

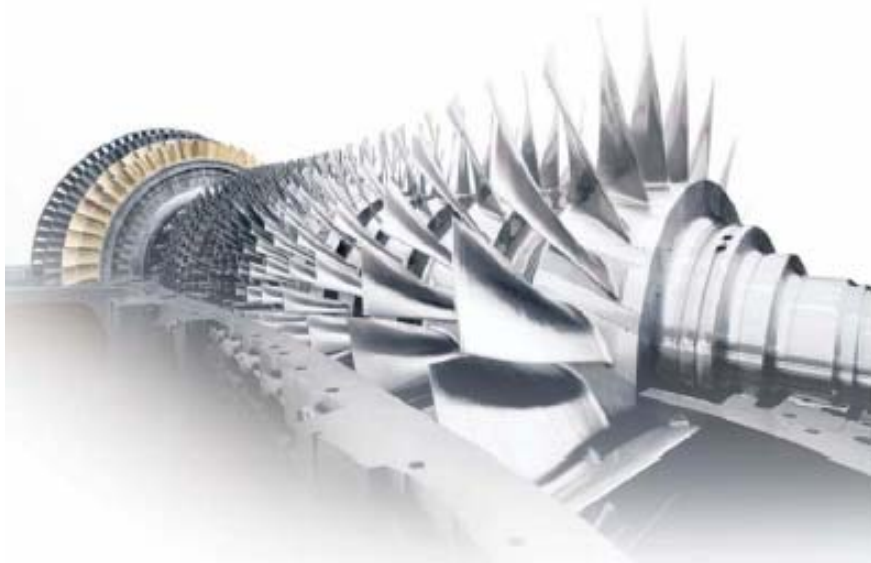


UNIVERSIDAD TÉCNICA
FEDERICO SANTA MARÍA

UTFSM - Sede Concepción

Apuntes del Curso
VIBRACIONES MECÁNICAS

Para la carrera de
Ingeniería de Ejecución en Mecánica de procesos y Mantenimiento Industrial



Profesor:
Gonzalo Daza Hernández
Ingeniero Civil Mecánico
Semestre II - 2007

Índice

Índice	2
Introducción	6
¿Por qué medir vibraciones?	7
Datos v/s Información	8
Información	10
Estado del arte	11
Capítulo I: CONCEPTOS BASICOS	12
¿QUÉ ES LA VIBRACIÓN?	12
Características de una señal vibratoria	12
VIBRACIÓN LIBRE:	15
Vibración libre no amortiguada	15
Vibración Libre No amortiguada	16
Vibraciones libres amortiguadas:	17
Decremento Logarítmico (δ)	20
Vibración forzada con excitación armónica	21
Amortiguamiento de vibraciones	26
Vibración forzada con movimiento de la base	27
Aislamiento de vibraciones:	28
Vibración Compuesta	30
Vibraciones forzadas debido a una fuerza periódica.	30
TRANSFORMADA DE FOURIER:	31
Series de Fourier	33
Transformada de Fourier	33
Transformada Discreta de Fourier (TDF)	33
Transformada Rápida de Fourier (FFT)	35
Problemas generados por la FFT	36
Procedimientos para disminuir fugas laterales:	37
Capítulo 2: Composición de la cadena de medición	39
Sensor de Desplazamiento:	39
Principio de funcionamiento:	40
RUN-OUT	41
Sensor de velocidad:	43
Sensor de Aceleración (Acelerómetro):	45
Criterios de selección para sensores de vibración	46
Etapas de Acondicionamiento	47
Filtros:	47
Etapas de medición y análisis	48
Analizador de vibraciones:	48
Factores a tener en cuenta para escoger un analizador:	50
Promedios:	50
Traslado:	51
Formas de mejorar la resolución en frecuencias	51
Capítulo 3: MANTENIMIENTO PREDICTIVO	54
Tipos de mantenimiento	54

Disponibilidad:	54
Confiabilidad:	54
Mantenimiento predictivo:	56
Objetivos del mantenimiento predictivo	56
Monitoreo de máquinas:	56
Definición de una ruta de medición	58
Diagnóstico de fallas	62
Límites de alarmas	62
Alarmas Envolventes	63
Capítulo 4: ANÁLISIS VIBRATORIO	66
Composición del espectro vibratorio	66
¿Cómo analizar un espectro vibratorio?	67
¿Qué buscar en un espectro?	67
Técnicas de análisis de vibraciones	67
1.- Análisis Frecuencial:	67
2.- Análisis de Forma de Onda:	68
3.- Análisis de la Fase de las Vibraciones:	69
4.- Análisis de órbitas y posición del eje en el descanso:	70
5.- Análisis de Vibraciones durante Partidas y paradas	71
Capítulo 5: FALLAS COMUNES PARA EQUIPOS ROTATORIOS	72
Desbalanceo	72
Espectro vibratorio esperado	72
Dirección de la vibración	74
Forma de onda de la vibración	74
Relación de fase entre vibraciones para el desbalanceo	74
Desbalanceo permisible para distintos rotores rígidos	75
Desalineamiento	76
Espectro vibratorio	78
Dirección de la vibración	78
Forma de la vibración	79
Relación de fases	79
Distorsión de Carcasa	79
Espectro vibratorio	80
Relación de fases	80
Soltura mecánica	80
Espectro vibratorio	80
Dirección de la vibración	81
Forma de la vibración	81
Relación de fases	82
Resonancia	82
Espectro vibratorio	82
Forma de la vibración	83
Variación de la vibración con la velocidad	83
Relación de fases	83
Rozamiento	83
Espectro vibratorio	83

Forma de la vibración	84
Fase de la vibración	84
Vibraciones en correas	84
Espectro vibratorio	85
Relación de fase	86
Vibraciones en bombas y ventiladores	86
Cavitación en bombas	87
Turbulencias de flujo	88
Fallas en rodamientos	88
Fallas en engranajes	94
Consejos para medición de vibraciones en cajas reductores	94
Modulaciones	94
Fallas en motores eléctricos	96
Fallas en motores asíncronos	98
Excentricidad estática:	98
Excentricidad dinámica:	98
Rotor con barras rotas:	99
Fallas en descansos hidrodinámicos	100
Juego excesivo en el descanso	101
Inestabilidad en la película de aceite	103
Capítulo 6: EVALUACION DE SEVERIDAD VIBRATORIA	104
Generalidades de Normas de evaluación de severidad vibratoria	104
Conceptos y definiciones básicas	104
Normas de evaluación de severidad vibratoria existentes	104
Otras Normas Vibratorias	105
Alcances De Normas Estudiadas	106
Clasificación de condición de máquinas	106
Condiciones de operación de la máquina	107
Factores ambientales que pueden alterar la medición:	107
Criterios de evaluación	107
Evaluación de máquinas por medición en partes no rotatorias	108
Unidades de medición de vibración	108
Aspectos generales de normas para medición en partes rotatorias de la máquina	110
Características de normas	110
Criterio de evaluación para medición en partes No-rotatorias	112
Factores que afectan los criterios de evaluación:	112
Evaluación de máquinas por medición en partes no rotatorias (ISO 10816-3)	112
ISO 10816-3:	112
Norma ISO 2372	113
Aplicación de la norma	113
Comentarios de la ISO 2372:	113
Máquinas contempladas en ISO 10816-3:	113
Máquinas excluidas de ISO 10816-3:	114
Clasificación de máquinas de acuerdo a ISO 10816-3	115
Clasificación por grupos:	115
Clasificación por flexibilidad del sistema soporte:	116

Criterio de evaluación I: Evaluación de la magnitud de la vibración	116
Valores límites entre las zonas de evaluación	116
Criterio de evaluación II: Evaluación del cambio en la magnitud de la vibración	120
Ejemplos de aplicación de norma ISO 10816-3	121
Normas Para Medición En Partes Rotatorias De La Máquina (ISO 7919)	124
Objetivos de la medición	124
Cantidades medidas	125
Criterio de evaluación I: magnitud de la vibración	125
Criterio de evaluación II: Cambios en la magnitud de las vibraciones	126
Alcances a ISO 7919-3	126
Referencias	127
ANEXO I: Glosario de Términos	128
Anexo 2: Construcción de órbitas	131
Cantidades medidas	131

Introducción

En la actualidad, nuestros procesos productivos están cada vez más presionados para poder competir de forma más eficiente, tanto en bajar costos como por aumentar el volumen de producción como por hacer productos de mayor calidad, cuidando la seguridad de nuestros trabajadores y con respeto por el ambiente.

La pregunta es obvia ¿Cómo asegurar todo esto? Lamentablemente, no existe una receta que nos permita conocer esta respuesta, pero si tenemos disponible hoy en día una batería de recursos que podemos implementar en nuestros procesos, los que dependerán de la naturaleza del mismo, los costos involucrados y la disponibilidad de personal debidamente capacitado para su implementación y puesta en marcha.

Es por ello que el mantenimiento se ha vuelto cada vez más preponderante para dar solución a todas estas necesidades, pero ¿Cuál es la mejor estrategia para mi planta? La respuesta otra vez es variable, conceptos como disponibilidad, confiabilidad, indicadores, datos, información surgen para coordinar nuestros esfuerzos por dar continuidad y tranquilidad a quienes usan los productos fabricados en nuestras plantas.

Una vez que sepamos qué es lo que necesitan las plantas de hoy, es que deberemos abocarnos a lograr las competencias necesarias para poder satisfacerlas y ser parte de la solución de estos problemas de la industrias, aportando con nuestro esfuerzo a lograr situar a nuestro país cada vez más alto en esta aldea global, en la cual nuestros productos compiten con los de los 5 continentes.

¿Por qué medir vibraciones?

Existen muchas razones por las cuales es importante conocer el estado de salud de los equipos destinados a la producción de bienes y servicios, por lo que no es posible tener una sola estrategia que nos ayude a cumplir los objetivos de cada uno de ellos, las principales razones para monitorear la condición de maquinarias y equipos son las siguientes:

Costos Directos:

Existen equipos que son caros de tener operando en nuestras plantas, tanto por el costo de adquirirlos, como el de los repuestos, por ejemplo, es sabido que algunos repuestos solo pueden estar disponibles en planta hasta 6 meses desde que se emite la orden de compra. También es posible que su reparación resulte demasiado cara ya que en muchas ocasiones, estos equipos pueden ser reparados solo por personal perteneciente al proveedor (por ejemplo, en turbinas se presenta esta situación).

Costos indirectos:

Las plantas productivas, por lo general, cuentan con su producción comprometida de antemano y lo que debemos asegurar es que esas metas de producción deben cumplirse, por lo que una merma importante en la producción de nuestra planta puede tener grandes consecuencias para la organización (la pérdida de un gran cliente puede causar en algunos casos, el cierre de la planta).

También es importante tener en cuenta que la producción de una planta está valorada en dólares por hora de producción, por ejemplo una planta de celulosa, tiene en promedio una producción de 50.000 US\$/Hora y en un aserradero del orden de los 7.000 US\$/Hora. Por lo que la atención de un motor eléctrico de \$100.000.- no es económicamente rentable, dado que el tiempo que debe detenerse la línea para su cambio puede tomar 30 minutos, es por eso que en producción se pierde mucho más que lo que cuesta el equipo a monitorear.

Seguros:

Existen equipos de alto costo que cuentan con seguros específicos y las compañías de seguros exigen sistemas de protección para aminorar el riesgo de falla, en caso de no tenerse estos sistemas de monitoreo, el costo de las primas de estos seguros pueden subir ostensiblemente, haciendo más económico la creación de una unidad de mantención predictiva.

Seguridad:

Como una forma de evitar fallas catastróficas, que pueden poner en peligro la integridad física de las personas que trabajan en nuestra organización, por lo que es deber de toda organización poner todo su empeño en minimizar estos peligros.

Normas Ambientales:

Es importantísimo de acuerdo a los convenios internacionales suscritos por nuestro país, el cumplir con las normas de cuidado al ambiente requeridas por los clientes (muchas veces más estrictas que las normas nacionales) y para ello, se necesita tener todos nuestros equipos funcionando en perfecto estado para así asegurar un buen manejo ambiental de las operaciones de nuestras plantas.

Calidad de los productos:

Para poder asegurar que nuestros productos (energía, celulosa, etc.) cumplan con los estándares de calidad que nuestros clientes demandan, necesitamos tener nuestra maquinaria funcionando en condiciones óptimas. Por lo que es el objetivo de todas nuestros equipos funcionando en buenas condiciones hasta que llegue la parada programada y reparar todos los desperfectos previstos y que continúe operando de igual forma hasta la siguiente parada de programada (que puede ser de planta, de línea o de área).

Datos v/s Información

Lo primero que debemos tener claro es que debemos tener múltiple información sobre nuestros equipos para poder, al igual que un médico, poder emitir nuestros diagnósticos con seguridad y eficacia. Para lograr este objetivo debemos contar con la mayor cantidad de información posible, en la cual, alguna provendrá desde el DCS de la planta (presión de trabajo, temperatura de los fluidos, etc.) y otra deberá ser medida por nosotros (corriente de las líneas, temperatura en los descansos, contaminantes en el aceite, etc.). Es en este momento en el que surge la lógica inquietud por tener la mayor cantidad de información disponible, lo que nos podría conducir a la situación errónea de gastar la mayor cantidad de nuestro tiempo buscando datos y almacenándolos para tener la opción de analizarlos en “algún” momento.

La verdad es que lo que uno necesita es información para poder tomar las decisiones en el momento preciso, y esa información debe de estar en nuestro poder en el momento en el que lo requerimos con la suficiente claridad para poder

emitir un diagnóstico o una recomendación que sea eficiente y acorde a la realidad de la planta en la que nos encontramos, es por ello que debemos de tener siempre en claro el concepto de información por sobre el de datos en nuestro quehacer.

¿Qué es un dato?

Un dato es un número, una estadística o una condición que nos puede indicar un punto de análisis, pero para sernos de utilidad, primero debemos de analizarlo, procesarlo y transformarlo en información útil para nuestro proceso de toma de decisiones.

Para obtener datos de calidad, nuestros datos deben tener ciertas características, a saber:

Precisión: Se entiende por precisión, a la desviación que presenta el valor medido del valor real. Cómo es lógico, la precisión debe de estar dentro de límites razonables, ya que obtener datos más precisos involucra un mayor costo en instrumentos y tiempo en la adquisición de los mismos.

Repetibles: Se entiende por repetibilidad como la capacidad de un equipo para reportar el mismo valor medido una y otra vez para la medición de un mismo fenómeno en condiciones idénticas. La repetibilidad no siempre va ligada al de precisión de la medición. Esta característica es fundamental, ya que nos permite comparar resultados históricos, no solo de vibración, sino de cualquier propiedad que se desee medir y evaluar su evolución a lo largo del tiempo.

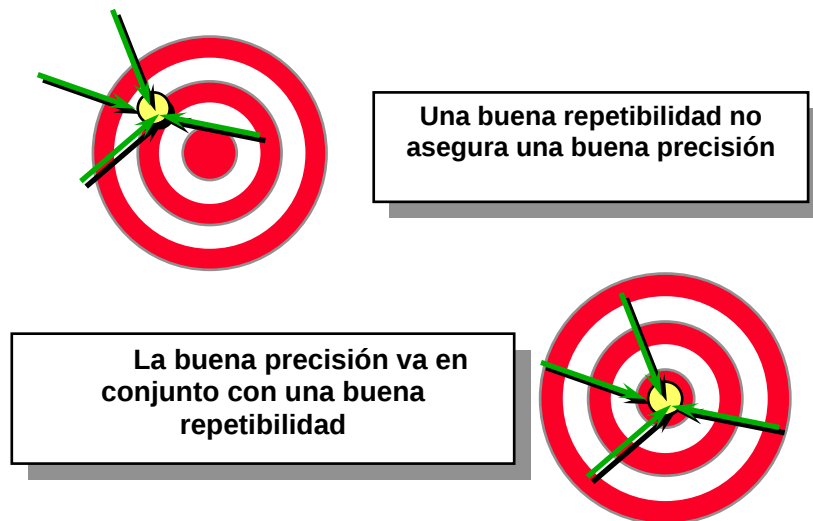


Fig. 0.1 Concepto de repetibilidad y precisión

Lógicos: Todos los instrumentos tienen un rango en el cual las mediciones que se pueden obtener guardan relación con la evolución del fenómeno en la realidad, lo que se busca es que los instrumentos se encuentren dentro de su "rango lineal".

Esto quiere decir en palabras simples, que el error de medición que tiene el instrumento se encuentra dentro de límites aceptables. No han sido pocas las situaciones en las que se generan situaciones de alarmas (con las consecuencias económicas, seguridad, ambientales y de producción que esto conlleva) basados en señales fuera de todo rango de validez.

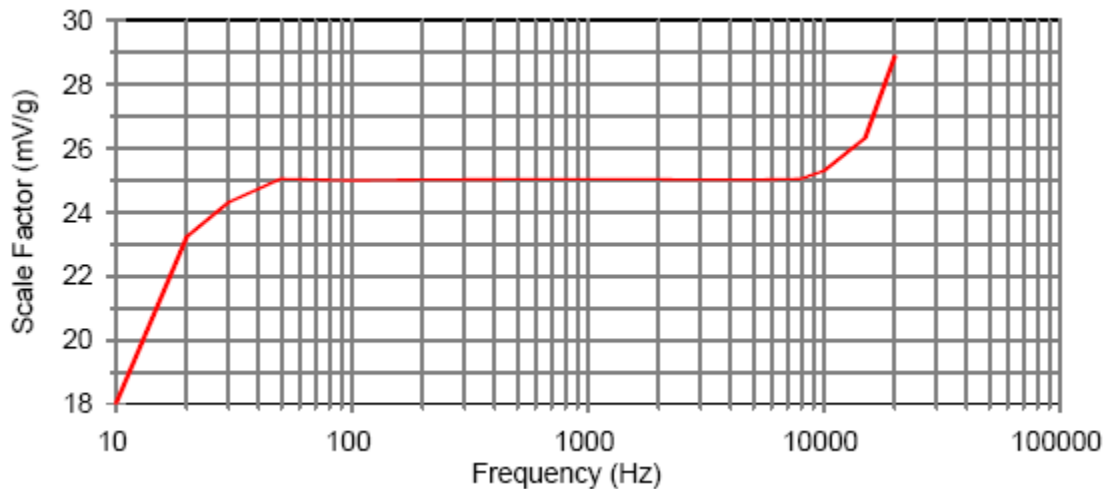


Fig. 0.2: Rango de frecuencias para acelerómetro 330425 de Bently Nevada, disponible en el laboratorio

Información

Todos quienes trabajamos en monitoreo de condición en cualquiera de sus tipos, requerimos de información para basar nuestras decisiones, la gran pregunta que debemos hacernos a diario es ¿Qué información necesitamos para tomar nuestras decisiones? La respuesta no es obvia y será siempre función del requerimiento que estemos analizando, por lo que siempre dependerá de nuestro criterio como profesionales.

La información generalmente debe tener la propiedad de poder caracterizar el estado actual del equipo u objeto a analizar, pero también debe contextualizar esta información con respecto a su evolución histórica, para poder construir una proyección futura y poder decidir ante la detección de una falla la acción a seguir: detener el equipo de emergencia, agendar su detención en la próxima parada de línea o seguir operando mientras las condiciones no se salgan de los rangos de operación segura del equipo.

La información también puede analizar variables cruzadas, como por ejemplo, cómo han variado las vibraciones de un equipo en función de la corriente de las líneas, o en función de la temperatura del aceite, o de la carga aplicada, la hora del día o la temperatura ambiente, estación del año, etc.

También podría ser necesario en función de la importancia que tenga el equipo para una empresa, el tener distintos tipos de alarmas (notificación, alarma, falla) o

distintos tipos de acciones a seguir de acuerdo a cada una de estas señales, como una alarma en sala de control, un mensaje de texto al operador, generación de correo electrónico al supervisor o incluso, órdenes de compra de repuestos automática para el personal de adquisiciones. Todo esto para dejar el tiempo posible para el análisis de la información más importante por parte del profesional donde se necesite el bien máspreciado de un profesional, su criterio.

Estado del arte

El monitoreo de vibraciones partió hace más de 40 años, primero para medir las amplitudes máximas de los equipos, después para poder detectar el desbalanceamiento de un equipo, con métodos muy artesanales y primitivos, hasta que de la mano del importante desarrollo de la informática y de la electrónica permitió el acceso a componentes cada vez más pequeños y versátiles y de computadores cada vez más veloces y con mayor capacidad de almacenamiento de datos y procesamiento de información.

Así es como en el diagrama siguiente se presenta la evolución del estado del arte de la técnica de análisis de vibraciones, caracterizando las décadas en las cuales se introdujeron cambios importantes:

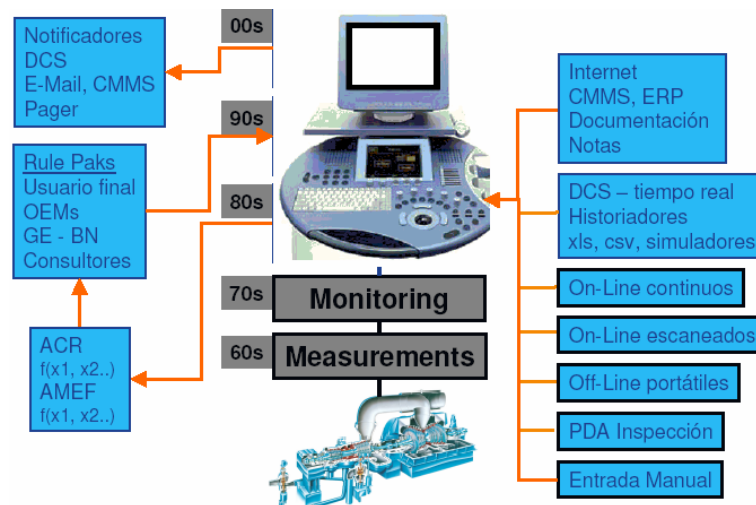


Fig. 0.3 Esquema de la evolución en los sistemas de análisis de la técnica

Capítulo I: CONCEPTOS BASICOS

¿QUÉ ES LA VIBRACIÓN?

En términos muy simples una vibración es un movimiento oscilatorio de pequeña amplitud.

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina es la suma de la vibración de cada una de sus componentes.

Características de una señal vibratoria

La base principal de las señales de vibración en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales. Estas son las más simples y son la representación de las oscilaciones puras. Una oscilación pura puede ser representada físicamente con el siguiente experimento: Imagínese una masa suspendida de un resorte como el de la figura 1A (suponiendo que no existe pérdida de energía). Si esta masa es soltada desde una distancia X_0 , en condiciones ideales, se efectuará un movimiento armónico simple que tendrá una **amplitud** X_0 . Ahora a la masa vibrante le adicionamos un lápiz y una hoja de papel en su parte posterior, de manera que pueda marcar su posición. Si jalamos el papel con velocidad constante hacia el lado izquierdo se formará una gráfica parecida a la figura 1B. El tiempo que tarda la masa para ir y regresar al punto X_0 siempre es constante. Este tiempo recibe el nombre de **período** de oscilación (medido generalmente en seg o mseg) y significa que el resorte completó un ciclo. El recíproco del período es la **frecuencia** (es decir $F=1/P$) la cual generalmente es dada en Hz (RPS) o también revoluciones por minuto (RPM). Estos conceptos pueden verse más claramente en la figura 2.

De esta onda sinusoidal también es importante definir la amplitud y la fase.

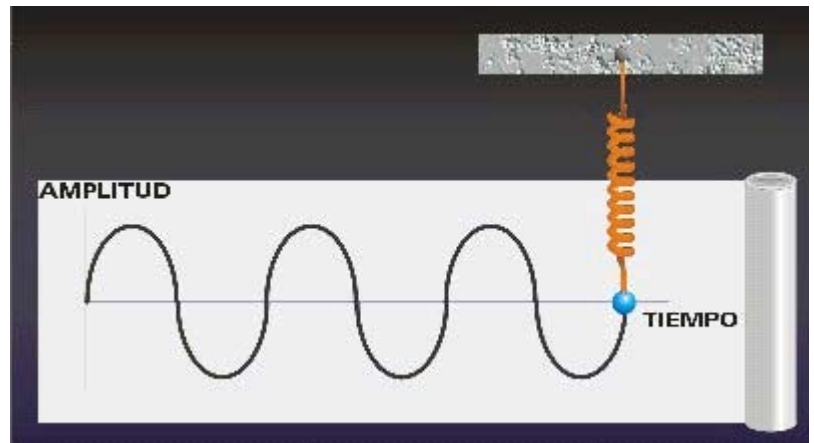
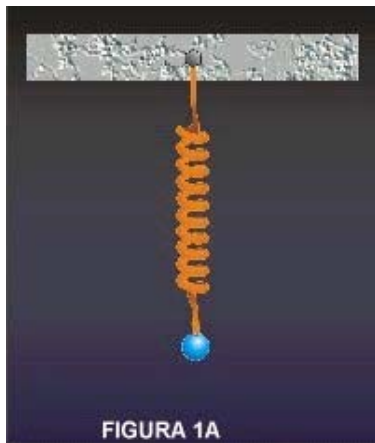


Fig. 1.1B

Figura 1.1.A y 1.B Definición de una vibración libre no amortiguada, amplitud y frecuencia vibratoria

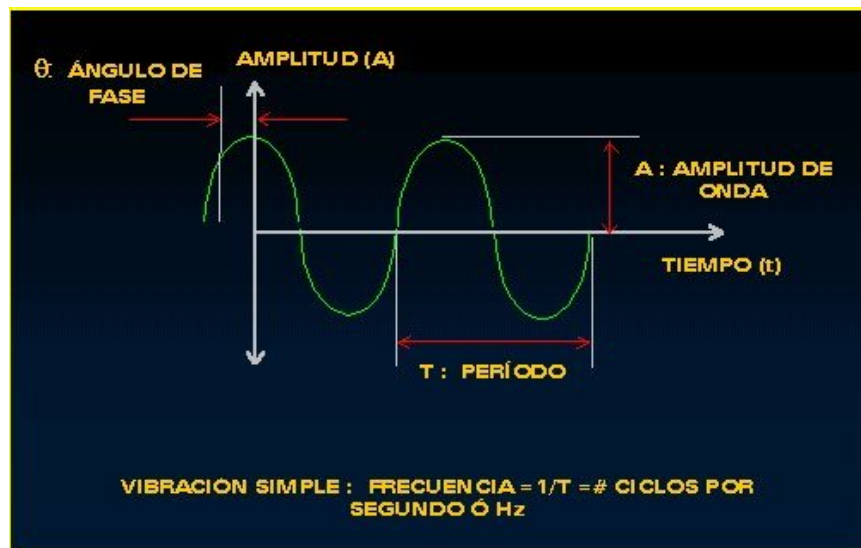


Fig. 1.2 Componentes de una señal vibratoria

La **amplitud** desde el punto de vista de las vibraciones es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. La amplitud se mide generalmente en valores pico-pico para desplazamiento y valores pico y RMS para velocidad y aceleración (Ver fig.1.3).

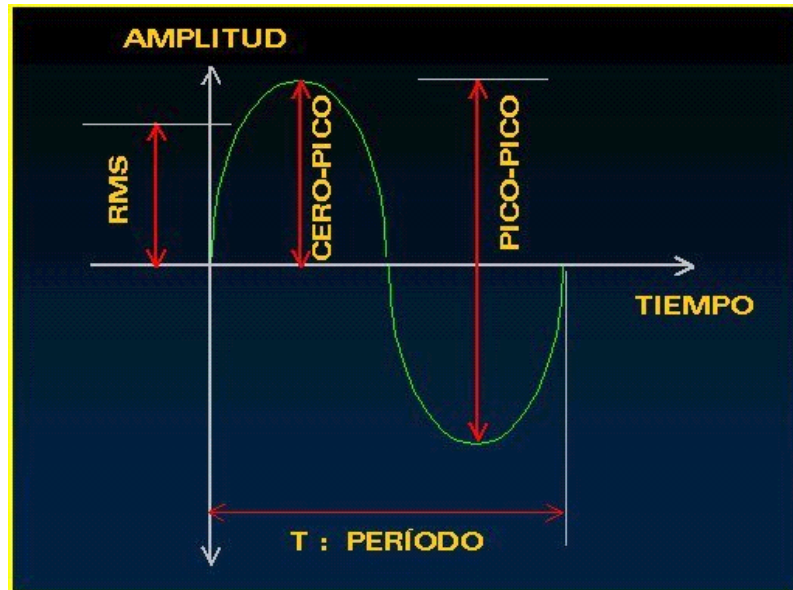


Fig. 1.3 Distintas formas de medición de la amplitud vibratoria

La **fase** realmente es una medida de tiempo entre la separación de dos señales, la cual puede ser relativa o absoluta. Generalmente es encontrada en grados. La figura 4 muestra dos señales sinusoidales de igual amplitud y período, pero separadas 90 grados, lo cual indica que ambas curvas están desfasadas 90 grados.

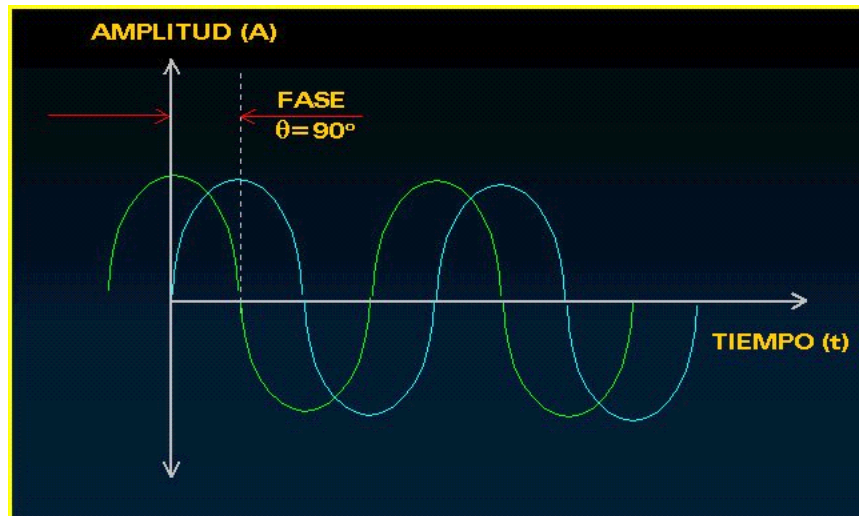


Fig. 1.4 Ejemplo de dos señales desfasadas en 90°

VIBRACIÓN LIBRE:

Tenemos el concepto intuitivo de que la vibración libre es aquella que se produce mientras no se aplica una excitación permanente sobre el sistema, dentro de este tipo de vibraciones tenemos 2 tipos de vibraciones:

- Vibración libre no amortiguada.
- Vibración libre amortiguada.

Vibración libre no amortiguada

La figura 5 muestra la modelación de la vibración de un cuerpo de un grado de libertad, en ella se pueden advertir las siguientes componentes:

- **Rigidez (k):** Representada por un resorte.
- **Amortiguamiento (c):** En la modelación se representa por un amortiguador viscoso equivalente, representa la disipación de energía de un sistema.
- **Desplazamiento (x(t)):** Representa la posición del centro de masa de un cuerpo o sistema, se mide a partir de una posición de referencia arbitraria.
- **Excitación (f(t)):** Excitación que provoca la vibración, esta puede ser de cualquier naturaleza, en caso de no haber excitación externa, se debe considerar una condición de velocidad y/o desplazamiento inicial.

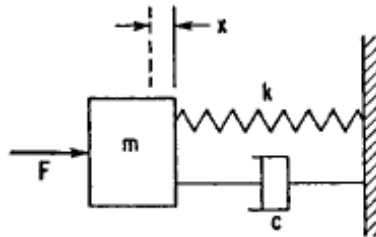


Figura 1.5: Representación del modelo básico para movimiento armónico

La expresión general del movimiento para un sistema de un grado de libertad estará dada por la siguiente expresión:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = f(t) \quad (1.1)$$

Cuya solución es la ecuación de $x(t)$ que expresa el desplazamiento del centro de masa del cuerpo (o sistema) en función del tiempo.

Vibración Libre No amortiguada

En este caso, no existe ni amortiguamiento ni excitación ($f(t)=0$; $c(t)=0$), por lo que en nuestro modelo no habrá pérdidas de energía. Al no existir una excitación que provoque la vibración, tendremos que la única forma de que esta se produzca es por una condición inicial de nuestro sistema, ya sea por desplazamiento o por velocidad inicial, por lo tanto nuestro PVI (problema de valores iniciales) a resolver será:

$$m \ddot{x} + kx = 0 \quad (1.2)$$

Con las condiciones iniciales

$$x(0) = x_0$$

$$\dot{x}(0) = \dot{x}_0$$

Resolviendo este PVI, tenemos la siguiente ecuación característica:

$$mr^2 + k = 0 \Rightarrow r = \pm i \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$x(t) = C_1 e^{r_1 t} + C_2 e^{r_2 t} \quad (1.3)$$

Podemos expresar el resultado anterior de la forma de la ecuación del movimiento armónico simple:

$$x(t) = A \cos \sqrt{\frac{k}{m}} t + B \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t \quad (1.4)$$

De donde, $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$: Frecuencia natural del sistema en rad/seg

Despejando A y B de las condiciones iniciales del problema, tenemos que:

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t \quad (1.5)$$

Ahora bien, expresando el resultado anterior en términos de amplitud y frecuencia, tenemos:

$$x(t) = X_0 \sin(\omega_n t + \varphi) \quad (1.6)$$

$$\text{Donde, } X_0 = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \right)^2} \text{ amplitud de la vibración.}$$

Y el ángulo de fase estará dado por: $\varphi = \frac{\omega_n x_0}{\dot{x}_0}$ (rad)

Una vez determinada, la expresión para el desplazamiento, podemos determinar fácilmente las expresiones de velocidad y aceleración, derivando la expresión de $x(t)$, obteniéndose los resultados que siguen:

$$\begin{aligned}
 v(t) &= V_0 \operatorname{sen}\left(\omega_n t + \varphi + \frac{\pi}{2}\right) \\
 a(t) &= A_0 \operatorname{sen}(\omega_n t + \varphi + \pi)
 \end{aligned}
 \tag{1.7}$$

Donde las expresiones de V_0 y A_0 están dadas por:

$$V_0 = X_0 \omega_n$$

$$A_0 = X_0 \omega_n^2$$

Es importante notar que el desfase de ambas está a 90° para la velocidad y 180° para la aceleración con respecto al desplazamiento.

Sobre la frecuencia natural del sistema, tenemos que es una propiedad que depende SOLAMENTE de las condiciones del sistema, vale decir de k y m .

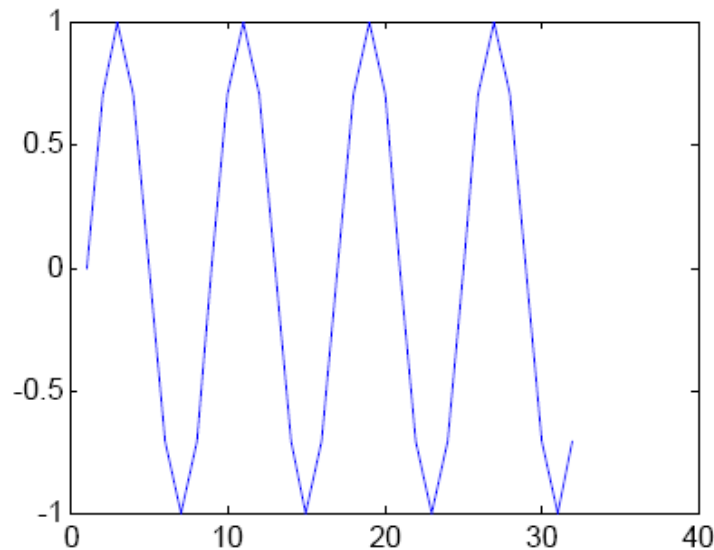


Figura 1.6: Respuesta de un sistema de un grado de libertad para una vibración libre no amortiguada

Vibraciones libres amortiguadas:

En este caso, tenemos ausencia de excitación externa, por lo que debemos resolver otro PVI, pero en este caso, tenemos la existencia de amortiguamiento, por lo que tendremos pérdida de energía durante el proceso.

