceadora que utilizan?
 - ¿Costo aproximado?
 - ¿Cómo se utiliza?
 - ¿Cuándo se recomienda balancear en taller o en campo?
- Práctica sobre alineamiento

En la visita dirigida a la Empresa Turbocargadores Elliot reconozca los diferentes tipos de alineación.

- ¿Cuál equipo para alinear utilizan y por qué?
- ¿Costo aproximado?
- ¿Cómo se utiliza?

Aspectos de seguridad industrial al alinear con láser.

Reconozca el alineamiento angular, paralelo y en combinación.

- Práctica sobre pérdida mecánica o soldura

En la visita dirigida a la Empresa Turbocargadores Elliot reconozca los diferentes tipos de pérdida mecánica o soldura. Estructural, anclaje en mal estado y tolerancias inadecuadas o desgastes.

Continuación del apéndice 1.

- ¿Cuáles son sus espectros característicos?
 - ¿Clases de pérdida mecánica?
 - ¿Qué se utiliza para hacer un montaje de precisión?
- Práctica de problemas por fuerzas hidráulicas

En la visita dirigida a la Empresa Turbocargadores Elliot reconozca las diferencias entre paso de álabes, flujo turbulento y cavitación en la carta de Charlotte.

En la hidroeléctrica Los Esclavos, reconozca las diferencias entre paso de álabes, flujo turbulento y cavitación

- ¿Qué tipo de turbina utilizan y por qué?
- Análisis de fallas en rodamientos

Indague sobre la periodicidad del análisis de los rodamientos utilizados en las diferentes máquinas que observará en las diferentes visitas dirigidas á.

- ¿Utilizan análisis combinado de vibraciones, termografía y ultrasonido?
- Práctica sobre aisladores para vibración

Realice un estudio minucioso de los diversos tipos de aisladores para vibración que se utilizan en las diferentes máquinas que observará en las diferentes visitas dirigidas que asistirá.

Continuación del apéndice 1.

- Práctica sobre sismógrafos

En el Insivumeh

- ¿Qué tipo de sensor se utiliza para el monitoreo de sismos?
- ¿Costo aproximado?
- ¿Qué tipo de software utilizan para compartir información a nivel mundial?

- Práctica sobre cámara termográfica

En la hidroeléctrica Los Esclavos, reconozca la cámara termográfica: uso, beneficios, aplicaciones, entre otros.

- Práctica sobre ultrasonido propagado en aire

- Consulte en las diferentes visitas. Usualmente lo tercerizan, ¿por qué?

- Práctica sobre software e Instrumentación virtual

- Investigue sobre los diversos software que emplean las diferentes empresas visitadas y su costo.

Continuación del apéndice 1.

En la visita dirigida a la empresa Turbocargadores Elliot consulte sobre el tipo de software que utilizan para entrenamiento y capacitación.

En la hidroeléctrica Los Esclavos, reconozca el sistema de recolección de vibraciones por Vibrosystem.

Costo aproximado y rentabilidad de la inversión.

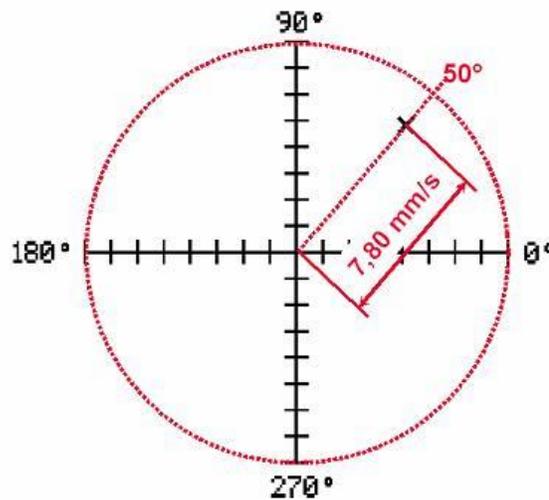
Fuente: elaboración propia.

