

RENOVETEC

Paseo Del Saler 6
28945 Fuenlabrada

Tf 91 126 37 66
Email:
info@renovetec.com

Curso de análisis de vibración

La medición y el análisis de
vibración en el diagnóstico de
máquinas rotativas

Dr. Evelio Palomino Marín

renovetec

Formación en tecnología

www.renovetec.com

Tabla de contenido

1. Introducción a las vibraciones en máquinas rotatorias	6
<i>El mantenimiento. El Programa de Mantenimiento Predictivo. La detección. La identificación. La corrección. Vibraciones en maquinarias. Relación fuerzas - vibraciones. Caracterización de las vibraciones en maquinarias. Vibración armónica. Vibración periódica. Vibración aleatoria. Sistema máquina - soportes ante la acción de una fuerza de carácter armónico. Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias. Frecuencias generadas. Frecuencias excitadas. Influencia de las vibraciones externas. Transmisión de vibraciones desde la máquina hacia sus soportes. Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos.</i>	
2. Monitorado de vibraciones en la maquinaria industrial	25
<i>Descripción de los niveles de vibraciones. Dominio del tiempo y de la frecuencia. Análisis en el dominio del tiempo. Análisis en el dominio de la frecuencia. Unidades de medición. Elementos funcionales en un sistema de medición. Transductores de desplazamiento por contacto. Transductores de desplazamiento sin contacto. Transductores sísmicos. Transductores de velocidad. El acelerómetro piezoeléctrico. Ubicación del acelerómetro piezoeléctrico. Fijación del acelerómetro piezoeléctrico. El preamplificador integrador. Filtros. Filtro pasa - bajo. Filtro pasa - alto. Filtro pasa - banda. Filtro selectivo. Analizadores de señales. Modos de operación analógico y digital. Instrumentos virtuales. Calibración de los espectros. Medición de fase.</i>	
3. Fundamentos del análisis digital de señales vibroacústicas	54
<i>La frecuencia de NYQUIST y el aliasing. La Transformada Rápida de Fourier (FFT). Limitaciones en el uso de la FFT. Efecto de leakage. Efecto picket - fence. Errores estadísticos durante el análisis espectral. Error en el estimado de la función coherencia. Error en el estimado de las densidades espectrales. Error durante el estimado de la Función Respuesta de Frecuencias.</i>	

4. Causas más frecuentes de vibraciones en máquinas rotatorias **59**

Empleo de las normas de severidad. Frecuencias generadas. Desbalance. Desbalance estático. Desbalance par. Desbalance casi - estático. Desbalance dinámico. Modelos para el balanceo. Unidades para expresar el desbalance. Amplitud y fase de las vibraciones debido a desbalance. Balanceo en un plano. Balanceo en un plano sin medición de fase. Balanceo en un plano con medición de fase. Balanceo en dos planos. Efecto cruzado. Tolerancias para el balanceo "in situ". Grado de calidad del balanceo según ISO. Eje combado. Desalineamiento. Amplitud y fase de las vibraciones debido a desalineamiento. Pedestal "blando". Soltura mecánica. Holguras del cojinete respecto al eje. Holguras del cojinete respecto al alojamiento. Vibraciones producidas por torbellinos de aceite. Resonancia. Empleo de la fase en la identificación del fenómeno de la resonancia. Determinación experimental de la frecuencia de resonancia. Fuerzas hidráulicas y aerodinámicas. Transmisiones por poleas y correas.

5. Vibraciones en motores de inducción **94**

Corrimiento del centro magnético. Rotura de barras en el rotor. Corto circuito en el enrollado del estator. Deformaciones térmicas. Pulsos torsionales. Un comentario práctico.

6. Vibraciones en engranajes **98**

Análisis FFT vs. Transmisión por engranajes. Fallos en engranajes. Causas. La función CEPSTRUM.

7. Vibraciones en cojinetes de rodamiento **104**

Medición de vibraciones en rodamientos. Magnitud a medir. Frecuencias generadas por los rodamientos. Defectos en rodamientos. Causas de fallos en rodamientos.

8. Bibliografía **112**

Introducción a las vibraciones en máquinas rotatorias

Actualmente en el ámbito industrial, la introducción de las Tecnologías Predictivas han permitido incrementar la productividad sin necesidad de incrementar el personal dedicado a la actividad del mantenimiento. Para ello, la industria exige una mayor preparación de los técnicos encargados de llevar a buen término la aplicación de estas tecnologías, por lo cual se hace evidente la necesidad de asumir la responsabilidad de la capacitación del conocimiento, fundamentalmente en lo relacionado con el diagnóstico del estado técnico de la maquinaria industrial, base estratégica de la Tecnología Predictiva.

El mantenimiento

Tradicionalmente, en la industria se ha desarrollado la actividad del mantenimiento sobre la base de dos estrategias fundamentales. Por una parte, la maquinaria es operada en forma continua de acuerdo con el régimen de trabajo de la industria en cuestión, efectuándose la intervención de mantenimiento cuando se presente alguna avería en la máquina, todo lo cual se conoce como estrategia de Mantenimiento Correctivo.

Por otro lado, en otros tipos de máquinas el mantenimiento se aplica cada ciertos intervalos de tiempo que pueden ser definidos en base a recomendaciones del fabricante, frecuencia de fallos, métodos fiabilísticos, etc., lo que evidencia una estrategia de Mantenimiento Preventivo Planificado.

