

**LABORATORIO DE VIBRACIONES
MECANICAS**
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
FACULTAD DE INGENIERIA
UNIVERSIDAD DE CONCEPCION
<http://www.dim.udec.cl/lvm>



TUTORIAL SEVERIDAD VIBRATORIA. PARTE I

Dr. Pedro Nelson Saavedra

1. Introducción

¿Cuántas veces usted ha tocado una máquina para ver si ella está funcionando bien? Con la experiencia usted ha desarrollado al tacto que vibración es normal y cual es anormal. Lo anterior ha sido sistematizado a través de las normas de severidad de vibraciones. Las normas establecen procedimientos para la medición y evaluación de la vibración en las máquinas. Establece valores, determinados empíricamente, que aseguren una operación confiable y segura de la máquina en el largo plazo, y a la vez, minimice los efectos adversos en los equipos asociados a ella.

Los estándares o normas son criterios establecidos por autoridades en el tema a través de un amplio consenso y opinión de los usuarios, y por consiguiente, son ampliamente aceptados y aplicados.

Algunos estándares son publicados por grupos de industrias tales como:

- American Petroleum Institute (API)
- American Gear Manufacturers, Association (AGMA)
- National Electric Manufacturers Association (NEMA)

Otros estándares son publicados por organizaciones tales como:

- International Standards Organization (ISO)
- Asociación Alemana de Ingenieros (VDI)
- American National Standards Institute (ANSI)

Los estándares para la medición y evaluación de la severidad de la vibración son clasificados en dos tipos:

1. Estándares para los ensayos de la aceptación de las máquinas
2. Estándares para el monitoreo de la vibración durante la operación de las máquinas

2. Estándares para los ensayos de aceptación de máquinas

Los estándares de aceptación de máquinas especifican los requerimientos vibratorios que deben satisfacer diferentes tipos de máquinas en la etapa de puesta en servicio (commissioning). Los valores vibratorios medidos durante los ensayos de desempeño o performance, al instalarse las máquinas, no deben exceder valores establecidos en los estándares. Los estándares para

aceptación de máquinas están orientados a un tipo de máquinas específico. Estos estándares establecen:

- Procedimientos
- Puntos donde realizar las mediciones
- Condiciones de operación bajo las cuales se realizan las mediciones
- Técnica para procesar la medición
- Niveles de aceptación para la máquina

Por ejemplo, en **API/ANSI 610 (2004)/ ISO 13709(2003)**, se establecen los niveles vibratorios para la aceptación de “Bombas centrífugas para las industrias del petróleo, petroquímicas y gas natural”. Observe que existe una equivalencia total entre las diferentes normas API, ANSI, ISO y otras. Esto, no solo para el caso de las bombas centrífugas, sino que para todos los tipos de máquinas.

La característica de las normas de aceptación es que solo dan un valor para la máquina que ha sido instalada. Por ejemplo, el estándar ISO 13709 indica que para la aceptación de una bomba centrífuga con descansos de rodamientos, montada en voladizo o entre descansos, el valor de aceptación para las vibraciones medidas en los puntos y en las condiciones de operación señalados por la norma, son para bombas que rotan bajo 3.600(cpm) y de potencia hasta 300kW por etapa:

- Velocidad vibratoria global < 3.0 (mm/s) RMS
- Velocidad filtrada (componentes espectrales individuales) < 0.67 del valor global
- El aumento de valor permitido para la vibración fuera de la región de operación (caudal), pero dentro de la región permitida, no puede aumentar en más de un 30% los valores anteriores

3. Estándares para el monitoreo operacional de las máquinas

Estos estándares establecen niveles vibratorios para el monitoreo de una máquina durante su operación **con el objeto de evaluar su condición**, es decir, se utilizará el valor de la vibración como un indicador de la condición de la máquina. Estos estándares indican niveles vibratorios que permiten una evaluación cualitativa de la condición de las máquinas. Por ejemplo, las normas ISO, ver figura 1, establecen cuatro zonas de evaluación de la condición de la máquina:

ZONA A: Valor que indica condición de la máquina **Buena**. La vibración de las máquinas nuevas o recientemente reacondicionadas deberían estar dentro de esta zona.

ZONA B: Máquinas con valores dentro de esta zona son normalmente considerados **aceptables** para una operación a largo plazo sin restricciones

ZONA C: Máquinas con valores dentro de esta zona son normalmente considerados como **insatisfactorias** para una operación continua a largo plazo. Generalmente la máquina puede ser operada por un periodo limitado de tiempo en esta condición hasta que llegue una oportunidad apropiada para su reparación

ZONA D: Los valores de vibración dentro de esta zona son considerados normalmente como de suficiente severidad como para causar daño a la máquina

Estos estándares, al igual que los estándares de aceptación de máquinas, establecen además procedimientos, ubicación de los puntos de medición, condiciones de operación bajo las cuales se realiza la medición, y técnica para procesar la medición.

Observar la diferencia entre las normas de aceptación de máquinas, las cuales solo proporcionan un valor, correspondiente a máquina en buena condición, y las normas para el monitoreo operacional de las máquinas, las cuales establecen cuatro zonas de evaluación de su condición.

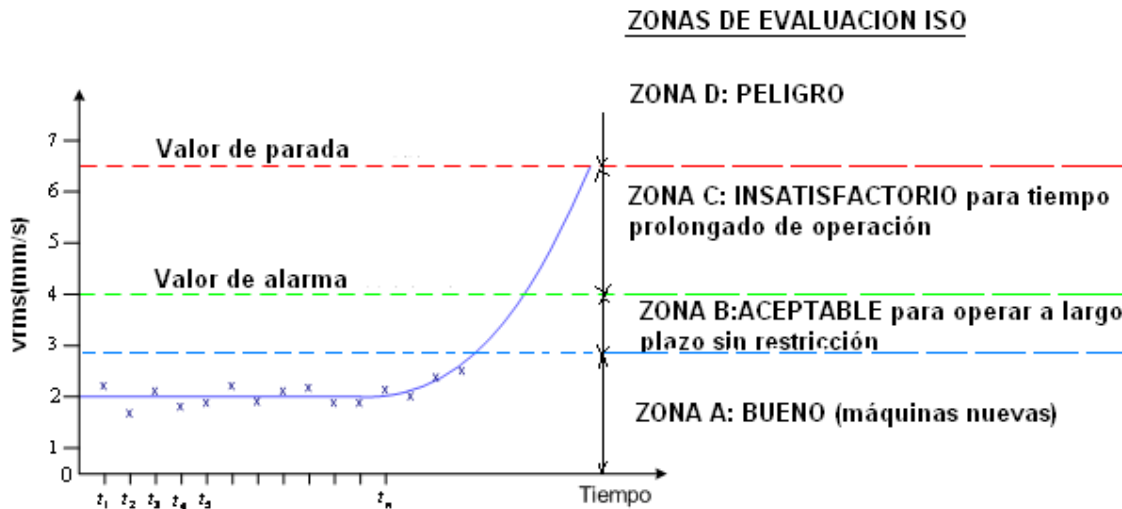


FIG. 1. Zonas de evaluación de normas ISO para el monitoreo operacional de las máquinas

3.1. Estándares ISO para el monitoreo operacional de las máquinas

ISO (International Organization for Standardization) es una federación a lo largo del mundo en el que participan Institutos de estandarización de más de 145 países. Los estándares ISO son desarrollados por comités técnicos compuestos por expertos que vienen del campo industrial, técnico y de servicios. De la gran variedad de estándares de severidad vibratoria que publica ISO, los estándares básicos son dos series de normas, serie 10816 y serie 7919, como se muestra en figura 1.

Las fuerzas dinámicas son la causa de la gran mayoría de las vibraciones generadas en las máquinas. Las fuerzas dinámicas que generan fallas en las máquinas se generan fundamentalmente en el rotor haciéndolo vibrar. Estas vibraciones se transmiten a los descansos, soportes y fundaciones de las máquinas. Lo peligroso, son las vibraciones generadas en el rotor, por lo que, para la evaluación de las vibraciones se requiere tener un “valor representativo de cómo vibra el rotor”.

En las máquinas montadas en rodamientos, la medición en la caja del rodamiento, **parte no-rotatoria de la máquina** (pues ella no rota), es representativa de las vibraciones del rotor, como lo ilustra la figura 2. Por lo tanto, este es un punto adecuado para realizar la medición. Cuando la caja del rodamiento vibra como un todo (como cuerpo rígido), la medición en otros puntos, como ser la pata de la caja del rodamiento, es también un punto representativo de la medición. Para la evaluación de la severidad de las vibraciones medidas en partes no rotatorias de la máquina, como los puntos indicados anteriormente, se utiliza la serie de normas ISO 10816.

Sin embargo, hay varios tipos de máquinas para las cuales las mediciones realizadas en las partes no-rotatorias de ellas, como ser los descansos, pueden no caracterizar adecuadamente la condición de funcionamiento de la máquina, aunque dichas mediciones sean útiles. En este tipo de máquinas están la mayoría de las máquinas montadas en descansos hidrodinámicos o cojinetes, tales como turbinas a vapor, turbinas a gas, motores eléctricos, turbocompresores.

En este caso, las mediciones realizadas en la caja del descanso pueden ser de bajo valor, y el analista puede estar contento de medir valores tan buenos. Sin embargo, como lo ilustra figura 2, el rotor puede estar vibrando peligrosamente. En este tipo de máquinas, es necesario entonces para evaluar la severidad del problema, medir directo a los ejes rotatorios, utilizando sensores de desplazamiento relativo sin contacto. Para la evaluación de la severidad de las vibraciones medidas en los ejes rotatorios, se utiliza la serie de normas ISO 7919.

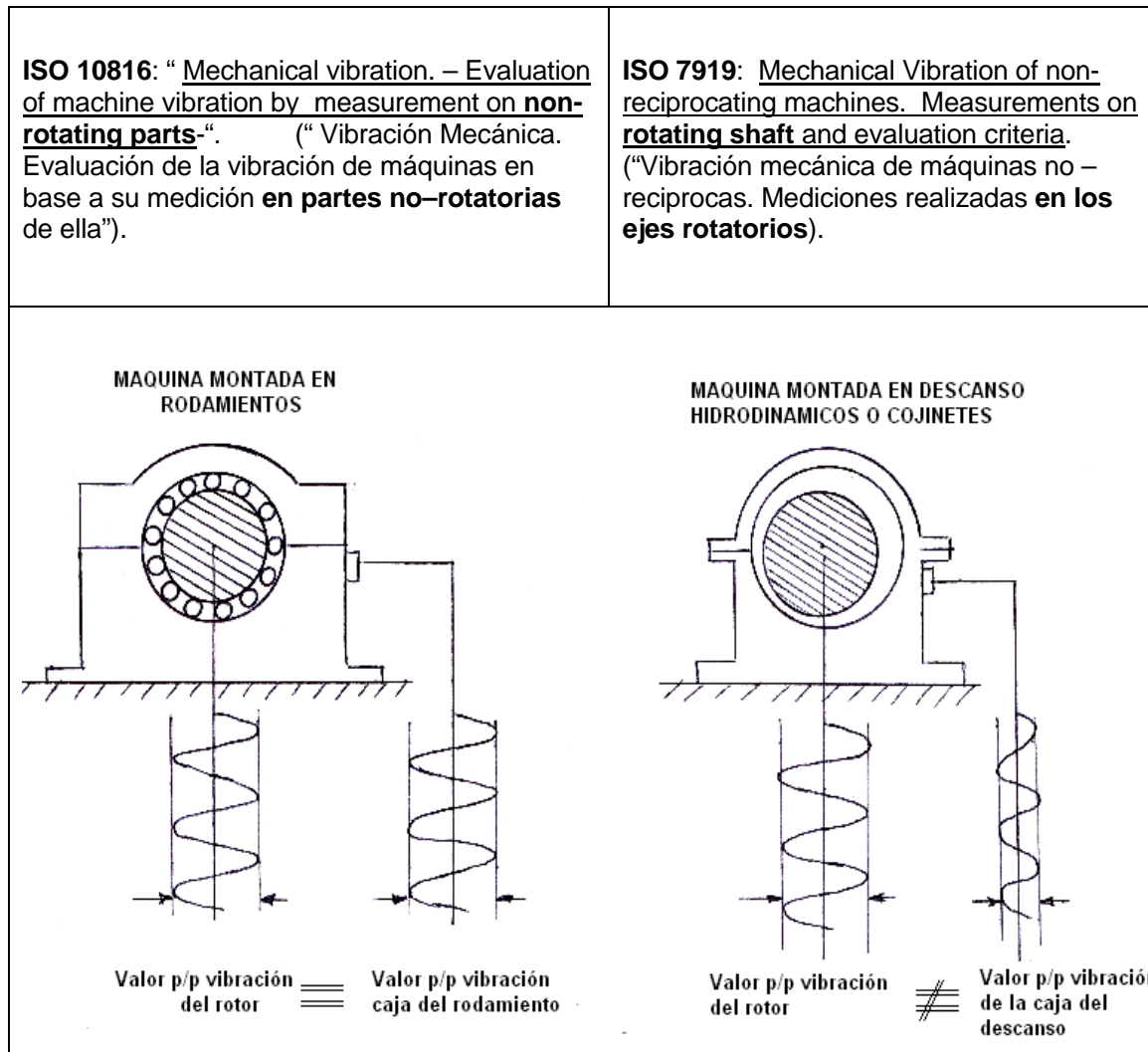


FIG. 2. Evaluación de la severidad vibratoria con mediciones en partes no rotatorias de ellas y con mediciones directamente al eje

El sensor utilizado para medir las vibraciones en partes no rotatorias de la máquina es un acelerómetro portátil. Es decir, con un solo acelerómetro se pueden medir todas las máquinas de la Planta. Para las mediciones directamente al eje se usan sensores montados en forma permanente, dos por cada descanso.

Tabla N°1 resume las diferentes partes que contienen las normas ISO 7919 e ISO 10816 respectivamente. Estas normas son discutidas en las cuatro categorías de los cursos de capacitación, cada vez con mayor profundidad y más cantidad de ejemplos.

TABLA N°1. Estándares ISO para la evaluación de la severidad vibratoria

SERIES ISO 7919: “Vibración mecánica de máquinas no – reciprocas. Mediciones realizadas en los ejes rotatorios”	
7919-1	Parte1: Guías generales
7919-2	Parte2: Turbinas a vapor y generadores fijos a la tierra sobre 50 MW con velocidades de rotación de 1500, 1800, 3000 y 3600 cpm.
7919-3	Parte3: Máquinas industriales acopladas
7919-4	Parte4: Conjuntos de turbinas a gas
7919-5	Parte5: Conjuntos de máquinas hidráulicas que generan potencia y bombean fluido.
SERIES ISO 10816: “ Vibración Mecánica. Evaluación de la vibración de máquinas en base a su medición en partes no–rotatorias de ella”	
10816-1	Parte1: Guías generales
10816-2	Parte2: Turbinas a vapor y generadores fijos a la tierra sobre 50 MW con velocidades de rotación de 1500, 1800, 3000 y 3600 cpm.
10816-3	Parte3: Máquinas industriales con potencia nominal sobre 15 kW y velocidades nominales entre 120 y 15.000 cpm cuando se mide en terreno.
10816-4	Parte4: Conjuntos de turbina a gas excluyendo las aeronaves
10816-5	Parte5: Conjuntos de máquinas hidráulicas que generan potencia y bombean fluido.
10816-6	Parte6: Máquinas recíprocas con potencia nominal sobre 100 kW
10816-7	Parte7: Bombas roto-dinámicas para aplicación industrial

Fundamentos

1. Problemas que generan las vibraciones en máquinas y estructuras

La pregunta básica a responder es: **¿cuánto es demasiada vibración** para una máquina o estructura determinada?, o dicho de otra forma, que tan severa es la vibración a la que está sometida la máquina o estructura que se está midiendo.

En general, las vibraciones son dañinas para las máquinas y estructuras debido a que se generan tres problemas básicos en ellas:

- Generan esfuerzos sobre los diferentes elementos
- Generan fatiga de los materiales
- Generan fuerzas de inercia

i) Esfuerzos de flexión generados por las vibraciones

Un elemento de una máquina o estructura que esté vibrando, se está deformando continuamente. Estas deformaciones, generan esfuerzos sobre los elementos de la máquina, los cuales si superan la resistencia a la ruptura del material se romperán, o si superan el límite de fluencia del material quedarán deformados permanentemente. Dentro de los esfuerzos, generalmente los más importantes son los debidos a la flexión de los elementos.

Para analizar los esfuerzos que se generan cuando un elemento vibra, consideremos el caso de una barra uniforme empotrada vibrando en flexión, ver figura 3. En las posiciones extremas la barra alcanza un desplazamiento pico D_0 .

La literatura técnica en los libros de resistencia de materiales demuestra que los mayores esfuerzos de flexión σ , se generan en la base de la viga. Ellos son directamente proporcionales al desplazamiento pico D_0 e inversamente proporcional al cuadrado del largo del elemento, L , como se indica en ecuación (1).

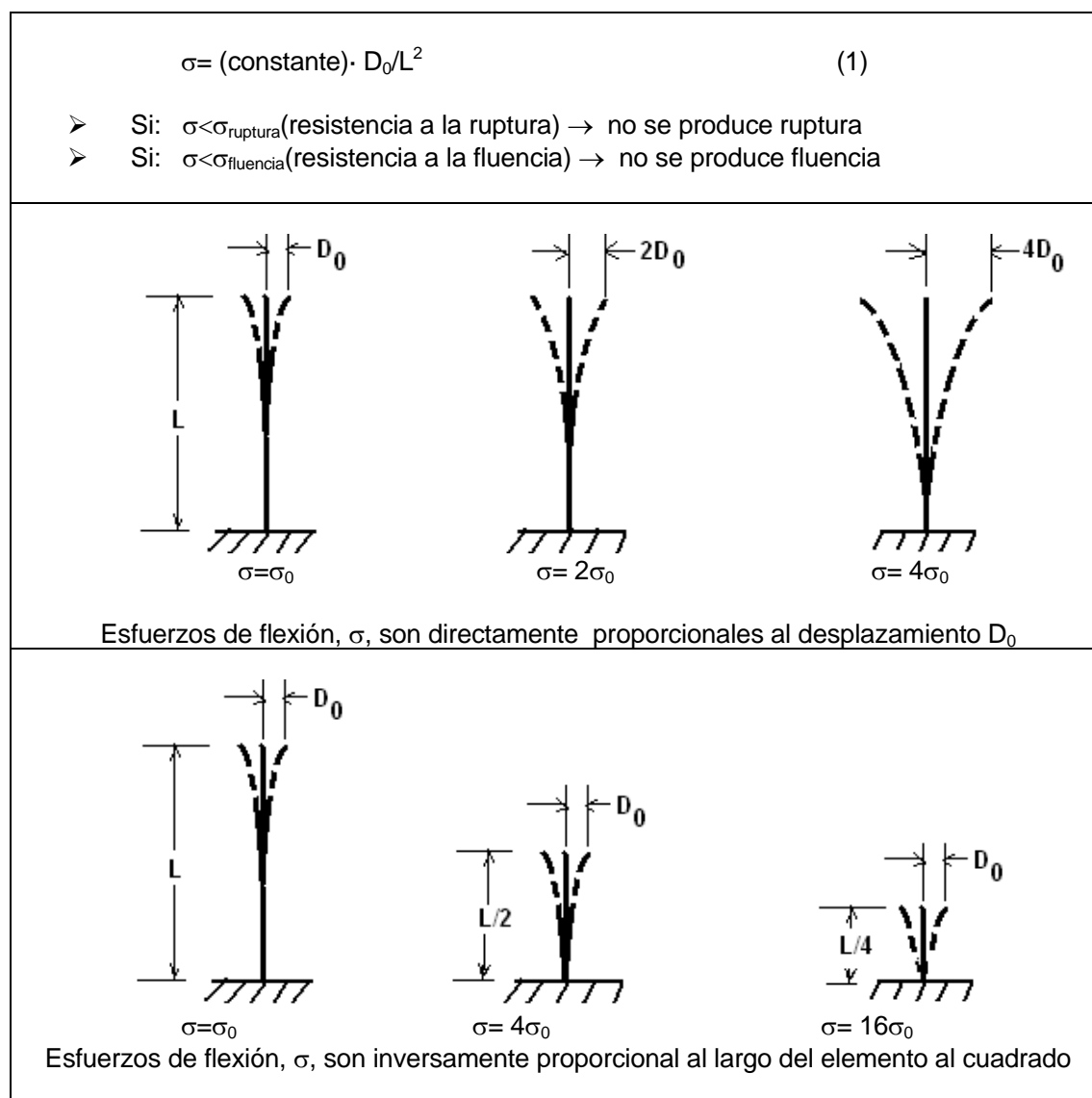


FIG.3. Relación entre los esfuerzos de flexión y el desplazamiento vibratorio

Ecuación (1) permite fundamentar las siguientes dos conclusiones importantes:

1. Como los esfuerzos máximos de flexión generados en la viga vibrando son directamente proporcionales al desplazamiento pico D_0 . Los esfuerzos generados por las vibraciones en máquinas y estructuras pueden ser controlados limitando el valor del desplazamiento vibratorio. Las normas ISO 10816, da valores para los desplazamientos vibratorios admisibles en diferentes tipos de máquinas.
2. Los esfuerzos que se generan en una estructura son inversamente proporcional a la longitud L^2 . Es decir, para un mismo desplazamiento vibratorio pico D_0 , los esfuerzos que se generan en estructuras esbeltas son mucho más pequeños que los que se generan en estructuras macizas. Por ejemplo, en figura 3 para un mismo desplazamiento pico D_0 , y altura L de la viga, se generan esfuerzos supongamos de valor σ_0 que están lejos de generar alguna falla. Sin embargo, en la otra viga de altura $L/4$, los esfuerzos generados por el mismo desplazamiento D_0 , serán $16\sigma_0$ (16 veces mayores), lo que generará ruptura o fluencia de la estructura.