Apéndice 2. **Ejemplo de aplicación del procedimiento de balanceo en el sitio de operación**

Para realizar un ejemplo en la forma y aplicación del balanceo en el sitio de operación, se tomará como referencia la información del balanceo en el sitio del ventilador de tiro inducido caldera # 5.

En éste ventilador, la medida inicial del desbalance fue 7,80 mm/s rms con ángulo de fase 50°. Esta información es un vector, dado que posee magnitud y dirección. En un plano cartesiano, se vería de la siguiente manera:

Figura A1. **Medida inicial de desbalance**



Realizada la medida inicial, se debe agregar el peso de prueba. El peso de la masa de prueba se calcula en función del tamaño y peso del ventilador, mediante la siguiente fórmula:

Continuación del apéndice 2.

$$M_{prueba} = 30 * \frac{M_{rotor}}{r_{rotor}}$$

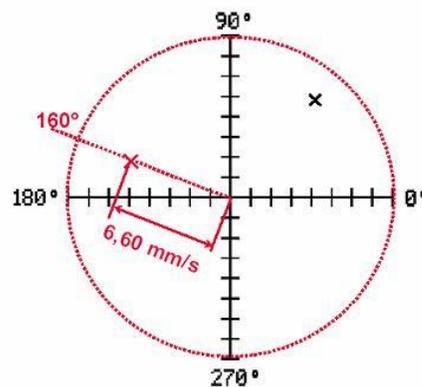
Donde:

- M_{prueba} = peso de la masa de prueba, en gramos
- M_{rotor} = peso del rotor a balancear, en kilogramos
- r_{rotor} = radio del rotor, en mm

El radio debe corresponder con la distancia del centro hasta la circunferencia donde se colocarán el peso de prueba y el peso de corrección. En este caso, el peso de prueba será 400 gramos.

Colocado el peso de prueba, la medida de prueba que el equipo de vibraciones registró es 6.60 mm/s rms y ángulo 160°. Este punto puede observarse en la figura 2.

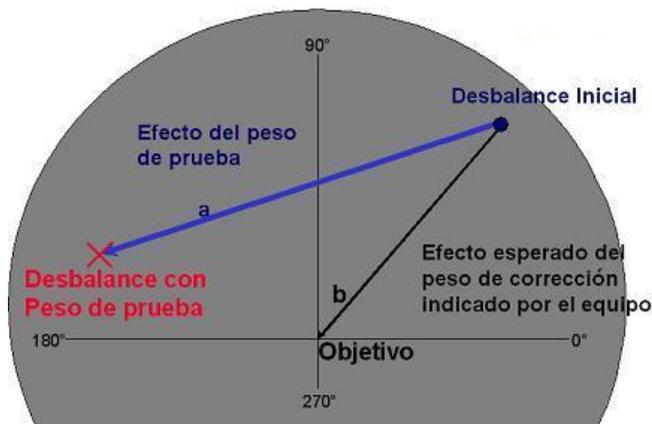
Figura A2. **Medida de desbalance con peso de prueba**



Continuación del apéndice 2.

Al sobreponer las gráficas 1 y 2, tal como puede verse en la gráfica 3, se observa el efecto que se produjo como consecuencia del peso de prueba; además, se muestra el objetivo del balanceo que consiste en trasladar el punto del desbalance, lo más cercano posible al origen de la gráfica; es decir, lo más cercano al cero que teóricamente es donde existirá el balance perfecto o la correcta distribución de masas del ventilador.

Figura A3. **Efecto del peso de prueba y objetivo del balanceo**



El ángulo que se forma entre los vectores del efecto del peso de prueba (vector a) y el vector objetivo del balanceo (vector b) será el valor del ángulo al cual se debe realizar la corrección; este ángulo se medirá a partir del punto donde se colocó el peso de prueba y en dirección contraria a la dirección de rotación del ventilador.

Continuación del apéndice 2.