La ecuación a resolver será:

$$\begin{aligned}
 m \ddot{x} + c \dot{x} + kx &= 0 \\
 x(0) &= x_0 \quad \dot{x}(0) = \dot{x}_0
 \end{aligned}
 \tag{1.8}$$

Cuya ecuación característica está dada por:

$mr^2 + cr + k = 0$, luego, resolviendo esta ecuación algebraica, tenemos:

$$r_1, r_2 = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (1.9)$$

Luego, tenemos que el sistema vibrará SOLAMENTE si r tiene valores imaginarios, por lo que para que el sistema vibre, se debe cumplir la siguiente condición:

$$\frac{k}{m} > \left(\frac{c}{2m}\right)^2$$

Ahora bien, el valor máximo de c para que el sistema vibre, se llama “amortiguamiento crítico” y tiene el siguiente valor:

$$c_c = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n \quad (1.10)$$

Podemos definir el término “factor de amortiguamiento” como sigue:

$$\xi = \text{factor de amortiguamiento} = \frac{c}{c_c}$$

Luego, la solución de la ecuación característica queda de la siguiente forma:

$$r_1, r_2 = -\xi\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1} \quad (1.11)$$

Con esto, podemos expresar las distintas posibilidades en función del factor de amortiguamiento, de la siguiente forma:

Caso 1: Amortiguamiento crítico ($\xi = 1$)

En este caso, la raíz de la ecuación (1.11) es nula, por lo que tenemos 2 raíces positivas e iguales, entonces no tenemos vibración.

La expresión del desplazamiento del sistema está dado por:

$$r = r_2 = -\xi\omega_n$$

$$x(t) = (A_1 + A_2 t)e^{-\xi\omega_n t} \quad (1.12)$$

Si despejamos las condiciones iniciales, obtenemos

$$x(t) = \left[x_0(1 + \omega_n t) + \dot{x}_0 \right] e^{-\xi\omega_n t} \quad (1.13)$$

Caso II: Amortiguamiento sobrecrítico raíces reales y distintas, tampoco existe vibración: ($\xi > 1$)

$$r_1, r_2 = -\xi\omega_n \pm \omega_n \sqrt{\xi^2 - 1} \quad (1.14)$$

Luego, la expresión del desplazamiento será:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left[A \sinh(\omega_n \sqrt{\xi^2 - 1}) + B \cosh(\omega_n \sqrt{\xi^2 - 1}) \right] \quad (1.15)$$

Donde A y B se obtienen de las condiciones iniciales.

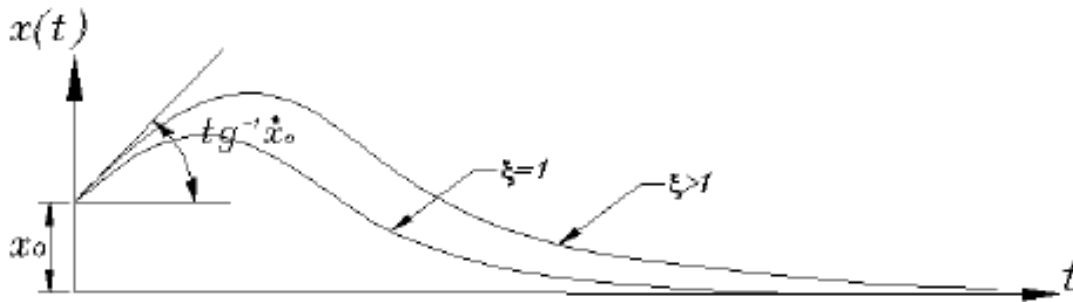


Fig. 1.7: Respuesta del sistema frente a valores de factor de amortiguamiento crítico y sobrecrítico

Caso III: Amortiguamiento subcrítico raíces complejas conjugadas, existe vibración: ($\xi < 1$)

La ecuación del desplazamiento será:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} (A \sin \omega_d t + B \cos \omega_d t) \quad (1.16)$$

Ahora bien, si despejamos los valores de A y B desde las condiciones iniciales, tenemos que la expresión del desplazamiento resulta ser:

$$x(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left[\frac{\dot{x}_0 + x_0 \xi \omega_n}{\omega_d} \sin \omega_d t + x_0 \cos \omega_d t \right] \quad (1.17)$$

Donde, $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$ = Frecuencia natural de vibrar amortiguada

Resolviendo ahora en términos de amplitud vibratoria, tenemos que el desplazamiento queda

$$x(t) = X_0 e^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_d t + \varphi_d) \quad (1.18)$$

$$X_0 = \sqrt{x_0^2 + \frac{\left(\dot{x}_0 + \xi \omega_n x_0\right)^2}{\omega_d^2}}; \quad \varphi_d = \frac{\omega_d x_0}{\dot{x}_0 + \xi \omega_n x_0}$$

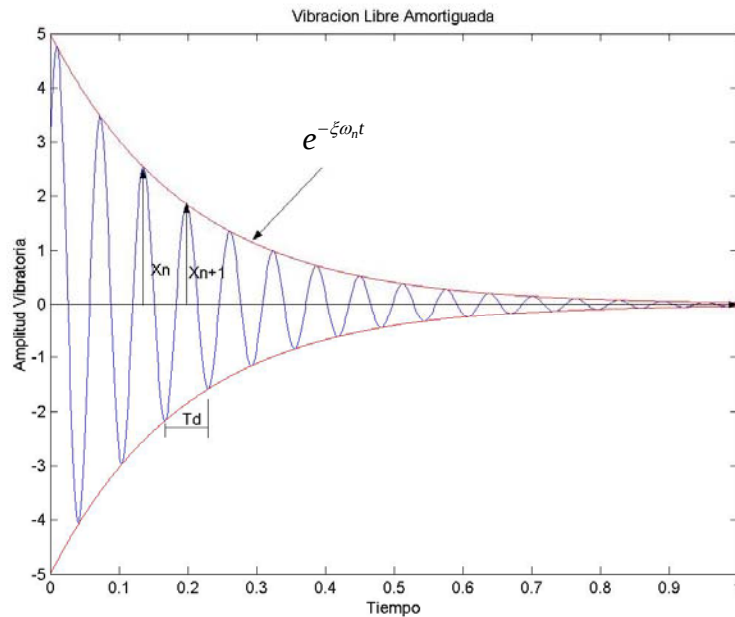


Fig. 1.8 Respuesta del sistema de un grado de libertad para un vibración libre amortiguada, en ella se puede apreciar cómo la vibración es modulada por el amortiguamiento

¿Cuál es el efecto del amortiguamiento?

- Básicamente el de disminuir la amplitud vibratoria.
- Disminuir la frecuencia natural hasta el valor de frecuencia natural de vibrar amortiguada.

En términos prácticos $\xi < 0,2$ por lo que por lo general $\omega_n \approx \omega_d$

Decremento Logarítmico (δ)

¿Cómo determinar el amortiguamiento de un sistema a partir del análisis de su señal vibratoria?

El decremento logarítmico relaciona el cuociente entre dos amplitudes X_n y X_{n+1} tal como se aprecia en la figura 1.8, como sigue:

$$\delta = \ln \left(\frac{X_n}{X_{n+1}} \right)$$

Entonces, ahora el problema se reduce a relacionar esta relación con el amortiguamiento del sistema, por lo que tenemos que X_n y X_{n+1} ocurren en un tiempo t y $t+T_d$ respectivamente, por lo que para ambos casos $\text{sen}(\omega_d t + \varphi_d) \approx 1$, entonces podemos decir:

$$\delta = \ln \left(\frac{e^{-\omega_n t}}{e^{-\xi \omega_n (t+T_d)}} \right) = \ln e^{\xi \omega_n T_d} = \xi \omega_n T_d$$

$$\delta = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (1.19)$$

Luego, para valores pequeños de ξ , se tiene que:

$$\delta = 2\pi\xi \quad (1.20)$$

Estabilidad:

Para que el sistema analizado sea estable, solo debe cumplirse que todas las raíces de la ecuación característica tengan una parte real negativa, esto ya que la solución comprende una constante (amplitud máxima) una función acotada (senoidal) y una función exponencial, por lo que para que la vibración sea estable, es de esperar que esta función exponencial no diverja, para que esta condición se cumpla, debe tenerse siempre que su exponente sea negativo, así a medida que pasa el tiempo este valor se va haciendo más cercano a cero, tal como se aprecia en la figura anterior.

Vibración forzada con excitación armónica

Como se vio al inicio del capítulo, la ecuación general para un sistema de un solo grado de libertad, sometido a una excitación externa, corresponde a la ecuación (1.1):

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = f(t) \quad (1.1)$$

Ahora bien, en el caso de tenerse una excitación armónica, tenemos que

$$f(t) = F_0 \text{sen } \Omega t, \quad (1.21)$$

Donde, F_0 , corresponde a la amplitud máxima de la fuerza.

Ω , corresponde a la frecuencia con la que la fuerza excita al sistema.

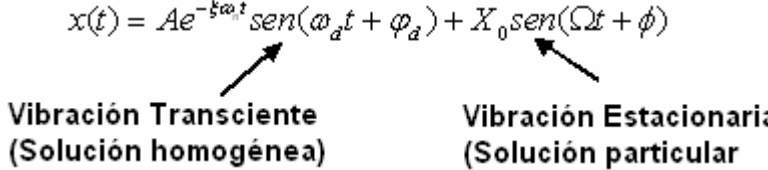
Es importante recordar que la frecuencia natural del sistema corresponde a una propiedad del sistema, mientras que esta frecuencia corresponde a la frecuencia con la que el sistema es solicitado y por lo tanto, tienen ambas una naturaleza totalmente distinta.

Para resolver esta ecuación diferencial, recordamos que la solución corresponde a la solución de la ecuación homogénea del sistema más una solución particular de la misma, de la siguiente forma:

$$x(t) = x_h + x_p \quad (1.22)$$

Vale decir, corresponderá a la suma de la solución transiente que corresponde a la vibración libre amortiguada más la suma de la solución estacionaria que corresponde a la vibración generada por la excitación externa.

$$x(t) = Ae^{-\xi\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t + \phi_d) + X_0 \text{sen}(\Omega t + \phi) \quad (1.23)$$



Tal como habíamos dicho anteriormente, el valor de A se determina de las condiciones iniciales del PVI, mientras que el valor de X_0 , se obtiene de:

$$X_0 = \frac{F_0/k}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[\frac{2\xi\Omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (1.24)$$

En donde la fase estará dada por la siguiente ecuación:

$$\text{tg } \phi = \frac{2\xi\Omega/\omega_n}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (1.25)$$

Retomando la idea de que en un sistema lineal, la respuesta final de un sistema corresponderá a la suma de cada una de sus excitaciones, resulta fácil imaginar la gráfica de la respuesta del sistema frente a un sistema que consta de una parte transiente y otra estacionaria, donde existen amplitudes máximas y frecuencias distintas.

La respuesta total del sistema amortiguado frente a una excitación senoidal será por lo tanto, la mostrada en la figura 1.9:

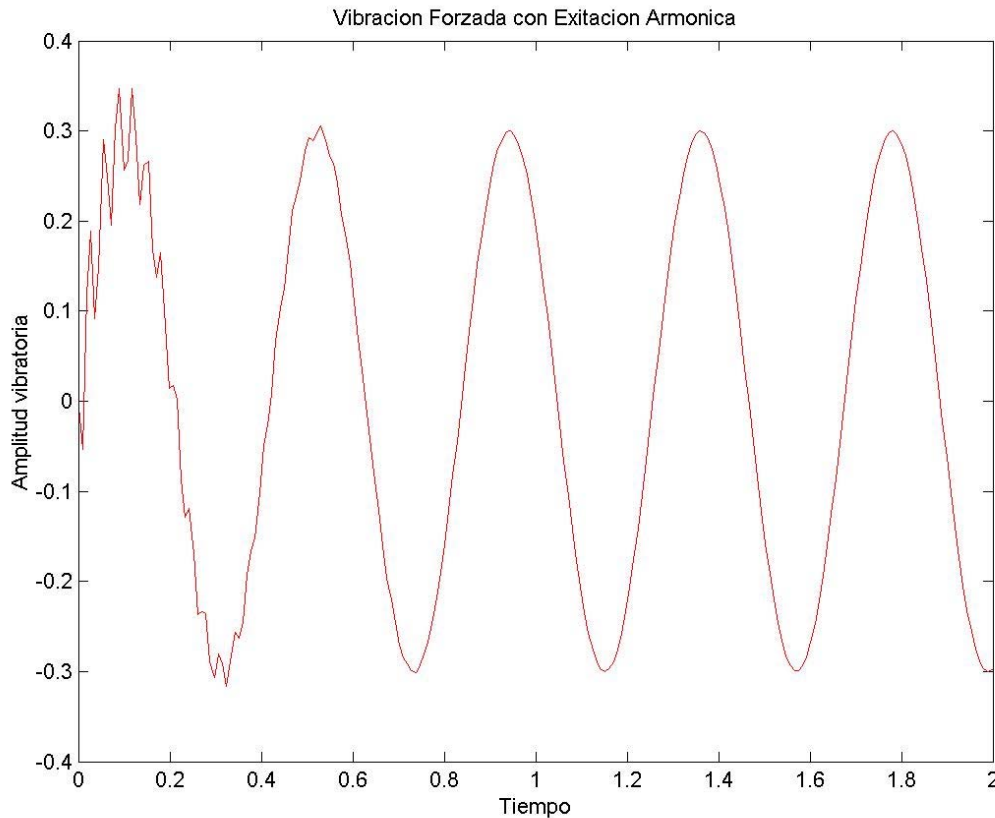


Fig.1.9 Respuesta de un sistema de un grado de libertad amortiguado frente a una excitación armónica

Analicemos ahora la ecuación (1.23) para ver el valor máximo que podría tomar la amplitud en función de la frecuencia de excitación y del amortiguamiento del sistema.

Como sabemos del cálculo, una función tendrá un punto crítico para el cual su primera derivada sea nula, ahora bien, en función del criterio de la primera o segunda derivada, podemos tener claro si estamos ante un punto de valor máximo o de mínimo para nuestra función a analizar, luego, para nuestro caso en estudio, tendremos:

En primer lugar, tal y como lo muestra la figura 1.9, la vibración transiente desaparece rápidamente, debido al amortiguamiento del sistema, es claro también, analizando la figura 1.8 y la ecuación (1.17), que a mayor valor del amortiguamiento, más rápido desaparecerá la componente transiente de la vibración.

Es por esta razón que esta componente de la ecuación (1.23) es desechada de nuestro análisis.

Entonces, analizando la componente estacionaria de la ecuación (1.23), tenemos que la variable a considerar será la frecuencia de excitación sobre el

sistema, entonces encontramos un punto crítico para $\Omega = \omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2}$, con una expresión de la amplitud máxima de:

$$X_{0Max} = \frac{F_0/k}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}}$$

Pero si nos detenemos en esta expresión, tenemos que el término F_0/k , que corresponde a la deformación estática del sistema, y solo dependerá del factor de amortiguamiento.

Finalmente, si estamos ante un valor de amortiguamiento bajo (como ocurre generalmente) tenemos que la expresión se reduce a:

$$X_{0Max} = \frac{F_0/k}{2\xi}, \text{ para la condición de } \Omega \approx \omega_n \quad (1.26)$$

Luego, es claro que si se logra una frecuencia cercana a la frecuencia natural del sistema, tendremos una amplitud de vibración muy alta, y esta solo podrá ser acotada por la amortiguación del sistema, entonces analicemos algunos valores posibles de factor de amortiguamiento para la ecuación (1.26)

Si $\xi = 0$, tenemos un sistema no amortiguado y el valor de la vibración tiende a infinito, lo que originará un colapso total de nuestro sistema.

Si tenemos valores de ξ entre $[0;0,2]$ tendremos valores muy altos de vibración.

Si tenemos valores de ξ mayores a 0,5, la amplitud en la condición de resonancia tendrá un impacto mucho menor sobre nuestro sistema.

- ¿Qué pasa si tenemos un valor de $\xi = 1$?

Luego, si podemos hacer adimensional el movimiento y la frecuencia podemos graficar la respuesta del sistema en función de la frecuencia de excitación y del factor de amortiguamiento del sistema, obtenemos la figura 1.10, donde hemos podido definir 3 zonas de gran importancia, a saber:

- **Zona Resorte:** Se llama así a esta zona porque si deseamos reducir la amplitud de la vibración para una frecuencia de excitación perteneciente a esta zona, la solución será rigidizar el sistema aumentando el valor de k .
- **Zona Resonante:** En esta zona, se produce la resonancia del sistema, y la única solución que tendremos para disminuir el valor de la amplitud de la vibración de nuestro sistema, será el de contar con un factor de amortiguamiento importante.
- **Zona Másica:** Si nuestra frecuencia de excitación nos hace caer dentro de esta zona, la solución lógica para disminuir la amplitud de nuestra vibración será lastrar el sistema.

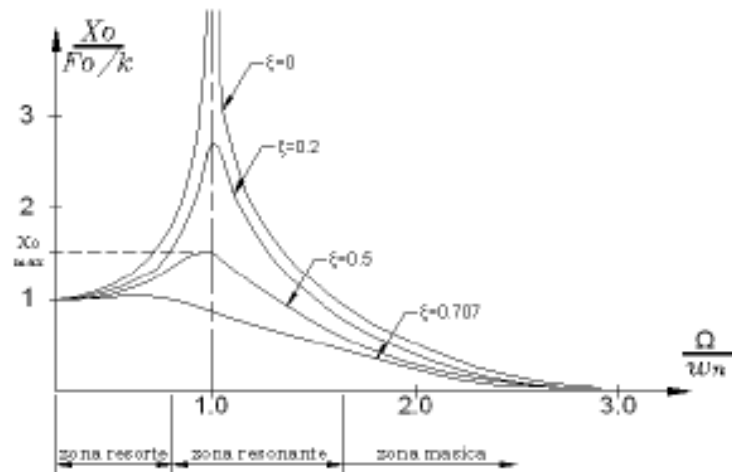


Fig. 1.10: Variación de la amplitud de la respuesta estacionaria en función de la frecuencia de excitación para distintos valores de amortiguamiento

La fase también se verá afectada con el paso por la frecuencia resonante, teniendo cambios importantes en el comportamiento del sistema, esto queda demostrado en la figura 1.11.

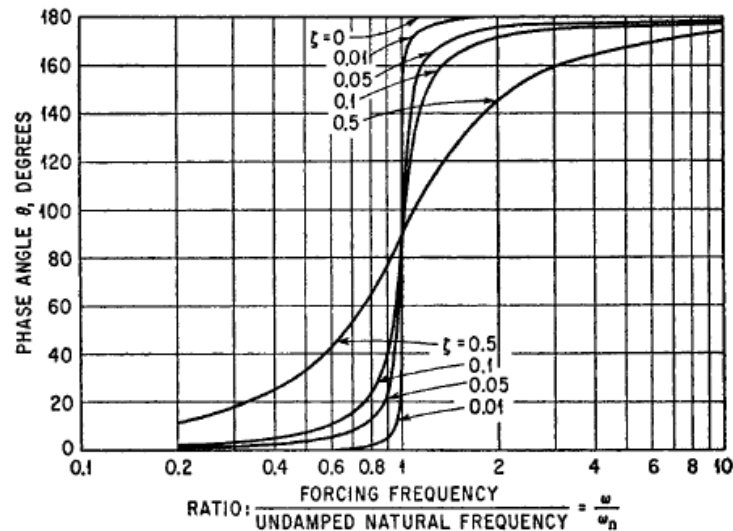


Fig. 1.11: Evolución de la diferencia de fase en función de la frecuencia de excitación durante el paso por la frecuencia natural del sistema.

Conclusiones sobre la resonancia:

- Genera grandes amplitudes de vibración, cuando la frecuencia de excitación se acerca a la frecuencia natural del sistema, tendiendo éstas al infinito si el amortiguamiento tiende a cero.

- Se produce un cambio de 180° en la fase, una vez que se pasa una frecuencia resonante.
- En sistemas de varios grados de libertad, se tendrá un cambio de 180° cada vez que se pase una frecuencia resonante.
- El amortiguamiento SOLO tiene utilidad dentro de la zona resonante, fuera de esta zona, se deberán tomar otras medidas para reducir la amplitud vibratoria.

Amortiguamiento de vibraciones

Cómo habíamos dicho anteriormente, el amortiguamiento es el responsable de la pérdida de energía de un sistema, para el caso de sistemas vibratorios tiene gran importancia dentro de la zona resonante.

Durante este curso se analizará el amortiguamiento viscoso equivalente, principalmente por las siguientes razones:

- Es mucho más fácil de modelar matemáticamente.
- Es muy complicado determinar el real amortiguamiento de un sistema.
- Fuera de la zona resonante, pierde importancia en el análisis.

¿Cómo puede perder energía un sistema?

Existen muchas formas de pérdida de energía para un sistema, las cuales, como se ha dicho, serán modeladas por este amortiguador viscoso equivalente, como ejemplo, tenemos:

- Rozamiento.
- Fricción interna o rozamiento estructural (histéresis)
- Resistencia de un fluido al movimiento.
- Transmisión de ondas (por ejemplo, función de máquinas)

Amortiguamiento estructural:

Todo sistema tiene algún grado de amortiguamiento, el cual se atribuye a un roce intermolecular del cuerpo, para modelarlo se usa una rigidez compleja, como sigue:

$$k^* = k(1 + j\eta) \quad (1.27)$$

Donde, η : Factor de amortiguamiento histérico.

El valor del amortiguamiento histérico dependerá de múltiples variables para un mismo material, tales como temperatura, esfuerzos aplicados, etc. Pero se puede tomar un valor aproximado para cada material, que nos permita cuantificar el impacto de este amortiguamiento intrínseco a cada material.

Material	η
Aluminio puro	$2 \times 10^{-5} - 2 \times 10^{-3}$
Acero	0,001 – 0,008
Plomo	0,008 – 0,014
Fundición de hierro	0,003 – 0,03
Goma natural	0,1 – 0,3
Goma dura	$\approx 1,0$
Vidrio	0,0006 – 0,002
Concreto	0,01 – 0,06

Tabla 1.1: Factor de amortiguamiento histérico para distintos materiales

Vibración forzada con movimiento de la base

Las vibraciones pueden ser generadas no solamente por el funcionamiento de un equipo, por una falla, sino que también puede llegar por otras fuentes tales como sismos, transmisiones de otras máquinas, etc.). Para modelar este tipo de excitación, consideramos la figura 1.12 siguiente:

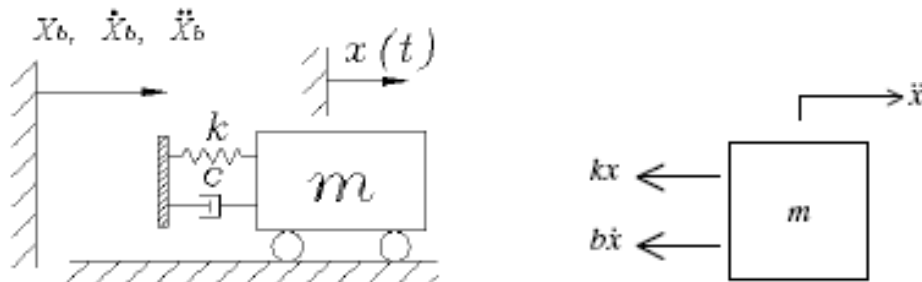


Fig. 1.12 modelo de vibración para movimiento de la base y su DCL

Para obtener la expresión de las ecuaciones de movimiento, tenemos dos posibilidades, expresarlo, como desplazamiento absoluto o relativa, para este curso consideraremos solamente el desplazamiento absoluto.

$$m \ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{x}_b) + k(x - x_b) = 0 \quad (1.28)$$

Luego, separando la ecuación del movimiento en términos del sistema y de la base, nos queda:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = c \dot{x}_b + kx_b = f^* \quad (1.29)$$

Ahora bien, si consideramos que $x_b = X_b \sin \Omega t$ y que $\dot{x}_b = \Omega X_b \cos \Omega t$, entonces podemos determinar la expresión de f^* , como sigue:

$$f^*(t) = c \Omega X_b \cos \Omega t + k X_b \sin \Omega t = X_b \sqrt{(c \Omega)^2 + k^2} \sin(\Omega t + \phi_f) = F_o^* \sin(\Omega t + \phi_f) \quad (1.30)$$

Luego, tal como se establecía en la ecuación (1.24), podemos obtener la expresión de la amplitud vibratoria producto del movimiento de la base, como sigue:

$$X_0 = \frac{X_b \sqrt{c^2 \Omega^2 + k^2} / k}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{\Omega}{\omega_n}\right]^2}} = X_b \sqrt{\frac{1 + \left(2\zeta \frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{\Omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (1.31)$$

Aislamiento de vibraciones:

Un problema recurrente en el mundo industrial es el de aislar la vibración de algunos equipos que puedan producir alguna anomalía en el funcionamiento en algún equipo importante o causar daño estructural severo a alguna estructura como ha ocurrido muchas veces, llegando al colapso de ésta.

Existen dos escenarios en los cuales necesitemos aislar vibraciones, a saber:

- Reducción de la magnitud de la fuerza transmitida por un equipo a su base soporte (y por intermedio de ésta a otros equipos y estructuras) cuya expresión se encuentra dada por la ecuación (1.30).
- La reducción de la vibración transmitida desde la base de apoyo hacia un equipo.

Para entender este fenómeno, se recurre al gráfico de la figura 1.13, el cual relaciona la transmisibilidad de vibración en función del número adimensional $\frac{\Omega}{\omega_n}$.

En el cual se detallan claramente 2 zonas de interés de análisis, que surgen en función de la frecuencia de excitación sobre el sistema y la frecuencia natural del mismo.

- **Región de amplificación:** Para valores de $\frac{\Omega}{\omega_n} < \sqrt{2}$, independiente del valor de amortiguamiento que tenga el sistema.
- **Región de aislamiento:** Para valores de $\frac{\Omega}{\omega_n} > \sqrt{2}$, tal como se aprecia en la figura 1.13.

Transmisibilidad (TR): Se define como transmisibilidad a la razón que existe Entre las amplitudes de vibración del sistema X_0 y la vibración de la base X_b que surge de despejar la ecuación (1.31), resultando la ecuación (1.32) como sigue.

$$\frac{X_0}{X_{b0}} = \sqrt{\frac{1 + \left(2\zeta\Omega/\omega_n\right)^2}{\left[1 - \left(\Omega/\omega_n\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta\Omega/\omega_n\right)^2}} = TR \quad (1.32)$$

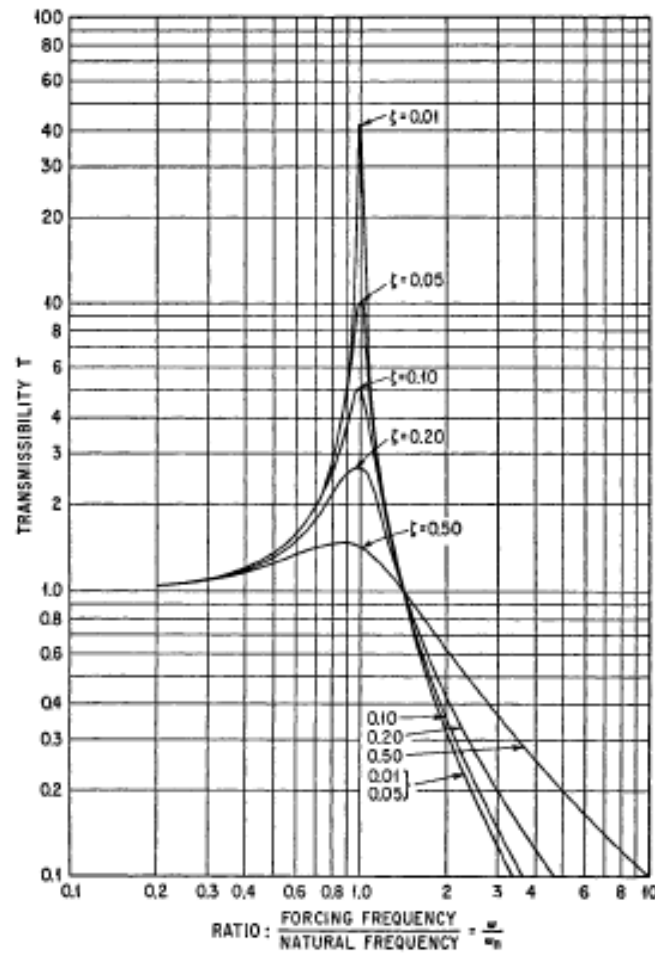


Fig. 1.13 Gráfico de transmisibilidad v/s frecuencia de excitación para distintos valores de factor de amortiguación

Vibración Compuesta

Una señal compuesta es una sumatoria de varias señales sinusoidales que comprenden cada uno de los componentes que se encuentran en la máquina, más todos los golpeteos y vibraciones aleatorias. El resultado es una señal como la ilustrada en la figura 1.14.

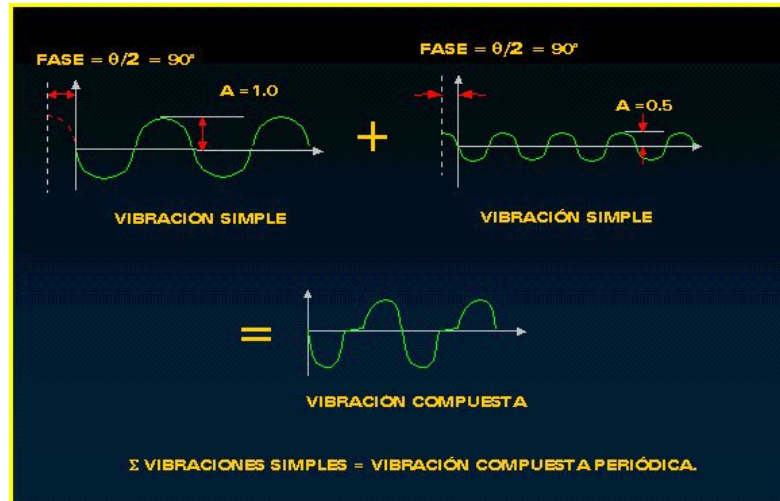


Fig. 1.14: Esquema de vibración compuesta

Vibraciones forzadas debido a una fuerza periódica.

Para conocer la respuesta de un sistema frente a una excitación periódica, nos basamos en el principio de superposición al suponer que el sistema es lineal, para ello debemos expresar la excitación sobre el sistema en una serie de Fourier, lo que nos introducirá al concepto de espectro vibratorio, base para el análisis de vibraciones en maquinaria.

Expresaremos la función periódica $f(t)$, con un período T_0 , con una frecuencia f_0 , expresando mediante una serie de Fourier, tal como lo indica la figura 1.15

$$x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos n2\pi f_0 t + \sum_{n=1}^{\infty} b_n \text{senn}2\pi f_0 t = a_0 + X_n \text{sen}(n2\pi f_0 t + \varphi_n) \quad (1.33)$$

$$\begin{aligned}
 a_0 &= \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) dt ; \text{ Valor medio} \\
 a_n &= \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) \cos n2\pi f_0 t dt \\
 b_n &= \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) \text{senn}2\pi f_0 t dt
 \end{aligned} \quad (1.33)$$

$$X_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} ; \text{ Amplitud de la armónica "n"}$$

$$\varphi_n = \arctg\left(\frac{a_n}{b_n}\right) ; \text{ Fase de la armónica "n"}$$

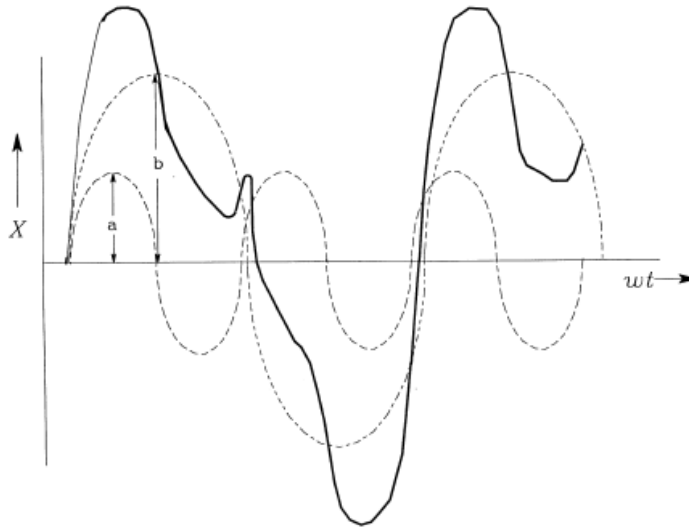


Fig. 1.15 Descomposición de una vibración periódica en una serie de Fourier

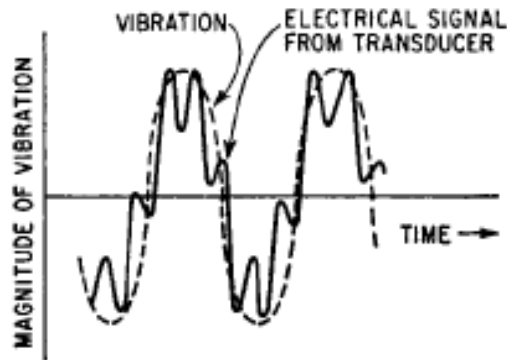


Fig. 1.16 Error cometido al medir la vibración debido a la captura del transductor, principalmente por el ruido eléctrico y presencia de vibraciones procedentes de otros equipos

TRANSFORMADA DE FOURIER:

Hasta ahora sólo hemos visto vibraciones en el dominio del tiempo, que son señales directas de la máquina. Como ya dijimos antes, en estas señales se encuentra plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina. Pero hay un problema a la hora de realizar un diagnóstico: estas señales están cargadas de mucha información en forma muy compleja (múltiples componentes, ruido de los sensores y otras), la cual comprende

las señales características de cada parte, por lo por lo general es imposible distinguir a simple vista los diferentes componentes.

Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra mirar esta señal en el dominio de la frecuencia. Esta es la gráfica de Amplitud vs Frecuencia y es conocida con el nombre de espectro, en la cual a se tiene separadamente la frecuencia de cada excitación y la amplitud que ésta produce separadamente. Esta es la herramienta más usada para el análisis de maquinaria.

Fue precisamente el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 - 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos.

Entonces lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje x de la frecuencia. En la siguiente ilustración de tres dimensiones (fig.1.17) puede notarse claramente la señal compleja (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo). La figura 1.17 muestra una señal en el dominio del tiempo y su correspondiente en el dominio de la frecuencia.

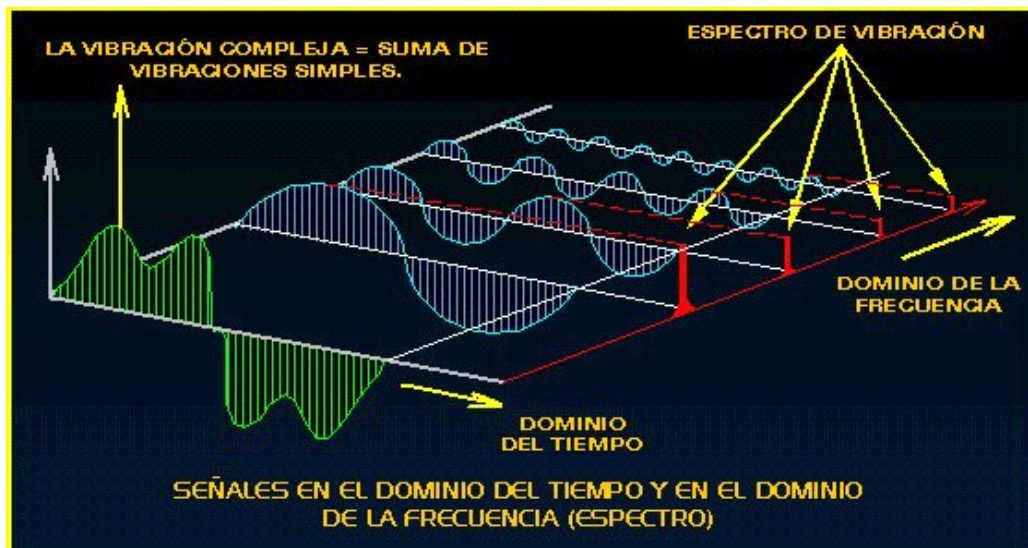


Fig. 1.17: Esquema del procedimiento de transformación de la señal, desde un gráfico desplazamiento v/s Tiempo, captada directamente desde un equipo funcionando, hasta un espectro Amplitud v/s frecuencia

Series de Fourier

Tal como dijimos en la anteriormente, la señal debe ser procesada desde la forma de onda hasta el espectro para poder analizar la información que proviene de la señal medida, esta operación se basa en la Serie de Fourier, la que consiste en una sumatoria infinita de funciones senoidales multiplicadas por factores de ponderación, tal como lo indica la ecuación

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{-jn\omega t} \quad (1.34)$$

Donde, c_n es el coeficiente de la serie dado por:

$$c_n = \frac{1}{T_p} \int_{-T_p/2}^{T_p/2} x(t) e^{-jn\omega t} dt$$

No debemos perder de vista que la expresión de la ecuación (1.33) es igual a ecuación (1.34), salvo que se expresa en forma compleja,

Transformada de Fourier

La transformada de Fourier, nos permite pasar del dominio tiempo al dominio frecuencia de una señal vibratoria y está dada por la ecuación (1.35), como sigue:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (1.35)$$

Donde la transformada inversa de Fourier está dada por la ecuación (1.36) como sigue:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) e^{-j\omega t} d\omega \quad (1.36)$$

Las dificultades de este procedimiento es que se requiere conocer la ecuación de la señal, que para los casos reales es imposible, ya que la señal está contaminada con ruido y señales provenientes de otros equipos lo que hace prácticamente inviable que este método sea aplicable en la realidad.