Sin embargo, desde hace más de cuarenta años el mundo desarrollado ha venido implementando y perfeccionando las Tecnologías Predictivas, cuya base conceptual radica en la intervención de la máquina cuando lo justifique la presencia de *síntomas objetivos* del deterioro de su condición mecánica.

Las Tecnologías Predictivas se sustentan en la interpretación de los resultados de las mediciones de diferentes magnitudes, que caracterizan el comportamiento mecánico de la maquinaria industrial, todo lo cual permite la conformación de un diagnóstico eficaz del estado técnico de la máquina y de sus propios elementos.

El Programa de Mantenimiento Predictivo

Se conoce por Programa de Mantenimiento Predictivo a aquel que contempla de modo eficaz tres etapas imprescindibles.

- a) Detección

- b) Identificación
- c) Corrección

En general, el Programa de Mantenimiento Predictivo (PMP) contribuye en principio, a detectar el comienzo de una futura avería a la vez que permite disponer de las herramientas necesarias para analizar la causa del problema que se está desarrollando, lográndose determinar finalmente, el momento oportuno para de forma dirigida corregir eficaz y eficientemente el problema detectado.

La detección

Constituye el primer paso dentro del PMP y se basa en el seguimiento de la evolución de uno o varios parámetros seleccionados adecuadamente, de acuerdo a su sensibilidad ante los cambios en la condición de la máquina analizada.

La identificación

Una vez que el problema ha sido detectado, es menester proceder a la determinación de la causa de éste es decir, identificar qué elemento o elementos de máquina es el o son los causantes del incremento en los niveles de vibraciones, con respecto a las referencias que reflejaban una condición mecánica normal.

La corrección

Por supuesto, conocer la causa del problema y por consiguiente la ubicación de éste, permite organizar y ejecutar de modo eficiente y eficaz los trabajos de eliminación del problema y de su propia causa. Es sumamente importante el hecho de que la identificación de los problemas que puedan encontrarse incluso en su etapa de desarrollo prematuro, permite planificar los trabajos de mantenimiento en el momento oportuno, logrando que las pérdidas por concepto de mantenimiento sean mínimas.

Vibraciones en maquinarias

A través de los años ya sea por contacto directo o con el empleo de algún dispositivo de naturaleza subjetiva, los operadores de máquina han empleado técnicas de verificación auditiva «también subjetivas» para comprobar si el comportamiento de "su máquina" es *NORMAL* o no. De aquí que, tradicionalmente y quizás en forma inconsciente, las vibraciones hayan sido utilizadas como un indicador del estado técnico de las máquinas y hasta hoy día, continúen siendo el fenómeno más representativo del estado técnico de éstas, pudiéndose a través de la medición de vibraciones, detectar e identificar fallos ya desarrollados o en período de desarrollo prematuro.

Relación fuerzas - vibraciones

En la Figura 1.1 se muestra el esquema de la unidad conducida de cierta máquina. En aras de simplificar el ejemplo, se asumirá excelencia en la alineación tanto de la unidad conducida con la unidad conductora a través del acoplamiento A, como entre los apoyos B y

C que sirven de sustento al eje $ABCD$. De igual forma, se admitirá que la única afectación que existe en la condición mecánica de la máquina estudiada es el desbalance del rotor D , en el cual se ha representado la fuerza dinámica que produce este desbalance.