Además, debe encontrarse la longitud del vector del efecto del peso de prueba y la longitud del vector objetivo. Luego, mediante la ecuación siguiente se realiza una relación entre estos valores y se encontrará el peso de corrección.

$$M_{\text{corrección}} = M_{\text{prueba}} * \frac{b}{a}$$

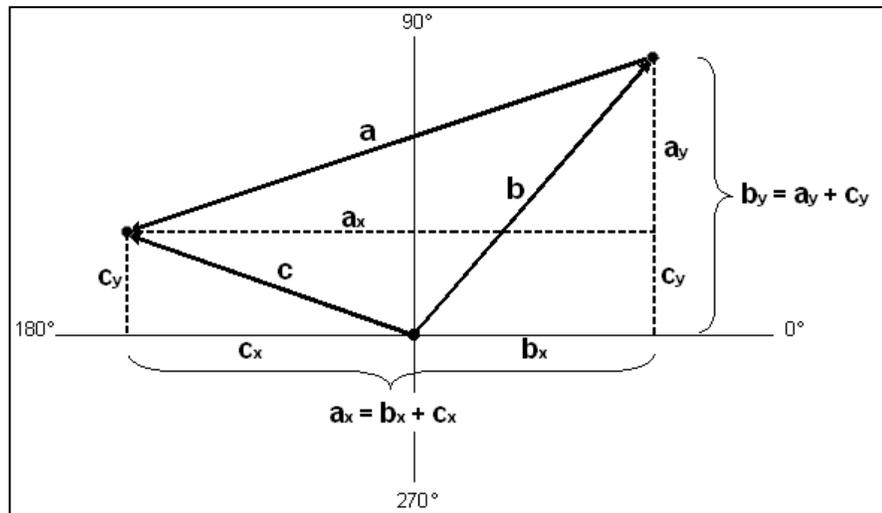
Donde:

- $M_{\text{corrección}}$ = masa de corrección
- M_{prueba} = masa de prueba
- a = longitud del vector efecto del peso de prueba
- b = longitud del vector objetivo del balanceo

Para encontrar el valor de la longitud del vector a , se debe realizar una descomposición de los vectores b y vector que corresponde a la medida del desbalance o vector c . Seguido, se podrá encontrar la longitud del vector a , tal como se muestra en la gráfica 4 de este anexo. La longitud del vector b corresponde al valor de la amplitud del desbalance inicial; en este caso, la longitud del vector b es 7,80 y la longitud del vector c es 6,60.

Continuación del apéndice 2.

Figura A4. Forma gráfica para encontrar la longitud del vector a



Los vectores a y c tienen las siguientes magnitud y dirección:

- Vector **b** = 7,80 mm, ángulo 50°
- Vector **c** = 6,60 mm, ángulo 160°

Las componentes cartesianas de los vectores a y c son:

- $c_x = c \cos 160^\circ$ (valor absoluto) = 6,20 mm
- $c_y = c \sin 160^\circ$ (valor absoluto) = 2,257 mm
- $b_x = a \cos 50^\circ = 5,01$ mm
- $b_y = a \sin 50^\circ = 5,975$ mm

De la gráfica 4, se observa que los componentes del vector a son:

Continuación del apéndice 2.

- $a_x = b_x + c_x = 11,21$
- $a_y = b_y - c_y = 3,72$

Finalmente, el valor del vector b es:

- $a^2 = (a_x)^2 + (a_y)^2 = 139,5$
- $a = 11,81$

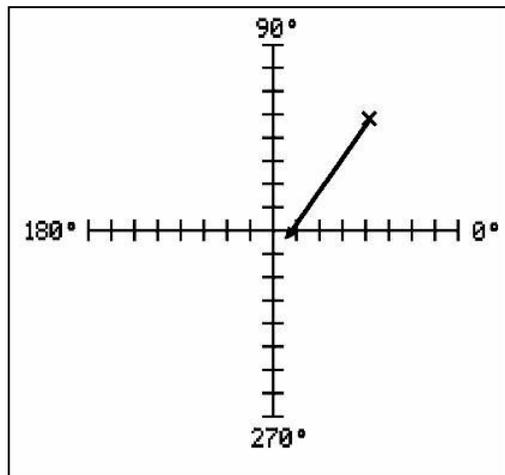
Al aplicar la fórmula para encontrar el peso de corrección se obtiene el valor del peso de corrección cuyo valor es 264 gramos.