Transformada Discreta de Fourier (TDF)

Al no poder contar con una función de la vibración, lo que se hace es que, una vez que tenemos la señal medida, procedemos a tomar valores puntuales de ésta (discretizarla), luego, la TDF transforma por medio de las ecuaciones

siguientes, N puntos tomados de la señal temporal en N/2 puntos discretos del espectro, que son llamadas “Líneas” cuando trabajamos en el espectro en frecuencias, como sigue:

$$X(k) = \frac{2}{N} \sum_{n=1}^N x(n) e^{-j2\pi kn/N}, k=1, 2, \dots, N/2 \quad (1.37)$$

$x(n)$: Valores discretos de la señal temporal medida, $n=1, 2, \dots, N$.

N: Número de puntos a considerar en la discretización de la señal temporal.

Δt : Intervalo de discretización en la señal temporal.

$T=N\Delta t$: Tiempo de muestreo, vale decir, el tiempo seleccionado de la señal para realizar el cálculo del espectro.

$f_s = 1/\Delta t$: Frecuencia de muestreo (sampling)

Por su parte, el resultado de la ecuación (1.37) nos entregará la información con la que se construye el espectro en frecuencias, base para todo análisis vibratorio, donde

$\Delta f = 1/N$: Resolución en frecuencias.

$f_{\max} = \frac{N}{2} \Delta f$: Frecuencia máxima del espectro.

$X(k)$: Valor de la componente del espectro que corresponde a la frecuencia
 $f_k = k\Delta f$

$|X(k)|$: Amplitud de la componente que corresponde para la frecuencia f_k

Cabe notar que este método entrega un espectro a ambos lados, tal como lo muestra la figura (1.18), que es simétrico con respecto a la amplitud, sin embargo, ingenierilmente no tienen sentido las frecuencias negativas, este hecho explica dos cosas de la ecuación: Primero explica el número 2 de la ecuación (1.37) y por otro explica que si bien es cierto se toman N número de muestras de la señal, estos logran traducirse solo en N/2 líneas de espectro.

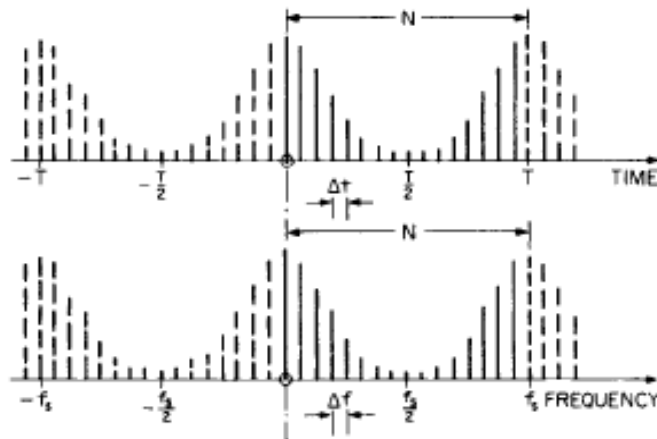


Fig. 1.18 Ejemplo de muestreo de una señal cualquiera

Ejercicios:

1.- Se solicita determinar el espectro para la siguiente señal de prueba $x(t) = 5\sin 2\pi f_0 t$, con las siguientes consideraciones:

- Discretice la señal con $N=10$.
- Considere $\Delta t = \frac{T_0}{2}$

Compare el resultado obtenido con las consideraciones siguientes:

- Discretice la señal con $N=15$.
- Considere $\Delta t = \frac{T_0}{4}$

¿Qué conclusiones puede obtener sobre la influencia de la elección de los parámetros especificados?

2.- Resuelva el problema anterior, pero considerando ahora la siguiente señal de prueba: $x(t) = 5\cos 2\pi f_0 t$

- ¿Llegó a una situación esperada?
- ¿Cómo cree que se comportará una señal real medida de una máquina en funcionamiento?

Transformada Rápida de Fourier (FFT)

El cálculo de la TDF, requiere de muchos recursos y obviamente lo hace más lento, hasta que en 1965, se presentó el algoritmo de la FFT, que permitió simplificar de forma importante el cálculo de la TDF.

Esta, además de reducir el tiempo de cálculo también reduce el error

La gran diferencia de este método está en el número de elementos que se emplean en el desarrollo, en el cálculo de la TDF, se requerían un número de cálculos de $N \cdot N/2$ términos, mientras que en la FFT, se emplean solamente $N \cdot \log N$ Términos, lo que hace este método significativamente más rápido.

Ejercicio:

Considere una muestra de 10.000 puntos para una señal, estime cuántos términos deberán tenerse en cuenta para la determinación del espectro vibratorio, en función de:

- TDF.
- FFT.

Problemas generados por la FFT

Aliasing: Esto se genera cuando se usa una frecuencia de muestreo inadecuado y consiste en que la FFT calcula una frecuencia de menor valor que el real. Este problema, tiene su génesis en que no se cumple el teorema de Shanon, establece que:

$$f_{\max} < f_s/2$$

Donde, $f_{\max}$: Máxima frecuencia en la señal.

f_s : Frecuencia de muestreo.

Fugas laterales: Si pensamos en una señal armónica, con amplitud A, frecuencia f y longitud infinita, tendremos como resultado un espectro de una sola línea a la frecuencia f, ahora bien, la FFT considera una señal finita de tiempo, por lo que la señal a transformar se ve truncada. Como consecuencia de esto, la energía no se verá concentrada en una línea, sino que se esparcirá en lóbulos laterales. Este efecto es conocido como "Fugas Laterales".

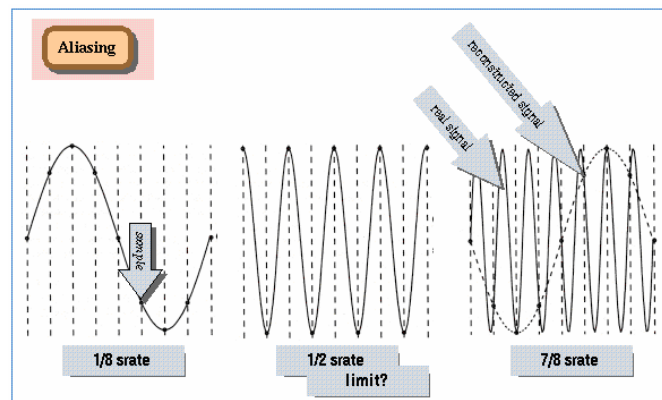


Fig. 1.19: Señal con problemas de aliasing

Efecto Rendija: Al igual que en el caso anterior, la muestra de la señal, tiene un período finito y el algoritmo de cálculo repite el registro que se consideró varias veces.

Se observa que cuando en el registro de tiempo T hay un número entero de ciclos de la componente, se obtiene la amplitud A y la frecuencia f reales. Si el registro de tiempo no tiene un número entero de ciclos de la componente, no se obtienen los valores reales de amplitud y frecuencia.

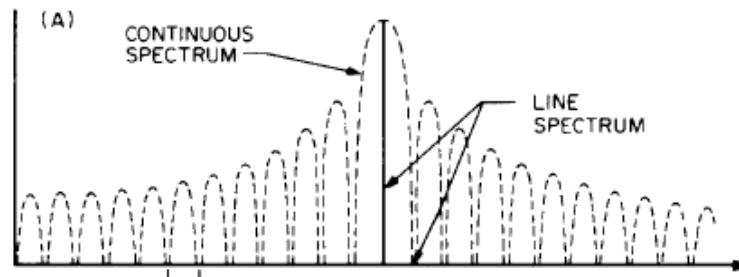


Fig. 1.20: Problema de fugas laterales en un espectro

Procedimientos para disminuir fugas laterales:

Uso de ventanas de ponderación:

Para disminuir las fugas laterales se usan distintas formas de ventanas de ponderación, esto asume que la fuente de estos problemas de discontinuidad se producen en los extremos al repetir periódicamente el registro de tiempo, por lo que una solución simple es la de multiplicar el registro por una ventana de ponderación que tenga un valor cero fuera de ellas y en sus extremos.

Los analizadores por lo general tienen sólo 3 tipos, a saber:

- Rectangular: Considera multiplicar la señal dentro del período de análisis por 1 y cero para fuera de él. Tiene mejor exactitud en frecuencias.
- Hanning: Se multiplica el registro de tiempo T por una ventana de forma cosenoidal que tiene un valor 1 en el centro y cero en sus extremos.
- Flat Top: Tiene mucho mejor exactitud en amplitud que el resto, del orden del 1%

Para el caso general, se considera mucho mejor la opción de usar la ventana de Hanning, ya que, sin ser la mejor en nada, en promedio, permite tener un error aceptable tanto en amplitud como en frecuencia.

Window type	Highest side lobe, dB	Side lobe fall-off, dB/decade	Noise bandwidth*	Maximum amplitude error, dB
Rectangular	-13.4	-20	1.00	3.9
Hanning	-32	-60	1.50	1.4
Hamming	-43	-20	1.36	1.8
Kaiser-Bessel	-69	-20	1.80	1.0
Truncated Gaussian	-69	-20	1.90	0.9
Flattop	-93	0	3.70	<0.1

* Relative to line spacing.

Tabla 1.2: Algunas propiedades de varias ventanas de ponderación

Capítulo 2: Composición de la cadena de medición

Existe un procedimiento lógico desde que se tiene un fenómeno físico y se mide, hasta que tenemos la suficiente información para poder tomar una decisión correcta sobre la realidad de la condición que presenta un equipo durante su funcionamiento. En líneas generales el procedimiento, se divide en dos partes, una parte mecánica y otra electrónica, como sigue:

- **Vibración mecánica:** Corresponde a la parte mecánica de la cadena, es el fenómeno físico a medir e interpretar.

Etapas Transductoras: Corresponde a la etapa en la que el sensor capta el fenómeno físico a medir, y transforma la magnitud sensada en una señal eléctrica, que tiene una relación de proporcionalidad con la magnitud medida.

Es el punto de partida del proceso de medición, idealmente el sensor debería reproducir la situación real de la magnitud medida, de forma totalmente exacta, cosa que en la realidad no ocurre, pero debemos tratar de lograr que este valor se acerque lo más posible a la realidad, ya que si la señal obtenida por el sensor no refleja la realidad, se tiene un nivel demasiado alto de ruido, los rangos de frecuencia no corresponden, tenemos una medición con errores de procedimientos, etc. Entonces no sirve de nada tener el resto de la cadena en condiciones óptimas y tener personal altamente calificado si la información que se le entrega al equipo es errónea.

En esta etapa debemos determinar el tipo de sensor que utilizaremos para cada punto de medición, tenemos 3 alternativas de sensores, cada uno con sus ventajas, limitaciones y usos, que debemos conocer, a saber:

- Sensor de desplazamiento sin contacto.
- Sensor de velocidad.
- Sensor de aceleración.

Sensor de Desplazamiento:

Entrega la distancia que existe entre el eje y el sensor, su unidad de medida es el valor pico a pico y la sensibilidad general es de 200 (mV/mils) lo que significa que si el sensor mide un desplazamiento pico a pico de 1 (mils), entonces, tendremos un voltaje de salida de 200 mV.

Si bien es cierto existen sensores que usan otros principios para medir, el más utilizado actualmente emplea corrientes parásitas o de "Eddy". Este sensor se compone de los siguientes elementos:

Principio de funcionamiento:

Este sensor se compone de una sonda (Fig. 2.2), un cable de extensión, un oscilador demodulador y una fuente de poder, tal como lo muestra la figura 2.1

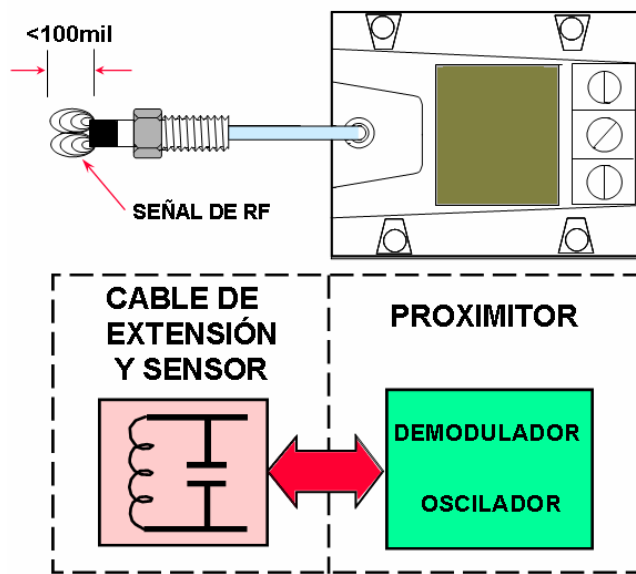


Fig. 2.1 Esquema del funcionamiento de un sensor de desplazamiento sin contacto

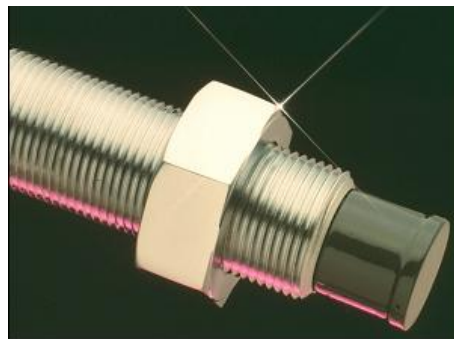


Fig. 2.2 Sonda de proximidad para sensor de desplazamiento sin contacto

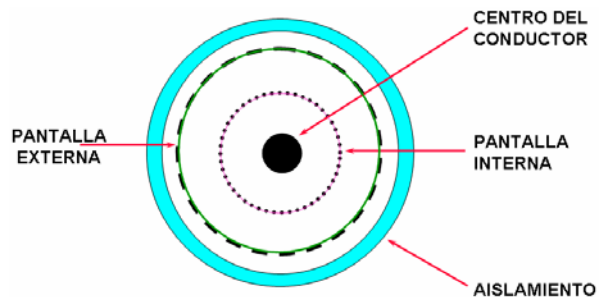


Fig. 2.3: Corte transversal del cable de la sonda de proximidad

El sensor propiamente tal, no es otra cosa que una bobina eléctrica cubierta por un material estable, como se muestra en la figura 2.5, este sensor se fija en forma atornillada a la caja del descanso. El oscilador demodulador le proporciona al sensor un voltaje de alta frecuencia. Este voltaje variable, al pasar por la bobina (sensor) produce un campo magnético variable, tal como se aprecia en la figura 2.4.

Este campo magnético variable, induce en la superficie del eje (partimos de la base que el eje a monitorear es un material conductor) corrientes parásitas o de Eddy, vale decir, el eje tendrá un comportamiento análogo al del secundario de un transformador, produciendo una pérdida o absorción de energía del campo magnético de una bobina, lo que resulta en la variación o modulación del voltaje en ella.

Ahora bien, las variaciones del voltaje son proporcionales – dentro del rango lineal del sensor- a la distancia “d” como se puede apreciar en la figura 2.6. Luego el demodulador, remodula el voltaje y entrega como salida una señal que es proporcional a la distancia “d”.

Es importante hacer notar que el sensor nos entregará una señal compuesta, tanto por una parte media, conocida como señal DC (Direct Current) que recibe el nombre de GAP y que corresponde al valor medio de la distancia que existe entre la punta del sensor y el eje. Además, se compone de una parte variable, conocida como señal alterna (AC, por altern current) que corresponde a la vibración propiamente tal del eje.

Estas señales son muy importantes para el análisis, siendo la señal alterna, la utilizada para el análisis de vibraciones del eje, mientras que el GAP, nos servirá para monitorear la posición del eje dentro del descanso, herramienta muy utilizada en el trabajo con descansos hidrodinámicos o planos.

RUN-OUT

Cuando se utilizan este tipo de sensores surge un problema que en ocasiones puede llegar a ser de gran importancia para el diagnóstico de la condición de los equipos a monitorear y guarda relación con la calidad de la terminación superficial del eje. El punto a cuidar es que éste se encuentre libre de imperfecciones (como rayas, por ejemplo) y no tenga puntos altos, ya que estas imperfecciones serán notadas por el sensor y no será posible discriminar el origen de las mediciones obtenidas, no podríamos saber si se trata de un error superficial del eje o una anomalía en el comportamiento vibratorio de nuestro equipo. A estas imperfecciones se les llama “Run-out” y pueden tener origen tanto mecánico como eléctrico.

Las causas eléctricas, que podrían producir este run-out son las siguientes:

- Magnetismo residual, no olvidemos que el sensor funciona con un campo magnético, cualquier alteración en este originará problemas con

las mediciones. Principalmente se producen por técnicas de detección de grietas.

- Segregaciones metalúrgicas, siempre suponemos que el material es perfectamente homogéneo, pero en la realidad, no siempre se cumple esta condición.

Es de vital importancia, conocer de antemano el run-out de nuestro equipo, para poder realizar diagnósticos eficientes, idealmente poder eliminarlo, para ello existen varias posibilidades, a saber:

- Rectificar el eje, eliminando todas las imperfecciones.
- Identificar y cuantificar el run-out de nuestro sistema y restarlo de nuestro valor medido de forma electrónica.

La técnica más utilizada para la reducción del run-out es la de condición de giro lento de nuestro equipo. La idea es que si nuestro equipo gira lo suficientemente lento, las señales medidas no serán producto de vibraciones, sino producto de las imperfecciones del material, ya sean eléctricas o mecánicas.

El gran punto de complejidad de este análisis, viene dado porque la vibración es un desplazamiento, y como tal es un vector (al igual que velocidad y aceleración) por lo que tenemos que tener en cuenta que a la hora de restar el run-out a nuestra señal medida, debemos considerar la naturaleza vectorial de esta resta, y el punto en el que ésta se produce.

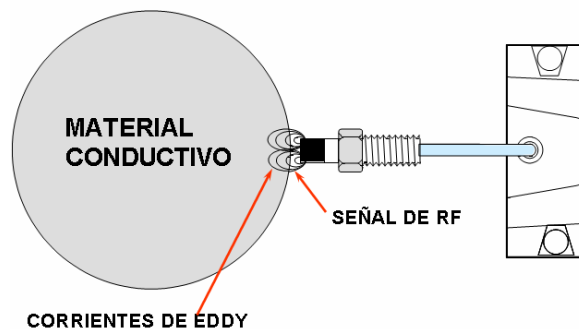


Fig. 2.4 Esquema de campo magnético variable, para un sensor de desplazamiento sin contacto.

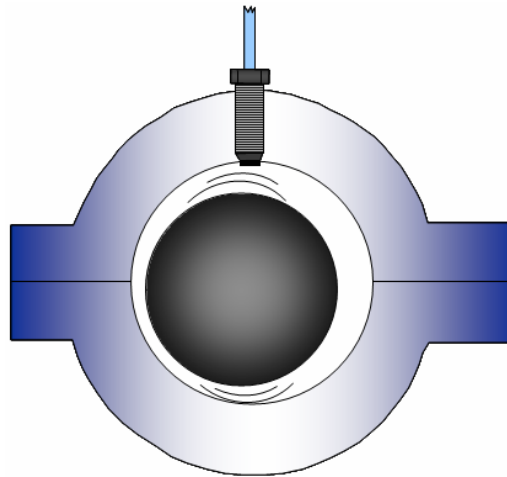


Fig. 2.5: Sensor de desplazamiento montado en el descanso

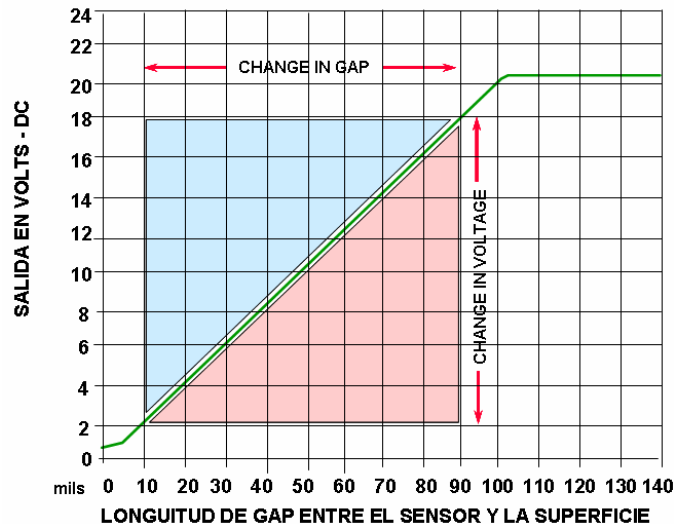


Fig. 2.6 Rango lineal para un sensor de desplazamiento sin contacto

Sensor de velocidad:

Estos sensores se posicionan en la superficie exterior del descanso y miden el desplazamiento de la carcasa, no directamente el desplazamiento del eje. Por lo que se utilizan en otro tipo de equipos, de uso mucho más general que los de desplazamiento sin contacto.

Su principio de funcionamiento es el siguiente, existe un imán permanente que se encuentra fijo a una masa "M", cuando la bobina se mueve relativamente respecto del imán, se inducen en las espiras de la bobina una fuerza electromotriz (FEM) la que es directamente proporcional a la velocidad relativa bobina- imán. Estos sensores no son idóneos para medir bajas frecuencias, ya que obtiene resultados relativamente aceptables, para frecuencias sobre las 700 cpm. Bajo este

valor, debe aplicarse un factor, ya que la vibración medida será sustancialmente menor que la real. Como límite superior tienen una frecuencia de alrededor de 90.000 cpm, por lo que su campo de acción es relativamente reducido.

Un punto importante de este sensor, es que este sensor no necesita alimentación de energía externa para poder funcionar. Genera una señal que puede utilizarse directamente en el análisis del sistema de monitoreo sin necesidad de acondicionamiento de ésta.

Existe también el velocímetro piezoeléctrico, que no es otra cosa que un acelerómetro que integra la señal obtenida, dándonos una señal de velocidad. Los sensores de velocidad disponibles en el laboratorio son de estas características. Al ser un acelerómetro que integra la señal, podemos obtener un rango mucho mayor de frecuencias para poder medir, este límite estará dado por el tipo de acelerómetro que se escoja, pero por lo general, se tiene hasta 300.000 cpm.

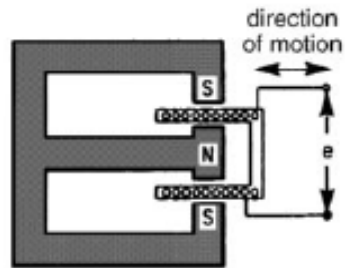


Fig. 2.7 Principio de operación del sensor de velocidad

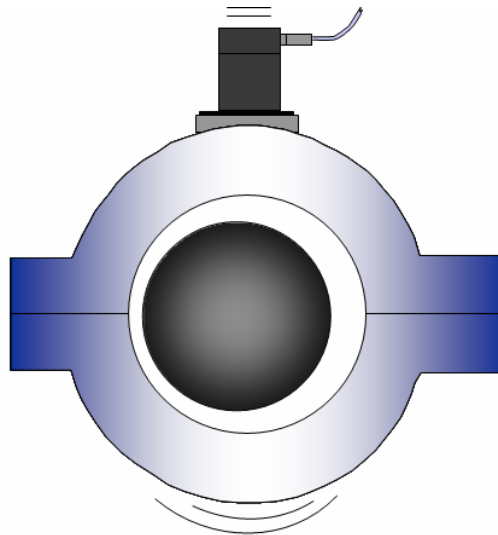


Fig. 2.8: Posición del sensor de velocidad (y aceleración) para medir vibraciones en un descanso

Sensor de Aceleración (Acelerómetro):

El sensor más utilizado es el piezoeléctrico, estos se basan en las propiedades de ciertos materiales cerámicos como el cuarzo. Estos materiales tienen una distribución asimétrica de carga interna, de tal forma que al aplicarles una fuerza externa en la dirección de su polarización se desarrolla una carga eléctrica entre sus superficies, generando una diferencia de potencial entre ellas. La carga es proporcional a la fuerza aplicada.

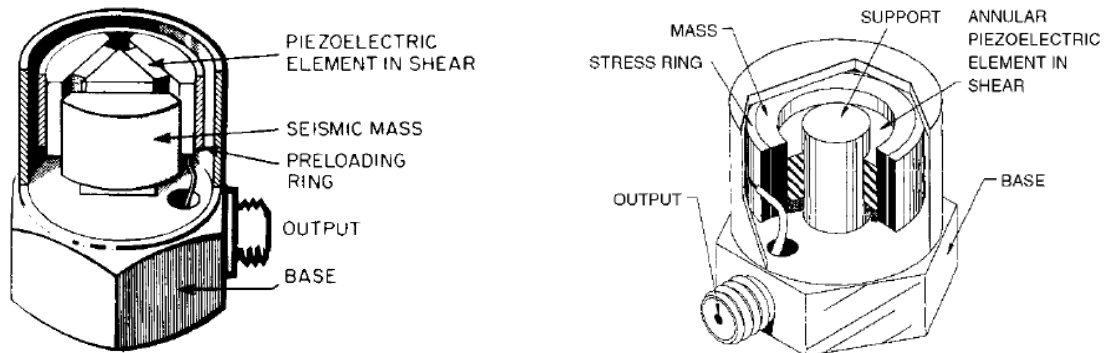


Fig. 2.9: Distintos tipos de acelerómetros



Fig. 2.10 Distintos tipos de montaje de acelerómetros.

El acelerómetro está compuesto por un número de discos de cuarzo, sobre los cuales se apoya por un lado una masa M y por el otro están rígidamente unidas a la base, la cual a la vez se fija a la superficie cuyo movimiento se desea medir. Al tener el acelerómetro unido a un sistema vibrante, la masa M ejerce fuerzas de inercia sobre el material piezoeléctrico, el que genera cargas eléctricas proporcionales a la aceleración y a la masa M .

Si bien es cierto, el acelerómetro genera una señal eléctrica proporcional al movimiento medido, esta es demasiado pequeña y no es óptimo para su uso directo con los instrumentos de medición.

Finalmente, es importante hacer notar que se puede hacer integración sucesiva de las magnitudes medidas libremente, vale decir, tomando una medida de aceleración integrar la señal y lograr la señal de velocidad, y después la de

desplazamiento, sin embargo, no se puede hacer el proceso inverso, ya que la derivada, es la pendiente de la recta tangente de la curva a derivar, entonces, teniendo una señal real, con ruido y otras irregularidades, resulta imposible obtener una recta tangente que pueda representar fielmente el fenómeno medido.

Criterios de selección para sensores de vibración

Como se explicó anteriormente, existen distintos tipos de sensores, por lo que debemos tener claro cuales son las características que debe tener nuestro sensor para realizar la medición que necesitamos para medir el fenómeno deseado, a saber:

Rango de frecuencias: Se entiende como el rango entre la menor y la mayor frecuencia de la vibración que se puede medir sin atenuarla considerablemente. Cada sensor tiene su rango de frecuencias y DEBE ser conocido por el usuario, ya que fuera de este rango las mediciones no necesariamente representarán el fenómeno real. El límite inferior del sensor es una característica del mismo, mientras que el límite superior dependerá del valor de la frecuencia natural del sensor, y esta tendrá que ver con la forma en la que éste sensor se monta en el equipo a medir.

Sensibilidad típica: Corresponde a la razón entre el voltaje de salida del sensor y la vibración que provoca esa salida, por ejemplo, si tenemos un acelerómetro que tiene una sensibilidad de 100 mV/g, quiere decir que por cada “g” de aceleración, el acelerómetro entrega como salida 100 mV.

Rango dinámico: Es el rango de amplitudes para el cual el sensor tiene un respuesta lineal entre la salida eléctrica y el parámetro vibratorio medido. En la práctica es la razón entre la menor amplitud a la mayor amplitud que puede medir el sensor.

Sensibilidad a la humedad: Como es lógico, los acelerómetros “respirarán” mientras no estén herméticamente sellados. Durante este proceso de respiración, la humedad penetrará nuestros sistemas, alterando el comportamiento de nuestros sensores.

Sensibilidad magnética: La interferencia de un campo magnético puede afectar el comportamiento de los transductores, cables, es instrumentos de medición, por ejemplo, la interferencia de otro sensor cercano, líneas de alta tensión, etc.

Rango de temperatura admisible: Existe una mínima y una máxima temperatura a la que un sensor puede estar expuesto sin que la temperatura ambiente afecte las capacidades de respuesta de forma significativa.

Etapa de Acondicionamiento

Todos los instrumentos usados en el monitoreo de la condición mecánica de las máquinas contienen algún tipo de acondicionamiento de la señal, por lo que es importante tener en claro cuales son las variables que afectan la calidad de la medición y la forma en que estas operan.

Filtros:

Los filtros son ampliamente usados en el ámbito de las señales y son circuitos electrónicos que sólo dejan pasar componentes de la señal cuyas frecuencias estén dentro de la banda designada por el filtro. Desde este punto los filtros pueden ser clasificados como:

- Pasa alto: Deja pasar todas las frecuencias que están sobre una frecuencia especificada, llamada de corte del filtro.
- Pasa bajo: Corresponde al filtro que permite pasar todas las frecuencias bajo la frecuencia de corte del filtro.
- Pasa banda: Este filtro, permitirá pasar solo las frecuencias que estén dentro del intervalo definido por la banda.

Filtro Seguidor: No es otra cosa que un filtro pasa banda cuya frecuencia central está sintonizada por una señal de referencia externa, generalmente sincronizada a la frecuencia de rotación del eje. Estos filtros son utilizados para principalmente para balanceo.

Etapa de medición y análisis

Analizador de vibraciones:

En la actualidad, se ha reunido en un solo equipo la recolección y análisis de vibraciones, claro que con limitaciones comparado con los software de análisis que existen actualmente.

Su función principal, es la de determinar el contenido de frecuencias de una señal, existen varios tipos de analizadores, a saber:

- Recolector analizador de digital de datos: Son los equipos usados durante una ruta de medición, son portátiles y tienen buena capacidad de memoria, si bien es cierto es posible hacer algún análisis preliminar con los datos tomados en terreno, se deben descargar los datos tomados en la ruta a un software especializado de análisis que cuenta con los datos históricos y muchos más recursos de análisis. Se aconseja para la maquinaria general, que siendo crítica no resulta estratégica para la organización.



Fig. 2.11: Recolector portátil

- Analizador en tiempo real: Son la punta de lanza del análisis de vibraciones, se emplean en máquinas estratégicas para la empresa, por lo general turbinas generadoras u otras de similar importancia para la organización. Estas toman la señal y obtienen la FFT y espectros en tiempo real, por lo general solo personal experto está a cargo de utilizar este tipo de equipos.

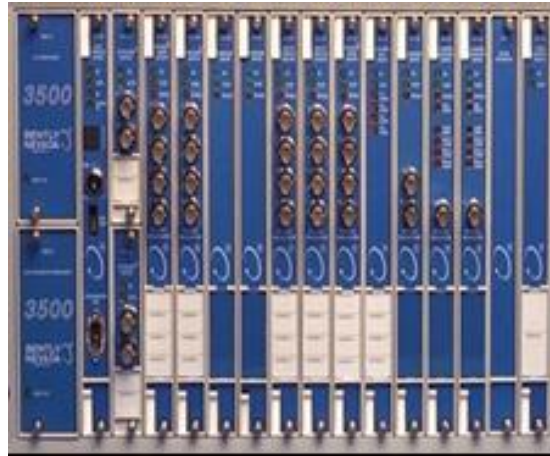


Fig.2.12: Sistema de monitoreo en línea

- Sistemas escaneados: Operan en forma autónoma y barren todos los sensores conectados a estos en un tiempo reducido (por ejemplo, cada segundo) se emplean en equipos que necesiten un monitoreo más estricto que lo normal, pero no resulten estratégicos para la organización.



Fig. 2.13: Sistema escaneado



Fig. 2.14 Medición en terreno de un equipo con un recolector de vibración

Factores a tener en cuenta para escoger un analizador:

- **Número de líneas:** Se refiere como líneas al número de divisiones que presentará el espectro una vez calculado, los analizadores, no tienen un valor único para este punto, sino que le ofrecen al usuario una gama de números de línea en función de las necesidades del equipo y tipo de análisis que se realizará. Esto van desde 100 hasta 6.400 líneas, en algunos equipos se puede lograr hasta 12.800.

Resolución en frecuencias, estará íntimamente ligado con el número de líneas que se escoja y será la mínima división que podremos ver en el espectro, si existe una componente entre dos puntos, el analizador la asignará a uno de los dos puntos.

$$\Delta f = \frac{f_{\max}}{N_{\text{líneas}}}$$

- **Nº de Bits:** Está relacionado con la exactitud que tendrá nuestra medición en amplitud, vale decir, el número de bits de nuestro equipo nos dirá en cuántas partes puede dividir la escala de amplitud, la cual estará dada en base 2 como sigue:

Resolución = 2^{n-1} , donde n= número de bits.

Esto debido a que el equipo destina 1 bit para el signo de la señal.

Promedios:

Uno debe tener un evento representativo del fenómeno que se está midiendo, para asegurar la repetibilidad de las mediciones y poder tener una evaluación óptima de la condición de una máquina, es por eso que durante el proceso de medición se

realizan varias mediciones y se promedian para entregar una señal que represente más fielmente la realidad del estado que presenta el equipo.

Generalmente se utiliza un “promediador lineal” que opera de la siguiente forma: el primer espectro se obtiene y se guarda en memoria, se obtiene un segundo espectro (con una nueva medición) y se promedia con el primero y así sucesivamente, cada nuevo espectro se va promediando con el espectro promedio anterior.

Existen muchos otros tipos de promedios, que pueden ser investigados a posterior, tales como:

- Promedios sincrónicos.
- Promedios lineales negativos.
- Promediador exponencial.

Traslapo:

Su única función es la de disminuir el tiempo de toma de muestra en la realización de los promedios de las mediciones. Para entender esto debemos tener claro el concepto de muestreo de la señal y la forma en la que se tomará el espectro, por ejemplo si en una medición se tienen 1024 puntos de medición, podríamos usar un traslapo del 50% y usar en la siguiente medición solo 512 puntos, lo que reduce grandemente el tiempo de medición conservando el cuidado por obtener datos repetibles y comparables para el análisis posterior.

Otra ventaja del traslapo, es que tiene a suavizar el ruido producido en el proceso de toma de datos.

Formas de mejorar la resolución en frecuencias

Como se ha dicho en clases, uno debe diagnosticar la existencia de alguna falla basándonos en la frecuencia, y evaluar la severidad en función de las amplitudes encontradas, es por eso, que es fundamental tener algunos métodos para refinar el análisis en frecuencias, algunos de éstos son:

- **Aumentar el número de líneas:** Como se había dicho anteriormente, tenemos una determinada cantidad de líneas para hacer la ruta (que por lo general son 800) y se puede elevar hasta 6400, que es lo que generalmente tienen los recolectores. Con esto logramos obtener una resolución en frecuencias drásticamente mejor, esto se vuelve necesario, por ejemplo, a la hora de diagnosticar barras de motores eléctricos rotas, ya que la frecuencia de deslizamiento de los motores, por lo general es muy baja y no se puede distinguir en un principio.

- **Disminuir la frecuencia máxima:** Esta opción también es simple de realizar, que es como la aplicación de un filtro pasa bajo, dejando fuera de análisis a las componentes que no nos interesan mayormente.
- **Realizar un zoom dinámico:** Vale decir, que concentraremos todas las líneas del espectro en una región que nos interese, despreciando el resto del espectro donde las condiciones son normales.

Etapas de transmisión de la señal: Una vez realizada la ruta, esta deberá ser descargada a un computador que tenga el software idóneo para poder obtener información a partir de los datos logrados en terreno, sin embargo, no siempre se tendrá que la persona que recoge la información será quien analice la información desde el software, incluso, es posible que la persona que analice, no se encuentre en la planta, la ciudad e incluso en el mismo país en el que los datos son obtenidos, es necesario entonces, comunicar esta información de múltiples medios.