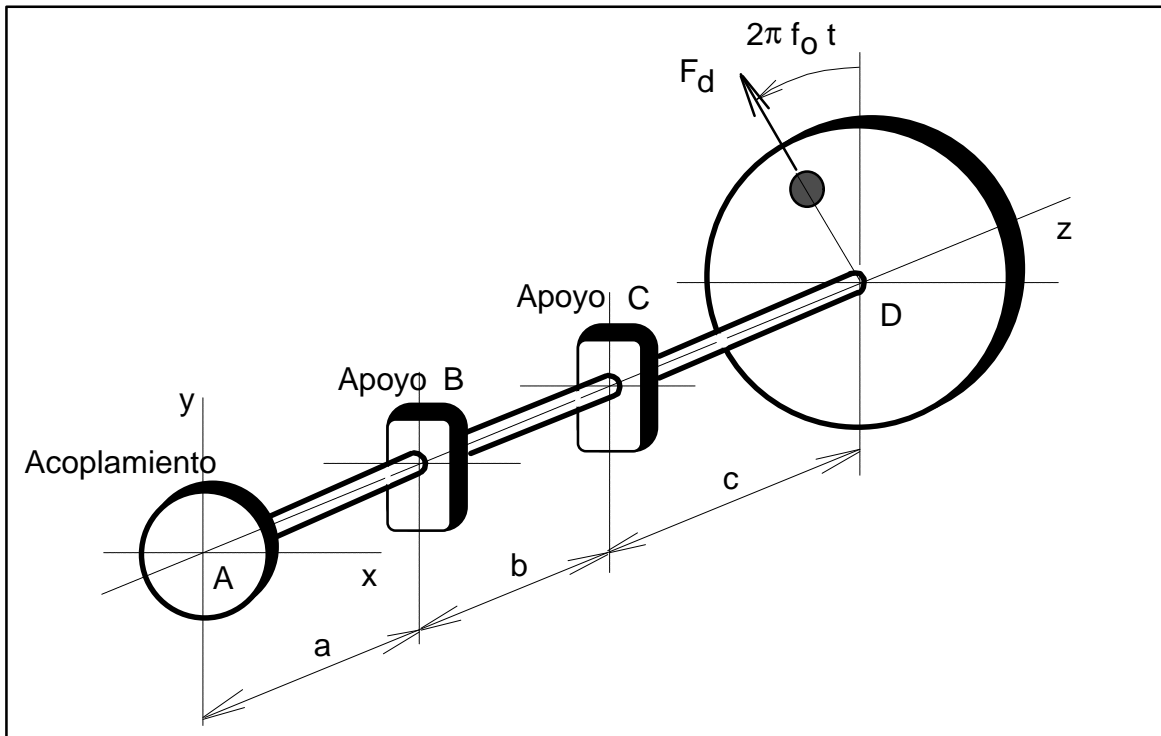


Figura 1.1. Ejemplo de la relación fuerzas - vibraciones

Por su parte, la Figura 1.2a) ilustra en el plano xz las reacciones que se generan en los apoyos B y C debido a la acción de la fuerza dinámica generada por el desbalance que por supuesto, sólo existe si la máquina rota y esto lo hace con una frecuencia f_o .

Ambas reacciones se determinan según las siguientes expresiones:

$$R_{Bx}(t) = F_d \left(\frac{c}{b} \right) \sin(2p f_o t) \quad ; \quad R_{Cx}(t) = F_d \left(1 + \frac{c}{b} \right) \sin(2p f_o t)$$

Claro está, ambas reacciones también son de naturaleza dinámica, toda vez que son el resultado de la acción de una fuerza también dinámica, originada por el desbalance del rotor.

Luego entonces, si se analiza el apoyo B por ejemplo (Figura 1.2b), sobre éste actúa una fuerza dinámica de la cual sólo se ha representado su componente horizontal (eje x), que en el instante observado produce un desplazamiento $x_B(t)$ del apoyo hacia la derecha. Este desplazamiento dinámico estará condicionado, por la severidad de la fuerza dinámica y por la rigidez del propio apoyo en la dirección horizontal K_{Bx} según:

$$x_B(t) = \frac{1}{k_{Bx}} R_{Bx}(t)$$

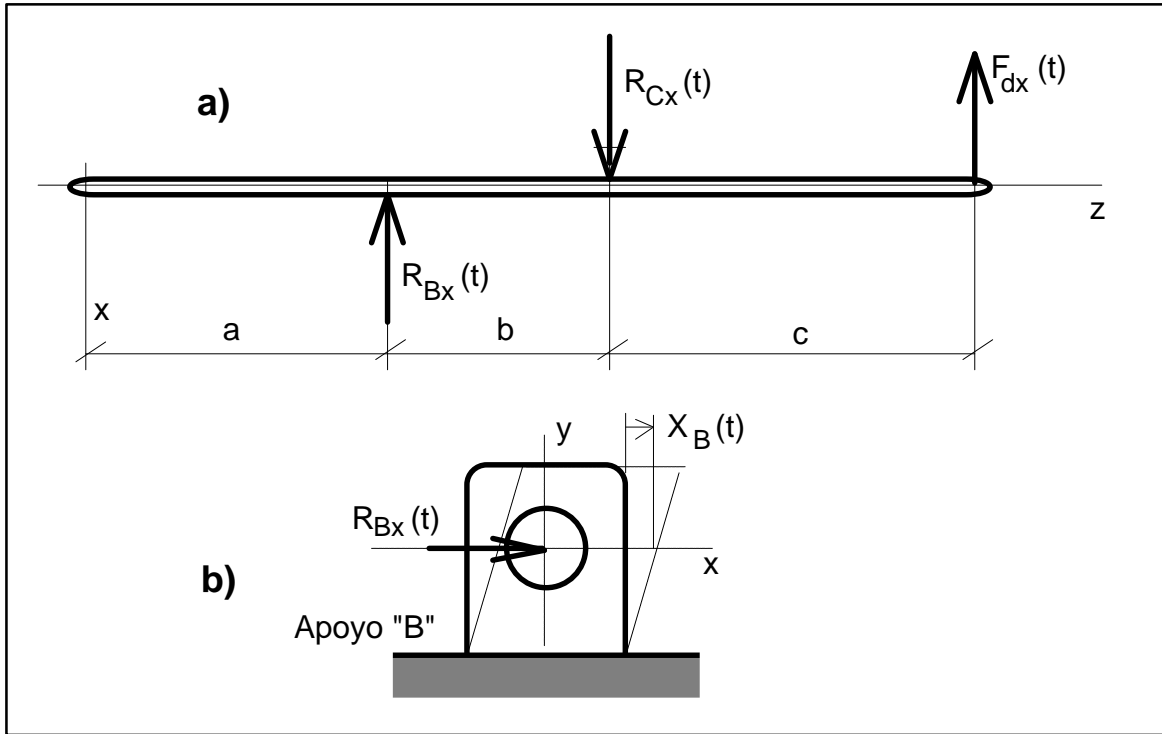


Figura 1.2. a) Diagrama de distribución de fuerzas

b) Relación fuerzas - desplazamiento

De esta forma, los desplazamientos de las vibraciones de ambos apoyos podrán ser descritos a través de las siguientes expresiones:

$$x_B(t) = \frac{F_d}{k_{Bx}} \left(\frac{c}{b} \right) \text{sen}(2\pi f_o t) \quad ; \quad x_C(t) = \frac{F_d}{k_{Bx}} \left(1 + \frac{c}{b} \right) \text{sen}(2\pi f_o t)$$