O sea, un mismo desplazamiento D_0 , en la barra de longitud L es un valor bueno, mientras que en la barra de longitud $L/4$ es peligroso. Lo anterior ilustra porque no existen (y no existirán a futuro) normas de severidad vibratoria que den valores vibratorios admisibles para estructuras. En las máquinas, sin embargo, no existen máquinas esbeltas como en las estructuras, la relación largo/ancho/alto de la máquina está dentro de ciertos valores. Esto ha permitido establecer estándares de severidad vibratoria en ellas.

ii) Fatiga de los materiales generados por las vibraciones

Las vibraciones generan esfuerzos variables en los elementos de las máquinas. Se generan alternadamente esfuerzos de tracción y compresión en ellos. Piezas de máquinas, sometidas a esfuerzos variables y repetidos en un gran número de ciclos, se rompen bruscamente sin que los esfuerzos superen el límite de fluencia o de ruptura. La causa de esta ruptura se denomina fatiga de materiales.

Figura 4 muestra los resultados de un ensayo de la resistencia a la fatiga para un material SAE 4130. Diferentes probetas del material se someten a diferentes esfuerzos alternos. Se determina para cada una de ellas, el número de ciclos de vida que alcanzó antes de romperse por fatiga.

De este gráfico se observa que si el esfuerzo alterno sobre este material fuera por ejemplo de 600 MPa, él tendría una vida de aproximadamente 10^3 ciclos de vida antes de la fractura por fatiga. Si el esfuerzo bajara a 400 MPa, la vida aumentaría a aproximadamente 2×10^5 ciclos y así sucesivamente.

Se observa además que si el esfuerzo alterno está por debajo de 330 MPa, llamado **límite de fatiga**, el material ya no se fatigará y pasará a tener vida infinita. Por lo tanto, si queremos que en las máquinas no se produzcan roturas por fatiga debido a las vibraciones, será necesario que los esfuerzos alternos, o los desplazamientos vibratorios (que son proporcionales a los esfuerzos, ver ecuación 1) que se generan en ellas estén bajo el límite de fatiga.

¿Qué magnitud física fácil de medir será necesario limitar en las máquinas para evitar los problemas de fatiga que generan las vibraciones?

Para ilustrar esto, analicemos un caso sencillo. Se quiere romper un alambre flectándolo alternadamente en uno y otro sentido. Si usted quisiera romperlo (fatigarlo) rápidamente, aplicaría altos desplazamientos alternos sobre él y a la mayor frecuencia posible. El tiempo en que se va a fatigar (y romper) el material del alambre, será menor entre mayor es el desplazamiento y mayor es la frecuencia.

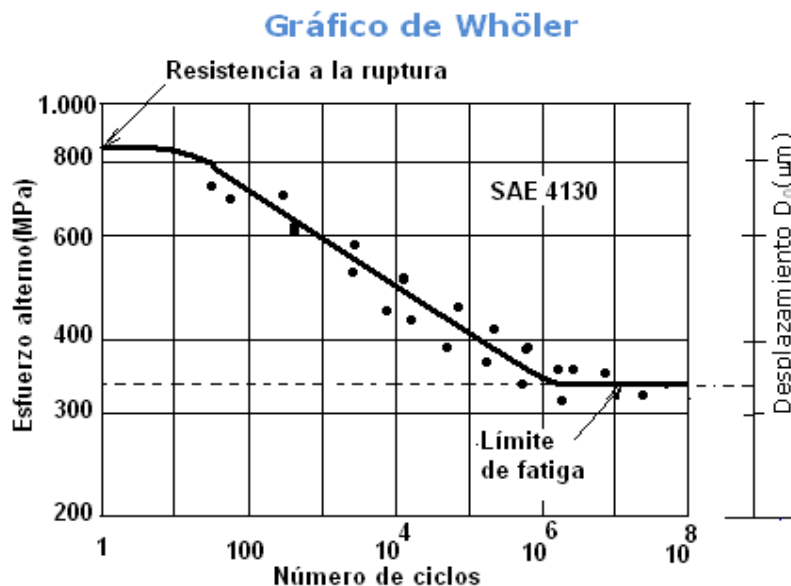


FIG 4. Gráfico de la resistencia a la fatiga de un acero SAE 4130 para diferentes números de ciclos de vida

La magnitud, fácil de medir, que combina ambos parámetros es la velocidad vibratoria. (**velocidad = Desplazamiento x frecuencia**). Este es el parámetro práctico que se utiliza para cuantificar la severidad del problema de fatiga que las vibraciones generan.

¿Qué magnitud de la velocidad vibratoria, el valor pico o el valor RMS, es el que mejor evalúa la severidad del problema de fatiga de los materiales?

Por mucho tiempo se utilizó el valor pico, hoy en día las normas ISO utilizan el valor RMS. Para decidir fundamentadamente que valor utilizar analice la situación siguiente.

Figura 5 muestra dos vibraciones que tienen el mismo valor pico igual a 2 mm/s, pero la vibración de la izquierda tiene mucho mayor valor RMS (valor promedio de sus valores al cuadrado) que la de la derecha. Si usted quisiera romper rápido el alambre, ¿cuál de las dos vibraciones utilizaría? Indudablemente al flectar el alambre con la vibración de la izquierda se romperá más rápido el alambre. Es decir, lo que cuantifica mejor la severidad de las vibraciones respecto a fatigar los materiales de los elementos de las máquinas, es la velocidad RMS.

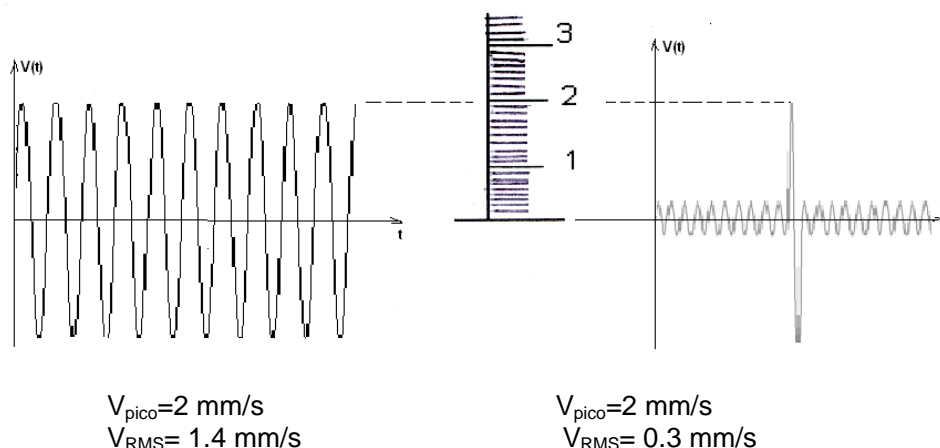


FIG 5. Ejemplo de vibraciones con igual valor pico pero diferente valor RMS

iii) Fuerzas de inercia que generan las vibraciones

La segunda ley de Newton establece que para acelerar (aumentar la velocidad) de cuerpo, es necesario aplicar una fuerza, F , de valor igual al producto de su masa, m , por su aceleración, a . Es decir:

$$F = m \cdot a \quad (2)$$

donde:

F = fuerza a efectuar sobre el cuerpo para acelerarlo
 m = masa del cuerpo
 a = aceleración

Cuando no se limita el valor de las aceleraciones, se pueden generar fuerzas muy altas. Estas fuerzas han sido causa de fallas en máquinas y estructuras, algunas de ellas catastróficas. Para ilustrar esto se analiza el siguiente ejemplo.

EJEMPLO

Figura 6 muestra una persona de 70 Kg que se encuentra encima de una pesa en un ascensor. Se quiere determinar lo que marca la pesa para dos situaciones siguientes:

- Cuando el ascensor está detenido,
- Cuando el ascensor sube con una aceleración $a=3g$

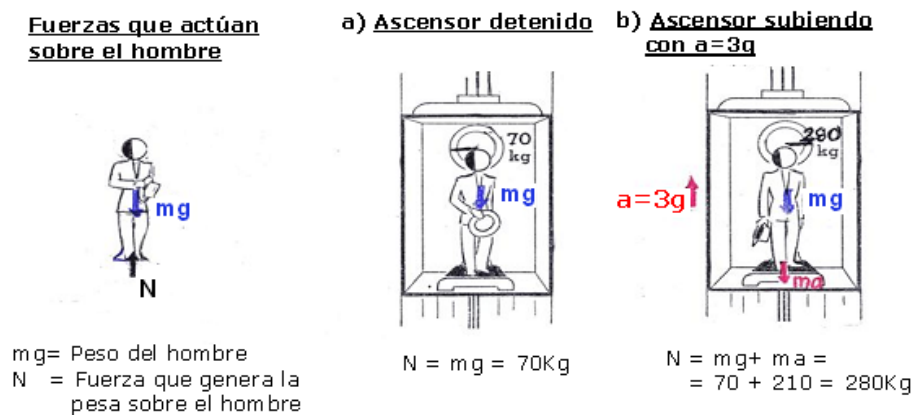


FIG 6. Ejemplo ilustrativo de las fuerzas de inercia.

a) Cuando el ascensor está detenido

Las fuerzas que actúan sobre la persona están en equilibrio, es decir, la fuerza, N que genera la pesa sobre el hombre o el hombre sobre la pesa (principio de acción y reacción) es:

$$N = mg = 70\text{Kg}$$

b) Cuando el ascensor sube con aceleración $a=3g$

Ahora la fuerza N , no solo debe equilibrar al peso, sino que además debe acelerar a la persona con $a=3g$, y por lo tanto ahora:

$$N = mg + ma = mg + 3mg = 70\text{ Kg} + 210\text{ Kg} = 280\text{ Kg}$$

Por lo tanto, la fuerza que ejerce la pesa sobre el hombre o el hombre sobre la pesa por el principio es ahora **¡270 Kg!**, y es lo que marca la pesa. ¿De dónde salieron los 210 Kg adicionales? La respuesta es debido a la fuerza $m \cdot a$ que se requiere para acelerarlo. Las fuerzas requeridas para acelerar los cuerpos se llaman **fuerzas de inercia**.

El problema es que si sobre la persona actúa una fuerza de $N=270$ kg, obviamente su estructura ósea no lo va a resistir, y va a llegar todo quebrado al último piso. Lo mismo es lo que explica en algunos casos la rotura de elementos en las máquinas.

Por lo tanto, si queremos ser pro-activos en este tipo de situaciones, para maximizar la vida de máquinas y estructuras, se debe limitar el valor de sus aceleraciones vibratorias, para disminuir las sobrecargas que se generan sobre los diferentes elementos de las máquinas debido a las fuerzas de inercia.

Resumen de los problemas que generan las vibraciones en máquinas

Tabla N°2 resume los problemas básicos que generan las vibraciones en las máquinas, los parámetros utilizados para cuantificar el problema, las normas que dan valores para su evaluación operacional, y los rangos de frecuencia de las vibraciones en la que se requiere la evaluación de cada uno de estos problemas

Las dos primeras columnas de Tabla N°2 es un resumen de lo indicado anteriormente, la tercera columna es lo que se verá en los siguientes puntos cuando se analice la norma ISO 10816-3, la cuarta columna se explica a continuación.

TABLA N°2. Evaluación de la severidad vibratoria a partir de mediciones realizadas en partes no-rotatorias de la máquina

Problema que generan las vibraciones en las máquinas	Parámetro utilizado para cuantificar el problema	Normas que dan valores para su evaluación	Rango de frecuencias en el que se requiere la evaluación de cada problema indicado en columna 1
1.Esfuerzos de flexión	D_{RMS}	ISO 10816	Bajo 10 Hz
2.Fatiga de materiales	V_{RMS}	ISO 10816 ISO 2372	Entre 10 y 1.000 HZ
3.Fuerzas de inercia	A_{RMS}	ISO 10816 (da criterios)	Sobre 1.000Hz

Forma de los espectros vibratorios

La forma de los espectros del desplazamiento, velocidad y aceleración vibratoria, que se miden en las máquinas y estructuras, respecto al valor de las componentes vibratorias a medida que cambia la frecuencia de ellas, tienen las características que se ilustra en figura 7. Esta figura muestra el espectro vibratorio del desplazamiento, velocidad y aceleración medido en un motor eléctrico con barras rotas.

Analizando la forma de estos espectros respecto a como varía el valor de las componentes vibratorias al aumentar la frecuencia de ellas, se observa:

1. En el espectro del desplazamiento vibratorio el valor de las componentes va disminuyendo a medida que aumenta su frecuencia. Es un espectro de valores decrecientes con la frecuencia.
2. En el espectro de aceleración, es al revés, el valor de las componentes va aumentando de valor a medida que aumenta su frecuencia. Es un espectro de valores creciente con la frecuencia.

3. El espectro de velocidad es el espectro más plano, es decir, se pueden encontrar en él componentes del mismo orden de valor a las bajas o altas frecuencias.

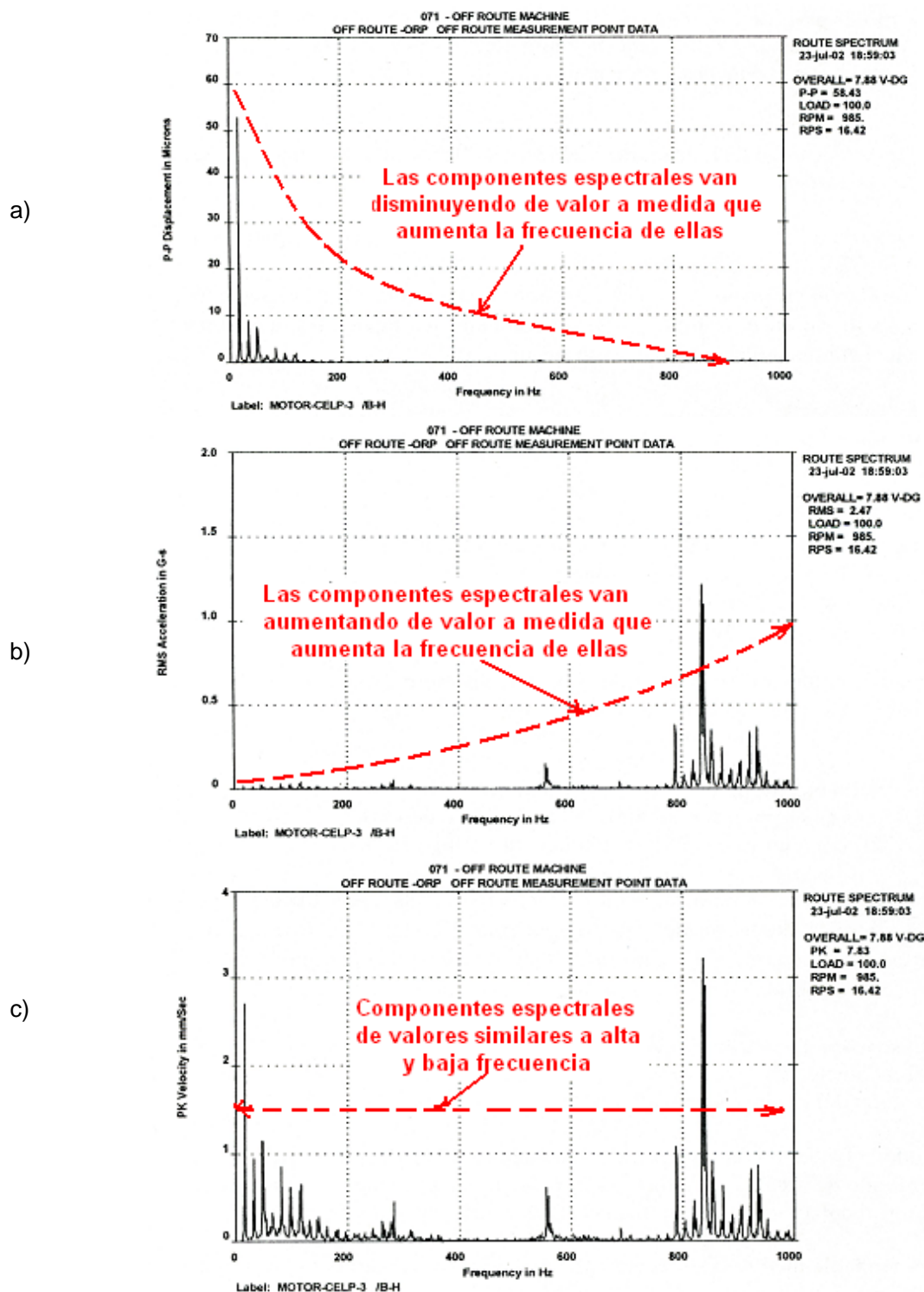


FIG. 7. Espectros vibratorios medidos en un motor eléctrico. a) Espectro del desplazamiento. b) Espectro de la velocidad. c) Espectro de la aceleración.

La forma de los espectros mostrados en figura 7, aunque fueron obtenidos para un caso particular, es algo que se presenta en general. Esto permite fundamentar la cuarta columna de Tabla N°2.

¿Qué magnitud se debe medir para evaluar la severidad de la vibración: desplazamiento, velocidad o aceleración?

La selección del parámetro vibratorio (desplazamiento, velocidad, aceleración) que se debe utilizar para la evaluación de la severidad de las vibraciones medidas en partes no-rotatorias de la máquina, depende de la frecuencia de las vibraciones.

La norma ISO 2372 (versión anterior a la ISO 10816), que se analizará a continuación, solo proporciona valores de la velocidad vibratoria para evaluar la severidad de la vibración. Esta norma solo aplica a máquinas rotatorias con velocidades de rotación sobre los 600(cpm) = 10(Hz) y menos de 12.000(cpm) = 200(Hz). En general, esto es adecuado en la mayoría de los casos. Sin embargo, el uso de solo el valor global de la velocidad vibratoria, sin importar la frecuencia, puede llevar a grandes desplazamientos vibratorios o altas aceleraciones **inaceptables** como se ilustra en el ejemplo siguiente.

EJEMPLO

En este ejemplo se considera una vibración compuesta por una sola componente en frecuencia y de valor de la velocidad vibratoria RMS, $V_{RMS} = 1(\text{mm/s})$. Se quiere determinar cómo varía el valor del desplazamiento RMS, D_{RMS} , y de la aceleración RMS, A_{RMS} para diferentes valores de la frecuencia de la vibración. Para pasar del valor de la velocidad al valor del desplazamiento se usan las relaciones mostradas en Tabla N°3

Tabla N°2. Valores de D_{RMS} y A_{RMS} para un valor constante de $V_{RMS}=1(\text{mm/s})$ a diferentes frecuencias.

$D_{RMS}(\mu\text{m})$	$f(\text{Hz})$	$V_{RMS}(\text{mm/s})$	$A_{RMS}(\text{g})$
1 590	0.1	1	$6,4 \cdot 10^{-5}$
159,2	1	1	$6,4 \cdot 10^{-4}$
15,92	10	1	$6,4 \cdot 10^{-3}$
1,59	100	1	0,064
0,16	1 000	1	0,64
0,0016	10 000	1	6,4
$D_{RMS}(\mu\text{m}) = \frac{V_{RMS} \cdot 1.000}{2\pi f}$		$A_{RMS}(\text{g}) = \frac{V_{RMS} \cdot 2\pi f}{9.800}$	

En esta tabla se observa que para un mismo valor de velocidad =1mm/s, que de acuerdo a las normas de severidad vibratoria es un valor Bueno, los desplazamientos vibratorios que se obtienen para frecuencias bajas son inadmisiblemente elevados ($> 1000, \mu\text{m}$), y las aceleraciones vibratorias que se obtiene para frecuencias altas son inadmisiblemente elevadas ($> 6\text{g}$).