Entonces, habrá que colocar 264 gramos de peso de corrección a un ángulo de 32° con respecto al punto donde se colocó el peso de prueba. Además, el peso de prueba debe ser removido.

Realizada esta operación, se toma la medida de chequeo. En este caso, la medida de chequeo que se observó en el equipo de vibraciones es 0,62 a un ángulo de 334° . Visto de forma gráfica (ver gráfica 5), éste valor de vibración y fase se acercan bastante al cero, siendo esto un indicativo de un desbalance residual aceptable.

Continuación del apéndice 2.

Figura A5. **Medida de chequeo del balanceo**

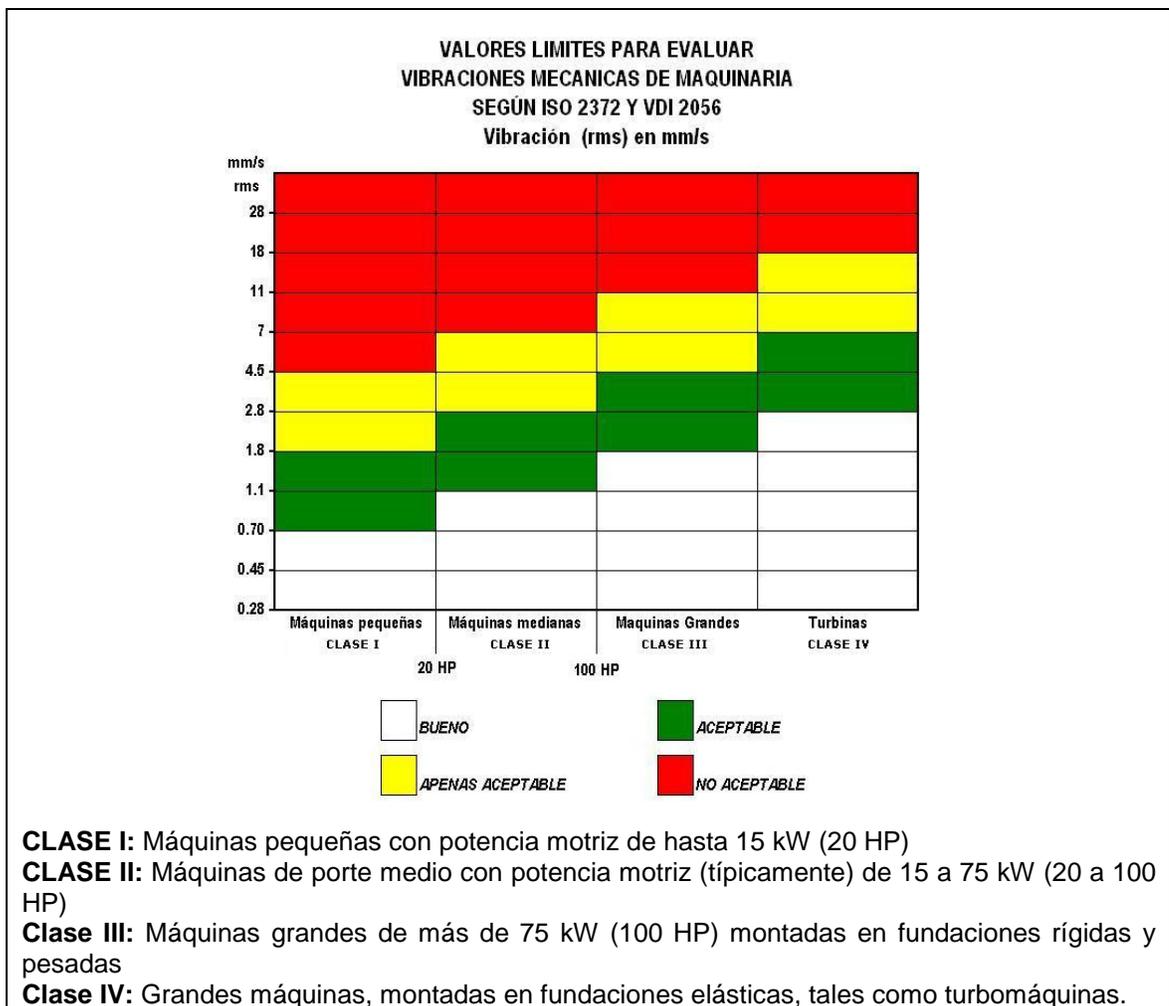


En aquellos casos donde la amplitud de la vibración 1X (medida de chequeo del balanceo), no sea del todo satisfactoria, se puede repetir el procedimiento hasta alcanzar un nivel aceptable o deseable.

Fuente: elaboración propia.