Todo esto puede ser representado gráficamente de acuerdo con lo ilustrado en la Figura 1.3. Observe que el desplazamiento dinámico en ambos apoyos, tiene lugar en el dominio del tiempo, según una función senoidal cuya frecuencia es f_o para ambos apoyos con amplitudes X_B y X_C respectivamente, de acuerdo con:

$$X_B = \frac{F_d}{k_{Bx}} \left(\frac{c}{b} \right) \quad ; \quad X_C = \frac{F_d}{k_{Cx}} \left(1 + \frac{c}{b} \right)$$

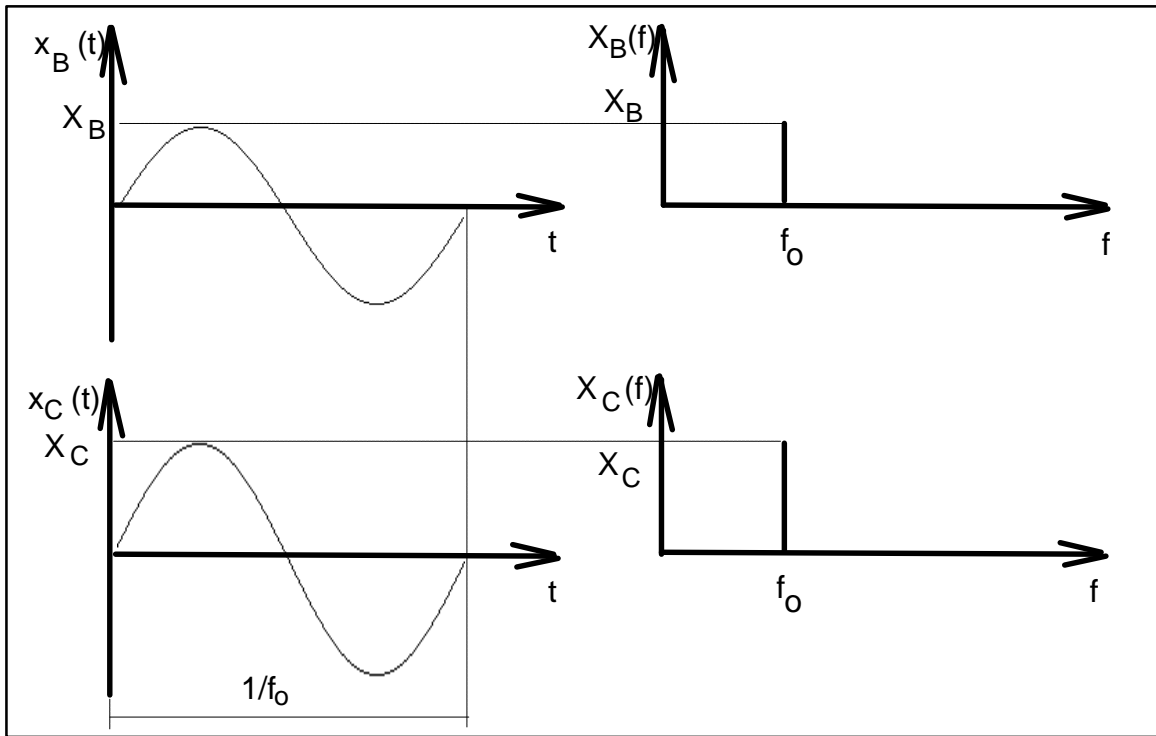


Figura 1.3. Representación temporal y espectral de las vibraciones debidas al desbalance

Otro tanto sucede en el dominio de la frecuencia. Ambos espectros de desplazamiento exhiben una línea a la frecuencia f_0 con amplitudes X_B y X_C respectivamente.

El lector no debe perder de vista que el ejemplo mostrado ha sido concebido como resultado de muchas simplificaciones, ya que no sólo es el desbalance el único problema que afecta la condición mecánica de la maquinaria industrial. De manera que en el peor de los casos, las vibraciones mostrarán en el dominio del tiempo una apariencia similar a la ilustrada en la Figura 1.4a) y en el dominio de la frecuencia no sólo exhibirán una línea sino que se observarán tantas como frecuencias contengan los registros de vibraciones. Observe la Figura 1.4b). Esta última forma es la de mayor utilidad ya que cada fallo tiene su "firma" característica en el denominado espectro de las vibraciones. Ambas formas de observación tienen sus virtudes y sus inconvenientes pero en cualquier caso se requiere por una parte, de una instrumentación adecuada para registrar los niveles de vibraciones y por otra parte, de una formación teórico - práctica que permita la interpretación y comprensión de los fenómenos dinámicos que estén teniendo lugar en la máquina en cuestión.

En resumen, una observación como la de la Figura 1.4a) es empleada generalmente durante la etapa de *detección* dentro del *PMP* y la representación espectral de la Figura 1.4b) es empleada por excelencia como parte de la etapa de *identificación* dentro del propio *PMP*.

