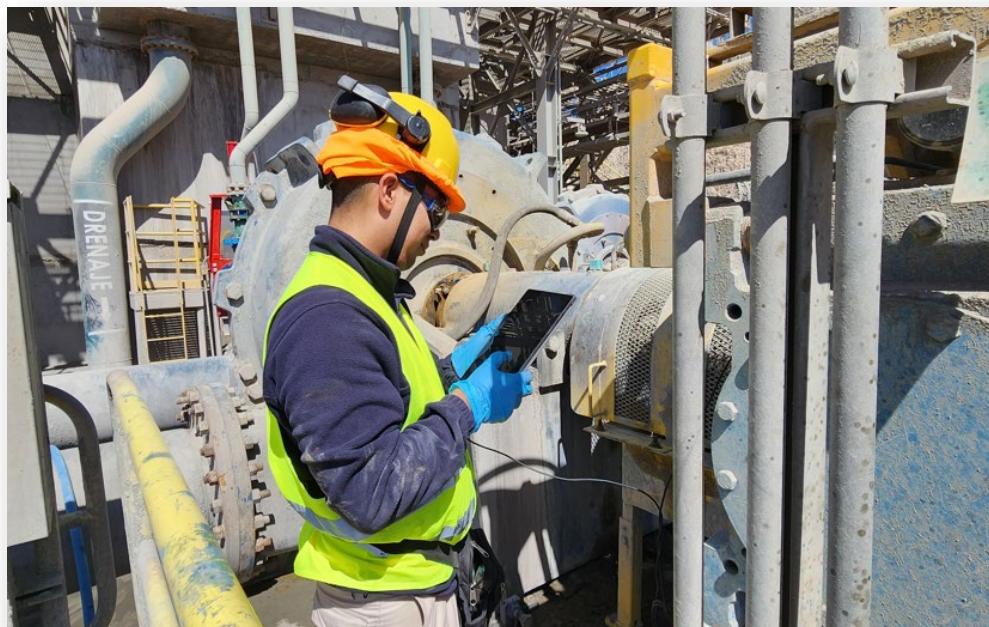


ICAZATE

Ingenieros & Consultores

Análisis de Vibraciones Nivel 1 en Maquinaria Rotativa Industrial



OBJETIVO DEL CURSO

Capacitar en Análisis de Vibraciones en el Nivel I, mediante la comprensión de las técnicas de diagnóstico vibracional y su aplicación práctica.

OBJETIVO ESPECIFICO

- Introducir los conceptos fundamentales de vibraciones mecánicas y su importancia en la evaluación de condiciones de activos.
- Desarrollar competencias en la adquisición y procesamiento de señales vibratorias mediante herramientas y equipos especializados.
- Enseñar a interpretar espectros vibratorios, orbita y a diagnosticar fallas en activos.

ALCANCE

- Curso dictado en modalidad On-Line y presencial
- Duración: 30 horas en tres días (Teoría y Práctica).
- Se efectuará el examen de evaluación, quien debe aprobar con un 75% el curso.

1



Evolución de Mantenimiento

Introducción

El tiempo continúa su paso y con ello **la exigencia de estar a la par con las demandas y necesidades que los tiempos nos establecen.**

La globalización internacional ha abierto la puerta de nuevos mercados, permitiendo nuevas alternativas de crecimiento. Esta situación ha generado buenas y mayores oportunidades para la exportación de productos fabricados , pero también a la vez ha elevado las exigencias en la calidad y productividad a niveles internacionales.

En los mercados, se establecen límites a los costos totales de los productos, de tal manera que solamente aquellas empresas capaces de fabricar excelentes productos a un costo competente “el mejor” podrán generar una mayor utilidad y estar siempre en la cúspide de la competitividad.



Objetivos de Mantenimiento

En forma genérica el mantenimiento tiene como objetivo la de eliminar las anomalías que se generan en la maquinaria. Muchas de las veces una anomalía provocará que se generen daños adicionales a la máquina, incrementando de esta manera costos por reparación y paros no planeados.

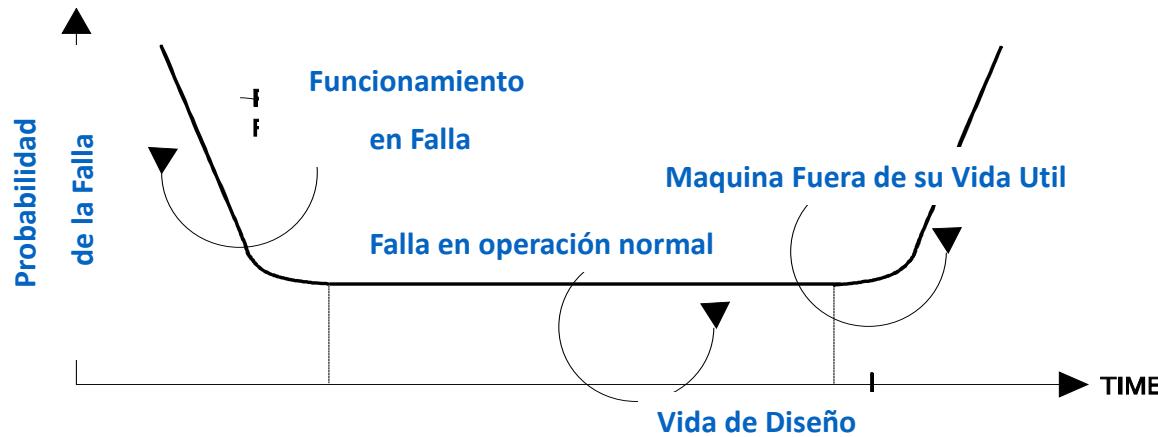
En la actualidad no se pueden eliminar las anomalías en forma completa, pero se puede reducir considerablemente mediante la atención sistemática del mantenimiento.

Por otro lado, el mantenimiento requiere anticipar y planificar con precisión sus requerimientos; esto significa, poder reducir el nivel de inventario de refacciones y reducir el recurso humano en espera.

Las reparaciones de los sistemas mecánicos se pueden planificar de manera ideal, durante los paros programados de la planta.

También el mantenimiento debe incrementar la disponibilidad para la producción de la planta, por medio de una reducción importante de la posibilidad de paro durante el funcionamiento de la planta y de mantener la capacidad operacional del sistema por medio de la reducción del tiempo de inactividad de las máquinas críticas.

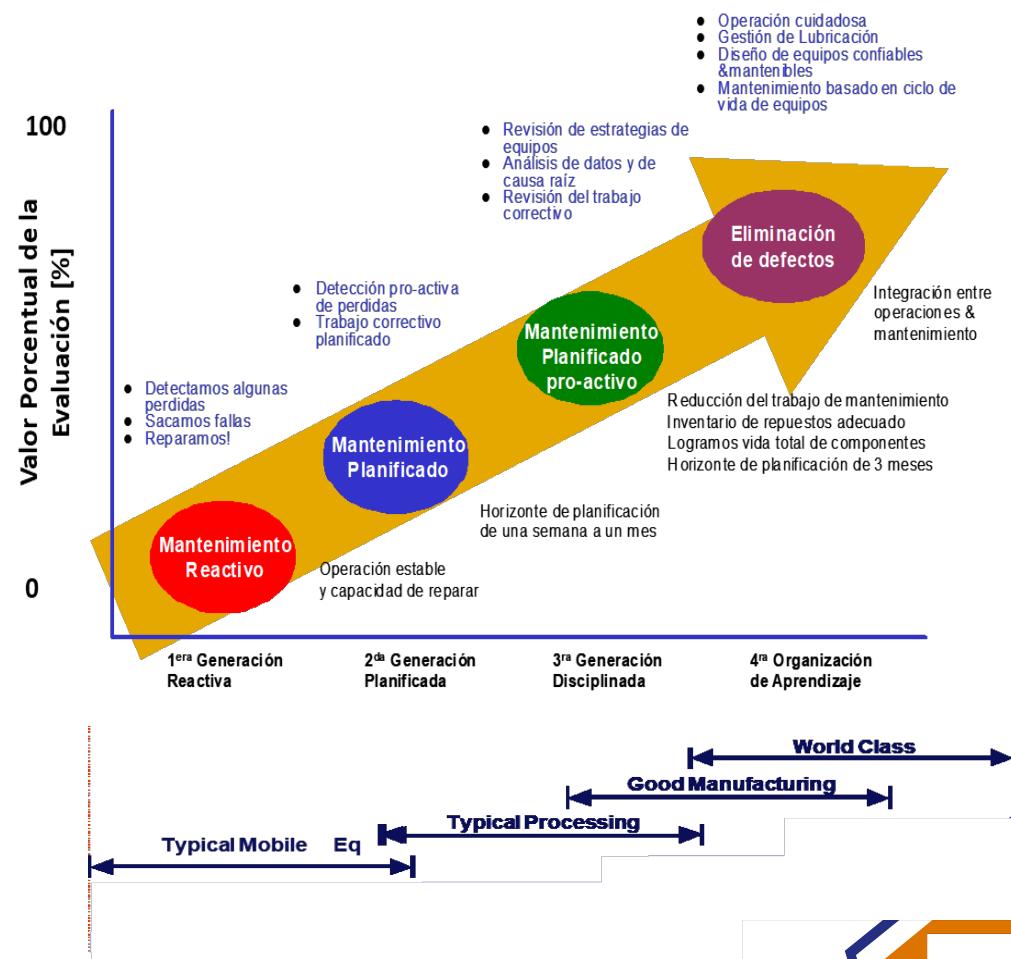
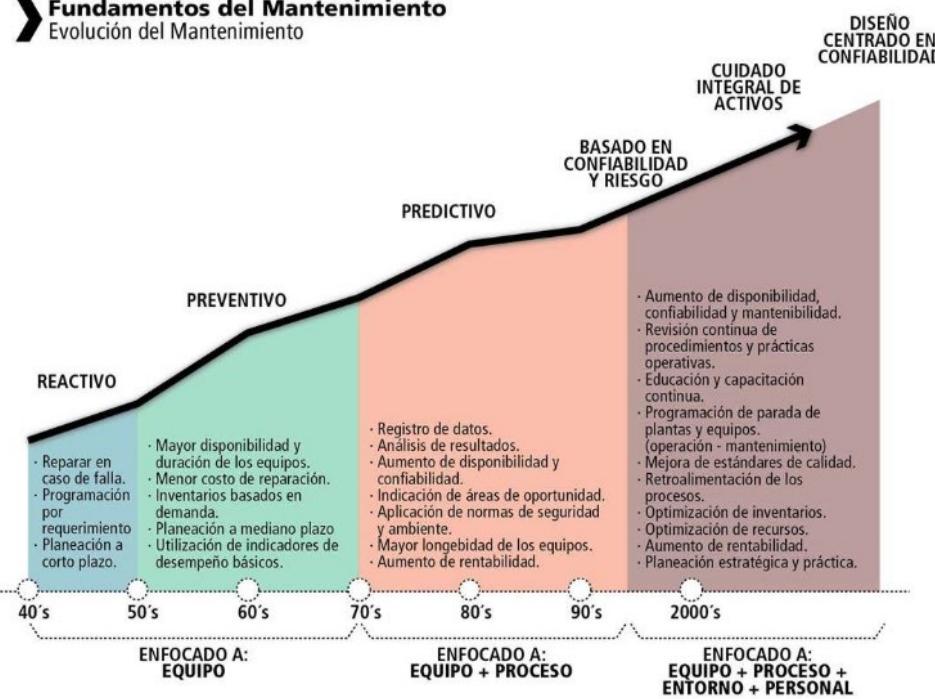
El mantenimiento debe lograr que su personal trabaje durante horas de trabajo, predecibles en forma razonables y con seguridad.



Evolución del Mantenimiento

▶ Fundamentos del Mantenimiento

Evolución del Mantenimiento



Evolución del Mantenimiento Predictivo



Sintomático

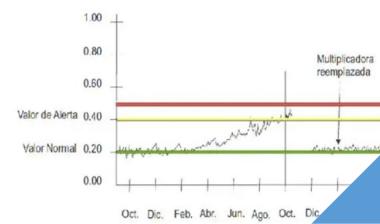
- Síntomas de los equipos tales como: temperatura, vibraciones, desgastes, amperaje, etc.

Sólo información y diagnóstico básico.

Predicción

- Tendencias de los síntomas y predicción de fallas.

Diagnóstico y estimación de la falla y su consecuencia.



Monitoreo de Condiciones

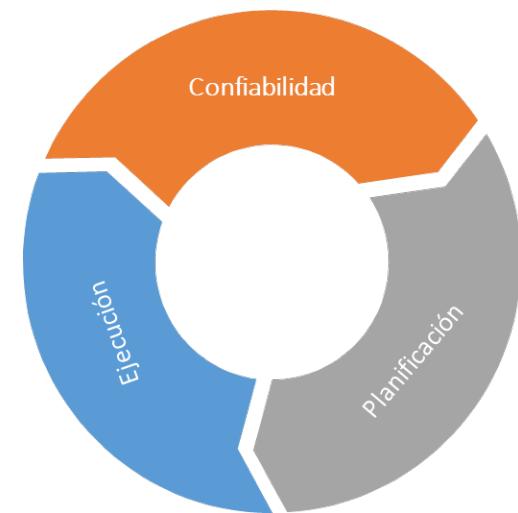
- Condición de los equipos

Diagnóstico Avanzado, integra variables operativas, estructurales, análisis causa raíz, mejoramiento de la estrategia e ingeniería de mantenimiento.

Integridad Condiciones de Activos

Diagnóstico Avanzado, integra variables operativas, estructurales, análisis causa raíz, mejoramiento de la estrategia e ingeniería de mantenimiento.

Modelos Operativos



Fuente: Modelo Operativo AMSA

Coeficiente de Marcha o Tiempo Efectivo de la Operación (Run Time)

Producción = Rendimiento x Coeficiente Marcha

Coeficiente de Marcha = Disponibilidad * Utilización

Tiempo Nominal					
Tiempo Disponible				Tiempo Mecánica	
Tiempo Operativo			Tiempo Reserva		
Tiempo Efectivo	Pérdidas Operacionales	Demoras			
		Programadas	No programadas		

Fuente: Norma Asarco (American Smelting & Refining Co)

% Disponibilidad: Es el porcentaje de horas nominales en que la flota, equipo, máquina o instalación, estuvo en condiciones mecánicas y/o eléctricas de ser operado.
El indicador establece la capacidad de la función Mantención y establece el marco de referencia funcional que deberá enfrentar la operación.

$$\% \text{ Disponibilidad} = \frac{\text{Horas Nominales} - \text{Horas Mantención y Reparación}}{\text{Horas Nominales}} * 100$$

% Utilización Efectiva (Base Disponible): Es el porcentaje de horas disponibles en que la flota, equipo, máquina o instalación, se encuentra efectivo.
El indicador provee información sobre la eficacia operacional del proceso.

$$\% \text{ Utilización (B_Disponible)} = \frac{\text{Horas Efectivas}}{\text{Horas Disponibles}} * 100$$



2



Conceptos Básicos

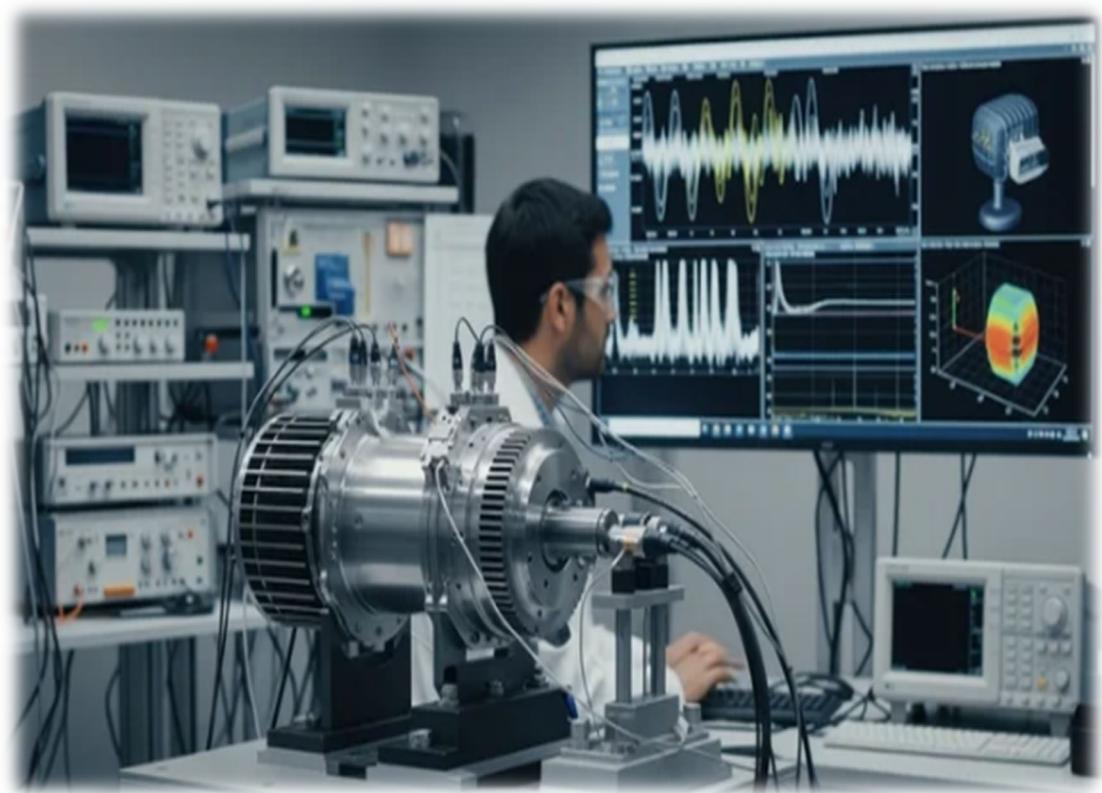
Conceptos Básicos

Introducción

La vibración en maquinaria rotatoria, es normalmente considerada como indeseable, ya que produce deterioro mecánico, desgaste y ruido. Esto es especialmente cierto cuando los niveles de vibración presentes sobrepasan los límites para operación satisfactoria.

Una maquinaria que opera con niveles excesivos, puede tener falla grave, llegando algunas veces a ser catastrófica. La utilización del análisis de vibración es el mejor medio para diagnosticar la presencia y el origen de una falla.

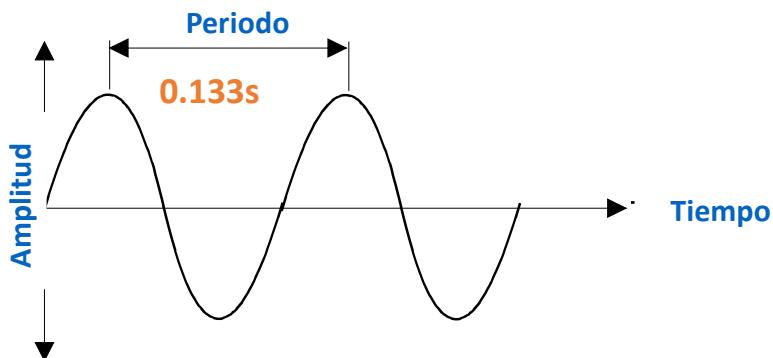
En la actualidad se han desarrollado una gran cantidad de técnicas de análisis de señales de vibración, algunas de ellas utilizan la forma de onda en el dominio del tiempo, otras consideran el estudio de los componentes de espectro de frecuencia, otras analizan la forma de la órbita descrita por el rotor y algunas otras utilizan ciertos filtros que se enfocan especialmente en determinar la condición de los rodamientos.



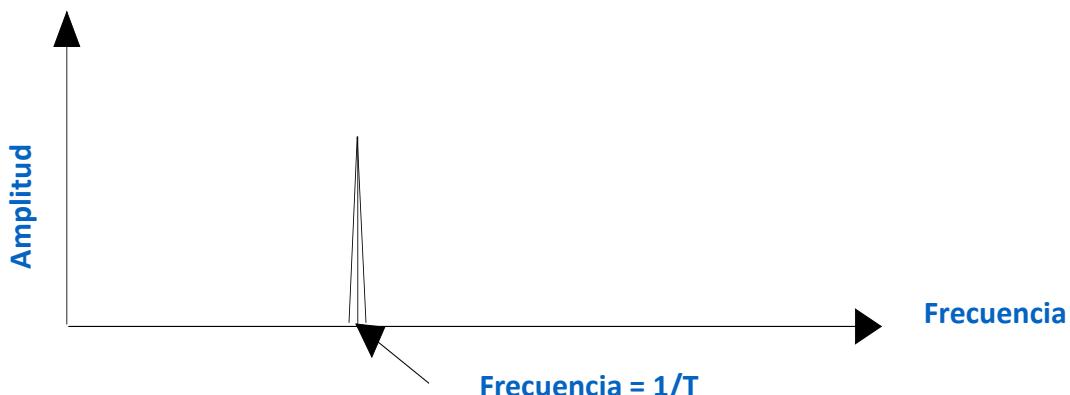
Definiciones

Frecuencia :

- Es el número de oscilaciones realizadas por un objeto en un tiempo determinado.
- La frecuencia a la cual ocurre la vibración indica el tipo de falla.
- Ciertos tipos de falla "típicamente" ocurren a ciertas frecuencias.



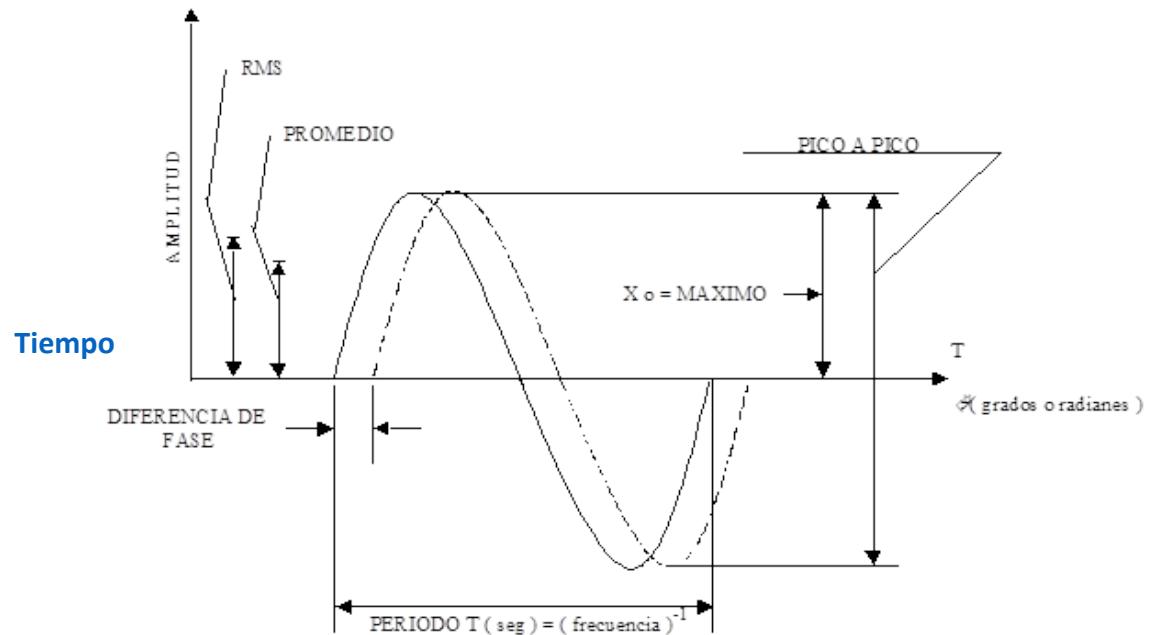
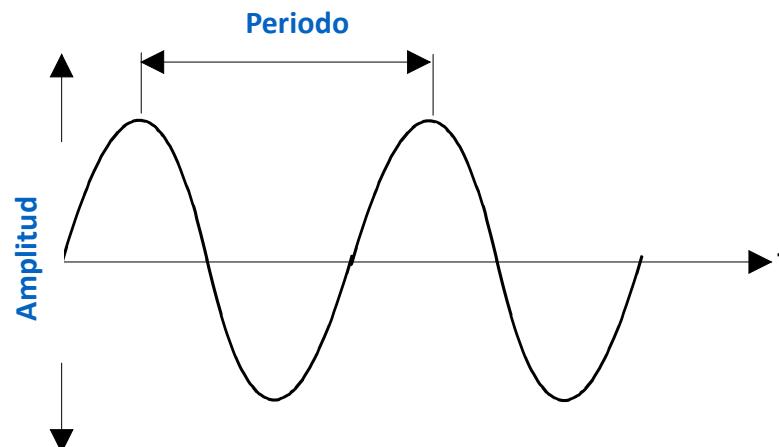
- $1 / T$
- $1 / 0.133s = 7,5 \text{ Hz (ciclo/seg)}$
- $7,5 \text{ Hz} * 60 = 450 \text{ CPM}$



Definiciones

Amplitud :

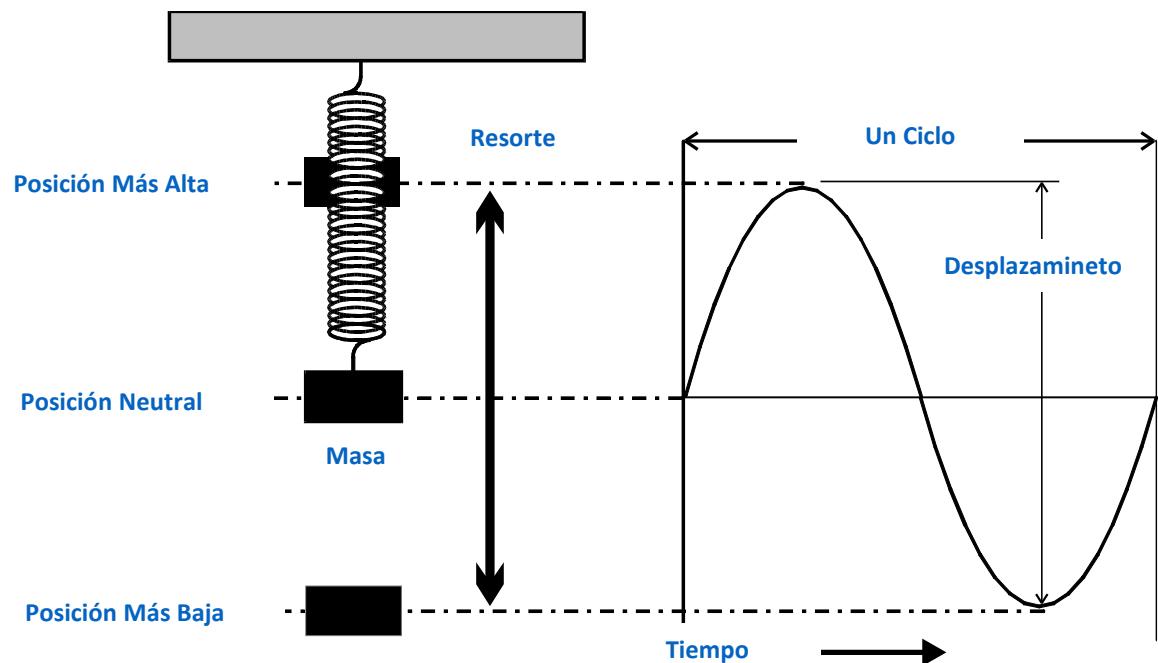
Es el tamaño de la señal de vibración, ésta determina la severidad de la falla; entre mayor es la amplitud, mayor la vibración, mayor el problema.



Definiciones

Vibración :

Se refiere al movimiento repetitivo que permite a un objeto recuperar consecutivamente su posición original. Estrictamente hablando una vibración se puede definir como una variación temporal del valor de magnitud característica del movimiento o de la posición del sistema mecánico cuando la magnitudes alternadamente mayor o menor que cierto valor promedio o de referencia.



Definiciones

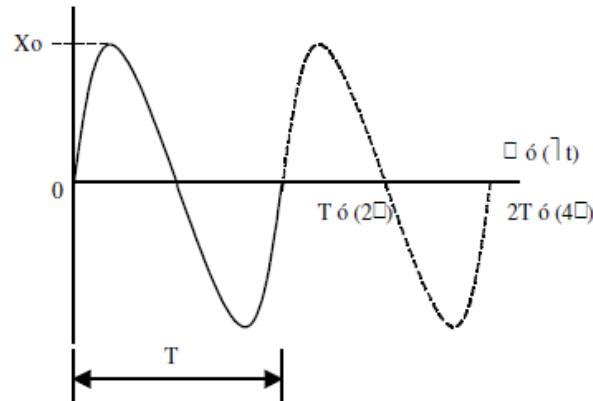
Movimientos armónico :

se refiere a una vibración tal que el desplazamiento X del objeto puede representarse por la función

$$X = X_0 \sin \omega t$$

Donde:

- X_0 = Frecuencia.
 X_0 = Representa la amplitud máxima del desplazamiento de la vibración.
 X = Desplazamiento.
 t = Tiempo transcurrido.

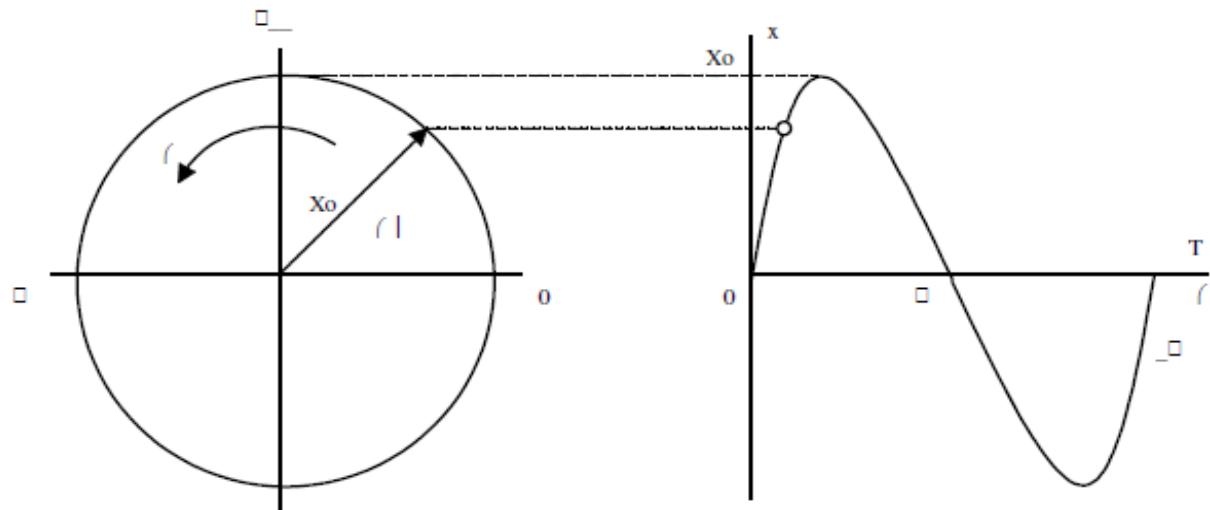


Esto se puede ilustrar en la figura siguiente donde se aprecia que este tipo de movimiento puede presentarse por una senoide; por lo que se conoce como movimiento senoidal.

Definiciones

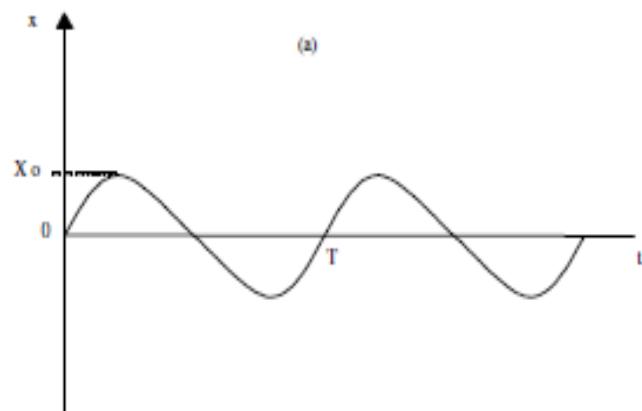
Periodo :

Es el tiempo que tarda un objeto en realizar un ciclo. La frecuencia es medida en ciclos por segundo, también en algunas nomenclaturas los ciclos por segundo son denominados Hertz, en honor del primer investigador en ondas de radio (que son vibraciones eléctricas).

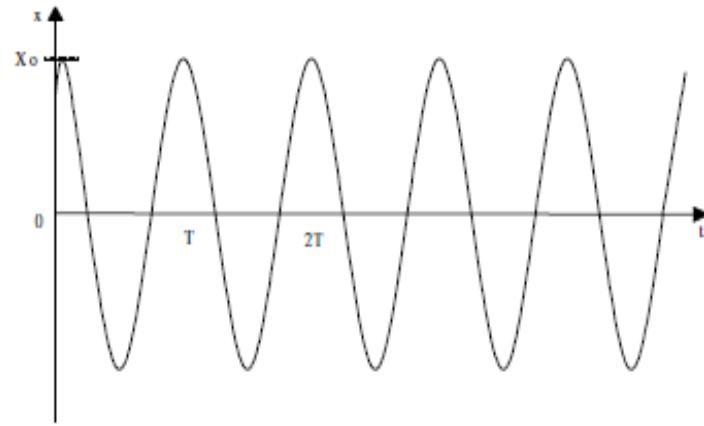


Período

Las siguientes figuras representan el movimiento vertical de un punto (en el papel), la senoide se genera solo porque el punto se desplaza a la derecha (o del papel hacia la izquierda) en forma proporcional al tiempo transcurrido t , de no ser así el punto solo generaría una línea vertical, repasada tantas veces como se repetiría el ciclo.



a) Baja frecuencia y menor amplitud



b) Alta frecuencia y mayor amplitud

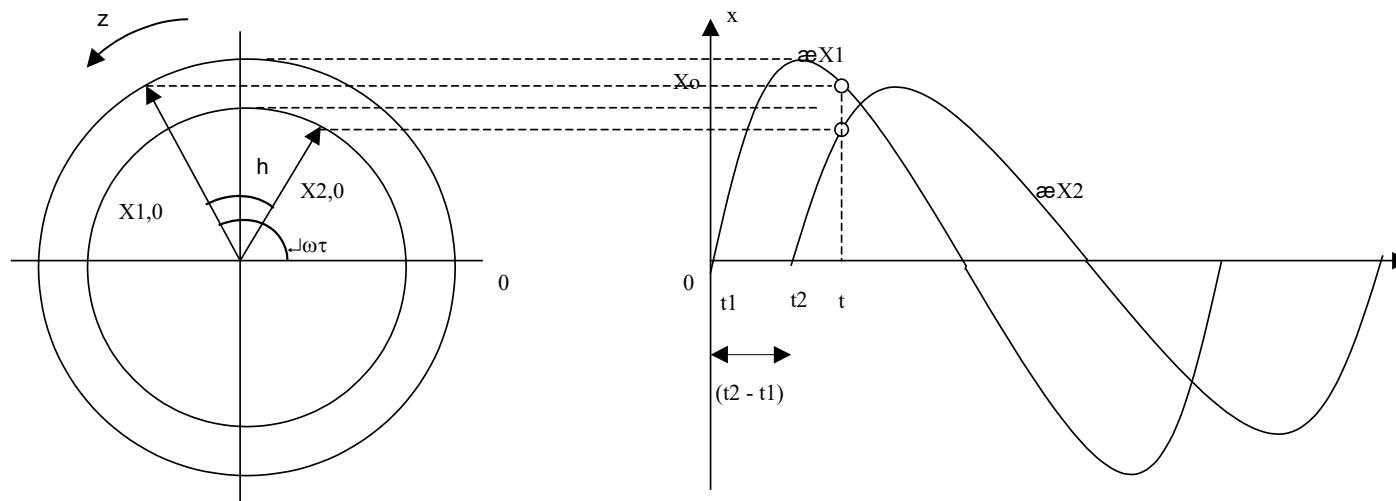
Definiciones

Fase :

La medición de fase no es un método de procesamiento. La medición de fase es la diferencia angular entre una marca de referencia en un eje rotatorio y la señal de vibración del eje.

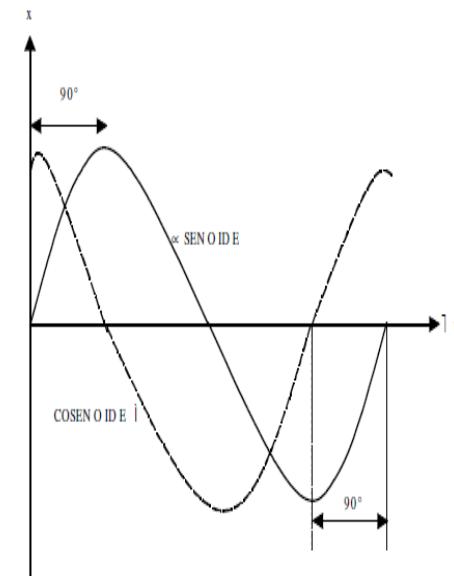
Esta relación proporciona información valiosa para afinar el diagnóstico de falla, en los niveles de la amplitud de la vibración, orbitación y la posición del eje y es muy útil; además para actividades de balanceo.

La explicación detallada sobre la definición, se menciona a continuación y las aplicaciones las encontrará en el capítulo de diagnóstico)



Definiciones

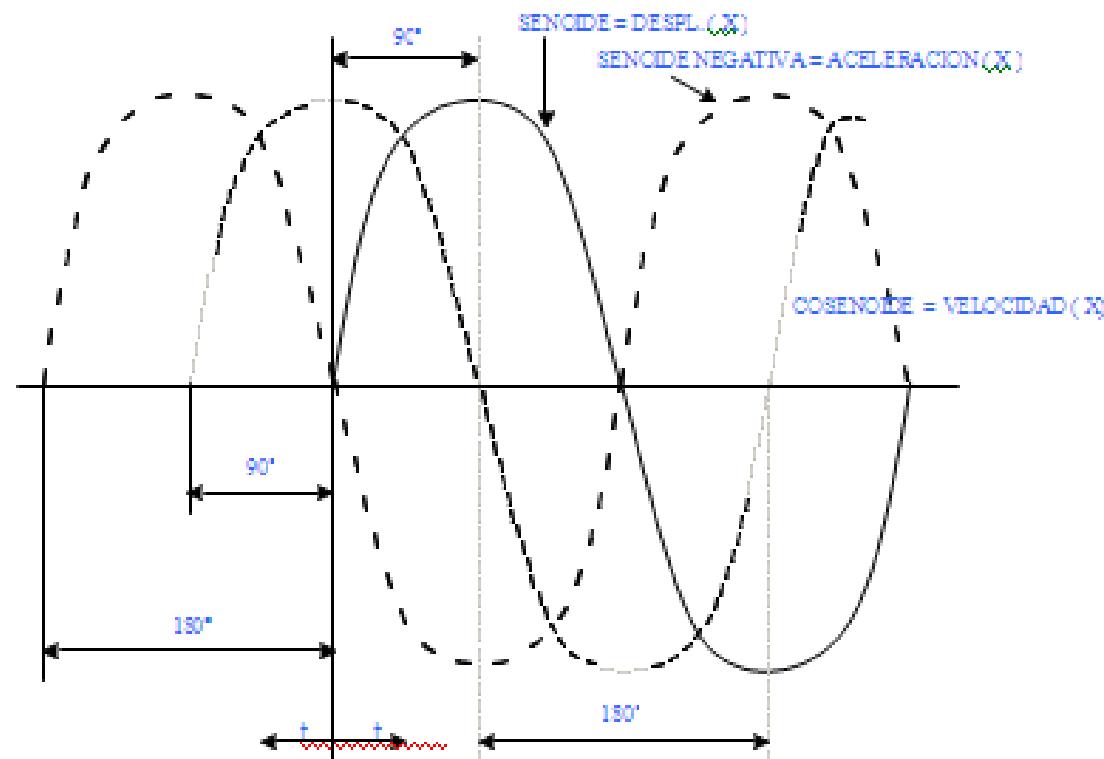
- **Desfasamiento entre dos vibraciones :**
- En el osciloscopio puede ser difícil trasladar exactamente los ejes horizontales de cero amplitud correspondiente a dos señales, para medir el lapso de desfasamiento, o puede dificultarse esta medición por la presencia de "ruido " en la señal o sino se trata de una senoide pura. Cuando se cuenta con equipo como los filtros de vectores o las lámpara estroboscópicas, puede ser más fácil medir el desfasamiento mediante un ángulo de fase, que forman los dos vectores de un diagrama polar como el de la figura anterior. Una función que por definición está adelantada 90° con respecto a una senoide es la cosenoide, ver la siguiente figura, debe notarse además que un adelanto o retraso de 180° equivale a intervenir el signo de una función senoidal y cosenoidal



Definiciones

Desfasamiento entre senoide y cosenoide :

Estas funciones se muestran en la siguiente figura, donde se aprecia que la aceleración de una vibración está adelantada 180° con respecto a su desplazamiento y 90° con respecto a su velocidad.

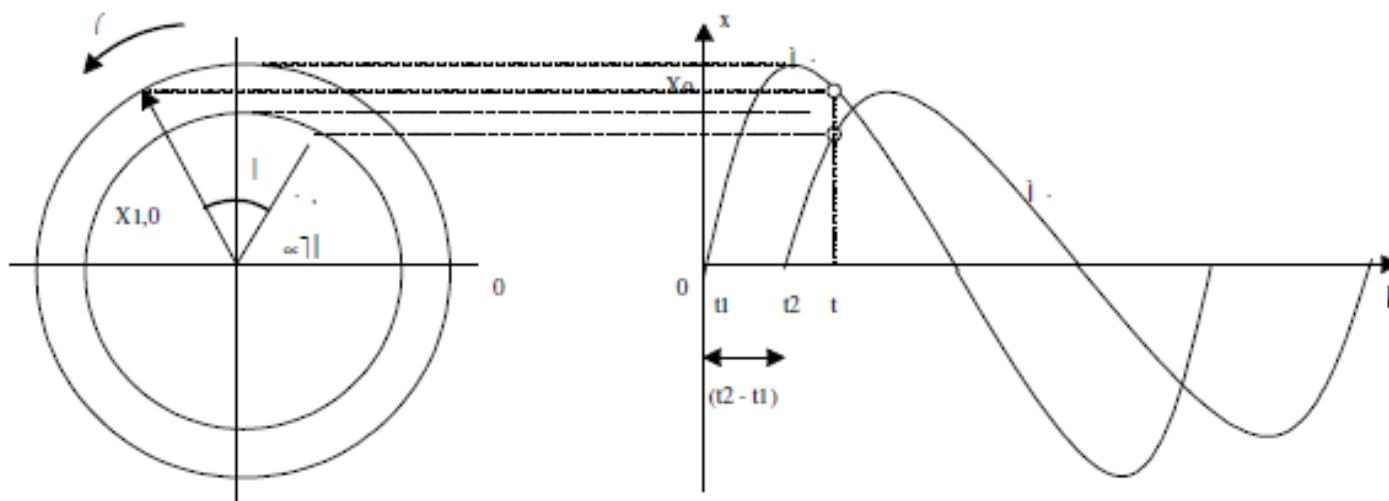


Relación de fase entre desplazamiento, velocidad y aceleración de una vibración

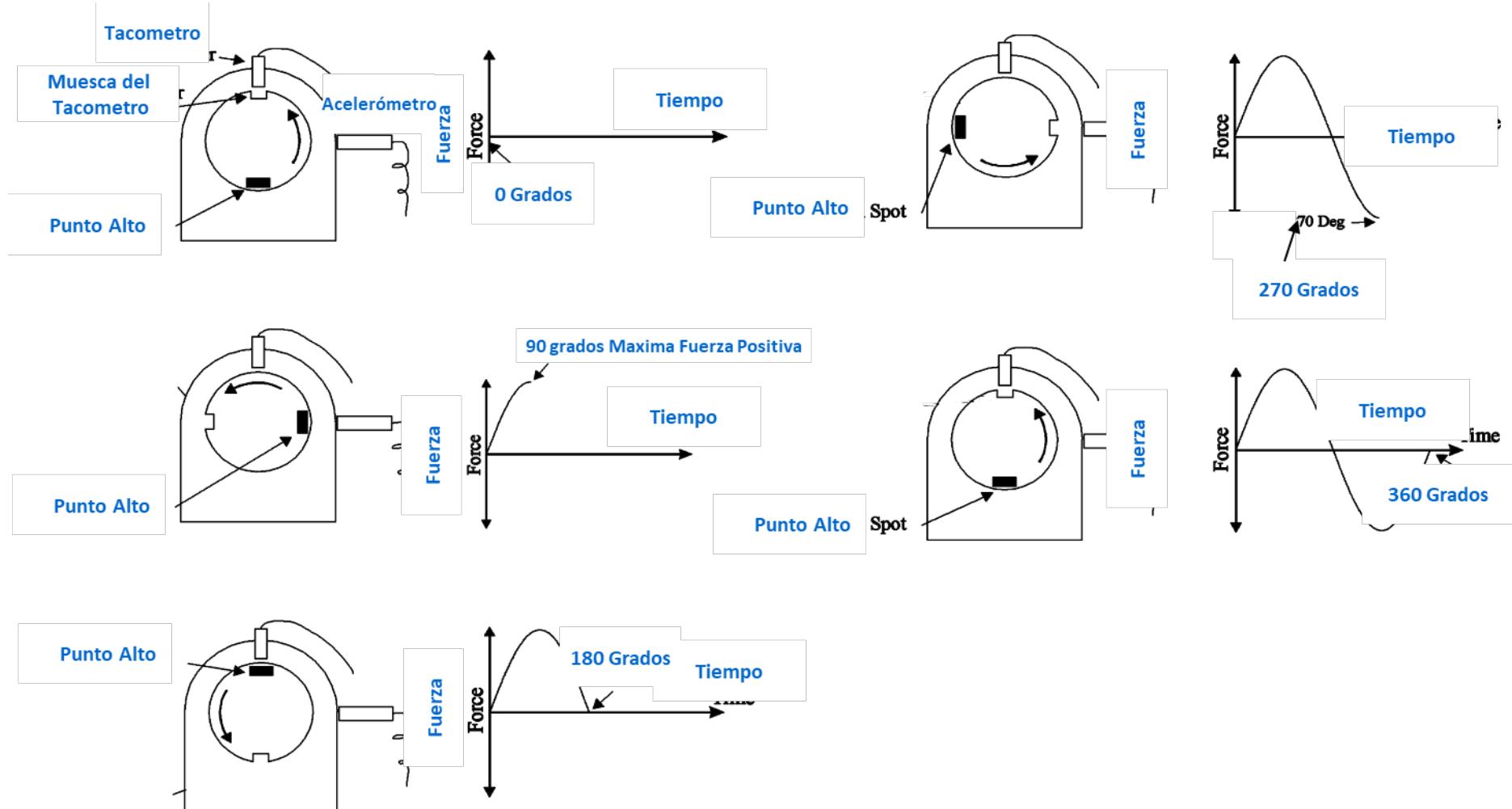
Definiciones

Medición de Fase:

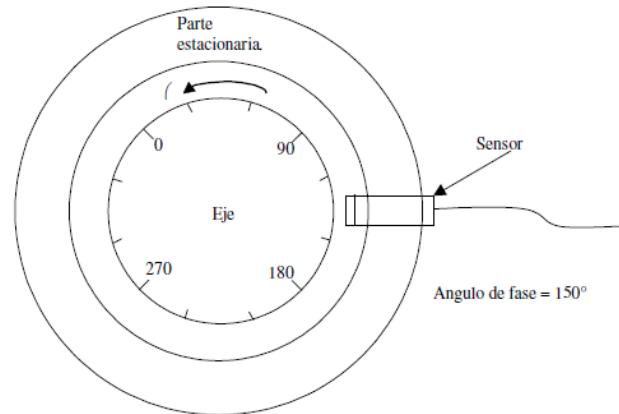
Dos vibraciones con la misma frecuencia f (o ω), pueden ser no simultáneas, es decir, mientras que la vibración X_1 empieza en t_1 , la vibración X_2 empezará en t_2 , ver la siguiente figura, se dice entonces que las vibraciones están fuera de fase o desfasadas en un lapso $(t_2 - t_1)$.



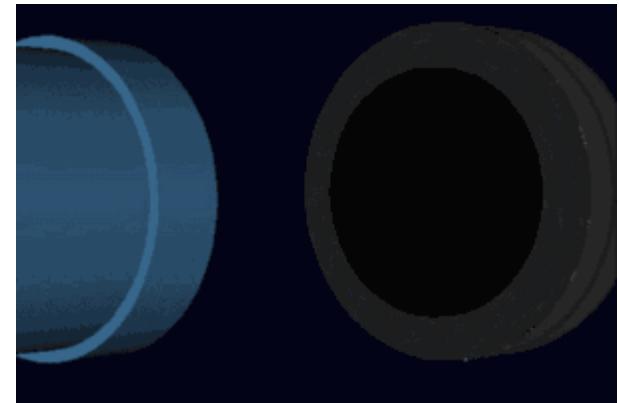
Medición de Fase:



Medición de Fase relativo a una Marca Fija



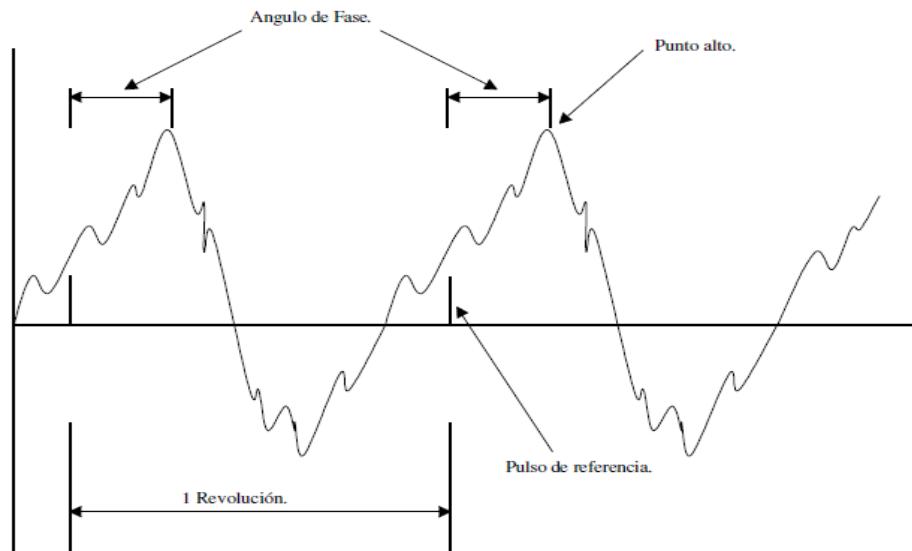
Medición de fase con lámpara estroboscópica.
(numeración en el eje)



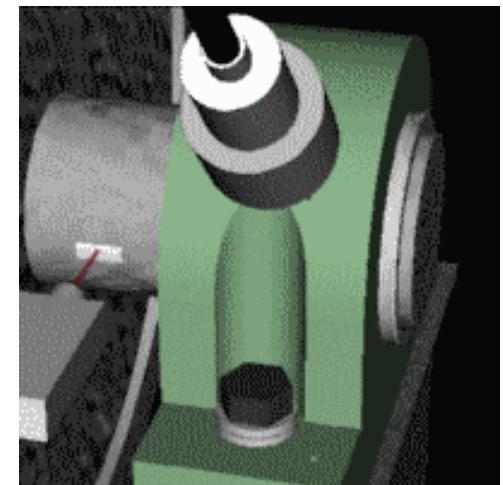
Medición de Fase relativo a una Marca Fija

Usando Generador de Pulses Sincrónicos :

Si el pulso se alimenta a un osciloscopio, el ángulo de fase será igual a la diferencia en grados entre el pulso y el siguiente pico (punto alto) de la señal de vibración, como se nota en la siguiente figura, el pulso se puede alimentar a los analizadores de vibración o filtros digitales de vectores, los cuales proporcionan una lectura directa del ángulo de fase. Esta lectura corresponde al mismo ángulo determinado cuando se utiliza un osciloscopio; es decir, es el ángulo de rotación del eje que se obtiene desde que se detecta la marca de referencia hasta que el transductor detecta el punto alto de la vibración.



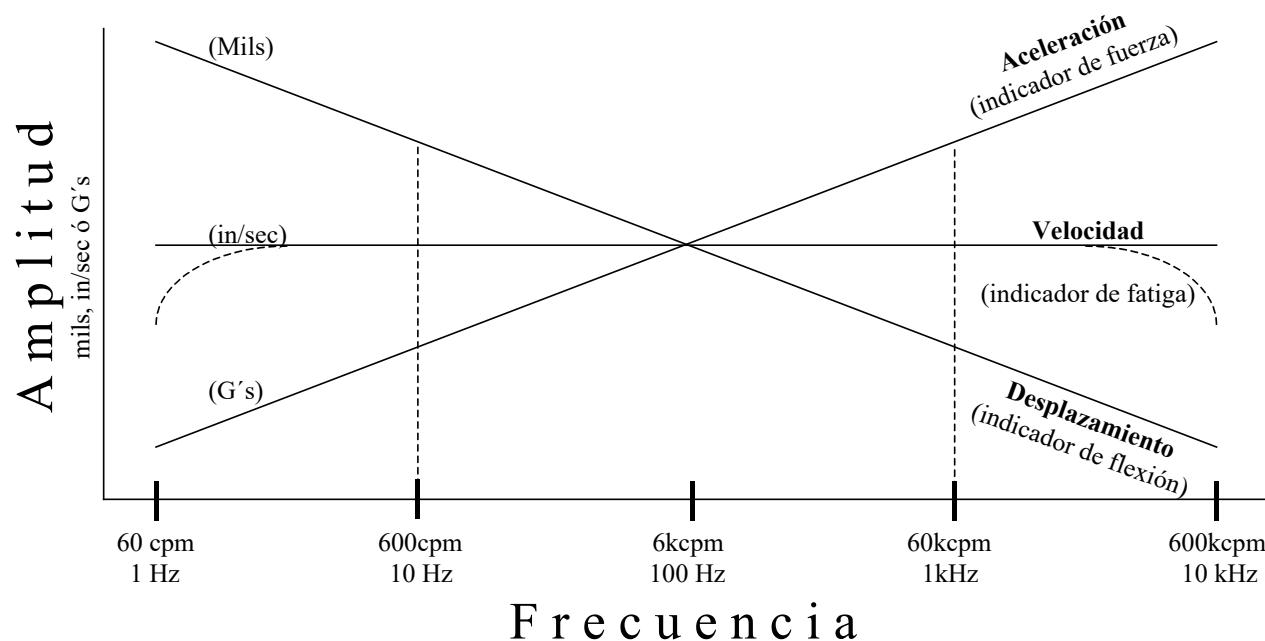
Medición del ángulo de fase utilizando un generador de pulsos síncronos y un osciloscopio.