Consecuente con lo anterior se concluye lo resumido en la columna 4 de Tabla N°1:

- Si la vibración tiene frecuencias bajo 10 Hz se debe evaluar la severidad del desplazamiento vibratorio
- Si la vibración tiene frecuencias entre 10 Hz y 1.000Hz se debe evaluar la severidad de la velocidad vibratoria
- Si la vibración tiene frecuencias sobre 1.000 Hz se debe evaluar la severidad de la aceleración vibratoria.

A continuación se analizará en este tutorial solo la norma ISO 10816-3 e ISO 7919-3. Estas parte N°3 de las respectivas normas, considera la mayoría de las máquinas rotatorias.

4. ISO 10816-3: Vibración Mecánica - Evaluación de la Vibración de Máquinas en base a su Medición en Partes No-Rotatorias de ella. PARTE 3: Máquinas industriales con potencia nominal sobre 15KW y velocidades nominales entre 120 r/min y 15000 r/min.

Los criterios de esta parte de ISO 10816 se aplican a las mediciones de la vibración global medidas en terreno en puntos que, “respondan en forma significativa a las fuerzas dinámicas y que representen o caracterizen a la vibración total de la máquina”(algunos puntos de los soportes, de los pedestales de ellos o de la carcasa). Las mediciones son realizadas cuando las máquinas operan en estado estacionario (valor constante) dentro del rango de su velocidad nominal.

4.1. Alcance

Las máquinas a las **que aplica** esta parte 3 de ISO 10816 incluye a las siguientes máquinas rotatorias con potencia sobre 15 kW y velocidades de operación entre 120 y 15.000 cpm.

- Turbinas a vapor con potencia hasta 50 MW
- Turbinas a vapor con potencia mayor a 50 MW y velocidades bajo 1500 cpm o sobre 3600cpm (las cuales no están incluidas en la parte ISO 10816-2)
- Compresores rotatorios
- Turbinas a gas industriales con potencia hasta 3 MW
- Bombas centrífugas de flujo radial, axial o mixto
- Generadores excepto cuando son usados en plantas de bombeo o de generación hidráulica
- Motores eléctricos de cualquier tipo
- Cajas de engranajes
- Sopladores y ventiladores

Quedan excluidas:

- Máquinas que están **incluidas en las otras partes** de esta norma: turbinas a gas sobre 3 MW (ver ISO 10816-4), conjunto de máquinas en plantas de generación y bombeo de potencia hidráulica (ver ISO 10816-5), máquinas acopladas a máquinas recíprocas (ver ISO 10816-6).
- Máquinas recíprocas y máquinas acopladas a máquinas recíprocas.
- Motor-bombas sumergidas
- Turbinas de viento
- Compresores y bombas rotatorias de desplazamiento positivo (como ser compresores de tornillo)

Estos criterios se aplican tanto para:

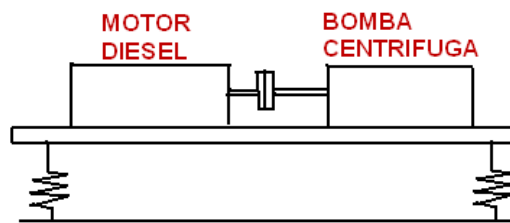
- Las pruebas de aceptación de las máquinas: el nivel vibratorio debe estar en la zona A, ver figura 1.
- Como para su monitoreo operacional : zonas A, B, C y D señaladas en figura 1

¿Se puede aplicar esta norma a las poleas de las correas transportadoras de material (máquina crítica en la industria minera), las cuales giran a 80cpm?

RESPUESTA: No. Está claramente señalado en el título de la norma, que ella aplica a máquinas rotatorias que giran sobre 120 cpm.

¿Se puede aplicar la norma ISO 10816-3 para la aceptación de una bomba centrífuga conducida por un motor diesel?

Un analista de vibraciones realiza la siguiente pregunta: ¿Se puede utilizar la norma ISO 10816-3 como norma de aceptación para una bomba centrífuga conducida por un motor diesel como se muestra esquemáticamente en figura 8?. El motor y la bomba están montados en una base común, la cual está montada sobre aisladores. El mayor valor medido en la caja de los rodamientos de la bomba es 32 (mm/s), valor muy superior al valor 3.5 (mm/s) permitido por ISO 10816-3 para la aceptación de la bomba, O sea ¿debe no ser aceptada?



Valor según ISO 10816-3 para una bomba centrífuga, máquina nueva:
 $V_{RMS} < 3.5 \text{ mm/s}$

Valor medido $V_{RMS} = 32 \text{ mm/s}$

FIG.8. Motor bomba montadas sobre una base común aislada de su fundación

RESPUESTA:

- La norma ISO 10816-3 puede ser usada como una norma de aceptación de máquinas, pero solo a las máquinas para las cuales esta norma aplica. En el punto anterior se indica que la norma no aplica a “máquinas acopladas a máquinas recíprocas (compresores alternativos, motores diesel)”
- Para el motor diesel, la parte 6 de esta norma, ISO 10816-3, señala sin embargo, que para las velocidades y potencia del motor, este valor es un valor aceptable.
- En la etapa de diseño, se sabe que las altas vibraciones inherentes al funcionamiento de los motores (explosiones) serán transmitidas a la bomba, y por lo tanto, se selecciona una bomba que bajo las altas vibraciones a las que va a estar sometida, no le generen daño. De acuerdo a las normas, esto debe estar “documentado con una memoria de cálculo, la cual a petición del usuario ella debe serle proporcionada”

4.2. Procedimiento de medición

4.2.1 Instrumentos de Medición

El instrumento de medición deberá ser capaz de medir la vibración RMS en un rango de frecuencia de 10 Hz a 1000 Hz, para la medición de la velocidad. Dependiendo de las frecuencias de las vibraciones a evaluar, se puede requerir mediciones del desplazamiento y se requiere un instrumento de medición capaz de medir el desplazamiento RMS en el rango de frecuencias de 2Hz a 1000Hz.

4.2.2 Ubicaciones de los Puntos de Medición

Las mediciones generalmente serán tomadas en partes externas de la máquina que son normalmente accesibles. Debe tenerse cuidado para asegurar que las mediciones representan razonablemente la vibración de la caja del descanso y no incluya ninguna resonancia local o amplificación. Típicamente se usa dos direcciones radiales ortogonales y una axial. Los sensores se pueden ubicarse en cualquier posición angular en la caja o pedestal del descanso. Las direcciones vertical y horizontal son generalmente preferidas para máquinas montadas horizontalmente, como se muestra en la figura 9. Para máquinas verticales o inclinadas, la ubicación que da la máxima lectura de la vibración, deberá ser una de las direcciones usadas. Se puede utilizar un solo transductor sobre la caja o pedestal del descanso si se sabe que proporciona información adecuada de la magnitud de la vibración de la máquina.

- Se debe medir vibraciones que sean **representativas de cómo vibra el rotor**, pues es en el rotor donde se generan las vibraciones (las normas establecen: “medir en puntos y direcciones que proporcionen adecuada sensibilidad a las fuerzas dinámicas en la máquina”).
- Puntos adecuados de medición son en la caja de los rodamientos de la máquina, como se muestran en figura 9 para máquinas de eje horizontal y en figura 10 para máquinas de eje vertical
- Si no se tiene acceso a la caja del rodamiento, se debe medir en puntos que estén **unidos rígidamente al rodamiento** en la dirección de la medición, como se ilustra en figura 11. En esta figura, el punto indicado por \surd , es un punto adecuado para la medición de la vibración horizontal, pues al estar unido al rodamiento por una nervadura que es rígida horizontalmente, es representativo de cómo vibra el rotor. Al contrario, el punto señalado por X en esta figura, no es un punto de medición adecuado, pues si la cubierta donde está ubicado es poco rígida, las vibraciones que se midan en ese punto estará amplificadas, sin reflejar realmente como la máquina está vibrando

4.2.3 Condiciones de Operación

Las mediciones se llevarán a cabo cuando el rotor y los descansos principales hayan alcanzado temperaturas estacionarias normales y con la máquina funcionando bajo condiciones de operación específicas, por ejemplo, a su velocidad, voltaje, caudal, presión y carga nominales.

En las máquinas que trabajan con carga y velocidad variables, las mediciones serán hechas bajo todas las condiciones a las que se espera que la máquina podría operar por períodos prolongados de tiempo. El máximo valor medido, bajo estas condiciones será considerada representativo de la severidad de la vibración.

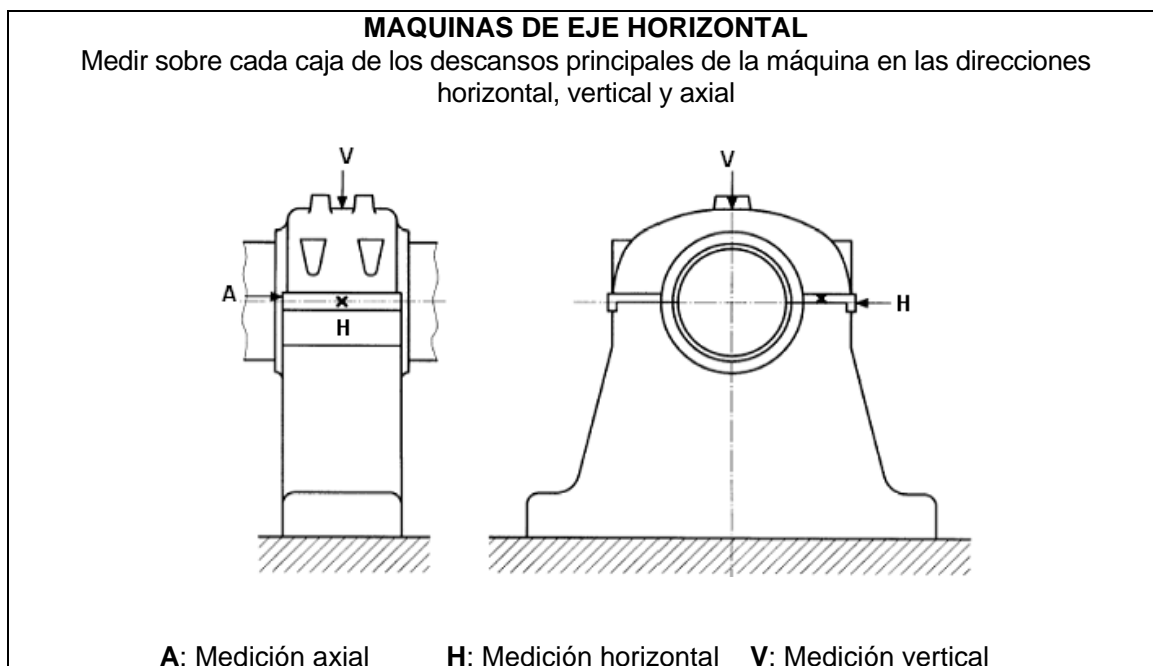


FIG. 9. Puntos de medición horizontal, vertical y axial en la caja del rodamiento de máquinas de eje horizontal

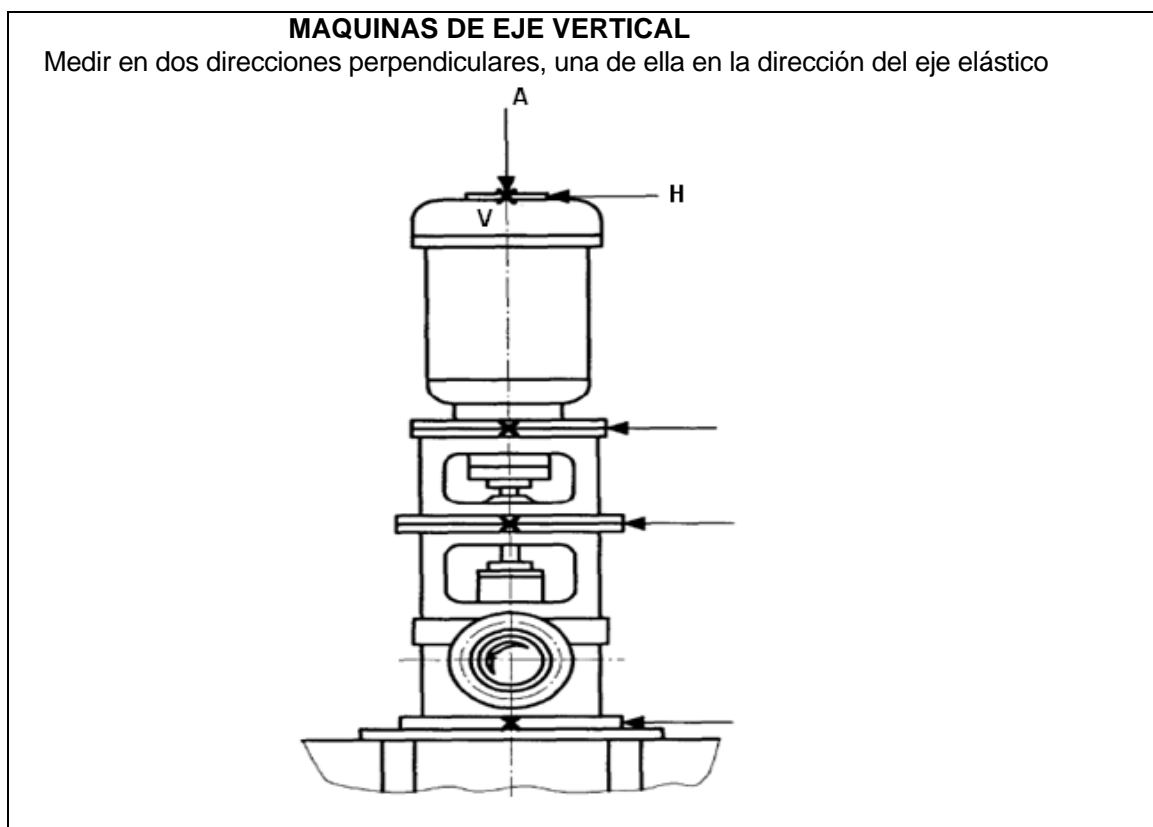


FIG. 10. Puntos de medición horizontal, vertical y axial en la caja del rodamiento de máquinas de eje vertical

Si la vibración medida es mayor que los criterios de aceptación permitidos y se sospecha de excesiva vibración ambiental o de fondo, se deberían hacer mediciones la máquina detenida para determinar el grado de influencia externa. Si la vibración con la máquina detenida excede el 25% del valor medido cuando la máquina está funcionando, será necesaria una acción correctiva para reducir el efecto de la vibración de fondo.

NOTA: En algunos casos, el efecto de la vibración de fondo puede ser anulado:

- 1) por un análisis del espectro, o
- 2) eliminando la fuente externa que genera la vibración de fondo

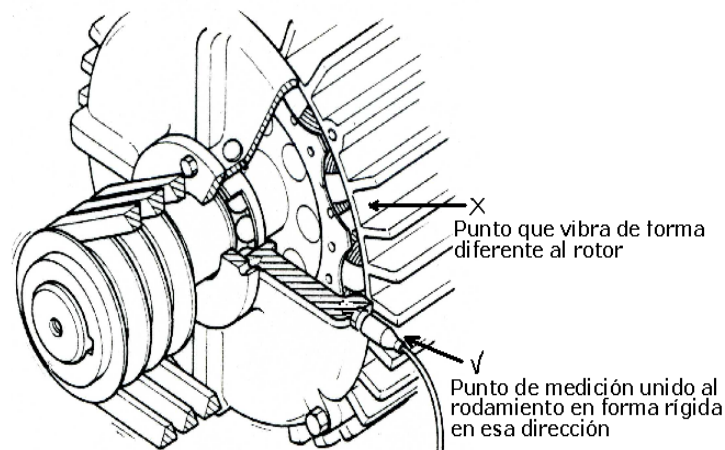


FIG.11. Puntos de medición cuando no se tiene acceso a la caja del rodamiento
 ✓: Ubicación correcta, X: Ubicación incorrecta

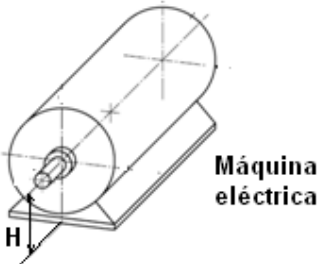
4.3. CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS

En esta parte de ISO 10816, para evaluar la severidad de la vibración, las máquinas serán clasificadas de acuerdo a los siguientes parámetros:

- Tipo de máquina
- Potencia nominal o altura del eje a la base
- Flexibilidad del sistema de soporte

4.3.1 Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, Potencia nominal o Altura del Eje a la Base.

Las significativas diferencias en el diseño, en el tipo de máquina, en los descansos o en las estructuras soportes requiere separar las máquinas en los cuatro siguientes grupos. Las máquinas de estos 4 grupos pueden tener ejes horizontales, verticales o inclinados y pueden ser montadas en soportes rígidos o flexibles.

Grupo 1	Máquinas grandes. Las máquinas no eléctricas son consideradas máquinas grandes cuando su potencia nominal es mayor a 300 KW. Las máquinas eléctricas son consideradas máquinas grandes, cuando la altura de su eje a la base, $H \geq 315$ (mm), ver figura inferior. Las máquinas grandes normalmente tienen descansos deslizantes.
Grupo 2	Máquinas de tamaño mediano. Las máquinas no eléctricas son consideradas máquinas de tamaño mediano, cuando su potencia nominal es mayor a 15 KW pero menor o igual a 300KW. Las máquinas eléctricas son consideradas máquinas medianas, cuando la altura de su eje a la base, $160(\text{mm}) < H < 315(\text{mm})$. Estas máquinas normalmente tienen descansos de rodamientos.
Grupo 3	Bombas centrífugas con conductor separado por acoplamiento o correas. Los impulsores pueden ser de flujo radial, mixto o axial, con potencia sobre 15 KW. Las máquinas de este grupo pueden tener descansos deslizantes o rodamientos.
Grupo 4	Bombas centrífugas con conductor integrado o monoblock. Los impulsores pueden ser de flujo radial, mixto o axial, con potencia sobre 15 KW. Las máquinas de este grupo pueden tener descansos deslizantes o rodamientos.
	

4.3.2 Clasificación de acuerdo a la flexibilidad del soporte

Los soportes o bases en la que la máquina va montada pueden afectar significativamente los niveles vibratorios medidos en la máquina. Los valores medidos en una misma máquina serán diferentes cuando ella se monta en una base rígida. ISO 10816 considera dos tipos de soportes en la evaluación de la severidad vibratoria:

- Soportes rígidos
- Soportes flexibles

Estas condiciones de soporte están determinadas por la relación entre las flexibilidades de la máquina y sus cimientos. ISO establece: “Si la frecuencia natural más baja del sistema máquina y soporte en la dirección de la medición es más alta que su principal frecuencia de excitación (esto es en la mayoría de los casos la frecuencia de rotación) por al menos 25%, entonces el sistema de soporte puede ser considerado rígido en esa dirección. Todos los otros sistemas de soporte pueden ser considerados flexibles”.

- El soporte de la máquina es considerado como **soporte rígido** si:
La frecuencia de la componente de mayor valor en el espectro (generalmente la velocidad de rotación) es menor al 75% de la frecuencia natural más baja del sistema máquina / soporte”
- “Si no se cumple lo anterior, el soporte es **soporte flexible**”

En la práctica se utiliza una simplificación de la definición anterior, la cual es:

- Una máquina es de **soportes rígidos** si su velocidad de rotación es menor que su primera velocidad crítica (o frecuencia natural más baja). Generalmente cuando la velocidad de rotación de una máquina es menor a su primera velocidad crítica, es menor al 75% de ella (para no trabajar en la zona resonante)
- Una máquina es de **soportes flexibles** si gira sobre su primera velocidad crítica.

¿Cómo determinar en la práctica, si una máquina es de soporte rígido o flexible?

- i) Si se tiene información del valor de la primera velocidad crítica, sea del catálogo de ella, o de la placa de la máquina, basta entonces comparar dicho valor con la velocidad de rotación.