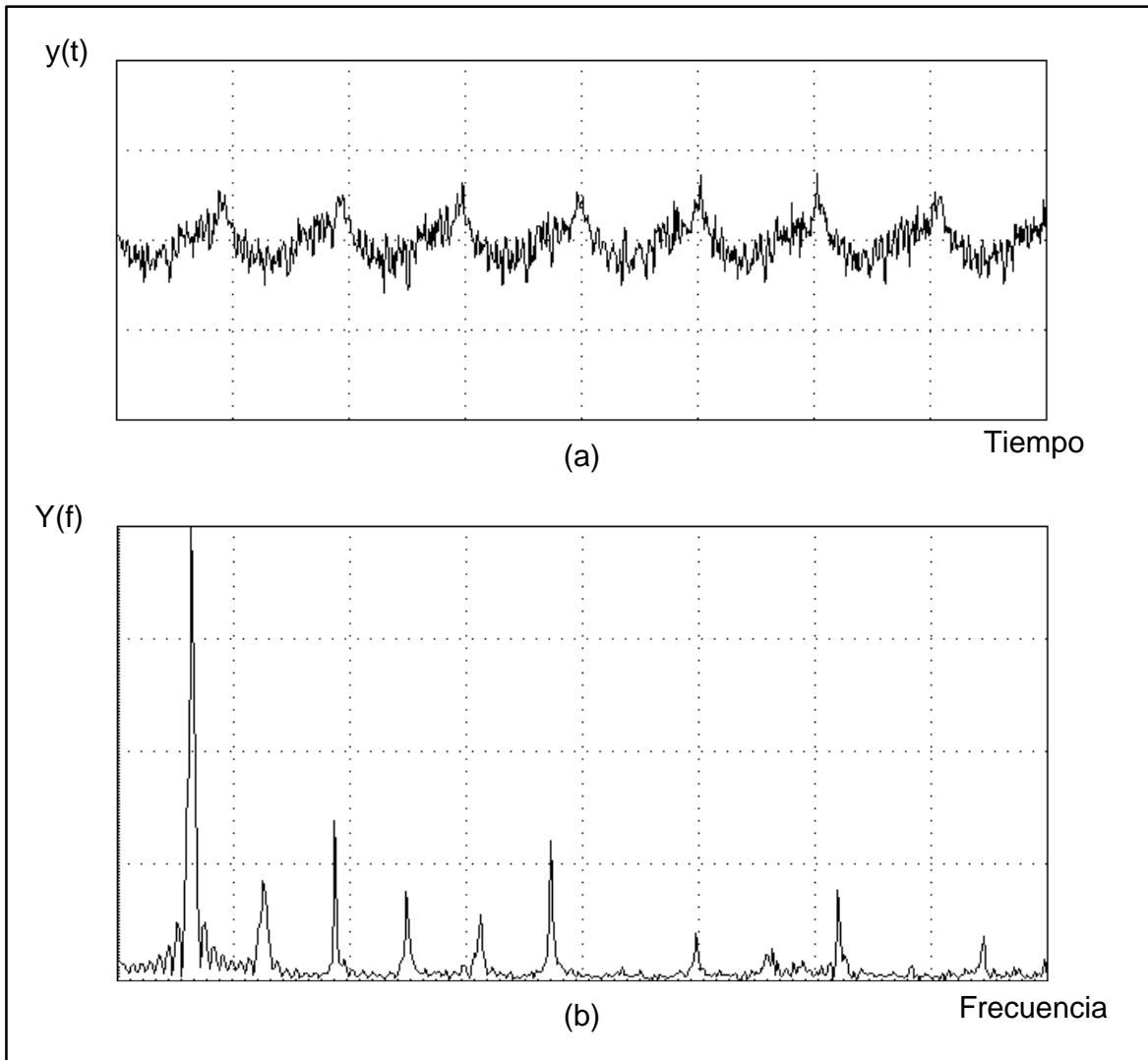


Figura 1.4. Formas de observación de las vibraciones.

Caracterización de las vibraciones en maquinarias

El estudio de las vibraciones está relacionado con el comportamiento oscilatorio de los cuerpos, teniendo en cuenta que la mayoría de las maquinarias y estructuras experimentan vibraciones en mayor o menor grado, por lo cual éstas se deberán tener en cuenta al abordar los cálculos de diseño y/o comprobación así como en los controles periódicos del estado técnico de las mismas.

Según la norma *ISO 2041* en relación con la Terminología en Vibraciones¹ se establece que:

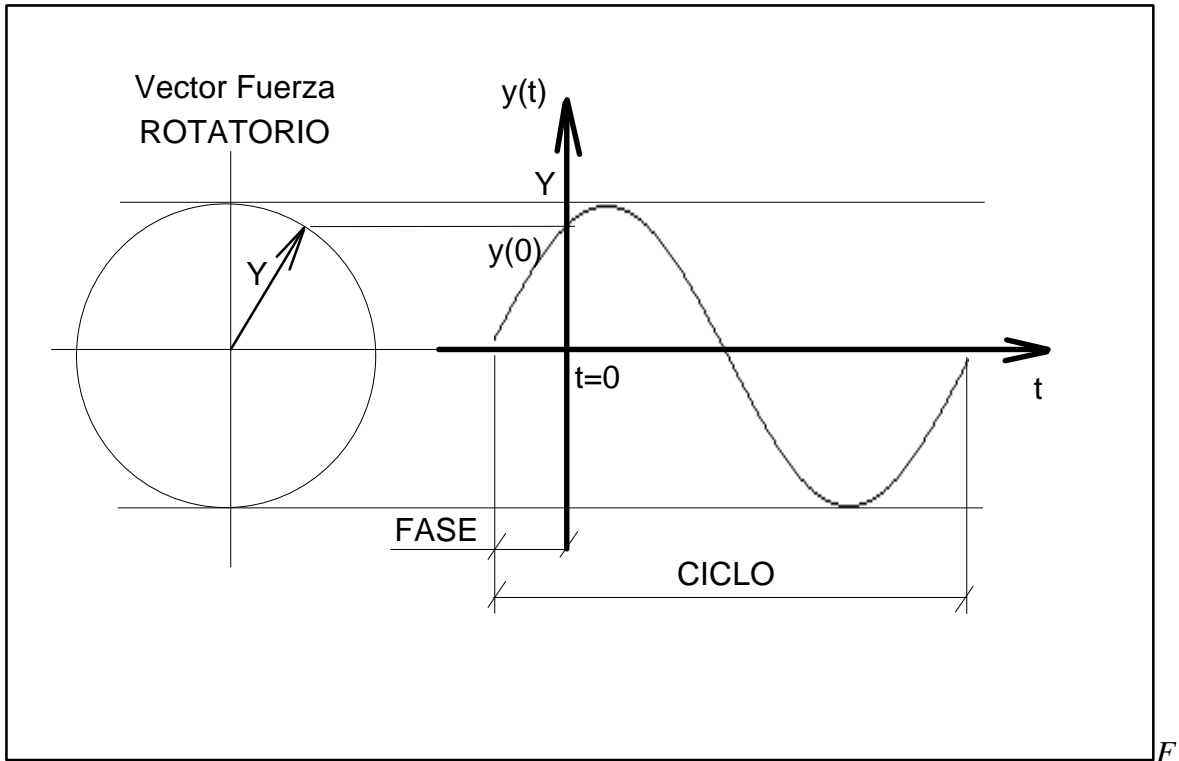
¹ Título original *VIBRATION AND SHOCK VOCABULARY*