Medición del ángulo de fase utilizando un generador de pulsos síncronos y un osciloscopio.

Cuando Utilizar el Desplazamiento, la velocidad y cuando la Aceleración

Las fuerzas de la máquina (tanto internas, como externas) generan cierta vibración, algunas veces la vibración es aceptable y en otras no. Como se trató en el tema de introducción a la vibración, se puede analizar una señal de vibración mediante la aceleración, velocidad y desplazamiento. Como se demuestra matemáticamente, que la velocidad a cualquier frecuencia es proporcional al desplazamiento multiplicado por la frecuencia, y que de igual manera la aceleración es proporcional a la velocidad por la frecuencia, lo que significa que también es igual al desplazamiento multiplicado por el cuadrado de la frecuencia. Esto se puede fácilmente visualizar en la siguiente figura.



Comparación de las unidades utilizadas en la medición de vibración
(Desplazamiento, Velocidad y Aceleración.)

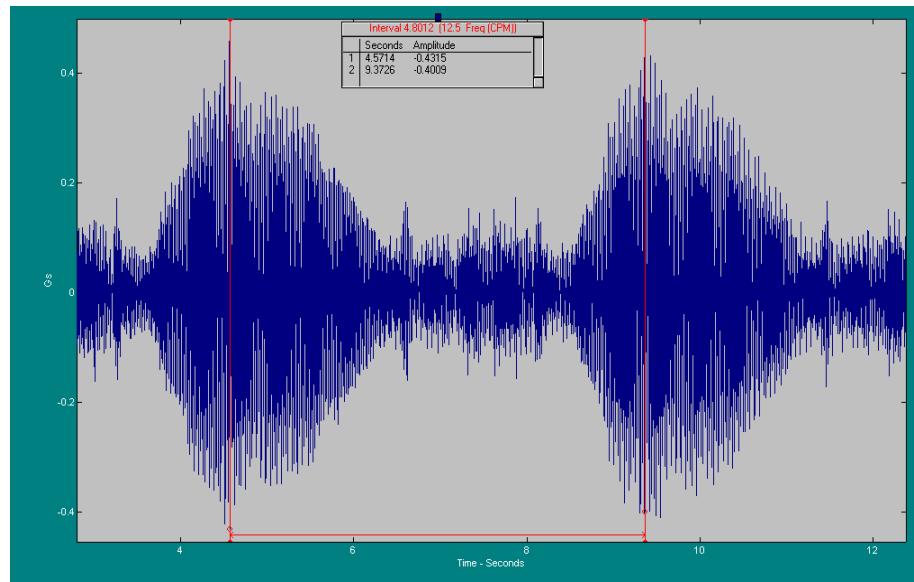
El Análisis de forma Onda

La forma de onda despliega una muestra de un tiempo corto de la muestra total de la vibración. La idea típicamente no es usada como otros formatos de vibración, el análisis de la señal en el dominio del tiempo puede proporcionar indicios de la condición de la máquina que no siempre son evidentes en los espectros de frecuencia, por lo que se recomienda utilizar este tipo de señal como parte del programa de análisis.

Para realizar un análisis en el dominio del tiempo es sencillamente usar la forma de onda en lugar del espectro, lo que nos ayuda a diagnosticar problemas de máquinas rotativas. Información que se puede obtener a través de la forma de onda.

Impactos y ruido aleatorio: los impactos pueden ser causados por rodamientos, donde los elementos rodantes encuentren un defecto o deformación en los anillos del rodamiento. Si existe algún ruido externo, la señal del espectro no estará bien definido a la frecuencia de fallo del rodamiento.

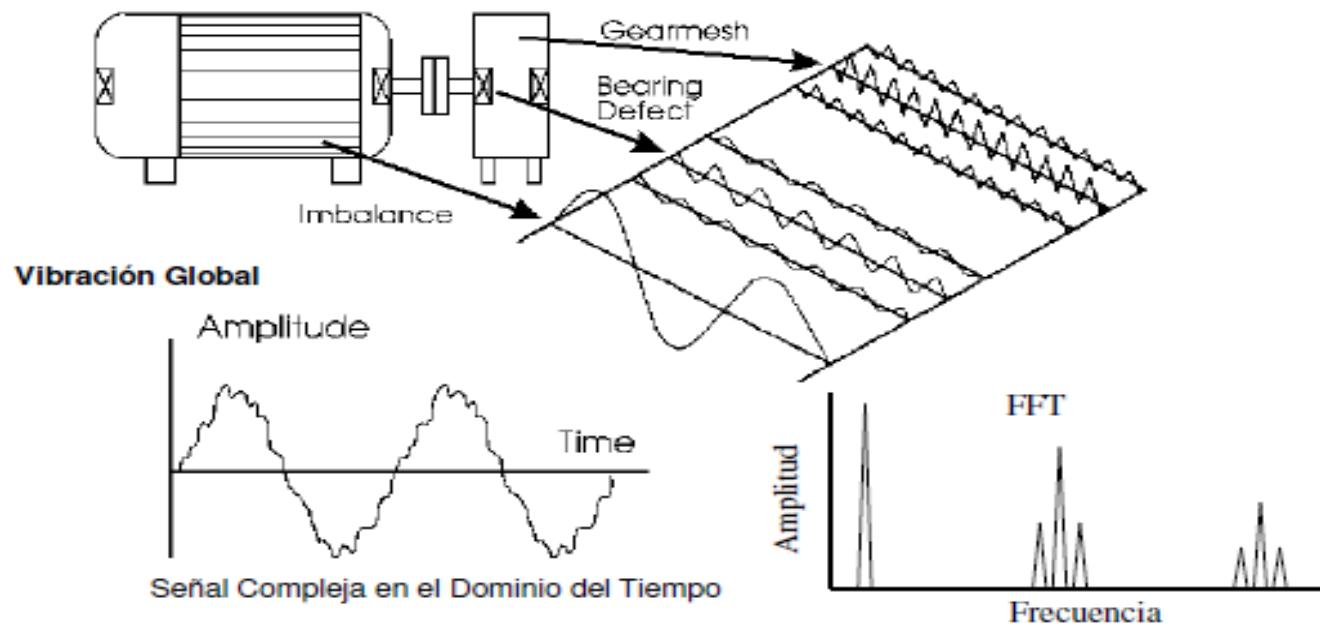
Señal truncada: en casos de holgura, como en el caso de un soporte de rodamiento que se ovaliza durante una parte de la rotación, y luego hace contacto con la base durante el resto del ciclo, la forma de onda se podrá observar truncada por un lado. Esto se podrá apreciar en los armónicos del espectro, pero otros tipos de distorsión en la forma de onda también producirán armónicos. La forma de onda permite identificar rápidamente el tipo de holgura donde el movimiento se limita en una sola dirección.



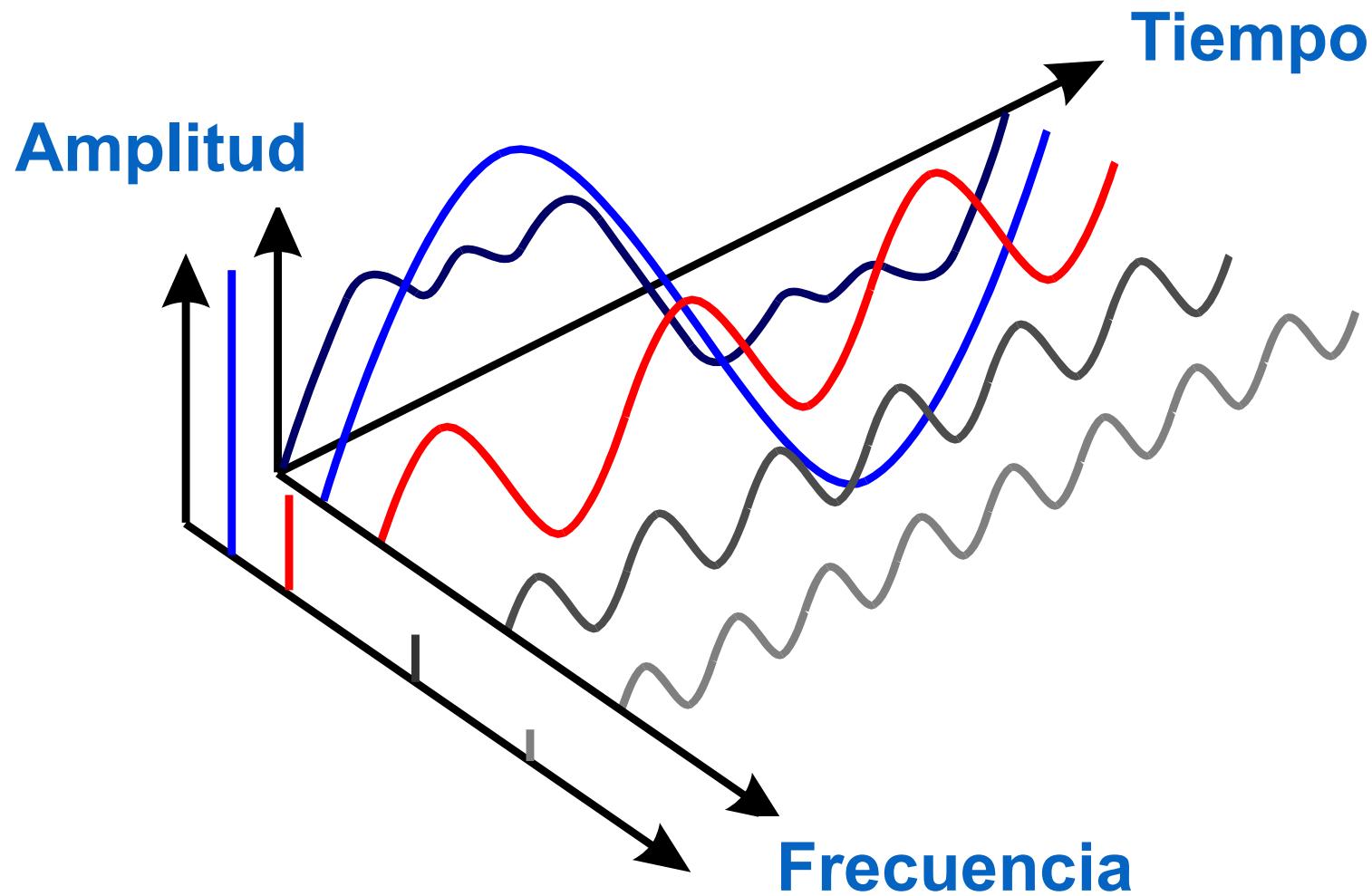
Transformadas Rápida de Fourier

El espectro FFT separa todos los componentes que se encuentran presentes en una máquina dentro de un rango de frecuencia determinada; pudiendo de esta manera identificarse el componente que pudieran estar generando vibración excesiva y de esta manera identificar la posible anomalía que pudiera estarse presentando. (ver la figura siguiente):

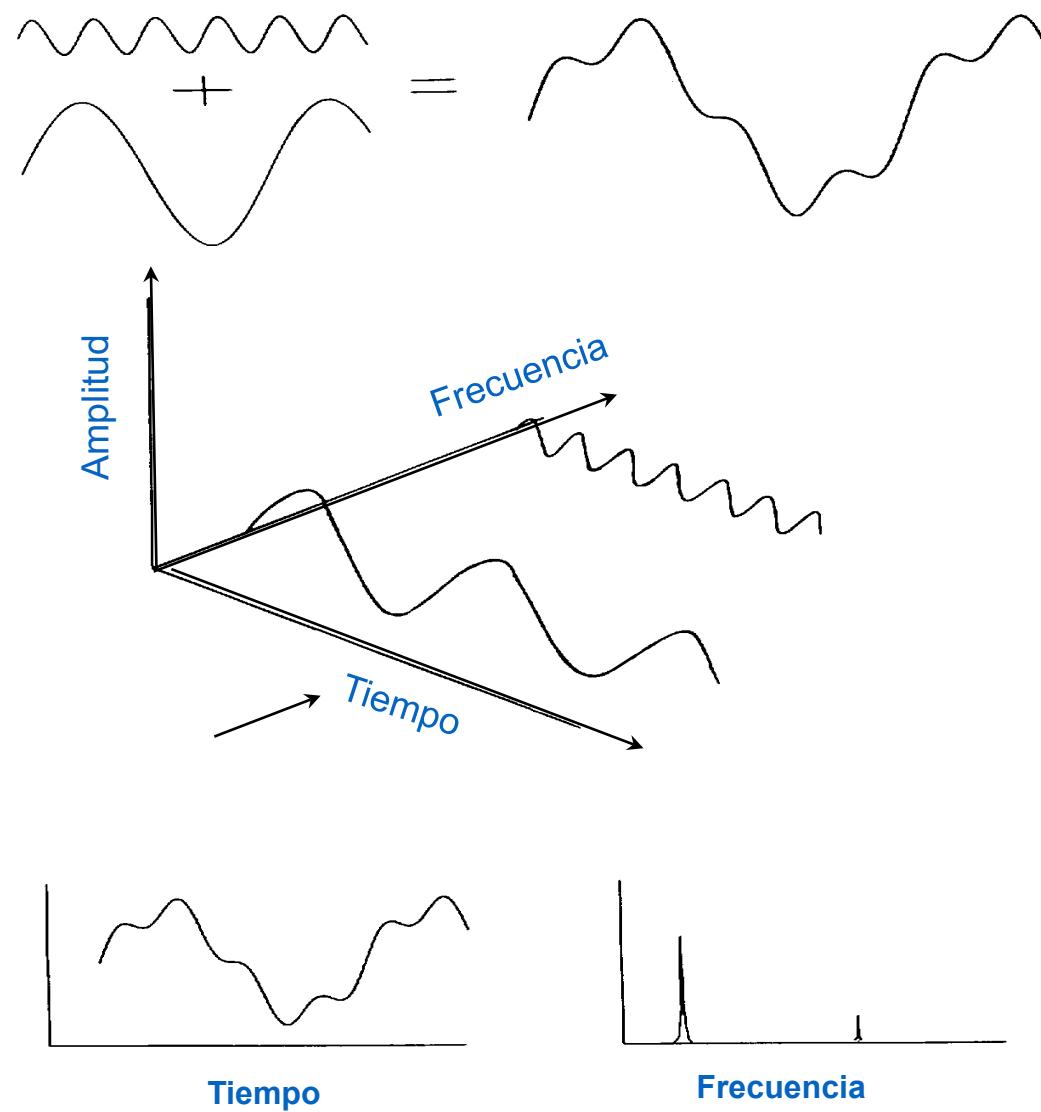
Señal de Vibración Compleja Convertida a una Señal Espectral



Tiempo- Frecuencia



Tiempo - Frecuencia



3



Transductores de Vibración

Introducción

Una vibración en general es un fenómeno difícil de medir o analizar directamente y con precisión mediante los sentidos humanos; a menos que dicha vibración tenga frecuencias muy bajas y amplitudes suficientemente grandes.

Para resolver este problema, las vibraciones que se requieran analizar, deben adoptar formas o características manejables equivalentes; de tal manera que puedan ser amplificadas, grabadas, etc. Y transformarlas en señales visibles o aptas para el análisis visual, electrónico y computacional.

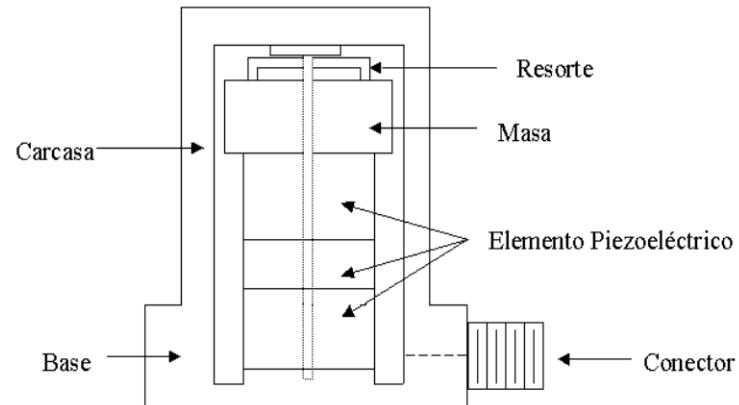
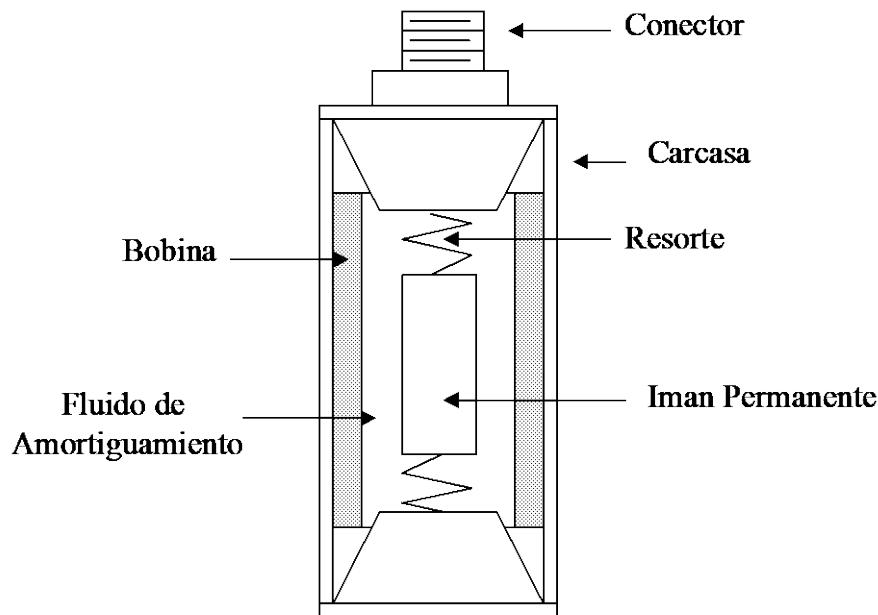
A la transformación de vibraciones en esas señales manejables se les denomina detección de vibraciones, y a los equipos que llevan a cabo dicha transformación, se les conoce como transductores de vibración.

Los transductores de vibración también son conocidos como sensores, detectores, captores o sondas; en este texto se adopta el término transductores de vibración, ya que corresponde técnicamente a la función desempeñada y es el adoptado por la mayoría de los estudios serios al respecto. Debe notarse que el término sonda se emplea aquí para determinar una parte de algunos traductores.

Transductores de Vibración

Necesidades en la Detección de Vibraciones

Los requisitos tanto de aplicación como propios del análisis de vibraciones, originan una serie de necesidades técnicas en la detección de señales de vibración, que repercutirán en la selección del transductor mas adecuado.



Corte de un transductor de aceleración típico.

Transductor Típico de Velocidad

Clase de Diseño

Clase de Diseño	
Sensibilidad al Voltaje	10 mV/g 100 mV/g 500 mV/g
Elemento Sensor	PZT Cuarzo
Configuración Sensor	Cizalle Compresión Flexión
Energización	2 – hilos (SCP) 3 - hilos
Montaje	1/4-28 M6 10-32



Consideraciones para la Selección

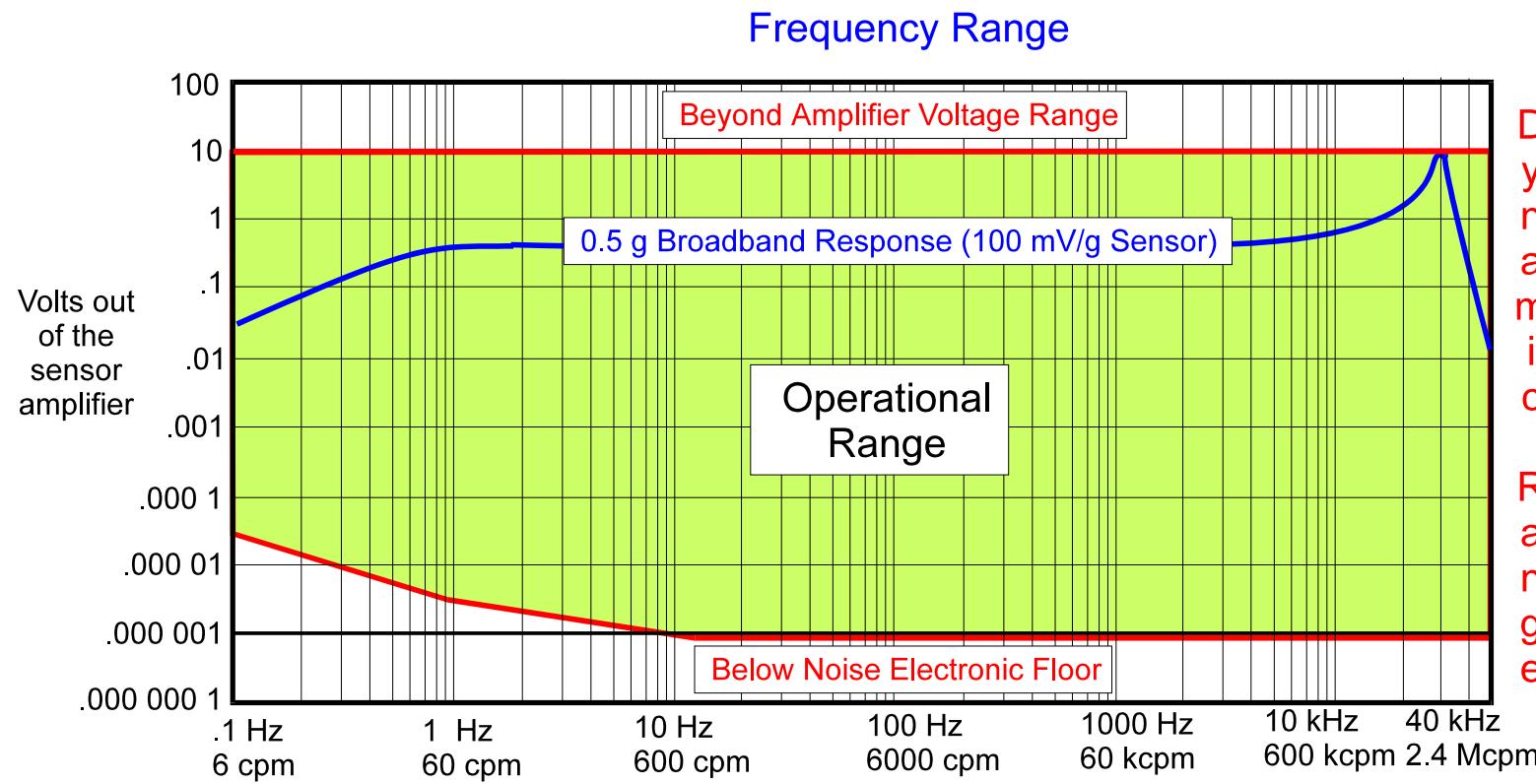
Consideraciones sobre el Acelerómetro

- Velocidad de la Máquina
- Niveles Max/Min de la Vibración
- Rango Completo de Frecuencia
- Limitaciones Tamaño/Peso
- Rango de Temperatura
- Ambiente Químico
- Ambiente Eléctrico
- Futuras Necesidades de Sensorización

Consideraciones sobre la Conexión

- Largo del Cable
- Temperatura del Cable
- Ruteo del Cable
- Sellado/Inmersión
- Conectores
- Requerimientos del Montaje
- Mantenimiento del Sistema
- Fuentes de Energía Disponibles

Rango Operacional



Operational Range of an Accelerometer Amplifier
(Shaded Region)

Selección de Sensibilidad

- <10 Hz (600 cpm)
- Bajo Ruido
- Baja Frecuencia
- Alta Sensibilidad

- 10-300 Hz
- Robusto
- Confiable

- > 300 Hz (18,000 cpm)
- Protegido de Sobrecarga
- Alta Frecuencia
- Baja Sensibilidad

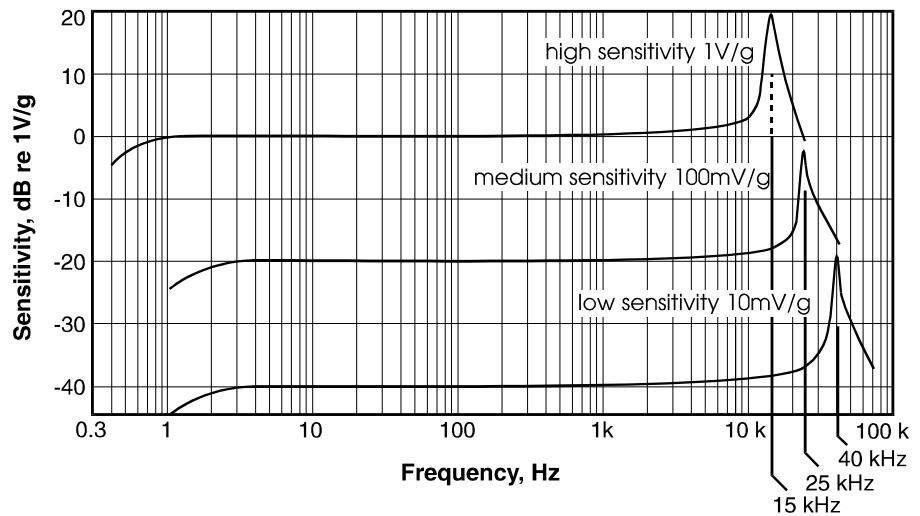


Figure 2. Typical Frequency Response Curves for Various Sensitivities

Selección Dinámica

Acelerómetros 793/786A/797

- 100 mV/g
- Amplio Rango de Frecuencias

799/797L Baja Frecuencia

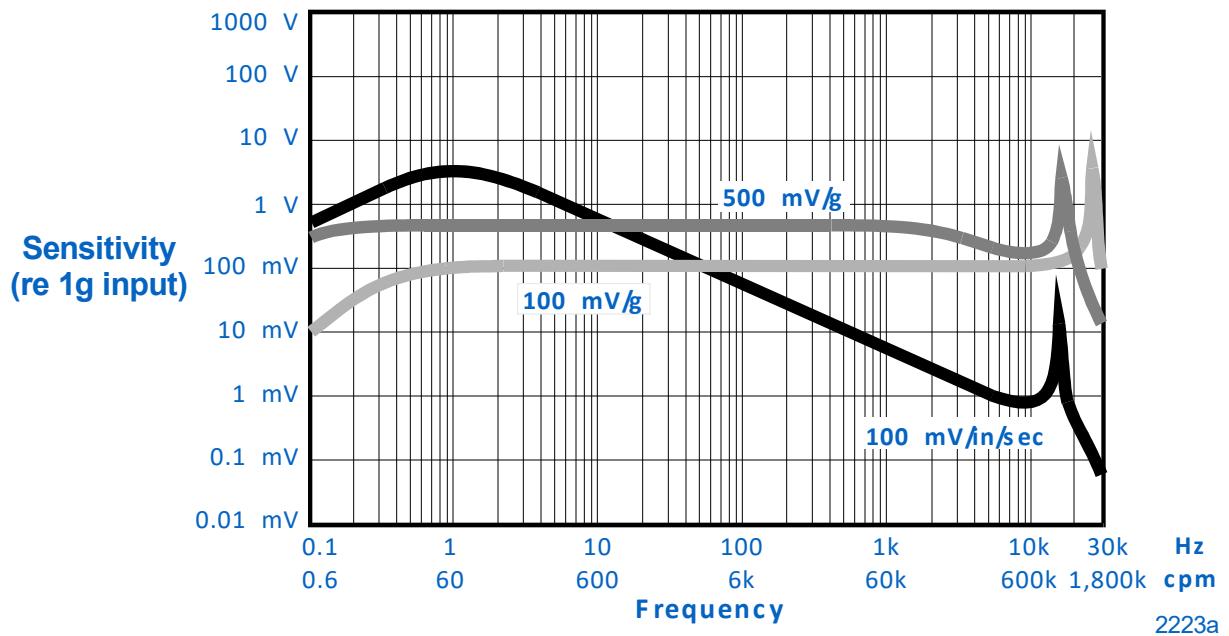
- 500 mV/g
- Muy Bajo Ruido

793V/797V Velocidad

- Alta Salida
- Atenuación de HF

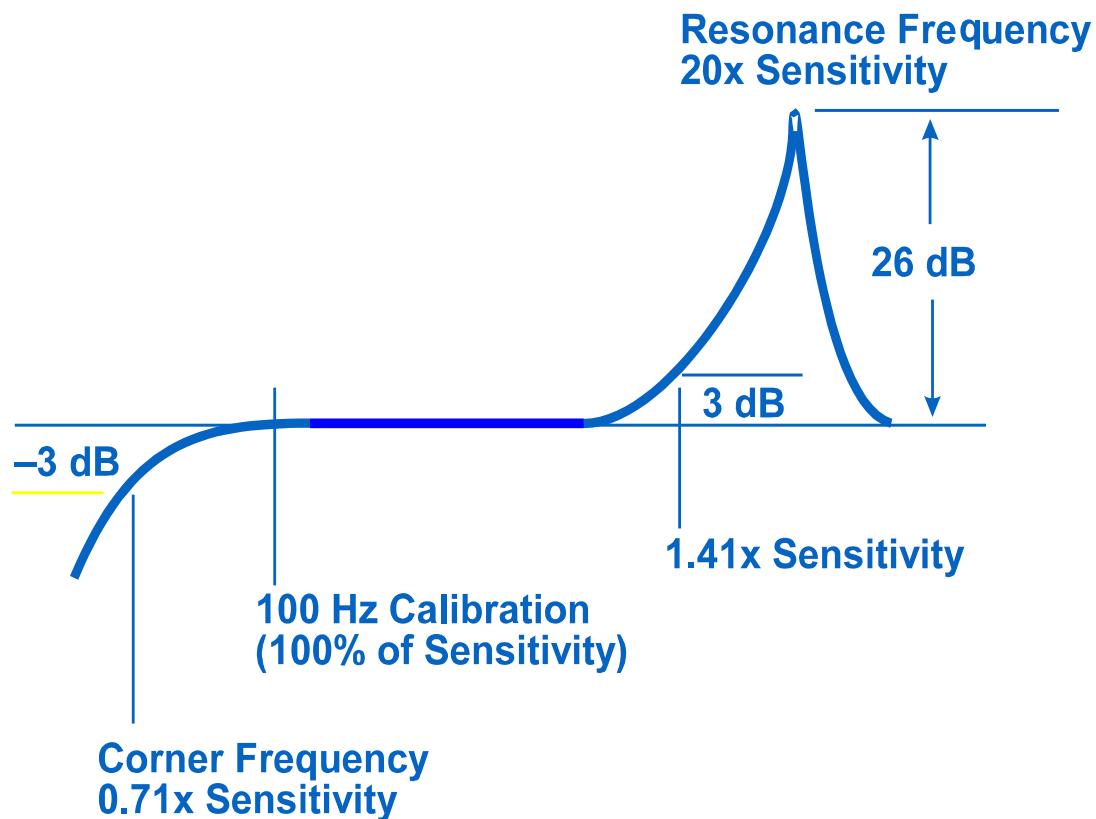
732A/732AT Alta Frecuencia.

- 10 mV/g
- Muy Altas Frecuencias



Respuesta de Frecuencia

- La Respuesta de Frecuencia, define las frecuencias mas altas y mas bajas que se pueden medir.
- La Resonancia controla el límite de alta frecuencia.
- El Filtrado y el Ruido controlan el límite de baja frecuencia.

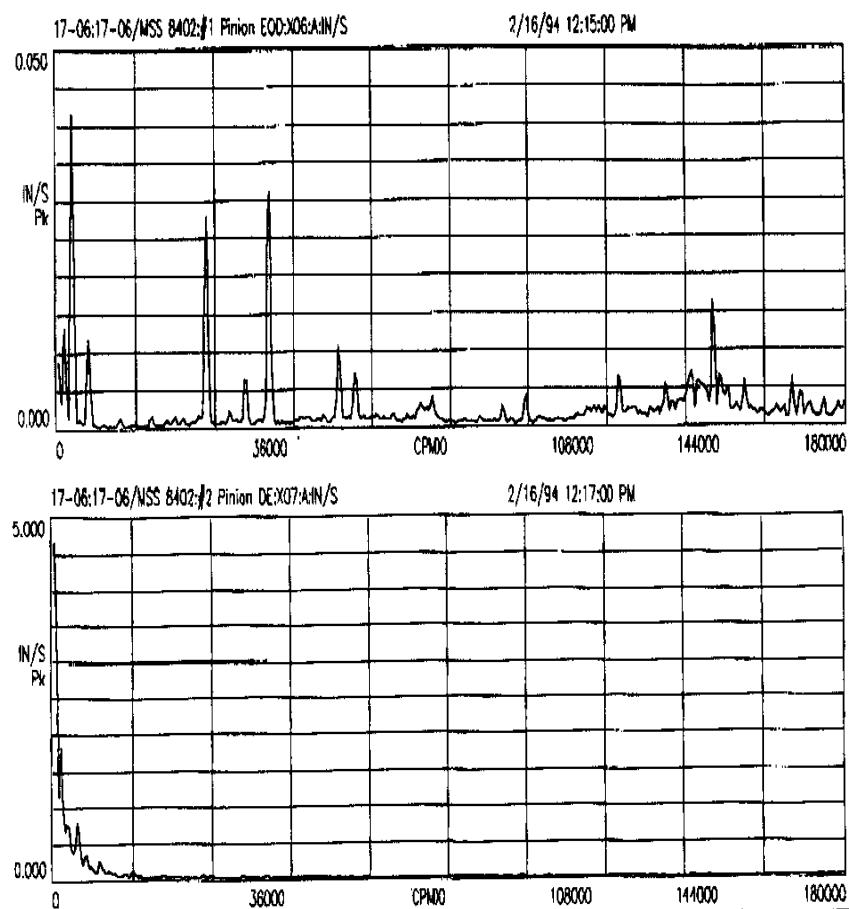


Vibración de Alta Frecuencia

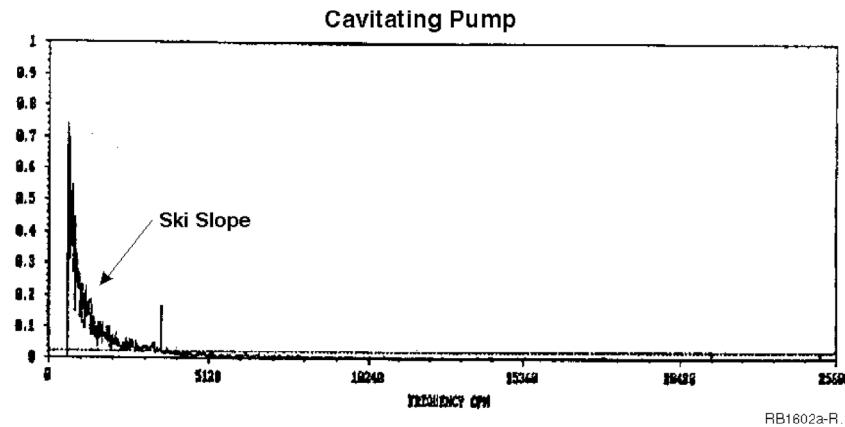
Vibraciones de **Alta Amplitud a Altas Frecuencias** pueden sobrecargar el sensor produciendo una **“Loma de Esquí”**

Causas de Sobrecargas de HF:

- Engranes
- Cavitación en Bombas
- Fugas de Vapor
- Impactos



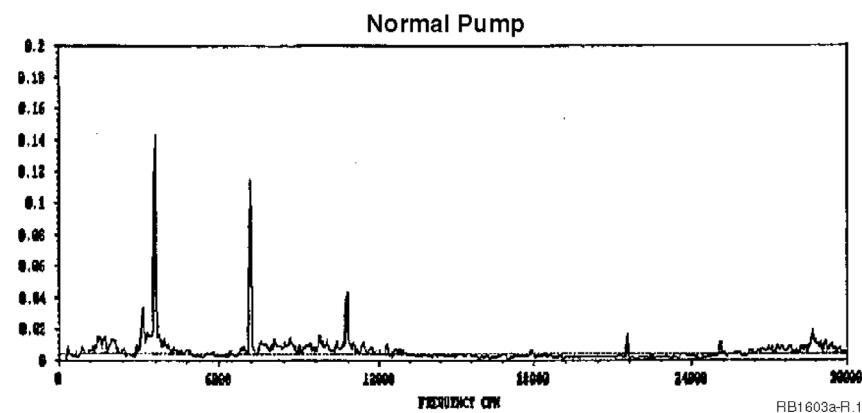
Sobrecarga de Acelerómetro



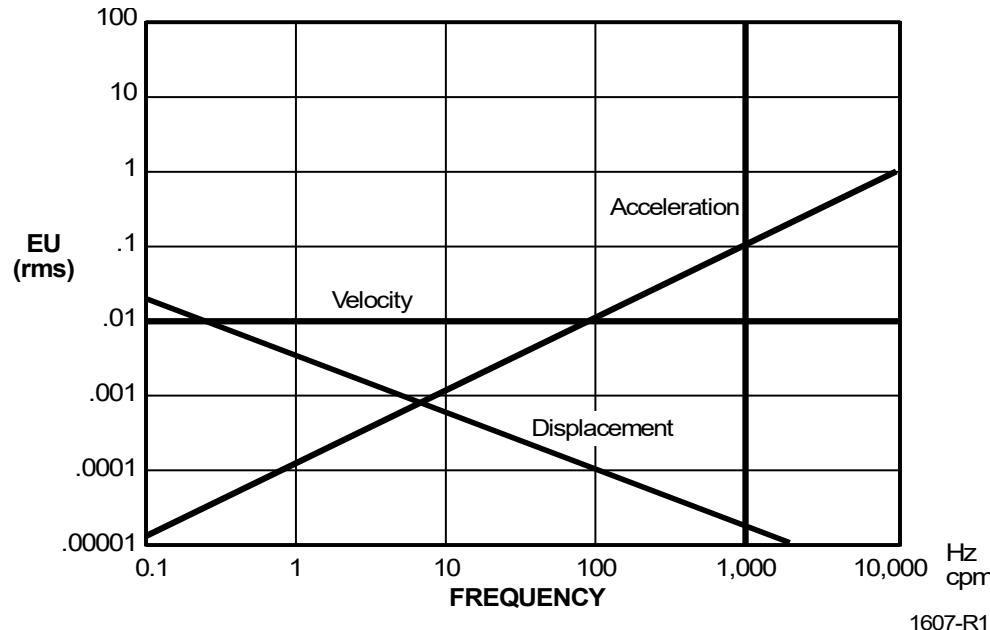
Espectro Normal en Bomba

Soluciones:

- Menor Sensibilidad
- Mayor Resonancia
- Filtros de Preamplificación

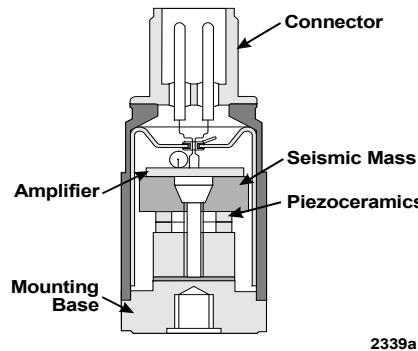


Vibración de Baja Frecuencia



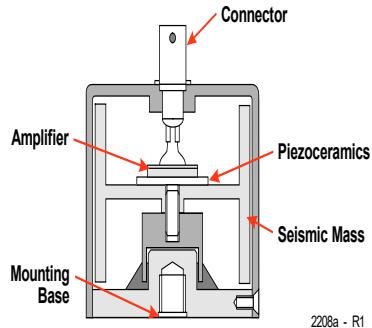
- Una muy baja Amplitud de la Vibración en términos de Aceleración se Produce a Bajas Frecuencias
- La Relación Señal-Ruido es la Consideración Primaria
- Los Acelerómetros de Baja Frecuencia son mas Susceptibles a la Interferencia Ambiental

Diseños de Acelerómetro

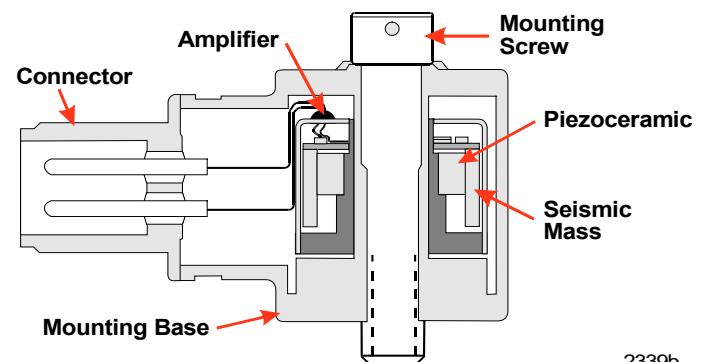


Compresión

- Robusto
- Amplio Rango



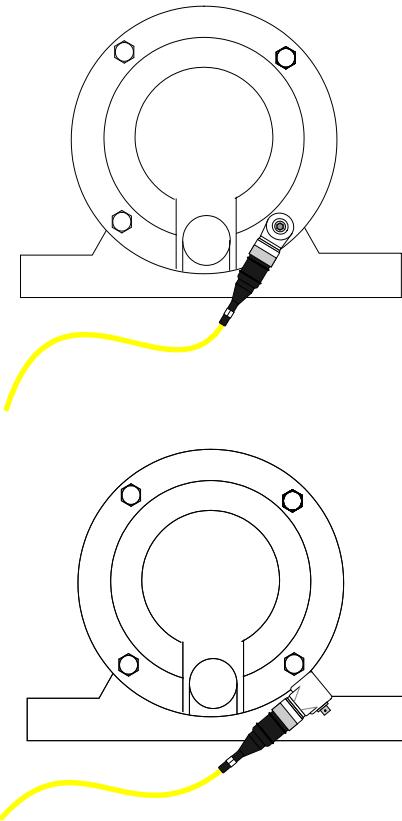
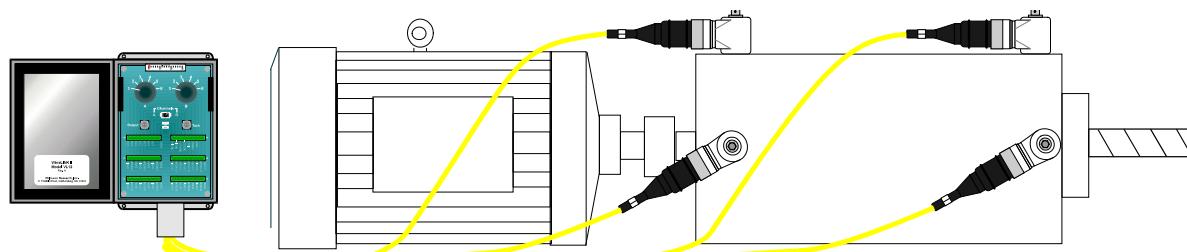
- Flexión
- Muy Baja Frecuencia
- Frágil



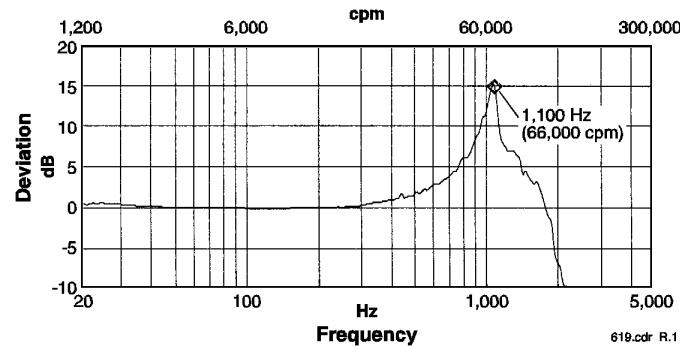
- Cizalle
- Baja Influencia Térmica
- Bajo Perfil

Diseños de Cizalle y Bajo Perfil

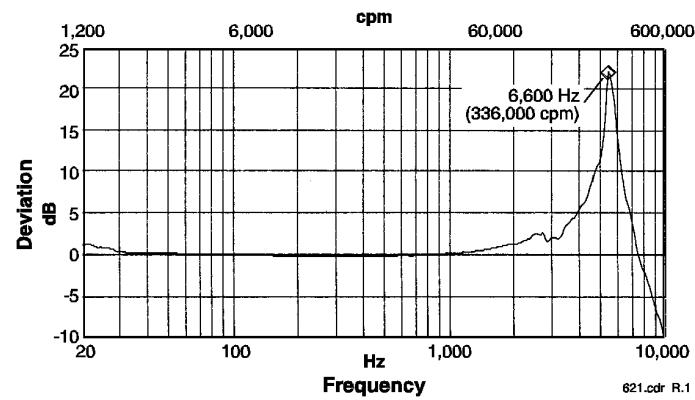
- Instalación Fácil
- Mantenimiento Fácil



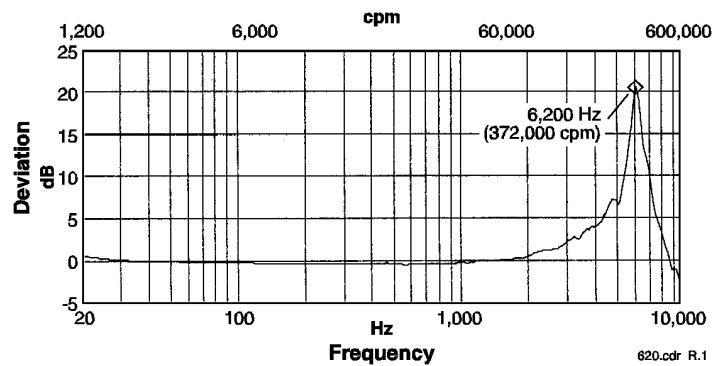
Respuesta de Montaje



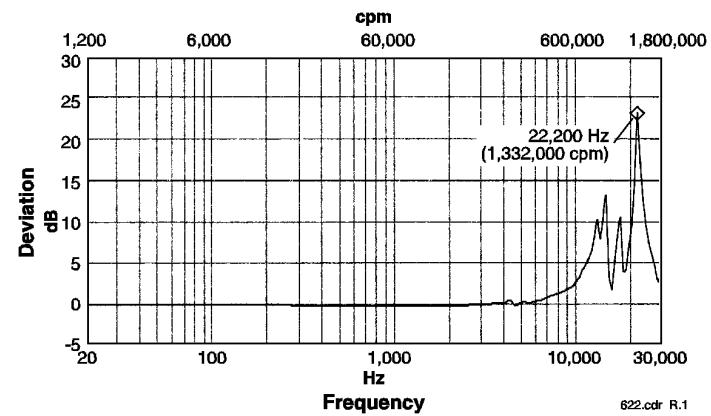
Punta del Palpador



Imán Plano

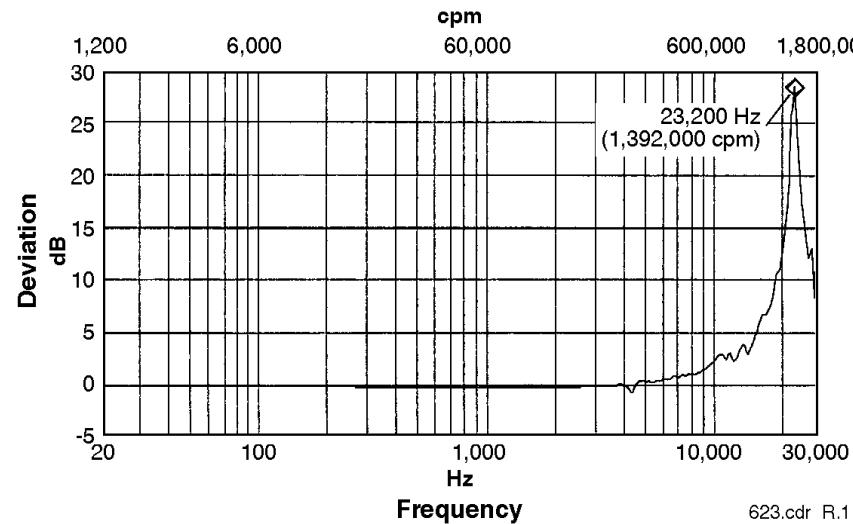


Imán de Superficie Curva

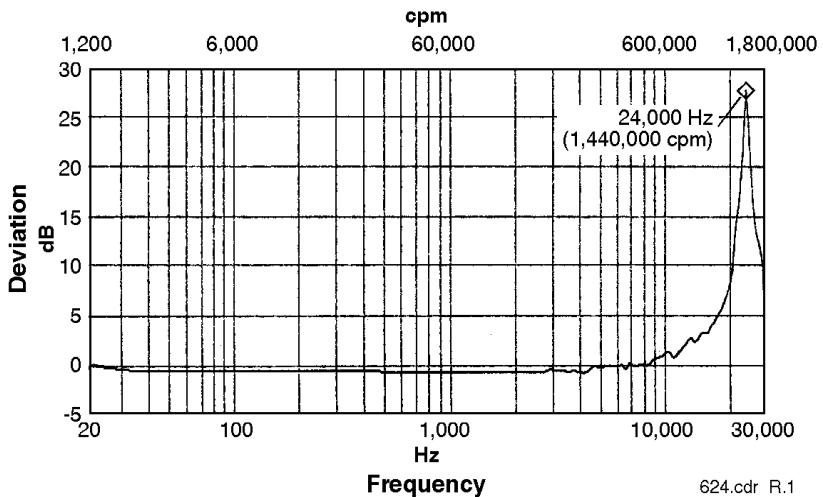


Conector Rápido

Respuestas de Montaje (cont.)



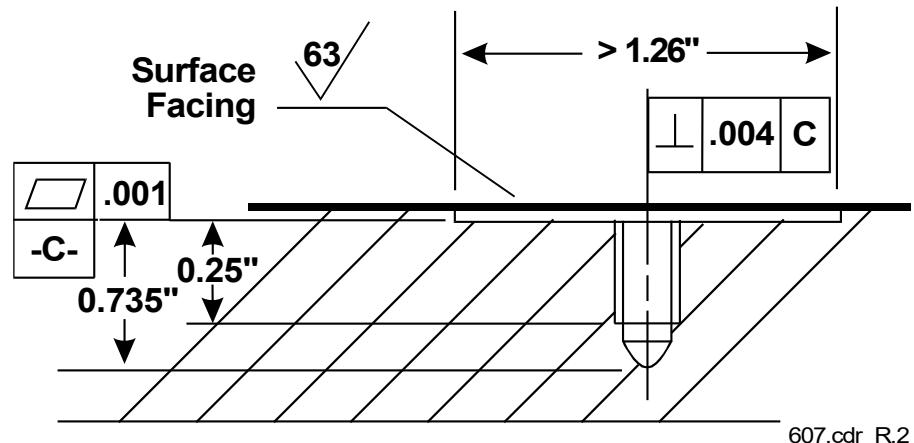
Base c/Adhesivo



Montaje con Prisionero

Montaje con Prisionero

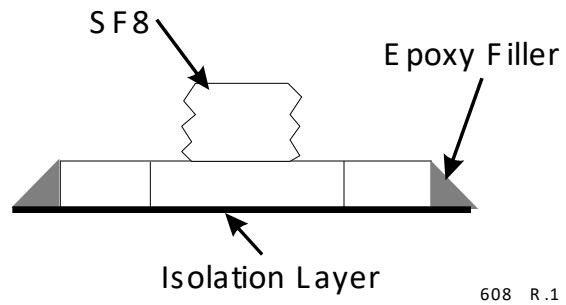
- Taladrar agujero, hasta la profundidad adecuada.
- Fresar un plano perpendicular al agujero.
- Roscar el hilo adecuado.
- Asegurar planitud, perpendicularidad y una textura superficial apropiada.



607.cdr R.2

Montaje con Adhesivo

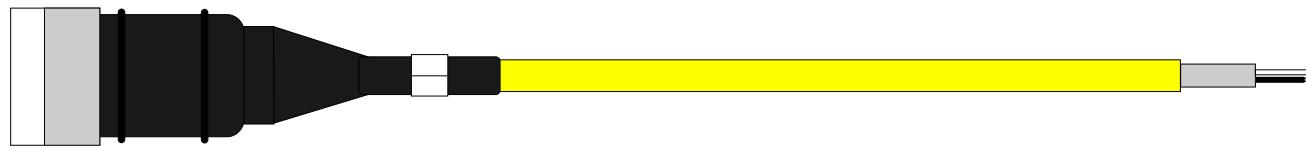
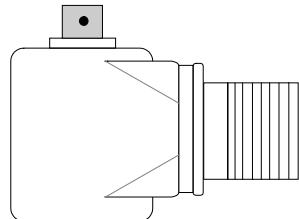
- Fresar una superficie plana.
- Mantener Terminación Superficial o Esmerilar.
- Limpiar la Superficie.
- Usar Adhesivo Adecuado.
- Usar Proporciones de Mezcla Apropiadas.