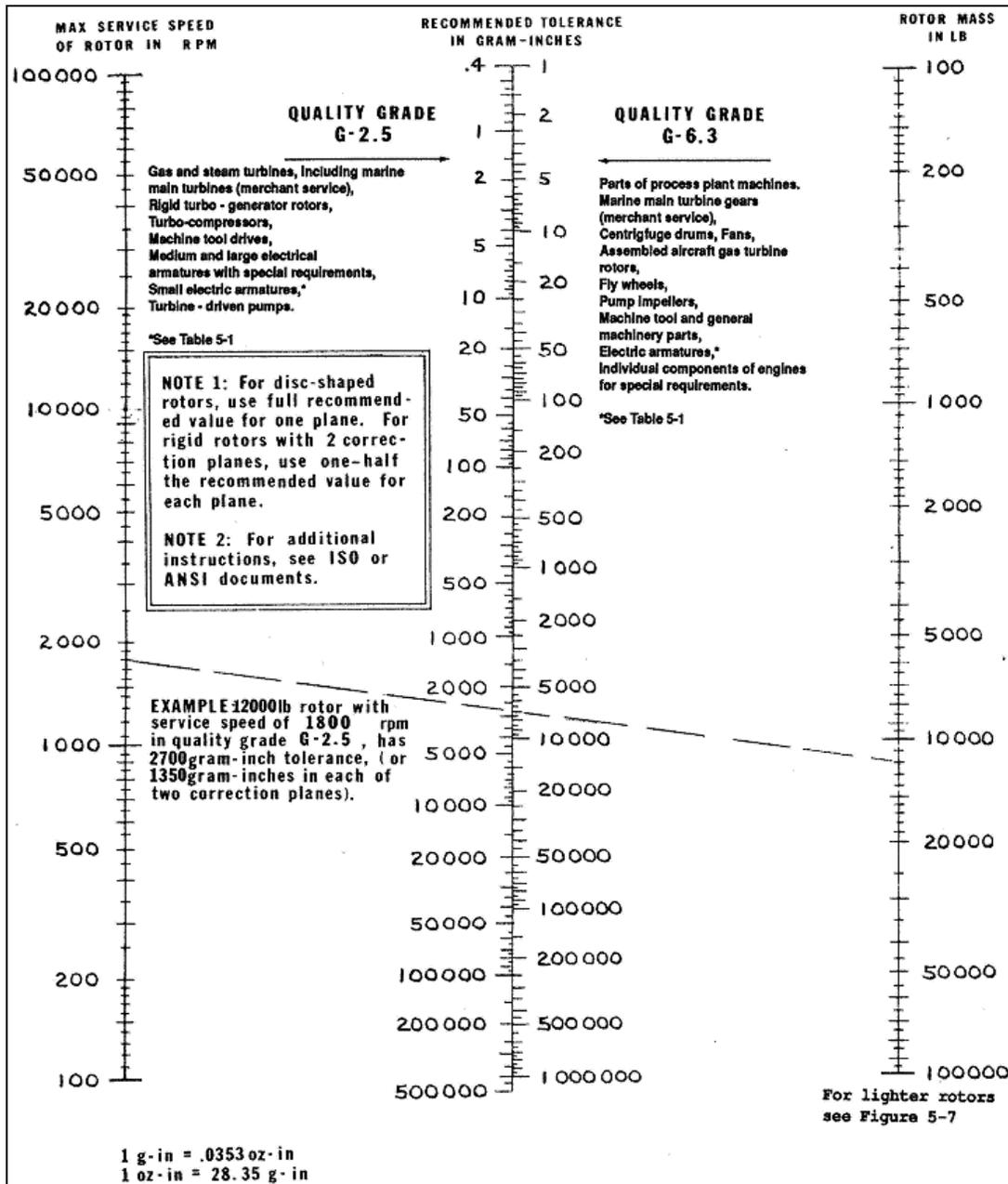
ANEXOS

Anexo 1. Valores límite para la evaluación de vibraciones mecánicas según ISO 2372



Fuente: Norma ISO 2372, edición 1984. <https://es.scribd.com/document/328824278/Norma-Iso-2372>. Consulta: 4 de enero de 2018.

Anexo 2. **Nomograma para hallar tolerancias de balanceo, grado 2,5 y 6,3, basada en la norma ISO 1940 y ANSI S2.19**



Fuente: Norma ISO 2372, edición 1984. <https://es.scribd.com/document/328824278/Norma-Iso-2372>. Consulta: 4 de enero de 2018.

Anexo 3. **Valores límite de vibraciones para vibraciones mecánicas según la norma ISO 10816-3**

ISO 10816 - 3
Grupo 1:
Máquinas grandes con valores de poder por encima de 300 kW;
máquinas eléctricas con ejes de altura $H \geq 315$ mm

Sub-grupo	Zonas de evaluación	Desplazamiento de la Vibración μm (rms)	Velocidad de la Vibración mm/s (rms)
rígido	A	29	2,3
	B	57	4,5
	C	90	7,1
	D		
flexible	A	45	3,5
	B	90	7,1
	C	140	11
	D		

ISO 10816 - 3
Grupo 2:
Máquinas de mediano tamaño con valores de fuerza average 15 kW a 300 kW; máquinas eléctricas con ejes de altura 160 mm $\leq H < 315$ mm

Sub-grupo	Zonas de evaluación	Desplazamiento de la Vibración μm (rms)	Velocidad de la Vibración mm/s (rms)
rígido	A	22	1,4
	B	45	2,8
	C	71	4,5
	D		
flexible	A	37	2,3
	B	71	4,5
	C	113	7,1
	D		

Continuación del anexo 3.

ISO 10816 - 3
Grupo 3:
Bombas con impelers de multi-paletas y transmisiones separadas (con radial, semi-radial y flujo axial) y valores de poder por encima de 15 kW