VIBRACIÓN es toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternativamente mayor o menor que cierto valor promedio o de referencia

De igual forma, la propia norma *ISO 2041* establece que:

VIBRACIÓN LINEAL es una vibración en la cual la trayectoria vibratoria de un punto tiene lugar según una línea recta

El movimiento físico de una máquina rotatoria se interpreta como una vibración cuyas frecuencias y amplitudes tienen que ser cuantificadas a través de un dispositivo que convierta éstas en un producto que pueda ser medido y analizado posteriormente. Así, la FRECUENCIA describirá *¿qué está mal?* en la máquina y la AMPLITUD *¿cuán severo?* es el problema. Las vibraciones pueden ser de naturaleza ARMÓNICA, PERIÓDICA o ALEATORIA.



igura 1.5. Vibración armónica.

Vibración Armónica

Constituye la forma más simple de oscilación (Figura 1.5). Caracterizada por una senoide, puede ser generada en sistemas lineales debido a la presencia de algún problema potencial, un desbalance por ejemplo. Este movimiento puede ser estudiado a través de un vector rotatorio con velocidad angular constante ω a partir de la cual se define la frecuencia

de oscilación f expresada en *Hertz* [Hz], a diferencia de la frecuencia angular que se expresa en [1/s]. Todo esto conduce a la modelación matemática de este fenómeno según:

$$y = Y \operatorname{sen}(w t + j) = Y \operatorname{sen}(2p f + j) ; \quad w = \frac{2p}{T} ; \quad f = \frac{w}{2p} = \frac{1}{T}$$

siendo j la fase de la vibración.

Estas expresiones avalan la definición de *frecuencia* que hace la norma ISO 2041

FRECUENCIA es el recíproco del período fundamental (tiempo de repetición de un fenómeno periódico). Se expresa en Hertz [Hz], lo cual se corresponde con un ciclo por segundo

Más adelante se profundizará en el concepto de fase de la vibración por ser de gran utilidad en el monitorado de la condición mecánica de máquinas rotatorias.

Vibración Periódica

Es un movimiento que se repite periódicamente tal y como se observa en la Figura 1.6. Por ejemplo, un problema en una transmisión dentada puede producir una vibración que aunque no es armónica es periódica.

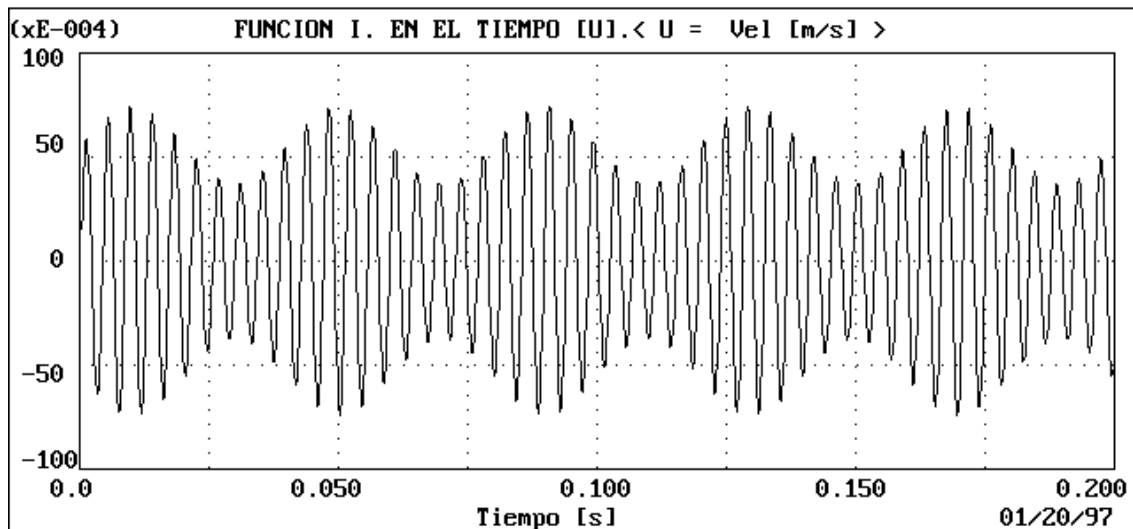


Figura 1.6. Vibración periódica

Vibración Aleatoria

Ocurre en forma errática y tiene contenidos de frecuencias en toda la banda de frecuencias analizada. Observe la Figura 1.7. Esto quiere decir que las vibraciones aleatorias producirán un espectro continuo o lo que es lo mismo, el espectro estará constituido por "infinitas" vibraciones armónicas, cada una caracterizada por amplitud, frecuencia y fase respectivamente.