Ejemplo. Si la velocidad de rotación de una máquina es 3000 cpm y su primera velocidad crítica es 4800 cpm, entonces el tipo de soporte de ella es **rígido**, porque:

$$\text{RPM } (=3.000\text{cpm}) < 75\% \text{ de la velocidad crítica } (0.75 \cdot 4.800 = 3.600\text{cpm})$$

- ii) Si no se tiene información al respecto, entonces una forma sencilla es observar como varía el valor de las vibraciones en una detención de la máquina. Si se observa que en un momento de la detención aumenta el valor de las vibraciones, quiere decir que está pasando por una velocidad crítica, y entonces es una máquina cuya velocidad de rotación es mayor que su velocidad crítica (pues en la detención pasa por ella), y por lo tanto, es de soportes flexibles. Si en cambio, en la detención de la máquina se observa que el valor de la vibración siempre va disminuyendo, quiere decir que no pasa por ninguna velocidad crítica, y entonces es una máquina de soporte rígido.

Más rigurosamente esto lo puede obtener realizando un ensayo de partida/parada de la máquina, o realizar una promediación “peak hold”. Estas herramientas de análisis las traen los recolectores de datos.

Como ejemplos típicos, motores eléctricos grandes y medianos, principalmente con bajas velocidades, normalmente tendrán soportes rígidos, mientras que los turbo – generadores o los compresores con potencia superior a 10 MW y los conjuntos de máquinas verticales generalmente tendrán soportes flexibles.

En algunos casos, un conjunto soporte-máquina puede ser rígido en una dirección de medición y flexible en la otra. Por ejemplo, la frecuencia natural más baja en la dirección vertical puede estar sobre la frecuencia principal de excitación, mientras que la frecuencia natural horizontal puede ser considerablemente menor. Tal sistema será rígido en el plano vertical, pero flexible en el horizontal. En tales casos, la vibración debería ser evaluada de acuerdo con la clasificación del soporte que corresponde a la dirección de la medición.

5.- EVALUACION DE LA SEVERIDAD VIBRATORIA

ISO 10816 – 1 proporciona una descripción general de los dos criterios de evaluación usados para evaluar la severidad de la vibración en varias clases de máquinas. Un criterio considera la magnitud de la vibración global medida; y el segundo criterio considera los cambios en la magnitud, independiente de si aumenta o disminuye.

5.1 Criterio I: Magnitud de la Vibración

Este criterio está basado en definir los límites para la magnitud de la vibración compatibles con las cargas dinámicas aceptables en los descansos y con la transmisión de vibraciones aceptables al ambiente a través de la estructura soporte y el cimiento. La máxima magnitud de vibración medida en cada descanso o pedestal es evaluada comparándola con los valores dados en las diferentes zonas de evaluación para cada clase de soporte. Las zonas de evaluación han sido establecidas de la experiencia internacional.

5.1.1 Zonas de Evaluación

Las siguientes zonas de evaluación están definidas para permitir una evaluación **cuantitativa** de la vibración de una máquina dada y provee guías sobre las posibles acciones a tomar.

- Zona A:** La vibración de las máquinas nuevas puestas en servicio normalmente está dentro de esta zona.
- Zona B:** Máquinas con vibración dentro de esta zona son normalmente consideradas aceptables para operación a largo plazo sin restricción.
- Zona C:** Máquinas con vibración dentro de esta zona son normalmente consideradas **insatisfactorias** para una operación continua de la máquina a largo plazo. Generalmente la máquina puede ser operada por un período limitado de tiempo en esta condición, hasta que llegue una oportunidad apropiada para su reparación.
- Zona D:** Los valores de vibración dentro de esta zona son considerados normalmente ser de suficiente severidad para causar daño a la máquina.

En ciertos casos, puede haber características específicas asociadas con una máquina particular que requiera usar diferentes valores para los límites entre zonas (más altos o más bajos). En tales casos, es normalmente necesario que el fabricante de la máquina explique las razones de esto y, en particular, confirme que la máquina no sufrirá daño al operarla con valores de vibración más altos.

5.1.2. Valores de las Zonas de Evaluación

Tabla N°3 da los valores de la velocidad y el desplazamiento vibratorio en las diferentes zonas de evaluación. Cuando se usan estas tablas, el valor más alto de los valores medidos por los transductores en cada plano de medición debería ser usado. Cuando los valores máximos medidos de velocidad y desplazamiento son comparados con los valores correspondientes en tabla N°3, el valor de severidad, el cual es el más restrictivo, se aplicará.

ISO 10816 establece: “Los valores se aplican a la velocidad y el desplazamiento global en el rango de frecuencias de 10 Hz a 1000 Hz, o para máquinas con velocidad de rotación bajo 600 cpm, desde 2 a 1000 Hz. En la mayoría de los casos, es suficiente medir solamente la velocidad vibratoria. Si el espectro de la vibración se espera que contenga componentes de baja frecuencia, la evaluación debería estar basada en mediciones globales tanto de la velocidad como del desplazamiento”.

TABLA N°3. ISO 10816-3 Vibración Mecánica. Máquinas industriales con potencia sobre 15 kW y velocidad nominal entre 120 y 15000 (cpm)

Tabla A1. Máquinas del Grupo1: Máquinas grandes con potencia nominal sobre 300 Kw y no más de 50 MW; máquinas eléctricas con altura de eje $H \geq 315$ mm.

Desplazamiento RMS μm	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 29	bajo 2,3	A	A
29 - 45	2,3 - 3,5	B	
45 - 57	3,5 - 4,5	C	B
57 - 90	4,5 - 7,1		
90 - 140	7,1 - 11,0	D	C
sobre 140	sobre 11,0		

Tabla A2. Máquinas del grupo 2: Máquinas de tamaño mediano con potencia nominal sobre 15 KW hasta e incluyendo 300 KW; máquinas eléctricas con altura de eje $160 \text{ mm} \leq H < 315$ mm.

Desplazamiento RMS μm	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 22	bajo 1,4	A	A
22 - 37	1,4 - 2,3	B	
37 - 45	2,3 - 2,8	C	B
45 - 71	2,8 - 4,5		
71 - 113	4,5 - 7,1	D	C
sobre 113	sobre 7,1		

Tabla A3. Máquinas del grupo 3: Bombas con impulsor multi-aspas y con conductor separado (radial, mixto o axial) con potencia nominal sobre 15 KW.

Desplazamiento RMS μm	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 18	bajo 2,3	A	A
18 - 28	2,3 - 3,5	B	
28 - 36	3,5 - 4,5	C	B
36 - 56	4,5 - 7,1		
56 - 90	7,1 - 11,0	D	C
sobre 90	sobre 11,0		

Tabla A4. Máquinas del grupo 4: Bombas con impulsor multiaspas y con conductor integrado o monoblock (flujo radial, mixto o axial) con potencia nominal sobre 15 KW.

Desplazamiento RMS μm	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 11	bajo 1,4	A	A
11 - 18	1,4 - 2,3	B	
18 - 22	2,3 - 2,8	C	B
22 - 36	2,8 - 4,5		
36 - 56	4,5 - 7,1	D	C
sobre 56	sobre 7,1		

NOTAS A LA TABLA N°3

1. Estos valores se aplican a las mediciones de la vibración radial (horizontal, vertical) en todos los descansos, pedestales de descansos o carcasas de máquinas, y a las mediciones de vibración axial en descansos de empuje, bajo condiciones de operación estacionarias a la velocidad nominal de rotación o dentro de un rango de velocidad especificado. Estos no se aplican cuando la máquina está siendo sometida a una condición transitoria, por ejemplo, cambiando velocidad (partida/parada) o carga.
2. Valores diferentes y/o más altos pueden ser permitidos para máquinas específicas o con soportes especiales o bajo condiciones de operación especiales. Todos estos casos deben estar sujetos a un acuerdo entre el fabricante y el comprador.
3. Al presente, no es una práctica común monitorear el valor de la aceleración de estas máquinas. La información de los valores de aceleración serán bienvenidos y deberían ser comunicados al cuerpo de estándares nacional en el país de origen para la transmisión a la secretaría de ISO / TC 108 /SC 2.
4. Los criterios de evaluación en las tablas A.3 y A.4 se aplican a bombas operando a su flujo nominal. Valores mayores de vibración pueden ocurrir en otras condiciones de flujo debido al aumento de las fuerzas hidráulicas cuando la bomba trabaja en flujo parcial. Estos valores más altos pueden ser permisibles para operación a corto plazo, pero podría causar daño o un desgaste acelerado en períodos largos sostenidos.

5.2 Criterio II: Cambio en la magnitud de la vibración

Este criterio proporciona una evaluación del cambio en la magnitud de la vibración a partir de un valor de referencia previamente establecido. Puede ocurrir un cambio significativo en la magnitud de la vibración global o banda ancha, que requiere alguna acción a tomar aun cuando la zona C del Criterio I no ha sido alcanzada. Tales cambios pueden ser instantáneos o progresivos en el tiempo y pueden indicar daño incipiente o alguna otra irregularidad.

Cuando se produce un aumento o disminución en la magnitud de la vibración mayor al 25% del valor más alto de la zona B, como se define en la tabla N°3, dichos cambios deben considerarse significativos, particularmente si son repentinos. Debería entonces realizarse un diagnóstico para averiguar la razón del cambio y determinar qué acciones futuras son apropiadas.

NOTA: El 25% del valor es proporcionado como una guía para un cambio significativo en la magnitud de vibración, pero otros valores pueden ser usados basados en la experiencia con una máquina específica, por ejemplo, una desviación más grande puede permitirse para algunas bombas.

5.3 Límites Operacionales

Para operaciones a largo plazo, es práctica común establecer límites para la vibración. Estos límites toman las formas de valores de ALARMA y PARADA (O PELIGRO)

ALARMA: Proporciona una advertencia que un valor definido de vibración ha sido alcanzado o un cambio significativo ha ocurrido, por lo que puede ser necesaria una reparación de la máquina. En general, si ocurre una situación de ALARMA, la operación puede continuar por un período mientras se realizan las investigaciones para identificar la razón para el cambio en la vibración y definir cualquier acción de reparación.

PARADA: Especifica la magnitud de la vibración para la cual continuar operando puede causar daño. Si se excede el valor PARADA, se deben tomar acciones inmediatas para reducir la vibración o debería detenerse la máquina.

5.3.1 Configuración de ALARMAS

En una máquina nueva, o cuando se empieza con un plan de monitoreo de las máquinas, no se tiene experiencia de cuál es el valor de la línea base para la máquina. En ese caso deberá usar la experiencia mundial en esos tipo de máquinas y establecer el menor valor de la zona C como valor de alarma (utilizando el criterio de evaluación I).

Sin embargo, los valores de alarma elegidos son normalmente configurados relativos a un valor base (línea base) determinado por la experiencia para la posición y dirección de la medición para esa máquina en particular. Se recomienda que el valor de ALARMA, utilizando el criterio de evaluación II, sea configurado sobre la línea base en una cantidad igual al 25% del mayor valor de la zona B. Si la línea base es baja, la ALARMA puede estar bajo la zona C

Donde no esté establecida una línea base (por ejemplo con una máquina nueva) la configuración inicial del valor de ALARMA debería basarse sea en la experiencia con otras máquinas similares. Después de un período de tiempo, se podrá establecer un valor para la línea base en estado estacionario y la configuración del valor ALARMA debería ajustarse en concordancia. Si la línea base en el funcionamiento estacionario de la máquina cambia (por ejemplo, después que una máquina ha sido reparada), la configuración del valor de ALARMA debería revisarse en concordancia.

En resumen:

- Valor de alarma según criterio I : Menor valor de la zona C
- Valor de alarma según criterio II : Valor máquina en buenas condiciones (línea base)+ 0.25 del mayor valor de la zona B.

5.3.1 Configuración de PARADAS

Los valores de PARADA generalmente se relacionan con la integridad mecánica de la máquina y es dependiente de sus características específicas de diseño, las cuales han sido introducidas para permitir que la máquina resista fuerzas dinámicas anormales. Los valores usados deberán, por consiguiente, generalmente ser los mismos, para todas las máquinas de diseño similar y no debería normalmente estar relacionado con el valor de la línea base en el estado estacionario usado para la configuración de ALARMAS.

Aquí puede haber diferencias para las máquinas de diferente diseño y no es posible dar guías claras para valores absolutos de PARADAS. El valor de PARADA va a depender significativamente del factor de seguridad utilizado. ISO 10816 recomienda que “en general, el valor de PARADA esté dentro de la zona C o D, pero se recomienda que este no debería exceder 1,25 veces el límite superior de la zona C.

El autor del presente Tutorial recomienda solicitar al diseñador de la máquina, el valor de PARADA, pues él conoce el factor de seguridad utilizado. Si no se dispone de este valor, tome en consideración el año de fabricación de la máquina. Las máquinas antiguas eran diseñadas con factores de seguridad que en algunos casos superaban el valor 10. La máquina actual, para que sea económicamente competitiva, es diseñada con factores de seguridad en algunos casos de valores menores a 2.

Ver ejemplos de utilización de la norma ISO 10816-3, en anexo A

6. Análisis de la norma ISO 10816-3 en mayor profundidad

Introducción

Como sucede con todas las norma, ISO 10816-3 está escrita en forma muy concisa. No contiene explicaciones, solo procedimientos. En este punto se analiza esta norma en mayor profundidad. La capacitación en el tema, de acuerdo a ISO 18436-2, se realiza en las cuatro categorías de enseñanza (para más detalles ver www.dim.udec.cl/lvm/capacitacion), de manera que cada vez ellas se van analizando en más profundidad. Los que se analizan a continuación corresponden a la categoría III de nuestros cursos.

6.1 Análisis en mayor profundidad

6.1.1 ISO 10816-3 establece: *“Este estándar también incluye máquinas, las cuales pueden tener engranajes o rodamientos, pero no está orientada a dar un diagnóstico de evaluación de los engranajes o de los rodamientos”.*

Por simplicidad, se analizará y se ilustrará lo anterior a través del siguiente ejemplo. La figura 12 muestra el espectro base (máquina en buen estado) medido en una caja reductora de soporte rígido, de una etapa de reducción, la cual es conducida por un motor eléctrico de 350 KW. La velocidad de rotación del eje de entrada RPM_1 es 30(Hz), la velocidad de rotación del eje de salida RPM_2 es 9.57(Hz), el número de dientes de la rueda de entrada es 15. El mayor valor de las vibraciones globales medidas en todos los descansos y direcciones es $V_{RMS} = 3.9$ (mm/s)

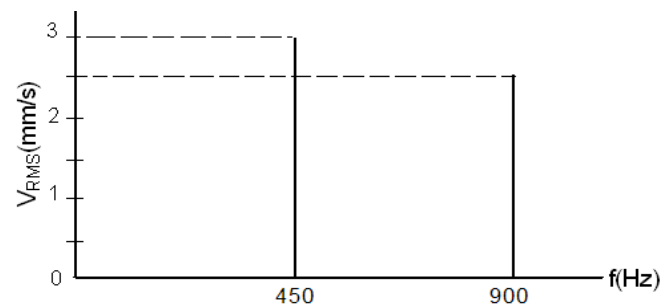


FIG 12. Espectro base de la caja reductora medido el 3/11/2012

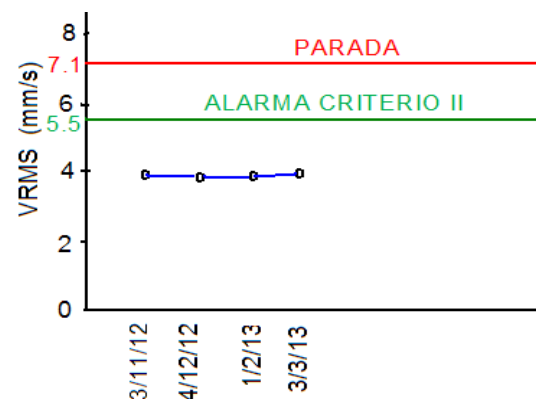


FIG.13. Gráfico de tendencias de V_{RMS}

El operador percibió que el ruido en la caja reductora había cambiado (3/3/2013). Figura 13 muestra el gráfico de tendencias de la velocidad vibratoria, donde no se detecta un cambio

apreciable en el valor global de la velocidad vibratoria. Se realizó entonces un espectro, el cual se muestra en figura 14. En este espectro se puede observar que las componentes múltiplos de la frecuencia de engrane ($f_{\text{engrane}} = 15 \cdot 30\text{Hz} = 450\text{Hz}$) están moduladas periódicamente en amplitud a cada vuelta del eje de entrada y en forma abrupta (muchas bandas laterales y de bajo valor). Este es un síntoma de una falla local en los dientes (como ser diente desastillado, picado o agrietado), ver cursos categoría I y II.

Los síntomas vibratorios de los problemas señalados son similares, sin embargo las consecuencias son muy diferentes. Si el problema es un diente agrietado, es necesario detener de inmediato la unidad, pues si una parte del diente desprendido entra al engrane, se producirá una falla catastrófica, y si hay personal cerca, puede cobrar vidas humanas como lo relata la literatura técnica en el tema. Se realizó un análisis de los residuos en el aceite y se determinó que era un problema de dientes agrietados, por lo que se detuvo y se reemplazó la unidad.

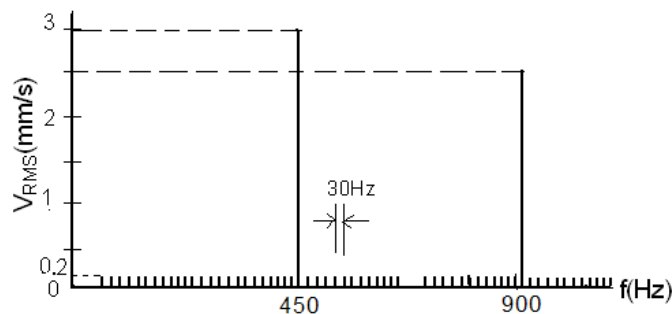


FIG. 14. Espectro de la caja reductora medido el 3/3/2013

Este ejemplo ilustra lo señalado por ISO 10816-3: “...pero no está orientada a dar un diagnóstico de evaluación de los engranajes o de los rodamientos”. En este ejemplo, el valor global cuando se generó el problema creció apenas perceptiblemente, alcanzando valores bastante bajo la Alarma. Es decir, de continuar con la unidad operando, se podría haber llegado a una falla catastrófica, sin cambio significativo en el valor global de la vibración.

Lo anterior se debe a que las bandas laterales que aparecen debido al diente agrietado, aumentan muy poco el valor global de la vibración, como se demuestra a continuación:

- El valor global de la unidad en buen estado tenía dos componentes múltiplos de la frecuencia de engrane de valores 3 y 2.5 mm/s respectivamente. Por lo que su valor global era:

$$V_{RMS} = \sqrt{2.5^2 + 3^2} = 3.9 \left(\frac{mm}{s} \right)$$

- Con el diente agrietado aparecieron 40 bandas laterales de valor 0.1 mm/s cada una, por lo tanto, su valor global aumentó a:

$$V_{RMS} = \sqrt{2.5^2 + 3^2 + 40 \cdot 0.1^2} = 4.03 \left(\frac{mm}{s} \right)$$

6.1.2 ISO 10816-3 establece: “Los criterios son solo aplicables para vibraciones producidas por la máquina misma y no para vibraciones las cuales son transmitidas a la máquina desde fuentes externas”

El problema para satisfacer lo anterior se presenta cuando se quiere evaluar la condición de una máquina a la cual llegan vibraciones del exterior (provenientes de la máquina a la cual está acoplada). A este respecto ISO 10816-3 establece:

“Si la vibración medida en la máquina es mayor que los valores de aceptación permitidos, y se sospecha de excesiva vibración ambiental o de fondo, se deberían realizar mediciones con la máquina detenida para determinar el grado de influencia externa. Si la vibración medida cuando la máquina está detenida (como en máquinas acopladas) excede el 25% del valor medido cuando la máquina está funcionando, será necesario una acción correctiva para reducir el efecto de la vibración de fondo “

NOTA: En algunos casos el efecto de la vibración de fondo puede ser anulado:

- i) por un análisis del espectro,
- ii) eliminando la fuente externa que genera la vibración de fondo”

Por simplicidad, se analizará y se ilustrará lo anterior a través del siguiente ejemplo

EJEMPLO

Hoy en día muchos de los trabajos de mantenimiento mecánico se han tercerizados. Este es el caso de una empresa minera donde los motores eléctricos son reparados por una empresa externa. La aceptación del trabajo realizado por la empresa externa, la realiza el personal de la planta midiendo las vibraciones globales de los motores reparados. Como los problemas electro-mecánicos generan fuerzas que dependen del valor de la corriente eléctrica, es necesario para detectarlos, realizar las pruebas de aceptación con el motor con carga. Para esto se realiza las mediciones con el motor instalado en su lugar de trabajo. El motor conduce un ventilador como indica figura 15. La altura H del eje del motor a su base es 200mm. Su primera velocidad crítica es 4.600 cpm.