Sub-grupo	Zonas de evaluación	Desplazamiento de la Vibración μm (rms)	Velocidad de la Vibración mm/s (rms)
rígido	A	18	2.3
	B	36	4.5
	C	56	7.1
	D		
flexible	A	28	3.5
	B	56	7.1
	C	90	11
	D		

ISO 10816 - 3
Grupo 4:
Bombas con impelers de multi-paletas y transmisiones integrales (con radial, semi-radial y flujo axial) y valores de poder por encima de 15 kW

Sub-grupo	Zonas de evaluación	Desplazamiento de la Vibración μm (rms)	Velocidad de la Vibración mm/s (rms)
rígido	A	11	1.4
	B	22	2.8
	C	36	4.5
	D		
flexible	A	18	2.3
	B	36	4.5
	C	56	7.1
	D		

Fuente: Norma ISO 10816-3, edición de 1998.

<https://es.scribd.com/document/328824278/Norma-Iso-2372>. Consulta: 4 de enero de 2018

Anexo 4. Norma ISO 10816-3

								v r.m.s. mm/s	v r.m.s. inch/s	Velocidad Vibración <small>10 - 1000 Hz n > 600 1/min (2 - 1000 Hz n > 120 1/min)</small>
								11	0.433	
								7.1	0.280	
								4.5	0.177	
								3.5	0.138	
								2.8	0.110	
								2.3	0.091	
								1.4	0.055	
								0.71	0.028	
rígida	flexible	rígida	flexible	rígida	flexible	rígida	flexible	Fundación		
Bombas > 15 kW radial, axial, diagonal				Máquinas medianas 15 kW < P ≤ 300 kW		Máquinas Grandes 300 kW < P < 50 MW		Tipo de Máquina		
Acople directo		Eje intermedio / Poleas.		Motores 160 mm ≤ H < 315 mm		Motores 315 mm ≤ H				
Grupo 4		Grupo 3		Grupo 2		Grupo 1		Grupo		
								P	Puesta en operación recientemente.	
								B	Operación para largo plazo.	
								C	Operación para corto plazo	
								D	Vibración causando daños	