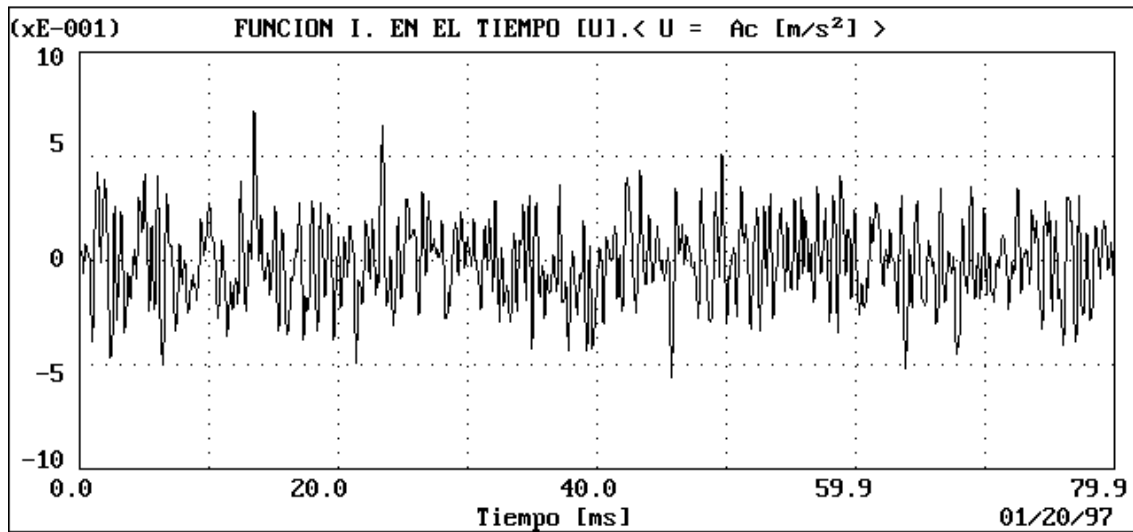


Figura 1.7. Vibración aleatoria.

Sistema máquina - soportes

El sistema máquina - soportes puede ser descrito a través de un sistema *masa - resorte - amortiguador*. Desde el punto de vista práctico, cualquier parte de un sistema que pueda ser deformado al aplicársele una fuerza y pueda recuperar su forma inicial al cesar ésta, podrá ser tratado para su estudio como un *resorte*, siendo la CONSTANTE ELÁSTICA k de éste, la magnitud de fuerza necesaria para deformarlo la unidad de longitud o sea, esta constante k , denominada habitualmente *rigidez*, se expresa en unidades de $[fuerza/longitud]$. De aquí que, un elemento elástico responda con una fuerza que es k veces su propia deformación (Figura 1.8).

Así, el tramo de árbol que media entre dos rodamientos, el bloque de hormigón sobre el cual descansa una máquina o la carcasa de un motor, pueden ser tratados como resortes durante el análisis dinámico de estos sistemas.

Realmente, en la práctica de ingeniería durante el fenómeno vibratorio se disipa energía en mayor o menor grado, lo que implica que la amplitud del movimiento no se mantenga constante en el transcurso del tiempo posterior a un "impulso" inicial, como no sea que una fuerza se encargue de restablecer estas pérdidas. Las fuerzas amortiguadoras son extremadamente complicadas de modelar por lo que, de acuerdo al alcance de este material, sólo será considerada la influencia del llamado *amortiguamiento viscoso*, caracterizado por el hecho de que la fuerza amortiguadora (Figura 1.8), es proporcional a la velocidad del movimiento en una magnitud C , denominada COEFICIENTE DE AMORTIGUAMIENTO y que es expresado en unidades de $[fuerza - tiempo/longitud]$.

Tal sistema máquina - soportes, simplificado a un sistema *masa - resorte - amortiguador*, formado por una masa m vinculada a tierra a través de un resorte k y un amortiguador C según se observa en la Figura 1.8, tendrá un comportamiento dinámico que estará caracterizado fundamentalmente por su *FRECUENCIA NATURAL* o *FRECUENCIA DE LAS VIBRACIONES PROPIAS NO AMORTIGUADAS*, que a su vez será descrita por las siguientes expresiones:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ en [1/s]} ; f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ en [Hz]} ; f_n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ en [c.p.m.]}$$

Identificándose w_n como *FRECUENCIA ANGULAR NATURAL* y f_n como *FRECUENCIA NATURAL*.

De todo esto es importante destacar que, prescindiendo del efecto del amortiguamiento propio de los soportes de las máquinas, es posible aseverar que:

Todo sistema máquina - soportes está caracterizado por una frecuencia que sólo depende de la masa y la rigidez de éste, denominada FRECUENCIA NATURAL.