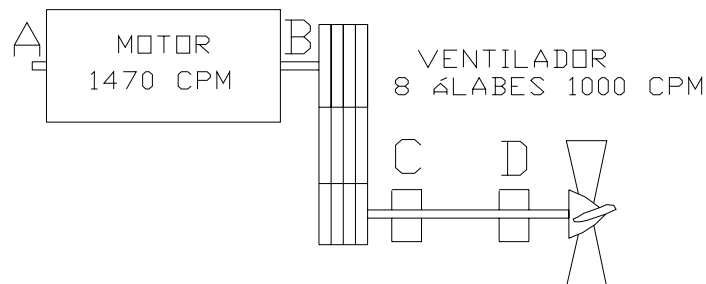


FIG. 15. Unidad motor-ventilador analizada

En una de las pruebas de aceptación del motor reparado, las vibraciones globales RMS medidas en las cajas de sus rodamientos, en el rango de frecuencias de 10 a 1.000 Hz fueron:

A-H:	4.1mm/s	B-H:	3.8mm/s
A-V:	5.2mm/s	B-V:	5.6 mm/s
AA:	2.8mm/s	B-A:	3.8mm/s

Para la evaluación de la severidad vibratoria en el motor, este es una máquina de tamaño mediano (altura del eje a la base está entre 160 y 315 mm). De Tabla N°3, en Tabla A2, se obtiene que el valor Bueno es bajo 1,4 mm/s. Este valor fue tomado como valor de aceptación por la empresa para aceptar las reparaciones en este motor. Por lo tanto, la reparación de este motor fue rechazada.

Se pide evaluar la condición mecánica del motor y comentar si está de acuerdo o no con el rechazo del motor

RESPUESTA

Figura 16 muestra el espectro de la velocidad vibratoria medida en el motor eléctrico en el punto B-V (punto donde el valor global es mayor). De esta figura se puede observar que las vibraciones medidas en él tienen dos orígenes:

- Vibraciones generadas en el motor, indicadas con el color rojo (son múltiplos de los RPM del motor)
- Vibraciones generadas en el ventilador, indicadas con el color negro (son múltiplos de los RPM del ventilador), las cuales han sido transmitidas al punto de medición en el motor desde el ventilador

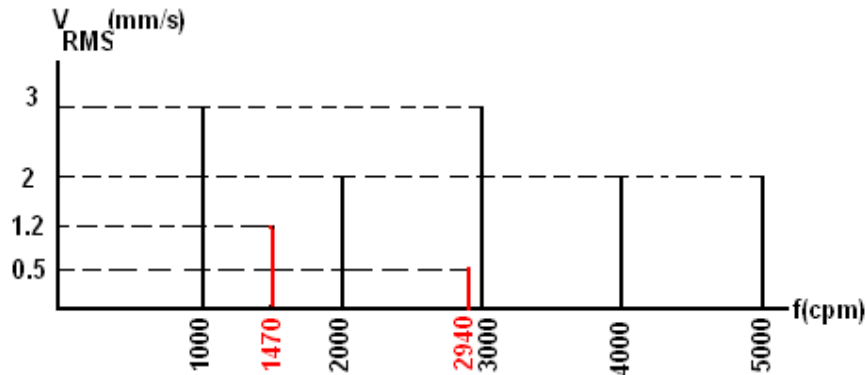


FIG.16. Espectro medido en el punto B-V del motor

El sensor de vibraciones mide la suma de las vibraciones que le llegan, por lo tanto mide las vibraciones provenientes del motor más las provenientes del ventilador. Así se obtiene que el valor global en el punto B-V es:

$$V_{RMS} = \sqrt{3^2 + 1.2^2 + 2^2 + 0.5^2 + 3^2 + 2^2 + 2^2} = 5.6 \left(\frac{mm}{s} \right)$$

- Si equivocadamente, se hubiese evaluado la condición mecánica del motor utilizando este valor, se hubiese obtenido de Tabla N°3, para una máquina del grupo 2, soportes rígidos, a la cual pertenece este motor, que 5.6(mm/s) es : **D (INACEPTABLE)**
- Para evaluar correctamente la condición del motor, las normas establecen como es obvio, que debe considerarse solo las vibraciones provenientes de la máquina (el motor) y no las que vienen del exterior (ventilador). Para ello se utiliza lo indicado en las normas: “En algunos casos el efecto de la vibración de fondo puede ser anulado i) por un análisis del espectro..”

Analizando el espectro, se obtiene que el valor global de las vibraciones generadas solo en el motor es:

$$V_{RMS} = \sqrt{1.2^2 + 0.5^2} = 1.3 \left(\frac{mm}{s} \right)$$

Evaluando la vibración con este valor, de tabla N°3 se obtiene que la condición mecánica del motor en el motor es: **A (BUENA)**

¿En su opinión, está de acuerdo que para evaluar la condición o salud del motor a través de la medición de sus vibraciones solo se considere las vibraciones que genera el motor mismo?

Para responder esta pregunta haga un paralelo con la medicina de personas. Se considera que una temperatura axilar de 36.5°C en una persona es un valor Bueno. Suponga que usted estando en un baño turco a una temperatura bastante más alta, se acuerda que tiene un termómetro, y se le ocurre medirse la temperatura axilar, obteniendo 42°C. ¿Usted concluye que como este valor supera el valor bueno de 36.5°, está enfermo, está en una condición inaceptable por la severidad que ha medido? Obviamente que no. Si la temperatura de 42° la hubiese generado Ud., si que estaría enfermo. Lo mismo sucede con las máquinas, las normas evalúan sólo lo que genera la máquina misma, no lo que viene del exterior.

Sin embargo, no quiere decir que las altas vibraciones que vienen del exterior (ventilador), no sean dañinas para el motor. Así como no se puede decir, que si el calor es muy alto en el baño turco, no sea dañino para la salud de la persona. Si es así, ello lo puede quemar, y si es muy alto, incluso lo puede matar. Lo mismo sucede con las vibraciones que vienen del exterior en las máquinas. Lamentablemente no existen estándares que permiten evaluar la severidad de ellas. Cada situación es un caso particular, y debe evaluarse a través de cálculos (lineamientos de esto se entregan en el curso categoría IV).

6.1.3 ¿Qué magnitud medir para evaluar la severidad vibratoria?

ISO 10816-1 establece: *En la mayoría de los casos, se ha encontrado que la velocidad de la vibración es suficiente para caracterizar la severidad de la vibración sobre un amplio rango de velocidades de operación de la máquina. No obstante, se reconoce que el uso solo del valor de velocidad, sin importar la frecuencia, puede llevar a grandes desplazamientos o a grandes aceleraciones inaceptables.*

- “Cuando hay una energía significativa bajo 10 Hz debería medirse además de la velocidad global, el desplazamiento global”
- “Similarmemente, la aceleración global debería ser medida cuando hay energía significativa sobre 1000 Hz”.

Esta idea lo ilustra ISO 10816-1 en la figura 17 (reproducción de la figura de la norma). Esta figura indica que para vibraciones con frecuencias bajo 10 Hz su severidad se debe evaluar por el desplazamiento vibratorio, entre 10 y 1000Hz se debe evaluar por la velocidad vibratoria y sobre 1000Hz se debe evaluar por la aceleración vibratoria

Lo anterior se ilustra en el siguiente ejemplo

EJEMPLO

Se pide evaluar la severidad de una vibración sinusoidal (una sola componente espectral) de valor $V_{RMS}=1.4$ mm/s medida en una máquina del grupo 2 (máquina de tamaño mediano: potencia entre 15 y 300 KW), soporte rígido, para 3 casos:

- a) $f= 2$ Hz
- b) $f= 100$ Hz
- c) $f = 10.000$ Hz

Para esta máquina se obtiene de Tabla N°3, Tabla A2, que:

- un valor de severidad bueno es para valores :

$$V_{RMS} < 1.4 \text{ mm/s}$$

$$D_{RMS} < 22 \text{ } \mu\text{m}$$

- un valor de severidad inaceptable es para valores :

$$V_{RMS} \geq 4.5 \text{ mm/s}$$

$$D_{RMS} \geq 71 \text{ } \mu\text{m}$$

- a) Para $f = 2 \text{ Hz}$ (frecuencia bajo 10 Hz):

$$V_{RMS} = 1.4 \text{ (mm/s)} = \text{Valor Bueno}$$

$$D_{RMS} = V_{RMS} \cdot 1.000/2\pi f = 1.4 \cdot 1.000/2\pi \cdot 2 = \mathbf{112 \text{ } (\mu\text{m})} = \text{Valor Inaceptable}$$

$$A_{RMS} = V_{RMS} \cdot 2\pi f / 9.800 = 1.4 \cdot 2\pi \cdot 2 / 9.800 = 0.0018(\text{g})$$

Como se sabía de antemano, y que es lo que especifica la norma, para evaluar la severidad de vibraciones con frecuencias bajo 10 Hz, lo más crítico es el desplazamiento vibratorio. Se observa un **valor inadmisibles del desplazamiento** vibratorio, a pesar que la severidad de la velocidad vibratoria es buena. Es decir, si existen componentes de valor significativo bajo 10 Hz se deberá medir para su adecuada evaluación, el desplazamiento vibratorio.

- b) Para $f = 100 \text{ Hz}$ (frecuencia entre 10 Hz y 1000 Hz):

$$V_{RMS} = 1.4 \text{ (mm/s)} = \text{Valor Bueno}$$

$$D_{RMS} = V_{RMS} \cdot 1.000/2\pi f = 1.4 \cdot 1.000/2\pi \cdot 100 = 2.23(\mu\text{m})$$

$$A_{RMS} = V_{RMS} \cdot 2\pi f / 9.800 = 1.4 \cdot 2\pi \cdot 100 / 9.800 = 0.09(\text{g})$$

Como se sabía de antemano, y que es lo que especifica la norma, para evaluar la severidad de vibraciones con frecuencias entre 10 Hz y 1000 Hz, lo más crítico es la velocidad vibratoria. Se observa que el desplazamiento y la aceleración vibratoria son despreciables.

- c) Para $f = 1000 \text{ Hz}$ (frecuencia sobre 1000 Hz):

$$V_{RMS} = 1.4 \text{ (mm/s)} = \text{Valor Bueno}$$

$$D_{RMS} = V_{RMS} \cdot 1.000/2\pi f = 1.4 \cdot 1.000/2\pi \cdot 10000 = 0.022(\mu\text{m})$$

$$A_{RMS} = V_{RMS} \cdot 2\pi f / 9.800 = 1.4 \cdot 2\pi \cdot 10000 / 9.800 = \mathbf{9(\text{g})} = \text{Valor Inaceptable}$$

Como se sabía de antemano, y que es lo que especifica la norma, para evaluar la severidad de vibraciones con frecuencias sobre 1000 Hz, lo más crítico es la aceleración vibratoria.

Valor de los límites entre zonas

FIG. 17 es una figura en escala logarítmica que viene en ISO 10816-1, que ilustra gráficamente lo anterior. Muestra un tramo en frecuencias (entre 10 y 1000 Hz) donde el valor de la velocidad vibratoria no depende de la frecuencia de la vibración, y otros dos tramos donde si depende de ella.

Las rectas inclinadas en la figura indican valores con condiciones de D_{RMS} constante (recta de la izquierda) y condiciones de A_{RMS} constante (recta de la derecha). Los valores RMS que limitan las diferentes zonas A, B, C y D son explicitados en norma ISO 10816-3, ver Tabla N°3 para el desplazamiento y velocidad vibratoria.

Sin embargo, los estándares no indican valores para la aceleración vibratoria. Sin embargo, como parece obvio, la norma señala que: “El desplazamiento y la aceleración vibratoria permitidos deberán ser consistentes con la velocidad correspondiente a las porciones inclinadas de la figura 17”

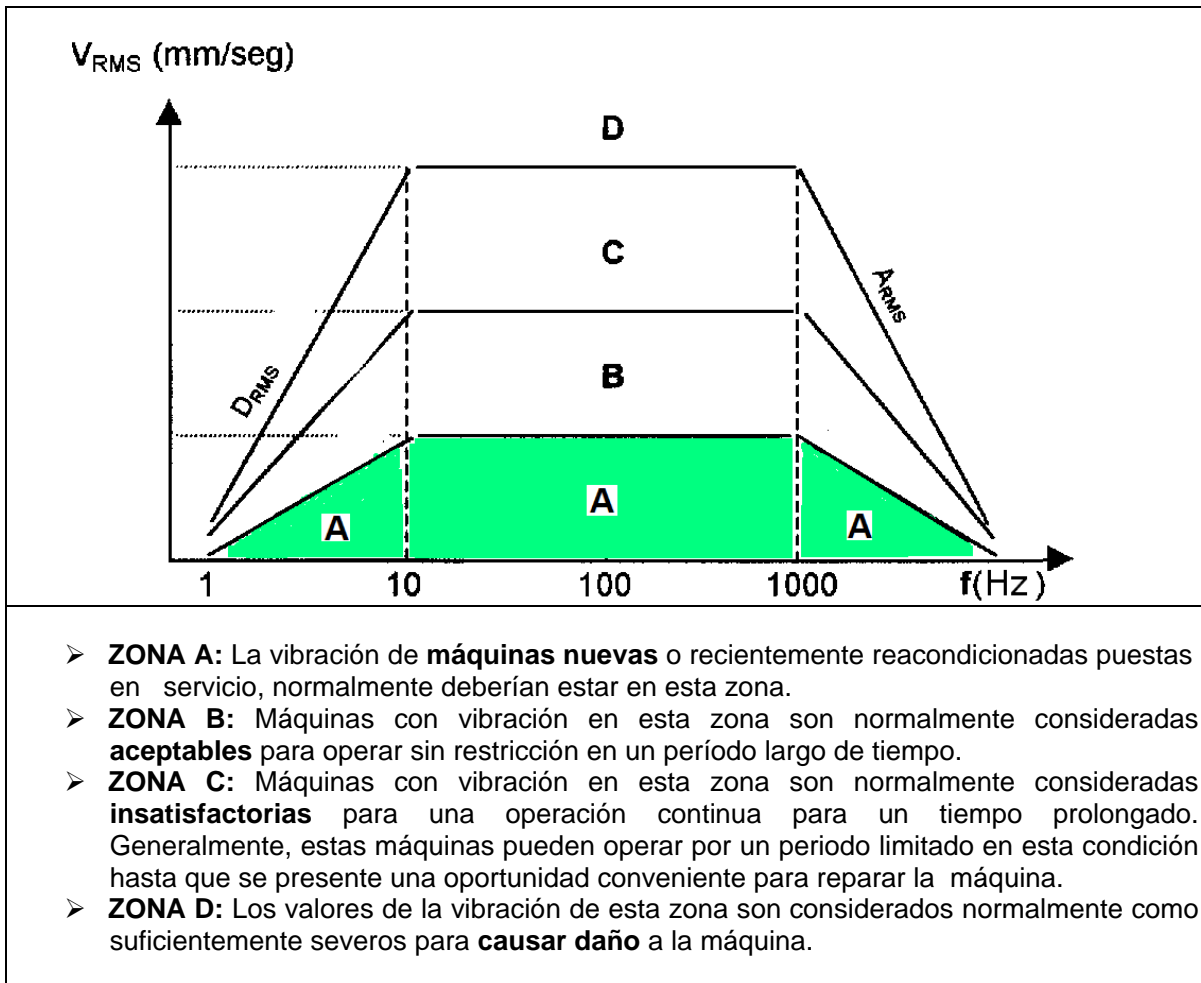


FIG.17. Forma general del gráfico para evaluar la velocidad vibratoria

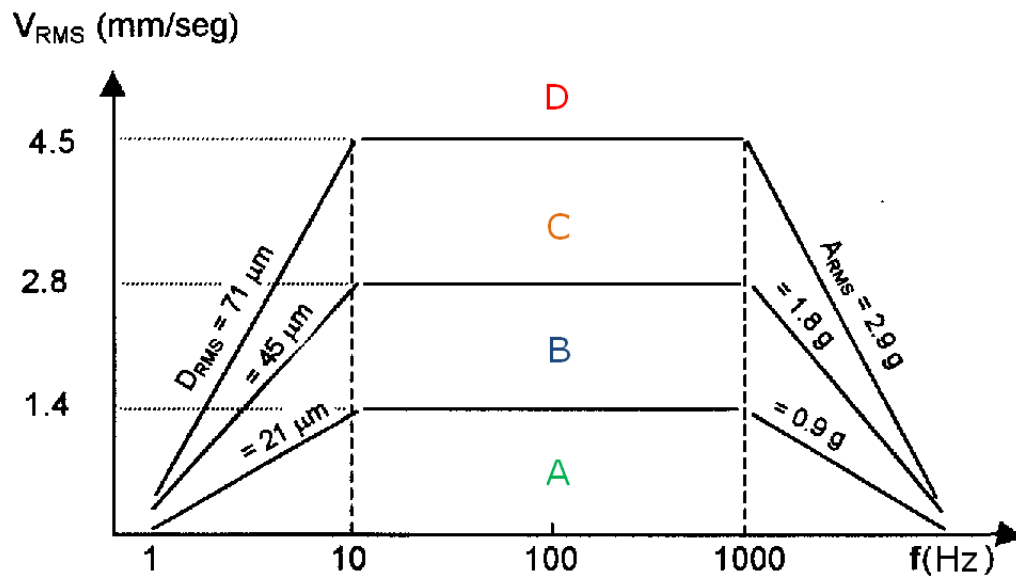
El sentido de la “**consistencia**” señalado en la norma, será ilustrado numéricamente en el ejemplo siguiente.

EJEMPLO

- Determine la severidad vibratoria de un motor que tiene solo una componente significativa en el espectro, la componente a $1XRPM = 10(Hz)$. El valor de la velocidad vibratoria es $V_{RMS} = 4.5$ mm/s. El motor es del grupo 2, soporte rígido cuyos límites entre zonas de evaluación se muestran en Tabla N°3 y han sido transcritas a figura 18 parte inferior.
- Determine la severidad vibratoria de una máquina que solo tiene como componente significativa en el espectro, una componente a $1000(Hz)$. El valor de la velocidad vibratoria es $V_{RMS} = 4.5$ mm/s. La máquina es del grupo 2, soporte rígido.
- Complete el gráfico de figura 17 para las máquinas anteriores, incluyendo los valores de la aceleración entre zonas.

RESPUESTA

- a) Considerando que 10(Hz) es justo el límite en frecuencias que separa la zona donde la vibración debe evaluarse por desplazamiento o por velocidad vibratoria, **la pregunta es: ¿qué va a medir en este caso?** ¿Se va a evaluar la severidad con el valor de la velocidad vibratoria: $V_{RMS} = 4.5 \text{ mm/s}$, o con el valor del desplazamiento vibratorio: $D_{RMS} = V_{RMS} \cdot 1.000/2\pi f = 4.5 \cdot 1.000/2\pi \cdot 10 = 71.6 \text{ } (\mu\text{m})$?



Desplazamiento RMS μm	Velocidad RMS mm/s	Tipo de soporte	
		Rígido	Flexible
bajo 22	bajo 1,4	A	A
22 - 37	1,4 - 2,3	B	B
37 - 45	2,3 - 2,8	C	C
45 - 71	2,8 - 4,5	D	D
71 - 113	4,5 - 7,1	D	D
sobre 113	sobre 7,1	D	D

FIG.18. Severidad vibratoria a diferentes frecuencias para máquina Grupo 2, soporte rígido

Si los valores entre desplazamiento y velocidad son **consistentes** (no necesariamente iguales) como señala la norma, evaluar la severidad vibratoria utilizando el desplazamiento o la velocidad vibratoria, debería obtenerse la misma evaluación. No serían consistentes estos valores, si por ejemplo, al evaluar con la velocidad vibratoria se obtiene una evaluación inaceptable (zona D), y al evaluar con el desplazamiento vibratorio se obtiene una evaluación buena (zona A).

- **Evaluando la severidad vibratoria con el valor de la velocidad vibratoria:** $V_{RMS} = 4.5 \text{ mm/s}$, se obtiene que se está en el inicio de la zona D (inaceptable)
- **Evaluando la severidad vibratoria con el valor del desplazamiento:** $D_{RMS} = 71.8 \text{ } (\mu\text{m})$, se obtiene igualmente que se está en el inicio de la zona D (inaceptable)

Es decir, se obtiene resultados consistentes, si la evaluación de la severidad vibratoria se realiza utilizando el desplazamiento vibratorio o la velocidad vibratoria.