608 R.1

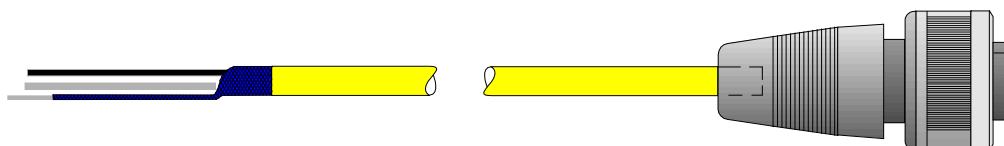
VersiLock 406 / Cat 19
LockTite Depend
LockTite Liquid Metal

Conectores Sellados



■ Serie R6SL

- Probados a 20 Mpa (3000 psi)
- Chorro de agua a 7 Mpa (1000 psi)

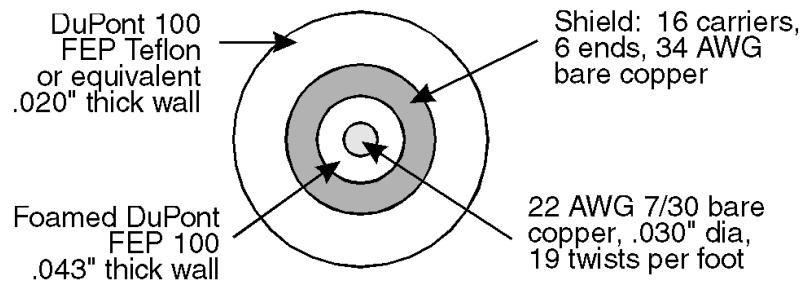


■ Nuevos serie R6W

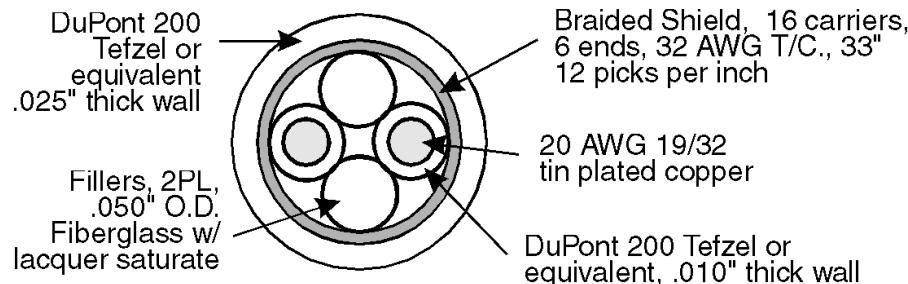
- Reemplaza a los conectores militares

Selección de Cables

Model J9T Coaxial Cable



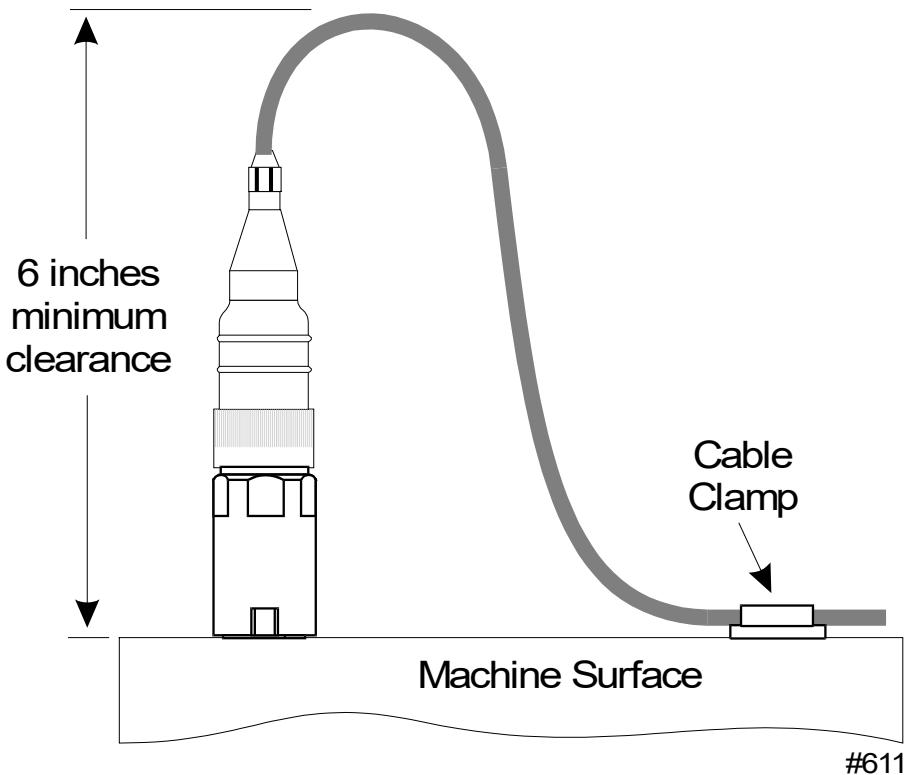
Model J9T2 Two-Conductor Shielded Cable



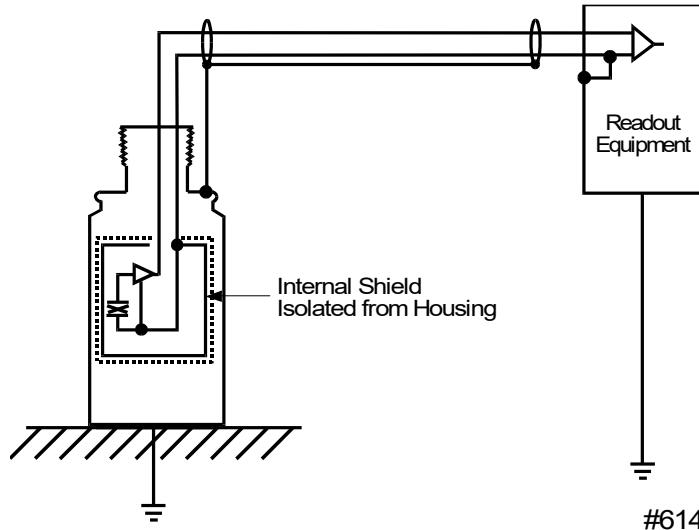
- Usar Cables Coaxiales para Conectores BNC y de Micropunto.
- Usar Multiconductor Blindado para En-Línea
- Blindajes Trenzados son Mejores que los de Lámina Metálica.
- El Teflón es el Material mas Robusto para Cables.

Ruteo de Cables

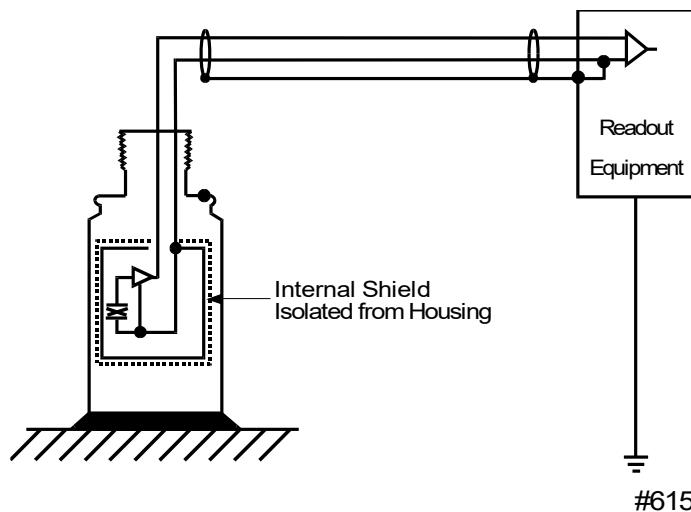
- Asegurar con Ataduras Plásticas o Abrazaderas.
- Fije a Ductos de Lubricación.
- Nunca Fije Junto a Cables de Potencia.
- Pueden ir Dentro de “Conduit”.
- Dar Holgura para Movimientos de la Máquina.



Puesta a Tierra de Cables

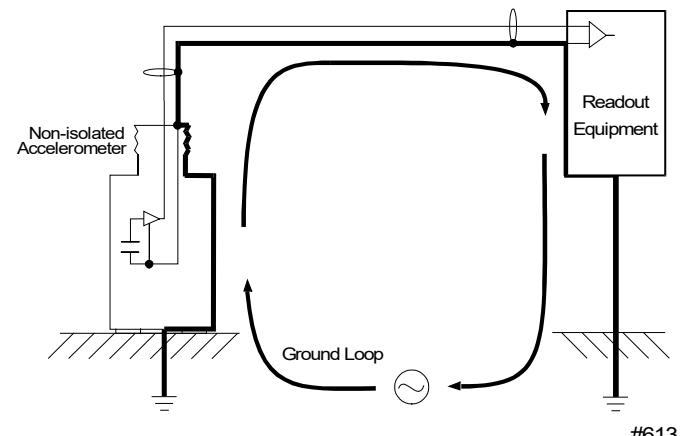
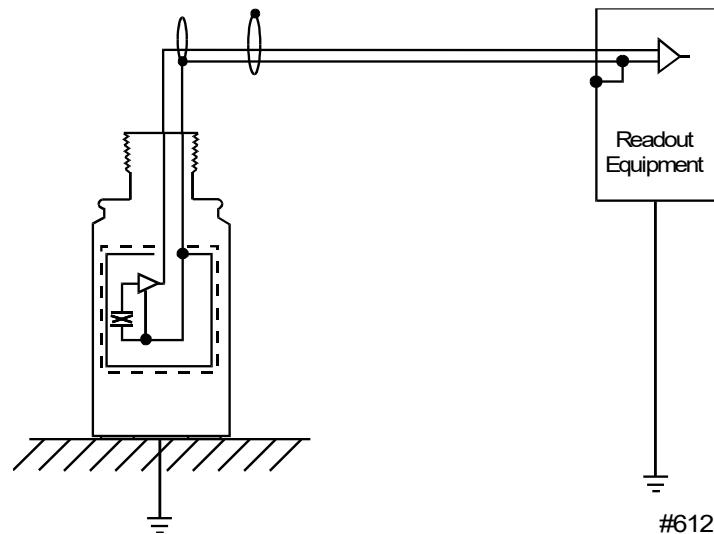


Los Blindajes de Cables pueden ser fijados al Monitor (R6SLI, R6W)



- Los Blindajes de Cables pueden fijarse a la Carcasa del Sensor
• (R6SL)

Cable Grounding

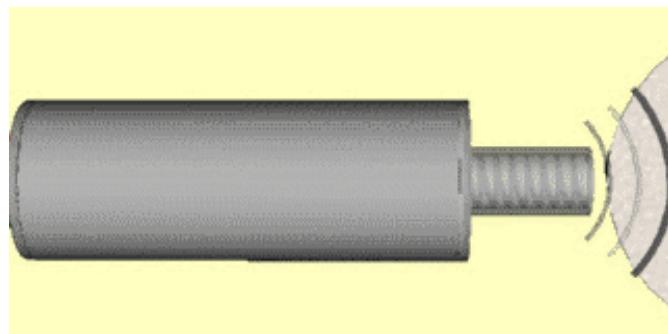


¡Evite los Bucles de Tierra!
Nunca “Aterrice” Ambos Extremos del Blindaje

Tipos Principales de Transductores

Traductor de Desplazamiento

- Miden distancias relativas entre dos superficies
- Respuesta con exactitud a bajas frecuencias
- Sensibilidad limitada en alta frecuencia
- Requieren de fuente externa de alimentación

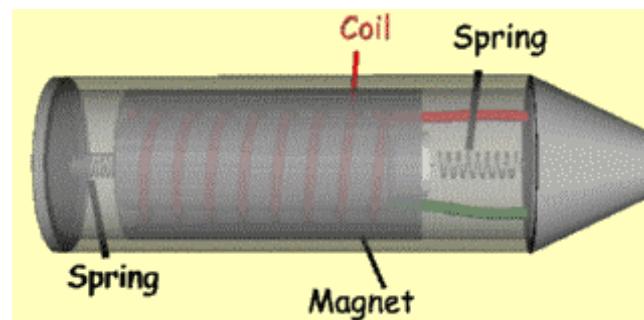


Tipos Principales de Transductores

- Traductor de Velocidad

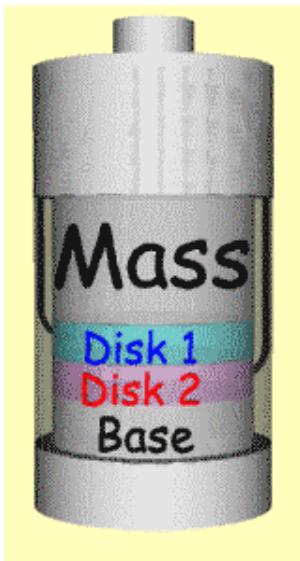


- Usualmente para medir la vibración del cuerpo de la máquina o soporte.
- Efectivos en el rango de baja a media frecuencia (10 Hz a aprox. 1.500 Hz)
- Generan su propia señal.



Tipos Principales de Transductores

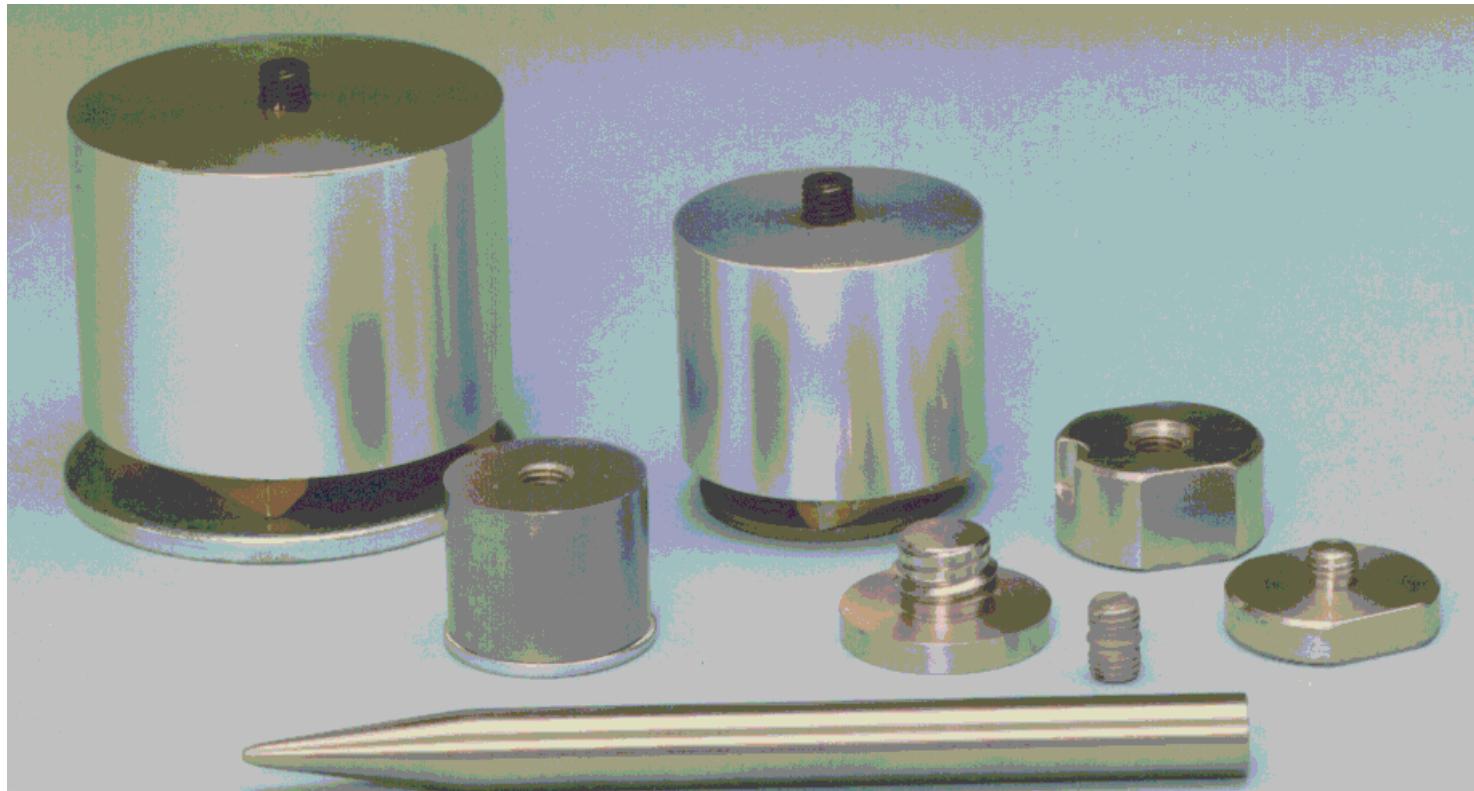
- Traductor de Aceleración



- Dispositivos resistentes
- Operan en bandas anchas de frecuencias (desde cerca de 0 Hz hasta 40 kHz o más)
- Buena respuesta en altas frecuencias
- Algunos modelos son aptos para altas temperaturas
- Requieren electrónica adicional (puede estar dentro del mismo)



Métodos de Montaje



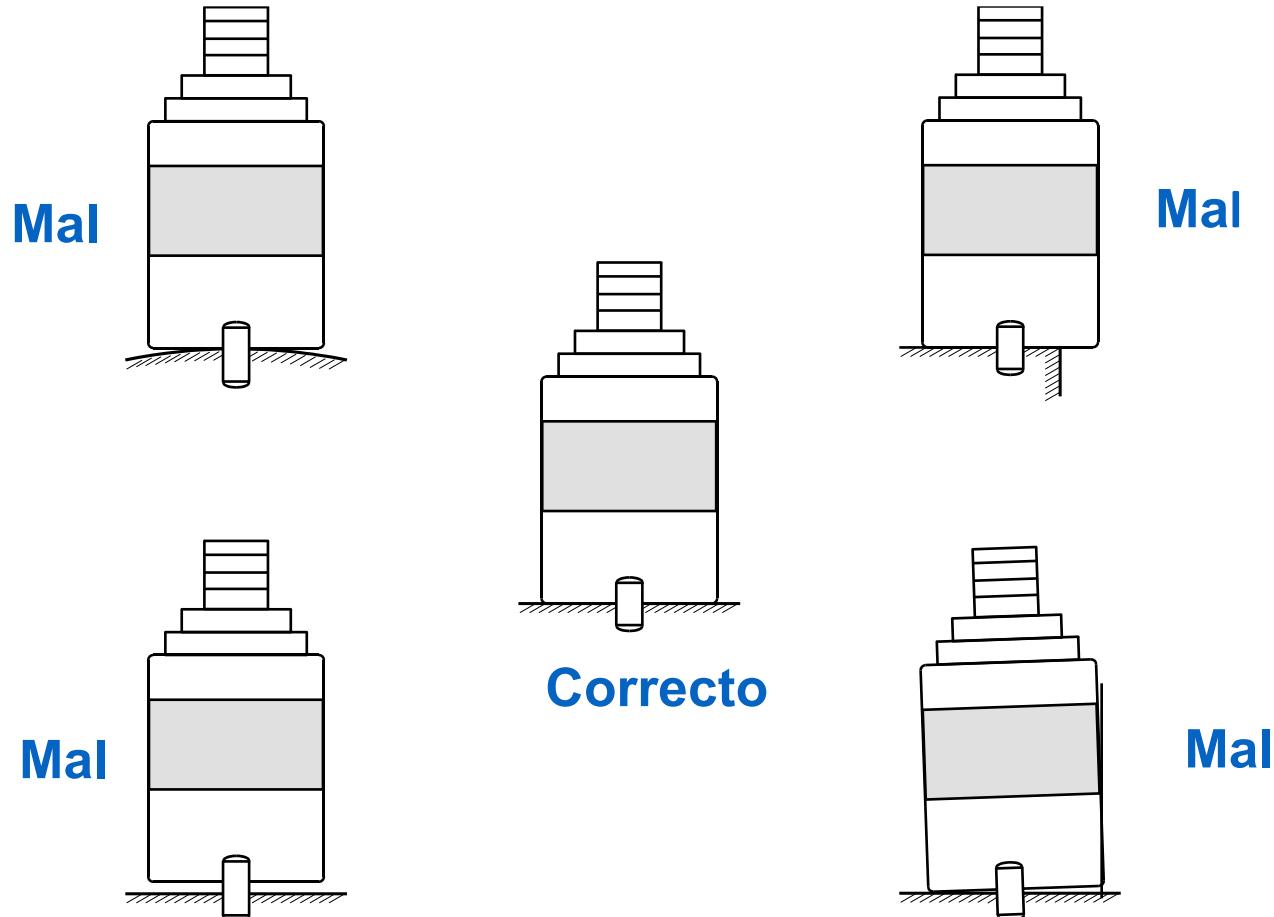
Instalación de Transductores

Montaje con Perno

Para las aplicaciones de transductor de instalación fija se emplea el montaje con perno, ya que proporciona el rango de respuesta de frecuencia más alto y es un medio efectivo para mantener el transductor en su lugar. En ocasiones se utiliza un pegamento junto con el montaje con perno para evitar que el transductor se separe del perno.

En general, el método de montaje con perno no es práctico al recopilar datos de ruta para mantenimiento predictivo, debido al tiempo que pudiera requerir para montar y desmontar al transductor. Sin embargo cuando se requieren mediciones de frecuencia muy alta ($>3,000,000$ cpm ó 50,000 Hz) será necesario emplear montajes con perno en esos sitios de colección de datos. Así mismo los montajes con perno aportan datos bastante repetibles de una medición a otra sobre distintos períodos de tiempo.

Montaje Atornillado



Instalación de Transductores

Montaje con Pegamentos

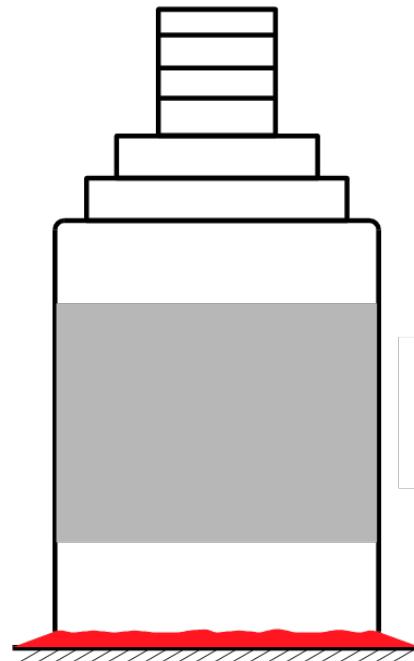
La instalación con pegamento también tiene un rango de respuesta de frecuencia muy bueno, siempre que se use el tipo de pegamento adecuado y que el espesor de este sea el correcto (si es demasiado grueso, aumentará el amortiguamiento y degradará el rendimiento de alta frecuencia del montaje).

Sin embargo estos montajes se aflojan cuando permanecen largos periodos de tiempo en una máquina. Por lo tanto, se debe tener cuidado al emplear el montaje con pegamento en una configuración de transductor instalado de forma permanente. Los montajes con pegamento se usan

en ocasiones en rutas de mantenimiento predictivo cuando es necesario reunir datos concernientes a la alta frecuencia ($>750,000$ cpm o 12, 500 Hz); sin embargo estos montajes también consumen tiempo.

Los montajes con pegamento son muy útiles en situaciones de diagnóstico en las que se necesita analizar datos de alta frecuencia confiables, ya que pocas veces hay un montaje con perno en el punto donde se desea la medición.

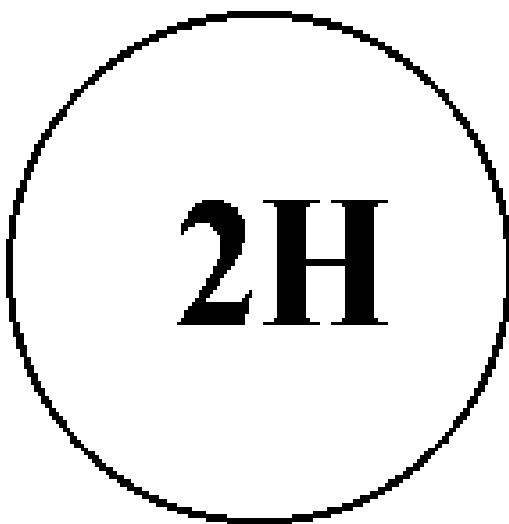
El montaje con pegamento también ofrece datos muy repetibles sobre una serie de pruebas de medición.



Cemento Adhesivo
epoxy

Disco para Montaje Magnético de sensores

Vista Superior



Vista Lateral



El disco se monta con adhesivo

Instalación de Transductores

Montaje con Imán

El montaje con imán es el método mas empleado en los programas de mantenimiento predictivo y en la recopilación de datos de diagnóstico.

Su rango de respuesta es casi siempre adecuado para los programas de mantenimiento predictivo y las necesidades de diagnóstico (fluctúa de 120, 000 a 450,000 cpm ó 2,000 a 7,500 Hz).

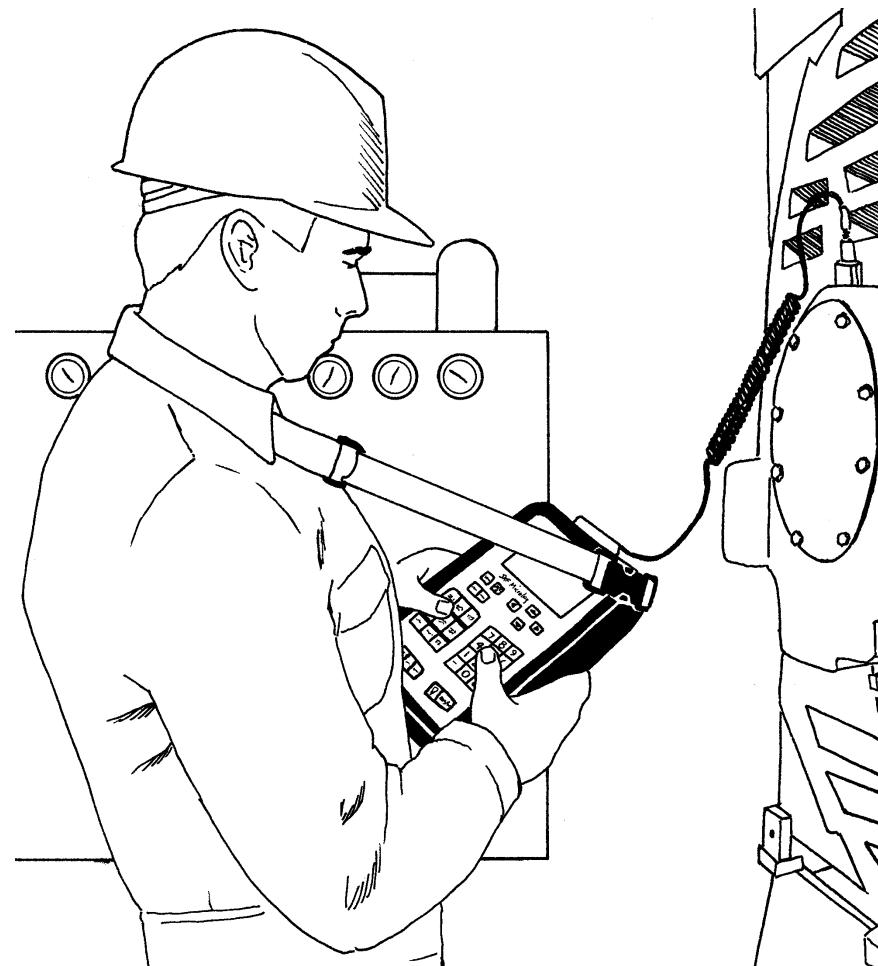
Sin embargo, es importante advertir que algunas máquinas. Como las compresora centrífugas tiene las frecuencias de engrane y armónicas que comienzan en 900,000 cpm (15,000 Hz) y llegan a 4,000,000 cpm (casi 70,000 Hz).

En estas máquinas, los datos deben de tomarse mediante un montaje con pegamento o con perno. El montaje magnético también tiende a ofrecer una repetibilidad confiable en pruebas de medición, la que es adecuada para propósitos de mantenimiento predictivo.

Montaje con Base Magnética

Conveniente para proveer un montaje rápido y temporario.

Reduce la respuesta en frecuencia en una relación de aprox. 50 % respecto de la atornillada.



Instalación de Transductores

Traductores Soportados Manualmente

Este método de montaje es el menos recomendable. El rango de frecuencia útil llega como máximo de 30 ,000 cpm (500 a 1,000 Hz), sin que importe la longitud, el diámetro o el material del transductor.

De acuerdo con la longitud del transductor empleado, la máxima frecuencia adecuada medible puede ser apenas de 30,000 cpm.

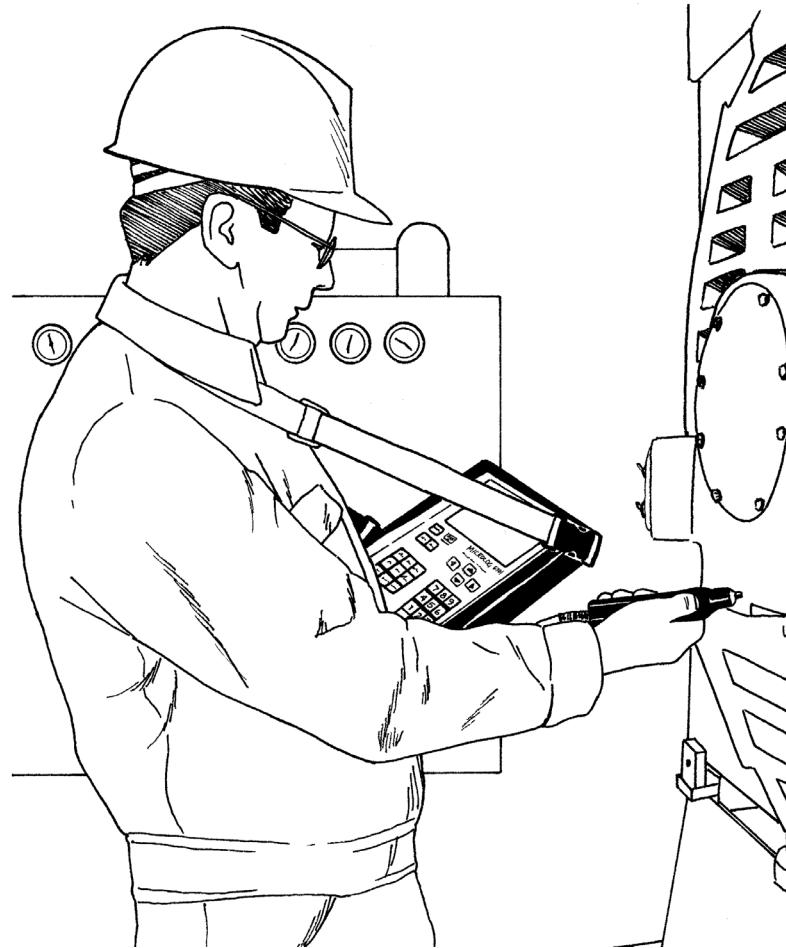
Con estas limitaciones los únicos problemas de maquinaria detectables y repetibles serán por lo general aquellos que ocurren a 1, 2 y 3 veces la frecuencia de giro en maquinaria que opera a una velocidad de 3600 rpm o menos, aún más relevante las frecuencias de defecto de los rodamientos y sus armónicas, así como las frecuencias naturales de los rodamientos estarán por arriba de 30,000 cpm y se perderán por completo si se emplea un transductor de uso manual. Además como se muestra en la investigación de una prueba a otra la repetitividad de amplitudes de medición y rangos de frecuencias máximos no es uniforme y variará de acuerdo con la posición del transductor o de la presión con la que se ejerza manualmente.

Esto afecta la habilidad del analista para dirigir con precisión los problemas y quizá le impida percibir ciertas irregularidades que ocurren en la parte superior (o más allá) del rango de frecuencia medible del transductor si no se ejerce suficiente fuerza manual durante la prueba. El uso manual de un transductor es de utilidad cuando se necesita a llegar a sitios de acceso difícil, como cuando un motor impide el uso de un imán u otro tipo de montaje. Además es útil cuando se busca seguridad y el analista no le es posible acercarse sin riesgo a componentes giratorios de la maquinaria. Sin embargo no hay que olvidar que el usar este método se pierde información muy valiosa. Crucial para el mantenimiento predictivo exitoso.

Montaje con sensor manual

Es rápido y muy sencillo, pero está sujeto a varias fuentes de error.

Usar únicamente como último recurso



Instalación de Transductores

Montaje con Conexión Rápida

Los montajes con conexión rápida también son ideales para reunir datos de ruta de un mantenimiento predictivo, pues se les puede instalar y desinstalar fácilmente y permiten un rango de frecuencia relativamente grande con el que se pueden detectar los problemas más comunes de maquinaria que ocurren en altas frecuencias.

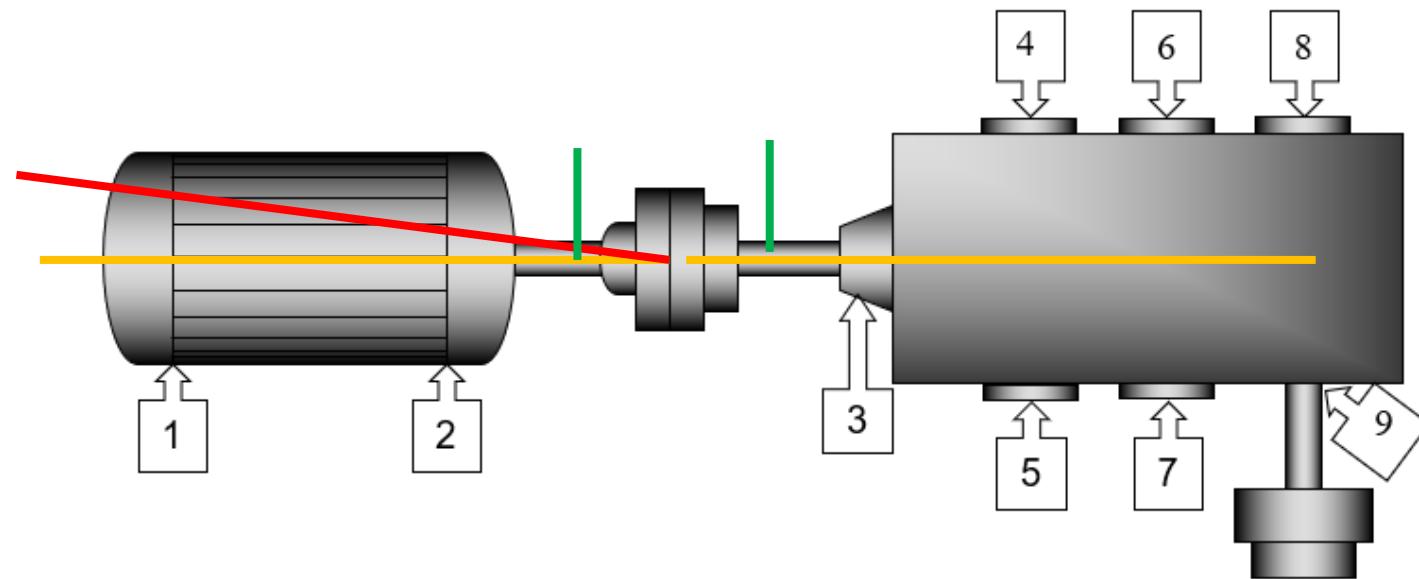
Tales como los relacionados con los rodamientos, así mismo la repetibilidad entre las pruebas de medición es bastante uniforme para los fines de mantenimiento predictivo.

Sin embargo los montajes de conexión rápida no deben emplearse para detectar frecuencias superiores a 420,000 cpm (7,000 Hz), como las que se presentan en las armónicas y las frecuencias de engranaje de compresores de alta velocidad.

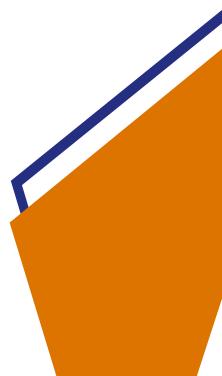
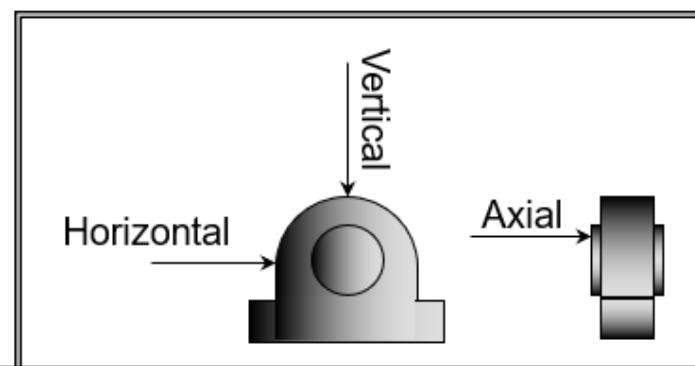
4

Puntos de Medición

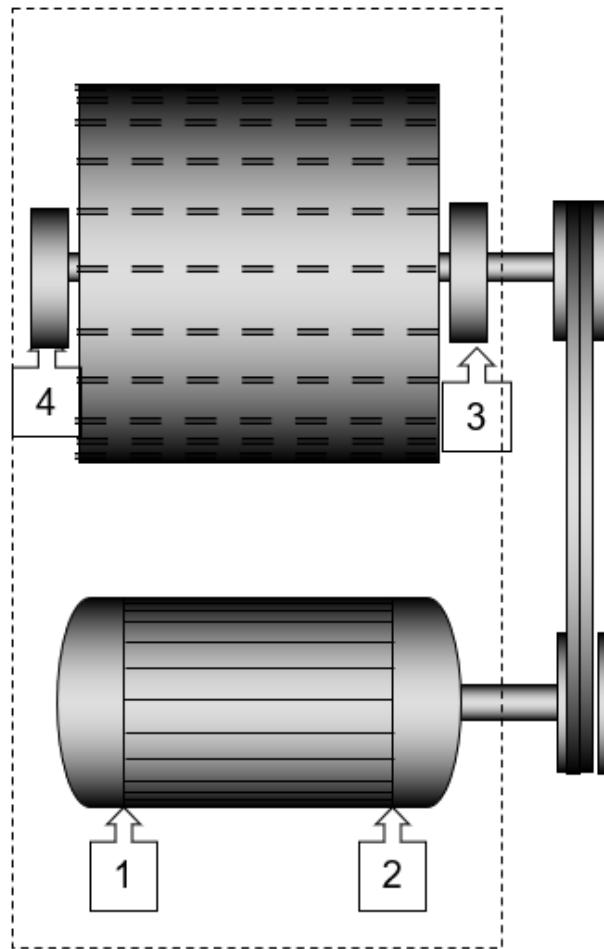
Sistema Motriz Motor -Reductor)



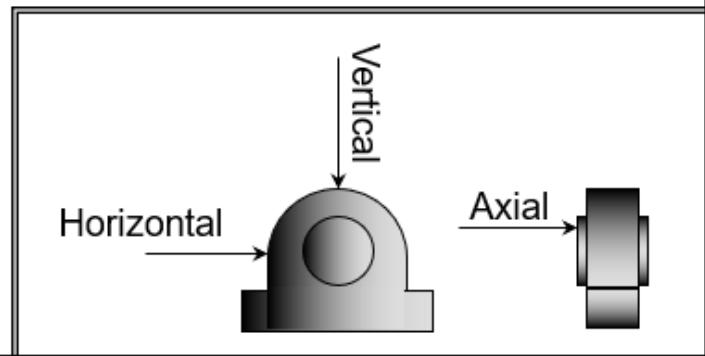
Vista en Planta



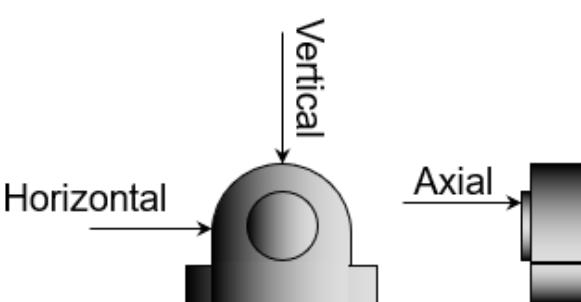
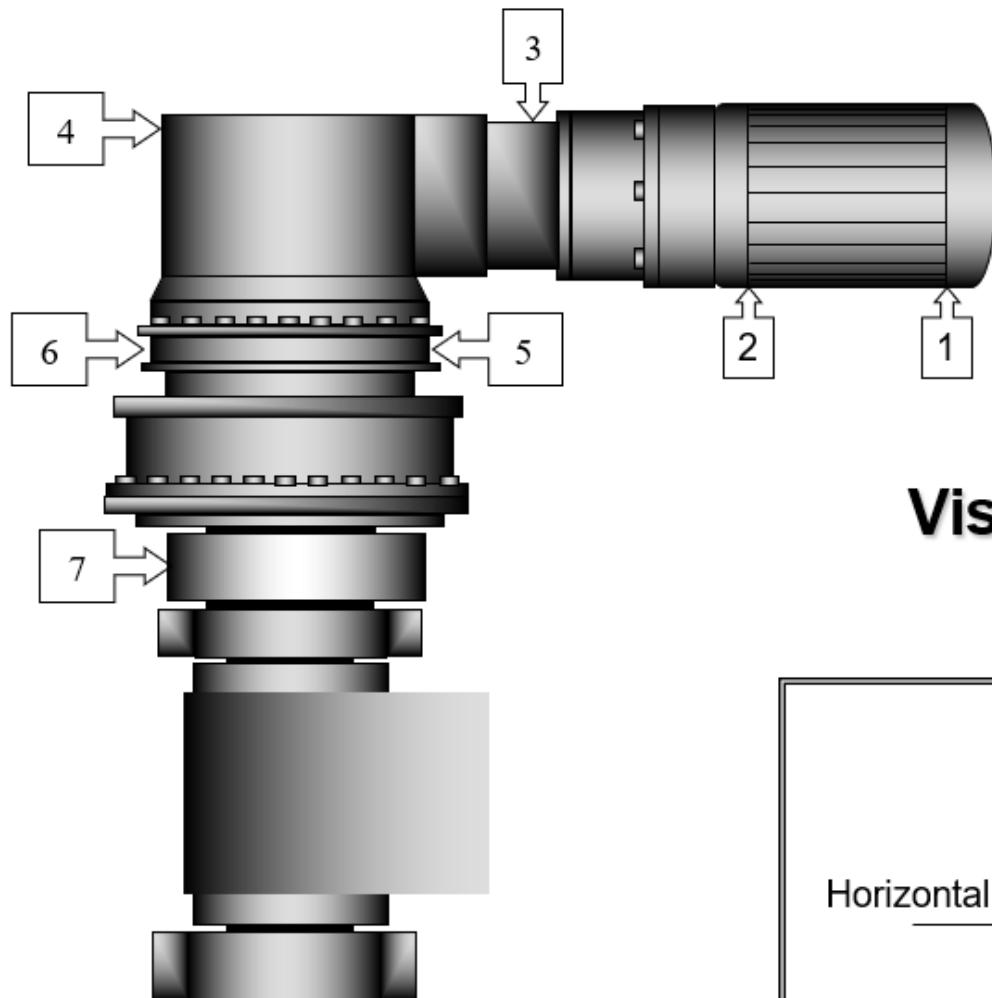
Motor - Ventilador



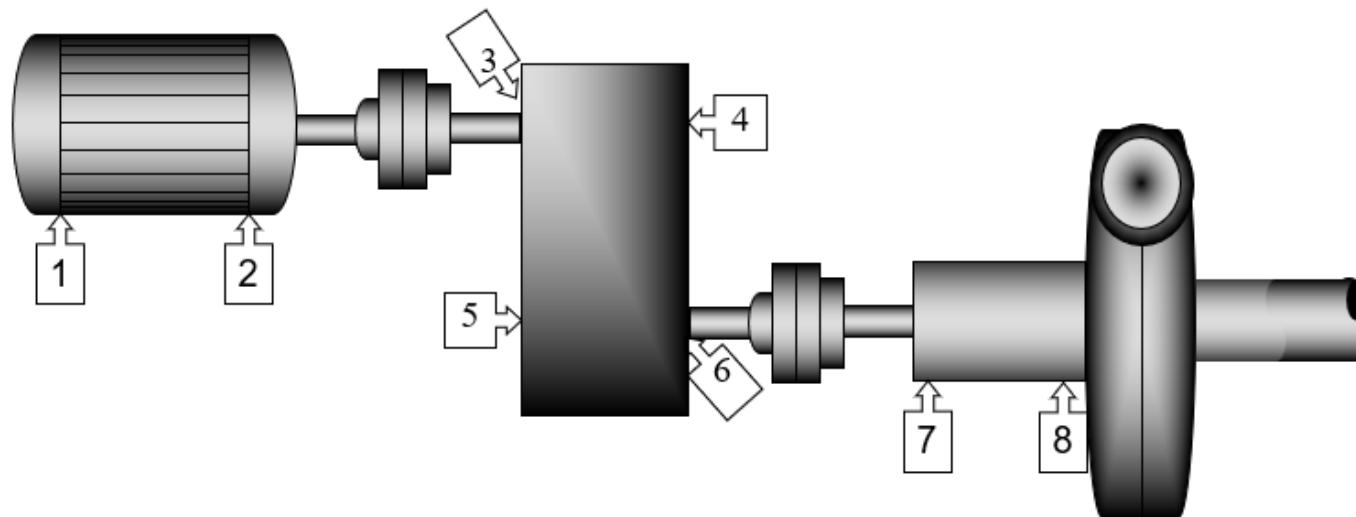
Vista en Planta



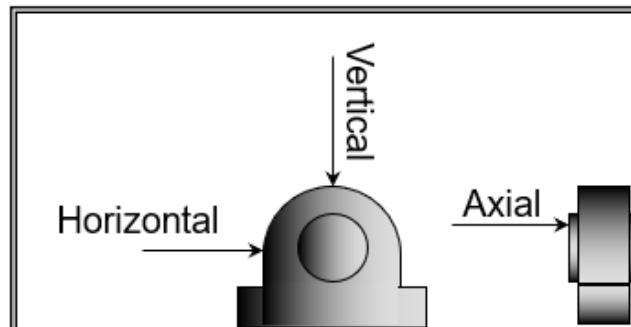
Sistema Motriz Motor Reductor



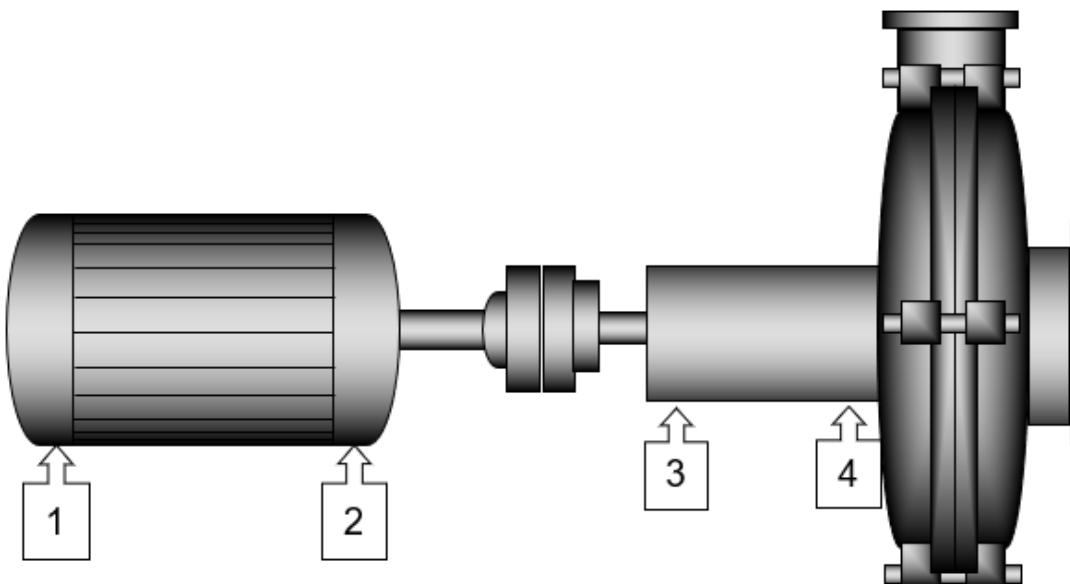
Motor Reductor Bomba Centrifuga



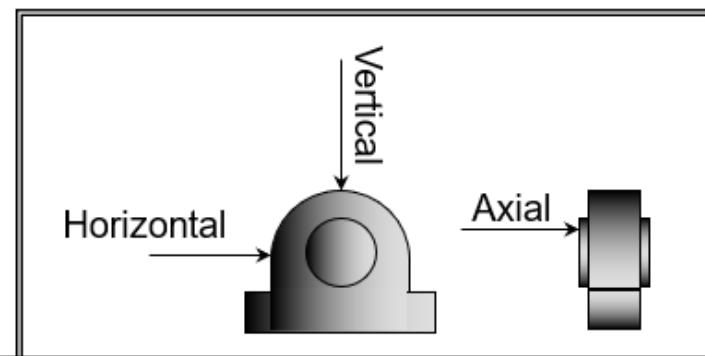
Vista en Planta



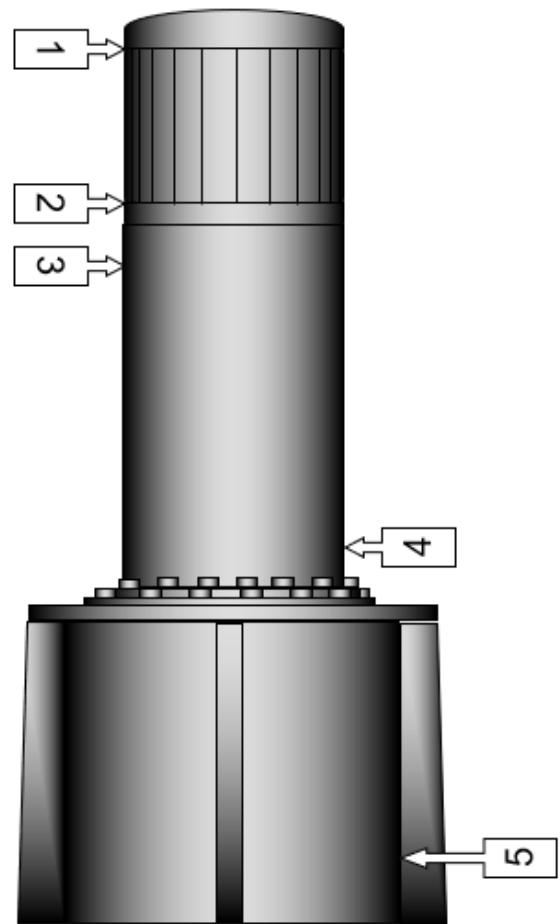
Motor Bomba Centrifuga



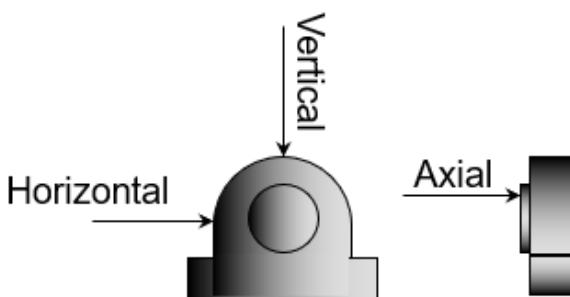
Vista en Elevación



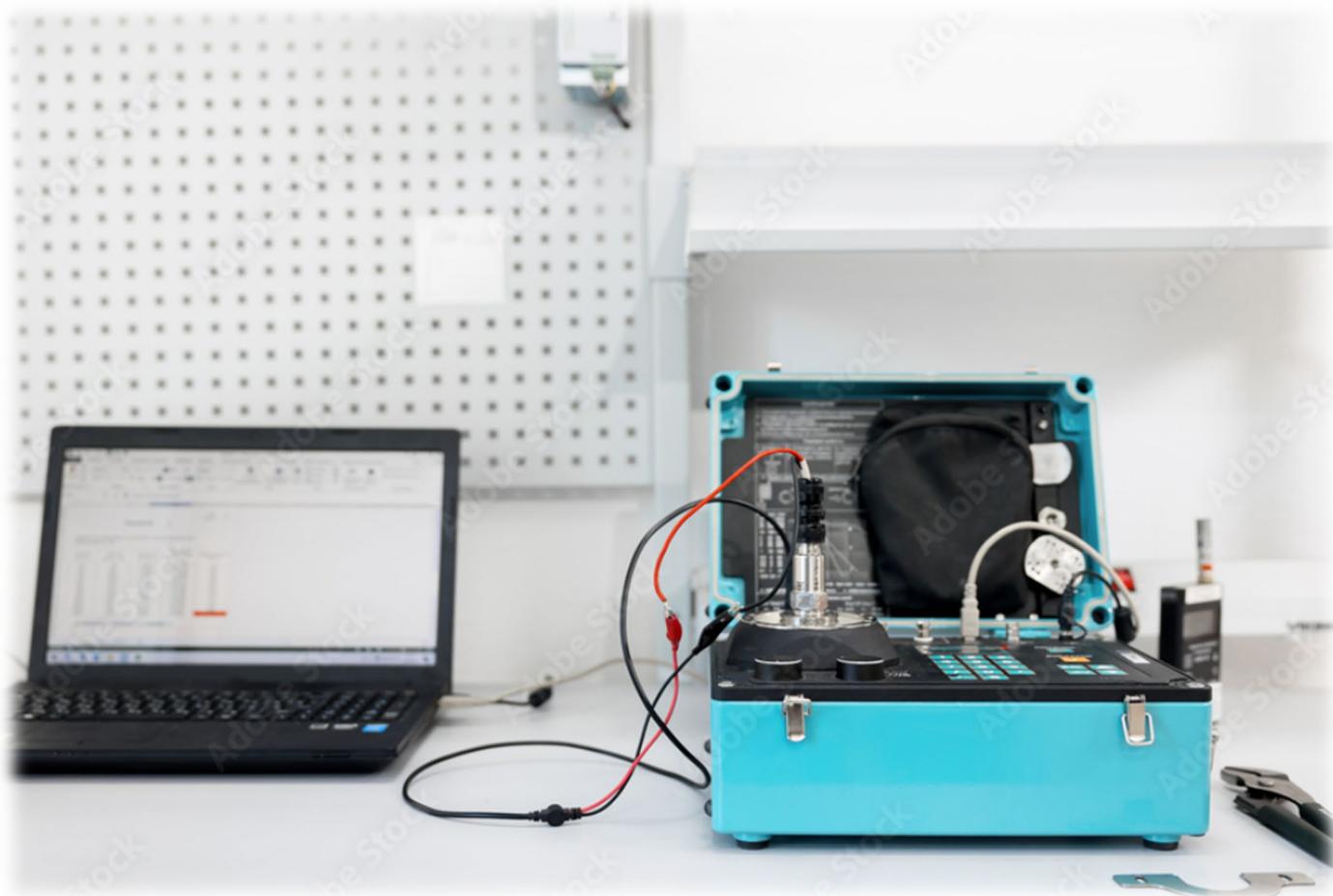
Motor Reductor Molino



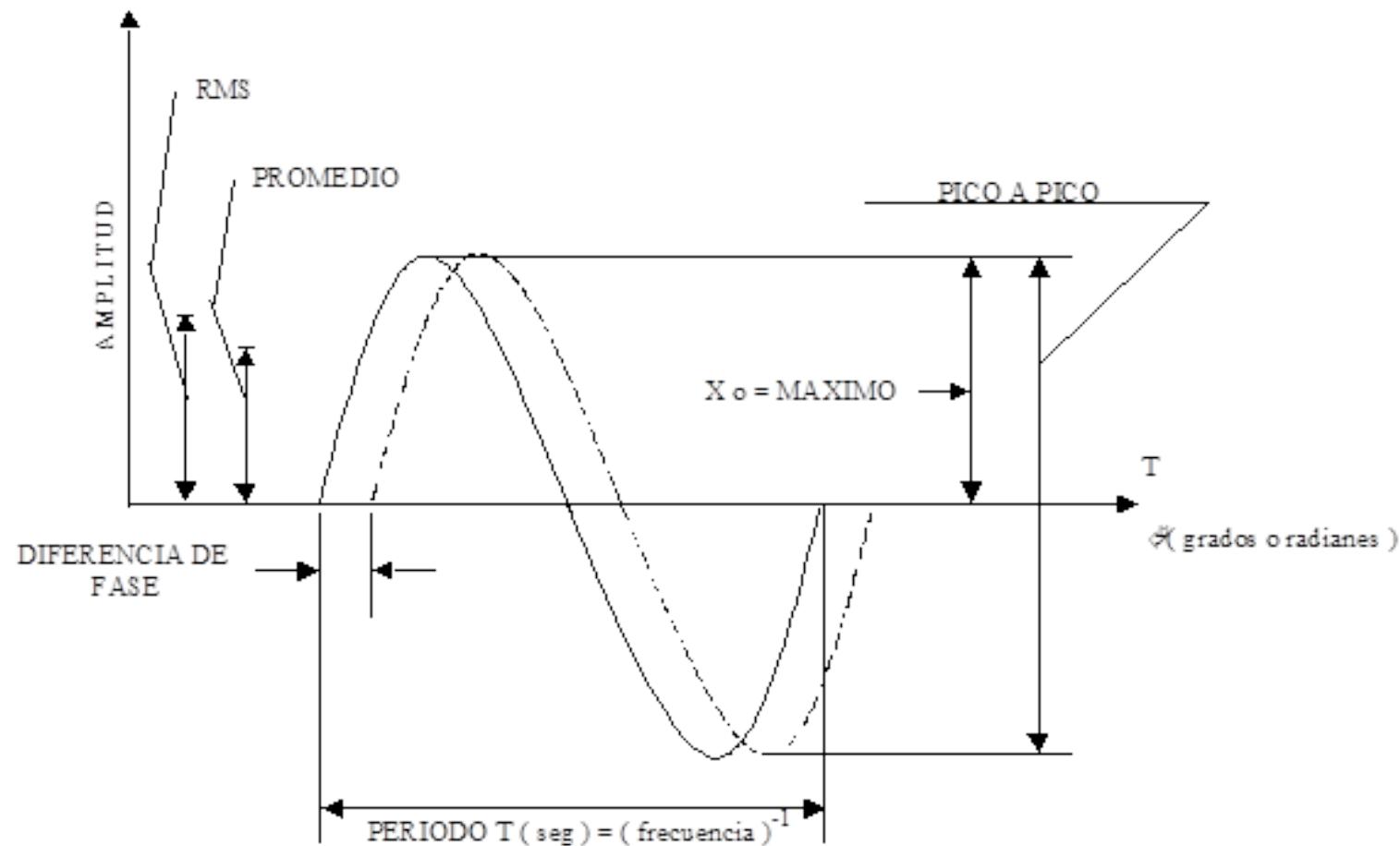
Vista en Elevación



5



Normas Análisis Vibracional



Escala de Amplitudes

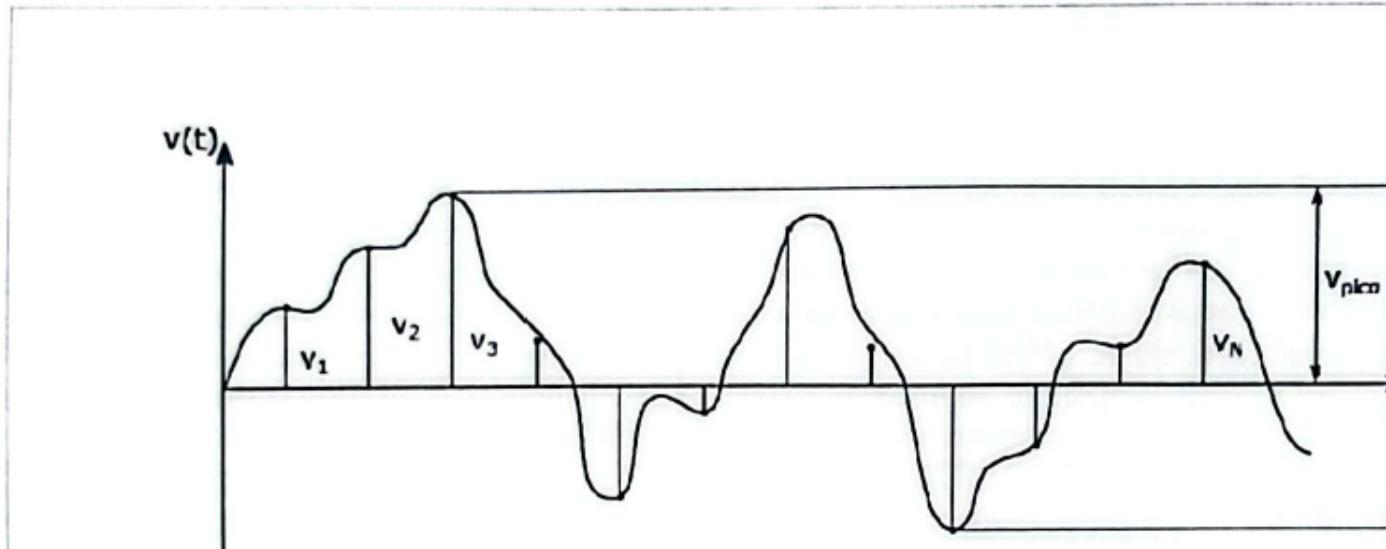
La amplitud de vibración se puede medir de varias maneras:

- cero-pico.
- pico-pico.
- promedio.
- rms.