Correo electrónicos, subir la información a un servidor, un sistema de manejo de proyectos u otro medio de envío de información, que por lo general será digital por la red, para que los profesionales pertinentes tengan acceso a la información pertinente.

Otro punto a considerar es que es muy deseable que el analista tenga acceso también a información cruzada, de variables críticas del proceso, por ejemplo, las que provienen del DCS de la planta, por lo que la información obtenida en la ruta también deberá estar en algún lugar tal que tanto la administración de la planta como el equipo que analice vibraciones tengan acceso a la misma cantidad de información.

Etapas de análisis: El profesional encargado, revisará tendencias para las variables críticas definidas durante la definición de la ruta de vibración y, en función de estas comparaciones se necesitarán mediciones más precisas con parámetros ya establecidos de antemano y que deberán ser dominados por el analista para que se tenga información más fina del real estado de los equipos monitoreados.

Por otro lado, el especialista deberá tener acceso a información complementaria tanto del mantenimiento de la planta, stock de repuestos, cantidad de repuestos empleados en las distintas máquinas monitoreadas, historial de diagnósticos anteriores, catálogo de equipos y repuestos y otras informaciones que se requieran en el momento. Una componente importante y que nunca debe dejarse de lado es la de entrevistar al personal que a diario convive con los equipos monitoreados, su información es fundamental muchas veces para descartar causas posibles de falla.

Etapas de decisión: Una vez que tenemos toda la información y en base a los antecedentes recopilados en terreno, más los investigados de primera o segunda fuente, podemos tomar nuestros diagnósticos, programar mantenciones y paradas de línea, emitir nuestras órdenes de compra, o en último caso, encargar ensayos más específicos que puedan ayudar a definir nuestra decisión final.



Fig. 2.15 Etapa de análisis y decisión sobre la condición de los equipos de planta

Capítulo 3: MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Ya conocemos la base teórica del análisis de las vibraciones en maquinaria, y de los recursos disponibles que existen en el mercado para su implementación y análisis. Ahora bien, corresponde aplicar estos conocimientos para poder llevar a la práctica en el mundo real, partiendo en primer lugar por la confección de un programa de mantención predictiva.

La pregunta básica que surge inmediatamente es ¿Siempre debe aplicarse una estrategia de mantenimiento predictivo para todos mis activos de planta? La respuesta es no, sino que en función de principalmente el tipo de equipo, la función que desempeña dentro del proceso y de otras variables como normativas aplicables (seguridad, ambientales) y económicas debemos seleccionar que estrategia de mantenimiento emplear para cada una de nuestros equipos presentes en planta.

Tipos de mantenimiento

Todos los tipos de mantenimiento buscan maximizar la disponibilidad de los activos de planta al menor costo posible, para aumentar la productividad, calidad y sobre todo las ganancias de los accionistas.

Disponibilidad:

Se entiende por disponibilidad al tiempo que se encuentra operando el equipo sobre un total de horas posibles, en las que la máquina se encuentra operando. Este concepto se mide en porcentaje, en aplicaciones mineras por ejemplo, se logran alrededor de 95-97% de disponibilidad de equipos.

Un punto importante de destacar de este concepto es que solo interesa que el equipo se encuentre operando, no importa si este se encuentra operando en buenas condiciones o en la plenitud de ellas, por ejemplo, puede estar operando al 50% de su rendimiento, pero el equipo está disponible. Es por esto que no necesariamente una buena disponibilidad de un equipo me asegure un nivel de producción determinado o una calidad de producto óptima para el mercado objetivo para el que nos encontramos produciendo.

Confiabilidad:

Según la AEM (Asociación Europea de Mantenimiento) se define confiabilidad como la capacidad de un activo para realizar su función en condiciones y rendimiento especificados durante un período de tiempo determinado. Este concepto, si bien es cierto va relacionado con la disponibilidad, si considera la condición del equipo durante el período que se encuentra funcionando y se expresa

como la probabilidad de que la unidad funcione correctamente según sus condiciones de diseño durante un período de tiempo.

La confiabilidad $R(t)$, como lo indica la ecuación (2.1):

$$R(t) = \frac{n_1(t)}{n(t)} \quad (2.1)$$

Donde,

$R(t)$: Confiabilidad en función del tiempo.

$n_1(t)$: Número de unidades que han cumplido su función satisfactoriamente.

$n(t)$: Número total de unidades.

Los distintos tipos de mantenimiento se indican en la tabla 2.1, a continuación:

Mantenimiento Reactivo	Este tipo de estrategia, no contempla sino más que detectar la avería cuando esta ya se ha producido y en ese momento, cambiar la unidad, a veces pueden ser intervenciones planificadas pero por lo general son cambios de emergencias. Si bien es cierto, esta estrategia de mantenimiento es bastante básica e imprevisible, se recomienda para equipos que tienen baja (o casi nula) importancia en el proceso.
Mantenimiento Preventivo	Esta estrategia de mantenimiento se concentra en estudios previamente realizados, en los cuales ya se han establecido, tanto por análisis teóricos como por muestreo estadístico, el período de que puede operar un equipo antes de que se produzcan averías. Existe una planificación detrás de esta estrategia y tiene como gran defecto, que al basarse en la estadística, muchas veces se detienen los equipos para reemplazar unidades que se encuentran en buen estado y pueden seguir operando normalmente o no anticipan fallas y puede terminar reaccionando ante una falla catastrófica de un equipo.
Mantenimiento Predictivo	Este tipo de mantenimiento se basa en el conocimiento sobre el estado de la condición del equipo y a través de mediciones periódicas o en tiempo real, dependiendo de la importancia del equipo en el funcionamiento del proceso productivo. El estado de la condición es conocido a través de los síntomas que el equipo presenta al entrar dentro de una condición de mal funcionamiento y permite monitorear la evolución de la falla de forma segura para evitar paros de producción y planificar las labores de mantenimiento de forma idónea.
Mantenimiento Proactivo	Este tipo de mantenimiento es la evolución del anterior, ya que una vez detectada la falla, se dedica a investigar la causa raíz de la misma para evitarla o mitigar sus efectos en las máquinas. Su objetivo es maximizar la vida operativa de la unidad funcionando dentro de los parámetros idóneos.

Tabla 3.1: Tipos o estrategias de mantenimiento

Mantenimiento predictivo:

Consiste principalmente en monitorear con las señales que emite un equipo para detectar anomalías en su funcionamiento y una vez detectada esta, analizar los síntomas para lograr identificar la falla que causa la anomalía en el comportamiento del equipo y poder planificar las acciones correctivas para el momento más indicado. Esto trae como consecuencia una serie de beneficios, a saber:

1. Permite detectar en las fallas en los equipos con la suficiente antelación para poder tomar las medidas idóneas para el funcionamiento tanto del equipo como del proceso en sí, evitando la ocurrencia de fallas catastróficas, que dañen en forma importante al proceso o que atenten contra la seguridad de nuestro personal.
2. El mantenimiento predictivo, es una herramienta no invasiva, lo que nos permite conocer la condición de los equipos en cualquier momento sin tener que detenerlos, obtener muestras de éste o cualquier otra acción que altere la producción de nuestra planta

Objetivos del mantenimiento predictivo

Los objetivos que persigue un plan de mantenimiento predictivo son 3, a saber:

- Monitoreo de máquinas.
- Diagnóstico de fallas.
- Estimación de vida útil.

Monitoreo de máquinas:

La idea fuerza del monitoreo de máquinas es que los equipos emitirán síntomas de su condición mecánica y que acusarán una falla cuando se produzcan cambios en la condición de ésta. Por lo tanto es una condición básica la de revisar cada cierto tiempo estas señales que el equipo emite con las técnicas de diagnóstico que se estimen idóneas, con el nivel de detalle que se considere lo suficientemente útil para determinar que algo anormal está sucediendo y con las técnicas que tengamos disponibles y complementarlas para poder emitir un diagnóstico asertivo.

Las fallas pueden deberse a múltiples causas, tales como: problemas mecánicos, eléctricos, hidrodinámicos, etc. Dependiendo tanto del equipo a analizar como de su entorno y de las características del proceso. Las técnicas más usadas son las siguientes:

Técnica de análisis	Aplicación
Análisis periódico de vibraciones	Todos los equipos rotatorios de planta
Análisis de vibraciones en tiempo real	Equipos críticos y estratégicos de planta
Análisis de aceites	Equipos críticos y de baja velocidad
Termografías	Aislamientos térmicos.
Análisis espectral de corriente eléctrica	Motores eléctricos
Pulsos de eco ultrasónicos	Espesores de estanques y cañerías
Sonido ambiental (ultrasonido)	Detección de fugas de fluidos de proceso (vapor, vacío, etc.)

Centrándonos en el análisis de vibraciones que es la herramienta principal que tendremos a mano en planta para el diagnóstico tenemos que tener muy claro qué equipos vamos a monitorear, ya que cada equipo emitirá síntomas distintos que deberemos identificar y asociar a cada una de las fallas que encontraremos en cada una sus fallas posibles, por otro lado, estas anomalías deben ser detectadas con la suficiente antelación como para poder tomar las medidas pertinentes.

Una cosa importante que hay de hacer notar en este punto es que no buscamos hacer un diagnóstico de inmediato sino que debemos configurar nuestro sistema de monitoreo para que nos notifique de lo que está sucediendo a los parámetros fundamentales de cada equipo para poder saber si se encuentran funcionando en buenas o malas condiciones, para poder pasar a la etapa de diagnóstico, ya que resulta impracticable realizar diagnósticos para cada uno de los equipos de planta que por lo general, pasan de los 1000 equipos y cada uno de ellos tiene por lo menos 6 puntos de medición, lo que significa realizar un diagnóstico analizando todos los sensores utilizados en cada equipo. Solo tendremos tiempo para diagnosticar aquellos equipos que manifiesten algún cambio en su condición.

Para ello deberemos clasificar cada equipo de nuestra planta según su importancia, ya sea por su costo, función o cumplimiento de alguna norma, esto definirá principalmente su frecuencia de monitoreo, a saber:

- **Equipos críticos:** Existen dos posibilidades que sean monitoreados periódicamente con una frecuencia mayor al de los equipos normales, por ejemplo, al doble de la frecuencia de los equipos normales o que sean monitoreados en línea.
- **Equipos estratégicos:** Estos equipos por lo general, son monitoreados por un sistema de análisis en tiempo real.
- **Equipos normales:** Estos equipos son monitoreados por lo general en forma mensual y solo en casos puntuales se recurre a otro tipo de técnica de análisis, cuando existen razones de peso que lo justifiquen.

- **Equipos de bajo impacto:** Estos equipos no son importantes para el proceso, sino más bien complementarios, por lo que se utilizará la estrategia de mantenimiento reactivo y en caso de fallas, solo se reemplaza la unidad afectada.

Definición de una ruta de medición

Una vez clasificados los equipos a monitorear, tenemos que establecer las rutas de medición que se utilizarán para realizar el monitoreo de condición, para esto existen dos criterios principales, los cuales se pueden apreciar en la figura 3.1:

- **La clasificación del equipo a medir:** crítico, normal, etc.
- **Su ubicación física:** Para optimizar los recursos de técnicos haciendo mediciones en terreno.

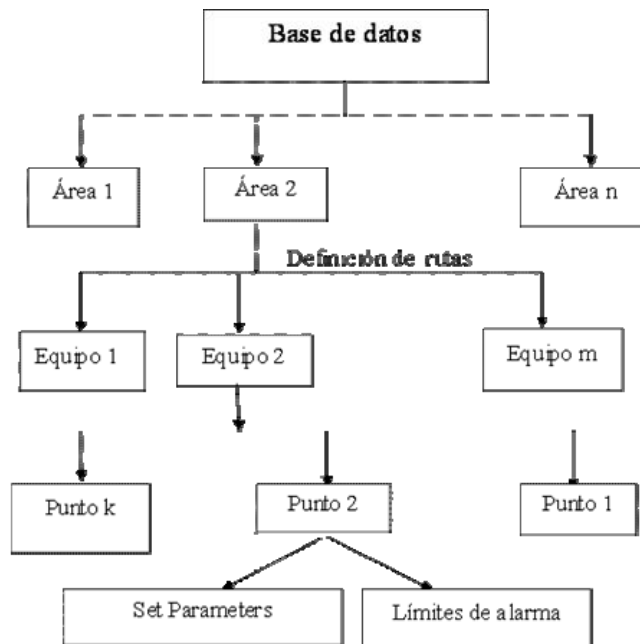


Fig. 3.1: Esquema de diagrama jerárquico para el monitoreo periódico de una planta. En él, se aprecian las divisiones de áreas, el establecimiento de las distintas rutas y el establecimiento de criterios para detectar anomalías

Por ejemplo, en una planta de celulosa, se encontrarán las siguientes rutas:

- Críticos planta química.
- Normales planta química.
- Críticos preparación maderas.
- Normales preparación maderas
- Críticos pulpa y terminación.
- Normales pulpa y terminación.

Como es lógico la cantidad de equipos a monitorear será muy variable entre cada una de los sectores de la planta, por lo que algunas rutas pueden realizarse en un par de horas o un par de días para un técnico que trabaje solo.

Una vez que tenemos los equipos clasificados debemos definir los criterios básicos del espectro básico a obtener para cada equipo de la planta, vale decir.

- Considerar su naturaleza y establecer a qué frecuencias se podrían encontrar fallas. Esto con el fin de establecer el rango de frecuencias que mediremos con nuestros equipos. Con esto mediremos su valor global de vibración y podremos obtener su gráfico de tendencias tal como lo indica la figura 3.2.

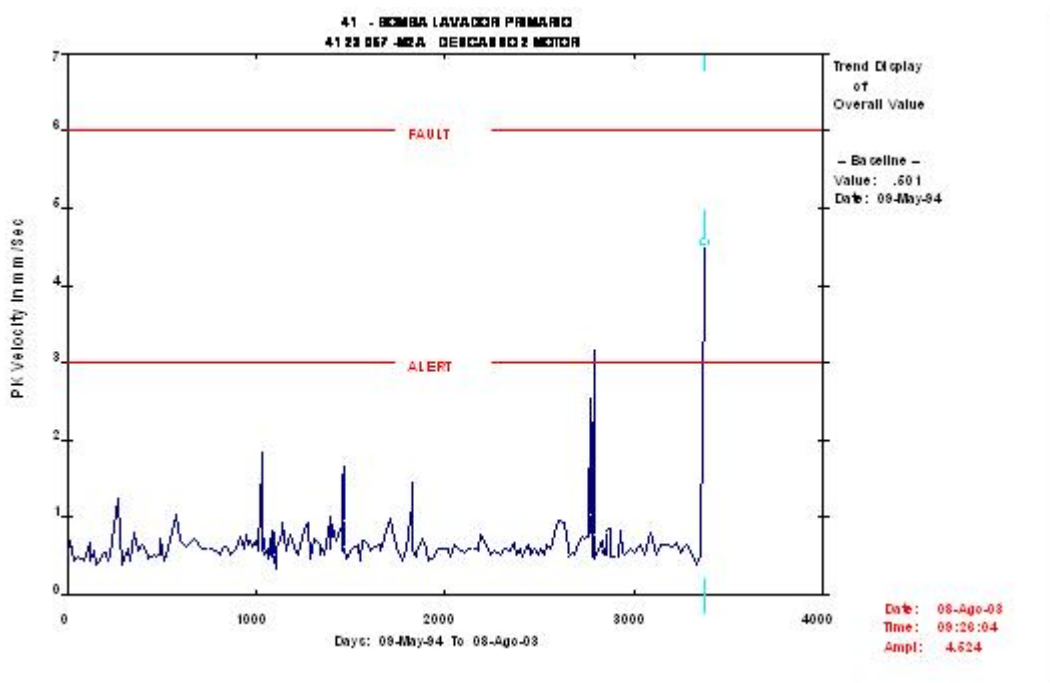


Fig. 3.2: Gráfico de tendencias para un equipo en particular de celulosa, notar que contiene las tendencias de casi 10 años de historia para el equipo

- Caracterizar las fallas más comunes de cada equipo y ver en qué rango de frecuencias se encuentran para tomar tendencias de cada una de ellas. Ver figura 3.3 y sus respectivas tendencias en la figura 3.4.

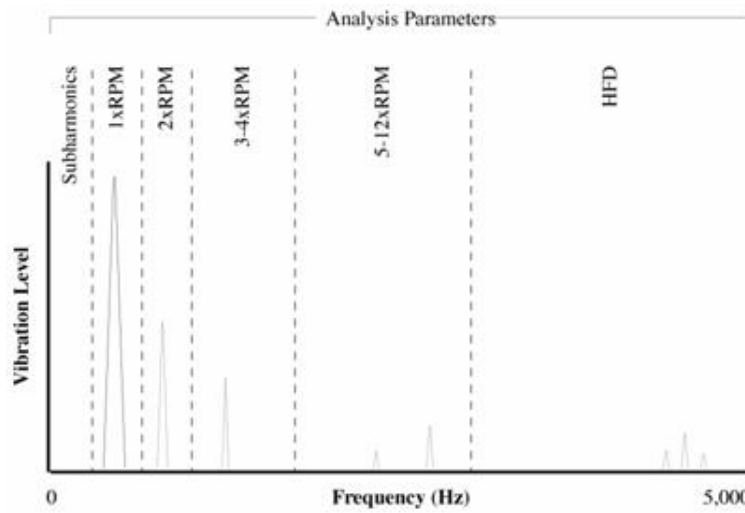


Fig. 3.3: Descomposición del ancho de banda del espectro en el cual se esperan encontrar algunos tipos de fallas típicas para cada equipo

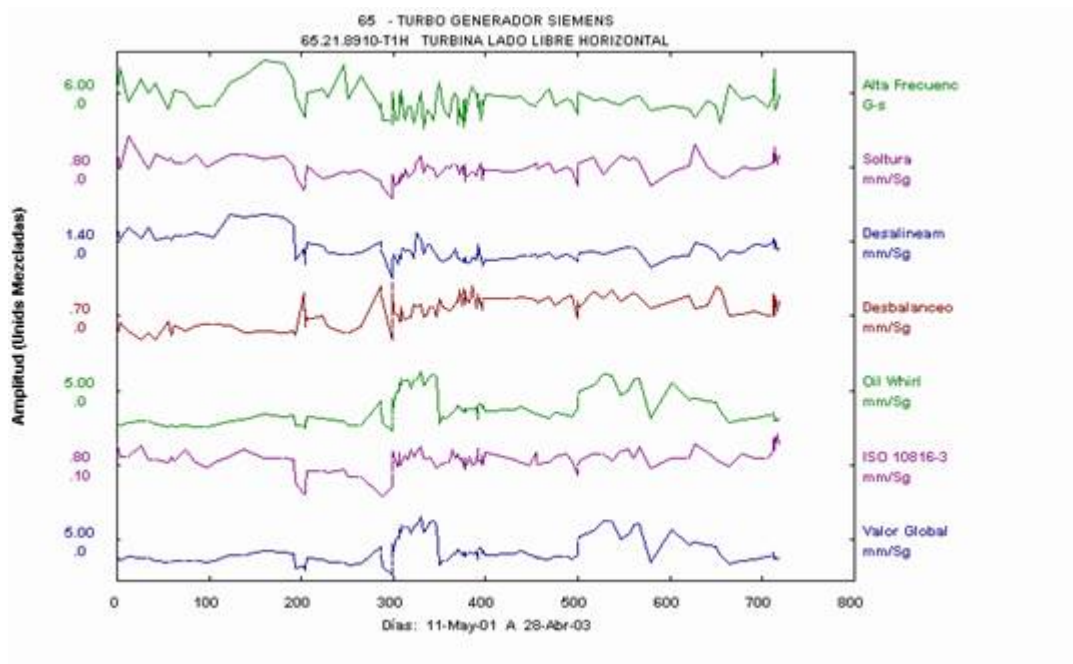


Fig. 3.4: Tendencias de los distintos intervalos de frecuencias a las que se espera encontrar fallas típicas de de funcionamiento. Notar que este contiene la información de los últimos 2 años

- Los parámetros de medición que se tendrán para cada equipo, a saber:
 - Número de líneas: tal como se ha dicho, los recolectores comerciales por lo general pueden ir desde 100 hasta 6400 líneas y como se vio en el capítulo anterior, esta decisión tendrá directa relación en el número de cálculos que te tendrán que realizar para discretizar la señal. Es

común para fines de monitoreo, tomar una muestra de 800 líneas.

- Número de promedios: Tal como se explicó en el capítulo anterior, debemos tener una muestra representativa que nos ayude a obtener una medición repetible. Es usual tomar una muestra de 4 promedios para el monitoreo, sin embargo, para algunos equipos comerciales, se pueden lograr hasta 9.999 promedios.
- Porcentaje de traslapo: También explicado en el capítulo anterior, se considera usual un 50% de traslapo.
- Capacidad de memoria, no olvidemos que el monitoreo periódico se realiza con un equipo que recolecta la información y, por lo tanto, las rutas también deben considerar la capacidad máxima de almacenamiento de datos que puede tener el recolector, comercialmente, se tiene menos de 1 MB para recolección de información en los equipos.
- Tipo de sensores que se utilizarán para cada equipo, no olvidemos que estos tienen ciertos rangos de frecuencia limitados, y en función de las frecuencias a las que el equipo puede manifestar un comportamiento irregular, se puede tener la situación que nuestros sensores nos reporten información que no corresponda a la realidad y llevarnos a errores de diagnóstico que pueden llegar a tener graves consecuencias. Esto ya fue explicado en mayor profundidad en el capítulo anterior.
- Capacidades del software de análisis: Existen limitaciones para algunos puntos importantes de nuestras herramientas de monitoreo tales como, tamaño de nuestra base de datos (lo que trae como consecuencia que algunos datos deban perderse y mantener solo las tendencias de los equipos) ciertas cantidades de divisiones en los espectros que terminan operando como “punteros” de algún lenguaje de programación, limitando nuestro margen de maniobra para el análisis.

Es muy importante hacer notar el ahorro de tiempo que se puede lograr con estas decisiones, para tener mucho más tiempo disponible en la etapa de análisis y diagnóstico de máquinas, para muestra un ejemplo aplicado a la industria de la celulosa:

Equipos críticos de planta:

- 192 equipos.
- Frecuencia de medición: 14 días.

Equipos normales en planta:

- 794 equipos.
- Frecuencia de medición: 28 días.

Equipos mínimos medidos, mensualmente: 1178.

Promedio de 8 puntos por equipos, tenemos un estimado de 9424 puntos de medición a cubrir mensualmente.

Ahora bien, si conseguimos un ahorro de 10 segundos de medición por punto de medición tenemos en total un ahorro de tiempo de:

- 94240 segundos de ahorro 26 horas.
- 3,3 días de trabajo en terreno.

Este ahorro de tiempo es mucho mayor, ya que no estamos considerando el tiempo de desplazamiento entre equipo y equipo, el tiempo de carga de ruta y descarga de información, etc. Por lo que el ahorro de tiempo para un técnico en terreno recolectando información podría llegar a los **iii5 días hábiles!!!** Vale decir, una semana entera de trabajo para un técnico a jornada completa.

Diagnóstico de fallas

La idea principal del sistema de monitoreo es que nos evite analizar información de equipos que se encuentren funcionando en condiciones óptimas y que nos alerte cuando se haya producido algún cambio en la condición del equipo. Luego, cuando se ha producido una condición anómala, empieza la tarea de identificarla, principalmente por sus frecuencias de falla, que aparecen en el espectro de los distintos puntos de medición del equipo en cuestión.

Al configurar de buena manera el sistema de monitoreo de la planta, obtenemos cierto tipo de información, no de datos, vale decir “Filtramos” los datos obtenidos durante la etapa de monitoreo para poder empezar nuestro análisis con cierta información que pueda orientar nuestros esfuerzos hacia una solución de forma más rápida y así poder analizar más equipos en menos tiempo.

Límites de alarmas

Existen distintos tipos de alarmas y uno debe ajustar el que parezca idóneo y económicamente rentable a su planta, en la práctica el más utilizado, son los niveles de alerta y peligro, dado por las distintas normativas aplicables al respecto (ISO, DIN, etc.) el cual propone valores máximos dependiendo del tipo de equipo y de ciertas condiciones de medición. Una vez que uno ha logrado tener un conocimiento

acabado de los valores que desarrolla el equipo, estas mismas normas entregan guías para adaptar los valores de alarma y parada para cada equipo, en función de los valores promedio de vibración de los distintos equipos a través del tiempo, dentro del cual se considera que el equipo ha funcionado en forma correcta.

Tal como lo indica la figura 3.2, se indican los valores de alerta y falla de acuerdo a la norma aplicable a dicho equipo, para ese caso en particular, la norma en la cual se basan los valores de alerta y de falla es la ISO 10816-3, la cual establece dos parámetros:

Para equipos de los que no se dispone del historial, se proponen tablas con valores permisibles y restricciones para su evaluación, sin embargo para el equipo de la figura 3.2, se tienen casi 10 años de datos históricos, por lo que la norma entrega criterios para establecer estos valores de alerta y detención en función de los valores históricos medidos durante la operación.

Alarmas Envolventes

Las alarmas envolventes son un mecanismo ideal para la optimización del tiempo de análisis, ya que nos exige en primer lugar, conocer el espectro correspondiente al equipo funcionando en las óptimas condiciones (generalmente, equipo nuevo) estableciendo las componentes del espectro vibratorio se consideran normales de acuerdo a su funcionamiento. Esto entrega ventajas por el solo establecimiento de los límites de alerta y falla propuestos por norma, ya que en este espectro también se pueden incluir vibraciones provenientes de otras fuentes. Tal como se aprecia en la figura 3.5, se puede apreciar el espectro esperado para un equipo en particular y una alarma que “envuelve” dicho espectro con los valores permisibles para cada componente.

En el caso de sobrepasarse algún valor permisible de dicho espectro, según lo muestra la figura 3.6, uno obtiene dos informaciones sobre dos hitos fundamentales con miras hacia el objetivo de toda unidad de mantenimiento predictivo:

- Se ha producido un cambio importante dentro del espectro, el cual no necesariamente puede alterar los valores globales de la vibración del equipo y por ende, no alertar al equipo si sólo se utiliza como criterio el gráfico de tendencias.
- La identificación del rango de frecuencias donde se ha producido la alteración del funcionamiento del equipo, lo que reduce grandemente el tiempo que se requiere para el diagnóstico, ya que el trabajo del analista se reduce a identificar la causa de tal incremento en la componente y no dedicar su tiempo a investigar qué cambios se han producido en el espectro, forma de onda y órbitas, optimizando enormemente el uso de su tiempo.

- Siempre será más fácil implementar el sistema de alarmas y fallas de la normas, por lo que si este sistema se encuentra implementado, sería lógico pensar que el otro también lo estará, por lo que lo que uno no pueda determinar, puede ser captado por el otro sistema de alarma.

El gran defecto de este tipo de alarma es que requiere una gran inversión en tiempo para, primero, lograr conocer el espectro que debiera mostrar el equipo funcionando correctamente, sino que también definir los límites permisibles para cada componente del mismo. Esta alta demanda de tiempo y recursos (personal capacitado, y por ende más caro) requiere de un compromiso de la alta gerencia que no siempre será fácil de lograr, debido a los distintos estilos de administración y gestión de activos de planta.

El punto central en la elección del sistema de alarmas, no es el de escoger “El Mejor” sistema de alarmas para nuestra planta y compararlos con tal propósito, sino que más bien, escoger la mayor cantidad de soluciones viables para cada planta y aprovechar las sinergias que cada uno de estos sistemas provee para la administración de la planta, no olvidemos que la detección temprana de solo una falla catastrófica de algún equipo de mayor importancia para la planta, puede pagar toda la inversión que significa la implementación y capacitación del personal idóneo para formar un departamento de mantenimiento predictivo.

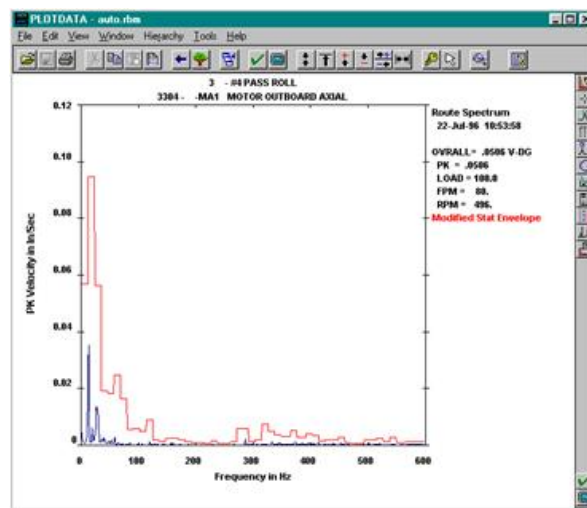


Fig. 3.5 Envolvente de un espectro para un equipo determinado

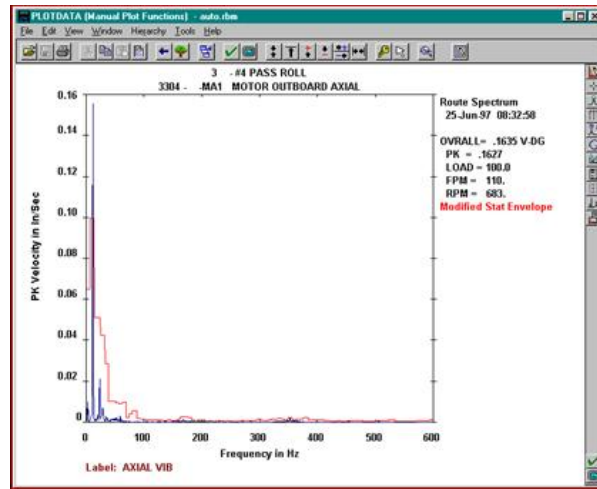


Fig. 3.6: Aumento de una componente genera alarma para revisión del equipo

Capítulo 4: ANÁLISIS VIBRATORIO

En esta etapa del curso corresponde aplicar todo lo aprendido previamente para aplicar ese conocimiento hacia la emisión de diagnósticos acertivos sobre los distintos tipos de equipos típicos de planta, para ello, debemos conocer las características típicas de cada uno de los equipos a diagnosticar, a saber:

- Componentes principales.
- Principios básicos de operación.
- Velocidades típicas de operación.
- Principales tipos de fallas que presentan.
- Frecuencias a las cuales estas se presentan.

Composición del espectro vibratorio

El primer paso para lograr establecer un diagnóstico acertado sobre la condición mecánica de algún equipo es conocer los distintos componentes del espectro vibratorio, la figura 4.1, nos indica cada uno de los distintos tipos de componentes que podemos encontrar en un espectro vibratorio y sus nombres, los que serán utilizados de ahora en adelante para referirnos a cualquier consideración o referencia a un espectro en particular o algún tipo general de espectro.

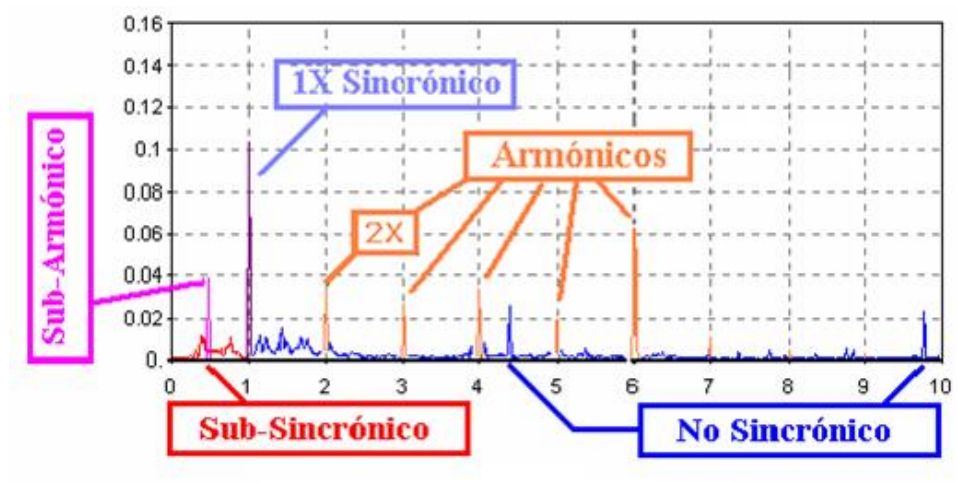


Fig. 4.1 Componentes de un espectro y sus nombres

¿Cómo analizar un espectro vibratorio?

Para poder analizar de buena forma un espectro vibratorio, debemos de realizar las siguientes acciones:

- Relacionar en forma precisa la frecuencia de las vibraciones con la velocidad de rotación de la máquina.
- Determinar para cada componente (frecuencia) vibratoria o grupos de componentes, la causa que la(s) genera. Se debe recordar que las vibraciones pueden provenir de:
- Vibraciones propias al funcionamiento de la máquina: Componentes a la frecuencia de paso de los álabes en turbomáquinas ($f_p = \text{número de álabes} \times \text{RPM}$), componentes a la frecuencia de engrane en reductores ($f_e = \text{número de dientes} \times \text{RPM}$), etc.
- Vibraciones generadas por condiciones inapropiadas de funcionamiento: Bombas centrífugas que trabajan a bajo flujo, harneros vibratorios con carga desbalanceada, etc.
- Vibraciones provenientes de otras máquinas.
- Vibraciones generadas por fallas en la máquina: Desalineamiento, soldaduras, rozamientos, etc.

NOTA: Una forma importante de facilitar el análisis y diagnóstico de fallas es comparar el espectro medido con el Espectro Base, el cual corresponde a aquel que se tomó cuando la máquina estaba funcionando en buenas condiciones (generalmente, máquina recién instalada).

¿Qué buscar en un espectro?

- Componentes a la velocidad de rotación de la máquina.
- Armónicos de la velocidad de rotación.
- Frecuencias más bajas de la velocidad de rotación. Distinguir si se trata de subarmónicos o subsincrónicos ($0.48x \leq 0.5x$).
- Familias de armónicos y/o subarmónicos no relacionados a la frecuencia de rotación. Por ejemplo f_e , $2f_e$, BPFO, etc.
- Identificación de bandas laterales.
- Vibraciones de banda ancha.

Técnicas de análisis de vibraciones

1.- Análisis Frecuencial:

Su objetivo es relacionar en forma precisa la frecuencia de las vibraciones con la velocidad de rotación de la máquina.

Determinar las causas que las generan:

- Vibraciones propias del funcionamiento de la máquina (fe, fp)
- Vibraciones generadas por condiciones inapropiadas de funcionamiento.
- Vibraciones provenientes de otras máquinas.
- Vibraciones generadas por fallas de la máquina.

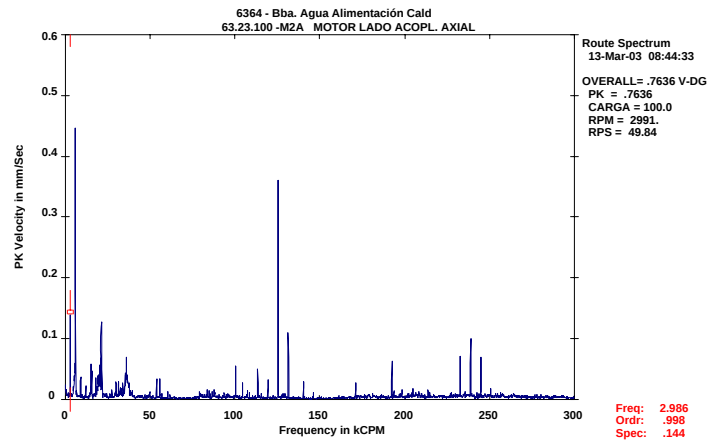


Fig. 4.2: Espectro con altas vibraciones

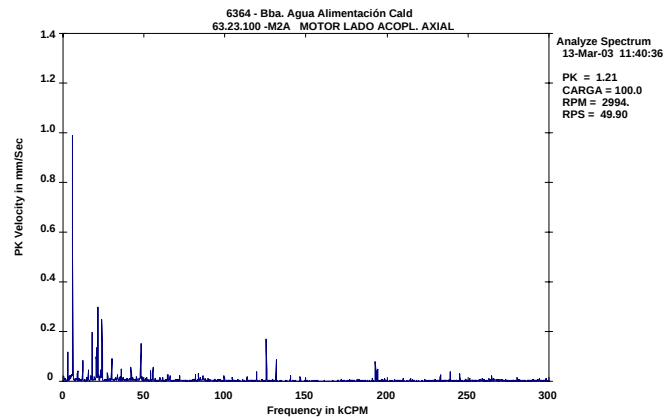


Fig. 4.3: El mismo equipo 3 horas después de lubricar los descansos, se aprecia una importante baja de las vibraciones

2.- Análisis de Forma de Onda:

Diferentes formas de ondas en el tiempo producen el mismo espectro en frecuencias, por lo que es recurrente volver a la forma de onda recolectada para poder establecer algunos de los siguientes parámetros que nos ayuden a diferenciar de entre posibles fallas:

- Periodicidades: Diferencias entre desalineamiento con solturas o, componentes que parecen ser armónicos en espectro y no lo son.
- Impactos (Spikes de energía): Backlash, Engranaje desastillado, run-out.
- Discontinuidades: Lapso de velocidad vibratoria cte. Indica movimiento libre (implicaría soltura y no rozamiento).
- Transcientes: Vibraciones generadas en partidas (10 veces más que en régimen) o frecuencias naturales excitadas por impactos.
- Truncación o restricciones: Saturación del analizador o restricciones de movimiento del rotor.
- Vibraciones de baja frecuencia: No pueden ser analizadas por analizador/recolector, observables en la forma de onda.
- Discriminar entre orígenes mecánicos y eléctricos.