- b) Considerando que 1000(Hz) es justo el límite en frecuencias que separa la zona donde la vibración debe evaluarse por aceleración o por velocidad vibratoria, **la pregunta es: ¿qué va a medir en este caso?** ¿Se va a evaluar la severidad con el valor de la velocidad vibratoria: $V_{RMS} = 4.5 \text{ mm/s}$, o con el valor de la aceleración vibratoria: $A_{RMS} = V_{RMS} \cdot 1.000 \cdot 2\pi f / 9800 = 4.5 \cdot 1.000 / 2\pi \cdot 9.97 = 2.9 \text{ (g)}$?

Para obtener resultados consistentes, como se discutió en el punto a), la evaluación de la severidad vibratoria en este caso, si se realiza utilizando la velocidad vibratoria o la aceleración vibratoria deben ser similares. Por lo tanto, el valor límite entre la zona C y D para la aceleración debe ser 2.9 (g) como se muestra en gráfico de figura 18. Calculando de forma similar, los límites entre las otras zonas se obtienen los valores 1.8 (g) y 0.9 (g) respectivamente.

NOTAS A LOS VALORES DE LA ACELERACION

1. Los valores determinados anteriormente para la aceleración, solo deben tomarse como valores de referencia. Existen muchas opiniones y dudas de los especialistas al respecto.
2. Uno de los problemas, es definir el rango de frecuencias en el que se va a medir la aceleración. La frecuencia máxima que miden los acelerómetros depende de su diseño y los valores que miden son muy dependientes del tipo de montaje que se usa para fijar el acelerómetro al punto de medición. En todos los catálogos de acelerómetros se muestra la figura 19. Esta figura muestra diferentes maneras de montaje de un acelerómetro, y la función respuesta en frecuencias para cada uno de estos montajes, en una escala logarítmica en (dB).

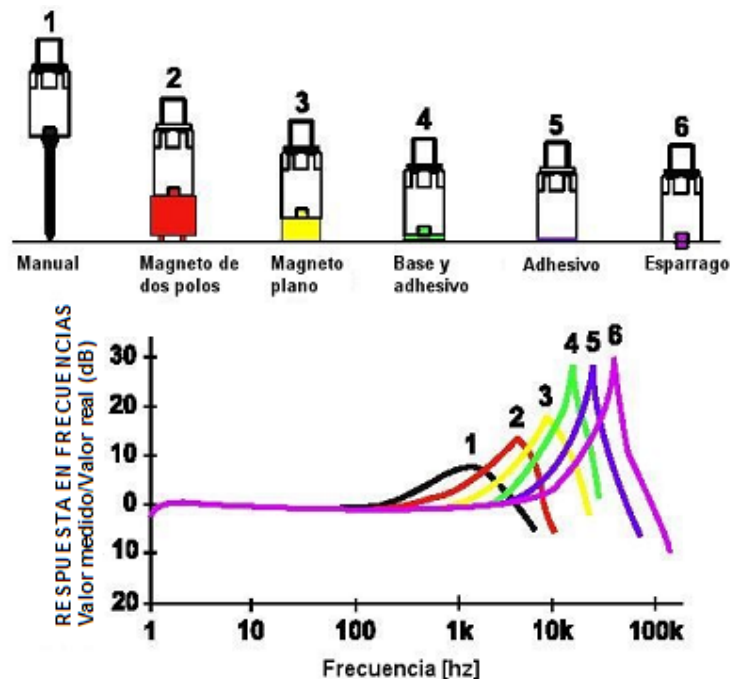


FIG. 19. Respuesta en frecuencias de un acelerómetro típico para diferentes montajes

De esta figura se observa que el valor de la función respuesta: valor medido/valor real es =1 =0 (dB), solo para frecuencias bajo aproximadamente 1000Hz. El sensor va midiendo bastante más de lo real a medida que la frecuencia de la vibración se acerca a su zona

resonante, la cual depende del tipo de montaje, por lo tanto el valor medido a altas frecuencias va a depender significativamente del montaje del acelerómetro.

- Lo peligroso para una máquina, es que el rotor pueda tener altas aceleraciones, por las fuerzas de inercia que ello genera como se ilustró en un punto anterior. Sin embargo, lo que mide el sensor, es la aceleración en el punto de medición. Esta medición puede estar amplificada significativamente por la respuesta local del soporte donde se encuentra el punto de medición, y puede además, estar amplificada por la respuesta del acelerómetro a las altas frecuencias que se están midiendo como se observa en figura 19. En curso de capacitación categoría IV se analiza con más fundamentos estos puntos.

6.1.4 ¿Cuál es el rango de frecuencias en el que debe realizar la medición?

ISO 10816 establece: "Los valores se aplican a la velocidad y el desplazamiento global en el rango de frecuencias de 10 Hz a 1000 Hz,"

El ejemplo siguiente ilustra las consecuencias que puede tener no realizar las mediciones en el rango de frecuencias que establecen los estándares de severidad vibratoria.

EJEMPLO

Para la aceptación de un compresor de tornillo ATLAS COPCO ZR-400, el fabricante y el usuario convinieron usar como norma de aceptación la norma ISO 10816-3. Figura 20 muestra un esquema del compresor de tornillo analizado. El compresor tiene una unidad de alta y una de baja presión. Su potencia es **320KW**, soporte rígido. Los números de entradas de los tornillos de ambas etapas de compresión son 4 para el tornillo macho y 6 para el tornillo hembra.

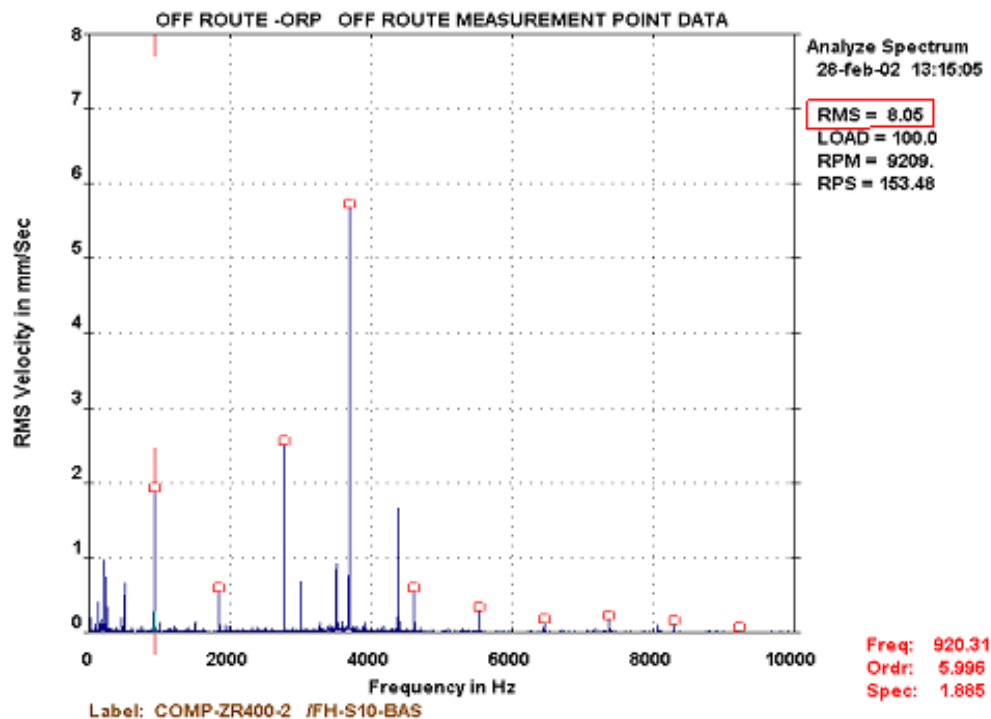


FIG. 21. Valor $V_{RMS} = 8.05 \text{ mm/s}$ medido en el rango de frecuencias de 10 a 10.000 (Hz) en F-H

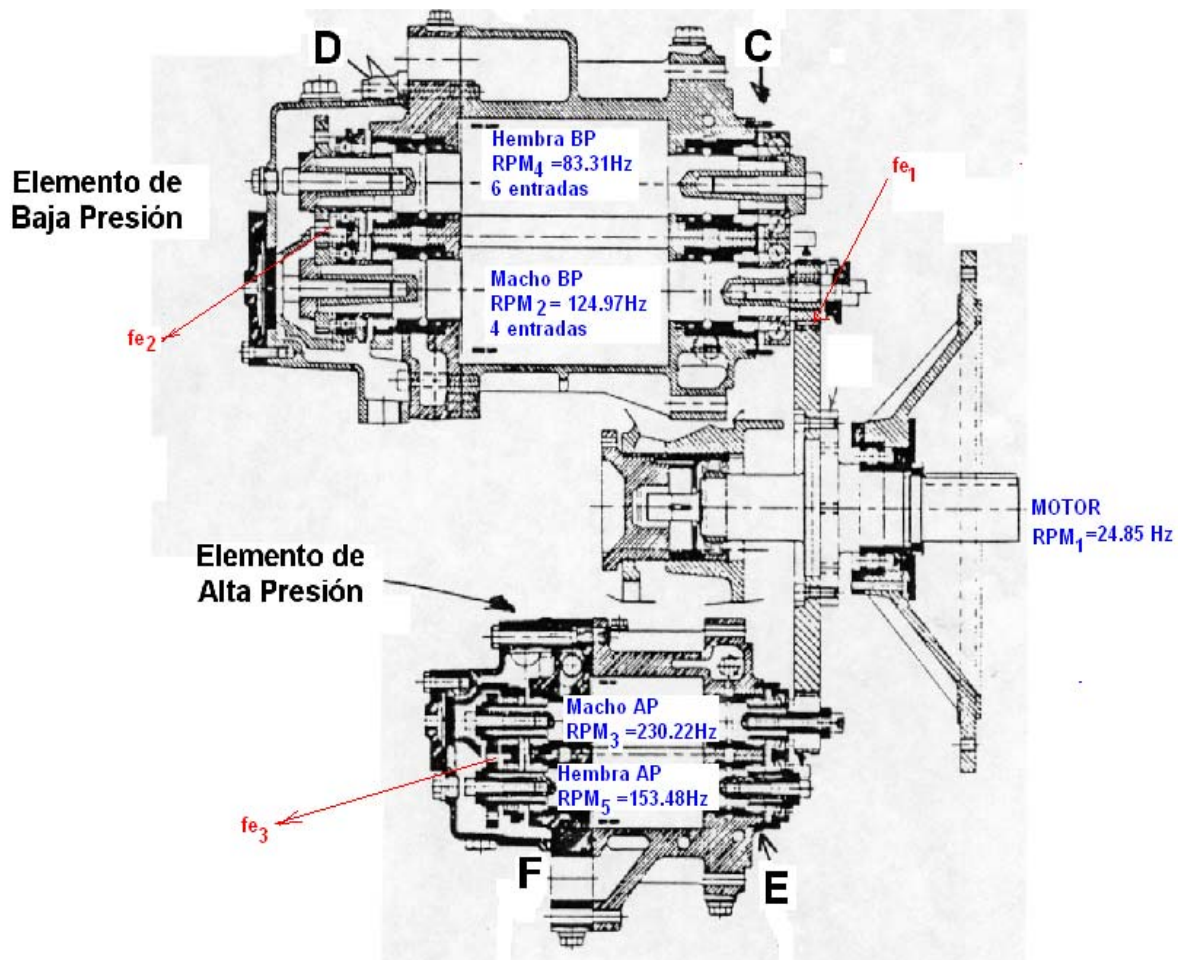


FIG. 20. Esquema del compresor y puntos en donde se realizaron las mediciones

De acuerdo a ISO 10816-3, ver Tabla N°3, Tabla A1, Para este compresor (máquina grande, soporte rígido):

Valor Bueno: bajo 2.3 mm/s
 Valor Aceptable: bajo 4.5 mm/s
 Valor Inaceptable: sobre 7.1 mm/s

Las vibraciones medidas por el personal de mantenimiento predictivo de la Planta fueron en el punto F-H, punto donde el valor de las vibraciones era mayor: $V_{RMS} = 8.05$ mm/s, como se muestra en figura 21. En base a esto recomendaron rechazar la aceptación de la máquina. La gerencia de la Planta, antes de realizar esta acción, solicitó a Laboratorio de Vibraciones de la Universidad de Concepción, un informe detallado y fundamentado de condición del compresor.

Condición del compresor

Para evaluar la condición de una máquina se siguen los dos pasos siguientes:

1. Evaluación de la severidad vibratoria de la unidad
2. Diagnóstico detallado que indique si las vibraciones presentes en la máquina son inherentes al funcionamiento de ella, o son producto de alguna falla o un mal montaje de ella.

1. EVALUACIÓN DE LA SEVERIDAD DE LAS VIBRACIONES

Para evaluar la severidad vibratoria de la unidad, ver espectro de figura 21, es necesario evaluarla:

- 1) A través de la velocidad V_{RMS}
- 2) A través de la aceleración A_{RMS}

1. 1. SEVERIDAD VIBRATORIA DE ACUERDO A LA VELOCIDAD

La evaluación de la severidad vibratoria se realiza considerando el mayor valor RMS de la velocidad medido en los rodamientos de la máquina en las direcciones horizontal, vertical y axial dentro del rango de frecuencias de 10 a 1000 Hz. En este caso, el mayor valor medido fue en el descanso F-H.

Equivocadamente, el personal de Planta no usó este rango de frecuencias, sino que hasta 10.000Hz, considerando que existían componentes vibratorias en el espectro hasta esa frecuencia, ver figura 21. En este rango de frecuencias el valor V_{RMS} obtenido fue 8.05 mm/s. Al evaluar la severidad vibratoria con este valor), se obtiene que es INACEPTABLE.

Sin embargo, si se utiliza la norma como corresponde, es decir, medir el valor V_{RMS} , en el rango de frecuencias de 10 a 1.000 Hz, se obtiene un valor V_{RMS} de 2.68 mm/s, valor que es ACEPTABLE, ver figura 22

Note que a pesar que existen componentes espectrales sobre 1000Hz, ver figura 21, estas componentes, que en este caso son las de mayor valor, son evaluadas por la aceleración. Esa evaluación se analiza en la parte II de este Tutorial, y en el curso de capacitación categoría IV.

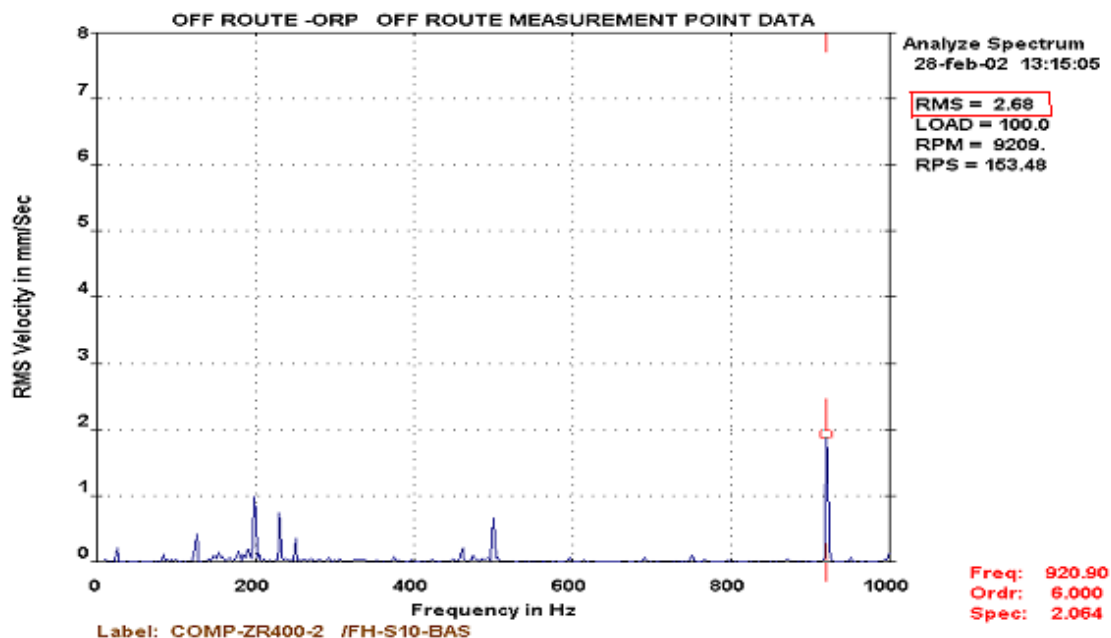


FIG. 22. Valor $V_{RMS}=2.68\text{mm/s}$ medido en el rango de frecuencias de 10 a 1000 (Hz) en F-H

1. 2. ANALISIS DE LAS VIBRACIONES EN EL COMPRESOR

En Tabla N° 4 se resume las frecuencias características o inherentes al funcionamiento de la unidad. Ellas corresponden a las frecuencias que generan los desbalanceamientos residuales

de los diferentes rotores, los armónicos de las pulsaciones de presión de las etapas de alta y baja presión y los armónicos de las frecuencias de engrane.

Tabla N°4. Frecuencias de las vibraciones características del compresor.

		Hz	CPM
Velocidad Motor	RPM1	24.85	1491
Rotor macho BP	RPM2	124.97	7498
Rotor macho AP	RPM3	230.22	13813
Rotor hembra BP	RPM4	83.31	4998
Rotor hembra AP	RPM5	153.48	9208
Frec. Engrane corona	f_{e1}	4374.1	262446
Frec. Pulsaciones BP	f_{p1}	499.88	29992
Frec. Pulsaciones AP	f_{p2}	920.88	55252
Frec. Engrane sincronización BP	f_{e2}	7748.14	464888
Frec. Engrane sincronización AP	f_{e3}	1367.04	82022

Un análisis detallado del espectro de figura 21 muestra que todas las componentes espectrales en él son las indicadas en Tabla N°4. En esta figura, los cursores marcan las componentes de mayor valor, las cuales corresponden a los armónicos de las pulsaciones de presión generadas en la etapa de alta presión.

Considerando que en los espectros medidos, solo están presentes componentes vibratorias inherentes al funcionamiento de la unidad y que el valor de la velocidad y aceleración globales están en el valor aceptable, se diagnostica que la unidad está en una buena condición de salud.

NOTA

Estrictamente hablando ISO 10816-3, no aplica para compresores de desplazamiento positivo (como la unidad analizada). Sin embargo, se aplicó por 2 razones:

1. Lo recomienda el fabricante
2. Es una evaluación más conservadora que lo necesario.

6. ISO 2372: Vibraciones mecánicas de máquinas que operan con velocidades entre 10 y 200 (rev/s). Bases para especificar estándares de evaluación

Este estándar, que es la versión anterior de ISO 10816-3, es necesario conocerlo por dos razones:

1. Permite la evaluación de máquinas pequeñas que el nuevo ISO 10816-3 no contempla
2. Todavía algunas compañías que fabrican máquinas lo utilizan

Este estándar es aplicable a máquinas rotatorias que giran entre 10 y 200 rev/seg (600 a 12000 cpm). El parámetro utilizado para evaluar la severidad de la vibración es el valor RMS de la velocidad vibratoria medida en el rango de frecuencias de 10 a 1000 Hz (600 a 60.000 cpm). Los puntos de medición son los indicados en la norma anterior. Tabla N° 5 muestra los valores para la evaluación de la severidad de la velocidad vibratoria

Tabla N°4: Rangos de severidad vibratoria para máquinas normales. ISO 2372. Para máquinas con velocidad nominal entre 600 y 12000 rpm

Clasificación de las máquinas

- **CLASE I** : Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 KW.
- **CLASE II** : Máquinas de tamaño mediano con potencia entre 15 y 300 K
- **CLASE III** : Máquinas grandes con potencia sobre 300 KW, montadas en soportes rígidos
- **CLASE IV** : Máquinas grandes con potencia sobre 300 KW, montadas en soportes flexibles

Calidad o severidad de la vibración

- A:** Buena
- B:** Satisfactoria
- C:** Insatisfactoria
- D:** Inaceptable

Rango de velocidad efectiva ó RMS (mm/s)	Tipos de Máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 - 0,28				
0,28 - 0,45	A	A		
0,45 - 0,71			A	
0,71 - 1,12	B			A
1,12 - 1,8		B		
1,8 - 2,8	C		B	
2,8 - 4,5		C		B
4,5 - 7,1			C	
7,1 - 11,2	D		D	C
11,2 - 18		D		
18 - 28				D

Ver un ejemplo de aplicación de esta norma en Anexo A

7. ISO 7919-3: VIBRACIÓN MECÁNICA DE MÁQUINAS NO RECÍPROCAS. MEDICIONES SOBRE EL EJE ROTATORIO Y CRITERIOS DE EVALUACIÓN. PARTE 3: MÁQUINAS INDUSTRIALES ACOPLADAS

La norma ISO 10816-3 analizada anteriormente, establece como base para la evaluación de las vibraciones mecánicas de máquinas la medición de las vibraciones en partes no rotatorias de ellas, como ser la caja o pedestal de los descansos.