Es importante mencionar que cuando se tienen que comparar dos o varias amplitudes es necesario que las mediciones sean consistentes; tanto en sus amplitudes, como en el rango de frecuencias.

La siguiente tabla de conversión será de gran utilidad para poder calcular las diferentes amplitudes arriba mencionadas:

Multiplicar	Por	Para Obtener
pico - pico	0.500	cero - pico
	0.364	rms
	0.318	promedio
Cero - pico	2	pico - pico
	0.707	rms
	0.637	promedio
Promedio	3.14	pico - pico
	1.57	cero - pico
	1.11	rms
rms	2.828	pico - pico
	1.414	cero - pico
	0.901	promedio



Magnitudes utilizadas para medir el valor del desplazamiento, velocidad o aceleración vibratoria:

- * Valor pico : máximo valor alcanzado por la vibración durante el tiempo T de medición
- * Valor pico a pico : máxima variación de la vibración (diferencia entre el mayor valor positivo y el mayor valor negativo) durante el tiempo T de medición.
- * Valor RMS : es la raíz cuadrada del promedio de los valores instantáneos de la vibración al cuadrado durante el tiempo T de medición. Está definido como:

$$V_{RMS} = \sqrt{(V_1^2 + V_2^2 + \dots + V_N^2)/N}$$

- * Factor de cresta : $F.C. = \text{Valor pico} / \text{Valor RMS}$

$F.C = (1,414) / \frac{\text{senal}}{\text{senoidal}}$

Norma ISO 10816-1 (Reemplaza ISO 2372)

(600 RPM a 12.000 RPM) / 10 Hz - 1000 Hz (600cpm – 60.000)

Velocity Severity		Velocity Range Limits and Machine Classes			
mm/s RMS	in/s Peak	Small Machines Class I	Medium Machines Class II	Large Machines	
				Rigid Supports Class III	Less Rigid Supports Class IV
0.28	0.02	Good	Good	Good	Good
0.45	0.03	Good	Good	Good	Good
0.71	0.04	Satisfactory	Satisfactory	Satisfactory	Satisfactory
1.12	0.06	Satisfactory	Satisfactory	Satisfactory	Satisfactory
1.80	0.10	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)
2.80	0.16	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)
4.50	0.25	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)
7.10	0.40	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)
11.20	0.62	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)
18.00	1.00	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)
28.00	1.56	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)
45.00	2.51	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)

Per ISO 10816-1:

Velocity measurements can be categorized as follows:

Class I machines may be separated driver and driven, or coupled units comprising operating machinery up to approximately 15kW (approx 20hp).

Class II machinery (electrical motors 15kW(20hp) to 75kW(100hp), *without special foundations*, or *Rigidly mounted* engines or machines up to 300kW (400hp) *mounted on special foundations*

Class III machines are large prime movers and other large machinery with large rotating assemblies *mounted on rigid and heavy foundations* which are reasonably stiff in the direction of vibration.

Class IV includes large prime movers and other large machinery with large rotating assemblies *mounted on foundations which are relatively soft in the direction of the measured vibration* (i.e., turbine generators and gas turbines greater than 10MW (approx. 13500hp) output).

Norma Vibracional para Severidad Envolvente

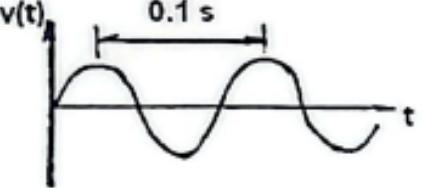
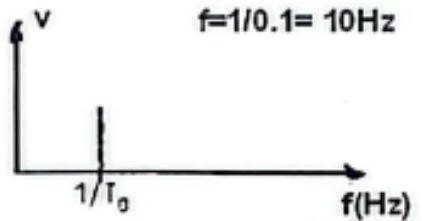
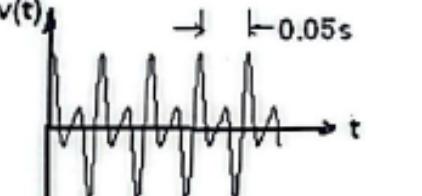
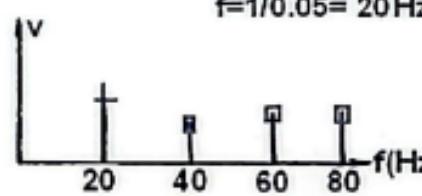
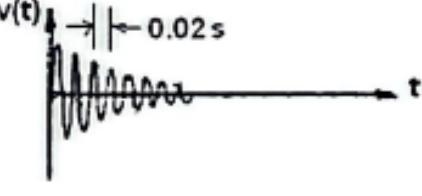
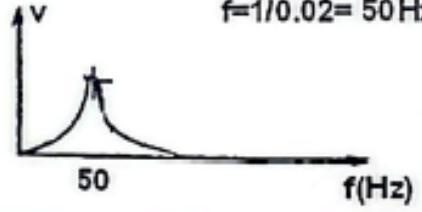
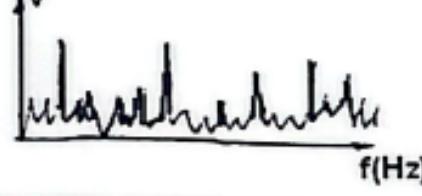
Enveloped Acceleration (gE) is not categorized by ISO 10816-1, however, this is a valuable assessment tool for rolling element bearing condition, and may be utilized in conjunction with the above general guidelines. Note that machines are classified according to shaft size (in mm) and rotating speed, which are a function of bearing design.

Enveloping Severity	Shaft Diameter & Speed		
	Dia. between 200 & 500mm and Speed <500rpm	Dia. Between 50 & 300 mm & speed between 500 & 1800rpm	Dia. Between 20 & 150mm & Speed is either 1800 or 3600rpm
gE peak to peak			
0.1	Good	Good	Good
0.5	Satisfactory		Good
0.75		Satisfactory	
1	Unsatisfactory (alert)		Satisfactory
2		Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)
4	Unacceptable (danger)		Unacceptable (danger)
10		Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)

6

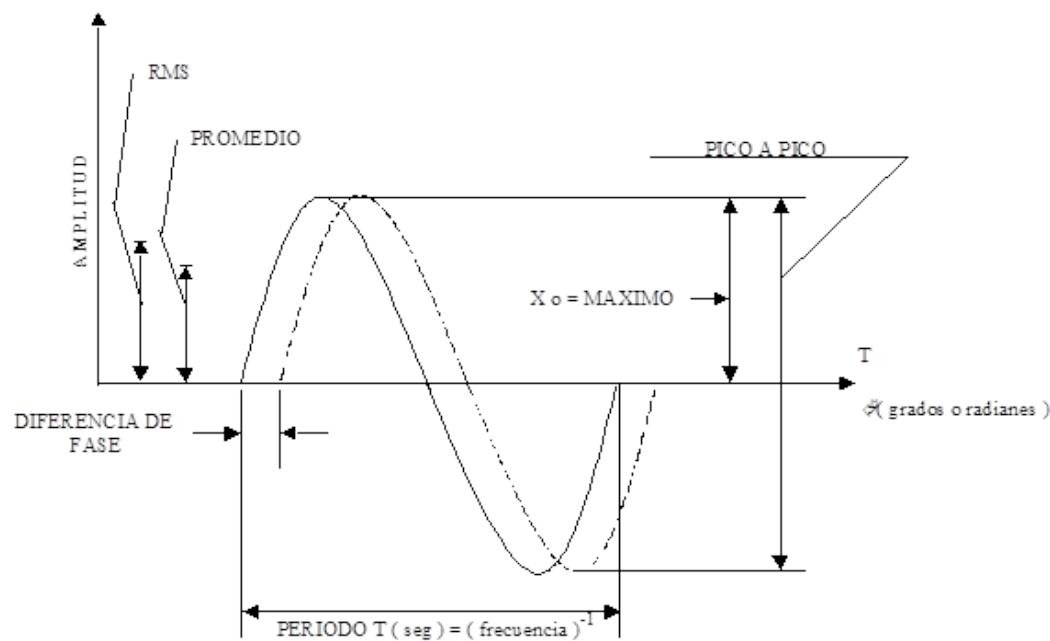
Análisis de Vibraciones

Análisis de Vibraciones

CLASIFICACION	DOMINIO TIEMPO	DOMINIO FRECUENCIAS	EJEMPLOS
PERIODICAS	<p>ARMONICA SIMPLE (Senoidal)</p> 	 <p>$f = 1/T_0 = 10 \text{ Hz}$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Desbalanceamiento
PERIODICAS	<p>PERIODICA CUALQUIERA</p> 	 <p>$f = 1/0.05 = 20 \text{ Hz}$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Desalineamiento - Distorsión de la carcasa - Engrane
NO PERIODICAS	<p>TRANSIENTE</p> 	 <p>$f = 1/0.02 = 50 \text{ Hz}$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Ensayo de golpe - Prensas - Sismos - Laminadores
NO PERIODICAS	<p>ALEATORIA</p> 	 <p>$f(\text{Hz})$</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Cavitación - Turbulencias - Rozamientos continuos - Proceso - Ruidos eléctricos

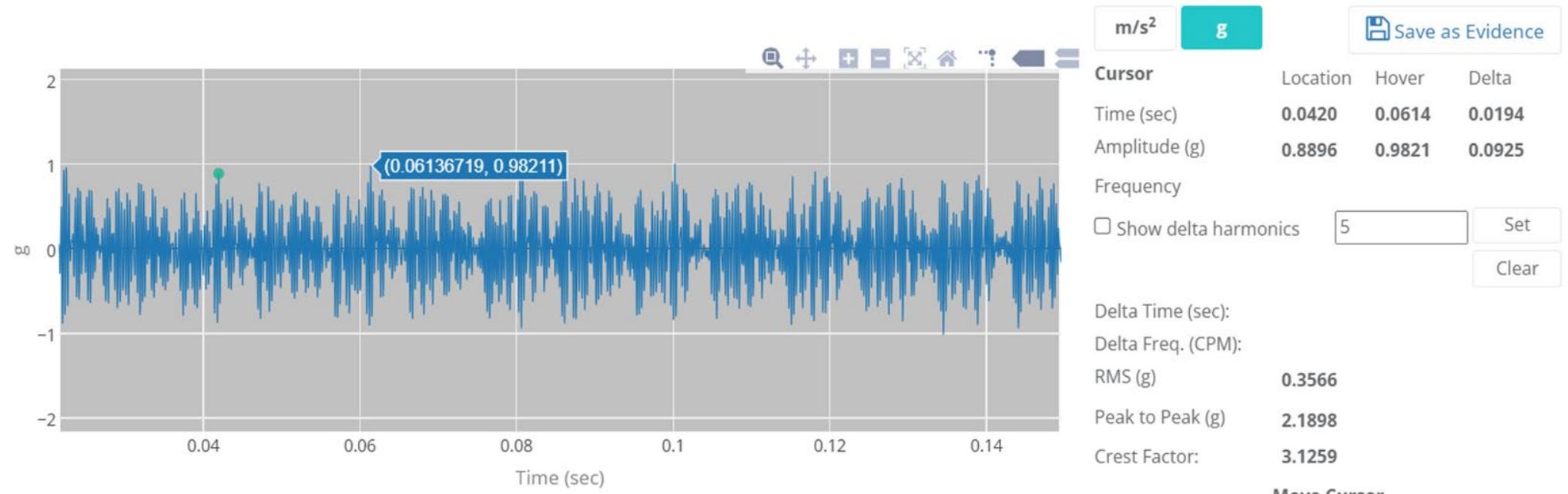
Análisis de Vibraciones

Parámetro	Aplica a	Unidad
RMS	Amplitud	mm/s RMS
Peak	Amplitud	mm/s Peak
Peak-to-Peak	Amplitud	mm/s P-P
Fase	Relación temporal	grados ($^{\circ}$)

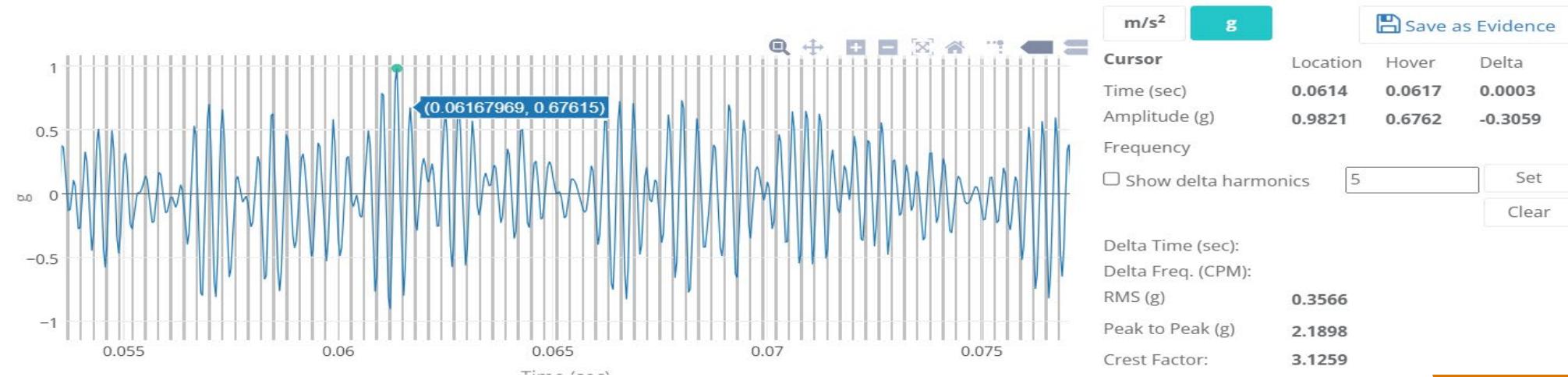


Análisis Dominio en el Tiempo

Acceleration Waveform



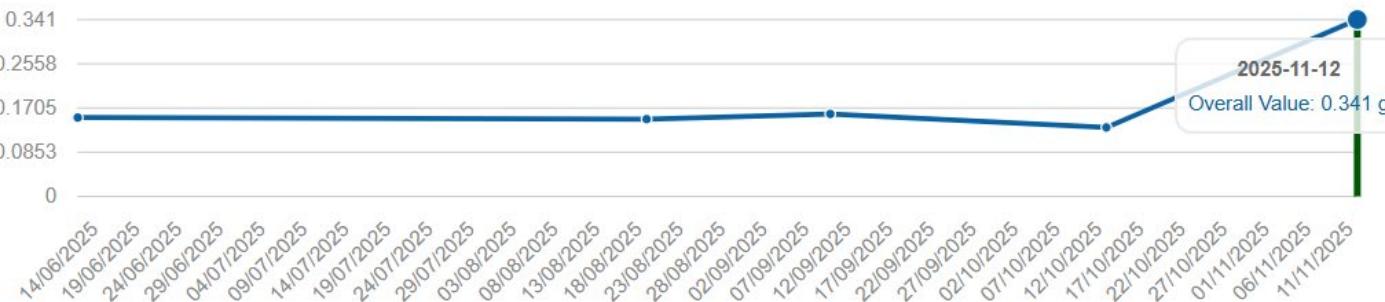
Acceleration Waveform



Análisis Tendencias de Vibraciones

Valores Globales Aceleración (g)

Amplitude Trend Graph



◀ Previous

Point Measurements

12/11/2025 15:13:06



Valores Globales Velocidad (mm/s)

Amplitude Trend Graph



◀ Previous

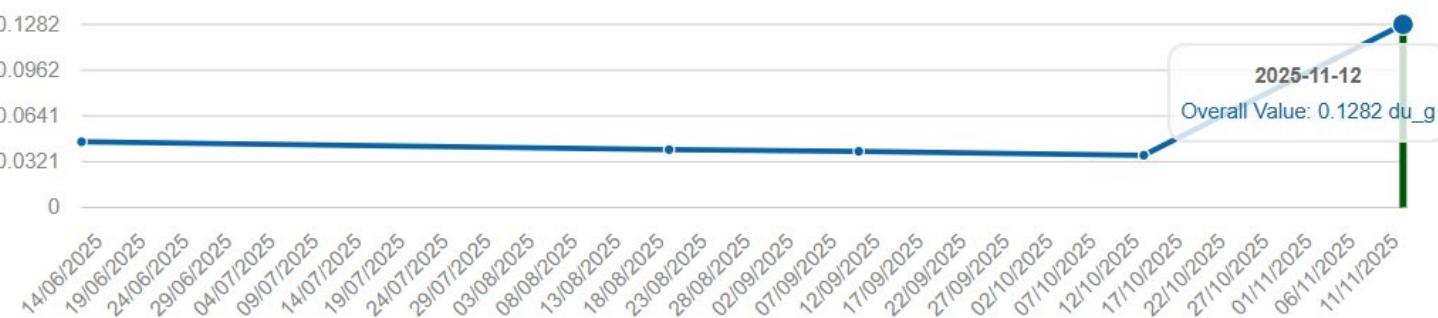
Point Measurements

12/11/2025 15:13:06



Valores Globales Demodulación (g)

Amplitude Trend Graph



◀ Previous

Point Measurements

12/11/2025 15:13:06



Análisis Espectral de Vibraciones

Acceleration Spectrum

Overall Value: 0.341 g

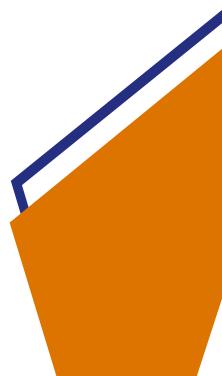
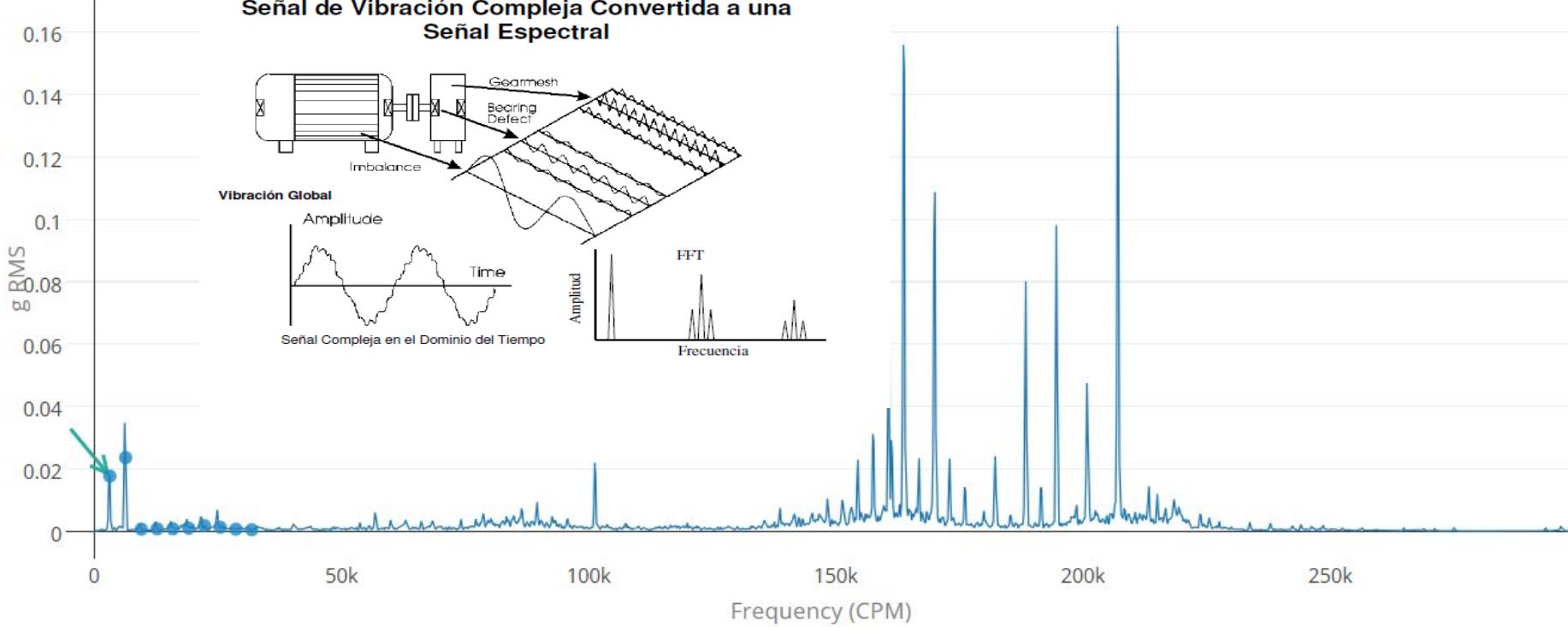
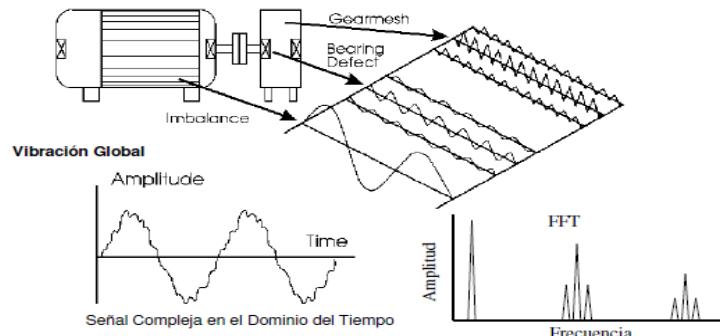
NSK 6310



Analyse waveform



Señal de Vibración Compleja Convertida a una Señal Espectral



Análisis Espectral de Vibraciones

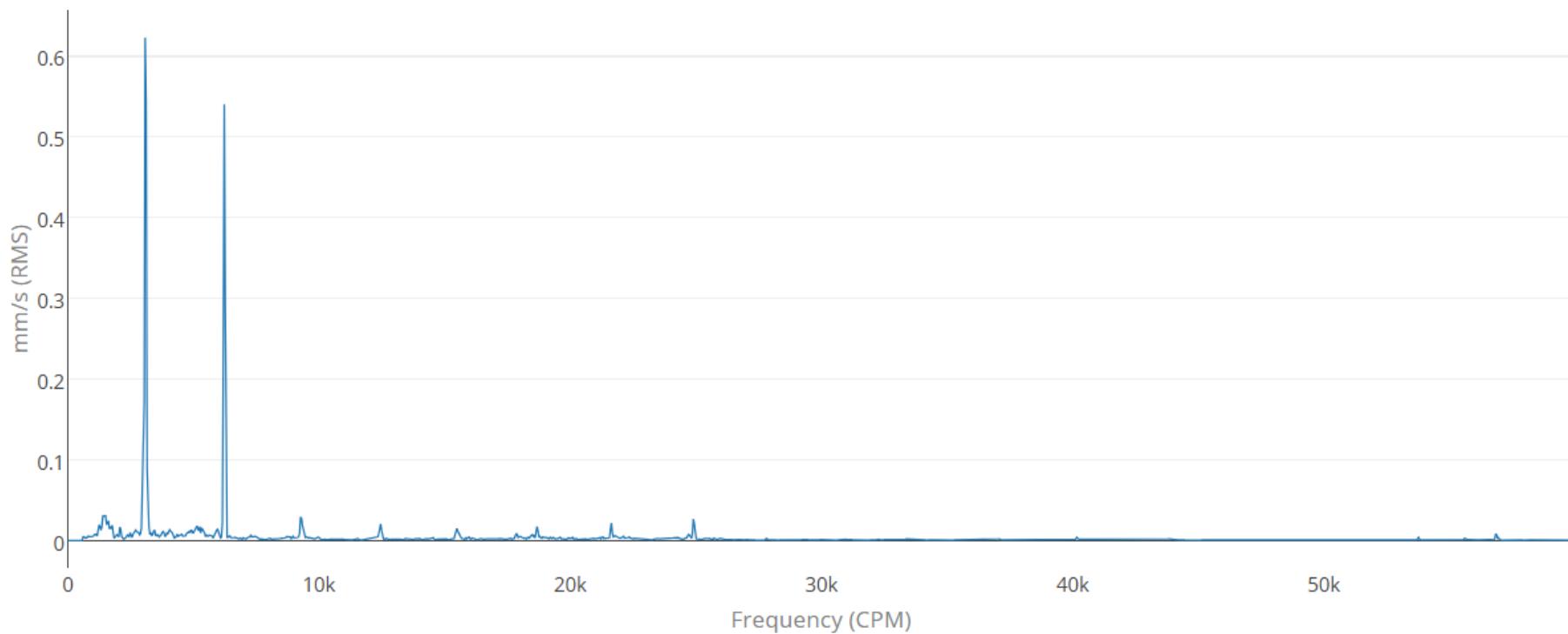
Velocity Spectrum

Overall Value: 0.896 mm/s

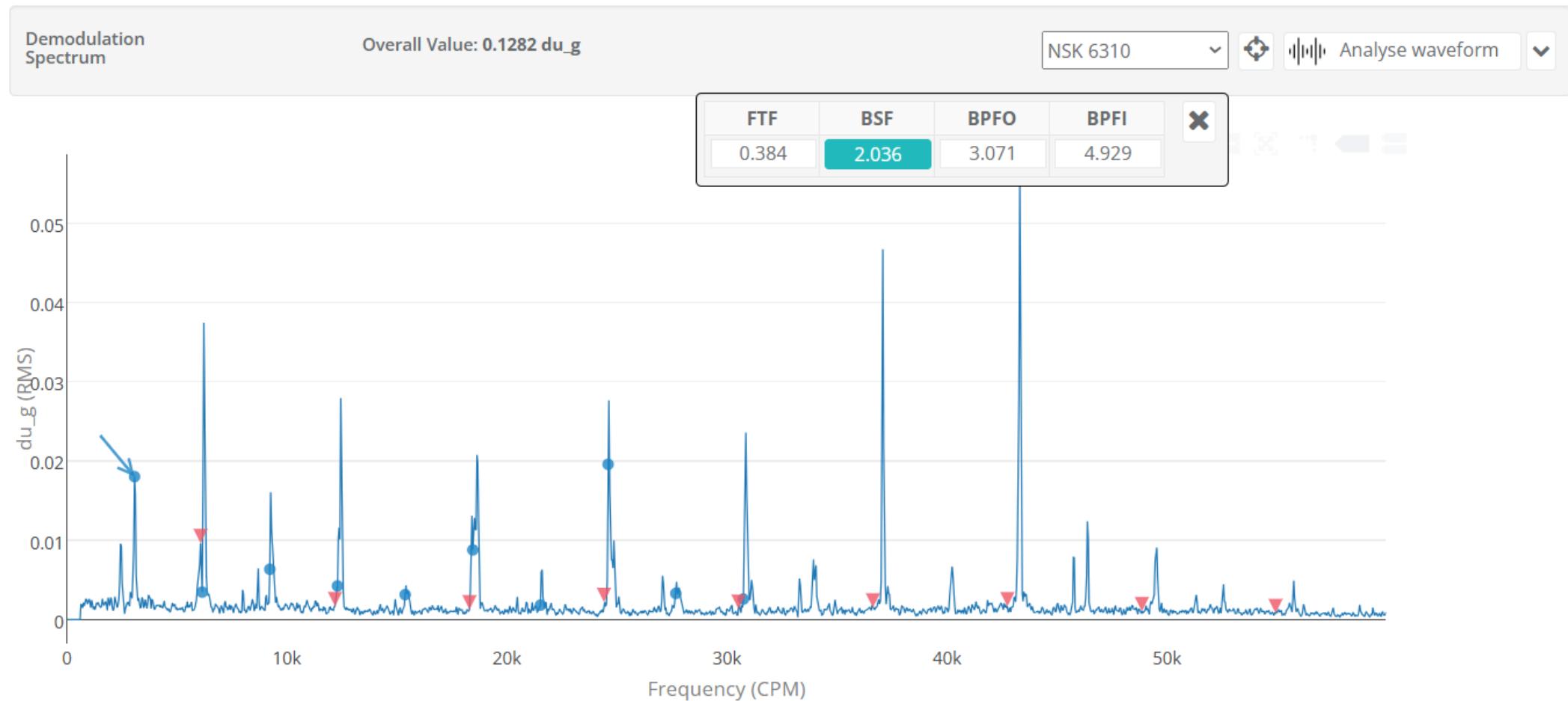
NSK 6310



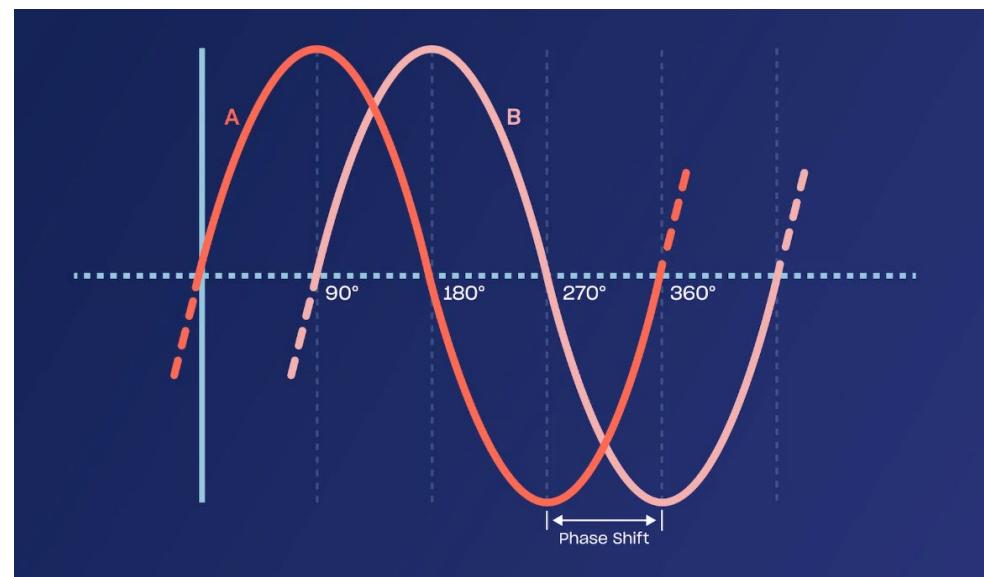
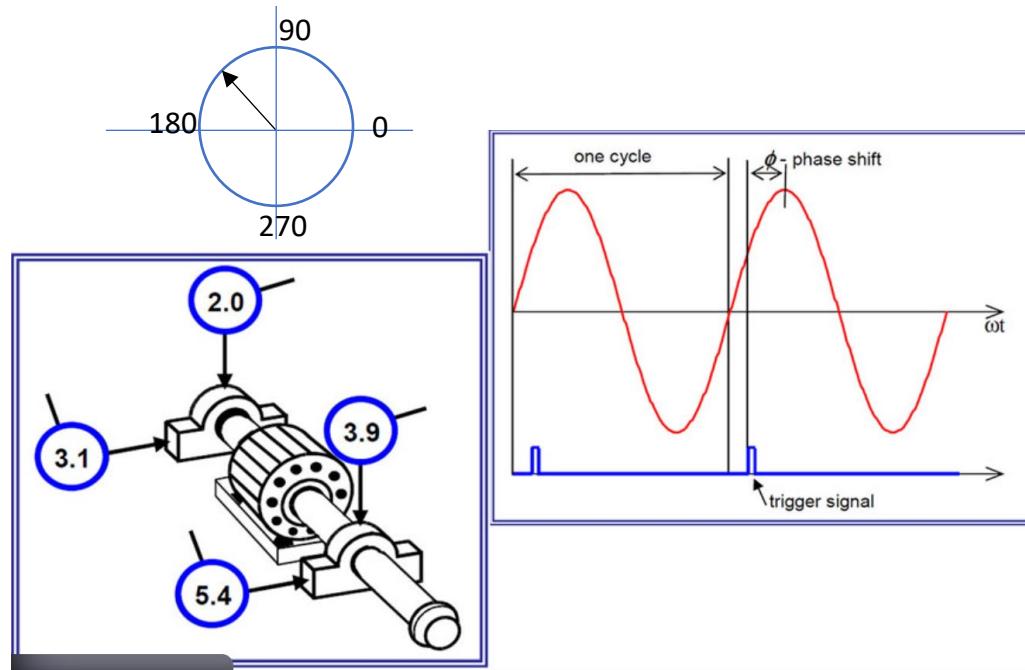
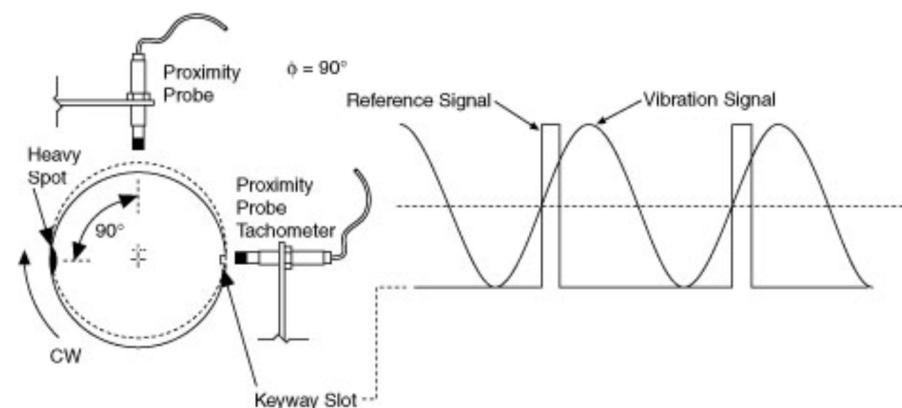
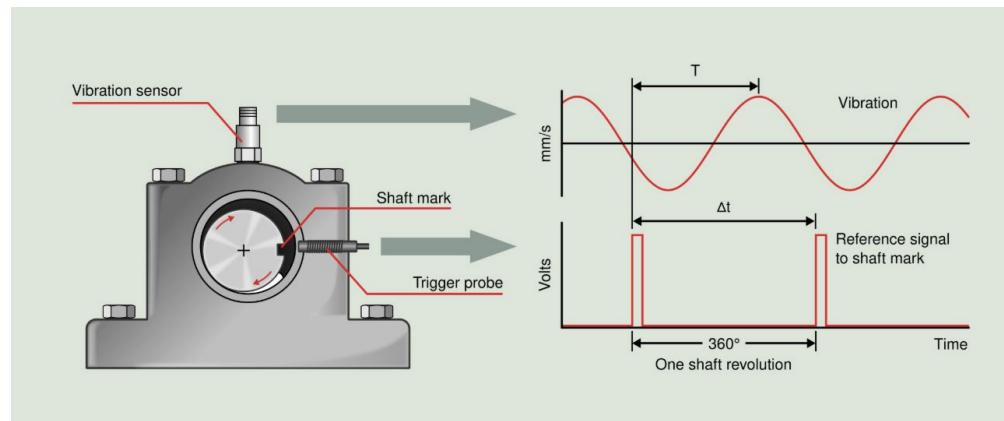
Analyse waveform



Análisis Espectral de Vibraciones



Análisis Fase Vibracional



¿Cómo se interpretan los cambios de fase?

La fase indica en qué punto del giro ocurre la máxima vibración respecto a una referencia (keyphasor/tacómetro).

Cambios típicos de fase (en 1x RPM)

Cambio cercano a 0°

- Misma condición mecánica No hay cambio significativo en rigidez ni excitación
- Ejemplo: Desbalance estable Sistema rígido y repetible
- Diagnóstico: condición estable

Cambio cercano a 180°

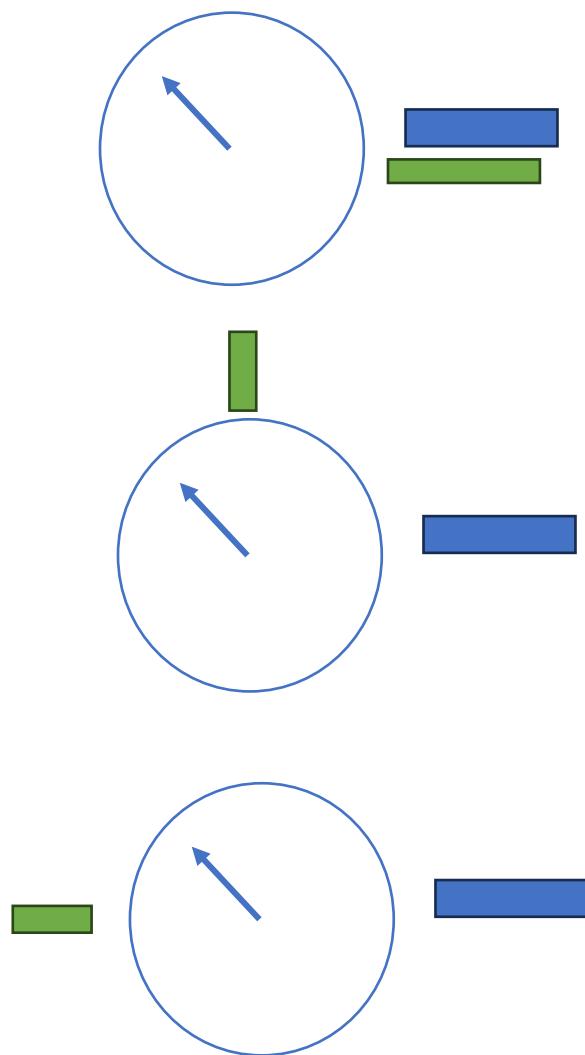
- Inversión del vector vibratorio
- Cambio fuerte en el mecanismo dominante
- Diagnóstico típico:
 - Desbalance
 - Desalineación
 - Cambio de apoyo
 - Aflojamiento estructural
 - Cambio de condición de fundación

Cambio cercano a 90°

- Indica paso por resonancia
- Cambio de comportamiento dinámico
- Muy típico al variar velocidad
- Diagnóstico:
 - Resonancia estructural
 - Resonancia del rotor
 - Flexibilidad creciente

Cambios erráticos / inestables

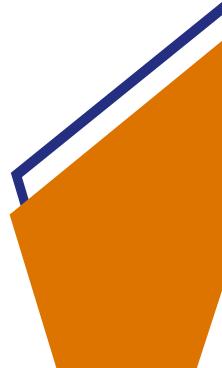
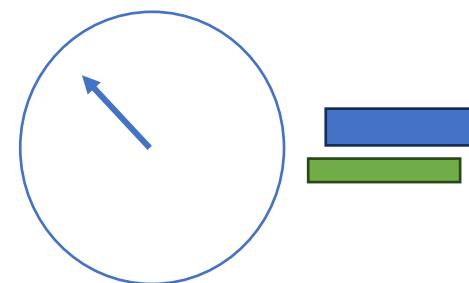
- Fase no repetible
- Alta dispersión
- Diagnóstico:
 - Holgura mecánica
 - Falla progresiva
 - Fricción intermitente
 - Ejes sueltos / bases flojas

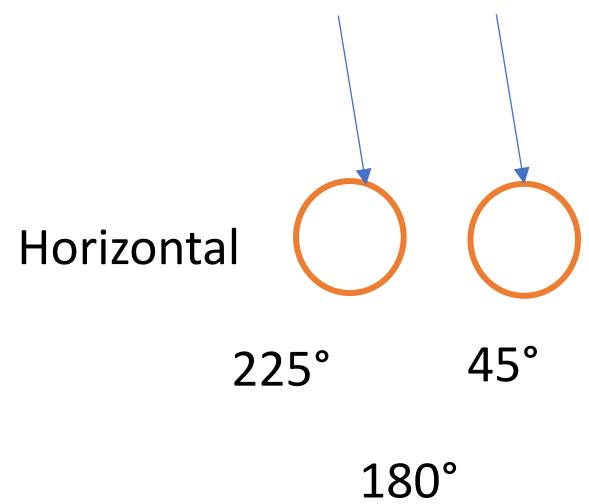


$H = 4.5 \text{ mm/s} - 120^\circ$

$V = 5.8 \text{ mm/s} - 213^\circ$ Equipo
 $(213^\circ - 90^\circ) - 123^\circ$

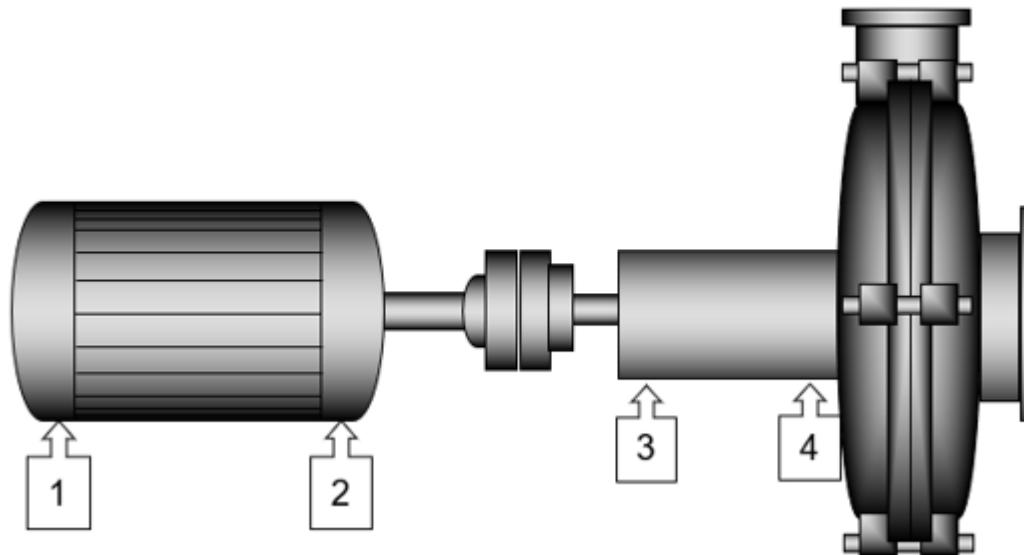
$H = 5.8 \text{ mm/s} - 213^\circ$ Equipo
 $(303^\circ - 180^\circ) - 123^\circ$





Análisis Fase Vibracional

Motor Bomba Centrifuga



Velocidad
(mm/s)

Horizontal

2.5

4.5

5.8

4.3

Vertical

3.2

5.9

6.2

4.8

Axial

2.8

2.3

2.7

2.2

Análisis Orbita Vibracional

La órbita es la trayectoria que describe el eje de una máquina rotativa en un plano XY, normalmente:

- Horizontal (X)
- Vertical (Y)

No es un gráfico matemático, es una representación física del movimiento real del eje.

¿Cómo se construye una órbita?

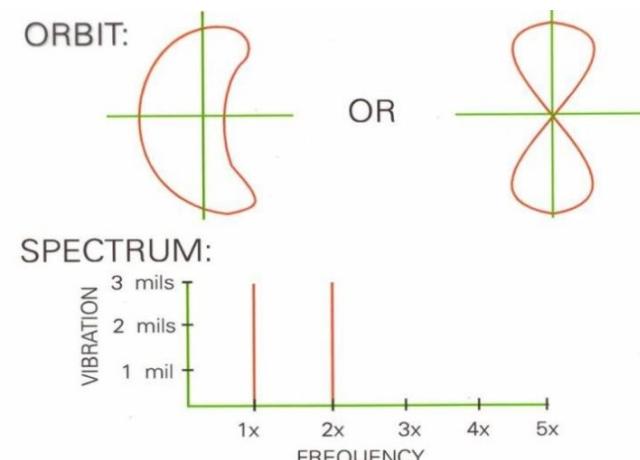
Para obtener una órbita se necesita:

1. Dos sensores de vibración montados a 90°
 - X (horizontal)
 - Y (vertical)
2. Misma frecuencia analizada (usualmente 1x RPM).
3. Fase relativa entre ambas señales
4. La órbita combina:
 - Amplitud X
 - Amplitud Y
 - Diferencia de fase X-Y

La órbita = amplitud + fase convertidas en movimiento

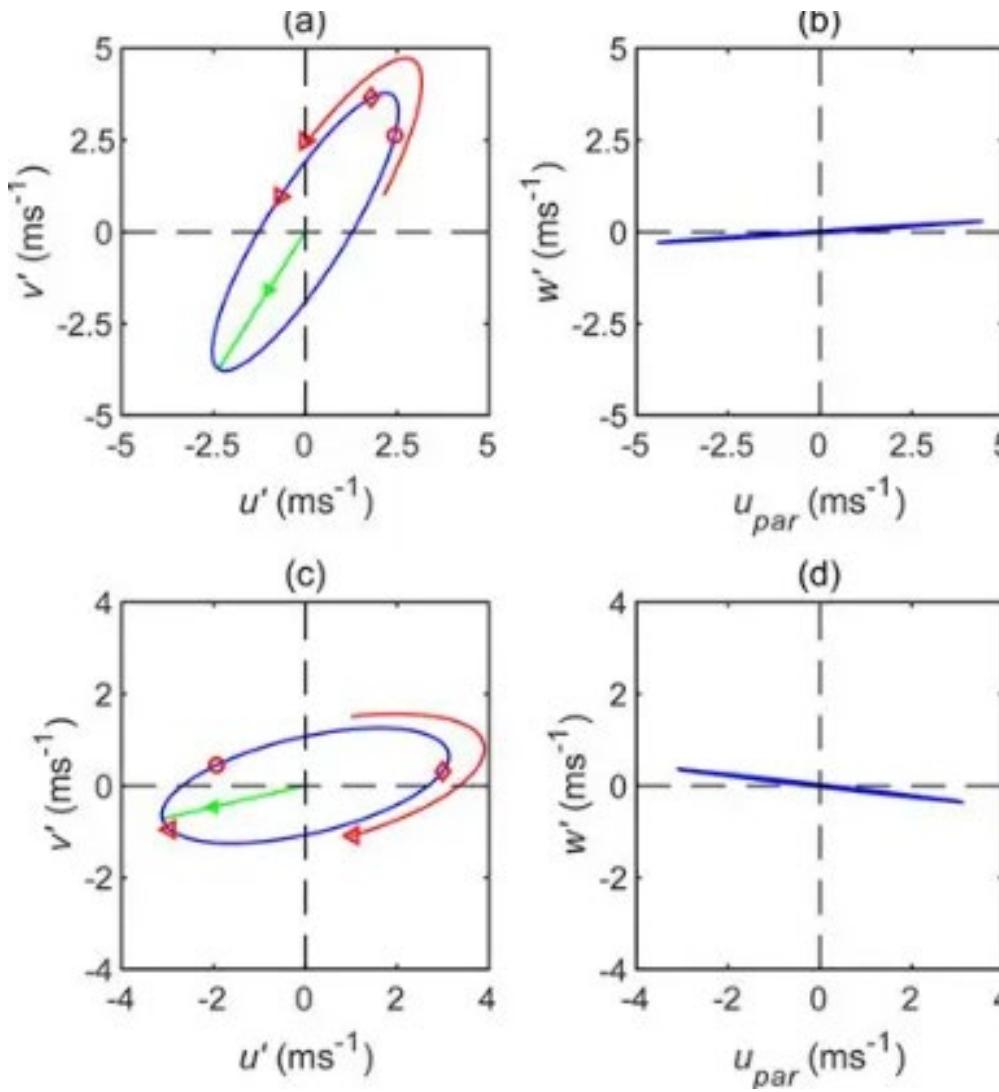
¿Qué representa físicamente la órbita?

- El centro de la órbita ≈ posición media del eje
- El tamaño ≈ severidad de vibración
- La forma ≈ mecanismo de falla
- La orientación ≈ dirección de fuerzas
- La estabilidad ≈ condición mecánica



COMMON CAUSES: a) MECHANICAL MISALIGNMENT
b) LOOSENESS IN BEARING RETENTION
c) SEVERE SHAFT OR BEARING HOUSING CRACK

HARMFUL EFFECTS: a) INTERNAL RUBBING
b) COUPLING WEAR
c) SHAFT FATIGUE



Interpretación de las Orbitas (Casos Claves)

Órbita circular

- Amplitudes $X \approx Y$
- Fase estable

Interpretación:

- ✓ Desbalance puro
- ✓ Rotor dinámicamente estable
- ✓ Fuerza centrífuga constante

Órbita elíptica

- Amplitudes $X \neq Y$
- Fase constante

Interpretación:

- ✓ Desalineación
- ✓ Anisotropía de rigidez
- ✓ Influencia estructural

Órbita irregular / Caótica

- No repetible
- Cambios de forma

Interpretación:

- ✓ Fricción / roce eje-estator
- ✓ Condición severa
- ✓ Riesgo de falla catastrófica

Órbita en forma de “8”

- Presencia fuerte de $2\times$
- Cambio de dirección dentro del ciclo

Interpretación:

- ✓ Desalineación angular
- ✓ Eje forzado por el acople

Órbita deformada / aplastada

- Bordes irregulares
- Puntas o quiebres

Interpretación:

- ✓ Holgura mecánica
- ✓ Impactos
- ✓ Apoyos sueltos

Órbita grande y alargada

- Sensible a cambios de RPM
- Acompañada de cambio de fase ($\sim 90^\circ$)

Interpretación:

- ✓ Resonancia
- ✓ Amplificación dinámica

Forma de órbita

Circular

Elíptica

“8”

Deformada

Irregular

Muy grande

Qué indica

Desbalance

Desalineación / rigidez

Desalineación angular

Holgura

Fricción

Resonancia

Tip práctico de terreno (muy importante)

No mires la órbita sola

Siempre úsala junto con:

✓ Espectro

✓ Fase

✓ Condición operativa (carga / RPM)

Regla de oro:

Si la órbita cambia de forma, el mecanismo cambió, aunque la amplitud sea similar.