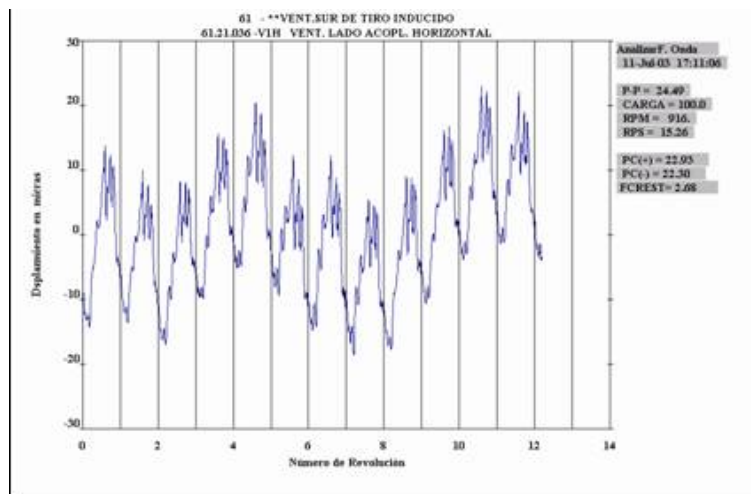


Fig. 4.4: Forma de onda de un ventilador, notar que la vibración ha quedado expresada en revoluciones y no en frecuencias, para poder aislar posibles periodicidades

3.- Análisis de la Fase de las Vibraciones:

Para distinguir problemas con problemas a 1X. Ya que la fase mide la fase que existe entre el punto de referencia y el sensor, pero solo para la velocidad de giro, esto a menudo se desconoce y se cree que la fase corresponde a la vibración global medida en el punto en cuestión.

- Desbalanceamiento: Diferencia de 90° o 270° entre vibraciones horizontales y verticales en un mismo descanso. Igual diferencia de fase entre vibración horizontal y vertical, en ambos descansos.

- Eje Doblado: Fases diferentes (Axial 1X) en diferentes puntos de la cara del descanso.
- Desalineamiento: Diferencia de 180° entre vibraciones radiales y/o/ axiales a ambos lados del acoplamiento.
- Resonancia: cambio brusco al variar ligeramente la velocidad.
- Polea Excéntrica: Diferencia de fase entre vibración horizontal vertical 0 o 180° en descansos de polea.

4.- Análisis de órbitas y posición del eje en el descanso:

Este tipo de análisis es mucho más utilizado en descansos hidrodinámicos (También llamados “planos”) en el cual la medición se hace directamente sobre el eje y esta información es mucho más completa que la que se logra obtener con acelerómetros adosados magnéticamente a la carcasa del equipo. Para esto, como ya se dijo anteriormente, se utilizan 2 transductores montados a 90° y un tercer sensor que genera punto de referencia con la rotación del eje.

Surgen dos componentes de la vibración medida:

Componente continua, posición media muñón c/r al alojamiento.

Componente variable, entrega la vibración del muñón c/r al descanso.

- Análisis de la posición radial del eje en el descanso
- Se requiere conocer la posición del eje cuando está detenido.
- Las mediciones son referidas a esta posición (GAP).
- Aplicaciones:
- Determinar la posición y espesor y mínimo de película.
- Dirección de cargas adicionales (desalineamiento).
- Determinar excesivo juego o desgaste de descansos

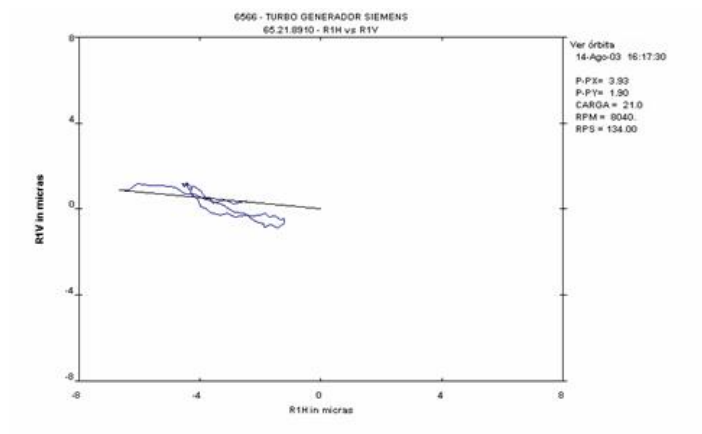


Fig. 4.5: Órbita de un equipo con descansos hidrodinámicos

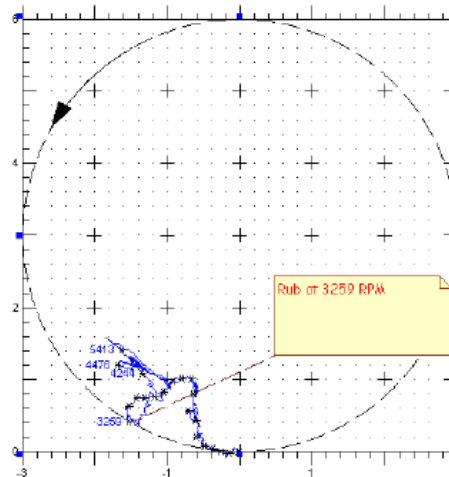


Fig. 4.6: Posición del eje en el descanso en función de la velocidad de operación

5.- *Análisis de Vibraciones durante Partidas y paradas*

Se deben obtener gráficos, tanto de amplitud como de fase en función de la velocidad de rotación:

- Frecuencia natural: Es la frecuencia a la que el sistema vibra libremente.
- Resonancia: Frecuencia de las fuerzas dinámicas coincide con una o más ω_n .
- Velocidad Crítica: Velocidades de giro del rotor a los cuales se producen peaks de amplitud.
- Una resonancia sin un peak de amplitud, se puede deber a:
- Fuerza excitadora resonante pequeña.
- Sistema fuertemente amortiguado.

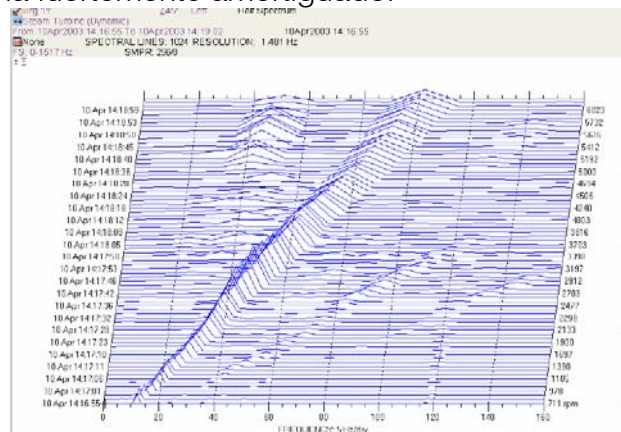


Fig. 4.7: Espectro en cascada para la partida de un equipo

Capítulo 5: FALLAS COMUNES PARA EQUIPOS ROTATORIOS

Desbalanceo

Lo primero que podemos decir sobre el desbalanceo es que es imposible eliminarlo por completo, siempre tendremos un desbalance de nuestros rotores, el punto es que debemos mantenerlo dentro de márgenes aceptables para el buen funcionamiento del equipo y la seguridad de la planta.

Es una de las fallas más comunes de vibración en maquinaria y, cuando se produce se caracteriza por altos valores a la frecuencia de rotación del equipo.

Esta se produce debido al que, al girar el rotor se genera una fuerza centrífuga radial hacia fuera, lo que provoca que el eje del rotor se flecte y la fuerza sea transmitida a los descansos de la máquina. Tal como se dijo en el capítulo 1, la fuerza resultante tiene una forma armónica, por lo que su forma de onda sería senoidal (obviando los efectos del ruido y otros factores) y la frecuencia de excitación será la velocidad de giro del rotor o, mejor dicho, la 1X del equipo.

Espectro vibratorio esperado

- El espectro vibratorio, tal como lo representa la figura 5.1. normalmente representa una componente radial dominante a la 1X, pero debe tenerse cuidado, ya que no necesariamente esta condición represente por si sola un desbalanceo.
- Cuando la condición predominante es el desbalanceo (no olvidemos que recurrentemente los problemas se presentan como una combinación de fallas) éste debe ser al menos el 80% del valor global medido. Esta condición es general, ya que muchas veces se presentan condiciones especiales como, grandes vibraciones provenientes de otra fuente, donde esta regla no podría ser aplicable.
- El origen de la vibración del desbalanceo es fácil de entender, ya que el punto pesado pasa frente al transductor una vez por cada revolución. El mejor ejemplo de un uso premeditado de desbalanceo, es el de los harneros vibratorios, ya que están contruidos para el que punto alto de la vibración del rotor desbalanceado coincida con 45° respecto de la vertical, para el transporte y selección de material a través de este equipo.
- Como se dijo en las primeras clases, se hacen modelos de los sistemas a monitorear, por lo que existen no linealidades que se traducen en pequeños armónicos de la 1X. Sin embargo, en el caso de tener un desbalanceamiento grave, estos armónicos pueden crecer de forma importante y confundirse con otras fallas asociadas a vibraciones.

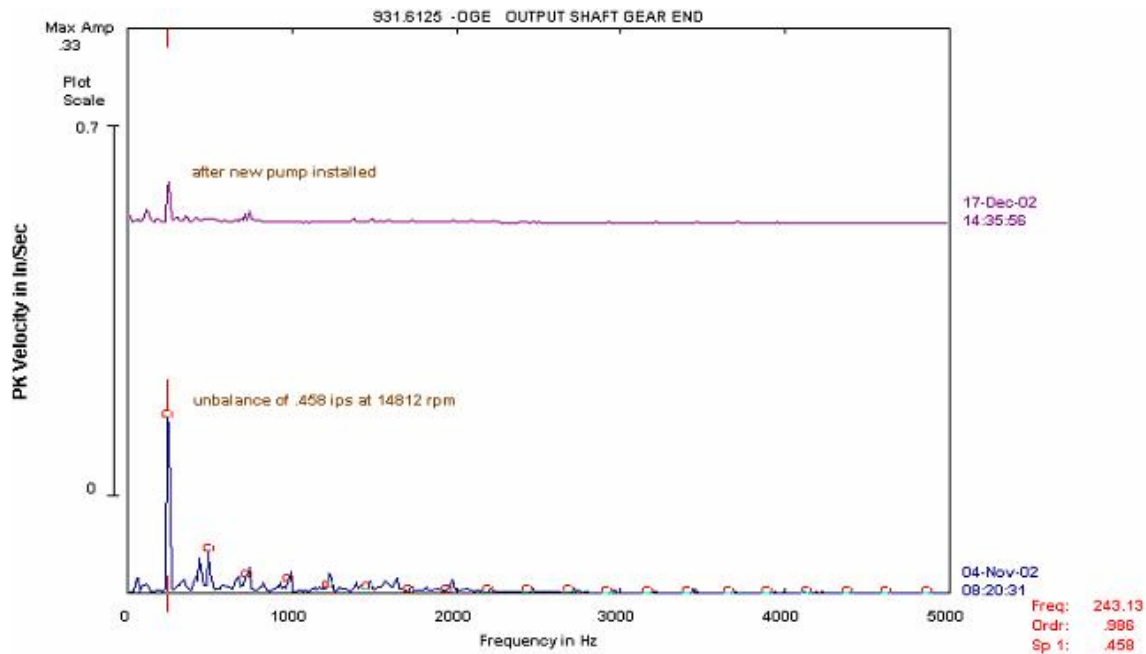


Fig. 5.1: Superposición de dos espectros, el superior, con equipo nuevo, muestra un nivel permisible de desbalance, el segundo muestra un desbalanceo importante en el rotor

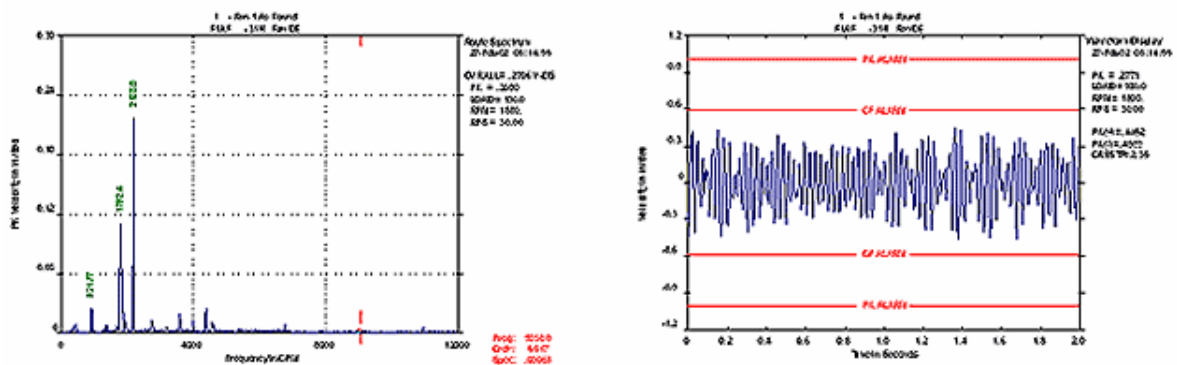


Fig. 5.2: Espectro y forma de onda para el desbalance de un ventilador que gira a 2188 rpm. Además, se pueden apreciar componentes de espectro debido a la transmisión por correas (921.77 rpm) y la vibración del motor a 1792.4 rpm

Dirección de la vibración

- Como se dijo anteriormente, las fuerzas generadas por el desbalanceo son radiales, es lógico pensar que la vibración radial (tanto vertical como horizontal) serán predominantes frente a la vibración axial. Caso especial es el de rotores en voladizo que si pueden presentar una componente axial no despreciable.
- Como se explicó en clases, la rigidez de un cuerpo no es la misma en todas las direcciones (planos en este caso) se tendrá en lo general que la rigidez vertical será mayor que la horizontal, por lo que al alcanzarse diferencias sustanciales (del orden de 6 veces más rígidas) se podría dar origen incluso a problemas de resonancias.
- En el caso de tenerse altas vibraciones axiales, tal como se dijo anteriormente, puede deberse a rotores en voladizo (como es el caso de gran parte de los ventiladores) pero también puede ser producto de un desalineamiento y no de un desbalance.

Forma de onda de la vibración

La forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud constante, tal como la figura 1.6. Sin embargo, si la vibración es captada con acelerómetros es posible que muestre componentes de alta frecuencia significativos, además de mostrar vibraciones provenientes de otras fuentes, tal como lo indica la figura 5.2.

Relación de fase entre vibraciones para el desbalanceo

Como ya hemos dicho, generalmente los problemas no se presentan de forma independiente, pero cuando el desbalanceo predomina, se tendrá una diferencia de fase entre las componentes horizontal y vertical del mismo descanso de $90^\circ \pm 20^\circ$.

Otro buen indicador, utilizando la herramienta de la diferencia de fase, es la de compara las vibraciones horizontales de los descansos del rotor deben ser iguales a la diferencia de fase entre sus vibraciones verticales. Para el caso de rotores en voladizo, la diferencia entre las componentes radiales de los descansos debe ser $0^\circ \pm 20^\circ$.

Desbalanceo permisible para distintos rotores rígidos

Para respondernos a la pregunta ¿Cuánto desbalanceo es permisible para mi rotor? Es que se recurre a un estándar, en este caso a la norma ISO 1940, es la que entrega respuestas a esta interrogante, la tabla 5.1 clasifica en grados según el tipo de equipo y el uso que éste tenga y la figura 5.3 entrega los límites permisibles para cada uno de los grados correspondientes.

La descripción del uso de la norma y el proceso de balanceo quedan fuera del alcance del presente curso, quedando esta información solo para uso referencial.

Balance quality grade	Type of rotor
G4,000	Crankshaft drives of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders
G1,600	Crankshaft drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G630	Crankshaft drives of rigidly mounted large four-cycle engines; crankshaft drives of elastically mounted marine diesel engines
G250	Crankshaft drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines
G100	Crankshaft drives of fast diesel engines with six or more cylinders; complete engines (gasoline or diesel) for cars and trucks
G40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts; crankshaft drives of elastically mounted fast four-cycle engines (gasoline or diesel) with six or more cylinders; crankshaft drives for engines of cars and trucks
G16	Parts of agricultural machinery; individual components of engines (gasoline or diesel) for cars and trucks
G6.3	Parts of process plant machines; marine main-turbine gears; centrifuge drums; fans; assembled aircraft gas-turbine rotors; fly wheels; pump impellers; machine-tool and general machinery parts; electrical armatures, paper machine rolls
G2.5	Gas and steam turbines; rigid turbo-generator rotors; rotors; turbo-compressors; machine-tool drives; small electrical armatures; turbine-driven pumps
G1	Tape recorder and phonograph drives; grinding-machine drives
G0.4	Spindles, disks, and armatures of precision grinders; gyroscopes

Tabla 5.1: Grados de calidad para el balanceo de rotores rígidos

Rotor Rígido: Según norma ISO 5406 ("The mechanical balancing of flexible rotors") son aquellos que pueden ser balanceados en dos planos cualesquiera arbitrarios y, después de balanceado, el desbalanceamiento presente no excede de forma importante las tolerancias de balanceo a cualquier velocidad hasta su velocidad máxima de servicio.

Rotor Flexible: Aquellos que no cumplen la definición anterior debido a su deflexión elástica.

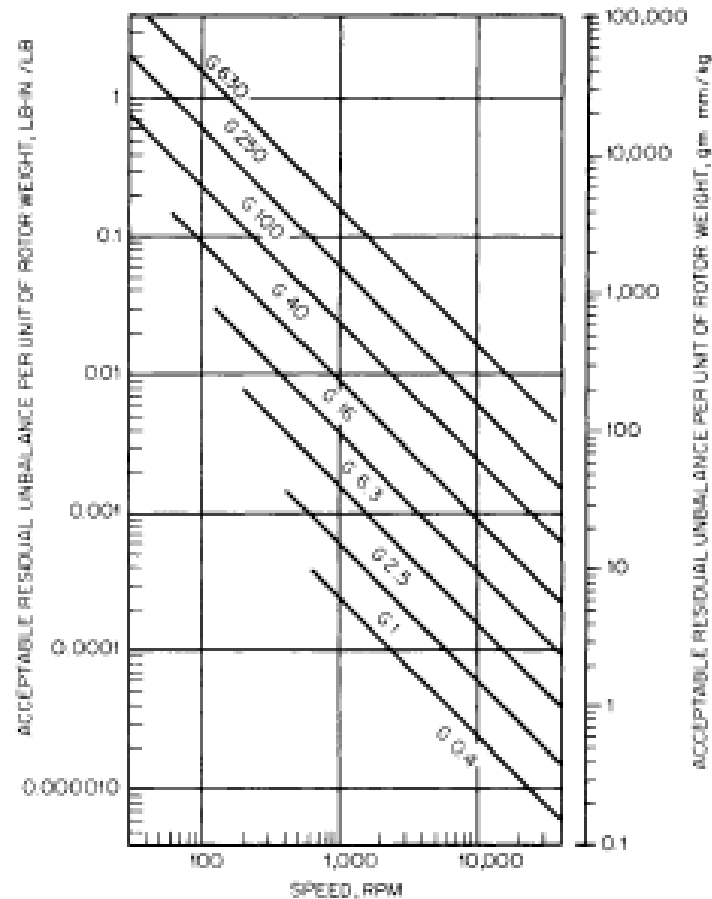


Fig. 5.3: Desbalanceo residual permisible según la calidad definida en la tabla 5.1

Desalineamiento

Es una condición en la cual los ejes de la máquina conductora y conducida no están en la misma línea de centros. Existen dos tipos de desalineamiento:

- Paralelo.
- Angular.

En la generalidad, suele encontrarse una combinación de ambos tipos de desalineamiento

Este se produce principalmente por las siguientes razones:

- Problemas de montaje:
- Problemas de operación: Puede ser que hayan sido bien montados, pero por movimiento de fundaciones, desplazamiento de cañerías, deformaciones por cargas de trabajo, etc. provoquen alguna de las configuraciones de la figura 5.4 o una combinación de ambas.

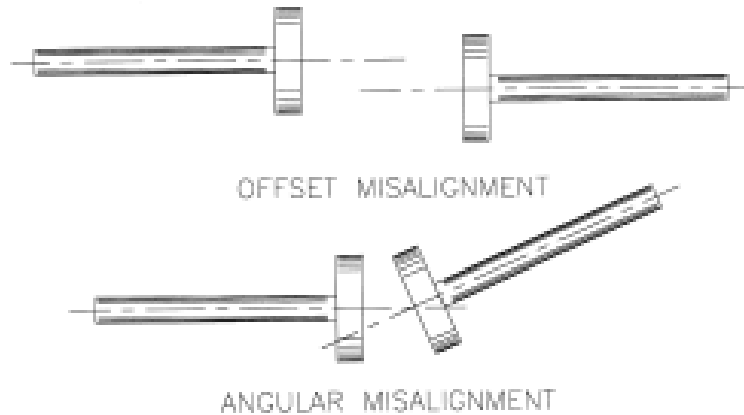


Fig. 5.4: Distintos tipos desalineamiento

El efecto sobre el equipo que provoca el desalineamiento, radica en la flexión del eje, lo que se traduce en un aumento en los descansos del equipo (maquina conductora y conducida). Como se dijo en clases, un aumento en la carga tiene un gran impacto sobre la vida útil de un rodamiento, lo que puede disminuir dramáticamente la vida útil de éstos.

Como es de esperarse, al igual que en el caso del desbalance del rotor, el desalineamiento no puede reducirse a cero, sino que se establecen límites permisibles dados por estándares o recomendaciones del fabricante. Por esto muchas veces se utilizan acoplamientos flexibles para poder absorber en alguna medida este desalineamiento

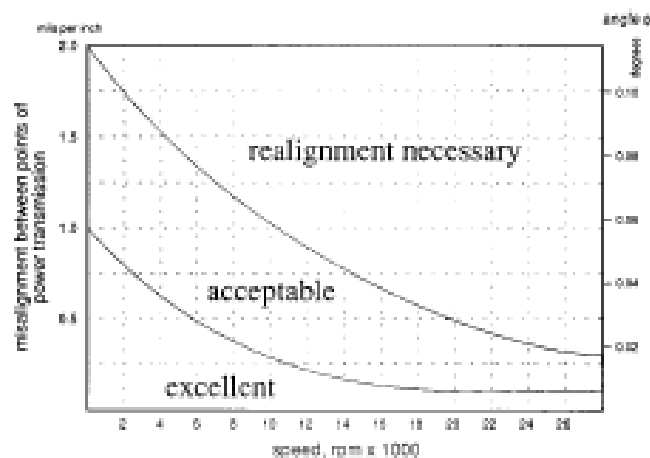


Fig. 5.5: Guía de ejemplo para el alineamiento de un eje con acoplamientos flexibles

Espectro vibratorio

El espectro vibratorio normalmente muestra armónicos de la 1X, generalmente hasta el 3X, pero un desalineamiento severo puede llegar a tener hasta armónicos de 8X, que puede confundirse con solturas mecánicas.

Dirección de la vibración

- En el caso de tener desalineamiento paralelo, se generarán altas vibraciones radiales, en el caso de un desalineamiento angular, se generarán altas vibraciones axiales. Como se dijo anteriormente, en lo general, se tendrá una combinación de ambos, por lo que la característica del desalineamiento es una alta vibración axial, que no es común en otros tipos de falla.
- A diferencia del desbalanceo, que presente altas vibraciones radiales, tanto en el plano horizontal como vertical, en el caso del desalineamiento, por lo general, no tienen un comportamiento similar entre vibración horizontal y vertical.

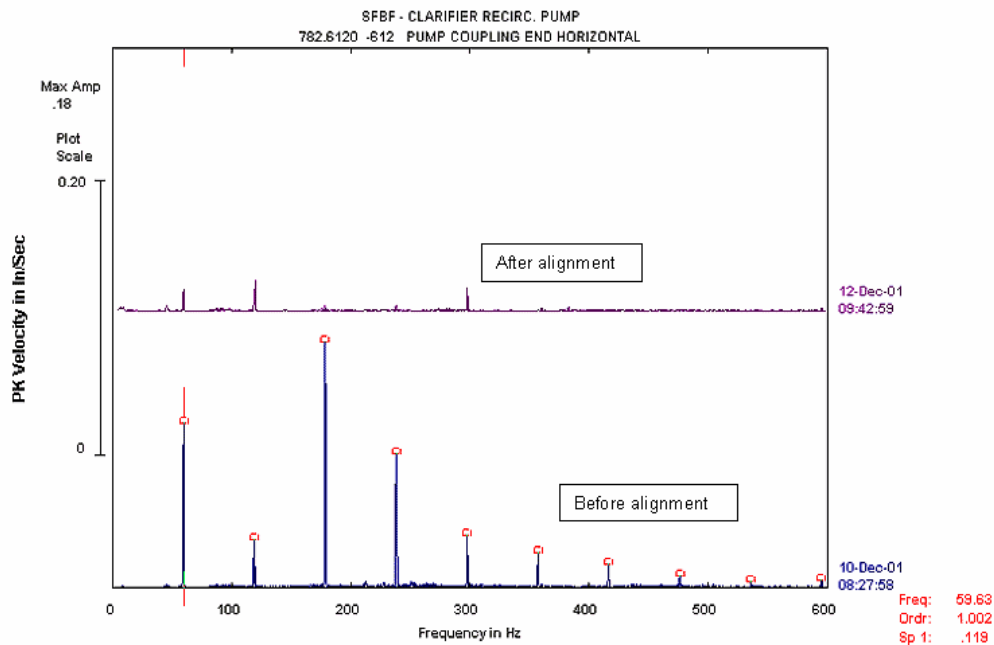


Fig. 5.6: Comparación del espectro de un rotor antes y después de alinear

Forma de la vibración

En el caso del desalineamiento la vibración es principalmente periódica, teniendo como característica que el número de picos que tenga en cada revolución, corresponderá al número de armónicos que presente en el espectro.

Relación de fases

Las fuerzas que actúan en cada máquina producto del desalineamiento tienen sentido opuesto, por lo que es lógico esperar que la diferencia de fase entre las vibraciones axiales de 180° indique un desalineamiento angular y una diferencia de fase de 180° entre la vibración de los mismos descansos indique un desalineamiento paralelo.

No debemos perder de vista que los cambios de temperatura tendrán un impacto sobre el alineamiento de nuestros equipos ya que todos los materiales se dilatan al aumentar la temperatura, por lo que el alineamiento debería de realizarse a la temperatura de trabajo.

Distorsión de Carcasa

Es posible que la carcasa misma se distorsione, esto principalmente por que los diseños se hacen cada vez considerando costos de producción, lo que los hace menos robustos frente a ciertas cargas altas.

Una carcasa distorsionada produce múltiples problemas al equipo, principalmente desalineamiento en los ejes, llegando al punto de soltar una de las patas del equipo, lo que también se llama “pata coja”.

Existen varios tipos de causales que pueden llevar a distorsionar la carcasa, a saber:

- Montaje con un pie fuera del plano basal: Es conocida comúnmente como “pata coja” y consiste en que 3 patas de la máquina están correctamente conectadas sobre el plano basal y la cuarta no la toca.
- Patas de la máquina flectadas: Sus posibles causas son principalmente que se han producido problemas durante el transporte del equipo, asentamiento de las fundaciones, etc.
- Laminas de alineamiento inadecuadas: Se recomienda que no se pongan más de 4 laminas por pata, ya que todas tienen imperfecciones superficiales o tener suciedad e impurezas entre ellas.
- Fuerzas externas a la máquina: Cargas externas excesivas también pueden provocar este problema, generalmente, por accesorios en voladizo, cargas por correas, engranajes, etc.

Espectro vibratorio

El espectro típico se caracteriza por los tres primeros armónicos de la velocidad de rotación, siendo la 1X, la preponderante.

Relación de fases

Tenemos dos posibilidades, la primera en la cual la distorsión de carcasa, se traduce en una distorsión del eje, te tendrá, al igual que el desalineamiento angular, una diferencia de fase de 180° en las componentes axiales de la vibración.

Ahora bien, si la dirección de la fuerza es radial, tendremos que la diferencia entre las vibraciones horizontal y vertical será de 0° o de 180°

Observación: La mejor forma para descartar o confirmar un problema de pata coja es jugar con los pernos de base, si una variación en el apriete de éstos produce cambios importantes en la amplitud de las vibraciones, entonces estamos ante un caso de “pata coja”.

Soltura mecánica

Existen múltiples casos de solturas mecánicas, originados por:

- Excesivo juego radial de los descansos, ya sea para descansos por rodamientos como por descansos hidrodinámicos.
- Rotor suelto en el eje o con un ajuste por interferencia insuficiente.
- Apriete insuficiente en la camisa del descanso.
- Pernos de sujeción de la máquina a la base sueltos.

Espectro vibratorio

- Una de las principales características de las solturas mecánicas en el espectro vibratorio es una gran presencia de armónicos, si la soltura es más severa, mayor será la cantidad de armónicos.
- En máquinas conducidas por correas o cuando se aumenta el juego radial en descansos hidrodinámicos (o planos) se puede presentar la situación de que los armónicos se ven amortiguados.
- En algunos casos, se tendrán subarmónicos a fracciones enteras de la velocidad de giro ($\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, etc.) y sus múltiplos, tal como lo muestra la figura 5.7, esto ocurre en el caso de rodamientos sueltos en el alojamiento o con mucho juego radial, producto del desgaste en la pista de rodadura.



Fig. 5.7: Espectro de un equipo con soltura, notar la presencia de subarmónicos de la velocidad de giro

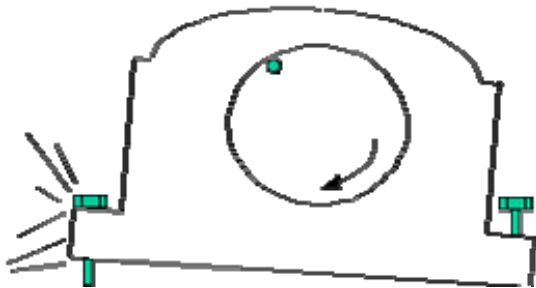


Fig. 5.8 a: Soltura por pernos de sujeción de la base sueltos

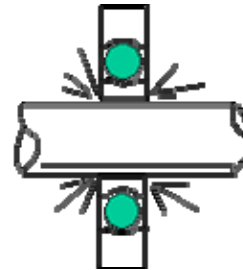


Fig. 5.8 b: Soltura por juego radial excesivo en los descansos

Dirección de la vibración

Las vibraciones son por lo general radiales, esto lo diferencia del desalineamiento severo con el que podría confundirse al tener espectros similares. Un descanso suelto, por lo general tendrá una vibración mayor en la dirección vertical que horizontal.

Forma de la vibración

La forma de onda es variable ya que la amplitud relativa entre los armónicos cambia en el tiempo. Esto hace que la amplitud global de la vibración sea variable.

Relación de fases

Es posible que la información anterior nos permita determinar la presencia de una soldadura mecánica, pero no nos aseguran hallar el lugar donde se ha producido la soldadura, para responder a esta pregunta, se debe medir tanto la amplitud como la fase en diversos puntos de la máquina, ya que en la vecindad de la soldadura, se verán medidas erráticas, que cambian bruscamente de valor y dirección.

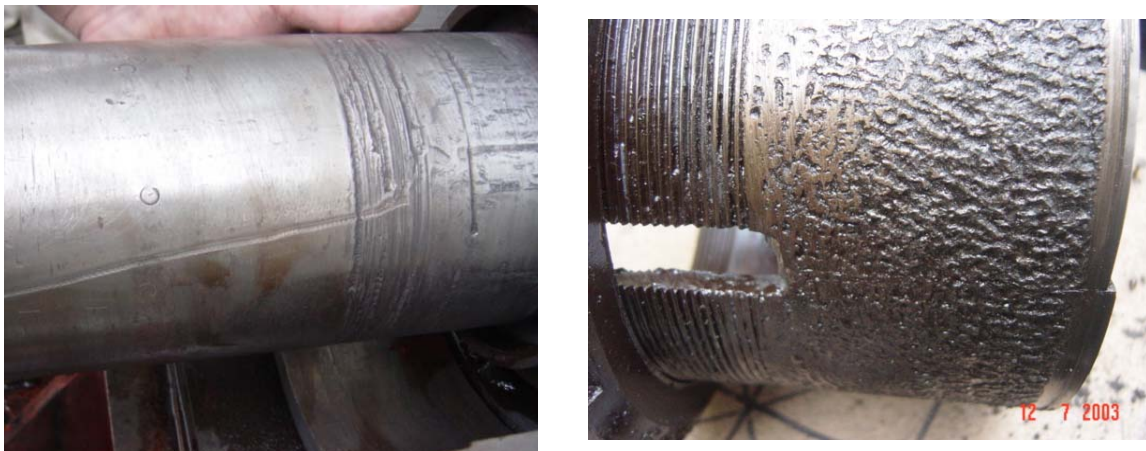


Fig. 5.9: Ejemplo de eje dañado por soldadura severa en descanso

Resonancia

Tal como se ha dicho en otros capítulos del curso, se produce cuando alguna de las frecuencias de excitación coincide con alguna de las frecuencias naturales del equipo (también conocidas como velocidades críticas, aunque estrictamente no son sinónimos).

Tenemos que dejar en claro que una resonancia no hace otra cosa que amplificar las vibraciones que se producen en el equipo y no es el responsable de la generación de las mismas, llegando en algunos casos a ser tremendamente severas.

Espectro vibratorio

Por lo general la frecuencia de vibración coincide con la 1X por lo que se tiende a confundir con desbalanceo, también puede producirse con algún armónico.

Forma de la vibración

La forma de la vibración es sinusoidal o pulsante, también como se explicó en capítulos anteriores, si el sistema tiene poco amortiguamiento, las vibraciones serán muy altas.

Variación de la vibración con la velocidad

Como la resonancia se produce al hacer coincidir una frecuencia de excitación con alguna de las velocidades críticas del equipo, si la velocidad del equipo puede variarse, la amplitud de la vibración bajará notablemente.

Relación de fases

Si la máquina se encuentra vibrando al desbalanceamiento residual en resonancia vertical u horizontal, la diferencia de fases entre las vibraciones horizontales y verticales será de 0° o 180° .

Rozamiento

Este se produce entre el rotor y el estator, existiendo dos tipos de rozamiento, a saber:

- **Roce total:** Ocurre durante toda la revolución, puede hacer girar el eje en contra rotación
- **Roce parcial:** Ocurre cuando el rotor toca ocasionalmente el estator.

Espectro vibratorio

- El roce parcial produce un espectro que se compone de múltiples armónicos de la velocidad de giro, por lo que puede confundirse con una soltura mecánica o con un desalineamiento severo.
- También puede generar subarmónicos enteros de la velocidad de giro, al igual que en algunos casos de soltura severa. Solo que estos subarmónicos enteros pueden ser menores que en caso de soltura llegando hasta $\frac{x}{5}$ de la velocidad de giro.