Fuente: *La vibración*. <https://pruftechnik.wordpress.com/2011/10/13/la-vibracion-confirma-la-norma/>. Consulta: 28 de febrero de 2018.

Anexo 5. Norma VDI 2056

Al igual que la norma ISO 10816-3, la norma VDI 2056 muestra una tabla comparativa en la cual se definen niveles globales máximos de vibración según el tipo de máquina; se localiza así la máquina en una condición de bueno a no permitido según sea el nivel de vibración global máximo.

RMS Velocity (mm/s)	Not Permissible	Not Permissible	Not Permissible	Not Permissible
	Just Tolerable	Just Tolerable	Just Tolerable	Just Tolerable
	Allowable	Allowable	Allowable	Allowable
	Good	Good	Good	Good
	<i>Small machines up to 15 KW</i>	<i>Medium machines 15-75 KW or upto 300 KW on special foundations</i>	<i>Large machines with rigid and heavy foundations whose natural frequency exceeds machine frequency</i>	<i>Large machines operating at speeds above foundation natural frequency (e-g Turbomachines)</i>

Fuente: *La vibración*. <https://pruftechnik.wordpress.com/2011/10/13/la-vibracion-confirma-la-norma/>. Consulta: 28 de febrero de 2018.

Anexo 6. VIBROTEST 60, versión 4



Briel & Kjaer Vibro

VIBROTEST 60

New! version 4

A supplement to our Vibrotest 60 brochure #BBF-0009.



The all new Vibrotest 60 offers the most advanced vibration analysis tools available in one easy to use instrument.

New features to observe machine behavior.

- Manual Entry to input machine process values
- Band-pass measurement to evaluate bearing condition on low-speed machines.
- Overall Vibration vs. Speed
- Overall Vibration vs. Time

New features to accurately diagnose the cause of faults and damage.

- Selective Envelope Detection (SED) to diagnose bearing problems on low-speed machines
- Cepstrum function

And a completely new module with CPB spectrum functions for maximum analysis capability.

- Constant Percentage Bandwidth (CPB)

Traditionally, FFT spectral analysis has been used for fault detection and signal analysis, but it can be time consuming. The CPB analysis feature guarantees maximum spectral analysis in broad-band fault detection so on-going damage can be identified earlier.

- Faster measurement results through reduced number of frequency components (bands).
- Easier interpretation of the measurement data.
- Early fault detection due to high reproducibility of the measurement. Limit values can be set closer to reference values under "normal" operating conditions.

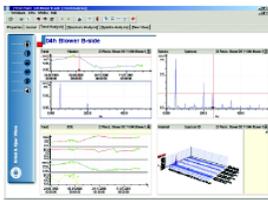
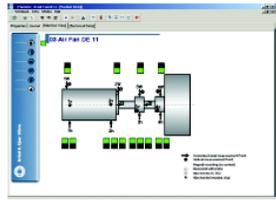
xms

eXtended Monitoring Software

Our new XMS software is the perfect complement to our Vibrotest 60, and makes analyzing data, machine maintenance and reporting easy! This powerful software program is completely customizable so you can easily organize your machine data with your own photos, logos and reports!

- Powerful analysis functions
- Extensive rolling-element bearing database
- Automatic report creation with customizable templates.
- Graphic navigation using your machine photos, sketches, etc...
- Internet window to access real-time info via web camera.

Can also be used independently
To create a complete machine
maintenance library!

Continuación del anexo 6.