Error común

- Interpretar la órbita como “bonita o fea”
- Interpretarla como movimiento físico del eje

Caso A Desbalance

Observaciones medidas

- Frecuencia dominante: $1\times$ RPM
- Amplitud:
 - 6,5 mm/s RMS (alta)
- Fase:
 - Punto horizontal: 45°
 - Punto vertical: 50°
 - Diferencia de fase X–Y $\approx 5^\circ$ (estable)
- Repetibilidad:
 - Fase **muy estable** en el tiempo

Espectro

- Pico claro y dominante en $1\times$
- Muy poco contenido en $2\times$ o armónicos

Órbita

- Circular o levemente elíptica
- Movimiento suave
- Sin “quiebres” ni distorsión

Interpretación

- ✓ Fuerza centrífuga constante
- ✓ Masa excéntrica respecto al eje
- ✓ Sistema mecánicamente estable

Diagnóstico:

- Desbalance dinámico

Acción típica:

- Balanceo en uno o dos planos
- Verificar suciedad, desgaste desigual, incrustaciones

Caso B Desalineamiento

Observaciones medidas

- Frecuencias dominantes:
 - $1\times$ RPM
 - $2\times$ RPM (importante)
- Amplitud:
 - $1\times = 4,0$ mm/s RMS
 - $2\times = 3,2$ mm/s RMS
- Fase:
 - Punto axial lado motor: 30°
 - Punto axial lado carga: 210°
 - Diferencia $\approx 180^\circ$
 - Fase estable, pero opuesta

Espectro

- $1\times$ presente
- $2\times$ muy significativo
- A veces aparece $3\times$

Órbita

- Elíptica inclinada
- En algunos casos forma de “8”
- Movimiento forzado, no libre

Interpretación

- ✓ Eje forzado por acople
- ✓ Cargas alternantes
- ✓ Excitación axial y radial

Diagnóstico:

- Desalineación (angular y/o paralela)
- Acción típica:
 - Alineación láser
 - Revisión de soft foot / Verificación de crecimiento térmico

Comparación Directa (Clave para Terreno)

Condición	Cambio de fase	Forma de órbita
Desbalance	Estable	Circular
Desalineación	180°	Elíptica / 8
Resonancia	~90°	Elipse grande
Holgura	Inestable	Deformada
Fricción	Errática	Irregular

Error común en faena (muy importante)

Balancear un equipo desalineado

- Reduce vibración momentáneamente
- La fase vuelve a cambiar
- El problema reaparece

Regla de oro:

- Si hay 2x fuerte y 180° de fase axial → NO balancear

Tip práctico para tu operación

Cuando estés frente a un equipo crítico (bomba, ventilador, chancador secundario).

Mira el **espectro** → ¿hay 2x fuerte?

Revisa **fase axial** → $\approx 180^\circ$?

Observa la **órbita** → ¿elipse o 8?

✓ Si las 3 coinciden → **desalineación confirmada**

7

Detección a Altas frecuencias

Detección a Altas Frecuencias

Introducción

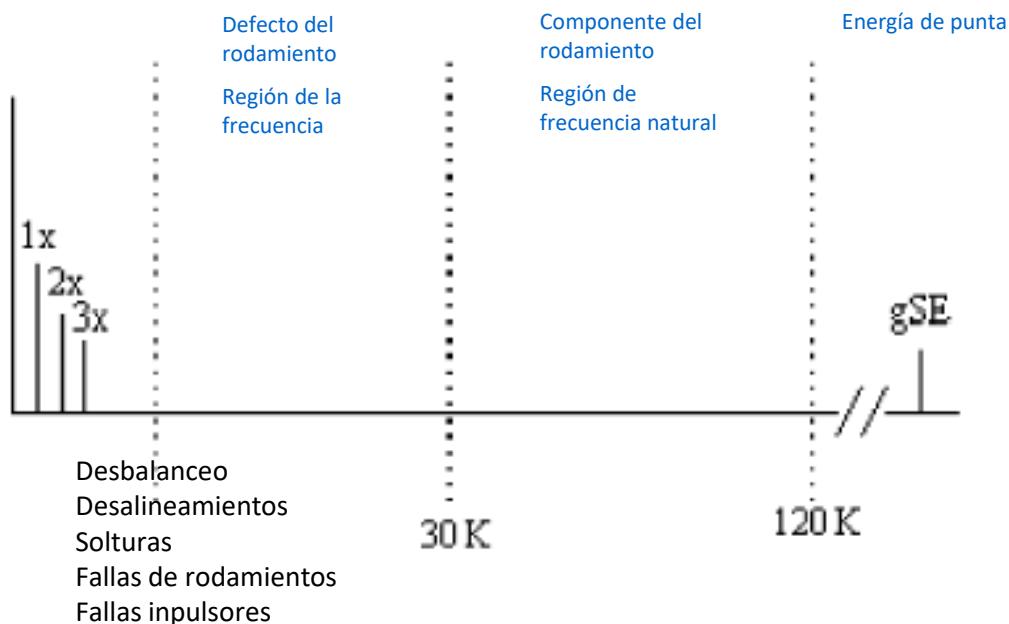
El análisis de vibración es posible con la ayuda de una serie de técnicas modernas. Estas técnicas se basan en la utilización de gráficas espectrales, señal de onda en el dominio del tiempo, fase, diagramas en cascadas, etc. y pueden ir de la mano con otros métodos de proceso alterno, cuyo objetivo es detectar el indicio de falla, especialmente de los rodamientos. Dentro de estos métodos de proceso alterno se pueden mencionar a la detección a alta frecuencias HFD (High Frequency Detection), Tecnología SEE (Spectral Emitted Energy), Tecnología de impulsos de choque SPM (Shock Pulse Measurement), medición de envolvente, etc. Estas tecnologías permiten detectar desde etapas tempranas el desgaste y daño de los rodamientos.

Interpretación de Espectros

Naturaleza del defecto :

Etapa 1

Frecuencia Principal (Hz = rpm/60) :



Observación :

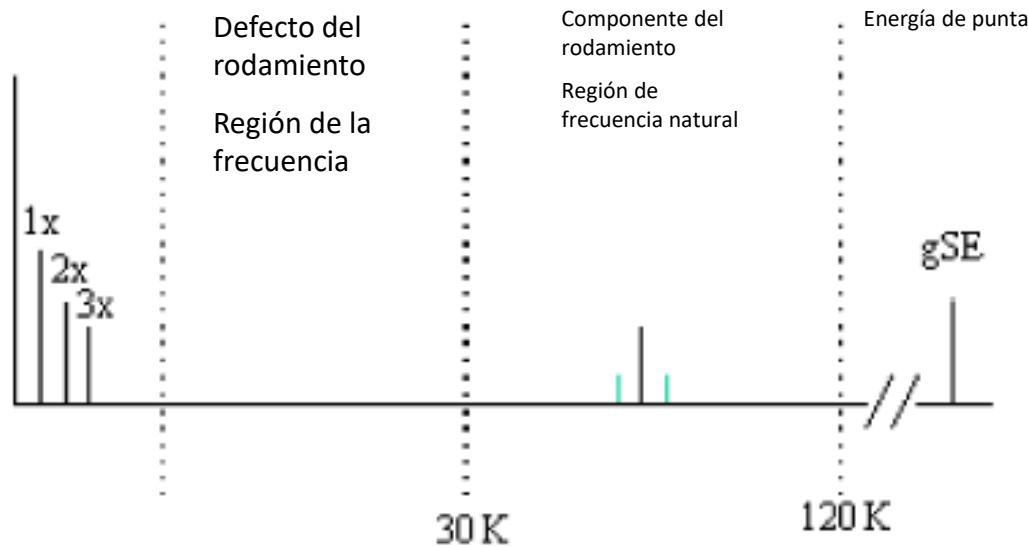
Las primeras indicaciones de problemas en los rodamientos aparecen en frecuencias ultrasónicas que fluctúan entre aproximadamente 20.000 y 60.000 Hz. Estas son frecuencias evaluadas por la energía de punta e impulso de choque.

Interpretación de Espectros

Naturaleza del defecto :

Etapa 2

Frecuencia Principal (Hz = rpm/60) :



Observación :

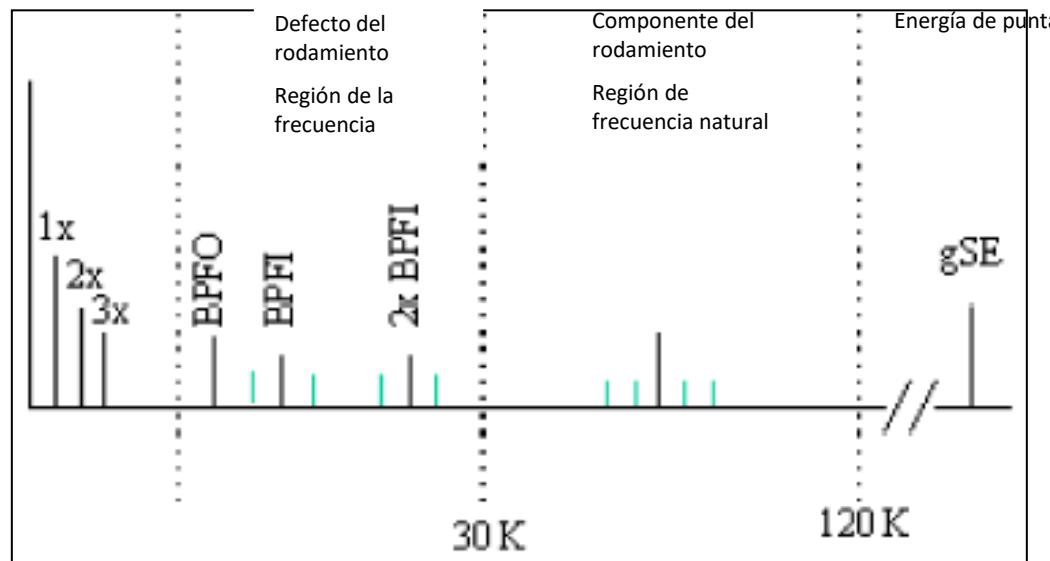
Ligeros defectos del rodamiento comienzan a sonar en las frecuencias naturales del componente del rodamiento que ocurren predominantemente en le rango de 30k a 120 KCPM.

Interpretación de Espectros

Naturaleza del defecto :

Etapa 3

Frecuencia Principal (Hz = rpm/60) :



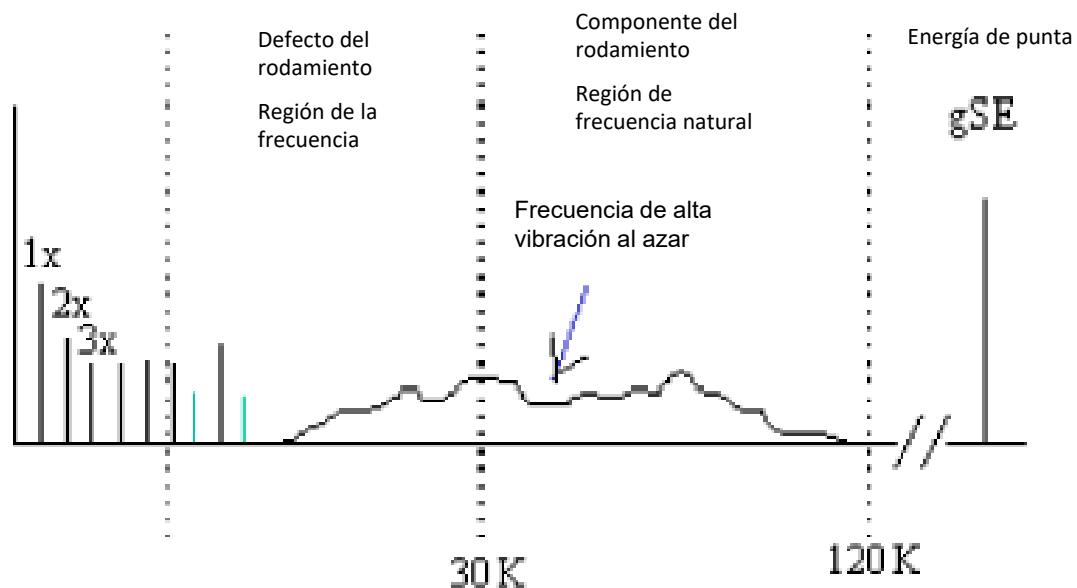
Observación :

Aparecen frecuencias y armónicas de defectos del rodamiento

Interpretación de Espectro

Naturaleza del defecto : Etapa 4

Frecuencia Principal (Hz = rpm/60) :



Observación :

Hacia le término, se efectúa incluso la ampliación de la 1x rpm. Crece y causa normalmente el crecimiento de muchas armónicas de la velocidad de marcha.

Detección a Altas Frecuencias

La detección de envolvente filtra estas señales dejando pasar únicamente las de tipo de impacto repetitivos y enfocándolos en el rango de frecuencias de defecto de los rodamientos (por ejemplo repetitividad de la señal de los rodamientos y los dientes de engranes)

Recientemente este método de medición ha sido aprobado como indicador exitoso en problemas de maquinaria rotatoria.

Dentro de las aplicaciones de la técnica de envolvente se pueden mencionar las fallas en los elementos rodantes, defecto en los dientes de engranes, discontinuidad en el fieltro de máquinas papeleras y problemas eléctricos en los motores.

A continuación se presentan las tablas de severidad para medición de envolvente:

Enveloping Severity	Shaft Diameter & Speed		
	Dia. between 200 & 500mm and Speed <500rpm	Dia. Between 50 & 300 mm & speed between 500 & 1800rpm	Dia. Between 20 & 150mm & Speed is either 1800 or 3600rpm
0.1	Good	Good	Good
0.5	Satisfactory		
0.75		Satisfactory	
1	Unsatisfactory (alert)		Satisfactory
2	Unacceptable (danger)	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)
4		Unacceptable (danger)	Unsatisfactory (alert)
10			Unacceptable (danger)

Detección a Altas Frecuencias

•Otras Tecnologías de Sensores Resonantes

•Algunos fabricantes usan la tecnología de transductor resonante que son similares al HFD. Esta tecnología usa la frecuencia de resonancia del transductor para amplificar eventos en el rango de frecuencia de defecto de los rodamientos. Esta tecnología incrementa la repetición de los componentes de la señal de defecto de los rodamientos y reporta su condición. Las lecturas son proporcionadas por un número global que representa como en muchos impactos (incremento logarítmico) el sistema pick up.

•Existen fabricantes de esta tecnología similar a HFD y da la misma indicación. Sin embargo el resultado de estas mediciones entre la tecnología HFD (de SKF) y otros fabricantes no pueden ser comparados ya que la sensibilidad de los sensores son muy diferentes. La siguiente tabla de severidad donde se

Diagnóstico de estado y Tabla de tolerancia general
de alta frecuencia para maquinaria con rodamientos.

Velocidad de vibración no filtrada	Emisión acústica e impulsos de choque.	Microlog HFD	IRD Picos de energía	Nivel de severidad y Estatus de alarma
In/seg (0-pico)	Db	G	gSE	
1.5+	50+	5.0+	3.0+	Extremo; a punto de fallar.
0.75 - 1.49	40 - 49	3.0 - 4.99	1.50 - 2.99	Muy severo; alerta 2
0.40 - 0.74	30 - 39	1.50 - 2.99	0.80 - 1.49	Severo; alerta 1
0.20 - 0.39	20 - 29	0.75 - 1.49	0.40 - 0.79	Ligero; Aceptable.
0.10 - 0.19	10 - 19	0.30 - 0.74	0.20 - 0.39	Bueno; Sin problemas.
0.01 - 0.09	1 - 9	0.01 - 0.29	0.01 - 0.19	Excelente; mantener monitoreo.

6

Características de los diferentes Instrumentos Típicos de Vibración.



Características de los diferentes Instrumentos Típicos de Vibración

- **Medidores de Vibración Global**
 - Estos equipos captan la medición global de una máquina, son en lo general equipos portátiles ligeros y son ideales para tomar mediciones de máquinas rotatorias en diferentes áreas de una planta; sin que esta medición sea necesariamente un dato a ingresar dentro de un programa de mantenimiento predictivo (proactivo), normalmente el objeto de utilizar este tipo de equipo es para sondear a grosor modo la condición actual de una máquina.

La medición global detectada por un medidor de vibración puede ser el desplazamiento, velocidad, aceleración y algunas veces miden vibración de frecuencia alta, como se puede mencionar vibraciones a alta frecuencia HFD, aceleración de envolvente, etc.

Los medidores de vibración pueden tener indicación analógica, aunque actualmente la mayoría viene con indicación digital.

Valor Global

Es la energía vibratoria total de un rango de frecuencia .

- Incluye la combinación de todas las señales vibratorias dentro de un rango de frecuencia
- No incluye las señales vibratorias fuera del rango de frecuencia especificado
- Lo representa un valor numérico



Características de los diferentes Instrumentos Típicos de Vibración

Analizadores de Filtro de barrido

En general los analizadores de filtro de barrido, son una mejora de los medidores de vibración de nivel global que proporcionan los medios para extraer el nivel de vibración filtrado a distintas frecuencias.

Para hacerlo se ajusta un sintonizador que filtra cualquier señal de vibración que está fuera de la frecuencia de filtro. Por ejemplo con un filtro de barrido de 10% la medición de frecuencia a unos 1,000 cpm incluirá de hecho a amplitud en el rango de 950 a 1050 cpm. En la pantalla del medidor

analógico del instrumento aparecerá únicamente el nivel de vibración para el rango de frecuencia sujeta a barrido.

En general los filtros empleados en estas unidades tienen una variación de 2% a 10%, lo que significa que la precisión de la frecuencia está limitada (y cuanto más alta sea la frecuencia, menor será la precisión de la lectura de frecuencia en términos de cpm o Hz.).

Estos instrumentos han sido reemplazados por la capacidad de los más recientes colectores de datos

FFT, con espectro de frecuencia de mayor precisión y capacidad de almacenamiento de datos.



Característica de los diferentes Instrumentos Típicos de Vibración

Colectores de Datos Programables de FFT

Los colectores de datos de FFT, además de que pueden ser muy útiles en diversas situaciones de análisis, son los instrumentos más avanzados que pueden elegirse para los programas de mantenimiento predictivo. La capacidad de la FFT permite que la forma de onda en el dominio del tiempo capturada por estas unidades sea transformada en un espectro de frecuencia y exhibida en un pequeño monitor de PCL en tiempo activo (en general en un lapso de 1 a 4 segundos, según el modo de acopio de datos, junto con el lapso de frecuencia y las líneas de parámetros de resolución del instrumento).

El panel de control permite un cambio rápido de los parámetros de pantalla, lo que es sumamente útil cuando se monitorean numerosas máquinas diferentes y sus componentes, o al realizar un análisis de equipo problemático. Además la posibilidad de incrementar la velocidad de algunos colectores de información permite medir simultáneamente tres diferentes parámetros (velocidad, aceleración y energía de impulsos) con la sola presión del botón “store” (guardar).

El colector de datos fue diseñado para el acopio de información proveniente de numerosos componentes de una maquinaria en una sola vuelta. Además es portátil y tiene la capacidad de guardar información para su análisis posterior al regresar la oficina.



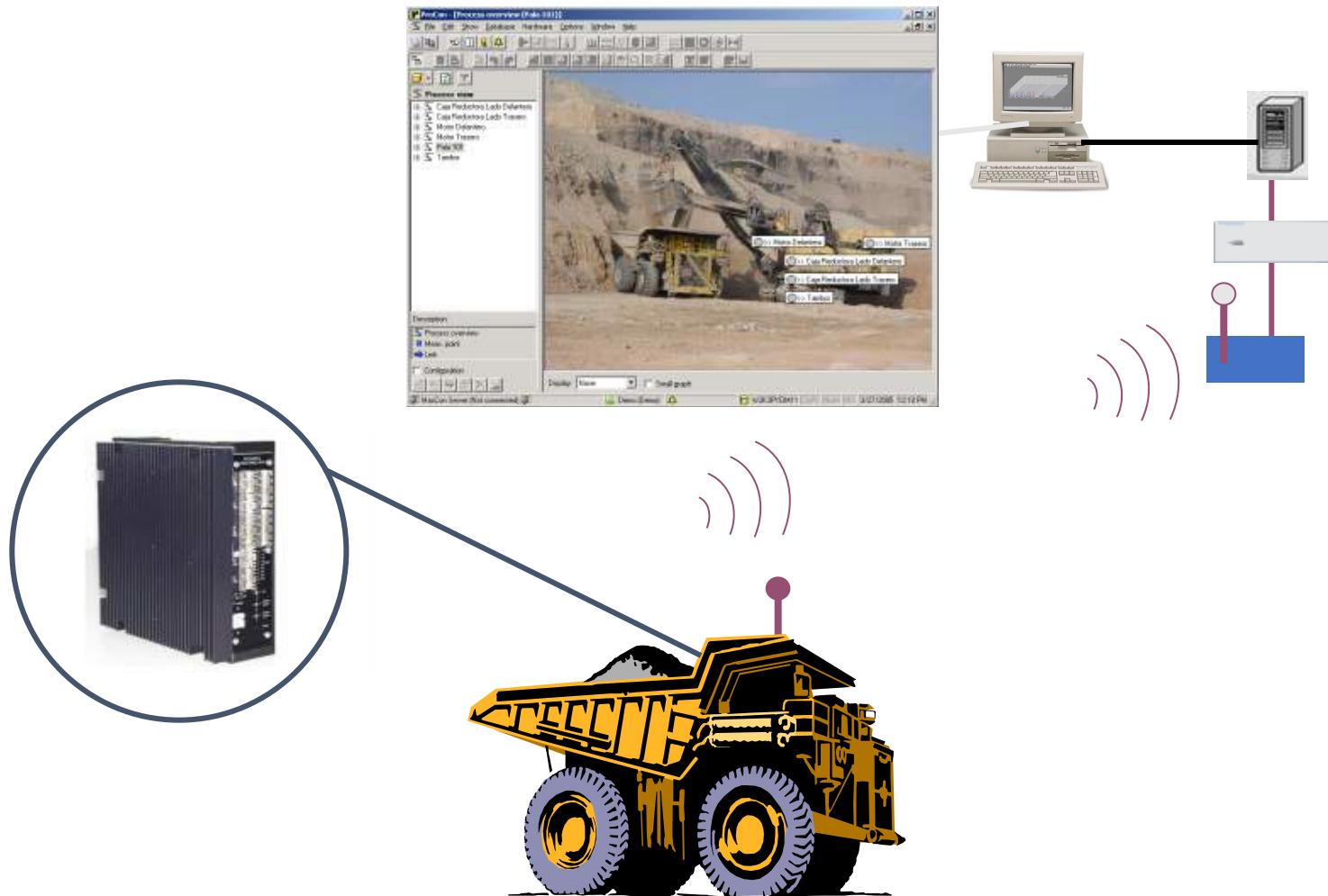
Características de los diferentes Instrumentos Típicos de Vibración

Analizadores de Espectro de Tiempo Real

Los analizadores de espectro de tiempo real son la herramienta de diagnóstico más poderosa del mercado, ideal para las técnicas de diagnóstico avanzadas. En la actualidad existen diversos analizadores de este tipo con una amplia gama de capacidades. En términos generales, un analizador de tiempo real significa que el usuario podrá observar simultáneamente las oscilaciones de todas las

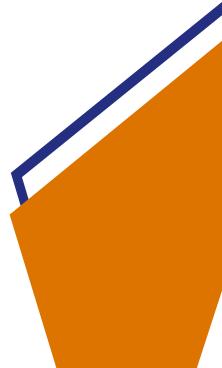
crestas dentro del lapso de frecuencia seleccionado. del Programa de mantenimiento predictivo. Por último algunos de los analizadores de tiempo real computarizados permite el uso de programas de procesamiento de texto, hojas de cálculo y gráficas, con los que se pueden generar informes "en el propio sitio de trabajo" si se desea.

Analizadores de Espectro de Tiempo Real



6

Errores Comunes en la Medición de Vibraciones



Errores Comunes en la Medición de Vibraciones

Introducción

En las actividades de monitoreo y análisis de vibraciones, es necesario que la información que se colecta sea confiable; ya que la precisión del diagnóstico dependerá de la precisión de las lecturas obtenidas. Por todo esto es evidente la importancia de garantizar la toma de lecturas precisas y confiables. Este capítulo ofrece los lineamientos para evitar errores que pueden provocar que alguna actividad de análisis y diagnóstico sea incorrecto, mas aún que el programa de Mantenimiento.

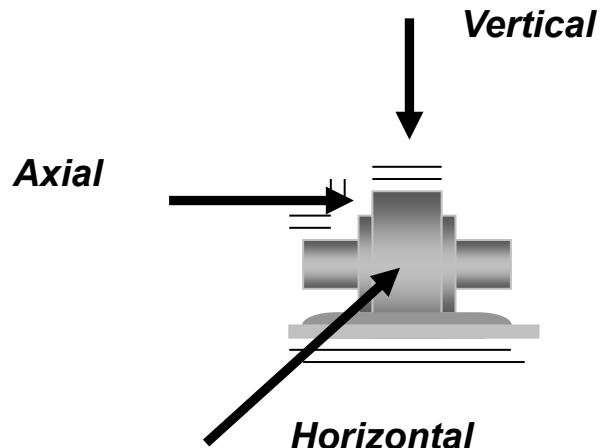
Predictivo o Mantenimiento Proactivo establecido en su planta no ofrezca un resultado satisfactorio.

Errores Comunes en la Medición de Vibraciones

- Posición del transductor en la medición de vibraciones

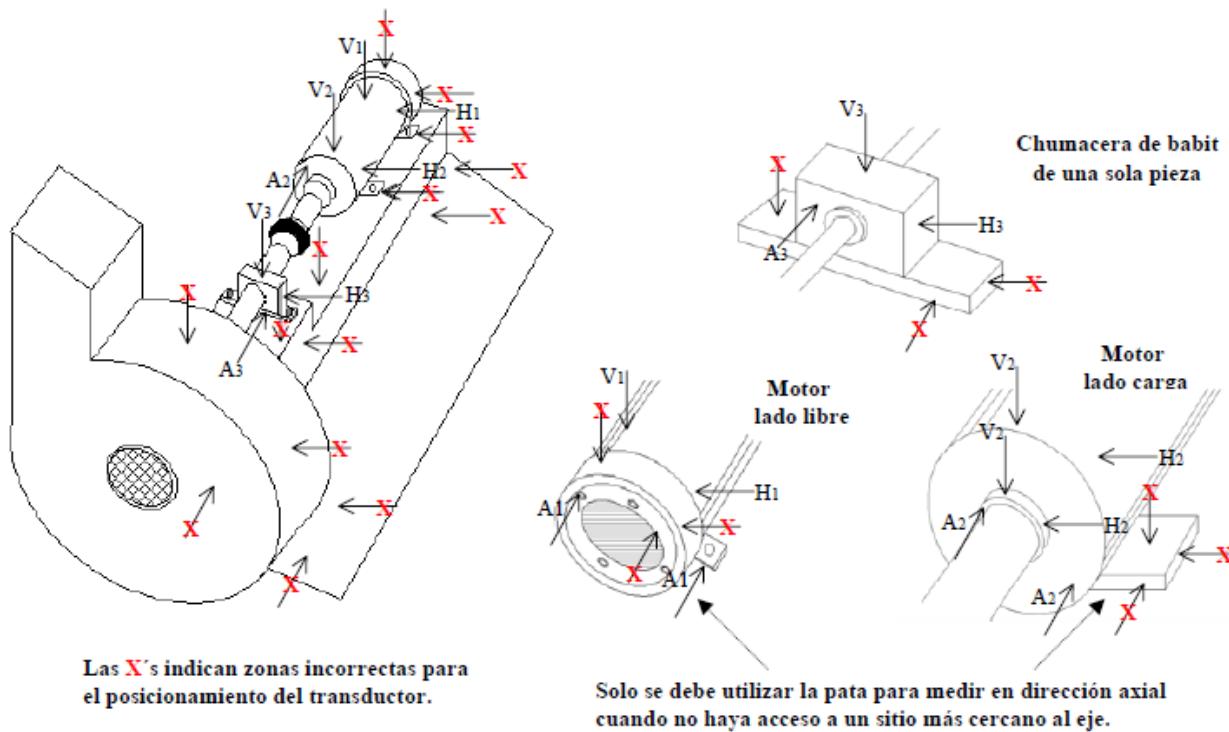
Es importante determinar la posición adecuada; en la cual se va a efectuar la medición; ya que esta es indicativa de las anomalías que se están generando en la máquina. Para esto se menciona a continuación las siguientes recomendaciones:

- Se recomienda que al efectuar mediciones, evitar las superficies con pintura, especialmente si se usa un transductor con base magnética, cuando es el caso se recomienda lijar y dejar la superficie metálica para mejor fijación.
- Posición.- Cuando sea posible, la medición debe ser medida en tres direcciones:
 - **Vertical.**
 - **Horizontal.**
 - **Axial.**



Errores Comunes en la Medición de Vibraciones

El siguiente esquema muestra los puntos donde deben ser tomadas las lecturas de vibración; también se indican las posiciones incorrectas (marcadas con una “X”).



Errores Comunes en la Medición de Vibraciones

Condiciones Optimas de Medición

Las mediciones se llevan a cabo; con la máquina operando bajo las condiciones normales. Por ejemplo cuando el rotor, alojamiento y rodamiento han alcanzado la temperatura normal de operación, así como las condiciones de proceso por ejemplo; voltaje, flujo, presión y carga.

En máquinas con velocidad o carga variable, las mediciones se deben llevar a cabo en las condiciones máximas dentro del proceso, para poder tener una tendencia consistente Puntos importantes para efectuar Análisis de Vibración.

Un espectro FFT es una poderosa herramienta de análisis. Si existe un problema en la maquinaria, el espectro FFT proporciona información para ayudar a determinar la localización del problema y con apoyo de alguna gráfica de tendencia (historial de vibración) se puede determinar cuando el problema se va a tornar crítico.

El espectro FFT separa todos los componentes que se encuentran presentes de una máquina dentro de un rango de frecuencia determinada, pudiendo de esta manera identificar la componente que pudieran estar generando vibración excesiva y de esta manera identificar la posible anomalía que se pudiera estarse presentando.

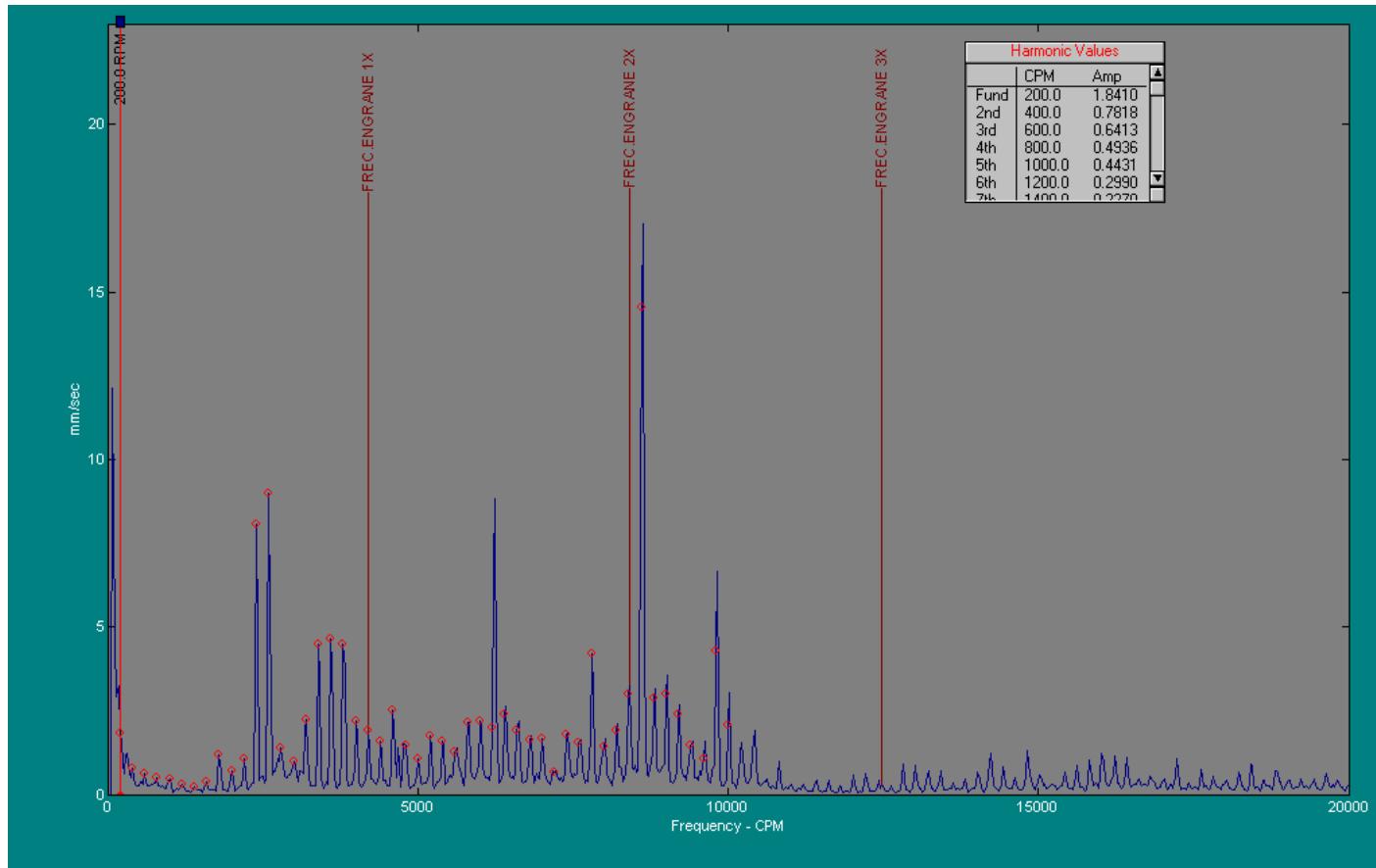
Errores Comunes en la Medición de Vibraciones

Esquema del equipo

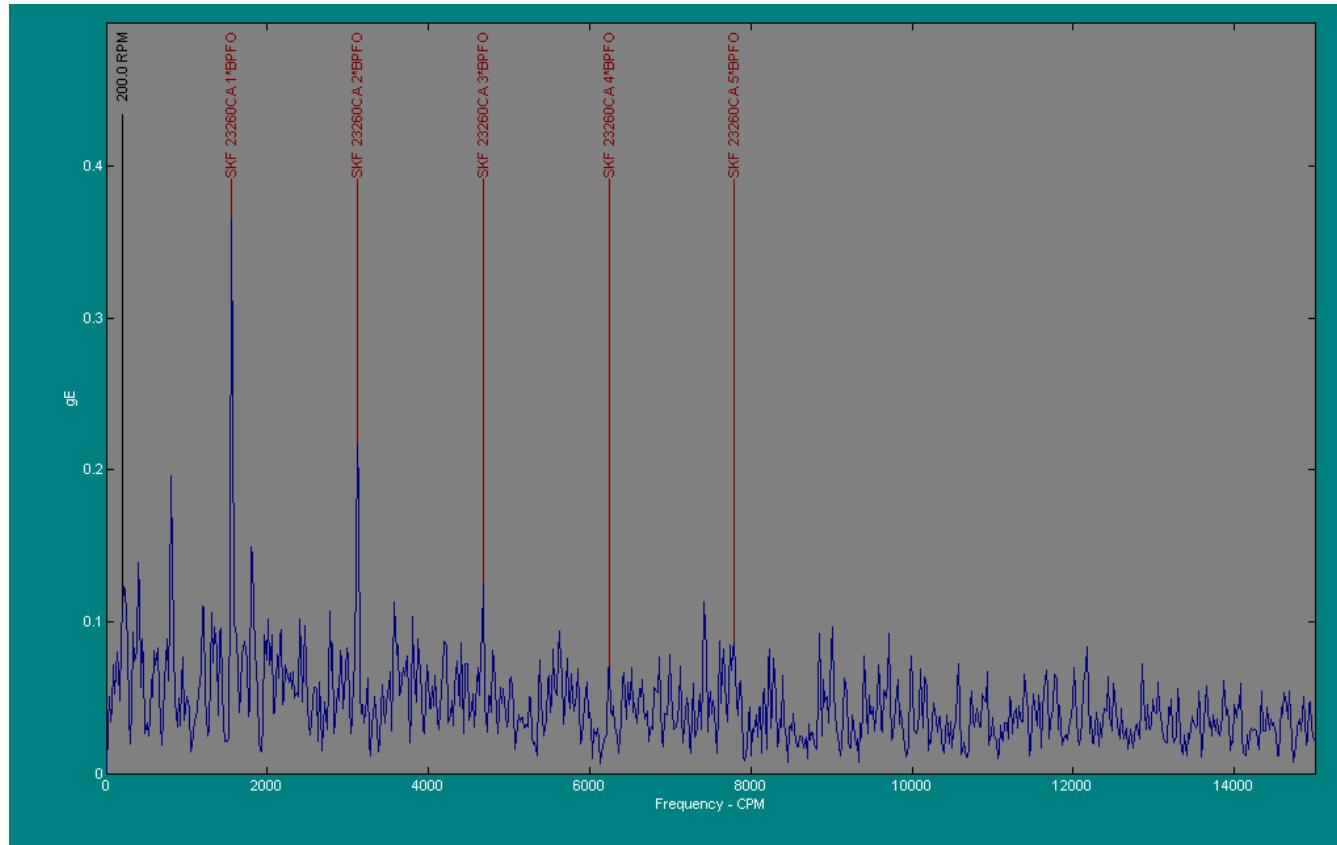


Se detecta una definición de falla de rodamiento En el soporte (punto4), afectando a la pista externa. Valores Altos.

Espectro en velocidad, donde se observa una severa soltura



Espectro punto, donde se observa con claridad falla de rodamiento en la pista externa



**Configuración: 0 a 15.000CPM (Frec.Max) , Utilizar filtro 3,
1600 lineas, valores Peak to Peak.**

Molino de bolas

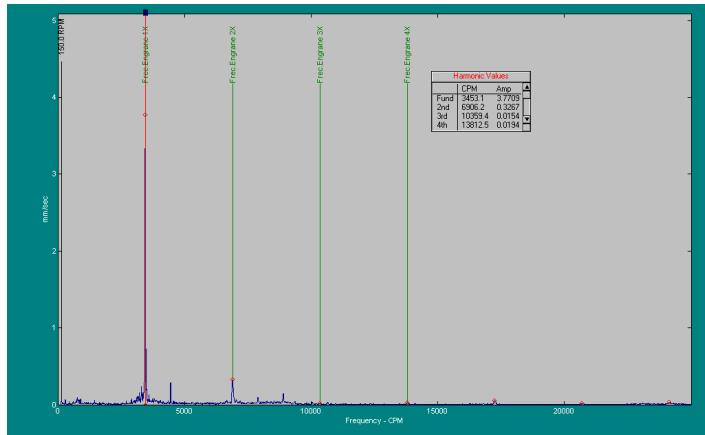
Equipo Gira a 150 Rpm. N° dientes contraeje 23. Frec. Engrane: 3450cpm Rodamientos soportes: 23172CA/ C3 W33

Diagnóstico: Corona Molino Ovalada (puntos altos)

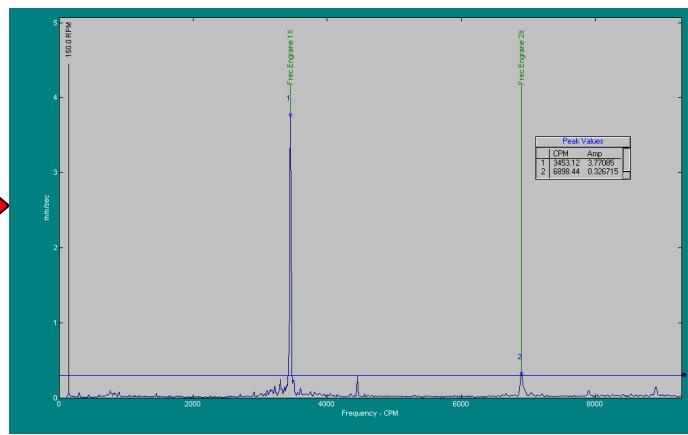


Molino de bolas

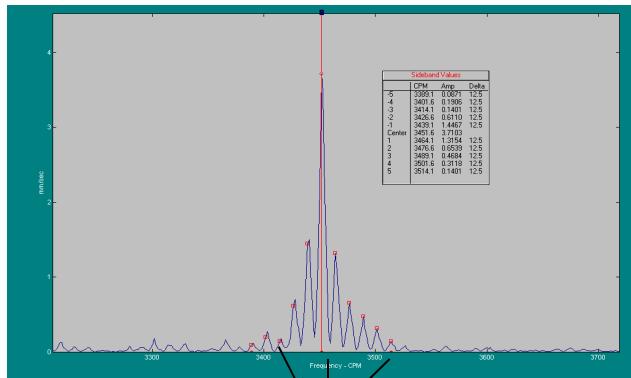
Punto 3V, donde se muestra claramente la presencia de la freq.engrane entre contraeje-corona



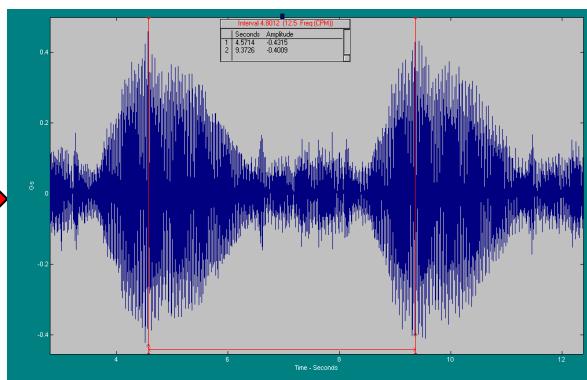
Punto 3V, donde se realiza un zoom para poder visualizar en forma más clara la influencia de la 1X Frec. de engrane.



Espectro donde se realiza un zoom alrededor de la freq. Engrane contraeje-corona detectando bandas laterales, las cuales darán la información del mecanismo que tiene el problema.



Bandas laterales, separadas 12.5 rpm, correspondiente a la velocidad de giro del molino. Por consecuencia la corona del molino es el que origina el problema.



Forma de la onda, donde se aprecia en forma clara modulaciones en amplitud, las cuales ocurren a la velocidad de giro del molino.

Molino SAG

Equipo Gira a 188rpm. N° dientes contraeje 23. Frec. Engrane 4324 cpm

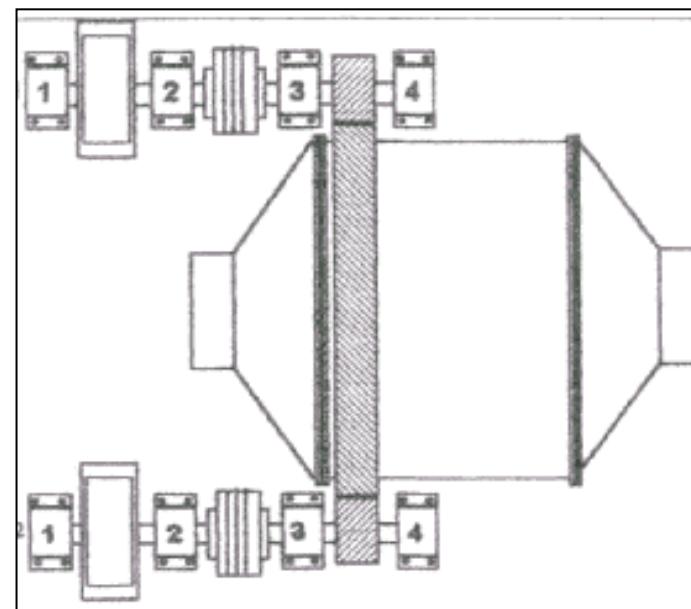
Rodamientos soportes: 23184 CA / C3 W33

Diagnóstico: falla grave en la pista interna del rodamiento Punto 3, Transmisión izquierda

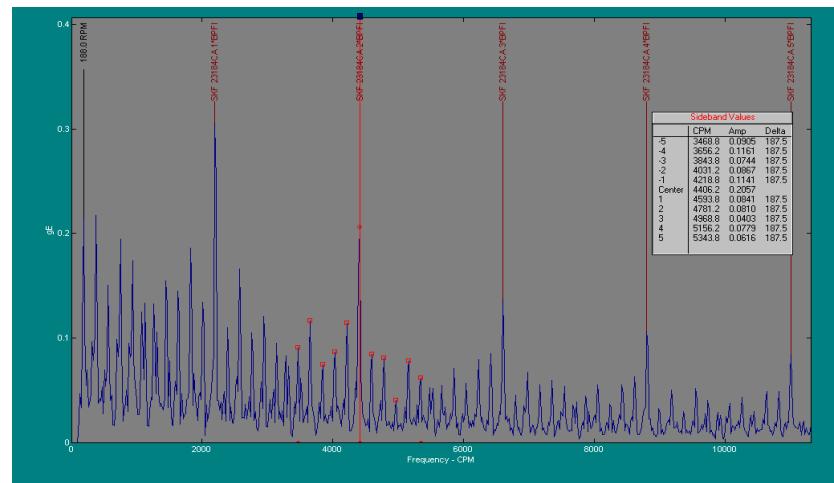
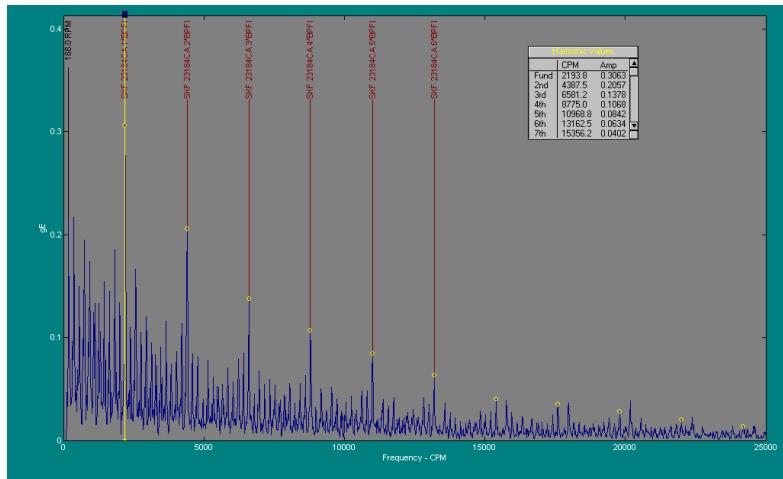
Transmisión Derecha



Transmisión Izquierda



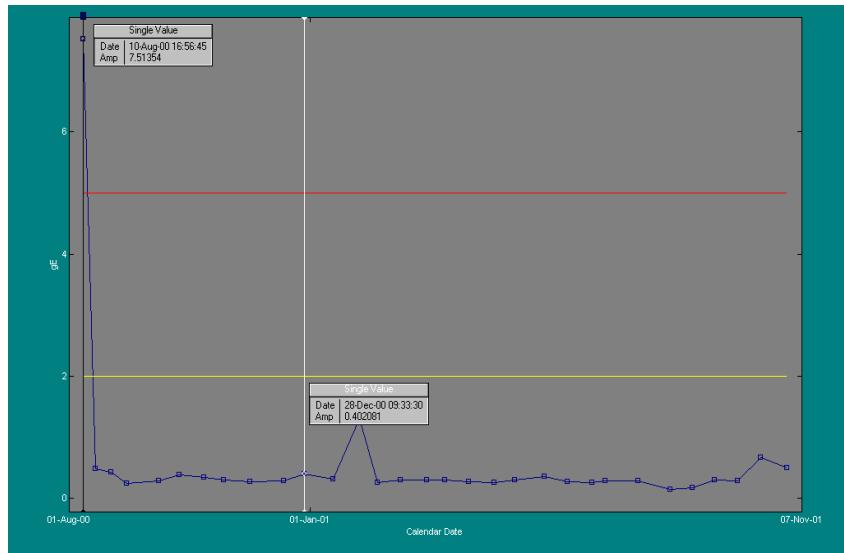
Molino SAG



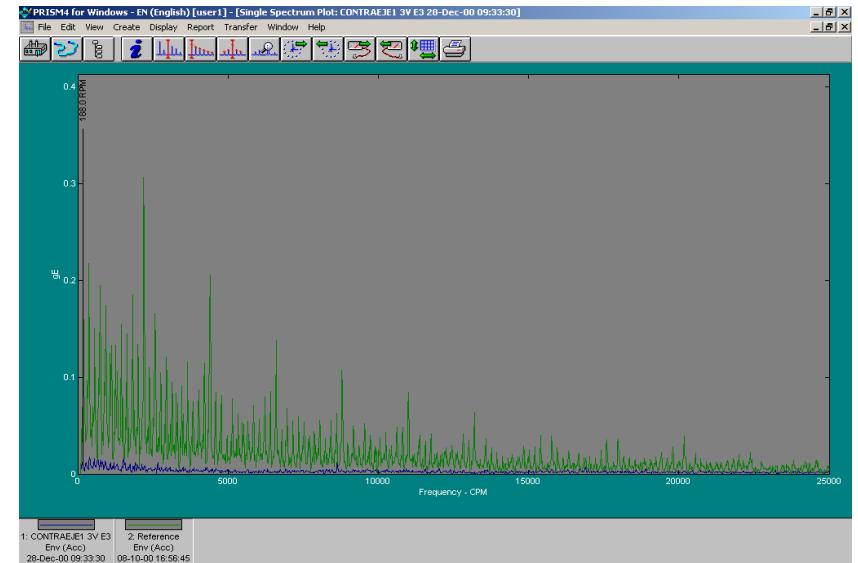
Punto 3V, donde se visualiza en forma clara la falla en la pista externa

Zoom, donde se observa bandas laterales separadas a la velocidad de giro del Contraeje, sinónimo de una falla avanzada

Molino SAG



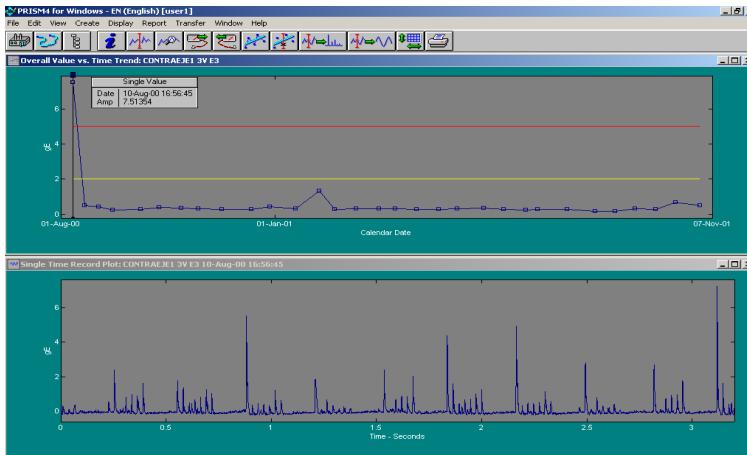
Tendencia global



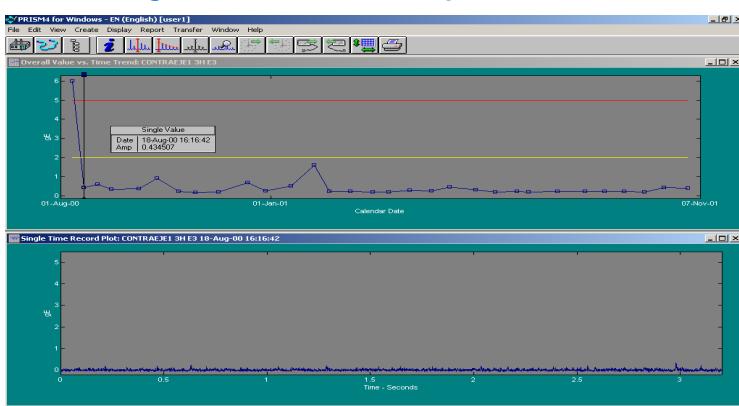
Punto 3V, donde se compara espectro patrón (falla)
Con espectro tomados con rodamientos nuevos

Molino SAG

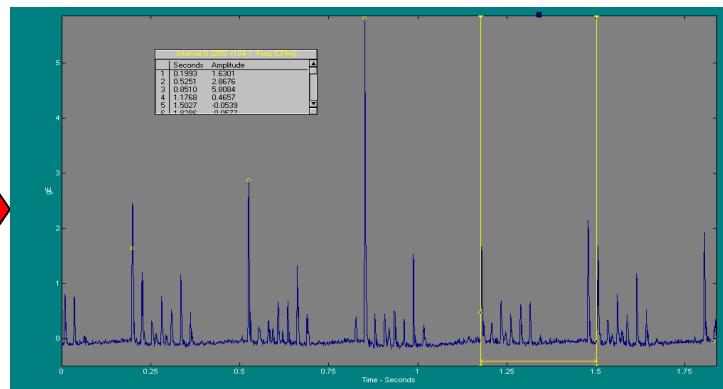
Punto 3V. Tendencia global / señal en el tiempo



Punto3V.Valores una vez realizado el cambio de rodamientos Tendencia global / señal en el tiempo



Zoom, en la señal del tiempo. Se observa Claramente golpe a la velocidad de giro del contraje



Elemento Clave

La Configuración

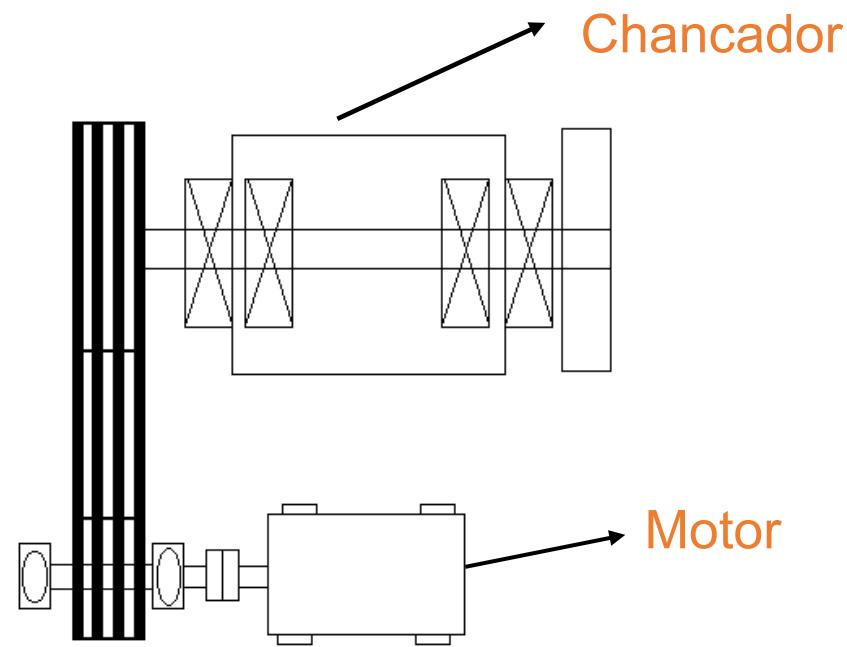
- Rango de frecuencia de 0 a 20000 cpm
- 1600 líneas
- Técnica de enveloping, utilizando filtro 3
- Valores en aceleración
- Valores en Peak to Peak

Chancador de Mandíbula

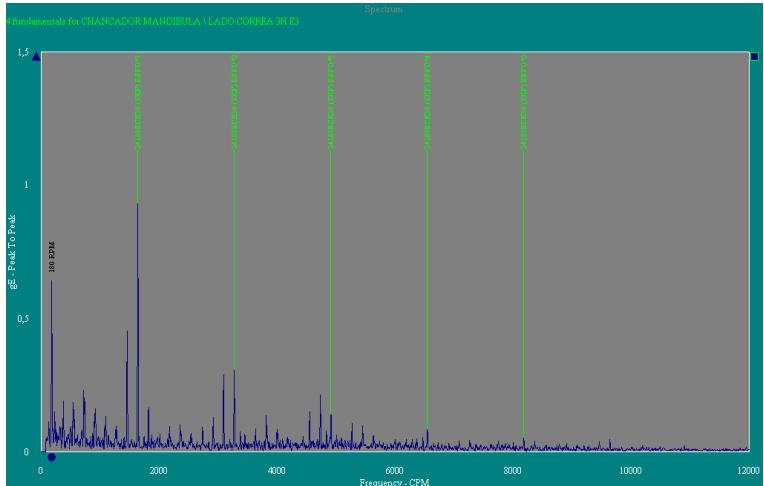
Velocidad de giro del chancador 180 rpm.