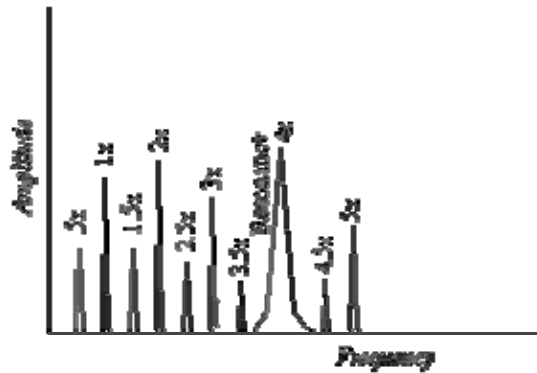


Fig. 5.10: Espectro esperado para un rozamiento

Forma de la vibración

La forma de la vibración es aplanada, indicará un rozamiento, ya que el rotor se ve imposibilitado de dar un giro completo sin contactar al estator.

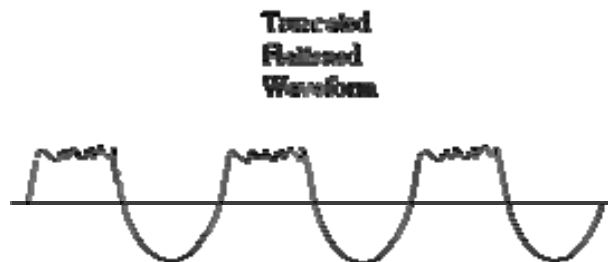


Fig. 5.11: Forma de onda típica de un rozamiento parcial

Fase de la vibración

La fase de la vibración muestra cambios constantes. Ahora bien, cuan importantes son los cambios de fase, dependerá de si el rotor roza parcialmente o si roza a través de toda la revolución.

Vibraciones en correas

Los problemas que se pueden generar en correas ocurren por dos causas, a saber:

Problemas de desgaste, solturas o imperfecciones de la correa:

- Correa agrietada.
- Zonas duras (o blandas) de la correa, imperfección del material.
- Desprendimientos en la correa.

- Correa agrietada.

Polea excéntrica:

- Esta se produce cuando la polea gira en torno a un punto que no coincide con el centro geométrico. Debemos diferenciar con un problema de redondez de la correa.

Espectro vibratorio

Tal como lo muestra la figura 5.12, cuando se trata de poleas con imperfecciones tendremos armónicos de la velocidad de giro de la polea.

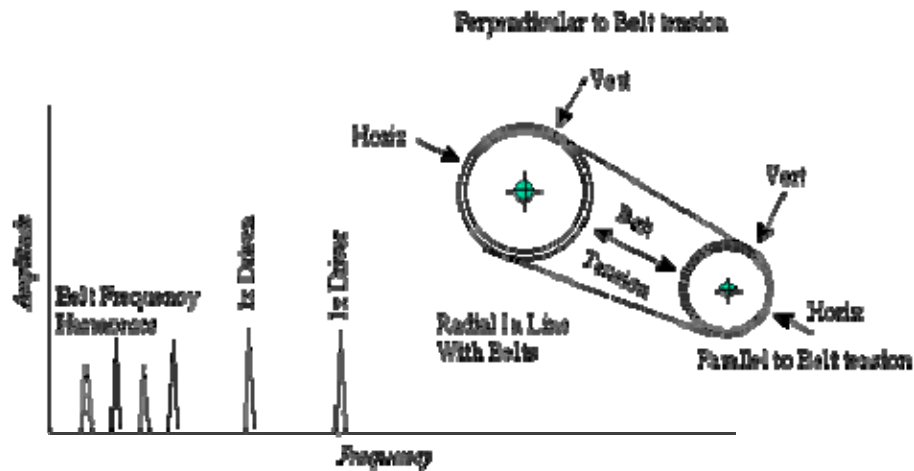


Fig.5.12: Espectro esperado para una correa con imperfecciones

Para el caso de la polea excéntrica el espectro esperado será tal como lo muestra la figura 5.13

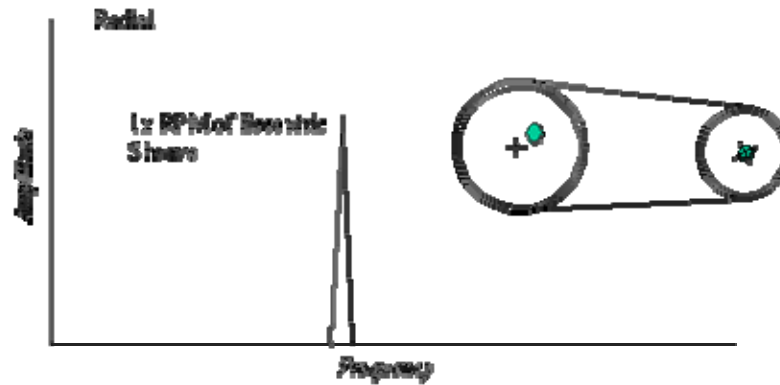


Fig. 5.13: Espectro esperado para una polea excéntrica

Relación de fase

La fase entre las vibraciones horizontales y verticales medidas en el descanso será de 0° o 180° .

Vibraciones en bombas y ventiladores

Estas se caracterizan por presentar vibraciones a frecuencias múltiplos del número de álabes, conocida como “Frecuencia de paso de álabes” y corresponderá al número de álabes del equipo multiplicado por la velocidad de rotación del equipo.

Estas componentes son lógicas ya que se generan pulsaciones de presión cada vez que un álabe pasa frente al difusor estacionario.

Si el rotor se encuentra balanceado, las pulsaciones tenderán a balancearse entre ellas y las vibraciones serán pequeñas. Pero si se tiene la situación de que el juego entre los álabes del rotor y los difusores de la carcasa no son uniformes a lo largo de su circunferencia, las componentes del espectro correspondientes al paso de álabes pueden crecer de forma importante.

También es causal de altas componentes de la frecuencia de paso de álabes es que el equipo se encuentre trabajando bastante más bajo que su flujo nominal.

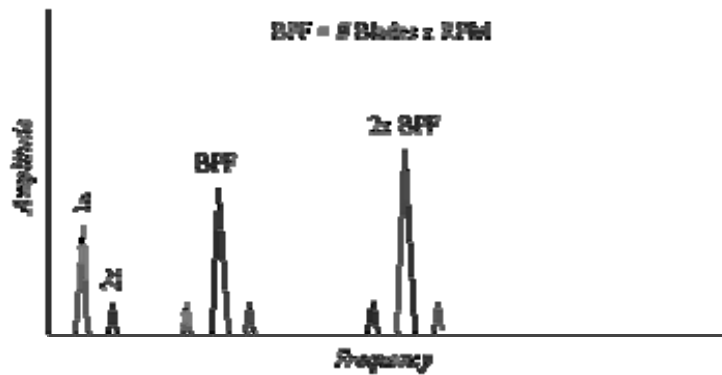


Fig. 5.14: Espectro de una bomba (ventilador) con armónicos de la frecuencia de paso de álabes

Cavitación en bombas

La cavitación en bombas se produce cuando la bomba opera bajo su capacidad de diseño o con una inadecuada presión de succión (problema de NPSH). Este problema trae como consecuencia que las burbujas del líquido colapsen sobre si mismas explotando y que generan ruido y vibraciones, además de una baja en el rendimiento del equipo.

La vibración que genera este tipo de falla es aleatoria (ya que las explosiones de las burbujas no tienen patrón alguno) y el espectro es continuo dentro de cierto rango de frecuencias.

Una forma muy fácil de determinar la cavitación en bombas es escuchar el ruido del fluido al pasar por la carcasa, el cual es similar al paso de arena o piedras por el interior de la bomba.

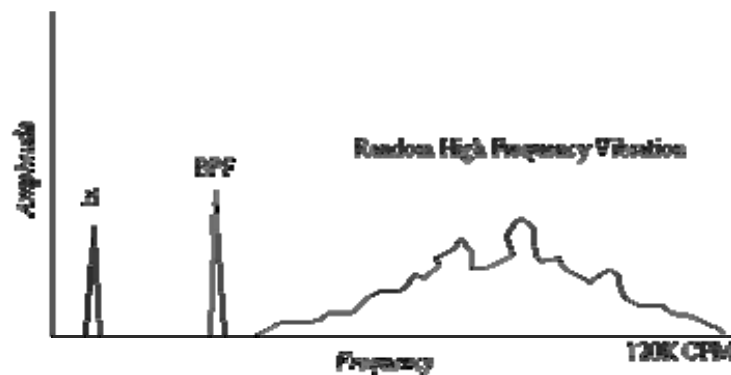


Fig. 5.15: Espectro esperado para cavitación en una bomba

Turbulencias de flujo

Generalmente esta falla será provocada por un mal diseño de piping o por deformación de éstas, y es mucho más común en bombas que mueven fluidos en estado gaseoso que en estado líquido. La raíz de esta falla consiste en cambios bruscos en la dirección del fluido, este problema por lo general no es tan grave, salvo que se alcance alguna frecuencia natural del sistema.

Si bien es cierto, esta falla producirá un espectro de forma similar al de la cavitación, esta se producirá generalmente bajo la 1X del equipo, a diferencia de la cavitación que se produce a mayores frecuencias.

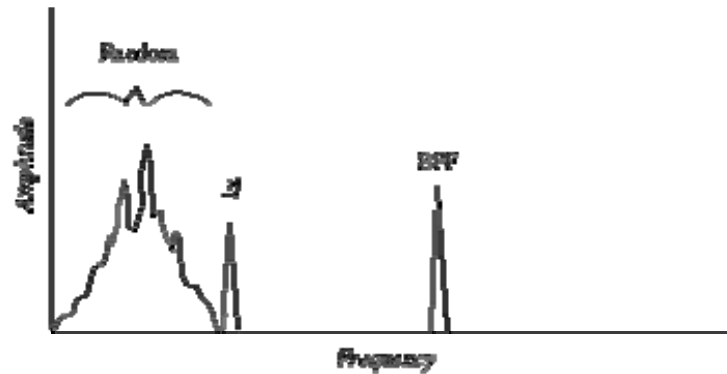


Fig. 5.16: Espectro esperado para turbulencias de flujo

Fallas en rodamientos

La forma más simple para estimar la vida útil de un rodamiento está dada por la ecuación 5.1, como sigue:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (5.1)$$

Donde,

L_{10h} : Vida nominal del rodamiento en horas de servicio.

n : Velocidad de giro en rpm

C : Capacidad de carga dinámica (en N)

P : Carga dinámica equivalente (en N)

p : Exponente

Donde p puede tomar los siguientes valores:

- Rodamiento de bolas: 3
- Rodamiento de rodillos: 10/3

La vida L_{10h} corresponde al número de horas que se espera que más del 90% de los rodamientos opere antes de manifestar problemas de fatiga, por lo que esta cantidad puede variar al ser esta vida útil un estimado estadístico.

No deja de ser interesante analizar que para el caso de un rodamiento de bolas, que si la carga dinámica se aumenta al doble, la vida esperada disminuye 8 veces!!! Por lo que muchas de las fallas que se presentan en la máquina, se transmiten a los rodamientos y pueden limitar de forma importante la vida útil de éstos aunque queden bien montados y hayan sido seleccionados de forma correcta.

Existen 4 tipos de daños generados por vibraciones en rodamientos, a saber:

- **Vibraciones de alta frecuencia:** Vibraciones sobre 5000 Hz que son medidas por una gran variedad de técnicas e instrumentos, cada día surgen nuevas ofertas en el mercado para abarcar este tipo de fallas, algunas de las que se usan habitualmente son:
 - HDF: High frequency detection.
 - Ultrasonido.
 - Etc.
- **Vibraciones a las frecuencias naturales de los componentes del rodamiento:** El rango de las frecuencias naturales de los rodamientos se encuentra generalmente entre las 30.000 y las 120.000 rpm. Ahora bien, si el rodamiento se encuentra dañado, estas frecuencias se excitarán de manera importante. Como habíamos dicho anteriormente, la frecuencia natural es propiedad del sistema, en este caso de los rodamientos. Sin embargo, la amplitud de la respuesta será proporcional a la velocidad de impacto, lo que significa que a mayor velocidad de la máquina, será mayor la amplitud de la frecuencia.
- **Frecuencias características de los defectos:** Existen fallas características de los rodamientos a frecuencias características de los mismos que se originan cuando los elementos rodantes presentan fallas, estas son:
 - **BPFO:** Ball Pass Frequency of the Outer race, vale decir, frecuencia de paso de los elementos rodantes en la pista externa.
 - **BPFI:** Ball Pass Frequency of the Inner race, vale decir, es la frecuencia de paso de los elementos rodantes en la pista interna

- **BSF:** Fundamental Train Frequency, o sea, corresponde a la frecuencia de rotación del portaelementos, jaula o canastillo que contiene a los elementos rodantes.
- **FTF:** Ball Spin Frequency, que corresponde a la frecuencia de paso de los elementos rodantes, que pueden ser bolas, rodillos o conos.

$$BPO = \frac{Nb}{2} \left(\frac{1 - Bd \cos \theta}{Pd} \right) = RPM$$

$$BPI = \frac{Nb}{2} \left(\frac{1 + Bd \cos \theta}{Pd} \right) = RPM$$

$$BSF = \frac{Pd}{2Bd} \left[1 - \left(\frac{Bd}{Pd} \right)^2 \cos^2 \theta \right] \cdot RPM$$

$$FTF = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - Bd \cos \theta}{Pd} \right) \cdot RPM$$

- **Sumas y restas de defectos:** Cuando un defecto crece en un rodamiento, se tiene que este puede aportar en el desarrollo de otros defectos, los que lógicamente generará varias frecuencias características de estos defectos múltiples. Algunos de estos se potenciarán y otros se compensarán otras veces se producirán combinaciones de ellas.

Dependiendo de las características de cada rodamiento, se tendrán valores específicos para cada uno de ellos que se pueden obtener claramente, actualmente los softwares de análisis consideran en sus bases de datos estas frecuencias para cada una de los tipos de rodamientos que de uso masivo. Estos datos se deben ingresar en la definición de cada equipo en la base de datos de nuestro sistema de monitoreo.

A través de la experiencia que se tiene del análisis de rodamientos, se tiene que los rodamientos experimentan una sintomatología bastante clara durante el desarrollo de la falla, dividida en etapas, a saber:

- **Etapas A:** Las fallas siempre parten con una grieta, en un principio microscópica, generando vibraciones de muy baja amplitud, que se confunden entre el ruido eléctrico producido durante la cadena de medición. Para la detección temprana de este tipo de falla existen múltiples técnicas y los distintos proveedores de equipos proveedores de equipos promueven las fórmulas propias y critican las de la competencia. Un detalle importante de destacar es que durante esta

etapa el rodamiento no emitirá ruidos ni alzas de temperatura... según la experiencia, desde que un rodamiento comienza esta etapa de falla hasta que se llega a la condición de falla es del orden de 6 meses.

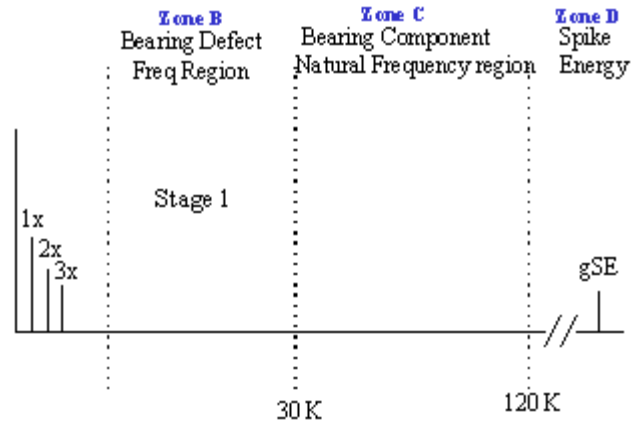


Fig. 5.17: Espectro esperado para la etapa a de falla, en esta no se ha puesto ruido eléctrico para poder hacer patente la componente que de otra forma no sería visible

- **Etapa B:** A medida que la falla va creciendo las frecuencias naturales excitadas de los componentes del rodamiento se comienzan a ver en el espectro vibratorio, en un primer momento son componentes discretas, pero luego aparecen bandas laterales, tal como lo muestra la figura 5.18. A partir de esta etapa, la vida esperada del rodamiento antes de alcanzar la falla es del orden de los 3 meses.

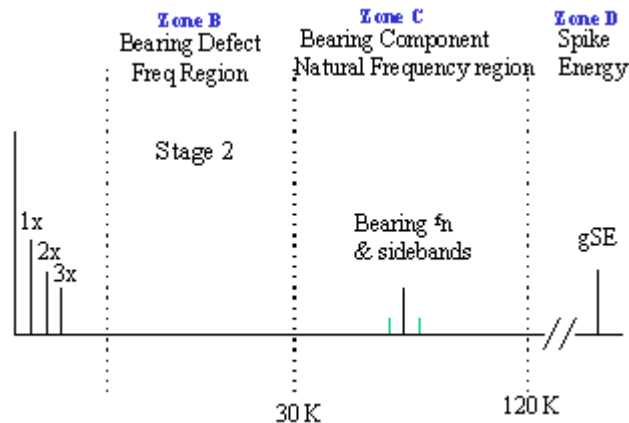


Fig. 5.18: Espectro esperado para la etapa B de la falla en rodamientos

- **Etapa C y D:** En la etapa C, aparecen claramente las componentes de falla típicas del rodamiento, tales como BPFO (o BPFI) y armónicos de éstas, tal como lo muestra la figura 5.19. en la etapa D, según lo muestra la figura 5.20, se muestra una vibración aleatoria de alta

frecuencia, lo que indica que se aproxima una falla catastrófica del elemento rodante y que debe ser cambiada de inmediato.

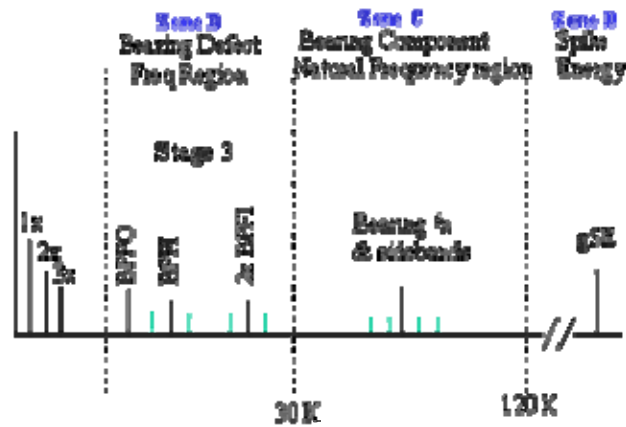


Fig. 5.19: Etapa C de falla de rodamientos

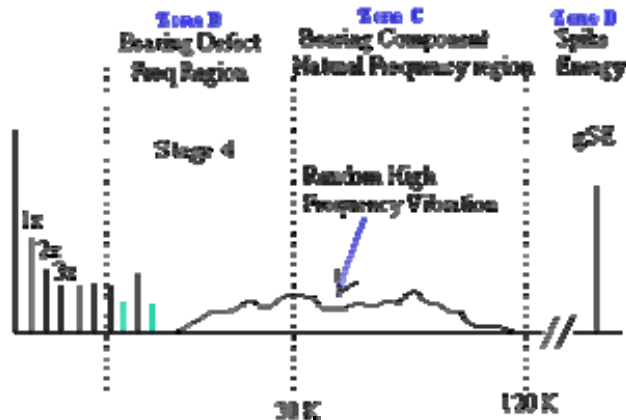


Fig. 5.20: Etapa D de falla y final, se aprecia vibración aleatoria de alta frecuencia

Defectos en la pista interna generará comportamientos parecidos a los de la pista externa que muestra la figura 5.21, pero de menor amplitud, esta causa puede ser causa por que la señal debe viajar a través de los elementos rodantes y de la pista externa para poder llegar al sensor por lo que parte de la señal se diluye en el camino.

Cuando hay más de un elemento rodante dañado (bolas, rodillos o conos) estos se refleja en el espectro como una componente a la suma de los elementos rodantes defectuosos.

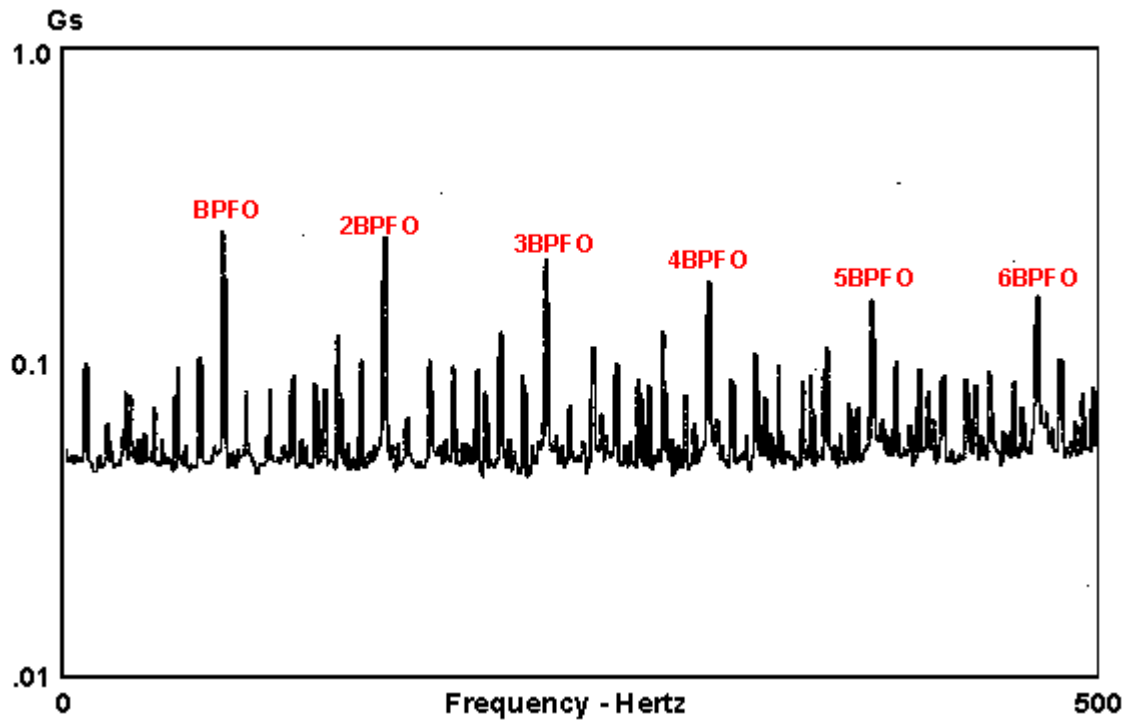


Fig. 5.21: Espectro con fallas en la pista externa del rodamiento

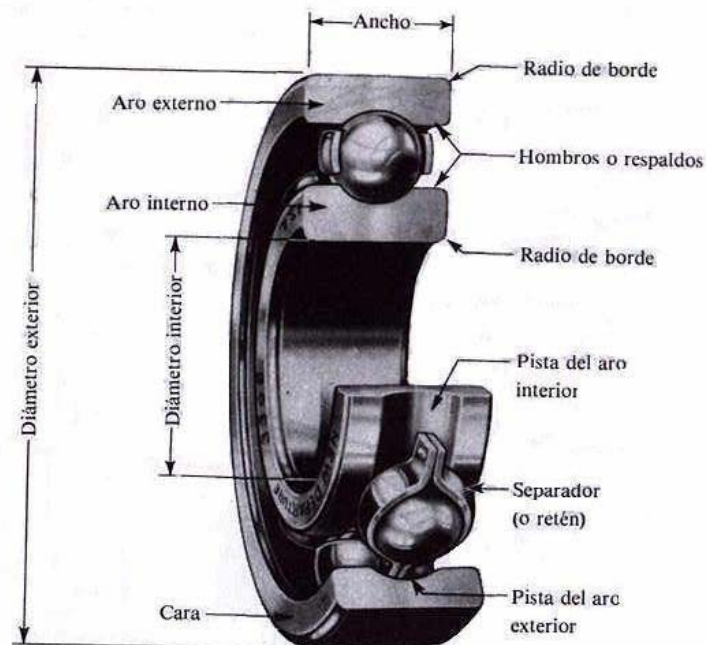


Fig. 5.22: Componentes de un rodamiento de bolas típico

Fallas en engranajes

Las cajas de engranajes son elementos de transmisión de potencia, actuando entre dos máquinas, combinando dentro de su espectro, las posibles fallas de ambas máquinas, además de las que se producen al interior del reductor.

Consejos para medición de vibraciones en cajas reductores

- Para engranajes rectos, la mejor señal se obtendrá en la posición radial.
- Para engranajes helicoidales y otros que tengan ángulo de contacto, la señal idónea será la axial.
- El tipo de falla también afecta de forma importante la ubicación de la medición. Un engranaje suelto, con una chaveta gastada pueden causar una alta vibración radial.
- El transductor debe ser ubicado lo más cercano posible al engrane.
- La transmisibilidad de la vibración a través de un perno no atenúa la señal, por lo que se recomienda medir sobre la cabeza de los pernos, si no es posible medir en los descansos.

La vibración de cajas de engrane es bastante compleja, sobre todo cuando existen varios pares de engranes al interior de la caja o con engranajes planetarios, ya que tendremos muchas componentes en su espectro, además de las máquinas que se encuentran conectadas a él.

Al igual que en el caso de las bombas y ventiladores, existe una frecuencia que dependerá de la naturaleza de los engranes, conocida como “Frecuencia de engrane” que corresponde a la velocidad de rotación multiplicada por el número de dientes del engrane.

La norma AGMA exige que los sensores empleados deban cubrir por lo menos hasta el tercer armónico de la frecuencia de engrane.

Modulaciones

Existen dos tipos de modulaciones, con distintos significados, a saber:

Modulación en amplitud: La amplitud de la vibración de los engranajes es sensible a las cargas aplicadas en sus dientes. Por lo que se espera que la modulación de las cargas tenga un efecto similar al de la amplitud. La modulación se ve en la forma de ondas tal como se aprecia en la figura 5.23, cuyo espectro se muestra en la figura 5.24.

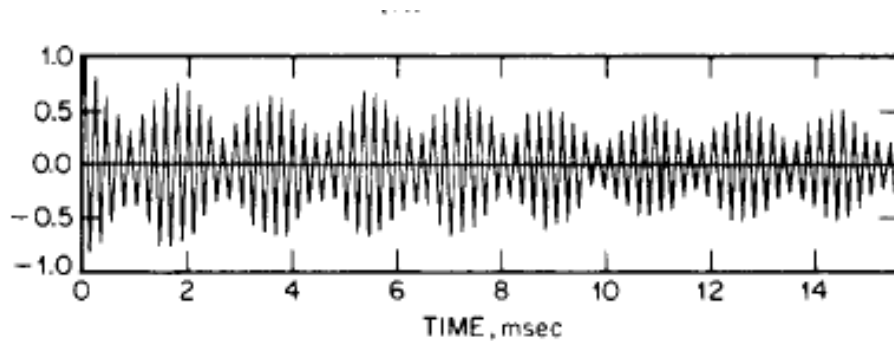


Fig. 5.23: Forma de onda modulada, esta modulación se traduce en bandas laterales a la frecuencia de modulación

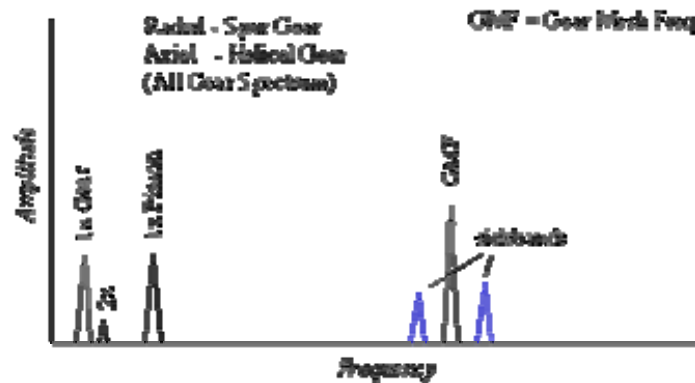


Fig. 5.24: Espectro de una caja de engranajes con modulación y bandas laterales en la frecuencia de engrane.

Modulación en frecuencias: Esta se produce cuando la velocidad de rotación no es constante o los dientes no tienen el juego adecuado, esto producirá una modulación en frecuencias de la componente de engrane. La modulación en frecuencias hará aparecer gran cantidad de bandas laterales a separadas a la frecuencia moduladora.

Si se presentan defectos en el piñón, éstos generarán bandas laterales con una distancia entre ellas igual a las RPM del piñón.

Fallas en motores eléctricos

Los motores eléctricos se clasifican según la figura 5.25, como sigue:

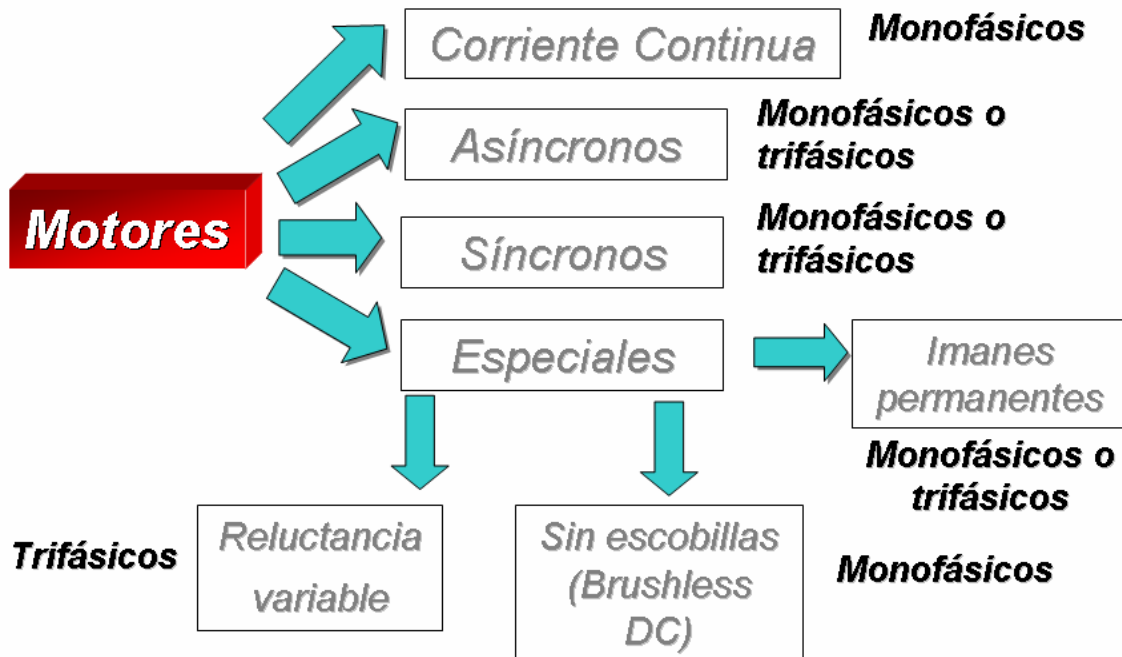


Fig. 5.25: Clasificación de los distintos tipos de motores eléctricos

Durante este curso se hablará solamente de los motores eléctricos sincrónicos y asíncronos centrandó nuestro estudio en éstos últimos.

Motores sincrónicos: Tienen como principales ventajas la de mantener la velocidad constante independiente de la carga que se les aplica, además son utilizados cuando se requiere de bajas velocidades y altas potencias.

Como punto en contra se tiene su bajo torque de partida.

La velocidad de giro de un motor sincrónico estará dada por la ecuación 5.2, como sigue

$$n = \frac{60 f}{p} \quad (5.2)$$

f : Frecuencia de la red a la que está conectada la máquina (Hz)

p : Número de PARES de polos que tiene la máquina (número adimensional)

n : Velocidad de sincronismo de la máquina (revoluciones por minuto)

Ejemplo:

Si se tiene una máquina de cuatro polos (2 pares de polos) conectada a una red de 50 Hz, la máquina operará a 1500 r.p.m.

Motores Asincrónicos: son los motores más utilizados en la industria, principalmente por las siguientes razones:

- Bajo costo.
- Bajos requerimientos de mantención.
- Gran disponibilidad desde pequeños hasta 10.000 HP.
- Simples.
- Robustos.

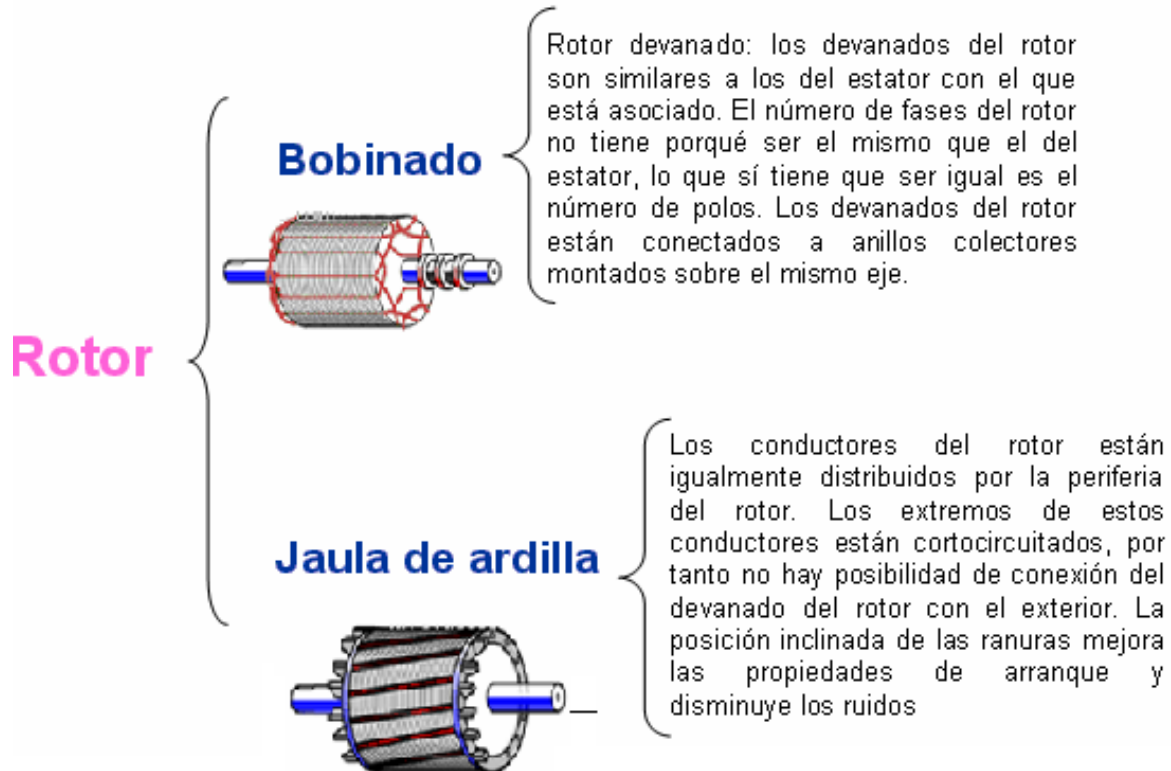


Fig. 5.26: Tipos de motores asincrónicos y sus principales características

A diferencia del motor síncrono, este presenta ciertas desventajas importantes, a saber:

Tiene un altísimo consumo de energía en el arranque, llegando hasta 8 veces el consumo de corriente en el arranque, comparado con el consumo a plena carga.

NUNCA podrá alcanzar la velocidad nominal que tiene el motor síncrono, puesto principalmente por fricción y otras pérdidas. La diferencia entre la velocidad síncrona y la velocidad real de rotación del motor asincrónico se llama "Frecuencia

de deslizamiento". Contrastando con el ejemplo de los motores sincrónicos, estos motores funcionan entre 1450 y 1480 rpm en el caso de un motor con 4 polos.

Fallas en motores asincrónicos

Excentricidad estática:

Esta se presenta cuando los ejes del rotor y del estator están desalineados en forma paralela. Dado que las frecuencias, sobre todo en las bandas laterales de que se presentan en las frecuencias de línea y otras, se requiere un espectro con la mayor resolución en frecuencias posible.

La figura 5.27 muestra un espectro típico para este tipo de falla.

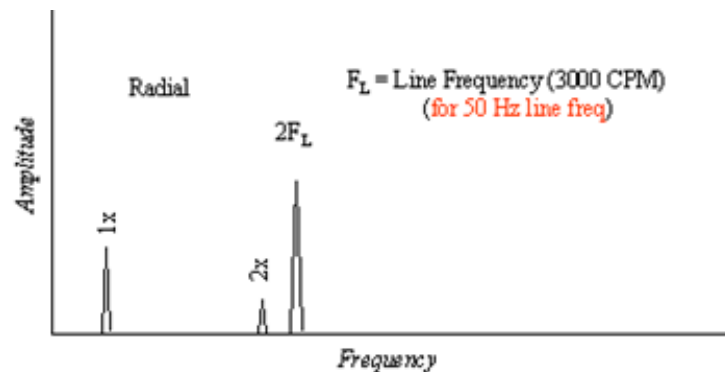


Fig. 5.27: Falla por excentricidad estática, notar que la frecuencia de la línea del espectro es de 50 Hz, que es la frecuencia utilizada en EE.UU.