Sin embargo, hay varios tipos de máquinas para las cuales las mediciones realizadas en las partes estructurales o no-rotatorias de ellas, como ser los descansos, pueden no caracterizar adecuadamente la condición de funcionamiento de la máquina, aunque dichas mediciones sean útiles. En este tipo de máquinas están la mayoría de las máquinas montadas en descansos hidrodinámicos o cojinetes, tales como turbinas a vapor, turbinas a gas, motores eléctricos, turbocompresores.

Estas máquinas tienen las siguientes características:

- Son máquinas con carcasas rígidas y de gran masa respecto a la del rotor
- Generalmente tienen rotores de comportamiento flexible (su velocidad de rotación es mayor a 0.75 veces su primera velocidad crítica)

En estas máquinas es más confiable determinar la severidad vibratoria a partir de las mediciones realizadas directamente al eje. El valor de las vibraciones medidas en la carcasa puede ser de valor muy pequeño respecto al valor de las vibraciones del eje, como se ilustra en figura 22. Es decir, se podría estar muy conforme porque las vibraciones medidas en la carcasa son de muy bajo valor, sin embargo, el eje podría estar vibrando peligrosamente.

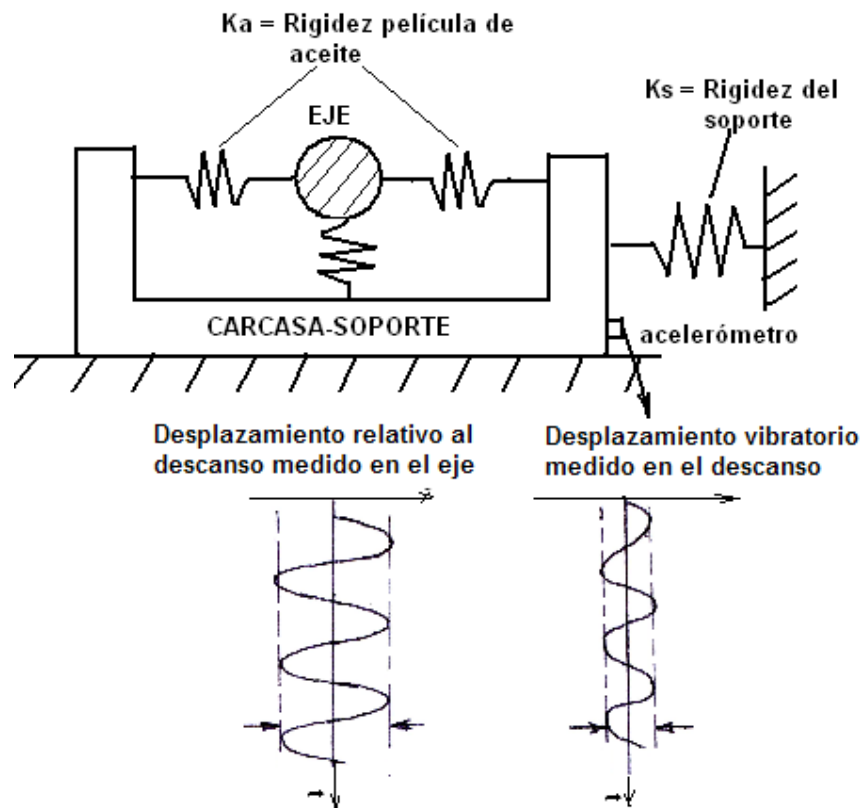


FIG. 22. Vibraciones medidas directamente al eje (ISO 7919) y vibraciones medidas en el descanso soporte (ISO 10816)

7.1. Objetivos

ISO 7919-1 entrega guías para la medición y evaluación de las vibraciones en la máquina a través de mediciones realizadas directamente al eje. Estas mediciones se realizan con los siguientes propósitos:

- 1) Limitar cargas dinámicas excesivas sobre los descansos
- 2) Determinar cambios en el valor global de las vibraciones con el objeto de efectuar un monitoreo operacional de ella (determinar si el valor está en la zona A, B, C ó D, es decir, si los valores medidos son bueno, aceptable, insatisfactorio ó inaceptable)
- 3) Limitar que los desplazamientos vibratorios sean compatibles con los juegos radiales

Máquinas a las cuales aplica la norma ISO 7919-3

Este estándar se aplica a turbo-conjuntos industriales con descansos hidrodinámicos, como ser:

Turbo-generadores
 Turbocompresores
 Turbinas a vapor
 Turbo-bombas
 Turbo-ventiladores
 Motores eléctricos
 Cajas de engranajes

con velocidad máxima continua en el rango entre 1000 y 30000 cpm, independiente del tamaño y la potencia. Este estándar no es aplicable a máquinas con elementos con movimiento alternativos

Ubicación de los planos de medición

Es recomendado utilizar dos sensores de desplazamiento en, o adyacente, a cada descanso de la máquina. Son montados en forma permanente Ellos deben ser radialmente montados en el mismo plano transversal perpendicular al eje de la máquina y deben estar separados en $90^{\circ} \pm 5^{\circ}$. Como normalmente no hay espacio para ubicar los sensores en la dirección vertical y horizontal, se ubican inclinados. Es costumbre seguir llamándolos horizontal y vertical, aunque estén ubicados a 90° de la horizontal, como se aprecia en figura 23 a).

Los sensores de desplazamiento sin contacto son montados normalmente:

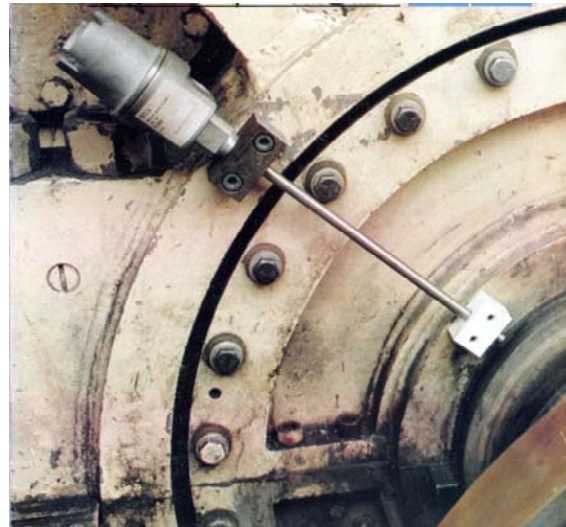
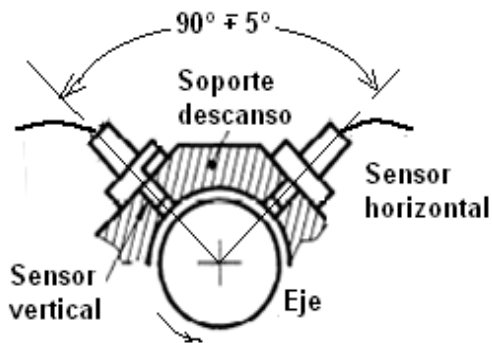
- i) en agujeros realizados en la caja del descanso, ver figura 23a)
- ii) en soportes rígidos sujetos a la caja del descanso, ver figura 23b)

y de manera que no interfieran con la película de lubricación.

Parámetro utilizado para evaluar la severidad vibratoria

Para evaluar la severidad vibratoria, ISO 7919 usa el valor del desplazamiento vibratorio pico-pico que se denomina por S_{pp} (desplazamiento pico a pico). Este desplazamiento debe ser medidos en dos direcciones perpendiculares en o cerca del descanso.

Debe tenerse presente que la superficie donde se va a medir en el eje debe estar preparada para ello. Es recomendado por los estándares, que el "runout" combinado mecánico y eléctrico en la medición (ver capítulo de sensores en Categoría III), no exceda el 25% del desplazamiento vibratorio admisible, o $6(\mu\text{m})$, cualquiera de estos valores que sea mayor. De no ser así, se debe proceder a sustraer el runout.



a) Sensores montados en el descanso para lo cual se han perforado y atornillado en su alojamiento

b) Montaje en un soporte rígido al lado del descanso

FIG.23. Montaje de los sensores de desplazamiento sin contacto

7.1.1 Evaluación de las vibraciones para limitar las sobrecargas sobre el descanso y para el monitoreo operacional de las máquinas

Figura 24 muestra esquemáticamente un descanso hidrodinámico o cojinete. La película de aceite se forma debido al movimiento relativo entre el muñón del eje y su alojamiento. Sin embargo, en las partidas y paradas de la máquina, o cuando se genera una sobrecarga sobre el rotor, es factible que se rompa la película de aceite, y el muñón del eje haga contacto directo con el alojamiento.

Para no dañar el muñón, pues una reparación de él sería larga y cara, es necesario que el material del alojamiento del descanso tenga 2 características esenciales:

- 1) Que sea blando (baja resistencia a la compresión)
- 2) Que tenga un bajo coeficiente de roce con el material del muñón (normalmente de acero)

La característica 1), es una regla básica de diseño: si entre dos elementos de una máquina que tienen una velocidad relativa entre ellos (como es el caso entre el muñón del eje que gira a la velocidad de rotación de la máquina y el alojamiento del descanso el cual no gira), existe la posibilidad de contacto entre ellos (como es el caso, cuando se produce una sobrecarga en el rotor, o en las partidas /paradas donde no se forma una película de aceite gruesa), entonces se sacrifica el elemento que es más fácil reemplazar, en este caso , el alojamiento del descanso, y que el otro elemento, en este caso el muñón , no se dañe

Para satisfacer lo anterior, es necesario que el material del alojamiento del descanso sea más blando que el material del eje. Sin embargo, el ser blando significa tener poca resistencia a la compresión. El material del alojamiento se diseña para soportar los esfuerzos de compresión (o presión) debido a la carga estática sobre él (el peso del rotor en turbinas o generadores).

Considerando la poca resistencia a la compresión de dicho material, es necesario limitar las sobrecargas que generan las vibraciones sobre él.

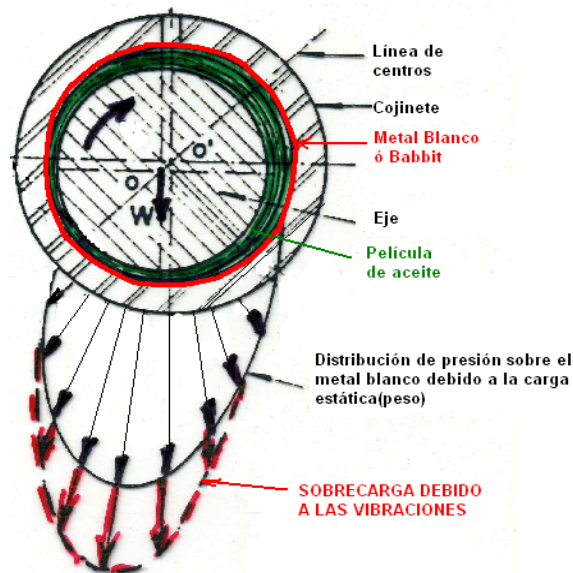


FIG. 24. Cargas sobre el metal blanco generadas por el peso y las vibraciones

La característica 2) que debe tener el material del alojamiento, la cual es tener bajo coeficiente de rozamiento con el muñón del eje, es para evitar que cuando se produzca una sobrecarga sobre el rotor y se rompa la película de aceite, el roce entre material del alojamiento y material del muñón no genere demasiado calor y pueda flexionar el muñón, como se indica en el capítulo sobre causas y síntomas vibratorios de ejes flexados (categoría IV).

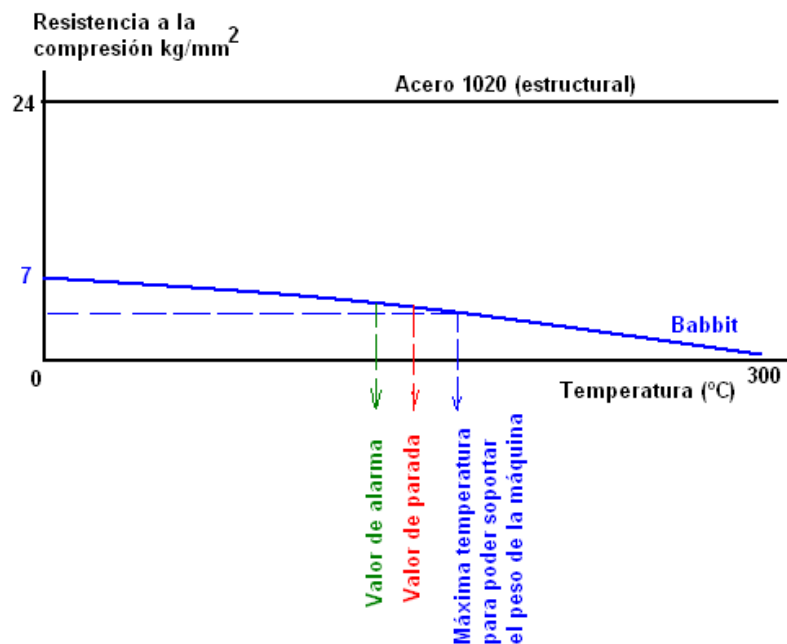


FIG.25. Variación de la resistencia a la compresión de un tipo de babbitt y de un acero estructural en el rango de temperaturas de 0° a 300°C

El metal blanco o Babbitt cumple adecuadamente con estas dos características. Es por eso que en la máquinas actuales (por ejemplo, los molinos de la minería) se han reemplazados otros tipos de materiales del alojamiento que se usaban (como bronces), por el metal blanco. Debe tenerse presente, sin embargo, que el metal blanco disminuye significativamente su resistencia a la compresión al aumentar su temperatura, como se ilustra en la figura 25.

Para soportar las fuerzas que actúan sobre la máquina (en la mayoría de ellas es predominante el peso), es necesario, que la temperatura del metal blanco no supere una máxima temperatura. Pues si así ocurre, la baja resistencia a la compresión del metal blanco no será capaz de soportar esta fuerza y fluirá (se fundirá), y con ello se corre el riesgo de una falla catastrófica de la máquina.

Por eso, en estas máquinas con descansos hidrodinámicos o de cojinete, se monitorea y limita:

- El desplazamiento vibratorio del eje, para evitar sobrecargas sobre un material que tiene muy poca resistencia a la compresión (a mayor valor de la vibración del eje, mayor es la sobrecarga que genera sobre los metales del cojinete (babbitt).
- La temperatura de los metales. Se establecen valores de alarma y de detención de la máquina, (valor que ni por nada se podrá trasgredir).

Tal vez lo más importante cuando se limita el valor de una magnitud que se monitorea, sea esta vibración, temperatura de los metales(babbitt) de los descansos, viscosidad del aceite, número y tamaño de partículas en los residuos del aceite, etc., es poder responder fundamentadamente: **¿para evitar qué** se limita el valor de estas magnitudes?.

Esto es fundamental, porque muchas veces la necesidad de la producción, hace que el personal a cargo de las máquinas sobrepase los límites admisibles. Para trasgredir estos valores con un alto grado de confiabilidad, es necesario que se sepa a qué se está arriesgando con ello.

Los valores para el monitoreo operacional que entrega ISO 7919-3 para los desplazamientos vibratorios del eje, son consistente con las cargas dinámicas aceptables sobre el descanso, como se indicó en el punto 1) de los objetivos. Tabla N° 6 resume la experiencia internacional existente actualmente en el tema

Basado en esta experiencia y en forma simplificada, la sobrecarga dinámica sobre el descanso que generan las vibraciones del rotor, depende de la velocidad de rotación de la máquina. Por lo tanto, los valores entre zonas, a diferencia de los valores dados en ISO 10816-3, indicados en Tabla N°1, son inversamente proporcionales a la raíz cuadrada de la velocidad de rotación del rotor.

Para la evaluación de la condición operacional de las máquinas, ISO 7919, al igual que ISO 10816, proporciona dos criterios. Un criterio considera la magnitud del desplazamiento vibratorio máximo medidos en los descansos o en la vecindad de ellos; y el segundo considera los cambios en la magnitud sea que hayan aumentado o disminuido.

Valores límites entre zonas para el monitoreo operacional de la máquina

Al igual que ISO 10816, ISO 7919 define 4 zonas de evaluación, para el monitoreo operacional, las cuales se muestran en figura 26. Los valores que separan los límites entre zonas se indican en Tabla N°6, y han sido obtenidos de la experiencia internacional.

Tabla N°6. Valores de límites entre zonas para la evaluación de la severidad vibratoria

Límite entre la zona A/B:	$S_{p-p} = \frac{4800}{\sqrt{RPM}} (\mu m)$
Límite entre la zona B/C:	$S_{p-p} = \frac{9000}{\sqrt{RPM}} (\mu m)$
Límite entre la zona C/D:	$S_{p-p} = \frac{13200}{\sqrt{RPM}} (\mu m)$
<p>S_{p-p} : Desplazamiento pico a pico (μm) RPM : Velocidad de rotación(cpm)</p>	

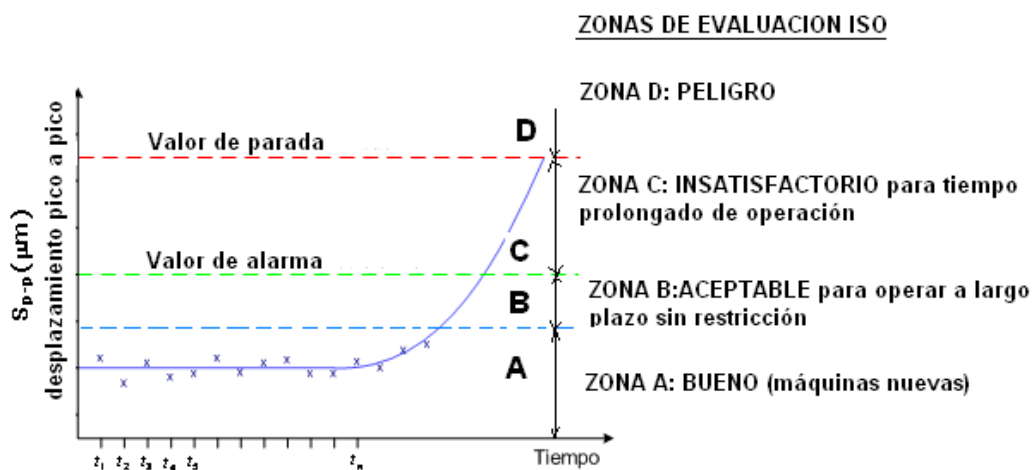


Figura 26. Zonas de evaluación de la severidad vibratoria

Criterio I: Magnitud de la Vibración

En este criterio, en forma similar a lo visto para ISO 10816, la máxima magnitud de las vibraciones medidas en cada descanso en dos direcciones perpendiculares entre ellas, es evaluada comparándola con los valores dados en las diferentes zonas de evaluación, de acuerdo a Tabla N°6, o figura 26.

Criterio II: Cambio en la Magnitud de la Vibración.

Este criterio proporciona una evaluación de la severidad de la vibración de acuerdo a los cambios en la magnitud de ella, a partir de un valor de referencia previamente establecido (valor máquina nueva o en buen estado). De acuerdo a este criterio, podría ocurrir un cambio significativo en la magnitud de la vibración global, lo cual requerirá una acción a tomar, aun cuando la zona C del Criterio I, indicado anteriormente no ha sido alcanzada

Configuración de los valores de alarmas y paradas

La configuración de los valores de alarma y peligro se establecen de forma similar a lo analizado para la norma ISO 10816-3

“ALARMA: Proporciona una advertencia que un valor definido de vibración ha sido alcanzado o un cambio significativo ha ocurrido, por lo que puede ser necesaria una reparación de la máquina. En general, si ocurre una situación de ALARMA, la operación puede continuar por un período limitado de tiempo, mientras se realizan las investigaciones para identificar la razón para el cambio en la vibración y definir cualquier acción de reparación”.

“PARADA: Especifica la magnitud de la vibración para la cual continuar operando puede causar daño. Si se excede el valor de PARADA, se deben tomar acciones inmediatas para reducir la vibración o debería detenerse la máquina”

Configuración del valor de ALARMA

Similar a lo indicado en norma ISO 10816:

- Valor de alarma según criterio I : Menor valor de la zona C
- Valor de alarma según criterio II : Valor máquina en buenas condiciones (línea base)+ 0.25 del mayor valor de la zona B.

Cuando no esté establecida una línea base (por ejemplo con una máquina nueva), la configuración inicial del valor de ALARMA debería basarse en la experiencia con otras máquinas similares. Después de un periodo de tiempo, se establecerá entonces un valor de línea base. Si la línea base en el funcionamiento estacionario de la máquina cambia (por ejemplo, después que una máquina ha sido reparada), la configuración del valor de ALARMA debería revisarse en concordancia.