Rodamientos del tambor chancador : 24188 ECK30

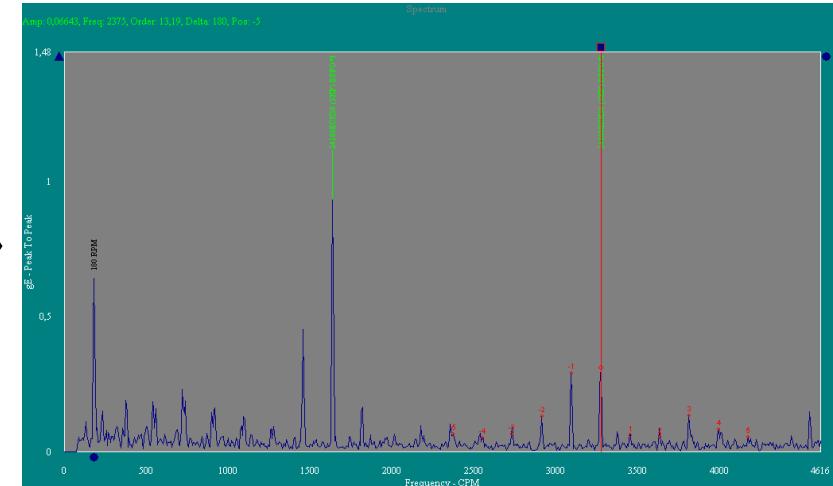
Diagnóstico: falla de rodamiento en la pista externa del tambor chancador



Chancador de Mandíbula



Espectro, tomado en el tambor del chancador, donde se aprecia claramente problemas en la pista externa del rodamiento



Se realiza un zoom, alrededor de un peak de falla, detectándose modulaciones o bandas laterales separadas a la velocidad de giro del chancador, sinónimo de un problema avanzado.

Puntos Importantes para efectuar Análisis de Vibración

Colectar Información útil

Antes de analizar un espectro FFT se requiere de la siguiente información:

- Identificar todos y cada uno de los componentes de la máquina que pudieran causar vibración.
- Si la máquina está acoplada a un ventilador o bomba se debe conocer el número de álabes o impulsores.
- Si está montada en rodamientos, conocer la frecuencia de daño de los rodamientos.
- Si la máquina está acoplada a engranes, conocer el número de dientes de cada engrane.
- Si la máquina está instalada cerca de alguna otra, y además conocer la velocidad de la máquina adyacente.
- La vibración de alguna máquina puede ser transmitida a través de la cimentación o estructura y afectar los niveles
 - de vibración de alguna máquina cercana.
 - ¿ Está la máquina montada horizontal o verticalmente?
 - ¿ Está la máquina en cantiliver, o conectada con alguna otra máquina en cantiliver ?

Puntos Importantes para Efectos Análisis de Vibración

Identificar tipo de mediciones

- Es necesario al analizar un espectro de vibración, qué parámetro fue utilizado para tal medición si:
 - Se utilizó desplazamiento, velocidad, aceleración, envolvente, SEE, etc.
 - ¿ En qué posición fue colocado el transductor, horizontal, vertical, axial o en la zona de carga?
- En el caso de ser posible obtener los datos históricos de la máquina:
 - Valores grabados previamente, FFT, tendencia de vibración global disponible.
 - ¿Existe línea base registrada?

Puntos Importantes para efectuar Análisis de Vibración

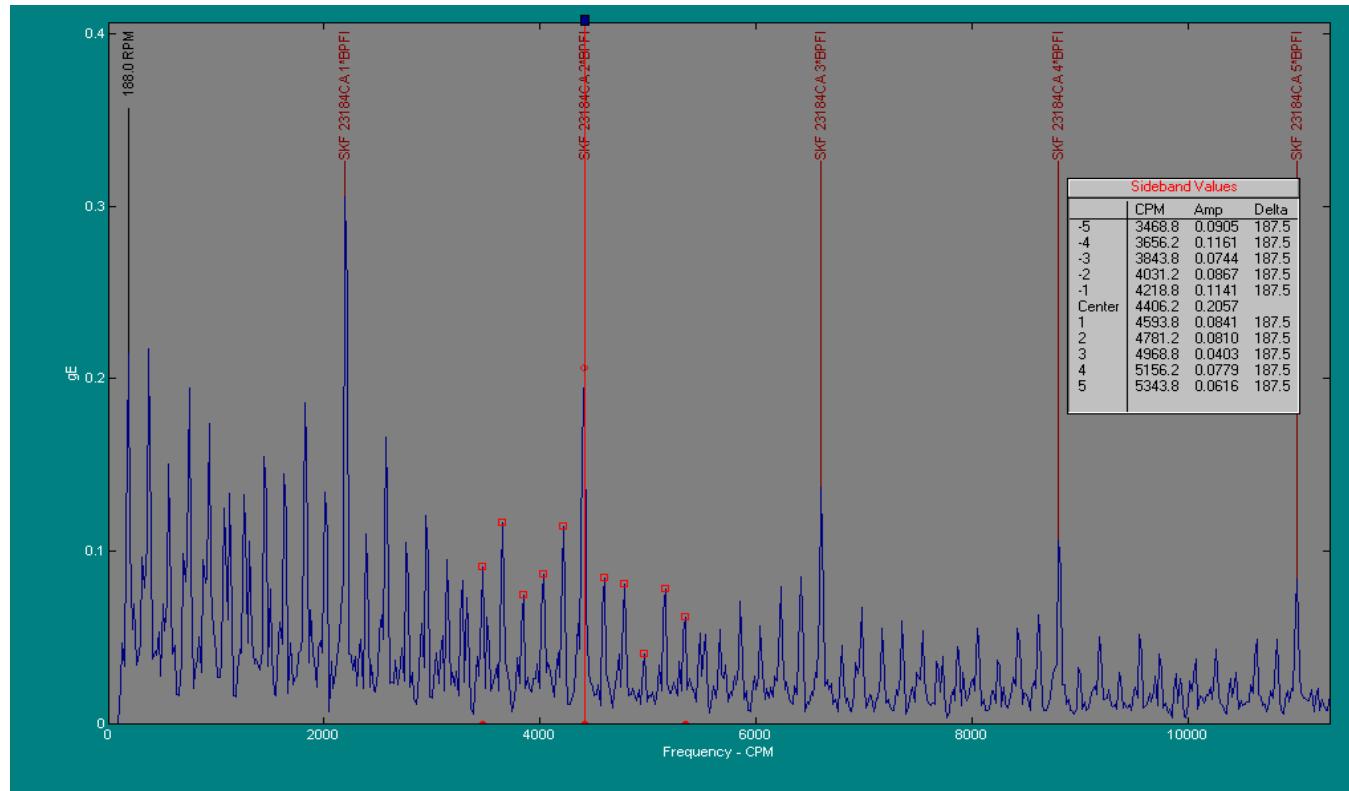
Análisis

Una vez conocida la información anterior se procede a analizar el espectro. El análisis usualmente sigue un proceso de eliminación; donde se desechan los componentes que no tienen significado y se dejan los que si lo tienen.

Una vez que se ha determinado la velocidad de operación, identificar los rangos de frecuencia del espectro.

- Identificar las armónicas de la velocidad de operación (1X, 2X, 3X, etc.).
- Comparar la diferencia de magnitud entre cada componente.
- Identificar las frecuencias de daño de los rodamientos.
- Identificar las frecuencias de los álabes del ventilador, (si es aplicable).
- Identificar el número de dientes de los engranes, (si es aplicable).
- Identificar las frecuencias de los impulsores de la bomba, (si es aplicable).
- Identificar la vibración de máquinas vecinas, (si es aplicable).
- Si se está monitoreando un motor eléctrico, identificar los picos de la líneas de frecuencia, tratar de identificar la condición eléctrica de la mecánica.

Punto Importantes para efectuar Análisis de Vibración



Puntos Importantes para Efectuar Análisis de Vibración

Verificación de la frecuencia de falla

Los espectros presentan componentes de vibración a determinadas frecuencias, cada componente

pudiera mostrar sospechas de alguna(s) falla(s). En el caso de que signifique falla se procede a buscar armónicas; las cuales nos indican la presencia y severidad del problema.

Si aparece un componente a la frecuencia de giro (fundamental) acompañado de otro a 2 veces la frecuencia de giro, se confirma la sospecha de anomalía.

Si no aparece un componente en la frecuencia fundamental de falla, pero se presenta a 2, 3 y posiblemente 4 veces la frecuencia fundamental de falla, esto pudiera indicar la evidencia de la presencia de la falla.

Puntos Importantes para efectuar Análisis Vibración

Severidad de la falla

Una manera de determinar la severidad de la falla, es comparando la amplitud de vibración actual con las lecturas anteriores tomadas bajo las mismas condiciones.

Otra forma es comparar la amplitud de vibración a otras lecturas obtenidas en máquinas similares trabajando en iguales condiciones. Una lectura mayor que lo normal indica un problema.

Nota:

En muchas de las ocasiones cuando no se tiene historial o máquina como punto de referencia, se puede hacer uso de alguna norma por ejemplo ISO 2372, que si bien es cierto son normas generales y no a una máquina en particular, pero puede dar idea de los niveles aceptables

Norma ISO 10816-1

Class I	Máquinas conducidas, motrices, unidades acopladas comprometidas en la operación de la maquinaria hasta 15 kW, aproximadamente (aprox. 20hp).
Class II	Máquinas, motores eléctricos desde 15kW(20hp) hasta 75kW(100hp), sin fundaciones especiales, o motores montados rígidamente o máquinas hasta 300 kW (400 hp) montadas en fundaciones especiales.
Class III	Máquinas de tamaño mediano y otras máquinas grandes con ensambles giratorios montadas fundaciones rígidas y pesadas, las cuales están razonablemente quietas en la dirección de la vibración.
Class IV	Incluye grandes máquinas y máquinas con ensambles giratorios montadas en fundaciones las cuales son relativamente livianas en la dirección de la medición de la vibración (ejemplos: generadoras de turbinas y turbinas de gas mayores que 10 MW / entre 12500 Hz)

Severidad de vibración		Límites de velocidad y Clase de Máquinas			
mm/s RMS	in/s Peak	Pequeñas máquinas Clase I	Máquinas Medianas Clase II	Grandes Máquinas	
				Soportes Rígidos Clase III	Soportes menos rígidos Clase IV
0.28	0.02				
0.45	0.03				
0.71	0.04				
1.12	0.06	Bueno			
1.80	0.10	Satisfactorio			
2.80	0.16	Insatisfactorio (Alerta)			
4.50	0.25		Satisfactorio		
7.10	0.40		Insatisfactorio (Alerta)		
11.20	0.62			Insatisfactorio (Alerta)	
18.00	1.00				Insatisfactorio (Alerta)
28.00	1.56				
45.00	2.51				

Puntos importantes para efectuar Análisis Vibración

Lectura de tendencia global

Probablemente el método de evaluación de la severidad de vibración mas eficiente y confiable es la

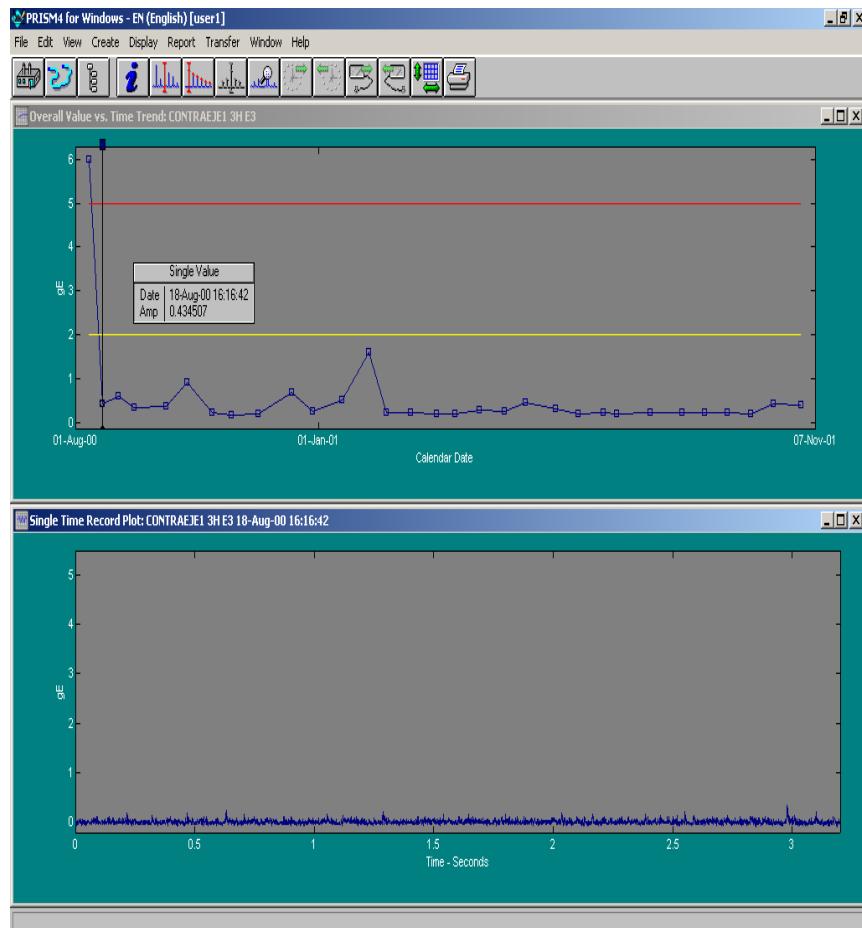
comparación de la lectura de vibración global, contra las lecturas previas en un mismo punto de medición; permitiendo de esta manera observar y analizar la forma en que los niveles de la vibración van cambiando de "**tendencia**" a través del tiempo.

La actividad de elaboración o creación de tendencias de vibración consiste en almacenar las tomas de lecturas de vibración en tiempos específicos y de apuntar las variaciones en los niveles de vibración a las frecuencias de fallo con referencia al tiempo. Una tendencia creciente en nivel de vibración significa un problema incipiente.

La manera más sencilla de utilizar las tendencias de vibración, es estableciendo un espectro de vibración representativo de una máquina operando bajo condiciones normales, esto como punto de referencia y para que sirva de comparativo con espectros que se tomen posteriormente en la misma máquina.

Punto Importantes para Efectuar Análisis de Vibración

Punto3V.Valores una vez realizado el cambio de rodamientos
Tendencia global / señal en el tiempo



Elemento Clave

La Configuración

-Rango de frecuencia de 0 a 20000 cpm

-1600 líneas

-Técnica de enveloping, utilizando filtro 3

-Valores en aceleración

-Valores en Peak to Peak

7

Reconocimiento de Problemas



Reconocimiento de Problema

•Introducción

Existe una gran diferencia entre la detección de problema en una máquina rotatoria y analizar la causa del origen del mismo.

Al extraer un rodamiento que muestra desgaste prematuro por vibración, probablemente pudiera o no resolver el problema; ya que existen varias causas que provocan esta condición. Para poder resolverlo; es necesario identificar la causa que origina que el rodamiento falle. Entre estas causas se puede mencionar a la desalineación, desbalance, pérdida mecánica, montaje, etc. Si no se está llevando a cabo un programa de Mantenimiento Predictivo o Proactivo correctamente, únicamente se estará llevando el "programa de recambio del rodamiento" y el problema va a permanecer latente.

Es necesario que los problemas de maquinaria rotatoria sean detectados en su etapa temprana para tener tiempo de planear la correspondiente corrección y así minimizar el tiempo de paro de la máquina para la correspondiente reparación.

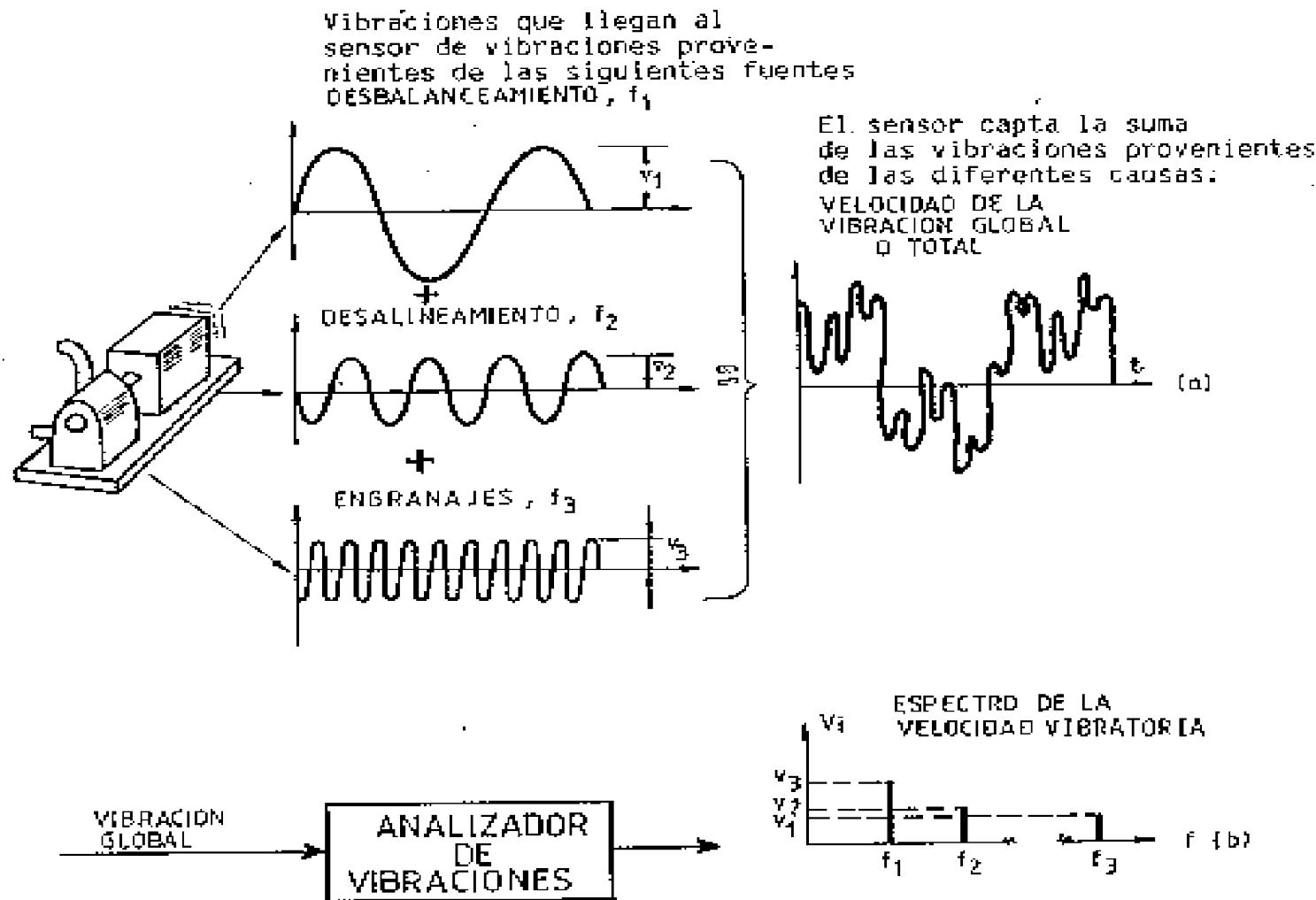
Puntos importantes para efectuar un buen Análisis

Un espectro FFT (Fast Fourier Transform) es una poderosa herramienta de análisis. Al existir un problema en la maquinaria, el espectro FFT proporcionará valiosa información de gran utilidad para determinar la localización del problema, y con el apoyo del historial de vibración de la máquina (gráfica de tendencia) se puede determinar cuando el problema se va a tornar crítico.

El espectro FFT separa todos los componentes que se encuentran presentes en una máquina dentro de un rango de frecuencia determinada; pudiendo de esta manera identificarse el componente que pudieran estar generando vibración excesiva y de esta manera identificar la posible anomalía que pudiera estarse presentando.

Como se ha visto en capítulos anteriores (Errores comunes), existe varios puntos que permiten una buena interpretación de la gráfica espectral (Colectar Información Útil, Identificar la Velocidad de Operación de la Máquina, Identificar qué Tipo de Medición Produce el Espectro FFT, Condiciones Óptimas de Medición, Lectura de Tendencia de la Vibración Global, Análisis, Verificar Frecuencias de Falla de las Cuáles se Sospecha.)

FFT



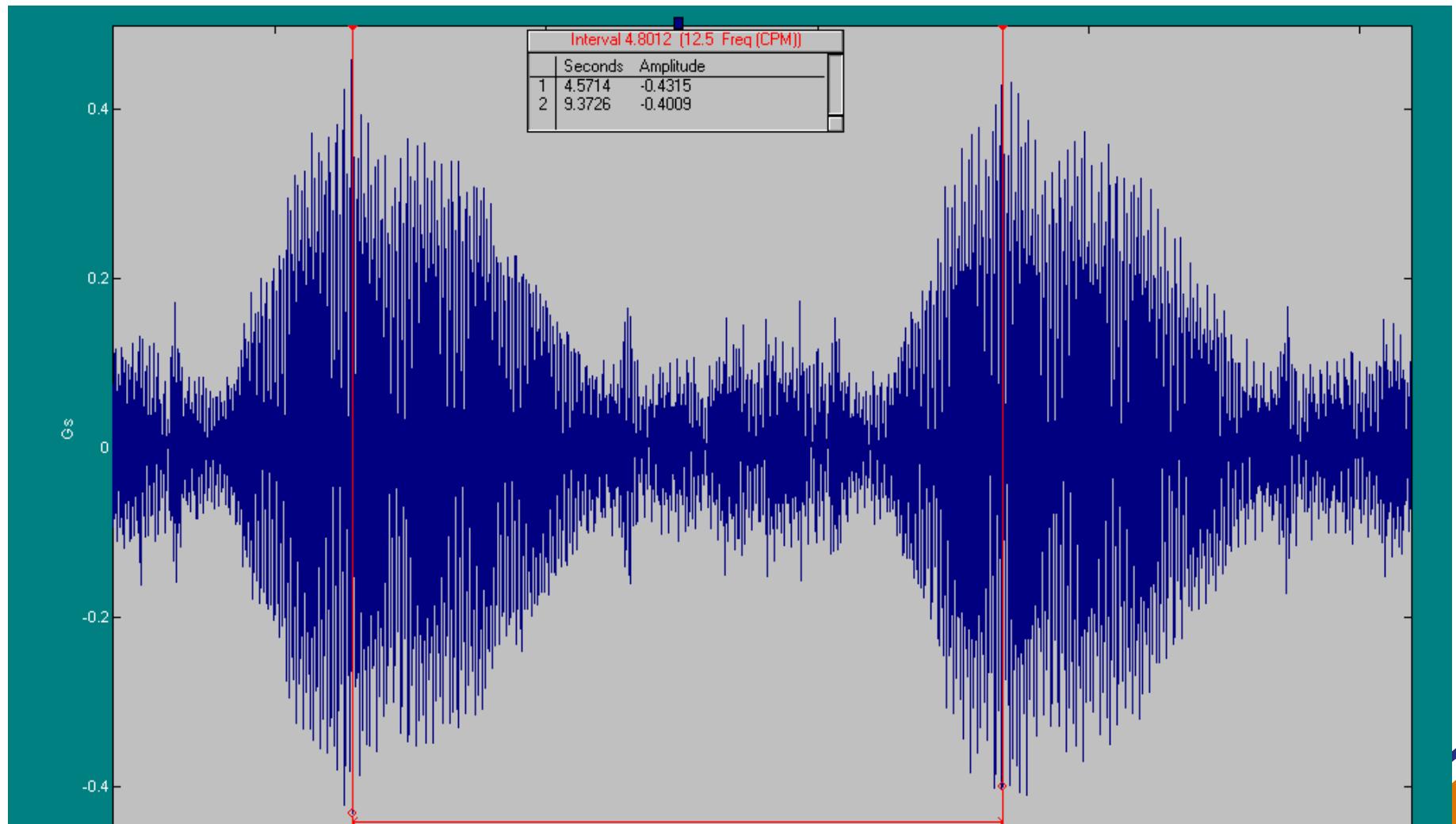
Análisis de la forma de la Onda

La forma de onda despliega una muestra de un tiempo corto de la muestra total de la vibración. La idea típicamente no es usada como otros formatos de vibración, el análisis de la señal en el dominio del tiempo puede proporcionar indicios de la condición de la máquina que no siempre son evidentes en los espectros de frecuencia; por lo que se recomienda utilizar este tipo de señal como parte del programa de análisis.

Para realizar un análisis en el dominio del tiempo, es sencillamente usar la forma de onda en lugar del espectro, lo que nos ayuda a diagnosticar problemas de máquinas rotativas. Los espectros de un impulso, de una señal transitoria o aleatoria pueden parecer exactamente iguales, esto es válido aunque las señales sean diferentes en sus características.

Una forma de onda muestra información inmediata, y por eso es recomendable utilizar la forma de onda cuando el espectro no proporcione toda la información que se necesita para efectuar un diagnóstico completo.

Análisis de la forma de la Onda



Desbalance

Cuando los componentes de una máquina rotatoria giran alrededor de un eje de rotación que no coincide con el eje principal de inercia, existe una condición comúnmente conocida como desbalanceo

Una condición del desbalanceo produce vibración y esfuerzos que pueden llegar a dañar al rotor y sus rodamientos.

El desbalanceo es una de las causas más comunes de vibración en maquinaria rotatoria.

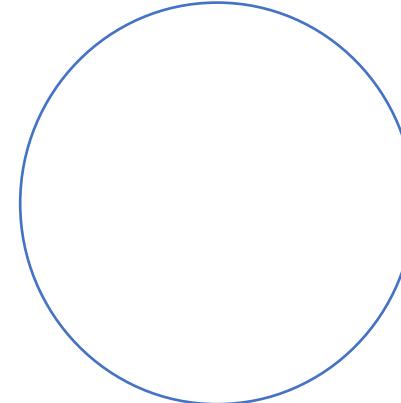
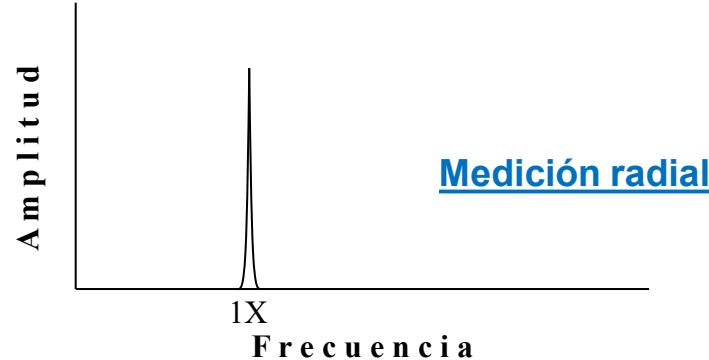
Los especialistas concuerdan que casi el 40% de los problemas de vibración excesiva son producidas por desbalanceo.

Un rotor puede ser balanceado en una máquina balanceadora; en la cual el desbalanceo se neutraliza normalmente a una velocidad muy por debajo de su velocidad de operación. En la mayor parte de los casos; sin embargo, el montar el rotor en sus propios soportes y conectarlo con otros componentes rotatorios, las características dinámicas del rotor cambian lo suficiente como para hacer necesario un ejercicio adicional de balanceo a la velocidad normal de operación

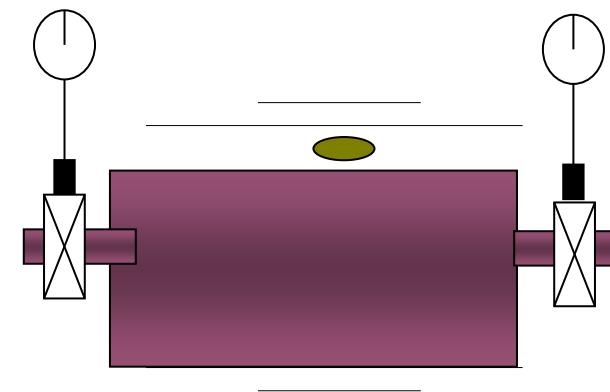
De acuerdo con la recomendación ISO No. 1925, existen cuatro tipos diferentes de desbalanceo, los cuales se describen a continuación:

- Desbalanceo Producido por una fuerza o desbalance Estático.
- Desbalanceo producido por un par de fuerzas.
- Desbalanceo Cuasi-estático.
- Desbalanceo Dinámico.

Desbalance Estático

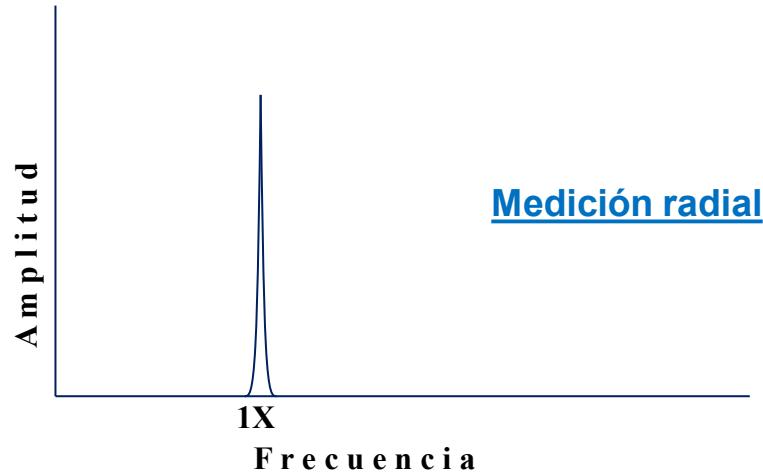


Gráfica espectral mostrando desbalance estático.

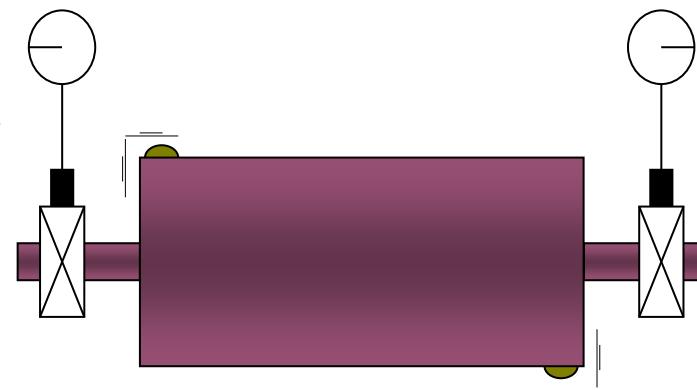


Esquema del comportamiento de un rotor con desbalance estático.

Desbalance en Par

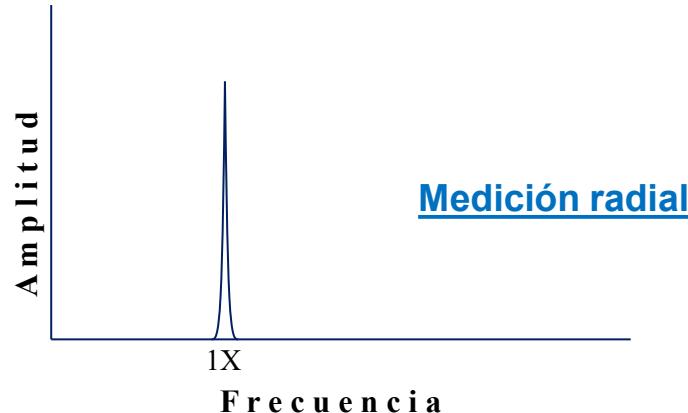


Gráfica espectral mostrando desbalance por par de fuerzas.

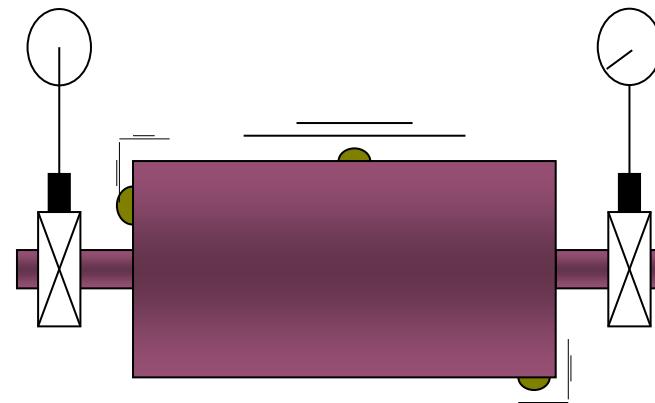


Esquema del comportamiento de un rotor con desbalance por par de fuerzas.

Desbalance Dinámico

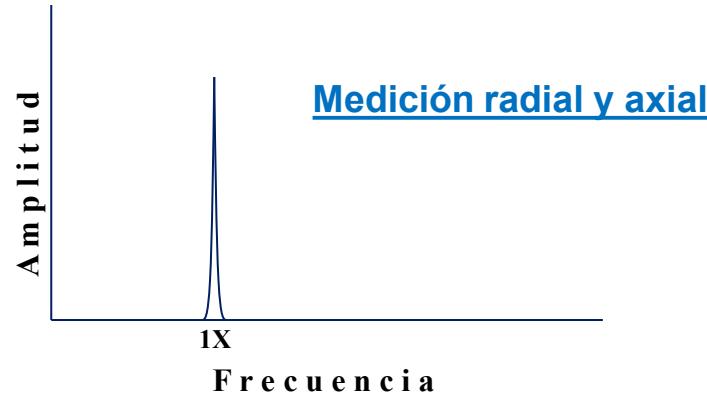


Gráfica espectral mostrando desbalance dinámico.

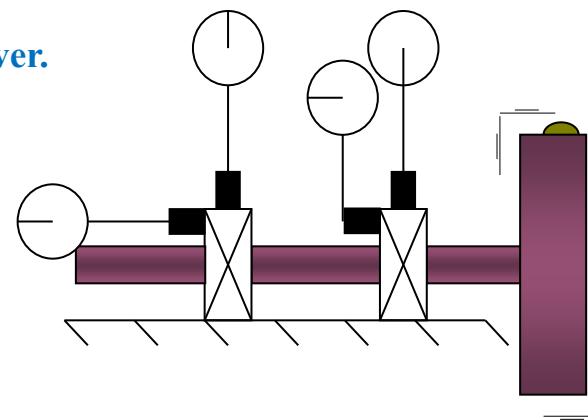


Esquema del comportamiento de un rotor con desbalance dinámico.

Desbalance en Cantiliver



Gráfica espectral mostrando desbalance en un rotor en cantiliver.



Esquema del comportamiento de un rotor en cantiliver con desbalance.



Desalineamiento

Introducción

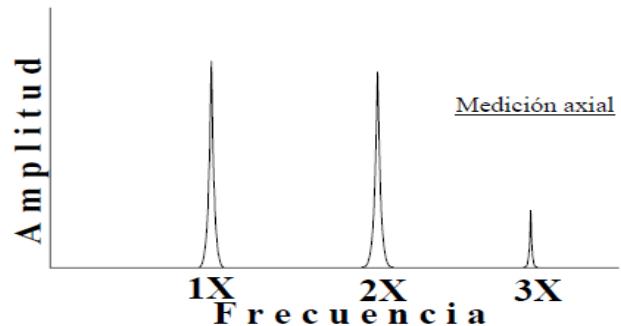
La mayoría de los expertos coinciden que por arriba del 50% de todos los problemas en maquinaria rotatoria es ocasionado por la presencia de desalineación. Esta condición genera alta vibración que provoca fallas prematuras de costo sus componentes de las máquinas; además de mayor demanda de energía. Otra de las causas comunes de desalineación la ocasionan los rodamientos mal montados.

La desalineación usualmente causa que los rodamientos soporten mayor carga que las especificadas en su diseño; las cuales en un momento dado van a provocar falla debido a fatiga. La fatiga es el resultado de la tensión aplicada inadecuadamente bajo la superficie que soporta la carga.

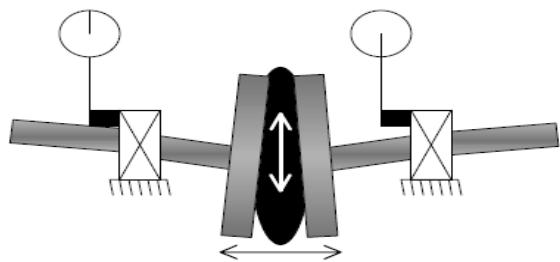
Tipo de desalineamiento

Desalineación Angular.-

La desalineación angular ocurre cuando dos ejes se acoplan de tal manera que induce una fuerza de flexión en el eje. Como se muestra en la siguiente figura.



Gráfica espectral mostrando condición de desalineación angular.

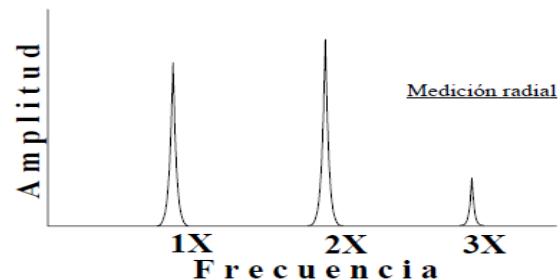


Esquema de comportamiento de ejes con desalineación angular.

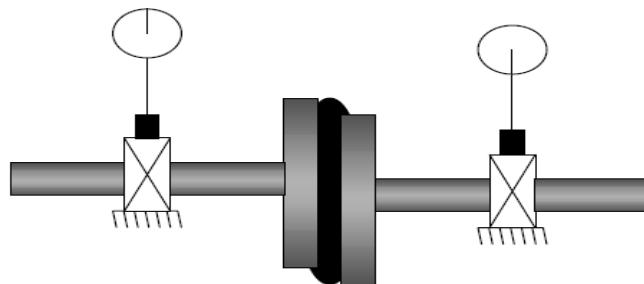
Tipo de Desalineamiento

Desalineación Paralela.-

La desalineación paralela ocurre cuando los centros geométricos de dos ejes son paralelos, y existe desplazamiento entre uno y otro.



Gráfica espectral mostrando condición de desalineación paralela.

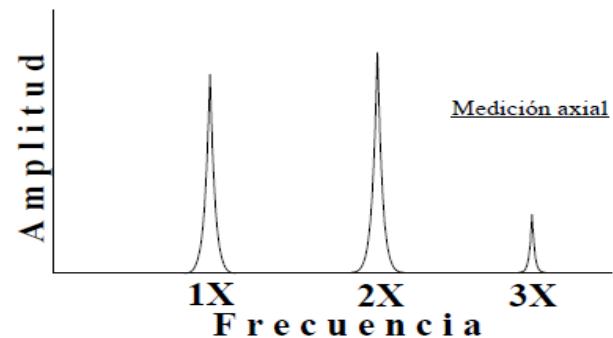


Esquema del comportamiento de ejes con desalineación paralela.

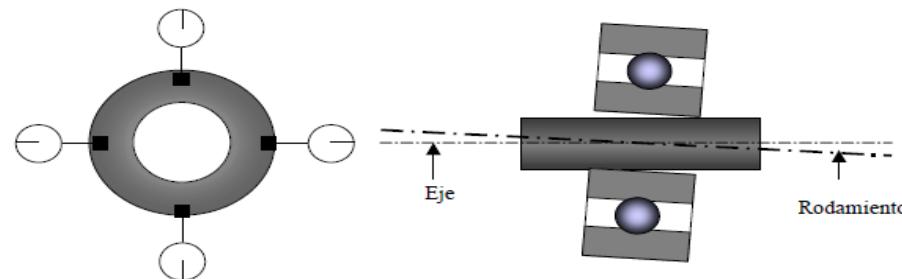
Tipo de Desalineamiento

Desalineación de rodamiento en su eje.-

Cuando un rodamiento se encuentra desalineado con respecto a su eje, éste va a mostrar un alta vibración y carga inusual. Al detectar este problema, debe resolverse de inmediato, antes de que se presenten fallas prematuras.



Gráfica espectral mostrando condición de desalineación de un rodamiento en su eje.



Esquema del comportamiento de un rodamiento desalineado en su eje.

Problema de Acoples

Es difícil a través de un análisis espectral conjuntamente con el análisis de fase diferenciar entre problema de alineación o problema en el acople. Cada uno de los numerosos tipos de acoplamientos ejercen efectos diferentes sobre la respuesta de la máquina. Entre los factores que pueden afectar la respuesta se encuentran: la distancia entre ejes, diámetro de las mismas, el tipo de rodamiento. No obstante algunas de las características de problemas en acople son las siguientes:

En el espectro de vibración aparece componente a $3X$; sobre todo cuando se trata de un acople con espaciador muy corto o muy largo, en estos casos aparecerá esta componente evidentemente en dirección radial y en dirección axial será una vibración mucho mayor. Estos problemas se resuelven al darle el tamaño correcto al espaciador o al relubricar el equipo de dirección o transmisión.

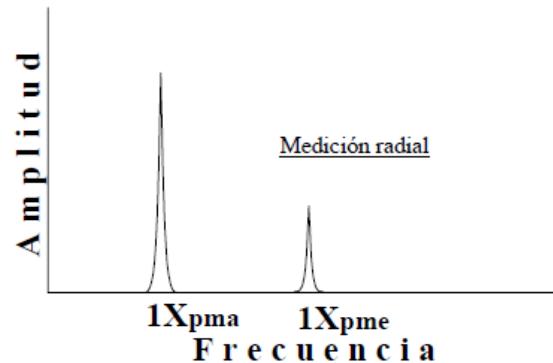
Los acoplamientos de engranes pueden experimentar la inmovilización del acoplamiento en el punto en que la fuerza de fricción desarrollada en los dientes del engrane es mayor que la fuerza aplicada, lo que propicia que el acoplamiento se convierta en elemento rígido. La unión de los dientes por fricción puede ocurrir en este punto, sobre todo si falta lubricación. Un acoplamiento inmovilizado puede crear serios problemas y provocar falla en los rodamientos axiales, tan pronto como sea posible, se debe revisar cuidadosamente este acoplamiento en busca de diente(s) dañado(s) o de problemas de lubricación y de alineación, en caso necesario reemplazarlo.

Los acoplamientos en malas condiciones, normalmente provocan un incremento de vibración tanto en dirección axial como en la radial, siendo normalmente mayor la axial. $1X$ es la más afectada. Algunos acoplamientos generan una distribución de frecuencia que semeja el efecto de "arbolito de navidad". En este caso puede aparecer numerosas armónicas, en las que la vibración cae casi un 25% entre armónica y armónica.

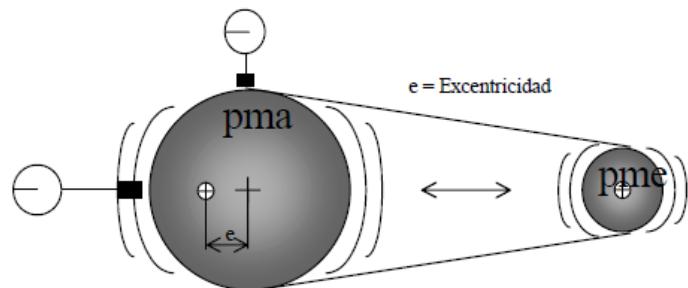
- Es probable que un acoplamiento flojo provoque bandas laterales en torno a las frecuencias de paso de aspas (Número de aspas por r.p.m.) y las frecuencias de engranaje (número de dientes por r.p.m.).

Rotores Excéntricos

- Un rotor excéntrico es aquel en el que la línea central del eje no coincide con la línea central del rotor, esto ocasiona que exista mayor peso sobre uno de los lados de la línea central giratoria que en el otro y provoque que el eje se bamboleé en una órbita irregular, provocando con esto inestabilidad.



Gráfica espectral mostrando un rotor excéntrico con transmisión por bandas.



Esquema del comportamiento de un rotor excéntrico con transmisión por bandas.

Soltura Mecánica

•Introducción

La vibración característica de la soltura mecánica no se produce a menos que intervengan fuerzas externas que la excite. Dentro de estas fuerzas se puede mencionar al desbalance, desalineación, etc. Cuando existe soltura mecánica importante, cualquier mínimo desbalance, desalineación, excentricidad, etc. va a ocasionar altos niveles de vibración. Estas vibraciones se pudieran eliminar corrigiendo el desbalance, desalineación, etc. Aunque en la realidad es prácticamente imposible, pues tales etapas requerirán niveles mucho mas precisos de alineación o balanceo, por lo que lo más conveniente es corregir la causa raíz que en este caso específicamente se trata de soltura mecánica

Soltura Mecánica

Tipos de Solturas:

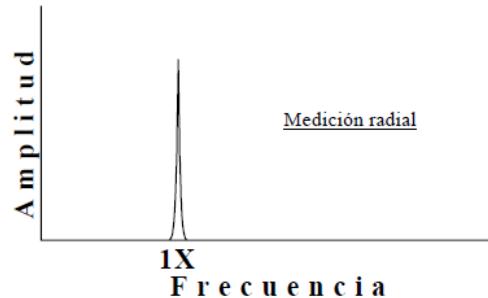
Tipo A.- Aflojamiento del bastidor/base estructural (principalmente a 1X)

Tipo B.- Pérdida debido al movimiento basculante del pedestal o estructura/pedestal del rodamiento fracturado o fisurado.

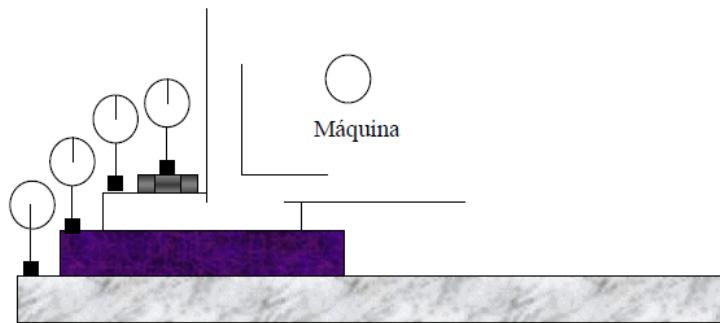
Tipo C.- Problema de ajuste en los rodamientos en su alojamiento o eje.

Tipos de Solturas

Aflojamiento Tipo A:

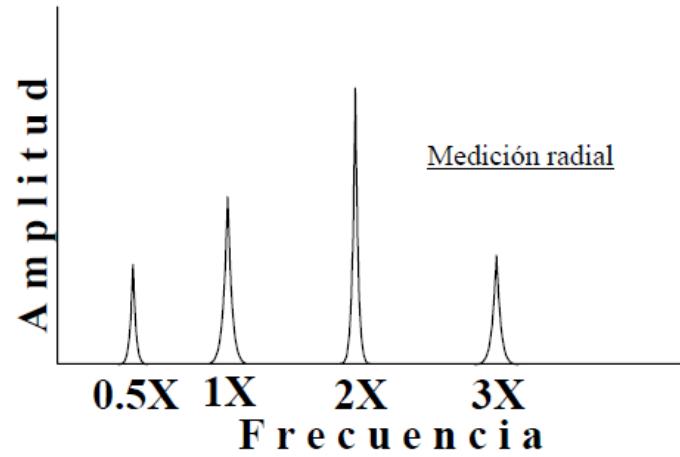
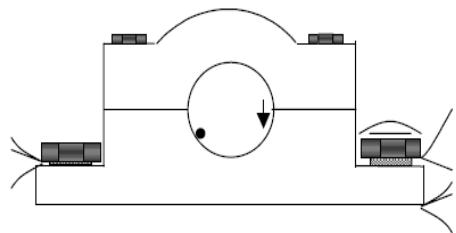


Gráfica espectral mostrando aflojamiento estructural
y/o aflojamiento en los pedestales.



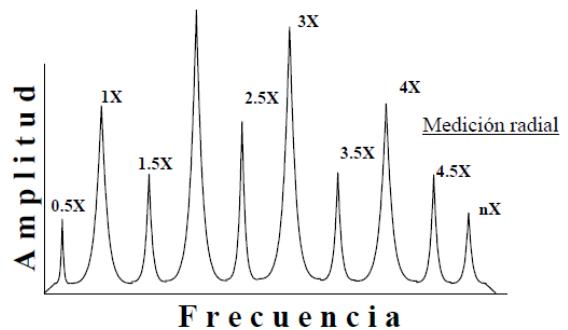
Tipos de Solturas

- Aflojamiento Tipo B:

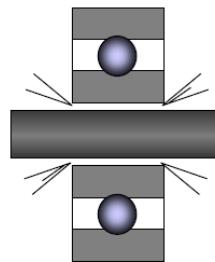


Tipos de Solturas

Aflojamiento Tipo C:



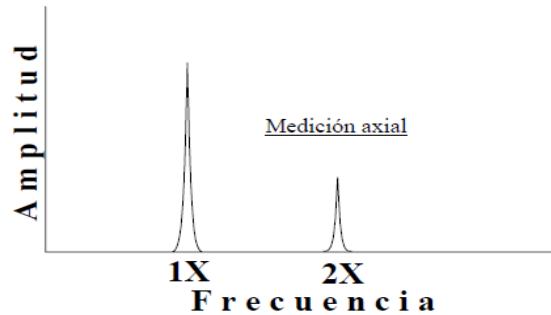
Gráfica espectral mostrando holgura excesiva en el eje o en el alojamiento de un rodamiento.



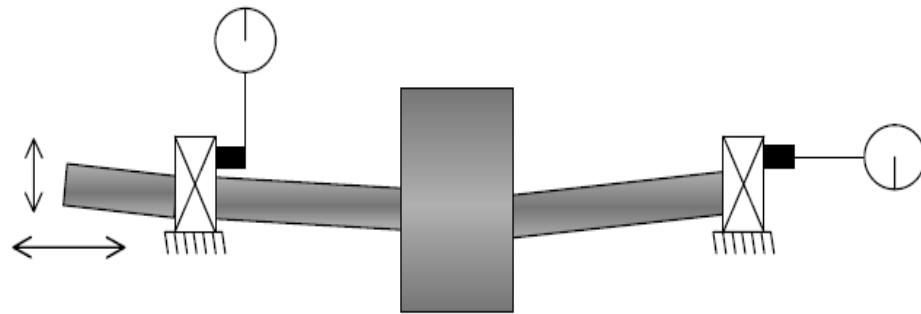
Comportamiento de un rodamiento con holgura excesiva en su eje.



Eje Doblado

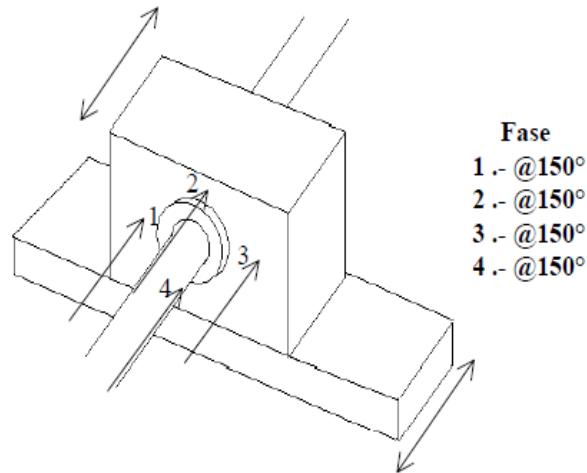


Gráfica espectral mostrando condición de eje doblado.