Excentricidad dinámica:

En este caso, el rotor mismo no es concéntrico con su línea de centros, por lo que produce diferencias en el entrehierro entre rotor y estator.

El espectro esperado generará una componente a la 1X por el desbalanceamiento que genera, pero esta frecuencia estará modulada, y por ende presentará bandas laterales de dos veces la frecuencia de deslizamiento, las que también pueden estar presentes a la frecuencia de 2x de la frecuencia de línea, tal como lo indica la figura 5.28.

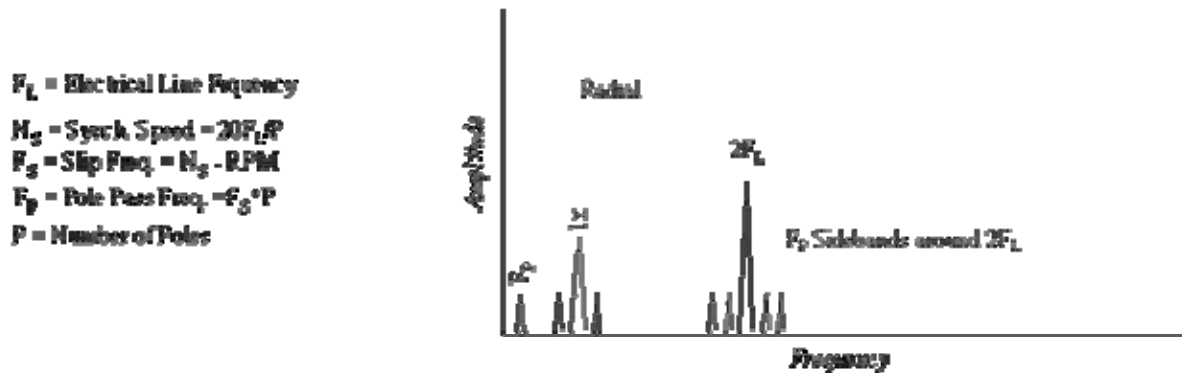


Fig. 5.28: Espectro esperado para falla por excentricidad dinámica.

Rotor con barras rotas:

Presenta síntomas similares al rotor con excentricidad dinámica. Cuando el motor gira en vacío (como generalmente ocurre en los talleres eléctricos durante mantenciones) las barras rotas no tendrán ningún efecto sobre la vibración del rotor y este girará suavemente.

En una barra rota, no puede circular corriente por lo que las fuerzas magnéticas estarán desbalanceadas. Por su parte una barra agrietada, puede producir calor localizado del rotor, lo que además, puede traer otras consecuencias como la curvatura del rotor. Esto genera un desbalance con una componente a la 1X y bandas laterales a la frecuencia de deslizamiento.

Es importante hacer notar que cuando se presenta la situación de barras rotas en el rotor, es un problema que requiere de atención lo más rápida posible, ya que el daño se irá propagando hacia las barras adyacentes, debido a que estas se verán forzadas a llevar más corriente, lo que podría terminar en roturas múltiples del rotor.

A veces esta falla suele confundirse con una naturaleza mecánica por lo que también se puede utilizar para descartar que el rotor tenga problemas de redondez o se encuentre curvado. Para ello se realizan espectros a la corriente, y, en función de esto se puede determinar si la naturaleza del problema es mecánica o se trata de un problema de barras rotas.

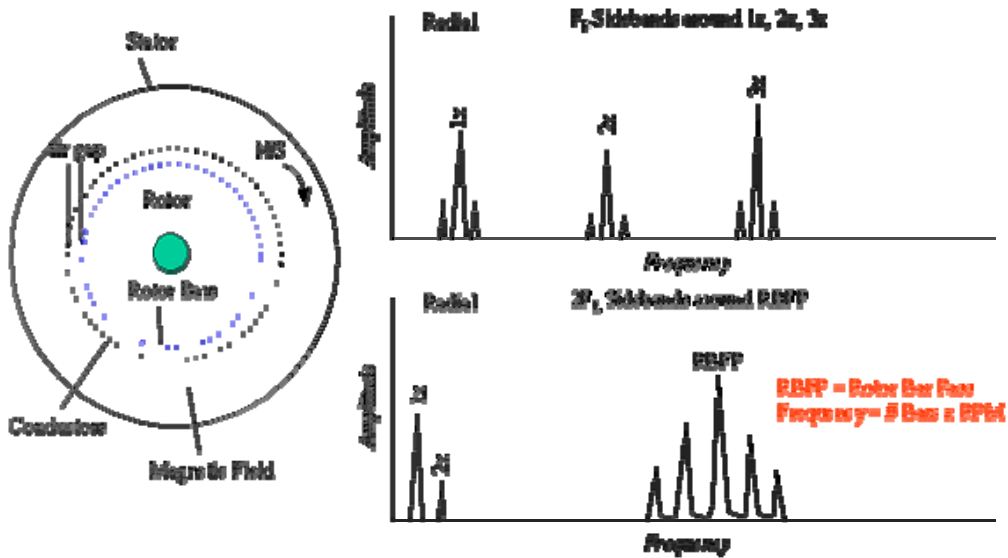


Fig. 5.29: Espectros esperados para motores con barras agrietadas y rotas.

Fallas en descansos hidrodinámicos

Los equipos más comunes que usan descansos hidrodinámicos en la industrias son las turbinas y, dentro de estas las de vapor son las más utilizadas en la industria local, sus principales características son:

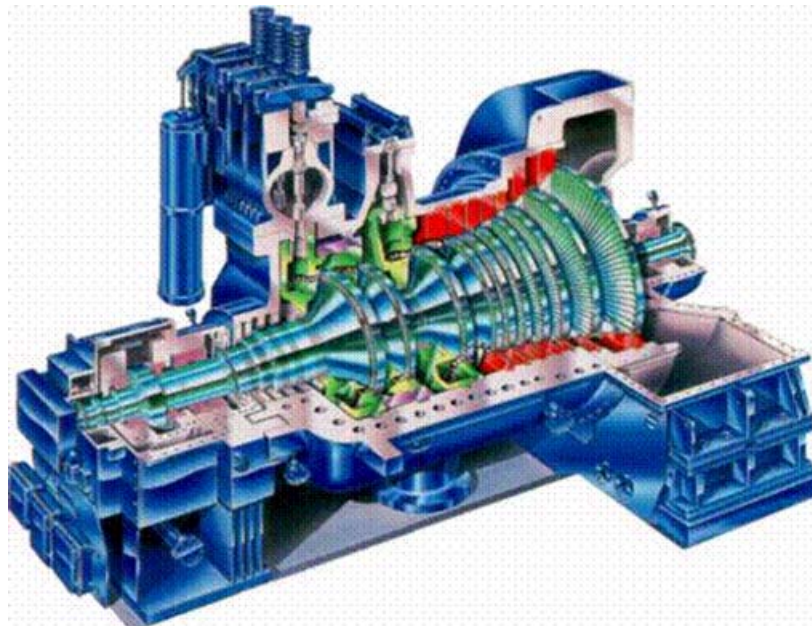


Fig. 5.31: Sección de una turbina de vapor

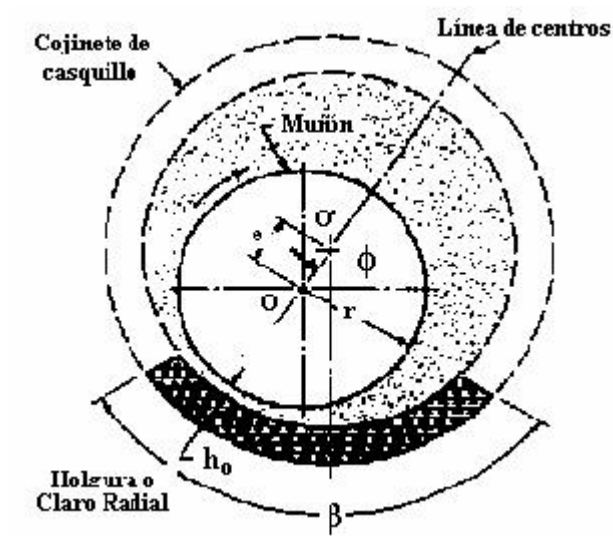


Fig. 5.32: Esquema de un descanso hidrodinámico

Donde,

h_0 : espesor de mínimo de la película de aceite

ϕ : Angulo de levantamiento.

e : excentricidad entre el centro del eje O y el centro del descanso O'

r : Radio del descanso.

Las principales fallas en descansos hidrodinámicos se producen por se producen generalmente por las siguientes causales:

- Excesivo juego en el descanso.
- Inestabilidad de la película de aceite.
- Carga incorrecta.
- Problemas de lubricación.

Juego excesivo en el descanso

El descanso no es la real causa de vibración, solo permite que ocurra mucha más vibración, dado que tenemos un juego incorrecto.

Si el juego excesivo ha llegado al punto de generar roce en los sellos, entonces se generará una vibración predominante a $x/2$.

En el espectro (figura 5.33), se tendrán múltiplos de la velocidad de giro y puede ser confundidos con soltura o con rayas en el eje (problemas asociados con run-out), sin embargo, esto puede ser rápidamente identificado con un gráfico de la posición del eje en el descanso, tal como lo muestra la figura 5.34.

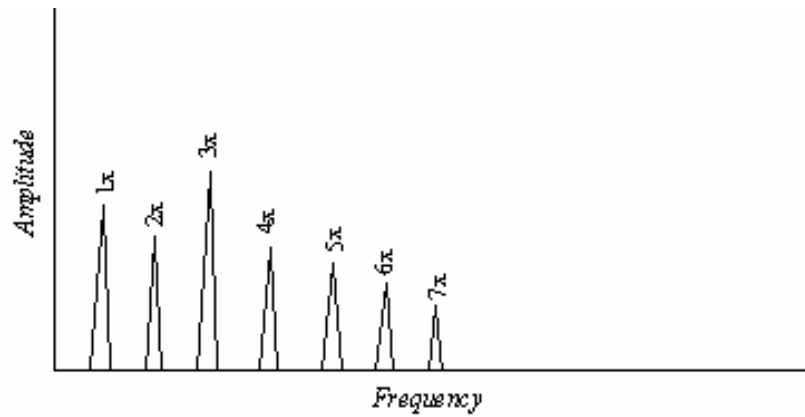


Fig. 5.33: Espectro esperado para juego radial excesivo

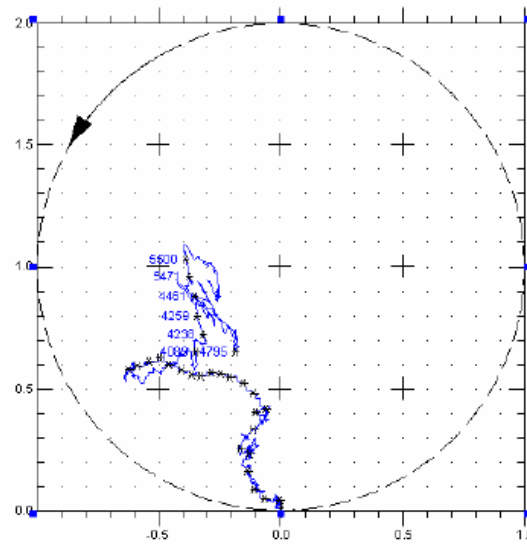


Fig. 5.34 Diagrama de la posición del descanso en función de la velocidad de giro del rotor

Inestabilidad en la película de aceite

Esta es una vibración autoexcitada que puede ser visualizada como una ola de aceite que viaja alrededor del eje en el juego del descanso y el eje cabalgando en la parte superior de la ola.

La principal característica de esta falla radica en la frecuencia a la que ocurre, que van desde 0,42 hasta 0,48X



Fig. 5.35: Espectro esperado para el oil whirl y un esquema de las inestabilidades que se producen al interior del descanso

Capítulo 6: EVALUACION DE SEVERIDAD VIBRATORIA

Generalidades de Normas de evaluación de severidad vibratoria

Conceptos y definiciones básicas

Norma: La norma técnica es un documento escrito, aprobado por un organismo reconocido y accesible al público. Para su elaboración se requiere el consenso de todas las partes interesadas, tiene por objeto el interés general y se aplica a actividades repetidas o continuadas.

Alarma: Para el caso de normas de evaluación de severidad vibratoria, se definen como advertencias, en que las vibraciones acusan, ya sea, una magnitud o un cambio significativo, el cual podría requerir de una acción correctiva.

En el caso de alcanzarse el valor de alarma, se considera que el equipo puede seguir funcionando por un período determinado, el que dependerá principalmente de la criticidad del equipo dentro de la planta.

Falla (Peligro): El límite de peligro de una norma de evaluación de severidad vibratoria está relacionado con la integridad mecánica del equipo en cuestión, dependerá principalmente de las características de diseño.

Es siempre necesario tomar acciones inmediatas para corregir esta situación.

Normas de evaluación de severidad vibratoria existentes

Estas normas se preocupan de evaluar la severidad de la vibración dando respuesta a la siguiente pregunta: ¿cuánto es demasiada vibración para una determinada máquina o estructura? Luego, para definir la severidad vibratoria es necesario basarse en el daño específico que ella puede generar.

Existen numerosas asociaciones que establecen estándares para evaluar la severidad vibratoria. Entre estas, las más importantes son: API, AGMA, etc. que corresponden a grupos industriales, mientras que, ANSI, ISO y VDI, etc. que corresponden a organizaciones.

La tabla 6.1 muestra las normas que se estudiarán y que pueden reunirse en dos grandes grupos:

- Normas para medición en partes no rotatorias de la máquina
- Normas para medición en partes rotatorias de la máquina.

Una vez que hemos determinado la causa o funcionamiento anómalo de un equipo tenemos que respondernos la gran pregunta ¿Cuánto es una vibración demasiado grande?

Para responder a este pregunta es que se recurre a normas internacionales que representan el conocimiento mundial respecto a alguna materia en particular.

Estas normas están destinadas a analizar ciertos tipos de equipos y bajo ciertas condiciones, por lo que para una planta completa, deberán aplicarse varios estándares distintos.

A continuación se detallan las dos normas más ampliamente utilizadas en la industria, ya que se aplican a la mayor parte de los equipos de planta, estas se dividen principalmente en dos grandes grupos:

- Evaluación de máquinas por medio de medición en partes no rotatorias.
- Evaluación de máquinas por medio de medición en partes rotatorias.

Estándar	Limite nivel vibratorio para:	Parámetro a utilizar	Tipo de máquina a aplicar
ISO 2372 ISO 10816	- Evita degradación por fatiga.	- Valor RMS de la velocidad vibratoria y del desplazamiento vibratorio RMS en la superficie de la máquina, según corresponda.	- Máquinas medidas en terreno, sólo en partes no rotatorias de ellas.
ISO 7919 VDI 2059	- Evita sobrecargas excesivas en metal blanco. - Evita que los desplazamientos radiales sean mayores que los juegos radiales.	- Valor del desplazamiento máximo del eje medido cerca de los descansos.	- Mediciones hechas directamente en partes rotatorias de la máquina.

Tabla 6.1: Normas más utilizadas y sus principales características

Otras Normas Vibratorias

A modo de ejemplo existen otras normas vibratorias para análisis de otros problemas, tales como:

- **ISO 2631:** Evaluación de las vibraciones en el cuerpo humano.
- **ISO 4866:** Evaluación y medición de vibraciones en edificios.
- **VDI 2063:** Medición y evaluación de vibraciones en motores de pistón y compresores de pistón.

Alcances De Normas Estudiadas

Clasificación de condición de máquinas

Todas las normas de evaluación de la severidad vibratoria de máquinas rotatorias estudiadas en el presente informe definen cuatro zonas de evaluación. Éstas se establecen con el fin de permitir una evaluación cualitativa de la vibración de una máquina dada y, además, entregan guías sobre las posibles acciones a tomar:

Zona A: (Buena) La vibración de las máquinas nuevas puestas en servicio normalmente está dentro de esta zona, condición óptima.

Zona B: (Satisfactoria) Máquinas con vibración en esta zona se consideran aceptables para operación a largo plazo sin restricción.

Zona C: (Insatisfactoria) Máquinas dentro de esta zona se consideran insatisfactorias para operación continua a largo plazo. Generalmente la máquina puede continuar operando hasta que llegue a la detención programada para reparación.

Zona D: (Inaceptable) Los valores de vibración dentro de esta zona son consideradas de suficiente severidad para causar daño a la máquina.

Observaciones:

- El nivel vibratorio “bueno” significa que la máquina va a funcionar libre de problemas vibratorios, lo que se traduce en que los elementos de máquinas diseñados o seleccionados, cumplirán con la duración esperada y los elementos diseñados para una vida infinita no fallarán.
- A su vez, la condición “inaceptable” significa que los elementos de la máquina especificados para tener una vida finita, tendrán una duración muy por debajo de su vida esperada, por ejemplo, un elemento diseñado para una vida útil de 5 años, podría llegar a durar sólo un par de meses; dependiendo de la máquina y del nivel vibratorio. Además los elementos diseñados para vida infinita, podrían fallar (ejemplo, ejes).
- El hecho que se esté dentro del nivel vibratorio “bueno” no implica que no se produzcan problemas, por lo que es necesario tener en consideración otros parámetros más específicos, por ejemplo, temperaturas, análisis de aceites, etc.
- Los valores medidos en la carcasa son de desplazamiento y de velocidad RMS, mientras que los medidos al eje son desplazamientos Peak to peak.

Condiciones de operación de la máquina

Las mediciones de vibración deben hacerse sobre el rango de operación de la máquina (velocidades nominales, temperaturas de operación, etc.).

Para máquinas de velocidad o carga variable, las mediciones deben realizarse bajo todas las condiciones a las cuales se espera que la máquina trabaje por períodos prolongados de tiempo. Para fines de análisis de severidad de vibración, se considerarán los valores máximos medidos como representativos de entre todas las velocidades posibles de operación. Luego, estos estándares no son aplicables a condiciones transientes, tales como partida y parada.

Si se tiene que, con la máquina detenida, la vibración alcanzada es mayor al 25 % de la vibración de la máquina medida en funcionamiento, se deberán efectuar acciones correctivas para reducir la vibración de fondo.

Factores ambientales que pueden alterar la medición:

- Variaciones de temperatura.
- Campos magnéticos.
- Campos sonoros.
- Variaciones de la fuente de poder que lo alimenta.
- Longitud del cable del transductor.
- Orientación del sensor.

Criterios de evaluación

En todas las normas analizadas existen dos criterios de evaluación, a saber:

- **Criterio de evaluación I:** Magnitud alcanzada por la vibración. Orientada para cuando no se dispone de los antecedentes de la máquina en particular.
- **Criterio de evaluación II:** Cambio en la magnitud de la vibración. Recomendada para máquinas con historial de comportamiento vibratorio conocido.

La forma de aplicación de estos criterios varía según la norma y son función de distintos parámetros.

A pesar que las normas de evaluación de severidad están orientadas tanto para monitoreo, como para aceptación de máquinas, no establecen valores vibratorios para su aceptación. En su lugar propone usar los valores entregados en estos estándares como guía para establecer acuerdos entre proveedores y clientes.

Evaluación de máquinas por medición en partes no rotatorias

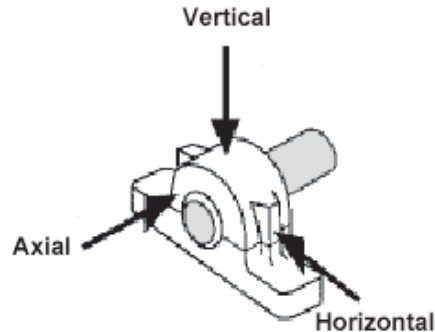


Fig. 6.1: Puntos de medición en descansos

Unidades de medición de vibración

En la actualidad muchas empresas, emplean como unidad de medida, el valor Peak de la vibración. Como la norma establece la medición del valor RMS, por lo que si se desea implementar este tipo de evaluación por norma en partes no rotatorias de la máquina, debería partirse por cambiar el tipo de unidad de vibración medida.

Demostración de porqué es mejor medir valores RMS de vibración a medir Valor Peak.

Para ilustrar porqué es más significativo el valor RMS antes que el valor peak de la velocidad de vibración, para evaluar la severidad vibratoria; es que se recurrirá a dos ideas distintas. La primera, comparar dos vibraciones con igual valor peak, pero de distinto valor RMS y, la segunda, analizar el Factor Cresta de una forma de onda.

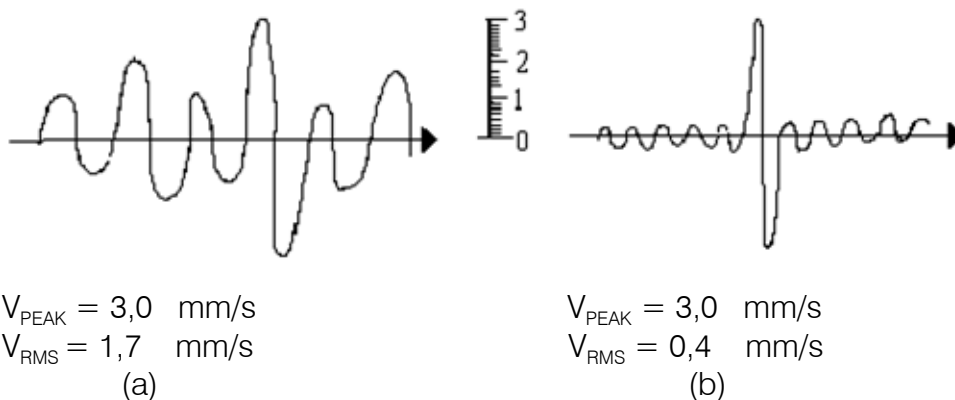


Fig. 6.2: Vibraciones de igual valor Peak y distinto valor RMS.

Tanto el valor peak, como el valor peak to peak, tienen el inconveniente de no tomar en consideración el historial de la vibración durante el cual se producen cambios instantáneos; a diferencia del valor RMS que sí lo considera de acuerdo a las ecuaciones (6.1) para forma de onda y (6.2) para espectro. Este valor entrega una estimación de la energía de la vibración por lo que es el valor idóneo para estimar la severidad de la vibración.

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i)^2}{n}} \quad (6.1)$$

$$V_{RMS} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i)^2} \quad (6.2)$$

Factor Cresta: Se define como la razón entre el valor Peak y el valor RMS, como lo indica la ecuación (6.3). Vale decir, da una indicación de cuan impulsiva es la vibración.

$$F.C. = \frac{\text{Valor Peak}}{\text{Valor RMS}} \quad (6.3)$$

Este factor es un muy buen indicador de la diferencia que existe entre analizar el valor peak o el RMS. Por ejemplo, en la figura 6.2 (a) el factor cresta es de 1.77, mientras que en la forma de onda de la figura 6.2 (b), el factor cresta es de 7.5. Luego, a medida que el factor cresta se hace mayor, menor es la representatividad del valor peak de la vibración en el tiempo.

En la práctica, el valor del factor cresta varía entre 1.4 y 1.5 para señales sinusoidales, llegándose hasta 6 o más, para el caso de vibraciones de tipo impulsiva.

Los rangos de igual severidad vibratoria corresponden a un nivel determinado de la velocidad RMS, independiente de la frecuencia de la vibración. Si se midiese el desplazamiento o la aceleración dentro del rango de 10 a 1000 Hz, sería necesario conocer la frecuencia de la vibración para evaluar su severidad.

$$V_{RMS} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot d_{RMS}}{1000} \text{ mm/s} \quad (6.4)$$

Donde, f: frecuencia de la vibración en Hz.

d_{RMS} : Desplazamiento RMS de la vibración.

a) Si la frecuencia de la vibración fuera $f = 10$ Hz, aplicando la ecuación (6.4) se tiene la velocidad RMS:

$$V_{RMS} = 2,26 \text{ mm/seg}$$

Lo cual, según la tabla N° 3 sería catalogada como buena.

b) Análogamente, si $f = 1000$ Hz, ocurriría lo siguiente.

$$V_{RMS} = 226 \text{ mm/seg}$$

Vale decir, este nivel de severidad vibratoria, sería catalogado como Insatisfactorio, esto es, lo suficientemente severo como para causar daño a la máquina.

Aspectos generales de normas para medición en partes rotatorias de la máquina

Características de normas

El campo de aplicación para las normas con medición en partes rotatorias de la máquina es:

- Cambios en el comportamiento vibratorio.
- Monitoreo de holguras radiales.

A pesar de que se emplee el término “vibración de eje” está referida a que la vibración se mide en los elementos rotatorios, de los cuales, en la mayoría de los casos, se tratará de ejes. Sin embargo no implica que, si se estima que existe otro elemento rodante en el que la medición de vibración se considera más acertada, puede medirse en ese elemento sin problemas.

Mediciones de desplazamiento:

La cantidad usada para la medición de vibraciones en partes rotatorias de máquinas es el desplazamiento y la unidad en el sistema métrico es el micrómetro, donde $1 \mu\text{m} = 10^{-6} \text{ m}$.

Existen dos tipos de desplazamiento que se definen a continuación:

- **Desplazamiento Relativo:** Es el desplazamiento vibratorio entre el eje de transmisión y la estructura, tales como descansos.
- **Desplazamiento Absoluto:** Es el desplazamiento vibratorio del eje con respecto a un sistema de referencia inercial.

Las normas de evaluación de severidad analizadas contemplan solamente la medición y evaluación del desplazamiento relativo. Estos pueden definirse utilizando diferentes cantidades de desplazamiento, a saber:

$S_{(p-p)}$: Desplazamiento vibratorio peak to peak en la dirección de medición;

$S_{\text{máx}}$: Desplazamiento vibratorio máximo en el plano de medición.

Cualquiera de esos desplazamientos podría ser usado para la medición de vibración en ejes. Sin embargo, las cantidades deben ser claramente identificadas

para asegurar una correcta interpretación de las mediciones. Estas se encuentran especificadas en el anexo IV.

En este trabajo se considera como criterio de evaluación el mayor de los dos valores para desplazamiento peak to peak, medidos en dos direcciones ortogonales $S_{(p-p)}$.

NOTAS:

- 1.- El desplazamiento es una cantidad vectorial, por consiguiente, cuando se comparen dos desplazamientos, deberá considerarse la fase entre ellos (Ver anexo V).
- 2.- La medición de vibración debe ser de un ancho de banda tal que el espectro en frecuencia de la máquina quede totalmente cubierto.

Procedimiento de medición:

Se recomienda que para ambas mediciones relativas y absolutas se ubiquen dos transductores en cada descanso de la máquina. Es preferible montar ambos transductores radialmente separados a $90^\circ \pm 5^\circ$ sobre la misma mitad. Las posiciones escogidas pueden ser las mismas en cada descanso, tal como muestra la Fig. 6.3.

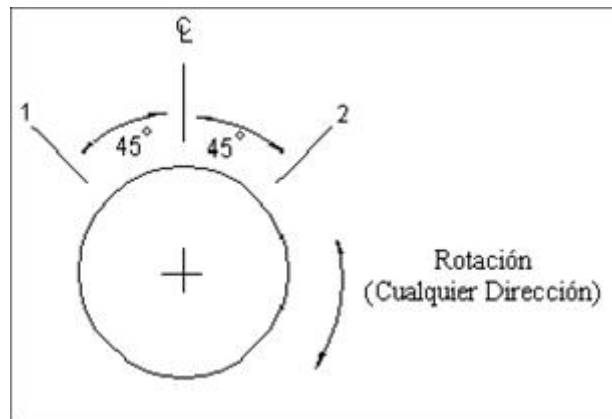


Fig. 6.3: Esquema de la ubicación de los sensores de desplazamiento sin contacto

Esta se realiza con sensores de desplazamiento vibratorio (sin contacto) entre el eje y un punto fijo de la carcasa en donde se encuentra fijado.

Sensores de vibración relativa del tipo sin contacto, son normalmente montados en agujeros taladrados en los descansos. Deben ubicarse de forma tal que no interfieran con la cuña de lubricación a presión. Sin embargo, arreglos especiales pueden hacerse para el montaje de transductores en otras ubicaciones axiales, pero tendrán que emplearse otros criterios de evaluación.

Criterio de evaluación para medición en partes No-rotatorias

Estos estándares son aplicables a máquinas que funcionen a una velocidad nominal dentro del rango de 1000 a 30.000 cpm. También recomiendan que, para casos especiales, se analice el vector de cambio, el cual es muy útil en la detección de cambios en el estado dinámico de la máquina.

Factores que afectan los criterios de evaluación:

Existe un amplio rango de factores, los cuales necesitan ser tomados en consideración cuando se especifican criterios de evaluación para medición de vibración en ejes. Entre ellos están los siguientes:

El propósito para el cual las mediciones son hechas (por Ej.; los requerimientos para asegurar la mantención de los huelgos- rotor/estator - en régimen);

- Las cantidades medidas;
- La posición donde se realizaran las mediciones;
- La frecuencia de rotación en el eje;
- Diámetro y holguras radiales;
- El tipo de soporte y tamaño de la máquina en consideración;

Evaluación de máquinas por medición en partes no rotatorias (ISO 10816-3)

Lo primero que debemos especificar es lo que se entiende por “partes no rotatorias”, esto no es más que la medición de la vibración en algún punto que logre entregar una medición representativa de la vibración del equipo en alguna parte no rotatoria del equipo, en la gran mayoría de los casos se realizará la medición en los descansos del equipo, pero cuando esto no es posible, deberá realizarse en la carcasa o en algún punto que sea accesible o lo suficientemente seguro para el técnico que realizará la medición.

ISO 10816-3:

“Vibración mecánica – Evaluación de la vibración de máquinas en base a su medición en Partes No-Rotatorias – Parte 3: Máquinas industriales con potencia nominal sobre 15 kW y velocidades nominales entre 120 r/min y 15000 r/min cuando se mide en terreno”

Esta norma reemplaza a la ISO 2372, sin embargo hay equipos que no son cubiertos por la nueva norma y, por lo tanto deben seguir rigiéndose por la norma anterior.

La aplicación de las normas de evaluación de severidad vibratoria por medición en partes no rotatorias de la máquina, está dada por la tabla 6.2:

	ISO 2372	ISO 10816-3
Potencia nominal	Bajo 15 KW	Sobre 15 KW y menos que 50 MW
Altura de eje	Altura de eje menor a 160 mm.	Altura de eje sobre 160 mm.

Tabla 6.2: Campos de aplicación de las normas para medición en partes no rotatorias de la máquina

Norma ISO 2372

Aplicación de la norma

Dado el campo de aplicación de esta norma, establecido anteriormente, es que se considera sólo a la clase I. Su aplicación requiere conocer el mayor valor global de la velocidad RMS en el rango de 10 a 1000 Hz, medida en los descansos de la máquina (en cualquier dirección medida), el cual se evalúa en la tabla 6.3.

Rango de velocidad RMS (mm/s)	Clase I
Hasta 0.71	A
0.71 – 1.8	B
1.8 – 4.5	C
Más de 4.5	D

Tabla 6.3: Rangos evaluación de Severidad vibratoria para máquinas Normales ISO 2372

Comentarios de la ISO 2372:

- **No es aplicable** a máquinas con movimientos alternativos (motores diesel, compresores alternativos, etc.), ni a máquinas que funcionen con grandes masas desbalanceadas (harneros vibratorios, centrífugas, etc.)
- **No es aplicable** a máquinas eléctricas de una fase (220 V) o máquinas de más de una fase, que operen en una fase.
- Se considera, además, un cambio en la condición de la máquina (por ejemplo, de buena a satisfactoria) cuando se el nivel vibratorio aumenta 2,5 veces.

Máquinas contempladas en ISO 10816-3:

- Turbina a vapor con potencia de hasta 50 MW.
- Turbina a vapor con potencia mayor a 50 MW y velocidades bajo 1500 rpm o sobre 3600 rpm.

- Compresores rotatorios
- Turbinas a gas industriales con potencia hasta 3 MW.
- Bombas centrífugas, de flujo axial o mixto.
- Motores eléctricos de cualquier tipo.
- Sopladores o ventiladores.
- Generadores, excepto cuando son usados en plantas de bombeo o generación de potencia hidráulica.

Máquinas excluidas de ISO 10816-3:

- Máquinas acopladas a máquinas alternativas (ISO 10816-6)
- Compresores alternativos.
- Compresores rotatorios de desplazamiento positivo (por Ej. de tornillo).
- Bombas recíprocas o alternativas.
- Motobombas sumergidas.
- Turbinas de viento.

NOTAS:

- ISO 10816-3, se aplica tanto a monitoreo continuo como periódico.
- ISO 10816-3, se aplica sólo para vibraciones producidas por la máquina y, no contempla la vibración externa que se transmite hacia ella.
- Aunque ISO 10816-3, se puede aplicar a máquinas que contengan engranajes (reductores) o rodamientos, este estándar no está orientado para diagnosticar la condición particular de estos engranajes y/o rodamientos.

Clasificación de máquinas de acuerdo a ISO 10816-3

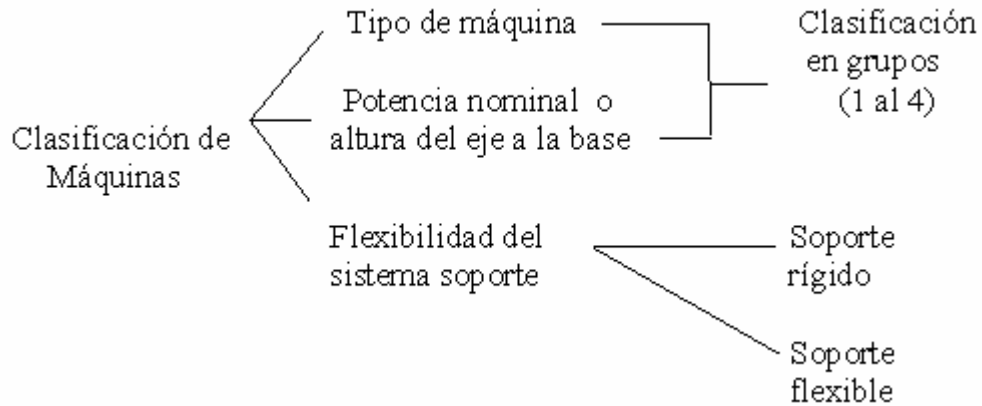


Fig. 6.4 Clasificación de máquinas según ISO 10816-3

Clasificación por grupos:

Grupo 1:

Máquinas rotatorias grandes con potencia nominal sobre 300 kW.
Máquinas eléctricas con altura de eje $H \geq 315$ mm.

Grupo 2:

Máquinas rotatorias medianas con potencia nominal entre 15 y 300 kW, inclusive.
Máquinas eléctricas con altura de eje entre 160 y 315 mm.

Grupo 3:

Bombas con impulsor multipaletas y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) o con potencia sobre 15 kW.

Grupo 4:

Bombas con impulsor multipaletas y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia sobre 15 kW.

Altura de eje: Se define como la distancia medida entre la línea de centro del eje y el plano basal de la máquina misma.

NOTA: Para una máquina sin patas o de una máquina con pies levantados o cualquier máquina vertical en el mismo marco básico o cuando el soporte es

desconocido, la mitad del diámetro de la máquina puede ser considerada como altura de eje.

NOTA 2: Para los equipos que no estén incluidos dentro de la ISO 10816-3 y si lo estén dentro de ISO 2372, se puede definir como un grupo 5.

Clasificación por flexibilidad del sistema soporte:

- **Soporte rígido:** Si la primera frecuencia natural del sistema máquina/soporte, en la dirección de la medición es más alta que su principal frecuencia de excitación (generalmente, la frecuencia de rotación) por lo menos en 25%, entonces el soporte se puede considerar rígido en esa dirección. (Ver ejemplo 2).
- **Soporte flexible:** Serán flexibles, todos los sistemas que no estén dentro de la definición anterior.

NOTA: Según la definición de soporte rígido, es posible que un sistema sea rígido en una dirección y flexible en otra.

Criterio de evaluación I: Evaluación de la magnitud de la vibración

Valores límites entre las zonas de evaluación

Este criterio es el que debe de utilizarse cuando no se dispone de información del comportamiento vibratorio histórico de los equipos a evaluar, por ejemplo, instalaciones nuevas o que estén incorporando esta técnica de análisis a sus plantas. Una vez que se han establecido los valores típicos de vibración, se recomienda utilizar el criterio II de la presente norma.