Configuración del valor de PARADA

Los valores de PARADA generalmente se relacionan con la integridad mecánica de la máquina y es dependiente de sus características específicas de diseño, las cuales han sido introducidos para permitir que la máquina resista fuerzas dinámicas anormales (generadas por las fallas).

“Aquí puede haber diferencias para las máquinas del mismo tipo, pero con diferentes diseños, y no es posible dar guías claras para valores absolutos de PARADAS. En general, el valor de PARADA estará dentro de la zona C o D, pero es recomendado que el valor de PARADA no debiera exceder 1,25 veces el límite que separa las zonas C y D”.

EJEMPLO

Determinar el valor para la alarma de una turbina a vapor que gira a 7.000 cpm. El valor cuando la máquina está buena es 20 (μm)

RESPUESTA:

RPM = 7500 RPM

S_{P-P N} = Desplazamiento pico a pico línea base = 20(μm) (medido anteriormente)

S_{P-P B} = Valor límite superior de la zona B = $9.000/(7.500)^{0.5} = 104$ (μm)

Criterio I: Valor de alarma = 104 μm

Criterio II: Valor de alarma = 20 (μm) + 0.25 x 104 (μm) = 46 (μm)

Comparación de ISO 7919-3 con normas API

Comparando este estándar con los estándares API se ve que son concordantes, pero el estándar API es más restrictivo. API especifica como valor de aceptación de una máquina, que el máximo desplazamiento pico a pico medido en el eje no debe exceder:

$$S_{p-p} = \frac{2782}{\sqrt{RPM}} (\mu\text{m}); \text{ o } 50 (\mu\text{m}); \text{ cualquiera que sea mayor}$$

Comparado el valor anterior con el valor dado por ISO 7919 como valor de aceptación (valor en la zona A), se ve que es más restrictivo:

$$S_{p-p} = \frac{4800}{\sqrt{RPM}} (\mu\text{m})$$

7.1.2 Evaluación de acuerdo a ISO 7919 de los desplazamientos vibratorios para limitar que los juegos entre partes móviles y fijas sean mantenidos

Como los rotores de estas máquinas montadas en descansos hidrodinámicos o cojinetes generalmente tienen comportamiento de rotor flexible (como se discute en el balanceamiento de rotores flexibles en Categoría IV), es necesario como se indicó en el punto 3) de los objetivos de la norma IAO 7919-3, limitar los desplazamiento vibratorios del eje respecto al descanso para que sean compatibles con los juegos rotor/estator (para evitar que roce el rotor con el estator), ver figura 27.

“Los requerimientos a los desplazamientos vibratorios para asegurar que los juegos son mantenidos, en general, serán diferentes que aquéllos para evitar sobrecargas” (visto en el punto anterior

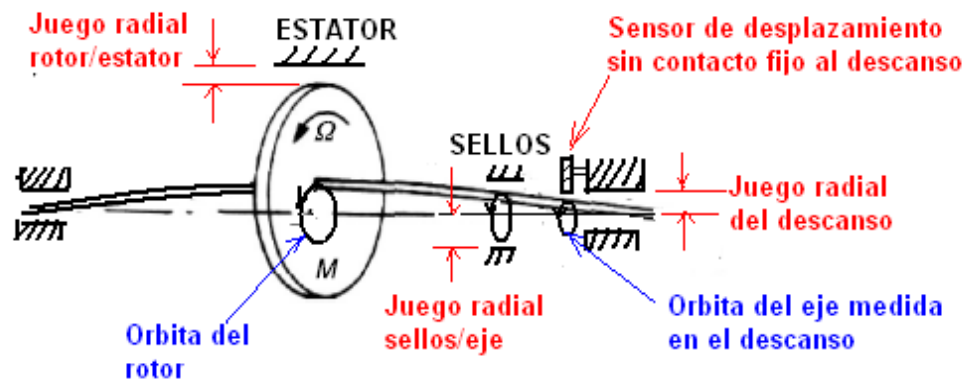


FIG. 27. Juegos radiales del rotor con el estator, sellos y descansos.

Considerando el hecho que las ubicaciones de los planos transversales de medición están en, o cercanas a los descansos, mayores deflexiones del eje podrían ocurrir en otras posiciones a lo largo de él, y por lo tanto, debe cuidarse que no ocurran contactos en esas posiciones, por ejemplo en un área de sellos o dentro de la máquina.

Por ejemplo, en Tabla N°7 se muestran para bombas centrífugas o rotodinámicas, los valores recomendados por ISO 10816-7: Mechanical Vibration_Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts- Part 7: Rotodynamic pump for industrial applications, including measurements on rotating shafts

TABLA N°7. Valores recomendados para el máximo desplazamiento relativo del eje en función del juego diametral nominal para roto-bombas con descansos hidrodinámicos

Zona	Descripción	Límite para el D_{pp} en relación al juego diametral del descanso hidrodinámico(*)
A	Máquinas nuevas en rango operacional preferido	0.33x juego del descaso en estado nuevo
B	Operación sin restricción a largo plazo	0.5x juego del descaso en estado nuevo
C	Operación con tiempo limitado	0.7x juego del descaso en estado nuevo
D	Riesgo de daño	>0.7x juego del descaso en estado nuevo
	Máximo valor para la ALARMA (**)	0.6x juego del descaso en estado nuevo
	Máximo valor para la DETENCION(**)	0.9x juego del descaso en estado nuevo
(*):	El fabricante de la bomba deberá especificar el valor nominal de los juegos en los descansos hidrodinámicos	
(**):	El valor de la magnitud recomendada para esta vibración deberá estar sobre estos valores por unos 10seg antes que la alarma o detención sea activada para evitar falsas alarmas y detenciones de la máquina	

Para condiciones transientes de funcionamiento de la bomba, el límite máximo utilizado, es normalmente el mayor valor de la zona C.

ANEXO A: EJEMPLOS

EJEMPLO 1

Determinar la severidad de vibraciones del ventilador de figura A1 de acuerdo a ISO 10816-3. El ventilador gira a 400(cpm) y tiene 8 paletas. La potencia del motor que lo conduce es de 30 kW. Su primera velocidad crítica es 2400(cpm). Las vibraciones globales de la velocidad RMS y del desplazamiento RMS medidos en los descansos C y D del ventilador son:

C-H:	0,58mm/s;	36 μm	D-H:	0.81mm/s;	38 μm
C-V:	0.20mm/s;	48 μm	D-V:	0.8mm/s;	22 μm
C-A:	0.92mm/s;	18 μm	D-A:	0,7mm/s;	30 μm

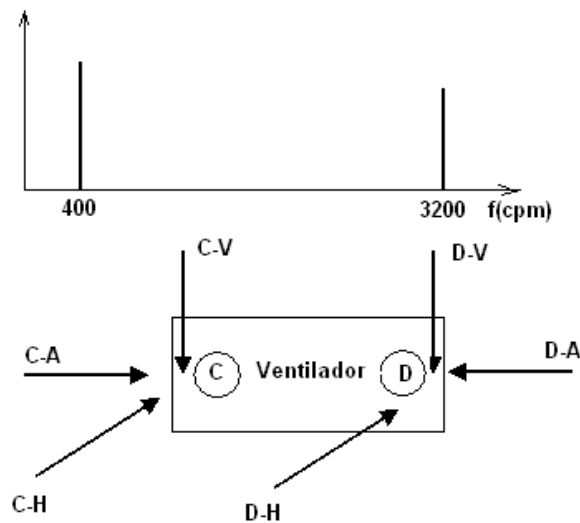


FIG.A1. Puntos de mediciones en el ventilador de ejemplo 1

RESPUESTA:

1. ISO 10816-3 es aplicable al ventilador pues es una máquina rotatoria y gira entre 120 y 15.000 cpm, para la cual es válida la norma. Note que no es aplicable para este caso ISO 2372, pues la velocidad del ventilador es menor a 600 cpm.
2. Se determina el grupo de máquinas a la cual pertenece el ventilador.
Para utilizar la norma resumida en Tabla N°3 hay que determinar a qué grupo de máquinas pertenece el ventilador. Como la potencia es 30 KW, el ventilador es una máquina de tamaño mediano, es decir, del **grupo 2**.
3. Se determina el tipo de soporte.
Como la componente principal en el espectro (componente de mayor valor) es la componente a la velocidad de rotación del ventilador, 400cpm, la cual es menor que su primera velocidad crítica, 2.400cpm, (o más exactamente, la velocidad de rotación es

menor que el 75% de su primera velocidad crítica: $0.75 \cdot 2.400 = 1.800 \text{cpm}$), es por lo tanto, una máquina de **soporte rígido**.

4. Magnitud vibratorias que se requiere medir para evaluar la severidad vibratoria del ventilador

- Del espectro de figura A1, se observa que en la vibración hay una componente vibratoria bajo 10 Hz: $1XRPM = 400 \text{cpm}$. Por lo tanto, para evaluar severidad vibratoria es necesario medir el desplazamiento global RMS
- Como la vibración también tiene una componentes entre 10 y 1000 Hz, de frecuencia 3.200 cpm, es necesario también para evaluar la severidad vibratoria medir la velocidad vibratoria global RMS

5. Valores con que se realiza la evaluación en Tabla N°3

Para la evaluación se entra a la Tabla N°3, Tabla A2, con el mayor valor de las seis mediciones realizadas. En este caso con:

$$D_{RMS} = 48 \mu m$$

$$V_{RMS} = 0.92 \text{ mm/s}$$

6. Resultado de la evaluación

- La evaluación con $D_{RMS} = 48 \mu m$ da una severidad vibratoria: **C**
- La evaluación con $V_{RMS} = 0.92 \text{mm/s}$ da una severidad vibratoria: **A**

ISO 10816-3 establece que: "Si la aplicación de los diferentes criterios conduce a diferentes evaluaciones de la severidad de la vibración, la calificación más restrictiva es el resultado final". Para este caso es entonces: **C**

El informe técnico que confecciona el analista de vibraciones como resultado de la evaluación de la severidad vibratoria indicará lo siguiente:

La severidad de las vibraciones en el ventilador de acuerdo a ISO 10816-3 es **C** : **Insatisfactoria**

7. Finalmente, el analista debe saber explicarle al usuario que significa dicha evaluación, y que acciones recomienda tomar. En este caso: la severidad vibratoria es insatisfactoria para una operación continua durante un tiempo prolongado. El ventilador puede operar por un periodo limitado de tiempo en esta condición, hasta que se presente una oportunidad conveniente para repararlo

EJEMPLO 2

Configure para una máquina del **grupo 1, soporte rígido**, los valores de alarma y de peligro para la velocidad vibratoria. El valor cuando la máquina está en condición buena (línea base) es 0.6 mm/s.

Configuración del valor de ALARMA

i. **De acuerdo al criterio I:**

El valor de la alarma para una máquina del grupo 1, soporte rígido, es de acuerdo a tabla N°3, Tabla A1: 4.5 mm/s (mayor valor de la zona B). Esto se ilustra en figura A2.

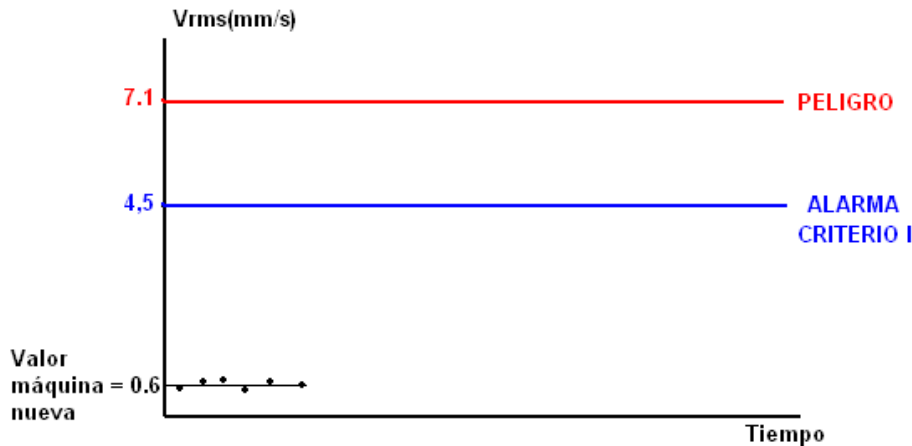


FIG. A2. Valor de alarma utilizando el criterio I de ISO 10816-3

Este criterio ha sido cuestionado por algunos usuarios argumentando, como en este ejemplo, que es excesivo el valor de la alarma. Para este ejemplo, cuando la vibración aumente de 0.6 a 4.5mm/s, es decir, en 7.5 veces entrará la máquina en alarma (y de acuerdo a la definición de alarma, en ese momento se empezaría a buscar la causa del aumento de las vibraciones, lo que parece ser tardío). En este caso queda más personalizado a la máquina usar el criterio II

ii. De acuerdo al criterio II:

En este criterio, el valor de la alarma es fijado por el siguiente valor:

$$\begin{aligned} \text{Valor de alarma} &= \text{Valor máquina en buenas condiciones} + 0.25 \text{ del mayor valor de la zona B} \\ &= 0.6 \text{ mm/s} + 0.25 \cdot 4.5 \text{ mm/s} = 1.7 \text{ mm/s} \end{aligned}$$

Esto se ilustra en figura 12. Note que este valor de alarma está más personalizado a la máquina en particular.

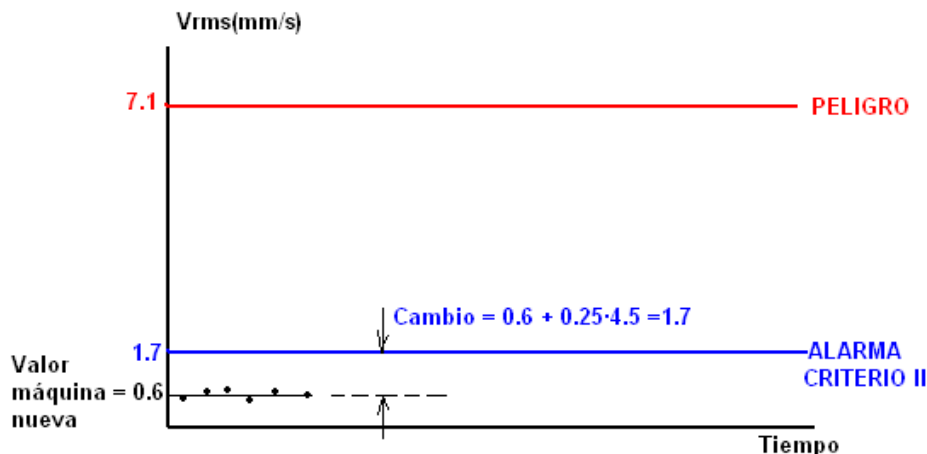


FIG. 12. Valor de alarma utilizando el criterio II de ISO 10816-3

Configuración del valor de PELIGRO

Note que el valor de peligro o de parada usado con ambos criterios es el mismo. Es decir, **este valor es independiente del valor máquina buena y solo depende del tipo de máquina.**
A falta de mayor información

EJEMPLO 3

Las velocidades RMS globales medidas en el rango de frecuencias de 10 a 100Hz en los descansos C y D del ventilador de 8 alabes indicado de figura 13, son los indicados a continuación. La placa del motor indica que su potencia es 310 KW. El ventilador gira a 1.000(cpm) y su primera velocidad crítica es 2.800 cpm. Determinar la severidad vibratoria en el ventilador de acuerdo a ISO 2372.

C-H:	9.1mm/s	D-H:	11.8mm/s
C-V:	5.2mm/s	D-V:	8.1mm/s
C-A:	2.8mm/s	D-A:	3.8mm/s

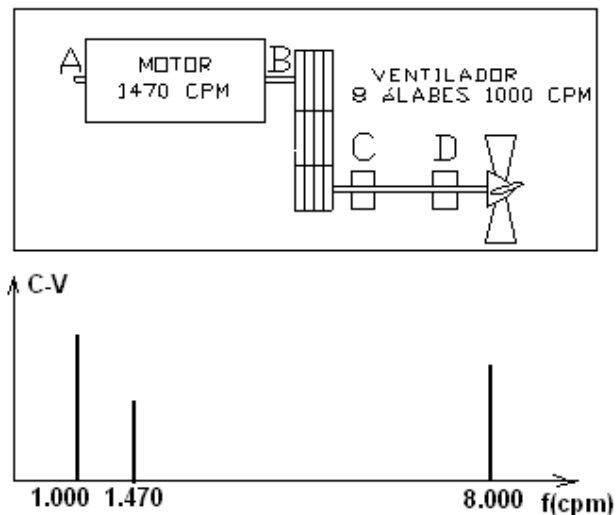


FIG 16. Ejemplo 2 ilustrativo de aplicación de ISO 2372

RESPUESTA:

1. ISO 2372 es aplicable al ventilador pues es una máquina rotatoria que gira entre 600 y 12.000(cpm) para la cual es válida la norma.
2. Para usar la norma resumida en Tabla N°4 hay que determinar la clase de máquina que es el ventilador. Como la potencia es 310 Kw, el ventilador es una máquina de tamaño grande. Como la velocidad de rotación de la máquina es menor que su primera velocidad crítica (más exactamente menor al 75% de su primera velocidad crítica), es una máquina de soportes rígido y por lo tanto es de Clase III.
3. Se entra a la Tabla N°4 con el mayor valor de las seis mediciones. En este caso con 11.8 mm/s. Se obtiene una severidad vibratoria **D: Inaceptable**.

4. El informe técnico a entregar como resultado de la medición debería indicar lo siguiente:

La severidad de las vibraciones en el ventilador de acuerdo a ISO 2372 es D: Inaceptable

5. El analista debe saber explicarle al usuario que significa inaceptable. ¿Es necesario detener la máquina? Inaceptable significa que la vida esperada para los elementos de la máquina va a ser significativamente más baja que para lo cual fueron seleccionados o diseñados. Es decir, es una evaluación cualitativa y no cuantitativa

EJEMPLO 4

Establezca valores de alarma y detención para una bomba centrífuga de potencia 100 kW que gira a 1500(cpm), de soporte rígido. Es una máquina nueva.

RESPUESTA

- Como es una máquina nueva, donde no existe experiencia anterior para la vibración en sus descansos se configura normalmente la Alarma, utilizando el criterio I, es decir, configurarla dentro de la zona C. El valor específico es frecuentemente configurado de mutuo acuerdo entre el fabricante de la máquina y el usuario, como lo establecen las normas (Esta es una cultura técnica que falta en las industrias latinoamericanas)
- Para este ejemplo, considere que como valor de alarma inicial: 6(mm/s). El valor máximo recomendado por la norma es el máximo valor de la zona C, que en este caso de acuerdo a ISO 10816-3 es 7.1 (mm/s), ver Tabla N°3, Tabla A3
- El valor recomendado de Parada de máquina por el fabricante es en este ejemplo, 9(mm/s). El máximo valor de detención recomendado por ISO 10816-3 es 1.25×7.1 mm/s) (25% del valor de inicio de la zona D) = 8.9 (mm/s)
- Después de un periodo de operación de la máquina, el usuario puede elegir en mantener el valor inicial de alarma, o considerar la opción de cambiarlo para reflejar los valores de línea base. Si para este ejemplo, se ha obtenido que el valor de la vibración en uno de los descansos ha sido 2.5 (mm/s), entonces se puede establecer un nuevo valor de alarma para este descanso de : 2.5 (mm/s)+ 0.25 del mayor valor de la zona B (0.25×4.5) = $2.5 + 1.1 = 3.6$ (mm/s). Este nuevo valor está dentro de la zona B.

Si en otro descanso de la máquina se obtuvo un valor de línea base 4.3 (mm/s), entonces el nuevo valor de alarma para este descanso será: $4.3 + 0.25 \times 4.5 = 5.4$ (mm/s)

- Para cualquiera de los descansos de la bomba, sin embargo, el valor de Parada debe ser el mismo y permanecer en los 9 (mm/s) acordado. La base de esto es que el valor de Parada es un valor fijo correspondiente a la máxima vibración a la cual la máquina puede estar sujeta.

El Laboratorio de Vibraciones Mecánicas del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Concepción está compuesto por un grupo de especialistas, Doctores en Ingeniería Mecánica, que desde hace más de 30 años realizan Investigación, Desarrollo, Asesorías y Capacitación a industrias del país y del extranjero en diversas áreas de la dinámica de máquinas y estructuras, con especial énfasis en el mantenimiento predictivo-proactivo mediante el análisis de vibraciones y técnicas complementarias. Para conocer más acerca de nuestra labor, visite nuestra página web www.dim.udec.cl/lvm