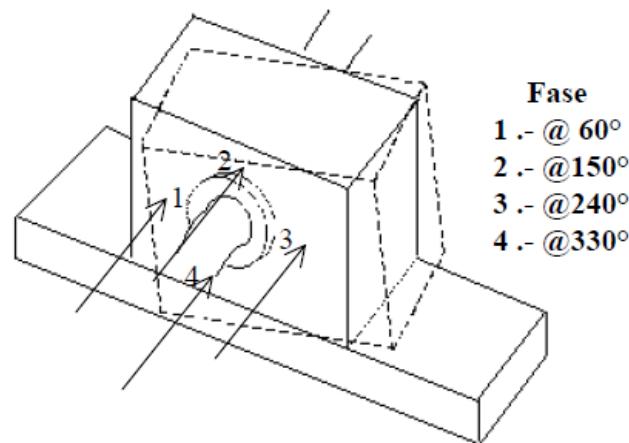


Esquema de comportamiento de un eje doblado.

Eje Doblado



Fase
1 - @150°
2 - @150°
3 - @150°
4 - @150°

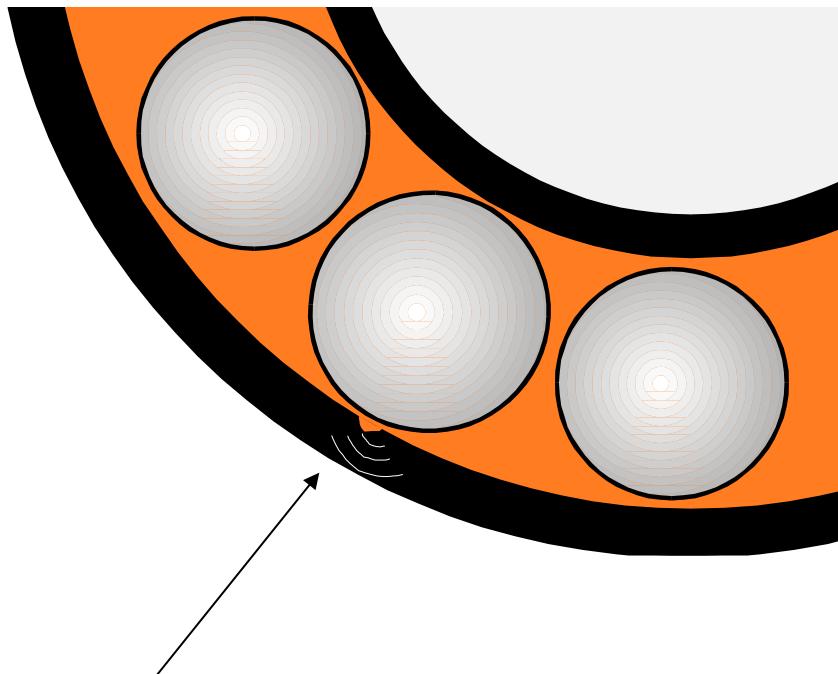


Fase
1 - @ 60°
2 - @150°
3 - @240°
4 - @330°



Defectos en Rodamientos

¿ Porqué fallan los rodamientos ?



Impronta en pista exterior

Lubricación inadecuada

- excesiva
- insuficiente
- contaminada

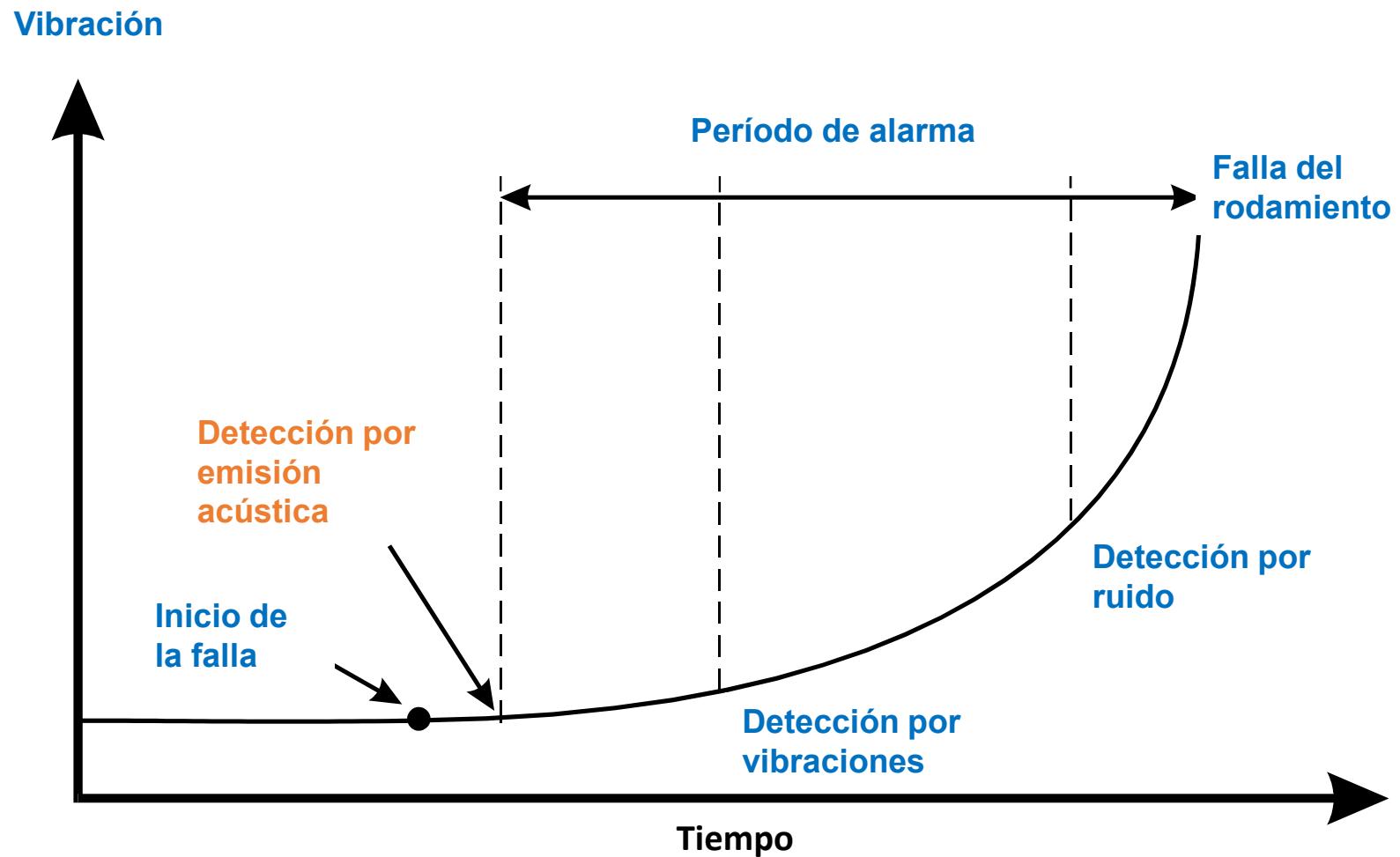
Excesiva carga causada por:

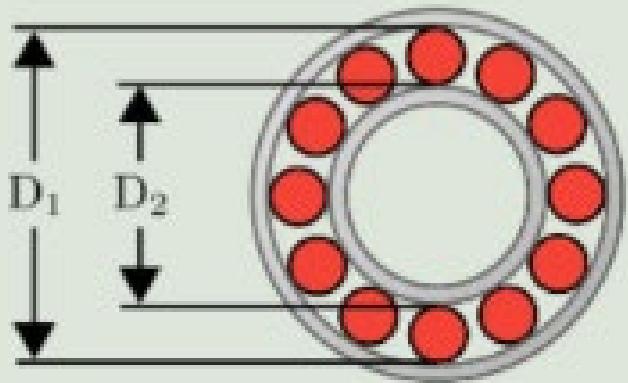
- desalineación
- desbalanceo
- eje torcido excentricidad
- etc.

Incorrecto manipuleo o montaje

Tiempo

Curva Típica de falla de rodamiento

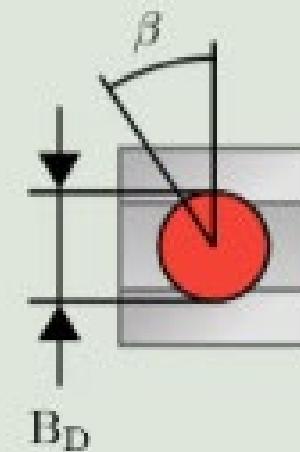




$$P_D = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

N_B = Numero de bolas

β = Angulo de contacto



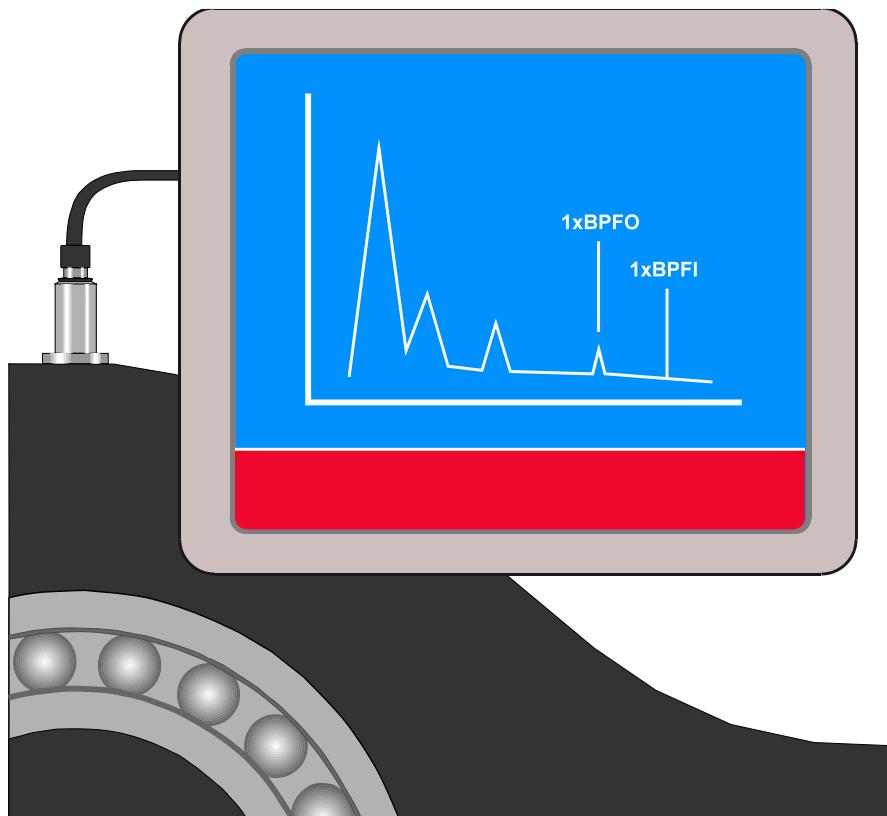
$$BPFO = RPM \frac{N_B}{2} \left(1 - \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

$$BPFI = RPM \frac{N_B}{2} \left(1 + \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

$$BSF = RPM \frac{P_D}{B_D} \left[1 - \left(\frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)^2 \right]$$

$$FTF = RPM \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

Frecuencias de fallas de rodamiento

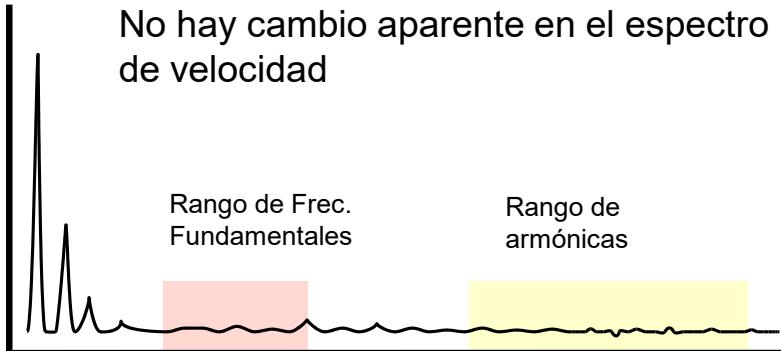


- **BPFO**
Frecuencia de falla en pista exterior
- **BPFI**
Frecuencia de falla en pista interior
- **BSF**
Frecuencia de rotación de las bolillas
- **FTF**
Frecuencia de rotación de la jaula

Etapas de la avería

Etapa 1

No hay cambio aparente en el espectro de velocidad



$(50 \times Fr \times RPM)$

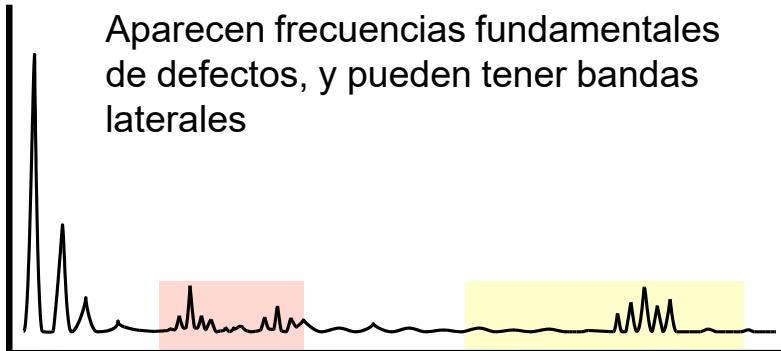
Etapa 2

Aparecen armónicas de frecuencias de defectos



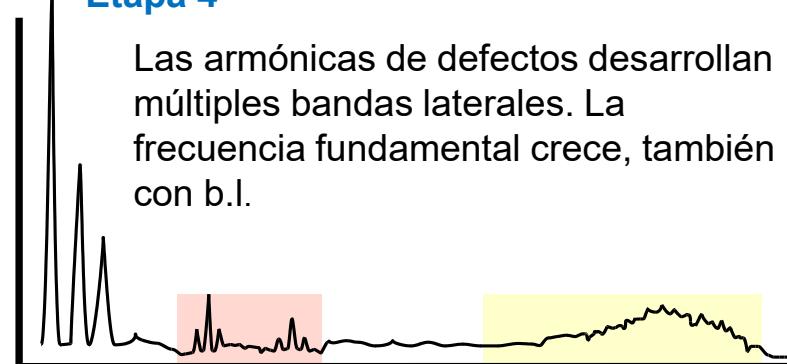
Etapa 3

Aparecen frecuencias fundamentales de defectos, y pueden tener bandas laterales

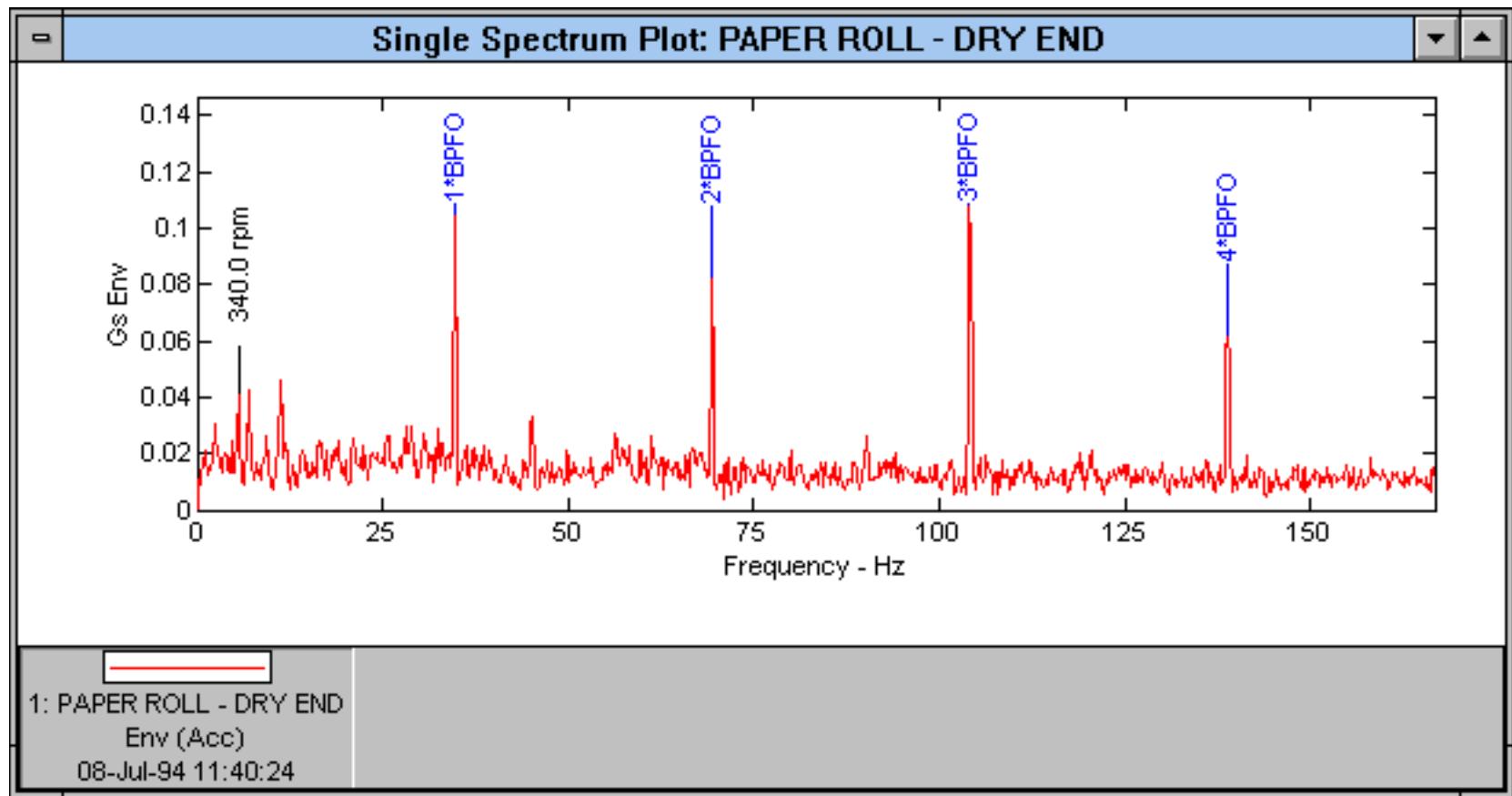


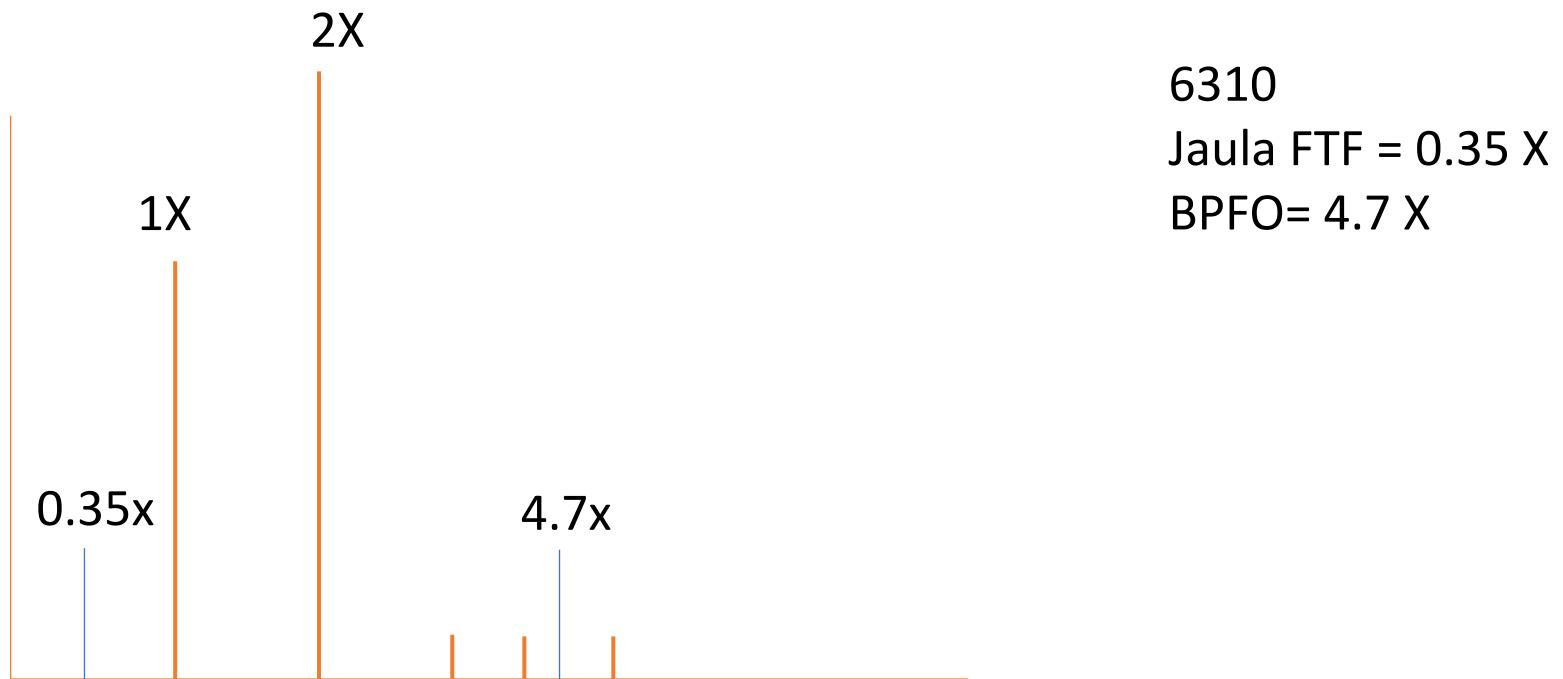
Etapa 4

Las armónicas de defectos desarrollan múltiples bandas laterales. La frecuencia fundamental crece, también con b.l.



Espectro de frecuencia de fallas





Valores Armónicos = 2.5

Valores no Armónicos = 1.2

Resonancia

Normalmente cuando escuchamos los términos: frecuencia natural, velocidad crítica y resonancia nos preguntamos, ¿son sinónimos?

El objetivo de la presente es tratar de dar una idea general de estos conceptos y como diagnosticar la presencia del efecto de resonancia; así como tratar de modificarla en algunas situaciones.

Resonancia

- **Frecuencia Natural :**
- Un ejemplo clásico para la explicación de la definición de frecuencia natural es la siguiente:
 - Si sujetamos firmemente el extremo de una regla sobre una mesa, dejando la mayor longitud en cantiliver y le aplicamos un ligero golpe en el extremo opuesto de la sujeción (y dejamos vibrar libremente), vamos a observar que la regla va a empezar a vibrar a una cierta frecuencia, observando que con el transcurso del tiempo las amplitudes de la vibración van disminuyendo hasta perecer completamente, si la misma regla le damos un golpe mayor se va a observar que la frecuencia sigue siendo la misma, y lo único que cambian son las amplitudes. A esta forma de vibrar bajo un impulso inicial se le denomina frecuencia Natural, si a esta regla se le varía la longitud (masa) o la rigidez de la sujeción, la frecuencia natural va a cambiar; es decir si a un sistema se le adiciona masa, la frecuencia natural va a bajar de acuerdo a la magnitud de la masa adicionada; y si se le aumenta rigidez la frecuencia natural va a aumentar.

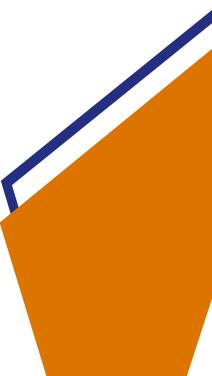
La fórmula que determina la frecuencia natural de todo sistema es:

$$K/m \zeta = n$$

Donde:

ζ n = Frecuencia natural del sistema; K = Rigidez del sistema; m = Masa del sistema

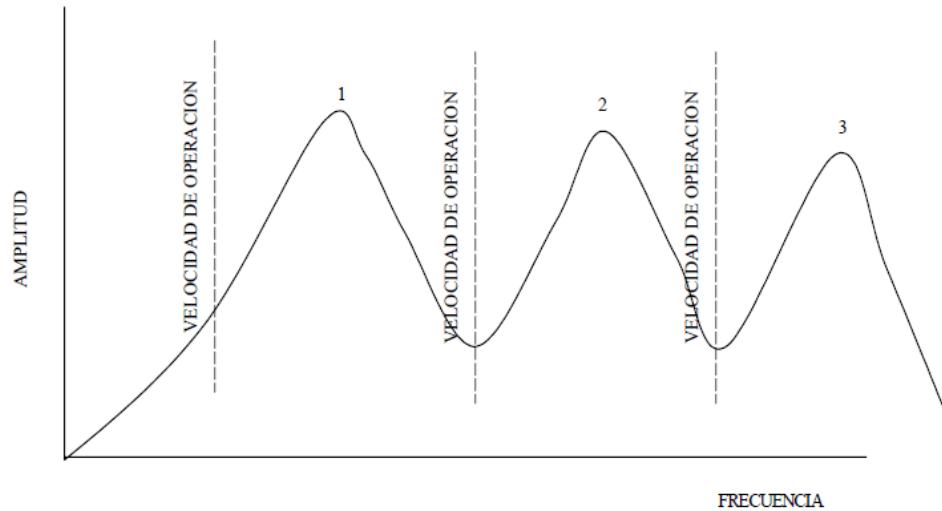




Resonancia

• ¿Qué es Velocidad Crítica :

- Imagínese que usted va a manejando un automóvil, cuyas llantas están desbalanceadas, a baja velocidad no se siente vibración; pero conforme se va incrementando la velocidad, se puede percibir un aumento de vibración hasta llegar a un punto máximo; conforme se sigue incrementando la velocidad, la vibración empieza a cesar paulatinamente.



Resonancia

¿Cómo saber si existe Condición de Resonancia en un Sistema? :

- Existen varios métodos para identificar la presencia de resonancia. Estos consisten en identificar a las frecuencias naturales y/o velocidades críticas. Ya anteriormente se ha mencionado que a pesar de que estas características no son sinónimas, si son aproximadas en cuanto a frecuencia se refiere. Identificando a cualquiera de estas características se puede saber si existe o no condición de resonancia.

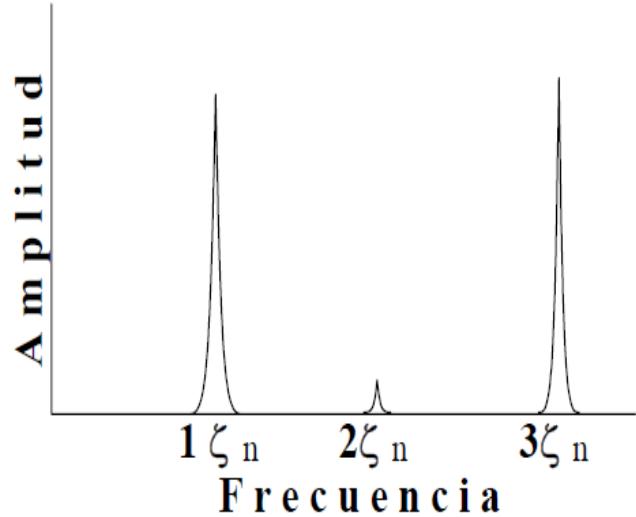
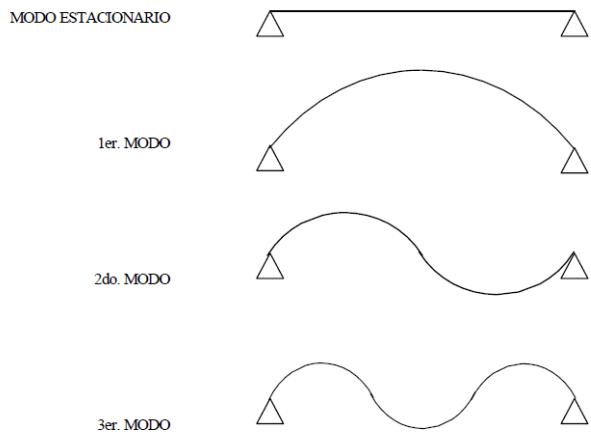
Entre los métodos más conocidos se pueden mencionar a:

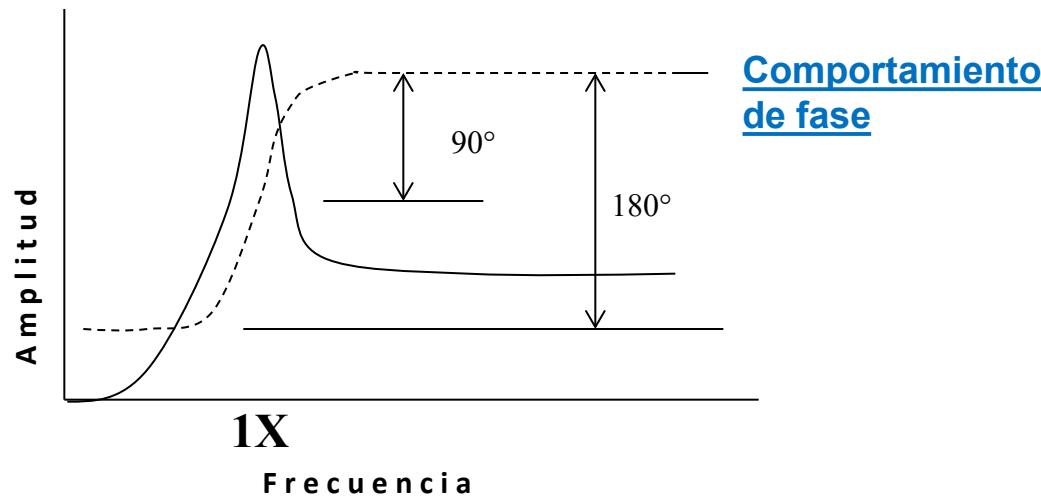
- Por golpe de excitación.
- Por fuerzas de desbalance.

Resonancia

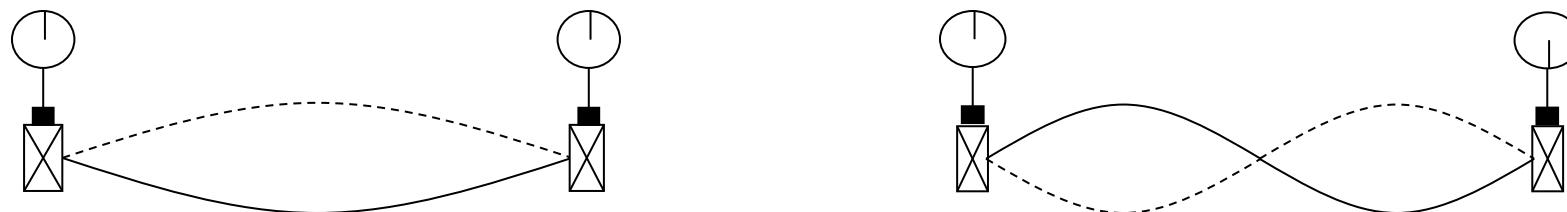
Detección de Frecuencia Naturales por golpe de excitación:

Como requisito en este método el rotor no debe estar girando. Este método consiste en hacer vibrar al rotor a sus frecuencias naturales, mediante un golpe de excitación en el lugar adecuado. La vibración resultante es captada por un transductor; el cual genera una señal en términos de voltaje (y es proporcional a la magnitud del golpe) y es enviada al analizador de espectros.





Gráfica espectral mostrando una resonancia y el comportamiento de fase.



Modo de vibración de un eje en su primera velocidad crítica. Modo de vibración de un eje en su segunda velocidad crítica.

Resonancia

- **Determinación de Velocidad Crítica por Fuerzas de Desbalance:**

- Este método consiste en hacer girar el rotor hasta un máximo de velocidad (normalmente a la velocidad de operación) y hacerlo bajar de velocidad libremente, graficando amplitud de vibración contra frecuencia. Este tipo de gráfica se conoce como Diagrama de Respuesta; de los cuales existen dos tipos:

- - Diagrama de Bodé

- Los Diagramas de Bodé son utilizados normalmente para identificación de velocidades críticas y además para estudios sobre condiciones de resonancia.

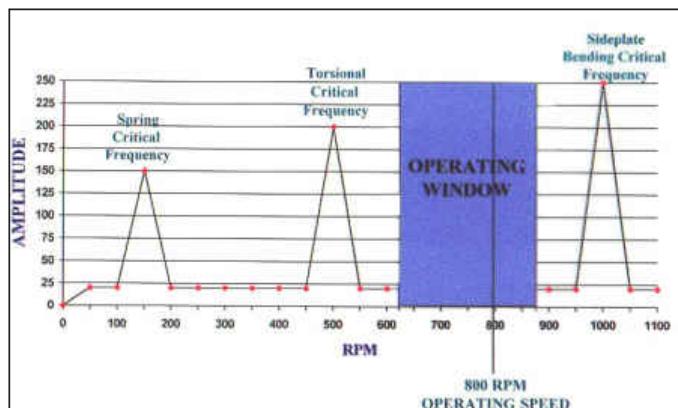
- Si por ejemplo mediante golpe de excitación o mediante fuerzas de desbalance se obtienen los siguientes datos:

- - Primera velocidad crítica 970 r.p.m.

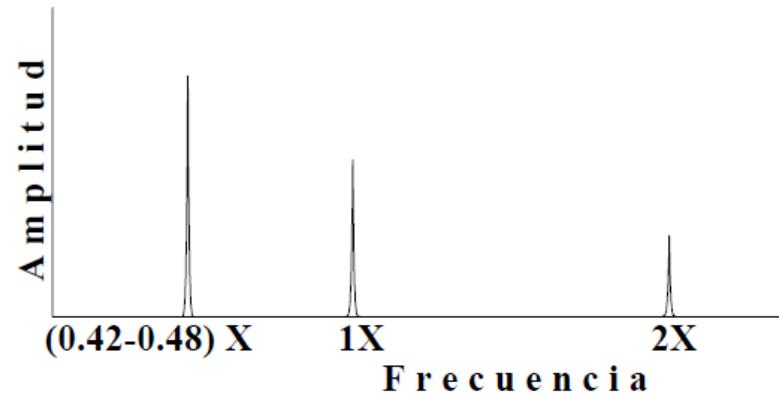
- - Segunda velocidad crítica 1950 r.p.m.

- - Tercera velocidad crítica 3100 r.p.m.

- Si la velocidad de operación es de 1800 r.p.m., graficando mediante un Diagrama de Bodé, se tendría:



Cojinetes Planos



Esquema ilustrando el comportamiento del eje en el
alojamiento de la chumacera con condición de chicoteo de
aceite.

Cojinetes Planos

Problemas por Asentamiento

Normalmente las máquinas instaladas rígidamente en bases y estructuras experimentan una mayor amplitud de vibración en dirección horizontal que en la vertical; debido a las condiciones de rigidez.

En varios casos de máquinas que experimentan anormalmente mayor vibración en dirección vertical, se ha descubierto que la causan asentamientos de las chumaceras.

Cojines Planos

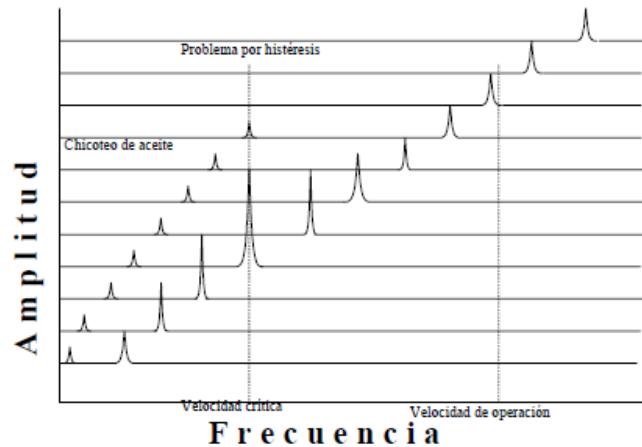
Problemas por Chicoteo de Aceite

Otro problema que se puede presentar en este tipo de chumaceras es el “Chicoteo de aceite”, este se presenta únicamente en chumaceras lubricadas a presión donde el rotor gira a la velocidad relativamente alta, normalmente por encima de la segunda velocidad crítica del rotor. La vibración que se produce es a menudo muy severa y se puede reconocer fácilmente y genera una frecuencia entre 42 y 48 % abajo de la frecuencia del giro del eje.

Cojines Planos

- Problemas por Histéresis(Giro Por fricción)

•Otro problema que a menudo se encuentra en chumaceras tipo babit llamado giro por fricción o por histéresis; vibración que de alguna manera se parece al chicoteo de aceite, excepto a que es vibración que se produce en rotores que operan arriba de su primera velocidad crítica, por lo que la frecuencia vibracional será siempre a la velocidad crítica del rotor. Por ejemplo si la velocidad crítica del rotor esta a 2200 r.p.m. a esa frecuencia se producirá giro por histéresis. Como se puede notar se trata de una vibración que puede no tener la frecuencia característica de $\frac{1}{2}$ de la frecuencia del giro que se asocia con el chicoteo de aceite; pero en el caso de la maquina que trabaja sería de su segunda velocidad crítica o por encima de ella, la frecuencia del giro o histéresis que dará lugar a un problema vibracional extremada:



Cojinetes Planos

Problemas por Latigazo Seco

- La lubricación incorrecta también puede ocasionar problemas en chumaceras tipo babit, si no existe una lubricación suficiente o con viscosidad adecuada, puede ocasionar una fricción excesiva entre el eje y la pista interna de la chumacera. Esta fricción excita la vibración de la misma y otras partes asociadas a la máquina, de modo semejante a lo que sucede cuando se genera la vibración humedeciendo un dedo y frotándolo luego con en un cristal. La vibración que se produce así se llama “latigazo seco”, las frecuencias generadas por este fenómeno son generalmente altas, por lo que se produce a menudo un chillido característico que se asocia generalmente con chumacera seca. Las frecuencias de vibración que se generan normalmente no se producen a múltiplos exactos con respecto al giro del rotor. Cuando se detecte la presencia de latigazo seco en una máquina, se recomienda inspeccionar el lubricante, el sistema de lubricación y tolerancias (ya que pudiera tratarse de juego excesivo o muy justo).



Problemas por Transmisión de Bandas (correas)

Introducción

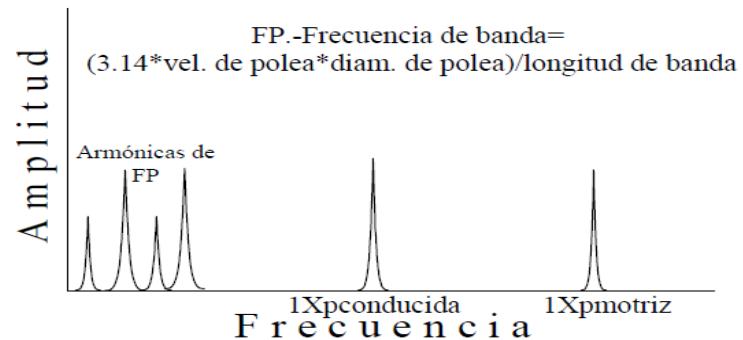
- Hoy en día una gran cantidad de máquinas instaladas son acopladas mediante transmisión por correas (bandas). Estas máquinas por razones de seguridad y de calidad en su funcionamiento deben de tener bajos niveles de vibración. Sin embargo la alineación, concentricidad y método de montaje de las poleas son factores que intervienen grandemente para que esta condición no se presente.
- Es evidente que si pone atención especial a estos factores, no hay razón para tener vibración inherente en el sistema por transmisión por bandas.

La frecuencia de banda se calcula mediante la siguiente ecuación:

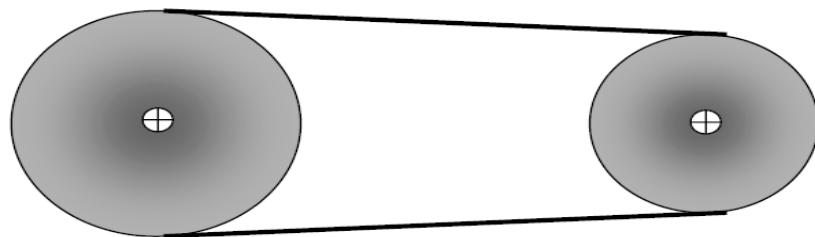
$$\text{Frec. de banda} = \frac{(3.142)(\text{rpm de polea})}{\text{longitud de banda}} \times (\text{diámetro efectivo de la polea})$$

Problemas por Transmisión de Banda (correas)

- **Bandas Desgastadas o Desajustadas**

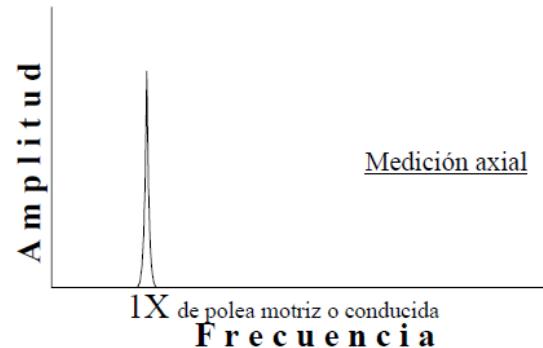


Gráfica espectral mostrando problemas de banda desgastada, holgada o dispareja.

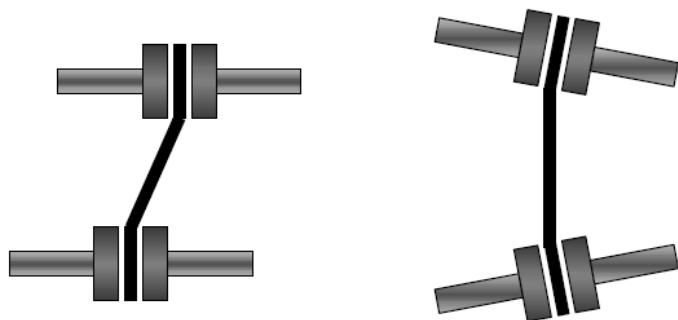


Problemas por Transmisión de Bandas (correas)

Desalineación de Poleas

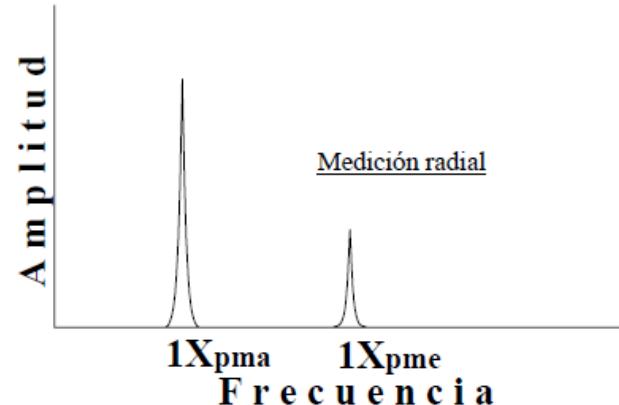


Gráfica espectral mostrando desalineación de poleas.

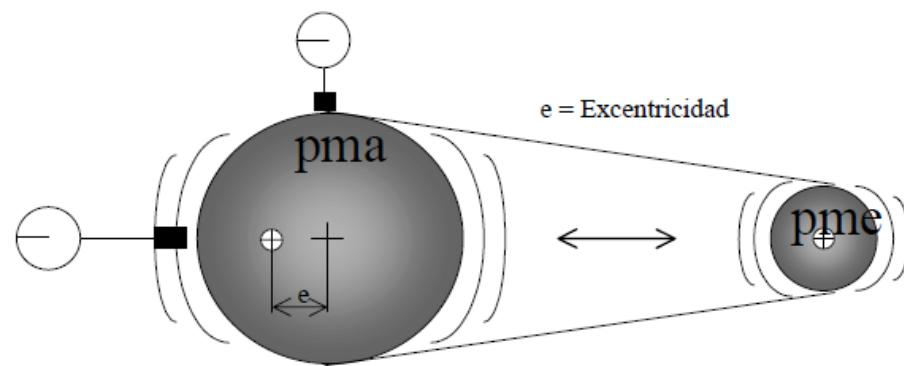


Problemas por Transmisión de Banda (correas)

- Poleas Excéntricas

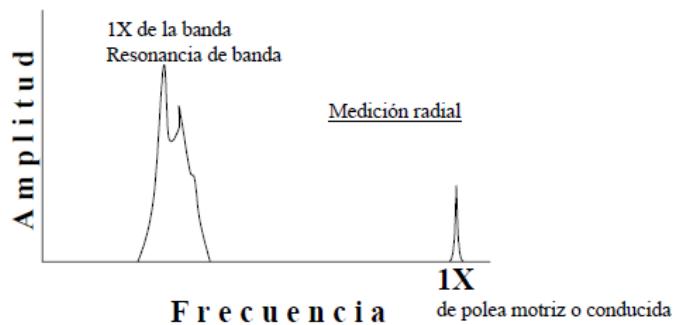


Gráfica espectral mostrando condición de polea excéntrica.

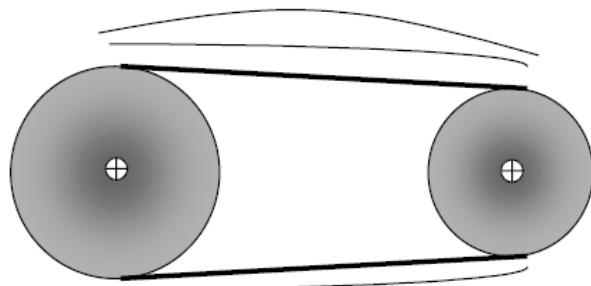


Problemas por Transmisión de Banda(correas)

- Resonancia de Bandas



Gráficapectral mostrando resonancia en banda de transmisión.



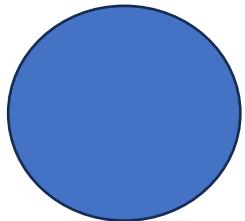
Esquema que muestra banda en resonancia.



Bomba

El componente de vibración importante en las bombas centrífugas es el de la frecuencia de paso de álabes, y se obtiene multiplicando el número de álabes del impulsor por la velocidad de giro del motor, si la amplitud se incrementa de manera significativa, significa que existe un problema interno, pudiendo ser desalineación o algún daño en los álabes .

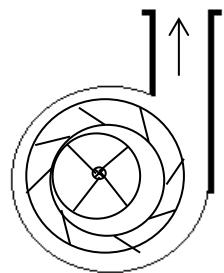
Bomba



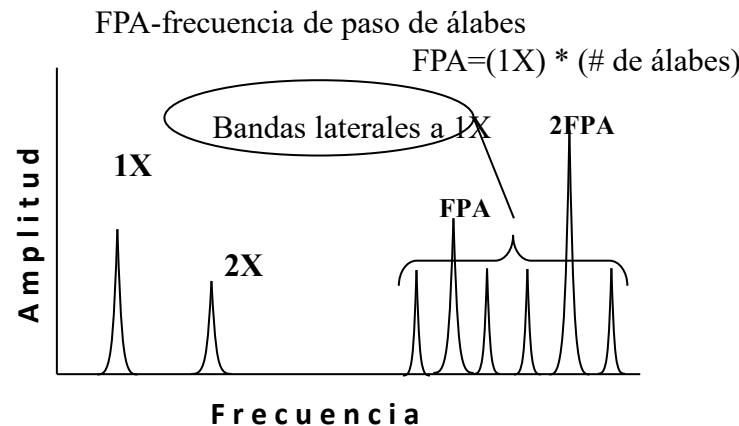
$$FPA = RPM \times \# \text{ alabes}$$

$$1500 \times 4 = 6000 \text{ CPM}$$

(100 Hz)

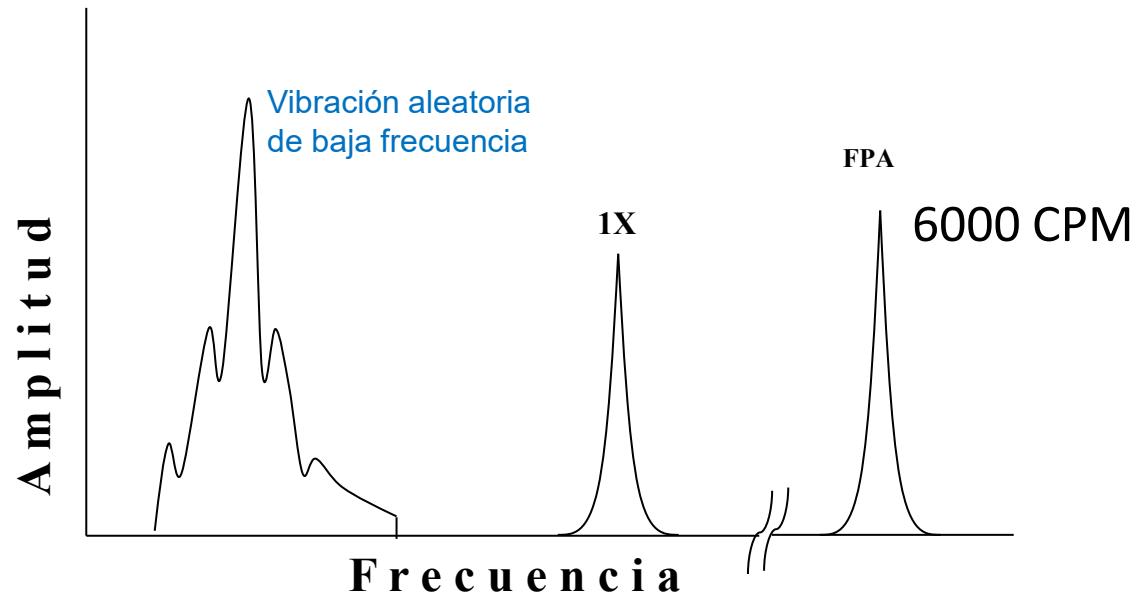


Esquema de una bomba que muestra la presencia de fuerzas hidráulicas y aerodinámicas.



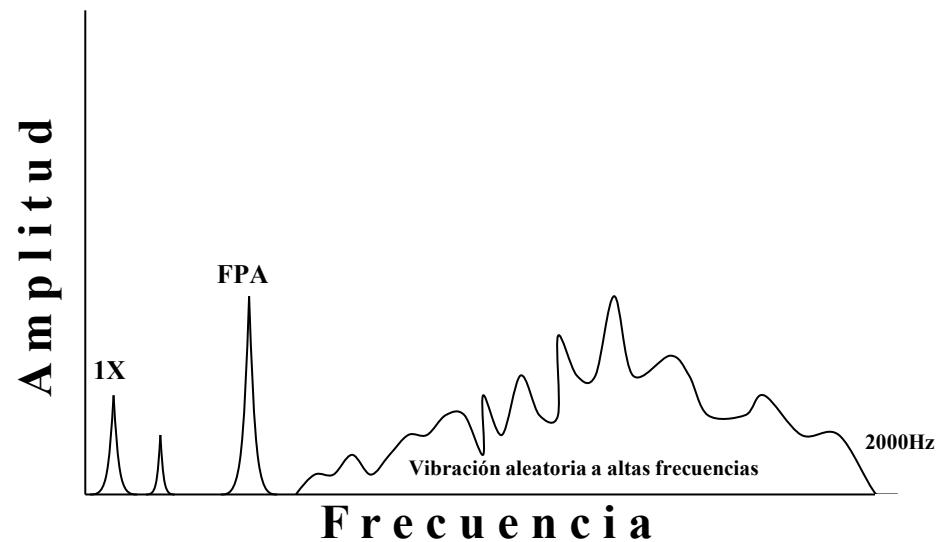
Gráficapectral indicando frecuencia de paso de álabes de un impulsor.

Bomba



Gráfica espectral indicando flujo turbulento.

Bomba



Gráfica espectral indicando cavitación.

Detección de problemas de engranes.

Si un engrane se encuentra defectuoso o dañado, generalmente genera un componente con frecuencia correspondiente al número de dientes por la velocidad de giro; así como armónicas respectivas de dicha frecuencia. Esta frecuencia se le conoce como frecuencia de paso de dientes.

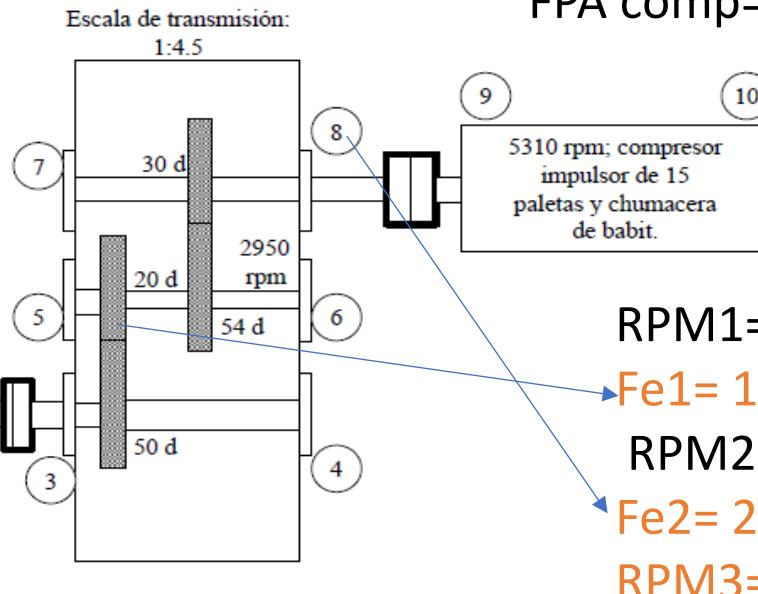
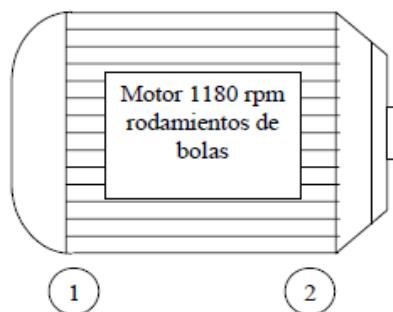
- Muchos analistas cuando detectan estas frecuencias opinan que se debe a un engrane excéntrico; pero según estudios recientes, este caso es rara vez el origen del problema; aunque no se descarta la posibilidad, se recomienda tratar de encontrar probables causas que pudieran provocar esta vibración.
- Por ejemplo un engrane puede estar bien balanceado, pero en el eje donde va a ser montado se encuentra desbalanceada. Este eje al estar girando a su velocidad de operación va a generar una cierta vibración proporcional a su desbalance; y por consiguiente va a estar generando su orbitación. Esta orbitación va a provocar que el engrane funcione como si estuviera excéntrico.