VIBROTEST 60 version 4 information:

Overview of all modules:

<p>Module 1.1:</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ Absolute bearing vibrations High pass: 1Hz to 10kHz* Low pass: 10 Hz to 20 kHz* ■ Relative shaft vibrations High pass: 1Hz to 10kHz* Low pass: 10 Hz to 20 kHz* ◆ Bearing Condition Unit (BCU) ◆ Process values ◆ Speed measurement ■ Manual entry ■ Band-pass measurement High pass: 630 Hz to 16 kHz* Low pass: 800 Hz to 20 kHz* <p>Module 1.2:</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ Overall vibration vs. speed 1Hz to 10kHz ■ Overall vibration vs. time 10s – 99,999s (27 hrs) 	<p>Module 2.1:</p> <ul style="list-style-type: none"> ◆ FFT Spectrum <p>Module 2.2:</p> <ul style="list-style-type: none"> ◆ Bearcon Signature (BCS) ■ Selective Envelope Detection (SED) Two Band Pass filters are available: Bearing resonance frequencies: High pass: 630 Hz to 16 kHz* Low pass: 800 Hz to 20 kHz* ■ Bearing fault frequencies: High pass: 1, 2, 5, 10 Hz Low pass 20, 50, 100, 200, 500, 1000, 2000 Hz ■ Cepstrum function <p>Module 3:</p> <ul style="list-style-type: none"> ◆ Tracking <p>Module 5:</p> <ul style="list-style-type: none"> ◆ Dual channel function 	<p>Module 7:</p> <ul style="list-style-type: none"> ◆ Balancing expert <p>Module 8:</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ Constant Percentage Bandwidth (CPB) Bandwidth: Steps 70%/23%/6% (selectable) High pass: 1,1/2,2/4,5/9/18/35 Hz (selectable) Low pass: 1,1/2,2/4,5/9/18 kHz (selectable) Averaging time: 3-999 seconds ◆ <i>Ordering information and technical data as described in brochure BBF 0009-US-12</i> ■ <i>New Version 4 specifications and/or modules.</i> * <i>Selectable in 1/3 octave steps</i>
--	--	--

PC Software Packages

<p>Two powerful Windows® based software packages are available for the Vibrotest 60:</p> <p>Vibro Report Allows all measurement to be displayed in graphic form or as a measurement list, and printed for documentation purposes.</p> <p>XMS – eXtended Monitoring Software The professional software for "condition-oriented maintenance," with an intelligent data-base function to manipulate comprehensive machine data.</p>	<p>Overview of Modules:</p> <p>Basic Module B01 SQL Data base and basic functions</p> <p>Interface Module I01 Communication with PCMCIA-Card, Reading Reports</p> <p>Analysis Module A10 Analysis of Overall Values, Rotational Speed and Process Parameters</p> <p>Analysis Module A11 Analysis of Overalls vs. Time and Overalls vs. Speed</p>	<p>Analysis Module A20 Analysis of Spectrum, Cepstrum, SED-/BCS Spectrum</p> <p>Analysis Module A21 Analysis of CPB Spectrum</p> <p>Diagnosis Module D10 FFT-Marker and Bearing Database</p> <p>PC Requirements: Windows 2000®, Windows NT® 4.0, or Windows XP®. Pentium III or IV</p>
--	---	--

Fuente: *Ultrasonido*. <https://www.bkvibro.com>. Consulta: 7 de enero de 2018.

Anexo 7. **Formato para coleccionar información de medidas de vibración**

FORMATO PARA TOMA DE MEDIDAS DE VIBRACIÓN

Máquina : _____

Velocidad de operación: _____ Hz Potencia Motriz : _____ HP

Analista : _____ Fecha : _____

Espacio para realizar diagrama de la máquina.

Punto No.	Orientación (H, V o A)*	Vibración global (mm/s rms)	Angulo de fase	¿Se obtuvo gráfico FFT? **
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				

Clasificación según ISO 2372: _____

Condición de Operación: _____

Notas: _____

* Orientación: H = horizontal, V = vertical, A = axial. ** FFT = Espectro de frecuencias

Fuente: VELÁSQUEZ, Aguilar. *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones.*