Los valores límites para zonas de evaluación, se encuentran dados en las tablas 6.4, 6.5, 6.6 y 6.7. Para usar estas tablas, debe considerarse el valor más alto medido en las direcciones radiales y la vibración axial de cualquier descanso de la máquina.

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		B
57 – 90	4,5 – 7,1	C	
90 – 140	7,1 – 11,0	D	C
Sobre 140	Sobre 11,0		D

Tabla 6.4: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo 1

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		B
45 – 71	2,8 – 4,5	C	
71 – 113	4,5 – 7,1	D	C
Sobre 113	Sobre 7,1		D

Tabla 6.5: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo 2

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		B
36 – 56	4,5 – 7,1	C	
56 – 90	7,1 – 11,0	D	C
Sobre 90	Sobre 11,0		D

Tabla 6.6: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo 3

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		B
22 – 36	2,8 – 4,5	C	
36 – 56	4,5 – 7,1	D	C
Sobre 56	Sobre 7,1		D

Tabla 6.7: Clasificación de las zonas de severidad vibratoria para máquinas del grupo 4

Con estos valores, para cada uno de los grupos, se pueden generar las tablas siguientes que reúnen todos los grupos de equipos:

Velocidad RMS Mm/s	Grupo 1		Grupo 2		Grupo 3		Grupo 4		Grupo 5		
	Tipo de soporte		Tipo de soporte		Tipo de soporte		Tipo de soporte				
	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible			
0,18 – 0,28	A	A	A	A	A	A	A	A	A		
0,28 – 0,45											
0,45 – 0,71											
0,71 – 1,4											
1,4 – 1,8											
1,8 – 2,3											
2,3 – 2,8	B	A	B	B	A	B	B	C			
2,8 – 3,5											
3,5 – 4,5											
4,5 – 7,1	C	C		C	C		C	C			
7,1 – 11,0	D			D	D		C			D	D
Sobre 11,0				D						D	

Tabla 6.8: Rangos de severidad vibratoria para diferentes clases de máquinas con velocidad de rotación sobre 600 cpm

Desplazamiento o RMS μm	Grupo 1		Grupo 2		Grupo 3		Grupo 4	
	Tipo de Soporte		Tipo de Soporte		Tipo de Soporte		Tipo de Soporte	
	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible	Rígido	Flexible
Bajo 11	A	A	A	A	A	A	A	A
11,0 – 18,0					B		B	
18,0 – 22,0			C					C
22,0 – 28,0					D	D	D	
29,0 – 36,0			E					E
36,0 – 45,0	F	F		F				
45,0 – 56,0			G		G	G		
56,0 – 71,0	H	H		H				
71,0 – 90,0			I		I	I		
90,0 – 113,0	J	J		J				
113,0 – 140,0			K		K	K		
Sobre 140	L	L		L				

Tabla 6.9: Rangos de severidad vibratoria complementaria a tabla 6.7 para máquinas con velocidad de rotación bajo 600 cpm

Criterio de evaluación II: Evaluación del cambio en la magnitud de la vibración

Este criterio es el ideal para cuando se dispone de información de los equipos de planta, de la forma de vibrar característica y de los valores que alcanzan normalmente por lo que se adapta la norma a la realidad específica de la planta a analizar

Se establece como criterio de alarma cuando el cambio en el nivel de la vibración es, al menos el 25 % del límite de la zona B/C, independiente que estos cambios sean crecientes o decrecientes.

NOTA: El 25% del valor es proporcionado como recomendación para un cambio significativo en la magnitud de vibración. Sin embargo, pueden usarse otros valores, basándose en la experiencia para una máquina específica. Por ejemplo máquinas que tengan un comportamiento errático durante su operación.

Ejemplos de aplicación de norma ISO 10816-3

Ejemplo 2: Definición de sistema soporte

Una bomba de 6 álabes, con potencia de 80 kW y velocidad de rotación de 1000 cpm, tiene su primera frecuencia natural de vibrar vertical soporte/máquina a 7270 cpm. Las mediciones tomadas en la caja de los descansos entregaron los siguientes valores globales de velocidad de la vibración:

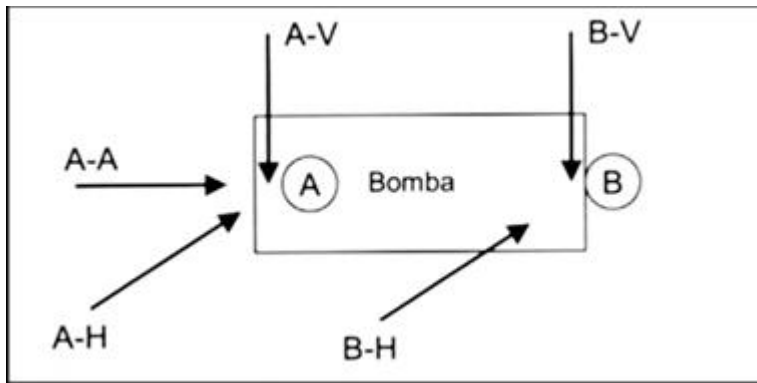


Fig. 6.5 Mediciones de valores globales de la velocidad de la vibración

$$V_{\text{RMS}} \text{ A-V} = 1,65 \text{ mm/s}$$

$$V_{\text{RMS}} \text{ B-V} = 1,44 \text{ mm/s}$$

Los espectros vibratorios se muestran a continuación

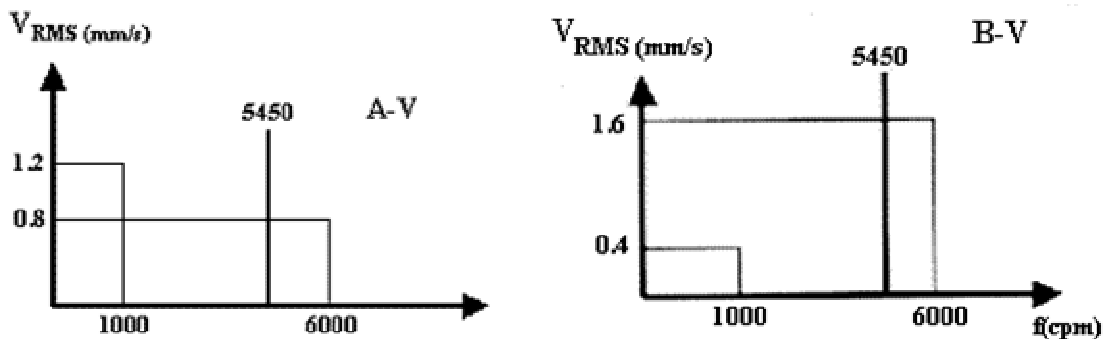


Fig. 6.6: Espectros vibratorios de la bomba

La frecuencia marcada en el espectro a 5450 cpm corresponde al 75% de la primera frecuencia natural de vibrar vertical máquina/soporte.

- Para el descanso A, en dirección vertical, la frecuencia principal de excitación es la frecuencia de rotación y, está bajo la frecuencia de 5450 cpm, por lo tanto, se considera como soporte rígido en la dirección vertical.

- Para el descanso B, en dirección vertical, la frecuencia principal de excitación es la frecuencia de paso de los álabes y está sobre la frecuencia de 5450, por lo tanto, se considera como un soporte flexible en la dirección vertical.

Ejemplo 3: Vibraciones provenientes de otras fuentes.

Se tiene un ventilador de 8 álabes girando a 1000 cpm. Al medir las vibraciones en la caja de los descansos, se obtiene el siguiente espectro vibratorio RMS (Fig. 3.5)

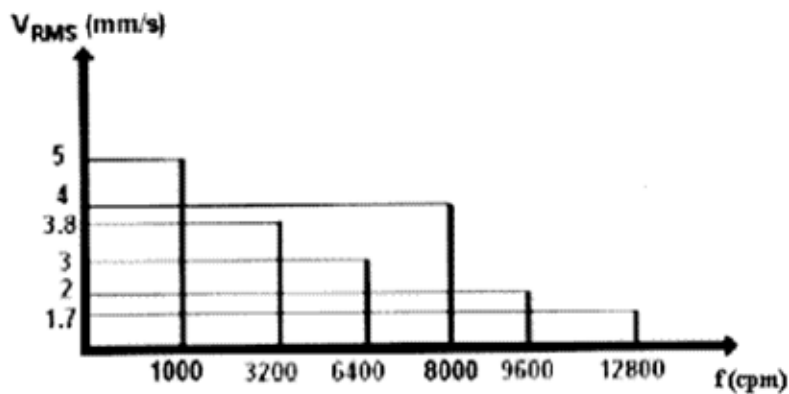


Fig. 6.7 Espectro vibratorio de un ventilador de 8 álabes

Las componentes a 1000 y 8000 cpm corresponden a vibraciones provenientes de la máquina, que son producto del desbalanceamiento residual y, al paso de los álabes respectivamente. Las demás componentes provienen de otras fuentes. Luego, el valor RMS de la velocidad vibratoria será:

$$V_{RMS} = \sqrt{V_{RMS1}^2 + V_{RMS2}^2 + V_{RMS3}^2 + V_{RMS4}^2 + V_{RMS5}^2 + V_{RMS6}^2}$$

$$V_{RMS} = \sqrt{5^2 + 3,8^2 + 3^2 + 4^2 + 2^2 + 1,7^2} = 8,446 \text{ mm/s}$$

Por otro lado, el valor RMS de la velocidad de la vibración proveniente solo de la máquina es:

$$V_{RMS} = \sqrt{V_{RMS1}^2 + V_{RMS4}^2} = \sqrt{5^2 + 4^2} = 6,403 \text{ mm/s}$$

Se puede observar una diferencia de 2,043 mm/s entre el valor RMS proveniente de la máquina y el valor RMS proveniente de la vibración total. Esta diferencia corresponde al valor RMS que proviene de otras fuentes.

Ejemplo 4: Evaluación de velocidad y desplazamiento vibratorio. Equipo girando a baja velocidad

Para el mismo equipo anterior, pero considerando que ahora gira a 500 cpm. La mayor vibración se presenta en el descanso A-H, cuyo espectro se encuentra en la Fig. 3.6

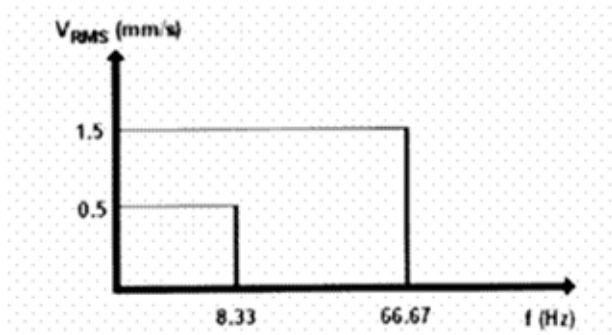


Fig. 6.8 Espectro de la velocidad de un ventilador de 8 álabes girando a 500 cpm

Considerando la potencia del equipo, se tiene que pertenece al grupo 2. Al pertenecer su velocidad de rotación al intervalo entre 120 y 600 cpm deberá analizarse tanto su velocidad RMS, como su desplazamiento RMS.

Luego, el valor de la velocidad RMS será:

$$V_{RMS} = \sqrt{0,5^2 + 1,5^2} = 1,58 \text{ mm/s}$$

Para obtener el valor global del desplazamiento RMS, se debe conocer el espectro del desplazamiento RMS, se utiliza la ecuación (3.1).

$$(3.1) \quad d_{RMS} = \frac{V_{RMS}}{f} \cdot 1000$$

donde, f: frecuencia de la componente en Hz.

$$d_{RMS1} = \frac{0,5 \text{ (mm/s)}}{8,33 \text{ (1/s)}} = 60 \mu\text{m}$$

$$d_{RMS2} = \frac{15 \text{ (mm/s)}}{66,67 \text{ (1/s)}} = 22,5 \mu\text{m}$$

Con estos valores, se construye el espectro del desplazamiento RMS, que resulta ser:

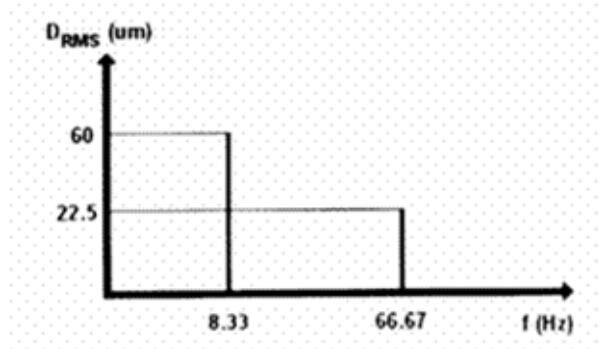


Fig. 6.9 Espectro del desplazamiento del ventilador de 8 álabes girando a 500 cpm

$$\text{Luego, } D_{RMS} = \sqrt{60^2 + 22,5^2} = 64 \mu\text{m}$$

Con ambos valores globales, se evalúan en las tablas I y II, para velocidad RMS y desplazamiento RMS respectivamente. Para la velocidad RMS, se tiene que la condición de la máquina está en la zona B, lo que significa que es aceptable para operar sin restricción. Ahora bien, para el desplazamiento RMS, según tabla II tenemos que la máquina está en zona C, lo que se considera insatisfactoria para operar por un tiempo prolongado.

Al ser más conservador el análisis del desplazamiento vibratorio, se considera ésta como evaluación de la severidad de la vibración en el equipo, vale decir, su condición es Insatisfactoria.

Normas Para Medición En Partes Rotatorias De La Máquina (ISO 7919)

Campos de aplicación

- Generadores.
- Turbocompresores.
- Turbina a vapor.
- Cajas de engranajes.

Objetivos de la medición

- Determinar cambios en el comportamiento vibratorio de la máquina.

- Monitorear los juegos radiales a través del seguimiento de la señal DC del sensor de desplazamiento sin contacto.

Cantidades medidas

Para la aplicación de estas normas, se mide y analiza sólo la vibración relativa del eje, dejando fuera la vibración absoluta de la máquina.

- Desplazamiento medio o valor DC.
- Desplazamiento peak to peak en la dirección de la medición.
- Desplazamiento máximo del eje, $d_{\text{máx}}$, o $S_{\text{máx}}$.

Para aplicación de la norma, se considerará siempre como $d_{\text{máx}}$, el máximo valor de d_{pp} , medidos en los planos transversales.

NOTA: Se recomienda realizar una medición especial para determinar el run-out total, este no proviene de las vibraciones de la máquina en sí misma, sino que se debe tanto a problemas mecánicos del eje como a problemas eléctricos. API 670 establece que este run out, no exceda de un 25% del desplazamiento vibratorio admisible o $6 \mu\text{m}$, cualquiera que sea mayor.

Criterio de evaluación I: magnitud de la vibración

Los valores límites establecidos por estas normas, están dados en función de la velocidad de rotación, tal como muestra la tabla 6.10 y el gráfico bilogarítmico de la figura 6.10.

Zona de evaluación	ISO 7919-3	Condición del equipo
Límite A/B $S_{\text{máxA}}$ (μm)	$4800/\sqrt{n}$	Buen funcionamiento vibratorio
Límite B/C $S_{\text{máxB}}$ (μm)	$9000/\sqrt{n}$	Límite para activar alarma
Límite C/D $S_{\text{máxC}}$ (μm)	$13200/\sqrt{n}$	Límite de Trip (parada)

Tabla 6.10: Límites de zonas de evaluación para la norma ISO 7919-3

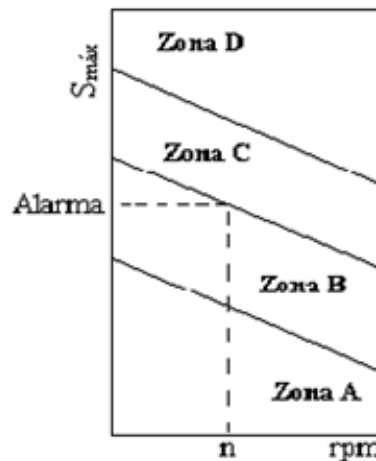


Fig. 6.10: Esquema general de límites de zona para la norma ISO 7919-3

Criterio de evaluación II: Cambios en la magnitud de las vibraciones

ISO 7919-3: Esta norma establece que la variación en la magnitud de la vibración no debiera ser mayor al 25% del valor límite de la zona B/C para una situación de alarma, incluso si es que no se ha alcanzado la zona C, considerada en el criterio de evaluación I.

Alcances a ISO 7919-3

En ambos casos debe verificarse que el valor entregado por la curva límite C, no exceda los juegos radiales de los descansos y los sellos.

Ambos estándares establecen que alcanzados los niveles de trip (peligro), es imperativo que la máquina sea detenida.

Mientras tanto, alcanzado el nivel de alarma, ya sea, por criterio I o II, las normas establecen que es posible mantener la operación del equipo; sólo bajo estricta vigilancia del comportamiento del conjunto, mientras se toman medidas de corrección y, por períodos de operación breves.

Referencias

- [1] ISO 7919-1: 1996, Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 1: General Guidelines.
- [2] ISO 7919-2: 1996, Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 2: Large land-based steam turbine generator sets.
- [3] ISO 7919-3: 1996, Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 3: Coupled industrial machines.
- [4] ISO 10816-3: 1995, Vibración mecánica – Evaluación de la vibración de máquinas en base a su medición en Partes No-Rotatorias – Parte 3: Máquinas industriales con potencia nominal sobre 15 kW y velocidades nominales entre 120 r/min y 15000 r/min cuando se mide en terreno.
- [5] Daza G., “Sistema de monitoreo de máquinas en CMPC Celulosa Planta Santa Fe”, Memoria de título, Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción. 2003.
- [6] Saavedra P., Análisis De Vibraciones De Máquinas Rotatorias, NIVEL 1, “Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias”, Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción. 1998.
- [7] Mobey k. “Root Cause Failure Analysis”. Editorial butterworth-Heinemann, 1999.
- [8] Clarence W. e Silva, “Vibration and shock Hancbook”. CRS Press, 2005
- [9] Harris C.M. & Piersol A.G. - Harris' Shock And Vibration Handbook 5th Editorial McGraw Hill 2002.
- [10] González F., “Análisis De Vibraciones En Barcos De La Armada De Chile”, Proyecto de Ingeniería Mecánica, Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción. 2001.

ANEXO I: Glosario de Términos

Aceleración: Razón de cambio de la velocidad respecto al tiempo.

Acelerómetro: Sensor y transductor cuya entrada es la amplitud de aceleración y tiene una salida de voltaje de baja impedancia.

Alineación: Posición en la cual las líneas centro de dos ejes deben ser lo mas colineales posible, en el momento de operación de la máquina.

Amplitud: Es el máximo valor que presenta una onda sinusoidal.

Análisis Espectral: Es la interpretación que se le hace a un espectro para determinar el significado físico de lo que pasa en una máquina.

Armónico: Son frecuencias de vibración que son múltiples integrales de una frecuencia fundamental específica.

Armónico Fraccionario: Armónicos que se encuentran entre los armónicos principales y son fracciones de la frecuencia fundamental.

Axial: Posición del sensor que va en el sentido de la línea del eje.

Backlash: Juego que presentan dos elementos móviles conectados que han tenido mal montaje o presentan desgaste.

Balanceo: Procedimiento por medio del cual se trata de hacer coincidir el centro de masa de un rotor con su centro de rotación.

Bandeamiento Lateral: Son líneas espectrales que aparecen espaciadas a igual frecuencia, alrededor de una línea central. Esta es la mezcla de dos señales, en la cual la línea central pertenece a una y las líneas laterales pertenecen a la otra.

Centro de Gravedad: Es la representación de la masa de un cuerpo en un punto.

Ciclo: Es un rango de valores en los cuales un fenómeno periódico se repite.

Decibel: Unidad logarítmica de amplitud medida (muy usada en vibraciones y acústica).

Desplazamiento: Cambio de posición de un objeto o partícula de acuerdo a una sistema de referencia.

Diagnóstico: Proceso por medio del cual se juzga el estado de una máquina.

Dominio de la Frecuencia: Es la representación gráfica de la vibración en la cual se enfrentan Amplitud vs. Frecuencia.

Dominio del Tiempo: Es la representación gráfica de una señal de vibración en la cual se enfrentan Amplitud vs. Tiempo.

Entrehierro: Espacio de aire comprendido entre Estator y el Rotor de un motor eléctrico.

Espectro: Sinónimo de dominio de la frecuencia.

Excentricidad: Variación del centro de rotación del eje con respecto al centro geométrico del rotor.

Factor de Servicio: Factor que corrige los niveles normalizados, para máquinas especiales que requieren niveles en particular.

Fase: Es un retardo en el tiempo de dos señales, expresado en grados de rotación.

Fatiga: Tendencia de un material a romperse bajo deflexiones repetidas.

Frecuencia: Es el recíproco del período y significa número de oscilaciones completas por unidad de tiempo.

Frecuencia de Engrane (GMF Gear Mesh Frequency): Es la velocidad nominal del engranaje multiplicado por el número de dientes. La GMF es igual para ambos engranajes.

Frecuencia de falla de Jaula (FC): Es la frecuencia de un rodamiento que se excita cuando se presenta deterioro en su jaula.

Frecuencia de falla de Elemento Rodante (FB): Es la frecuencia de un rodamiento que se excita cuando se presenta un daño en algún elemento rodante.

Frecuencia de falla de Pista Externa (FO): Es la frecuencia de un rodamiento que se excita cuando se presenta un daño en la pista externa.

Frecuencia de falla de Pista Interna (FI): Es la frecuencia de un rodamiento que se excita cuando se presenta un daño en la pista interna.

Frecuencia de Línea (FL): Es la frecuencia eléctrica que entra al motor. En América son 60 Hz y en Europa son 50 Hz.

Frecuencia Natural (Fn): Es la frecuencia que presenta cada componente por su propia naturaleza. Esta frecuencia oscilará si es excitada por agente externo que opere a una frecuencia muy cercana.

Frecuencia de Paso de Aspas (BPF): Es el número de aspas o paletas de una bomba o ventilador por su velocidad de rotación.

G: Unidades de aceleración de la gravedad. Equivale a 9800 mm/s² y a 32.2 pie/s².

Horizontal: Generalmente es la posición que se le da al sensor, que va perpendicular al sentido de la gravedad.

Hz: Unidad mas común de la frecuencia. Equivale a ciclos por segundo.

Masa Equilibrante: Masa utilizada en balanceo, para contrarrestar la masa desbalanceadora.

Micra: Medida de longitud o distancia. Equivale a la milésima parte de un milímetro.

Mil: Medida de longitud o distancia. Equivale a una milésima de pulgada.

Onda en el tiempo: Es la representación instantánea de una señal dinámica con respecto al tiempo.

Orden: Es otra de las unidades de frecuencia, utilizadas para maquinaria rotativa. Una orden es equivalente a la velocidad nominal de la máquina.

Período: Es el tiempo necesario para que ocurra una oscilación o se complete un ciclo. Generalmente está dada en minutos y segundos.

Pico: Cada una de las líneas que componen el espectro.

Pulsación: Elevación y caída en la amplitud de vibración causada por dos fuentes de vibración que están a frecuencias muy cercanas.

Radial: Posición del sensor que va perpendicular a la línea del eje.

Resonancia: Se presenta cuando la frecuencia natural de un componente es excitada por un agente externo. La amplitud de vibración de la máquina se incrementará enormemente causando perjuicios que en algún momento pueden llegar a ser catastróficos.

Rotor Flexible: Son rotores que giran muy cerca de su velocidad crítica, por lo cual presentan una deformación significativa.

Rotor Rígido: Rotor que no se deforma significativamente operando a su velocidad nominal.

RPM: Otra de las unidades de frecuencia. Equivale al número de ciclos por minuto que presenta la máquina.

RPS: Otra de las unidades de frecuencia. Equivale a 1 Hz (ciclos por segundo).

Ruido: Es información de la señal que no representa alguna importancia. Representa contaminación de la señal.

Ruido de Piso o Blanco: Es el límite mas bajo de sensibilidad de un instrumento de medición electrónico, expresado en micro-voltios (10⁻⁶ V). Se localiza a través de todo el espectro.

Ruido Rosa: Es el ruido que se localiza en un rango especial del espectro.

Sensor: Es un dispositivo de medición que transforma una variable física en una señal eléctrica. En nuestro caso pasa de una señal física de vibración y la convierte en una señal eléctrica.

Señal: Es toda información de magnitud física variable que se convierte a magnitud eléctrica mediante un transductor.

Shock: Es un impacto que tiene como resultado la generación de un pulso.

Subarmónicos: Son frecuencias que se encuentran a una fracción fija de una frecuencia fundamental, tal como la velocidad nominal de la máquina.

Transformada Rápida de Fourier (FFT): Es una técnica para calcular por medio de un computador la frecuencia de las series que conforman la onda en el dominio del tiempo.

Vector: Es una cantidad dotada de magnitud y dirección.

Velocidad: Razón de cambio del desplazamiento respecto al tiempo.

Velocidad Nominal: Velocidad de entrada de una máquina.

Vertical: Posición que se le da al sensor, que va en el sentido de la aceleración de la gravedad.

Vibración: Es un movimiento oscilatorio.

Vibración Aleatoria: Frecuencias que no cumplen con patrones especiales que se repiten.

Anexo 2: Construcción de órbitas

Mecánica de la vibración del eje

La vibración de ejes rotatorios en cualquier ubicación axial, puede ser caracterizada por una órbita cinética, la cual describe como la posición del centro del eje varía en el tiempo. La fig. A2.1 muestra una órbita típica. La forma de la órbita depende de las características dinámicas del eje, los descansos y los soportes de los descansos o fundaciones, la ubicación axial en el rotor y la forma de la excitación de la vibración. Una de las fuerzas de excitación más importantes es el desbalanceamiento del rotor, en el cual, la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia de rotación del eje. Sin embargo, existen otras formas de excitación, tales como asimetría de la sección transversal del rotor, en el cual, la frecuencia es igual a múltiplos de la frecuencia de rotación en el eje. En general, la vibración del eje, podría provenir de diferentes fuentes y, por consiguiente, se producirá una órbita compleja, la cual es la suma vectorial de los efectos de las fuerzas excitadoras individuales.

Medición de la vibración en el eje

En cualquier ubicación axial, la órbita del eje puede ser obtenida con mediciones de dos transductores montados en el mismo plano transversal, separados entre ellos por 90° . Si los transductores miden vibración absoluta, entonces la órbita será la órbita absoluta del eje, independiente del movimiento vibratorio de las partes no-rotatorias. Si los transductores miden vibración relativa, entonces, la órbita medida será relativa a la parte de la estructura en la cual el transductor está montado.

Cantidades medidas

Posición media integrado en el tiempo

Los valores medios de los desplazamientos del eje, en cualquier dirección especificada, relativa a una posición de referencia, como lo muestra la figura A2.1, están definidos por integrales con respecto al tiempo, como se ve en las siguientes ecuaciones

$$\bar{x} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} x(t) dt \quad (A2.1)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} y(t) dt \quad (A2.2)$$

Donde, $x(t)$ e $y(t)$ son los valores alternos del de desplazamiento relativo a la posición de referencia y, $(t_2 - t_1)$ es el período de la componente de vibración a la frecuencia más baja. La posición de referencia es fijada en el espacio. Para mediciones de vibración relativa, estos valores dan una indicación, sobre la posición del eje, relativa a las partes no rotatorias, en el plano axial donde se hacen las mediciones.

Desplazamiento peak to peak de la vibración

La principal cantidad de interés en la medición del eje son los valores alternos que describen la forma de la órbita. Considerando la órbita cinética del eje mostrado en la figura A.2.2 y, asumiendo que hay dos transductores A y B montados a 90° de separación, que son usados para la medición de la vibración del eje. En un cierto instante, el centro del eje se encontrará en el punto K de la órbita y el correspondiente valor instantáneo del desplazamiento del eje desde su posición media será S_1 . Sin embargo, en el plano de los transductores A y B, los valores instantáneos del desplazamiento del eje desde la posición media serán S_{A1} , respectivamente, donde,

$$S_1^2 = S_{A1}^2 + S_{B1}^2 \quad (A2.3)$$

Los valores de S_1 , S_{A1} y S_{B1} variarán con el tiempo según el centro del eje se mueva a través de la órbita. Las correspondientes formas de onda medidas por cada transductor, se muestran en la figura A.2.2.

NOTA: Si la órbita es elíptica, entonces esas formas de onda serían ondas senoidales puras a la misma frecuencia.

El valor peak to peak del desplazamiento en el plano del transductor A ($S_{A(p-p)}$) se define como la diferencia entre los desplazamientos máximos y mínimos del transductor A y, similarmente para S_B para el transductor B. Claramente los valores de $S_{A(p-p)}$ y $S_{B(p-p)}$ no serán iguales y, en general, serán diferentes. Se puede ver que los valores de los desplazamientos peak to peak son dependientes de la dirección de la medición.

Aunque las mediciones de los desplazamientos peak to peak en cualquier par de direcciones ortogonales es simple, el valor y posición angular del

desplazamiento peak to peak máximo mostrado en la fig. A.2.2 es difícil de medir directamente. Para determinaciones más precisas, es necesario examinar la órbita del eje con más detalle, como por ejemplo con un osciloscopio. Los tres métodos más comunes para obtener aproximaciones satisfactorias del valor peak to peak máximo se describen a continuación:

Método A:

El valor resultante es calculado de los valores de desplazamiento peak to peak medido en direcciones ortogonales

El valor de $S_{(p-p)\max}$ puede ser aproximado de la siguiente ecuación:

$$S_{(p-p)\max} = \sqrt{S_{A(p-p)}^2 + S_{B(p-p)}^2} \quad (A2.4)$$

El uso de la ecuación (A2.4) es una buena aproximación cuando la vibración es predominante a la frecuencia de rotación. Sin embargo, generalmente sobrestimaré el valor de $S_{(p-p)\max}$ con un error máximo de aproximadamente 40 %.

El error máximo ocurre para una órbita circular y progresivamente se reduce a medida que la órbita se vuelve plana.

Método B:

Tomar el valor máximo de los valores de desplazamiento peak to peak medidos en dos direcciones ortogonales.

El valor de $S_{(p-p)\max}$ puede aproximarse de la siguiente ecuación:

$$S_{(p-p)\max} = S_{A(p-p)} \text{ o } S_{B(p-p)} \quad (A2.5)$$

Cualquiera que sea mayor.

El uso de la ecuación (A2.5) es una buena aproximación cuando la vibración predominante es a la frecuencia de rotación. Generalmente subestimaré el valor de $S_{(p-p)\max}$ con un valor máximo de error de aproximadamente 30%.

El error máximo ocurre para una órbita plana y se reduce progresivamente cuando la órbita se vuelve circular, con error nulo cuando la órbita es circular.

Método C:

Medición de $S_{\max}$: El valor instantáneo del desplazamiento del eje, puede ser definido por S_1 , como se muestra en la figura A.2.2, la cual se deriva de la medición del transductor SA1 y SB1, usando la ecuación (A2 .3). Existe un punto sobre la órbita, definido por el punto P, en la figura A2.2, donde el desplazamiento de la

posición media es máximo. El valor de S_1 corresponde a esta posición, se denota por $S_{\max}$, el cual se define como el valor máximo de desplazamiento.

$$S_{\max} = [S_1(t)]_{\max} = \left[\sqrt{[S_A(t)]^2 + [S_B(t)]^2} \right]_{\max} \quad (A2.6)$$

El punto sobre la órbita, donde $S_{\max}$ ocurre no necesariamente coincide con el punto donde S_A y S_B están en sus máximos valores. Claramente, para una órbita particular, existe un valor de $S_{\max}$ y este es independiente de la posición de los transductores siempre que la posición media 0 no cambie.

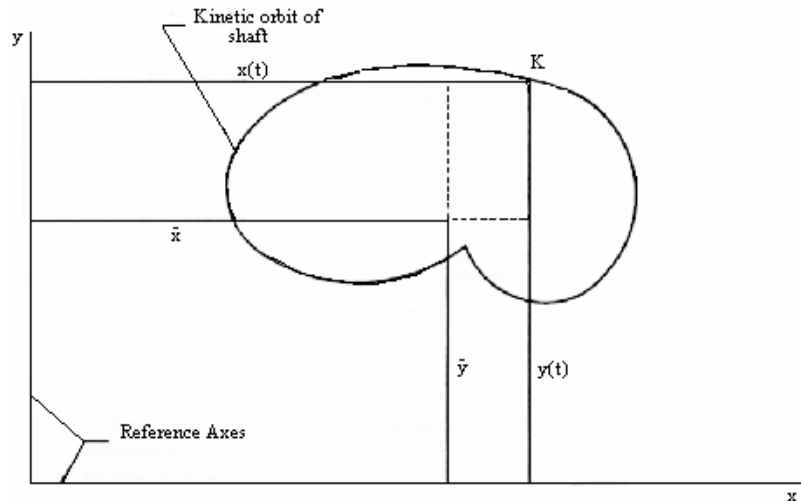
El valor de $S_{(p-p)\max}$ puede aproximarse de la siguiente ecuación:

$$S_{(p-p)\max} = 2 S_{\max} \quad (A2.7)$$

La ecuación (A4.7) será corregida cuando las dos mediciones ortogonales de las cuales se deriva $S_{\max}$ son de una forma de onda sinusoidal de frecuencia única. En la mayoría de los otros casos, esta ecuación sobrestimarán $S_{(p-p)\max}$, ya que esto depende de la naturaleza de los componentes armónicos presentes.

Se puede notar que implícitamente en la definición de $S_{\max}$ se requiere conocer el valor medio integrado en el tiempo del desplazamiento del eje. La medición de $S_{\max}$, es, por consiguiente, limitada para esos sistemas de medición, los cuales pueden medir ambos valores, el valor medio y el alterno. Además, la evaluación de $S_{\max}$, para las señales medidas por dos transductores de vibración, se requieren procedimientos computacionales relativamente complejos y se requiere instrumentación especializada.

Fig. A.2.1 Órbita cinética del eje



O: Origen de la órbita.

K: Posición instantánea del centro del eje.

$\bar{x}$ e $\bar{y}$: Coordenadas de inicio del desplazamiento del eje.

$x(t)$ e $y(t)$: Valores dependientes del tiempo para el desplazamiento del eje.

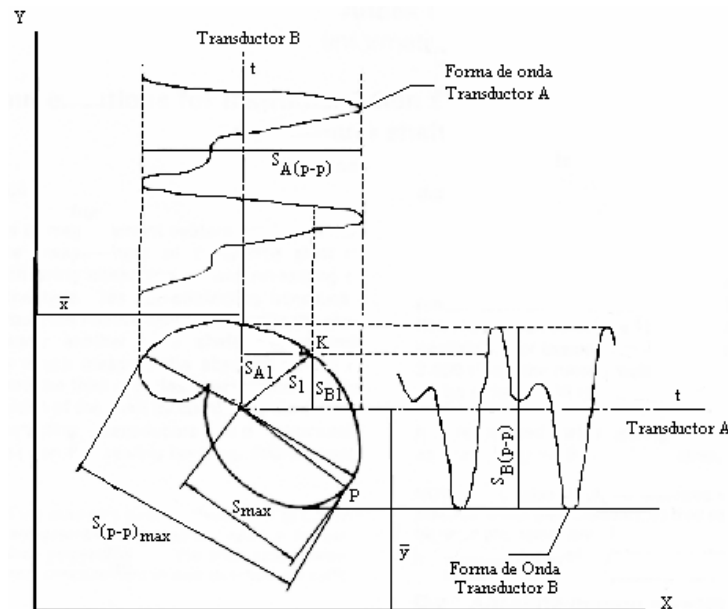


Fig. A.2.2 Definición de desplazamiento de órbita cinética de eje

X, Y	Ejes de referencia.
O	Posición principal de órbita integrada en el tiempo.
$\bar{x}, \bar{y}$	Valores principales del desplazamiento del eje integrados en el tiempo.
K	Posición instantánea del centro del eje.
P	Posición del eje para desplazamiento máximo de la posición principal integrada en el tiempo.
S_1	Valor instantáneo del desplazamiento del eje.
S_{max}	Valor máximo del desplazamiento del eje para la posición principal O integrada en el tiempo.
S_{A1}, S_{B1}	Valor instantáneo del desplazamiento del eje en las direcciones de los transductores A y B, respectivamente.

$S_{(p-p)\max}$ Valor máximo del desplazamiento peak to peak.

$S_{A(p-p)}, S_{B(p-p)}$ Valores peak to peak del desplazamiento del eje en las direcciones de los transductores A y B respectivamente.