Detección de problemas de engranes

Fe= engrane

Fe= RPM* Z

Z= Número de Dientes



$$FPA \text{ comp} = 5310 * 15 = 79.650$$

$$RPM1 = 1180$$

$$Fe1 = 1180 \times 50 \text{ d} = 59.000 \text{ CPM}$$

$$RPM2 = 59000 / 20 = 2950 \text{ RPM}$$

$$Fe2 = 2950 * 54 = 159.300 \text{ CPM}$$

$$RPM3 = 159.300 / 30 = 5310 \text{ RPM}$$

$$FPE 1 = 50 \text{ d} * 1180 \text{ RPM} = 20 \text{ d} * 2950 \text{ RPM}$$

$$FPE 1 = 59000 \text{ CPM}$$

$$\text{Pos. 3 } F_{\text{max.}} = 3.25 * FPE$$

$$= 191.750 \text{ CPM}$$

$$\text{UTILIZAR Pos. 3 } F_{\text{max.}} = 200.000 \text{ CPM}$$

$$FPE 2 = 54 \text{ d} * 2950 \text{ RPM} = 30 \text{ d} * 5310 \text{ RPM}$$

$$FPE 2 = 159.300 \text{ CPM}$$

$$\text{Pos. 6 } F_{\text{max.}} = 3.25 * 159.300$$

$$= 517.725 \text{ CPM}$$

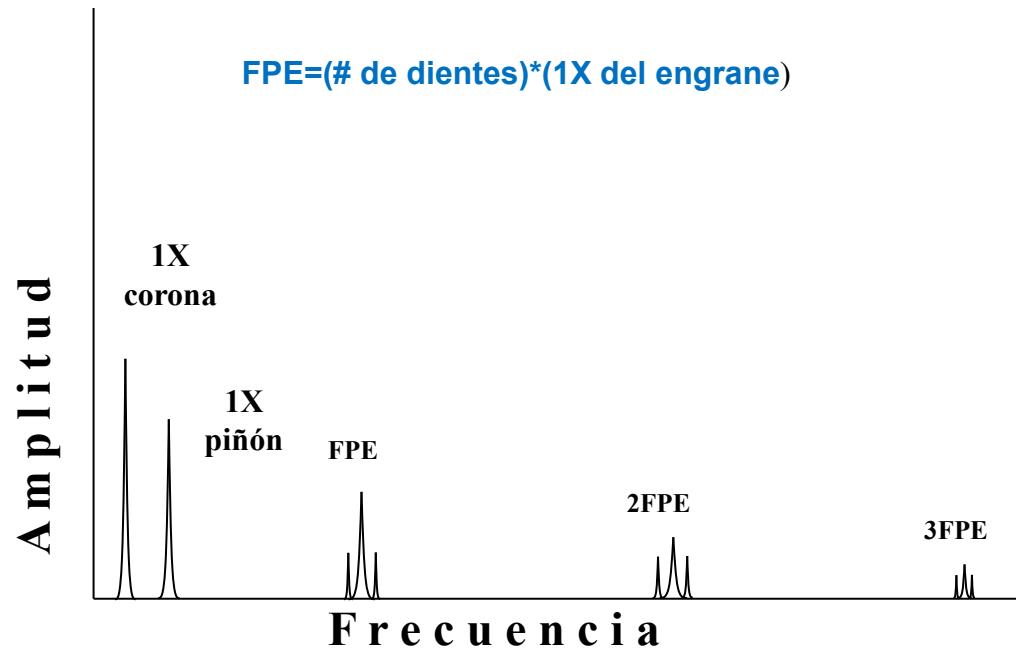
$$\text{UTILIZAR Pos. 6 } F_{\text{max.}} = 540.000 \text{ CPM}$$

$$Fe1 = 59.000 \text{ CPM}$$

$$Fe2 = 159.300 \text{ CPM}$$

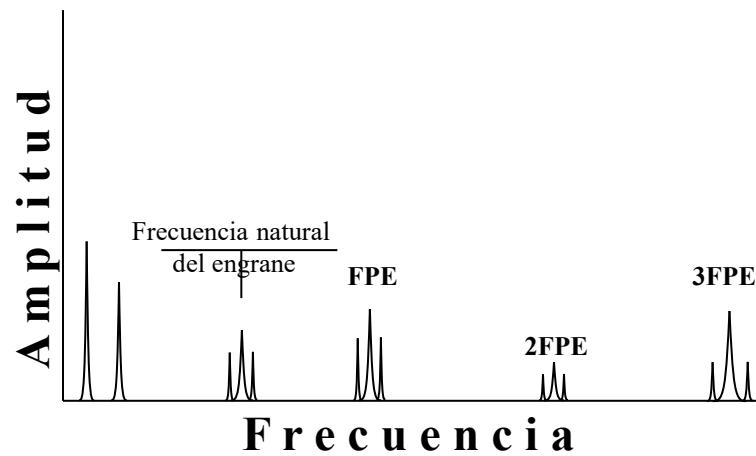
1x

Detección de problemas de engranes



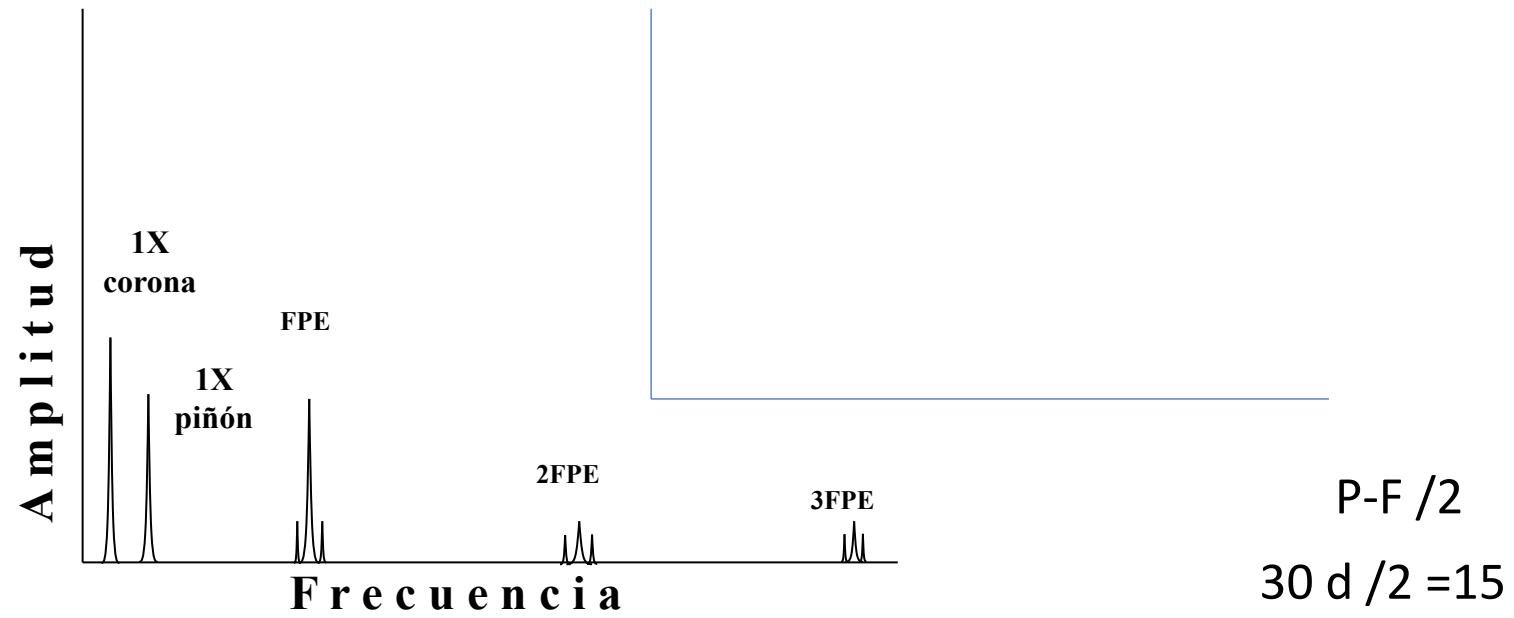
Gráfica espectral indicando frecuencia de paso de engranes.

Detección de Problemas de engranes



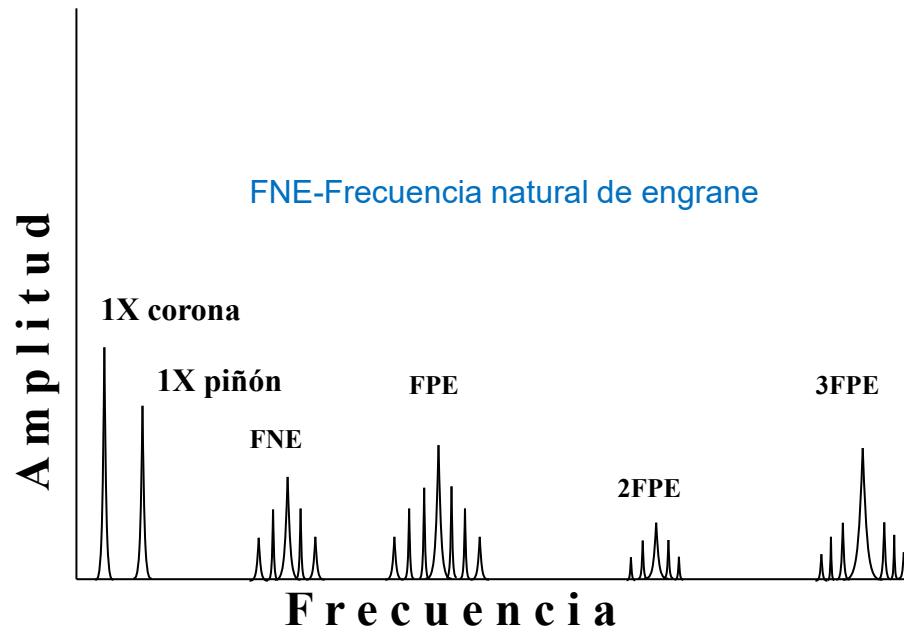
Gráficapectral indicando desgaste de diente en un engrane.

Detección de problemas de engranes



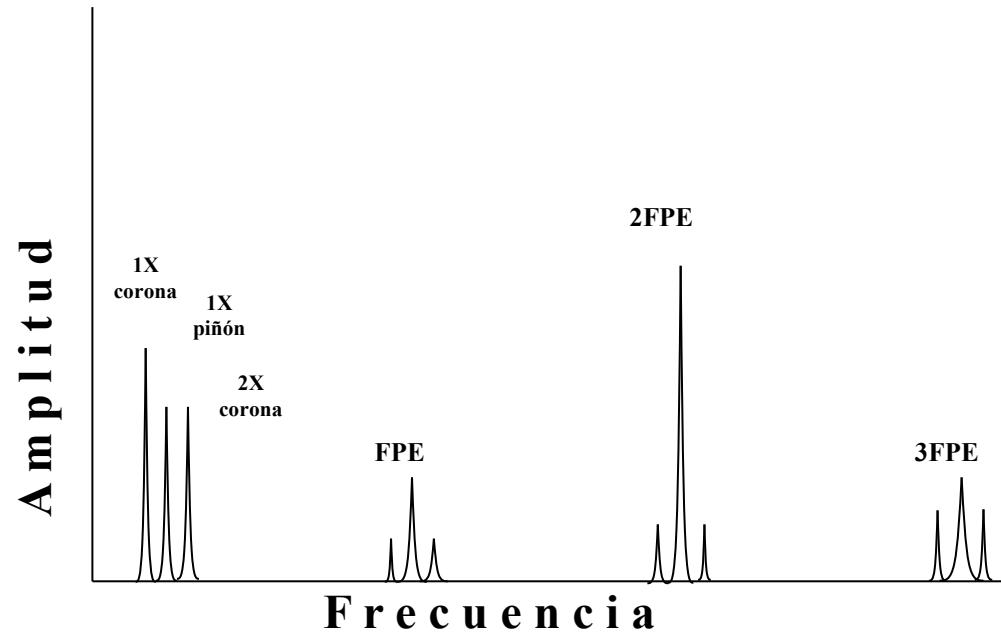
Gráfica espectral indicando carga excesiva en engrane.

Detección de problemas de engranes



Gráfica espectral indicando engrane excéntrico (backlash).

Detección de problemas de engranes

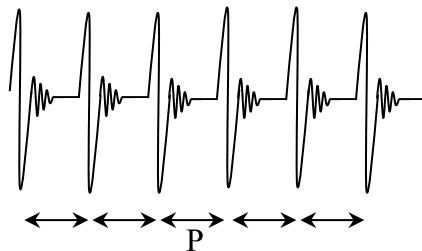


Gráfica espectral indicando una desalineación entre engranes.

Detección de problema de engranes



Gráfica espectral indicando diente de engrane fisurado o fracturado.

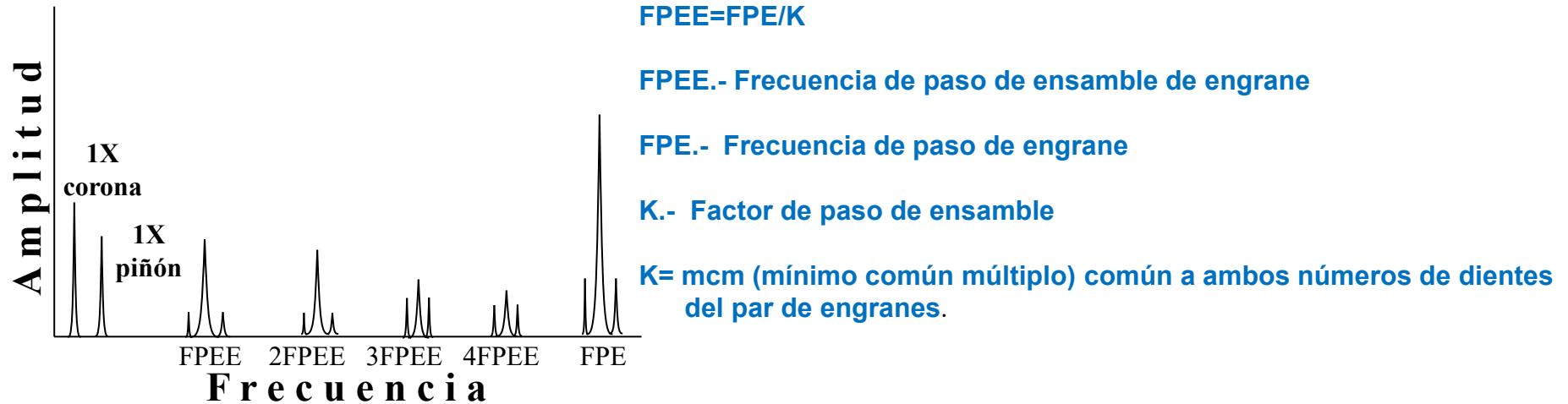


$$P=1/F$$

F =RPM engrane c/Falla

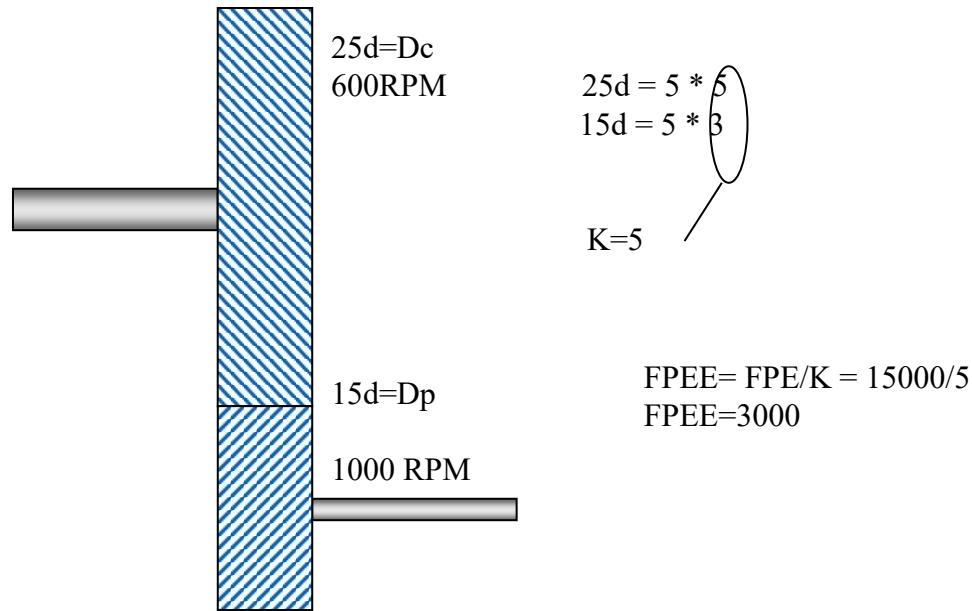
Gráfica de señal en el dominio del tiempo para engrane con diente fisurado o fracturado.

Detección de problema de engranes



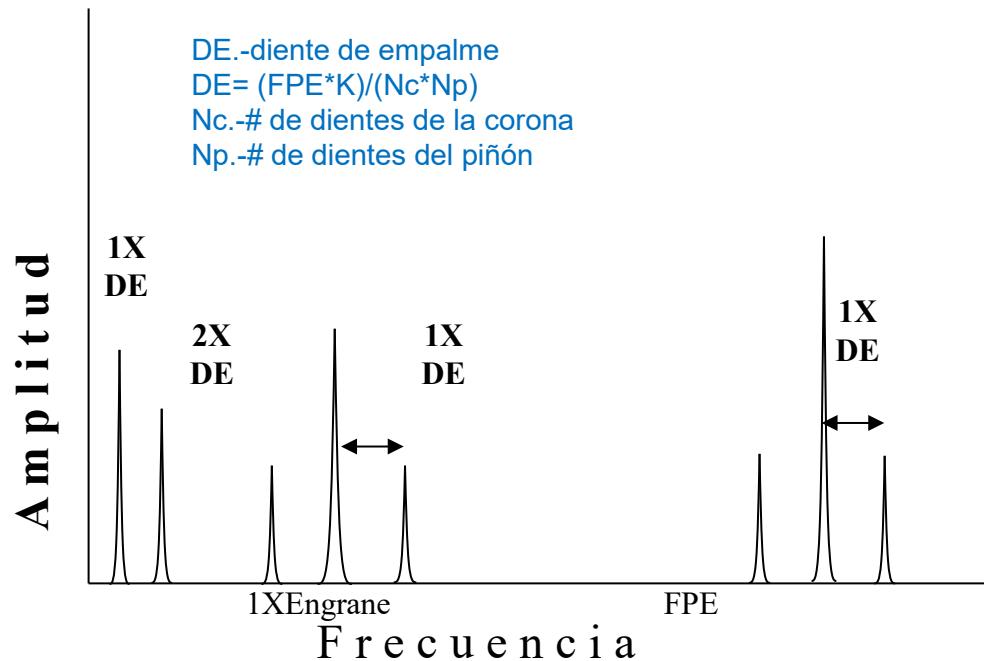
Gráfica espectral indicando problema por paso de ensamble de engrane.

Detección de problema de engranes



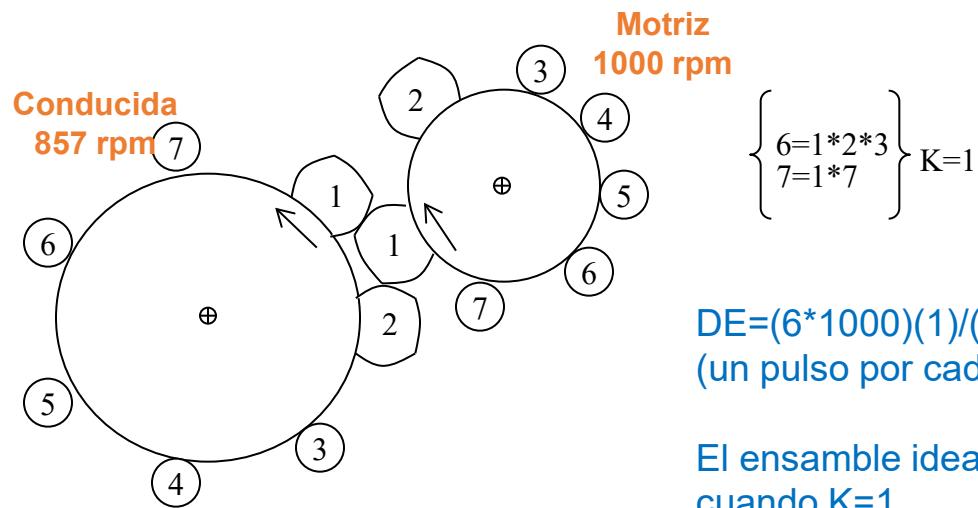
Esquema de comportamiento de engranes con falla por paso de ensamble de engrane.

Detección de problemas de engranes



Gráfica espectral indicando problema de contacto entre dientes por problema de maquinado.

Detección de problema de engranes



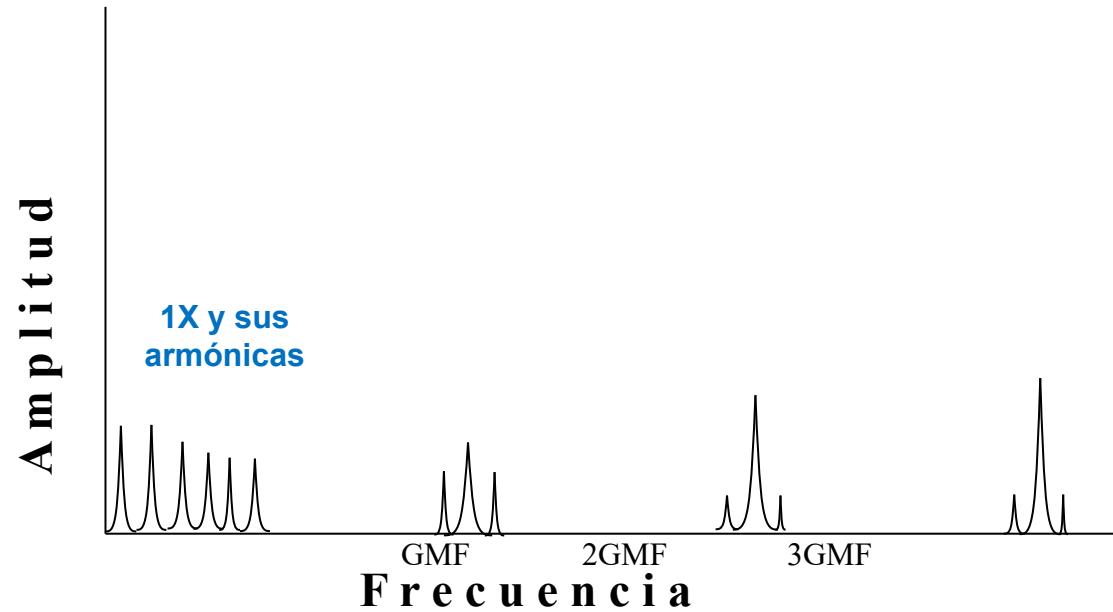
Motriz
1000 rpm

$$\left\{ \begin{array}{l} 6=1*2*3 \\ 7=1*7 \end{array} \right\} K=1$$

$DE=(6*1000)(1)/(6*7)=143 \text{ cpm}$
(un pulso por cada siete revoluciones del piñón).

El ensamble ideal en el diseño de engranes es cuando $K=1$

Detección de problema de engranes



Gráfica espectral indicando holgura de un rodamiento que soporta un engrane.

Compresores Centrífugos

Los compresores de tipo centrífugos, al igual que los ventiladores centrífugos, la frecuencia de paso de álabes será dominante, los álabes dañados, agrietados o con erosión causarán un incremento en la amplitud de la frecuencia de paso de álabes y en las bandas laterales que estarán espaciadas a una vez la frecuencia de giro, alrededor de esta misma frecuencia.

La oscilación hidráulica es un problema de dinámica de los fluidos en la parte de salida del compresor, que por lo general causa vibración menor que la velocidad de giro (aproximadamente a 0.48 veces la frecuencia de giro.) y algunas veces es provocada por una presión de salida incorrecta.

Problemas en Motores Eléctricos

- Se ha detectado mediante experiencia que problemas mecánicos severos en maquinaria rotatoria pudieran excitar a condiciones de problemas eléctricos; induciendo a un analista a enviar a reparación los motores eléctricos, cuando en realidad el origen de la falla es meramente mecánico. Se recomienda tener la certeza si el problema es eléctrico o si lo está incitando alguna condición mecánica; como por ejemplo desalineación desbalance, eje doblado, etc.
- Mediante el análisis de vibraciones es posible detectar tanto los problemas mecánicos; como los eléctricos; debido a que las fuerzas mecánicas y electromagnéticas que se generan dentro de un motor se van a reflejar directamente en los rodamientos; quienes a su vez van a soportar los esfuerzos generados por estas fuerzas. Esta señales se van a detectar con transductores de vibración y que a su vez van a enviar la señal hacia un equipo receptor; tal como medidor, colector, analizador, tablero de control, etc.
- Dentro de las anomalías eléctricas que se pueden presentar en un motor de inducción son:
 - Rotor excéntrico (espacio entre rotor y estator).
 - Problemas en el rotor; tales como barras rotas o fisuradas, anillos o laminaciones desgastados.
 - Estator excéntrico, laminaciones cortas y desgaste de material.
 - Pandeo térmico del eje, debido a una deficiente ventilación del motor.
- Problemas de fase eléctrica debido a conexiones rotas o flojas.
- Es importante mencionar que cuando se efectúe análisis de vibración para el diagnóstico de problemas eléctricos, es necesario que el motor esté trabajando al 100% de su carga; ya que el comportamiento del mismo va a variar dependiendo de la carga; y la mejor manera de monitorear y analizar a un motor es al 100% de su carga y perfectamente acoplado a la máquina inducida.

Problemas en Motores Eléctricos

- Para tener mejor precisión en la interpretación de fallas eléctricas en motores de inducción es necesario tener en cuenta las siguientes fórmulas:

$N_s = 120 F_L / P$ (Velocidad síncrona)

$F_s = N_s - rpm$ (frecuencia de deslizamiento)

$F_p = F_s P$ (frecuencia de paso de polos)

$RBPF = \text{Número de barras del rotor por rpm}$ (frecuencia de barras del rotor)

Donde:

F_L = Frecuencia de la línea eléctrica (60 Hz en México)

rpm = Velocidad del rotor

N_s = Velocidad síncrona

F_s = Frecuencia de deslizamiento ($N_s - rpm$)

F_p = Frecuencia de paso de polos

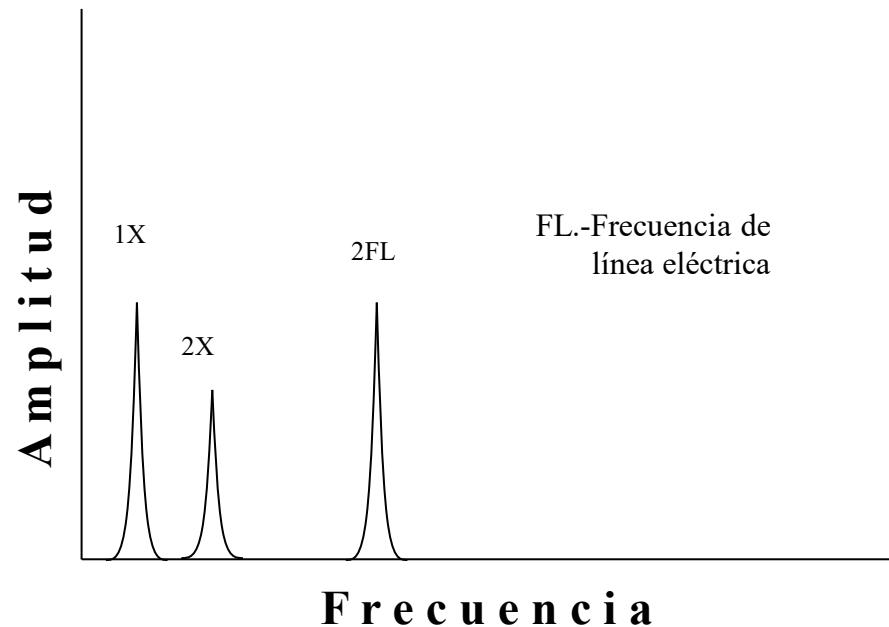
P = Número de polos

$RBPF$ = Frecuencia de paso de barras del rotor.

Problemas en Motores Eléctricos

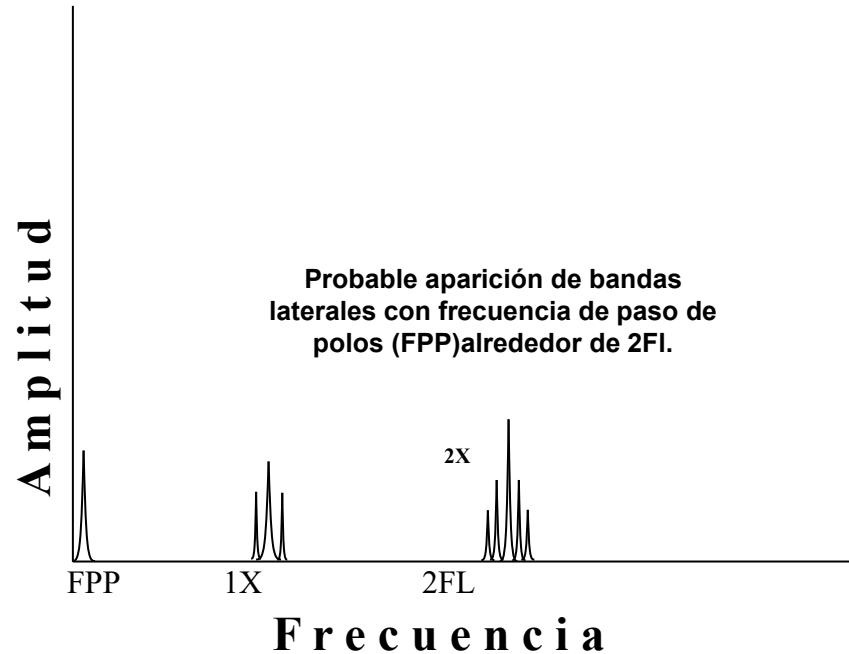
- Problemas del Estator
 - Excentricidad del estator (es un estator excéntrico que produce un diferencial de entrehierro entre el rotor y el estator).
 - Laminaciones en corto circuito (estos son problemas en el aislamiento con las capas de laminación y pueden provocar calentamientos localizados).
 - Hierro suelto (es cualquier aflojamiento o debilitamiento en el estator).
- Características:
 - Los problemas de estator generan alta vibración a la frecuencia de 7200 cpm. y no necesariamente generan bandas laterales de paso de polos; debido a que son originados dentro del estator, por lo tanto no están modulados por la velocidad de funcionamiento del motor ni por la de deslizamiento.
 - En la figura siguiente, se muestra espectro colectado; donde se percibe componente a 7200 cpm; y que tiene una magnitud superior a lo normal. En el momento de analizar este gráfica espectral, se tuvo la incertidumbre si la causante de esta componente era generada por condición mecánica o eléctrica; por lo que, se procedió a tomar una segunda lectura, reduciendo la frecuencia en el espectro y aumentando las líneas de resolución, se nota que existe otro pequeño pico a 7173 r.p.m., que es el que corresponde a dos veces la frecuencia de giro. La componente de mayor magnitud y que rebasa la alarma preestablecida, corresponde efectivamente a dos veces la frecuencia de la línea eléctrica; se nota también ausencia de bandas laterales del paso de polos, lo que indicaba un problema de estator. Mediante inspección correspondiente se diagnosticó que existía problema de estator excéntrico.

Problemas en Motores Eléctricos



Gráfica espectral indicando problemas eléctricos tales como estator excéntrico, corto entre laminaciones, etc.

Problemas en Motores Eléctricos



FL.- Frecuencia de línea eléctrica

VS.-Velocidad síncrona=120FL/P

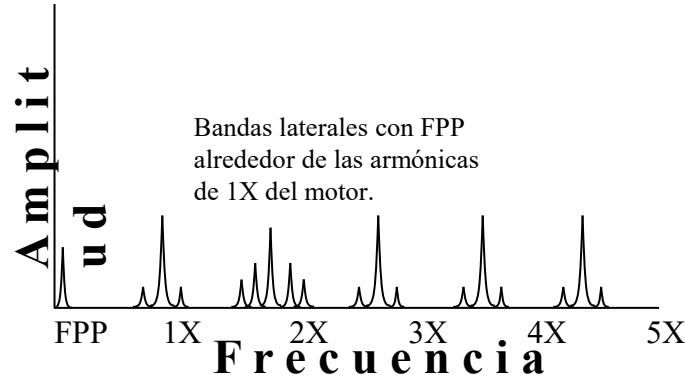
FS.- Factor de deslizamiento del motor =VS-1X

FPP.-Frecuencia de paso de polos= FS*P

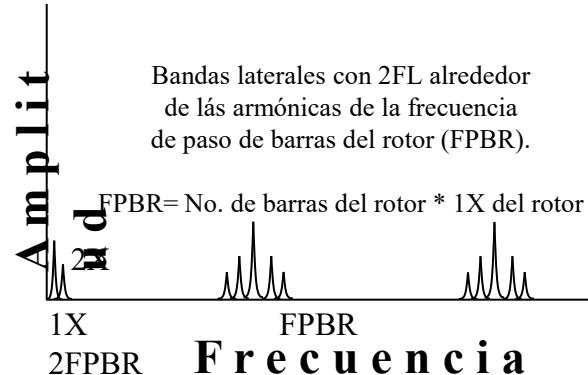
P.-Número de polos.

**Gráfica espectral indicando rotor excéntrico
(claro variable entre rotor y estator).**

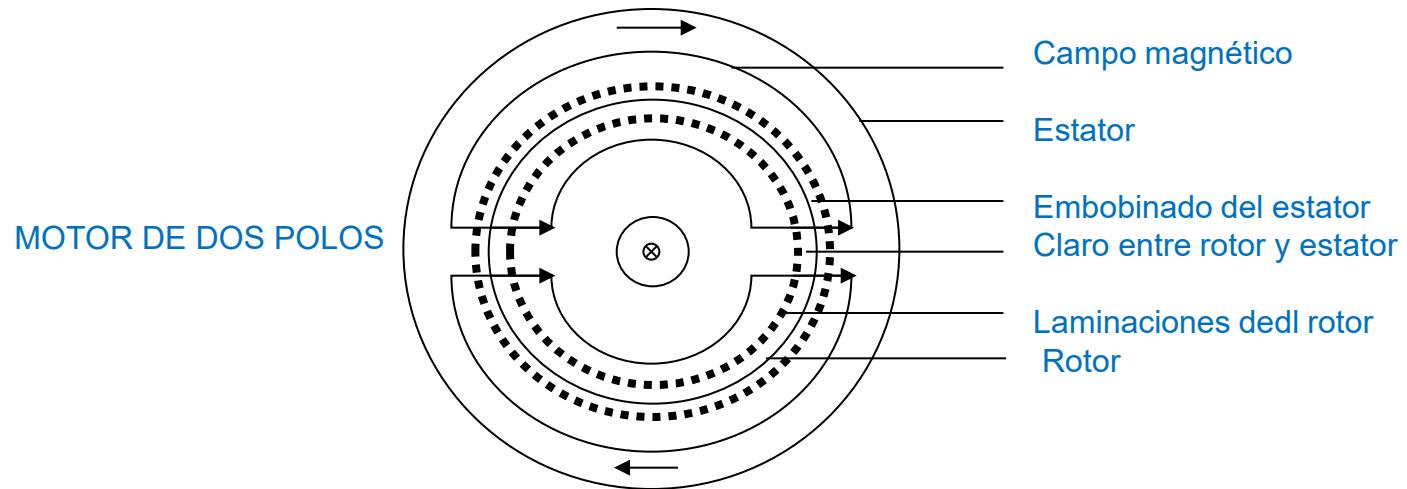
Problemas en Motores Eléctricos



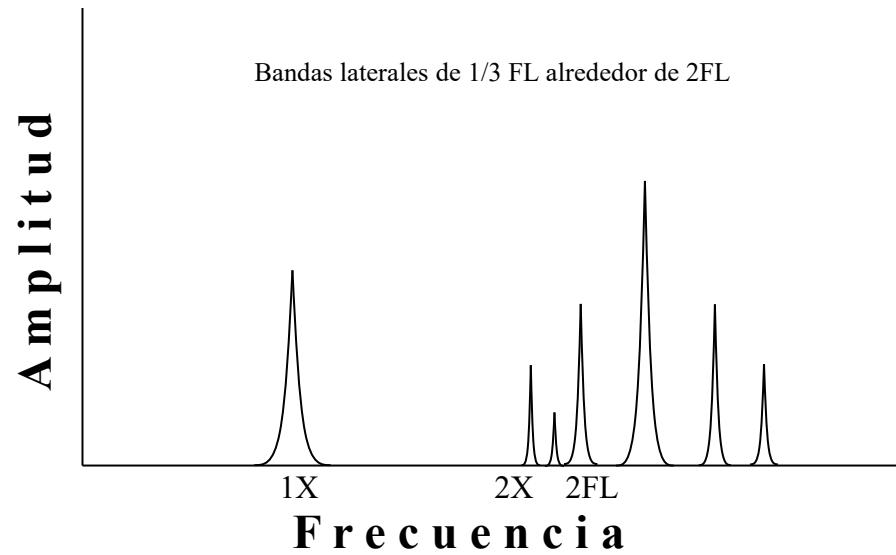
Gráfica espectral mostrando problemas de polos del rotor.



Gráfica espectral mostrando problemas de barras del rotor.

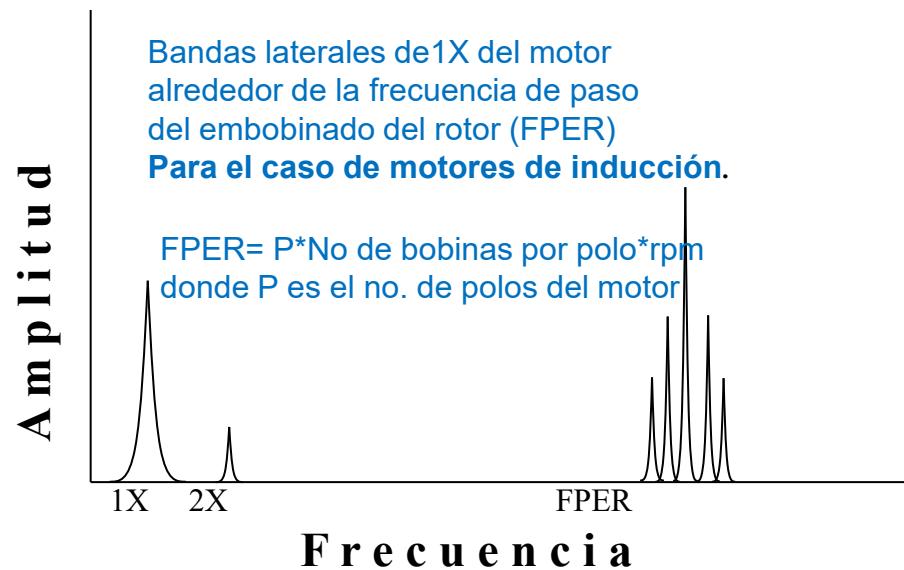


Problemas en Motores Eléctricos



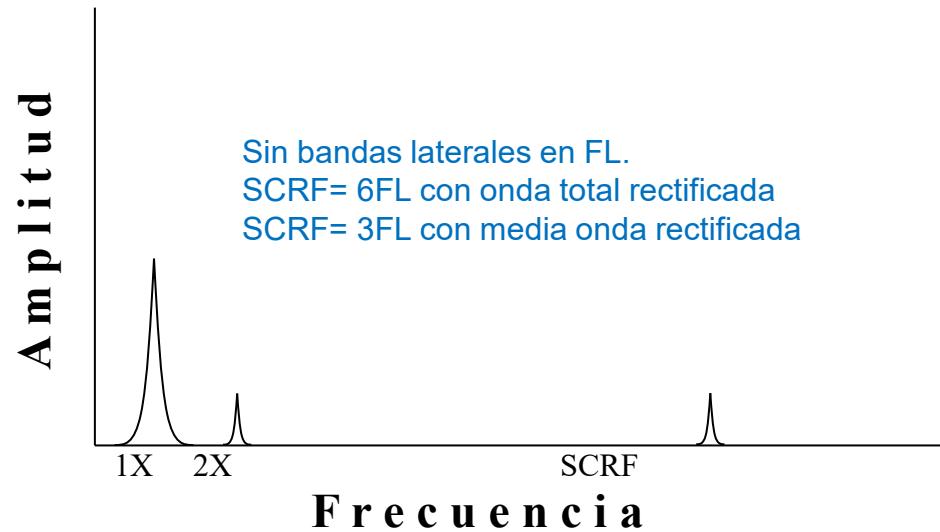
Gráfica espectral mostrando problemas de conexión en alguna de las fases del motor.

Problemas en Motores Eléctricos



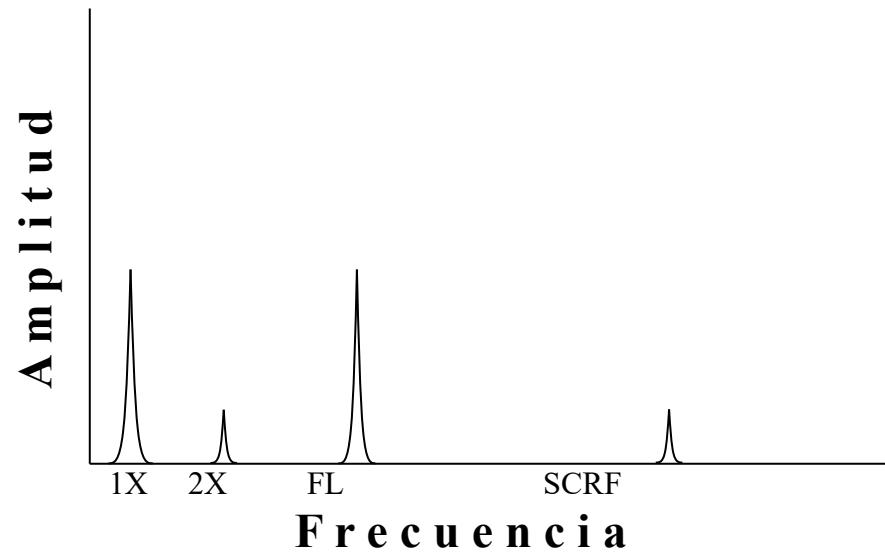
Gráfica espectral mostrando problemas de aflojamiento entre los bobinados del rotor.

Problemas en Motores Eléctricos



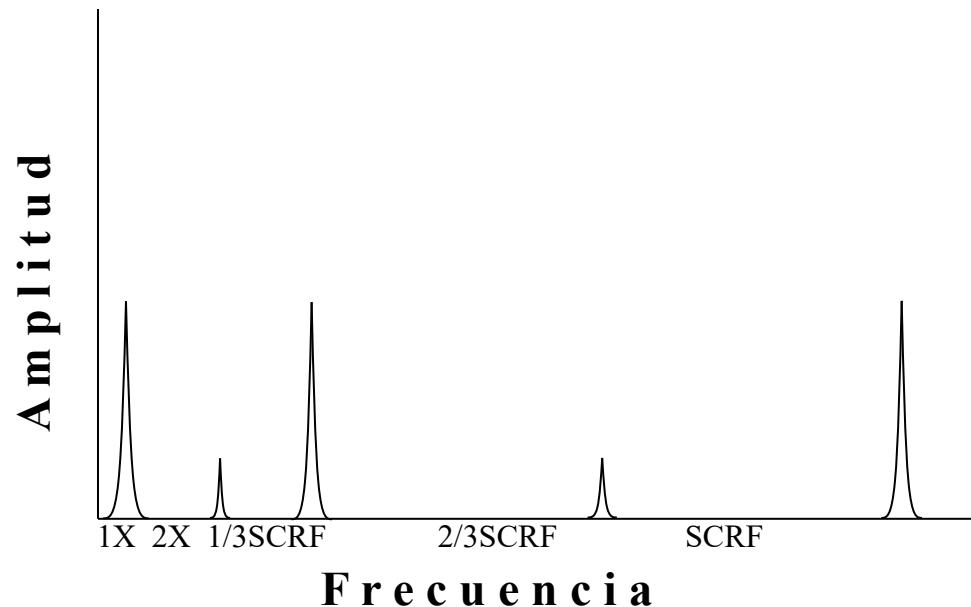
**Gráfica espectral normal correspondiente a
un motor de
corriente directa.**

Problemas en Motores Eléctricos



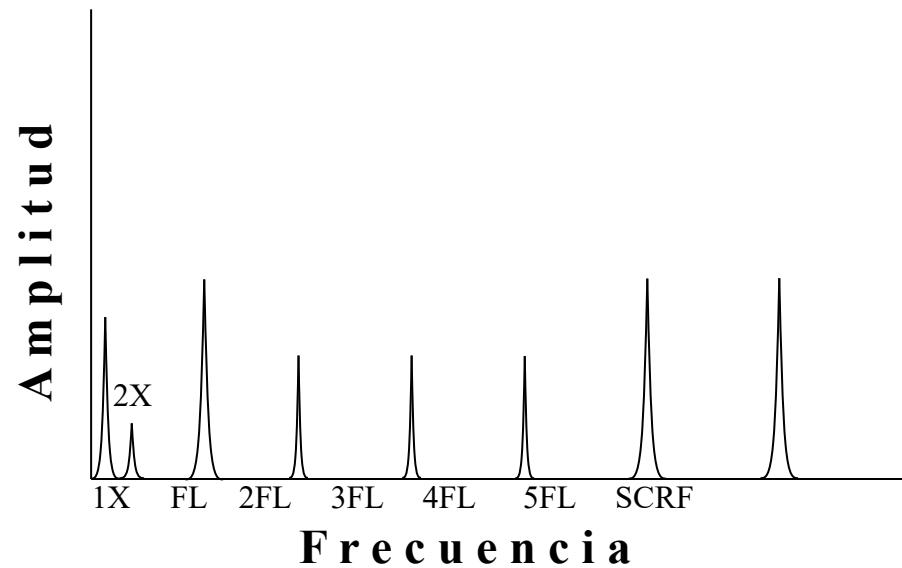
Gráfica espectral mostrando problemas de armadura de motor; tales como un alambre de bobinado roto problemas de aislamiento, etc.

Problemas en Motores Eléctricos



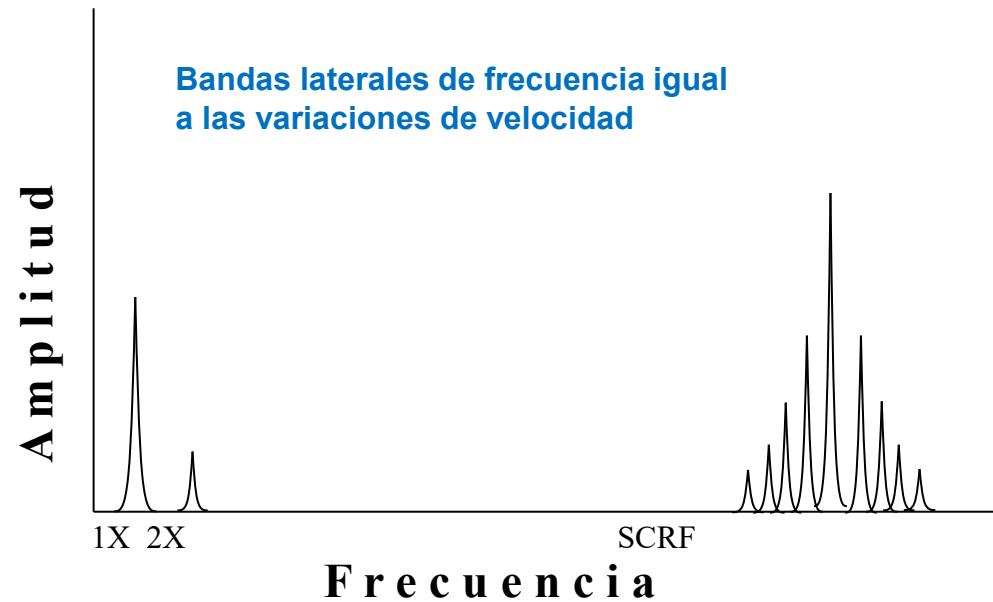
Gráfica espectral mostrando problemas de desconexión en alguna de las fases del motor.

Problemas en Motores Eléctricos



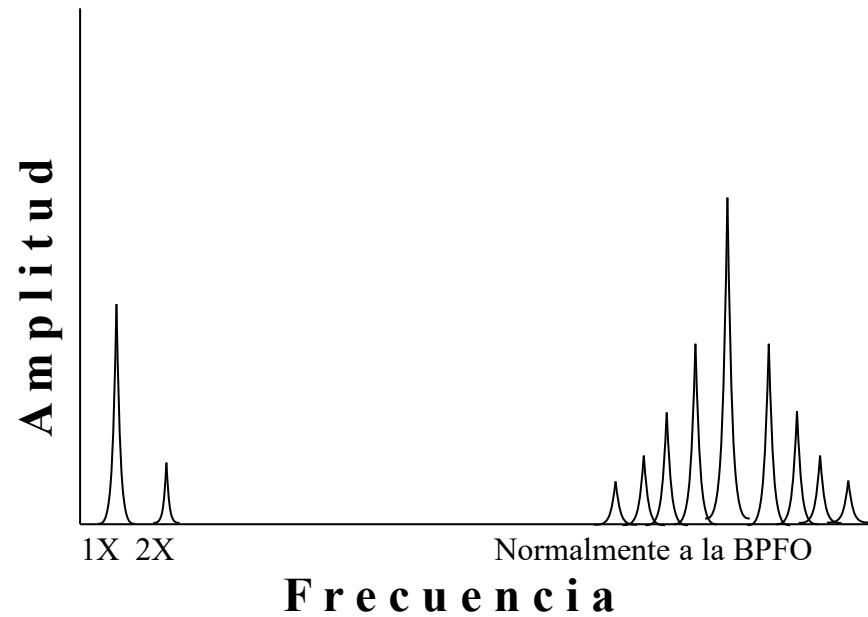
Gráfica espectral mostrando problemas de SCR, corto en la tarjeta de control o desconexión en alguna de las fases del motor.

Problema en Motores Eléctricos



Gráfica espectral mostrando problemas de conexión en alguna de las fases del motor.

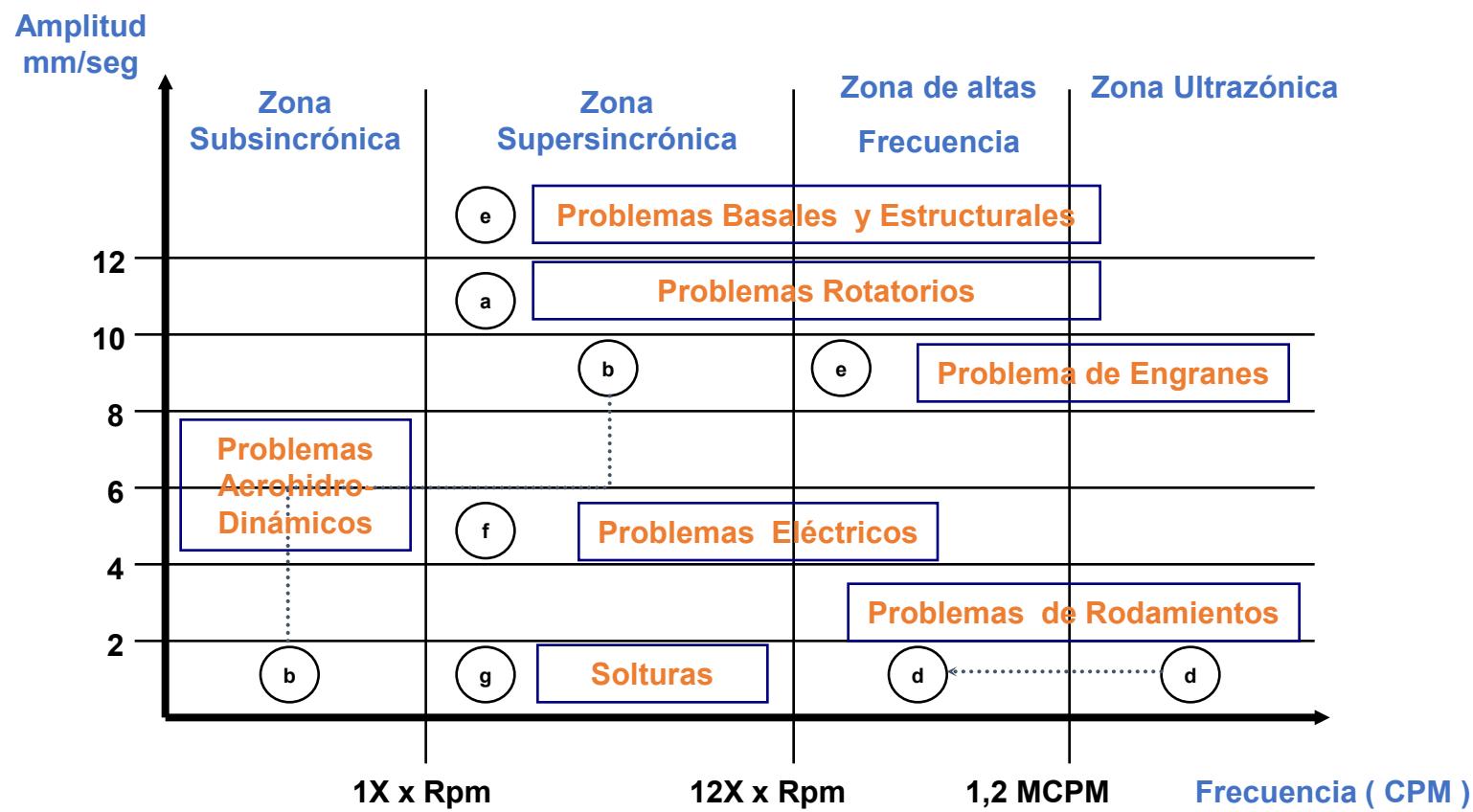
Problema en Motores Eléctricos



Gráfica espectral mostrando paso de corriente a través del rodamiento.

Detección de Problemas Resumen

Con el sistema Microlog, podemos encontrar aproximadamente el 90% de los problemas presentes en las máquinas rotativas, entre ellos tenemos:





Evaluación