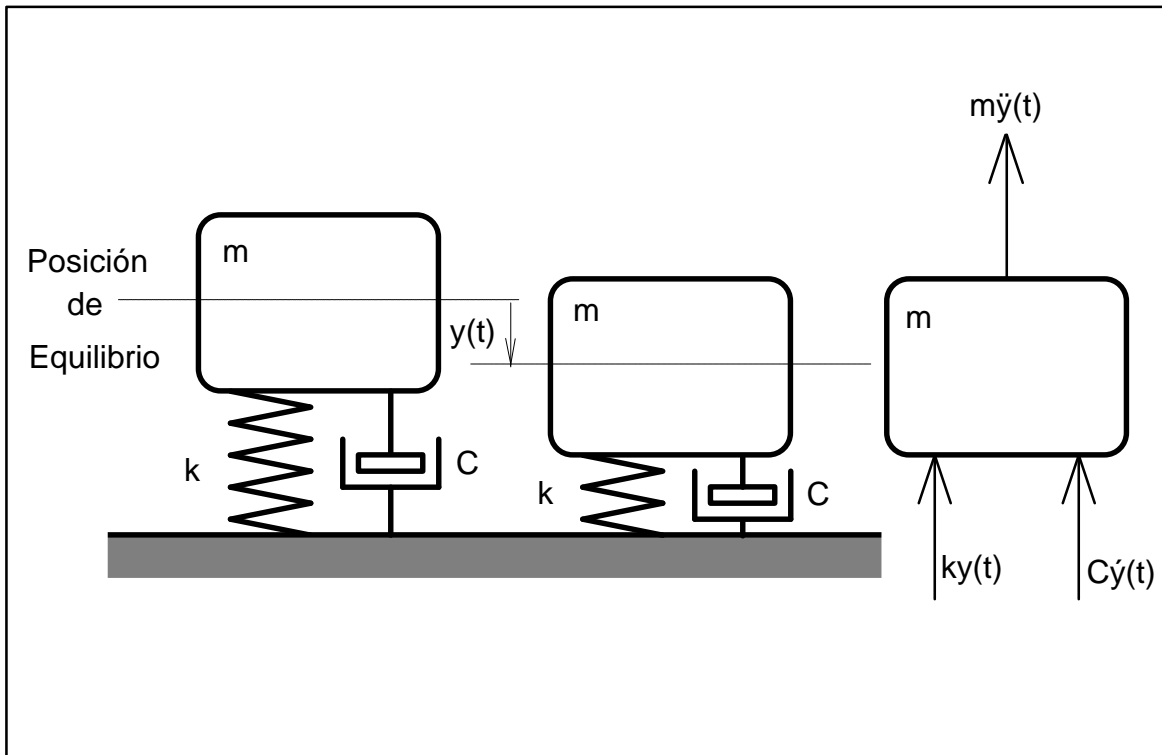


Figura 1.8. Sistema máquina - soportes (masa - resorte - amortiguador).

Adicionalmente, existen otros dos parámetros en la caracterización dinámica del sistema *máquina - soportes*. Si se admite que las fuerzas disipadoras de energía son proporcionales a la velocidad de las vibraciones del sistema *máquina - soportes*, entonces estos parámetros serán definidos según:

- El *Coefficiente de Amortiguamiento Crítico* $C_c = 2\sqrt{km}$
- La *Razón de Amortiguamiento* $z = \frac{C}{C_c}$

El coeficiente de amortiguamiento crítico C_c es una propiedad del sistema y no depende del amortiguamiento del mismo, mientras que la razón de amortiguamiento z se define como el cociente entre el coeficiente de amortiguamiento y el coeficiente de amortiguamiento crítico.

Estos parámetros constituyen elementos decisivos a tener en cuenta cuando se pretenda desarrollar un Programa de Aislamiento y Control de las Vibraciones, tanto para maquinarias como para estructuras.

De igual forma, es sumamente importante destacar que cuando se considera en el análisis el posible amortiguamiento de los soportes de la máquina, entonces la frecuencia característica de la vibración en ausencia de fuerzas que restauren las pérdidas energéticas será la denominada *FRECUENCIA DE LAS VIBRACIONES AMORTIGUADAS*:

$$f_d = f_n \sqrt{1 - z^2}$$

Sistema máquina - soportes ante la acción de una fuerza de carácter armónico

Durante la operación de las máquinas se presentan fuerzas excitadoras que suministran la energía necesaria para mantener las vibraciones aún cuando exista amortiguamiento. Estas fuerzas pueden ser consideradas de carácter armónico, o sea:

$$F(t) = F \text{ sen}(2\pi f t)$$

En este caso, F es la amplitud de la fuerza y f la frecuencia de la variación en el tiempo de la fuerza, que también puede ser analizada como un vector rotatorio.

Ahora en el sistema máquina - soportes se incluye una fuerza excitadora generalizada, tal y como se observa en la Figura 1.9, que podrá ser producida por la propia máquina y/o transmitida a ésta por otros agentes externos.

Si la excitación es una fuerza de carácter armónico, el sistema vibrará también en forma armónica con la misma frecuencia que la excitación pero desfasado en el tiempo

Particular interés reviste el hecho relacionado con el a veces inexplicable incremento substancial de la amplitud de las vibraciones, en máquinas que exhiben un estado técnico satisfactorio. Este fenómeno, denominado RESONANCIA tiene lugar cuando se sintoniza alguna de las frecuencias de la excitación con alguna frecuencia natural². En estos casos, las vibraciones son amplificadas en una banda de frecuencias cercana y a ambos lados de la frecuencia natural, según se observa en las Figuras 1.10 y 1.11.

² En general, las máquinas son propietarias de múltiples frecuencias naturales en virtud de la complejidad de su diseño.

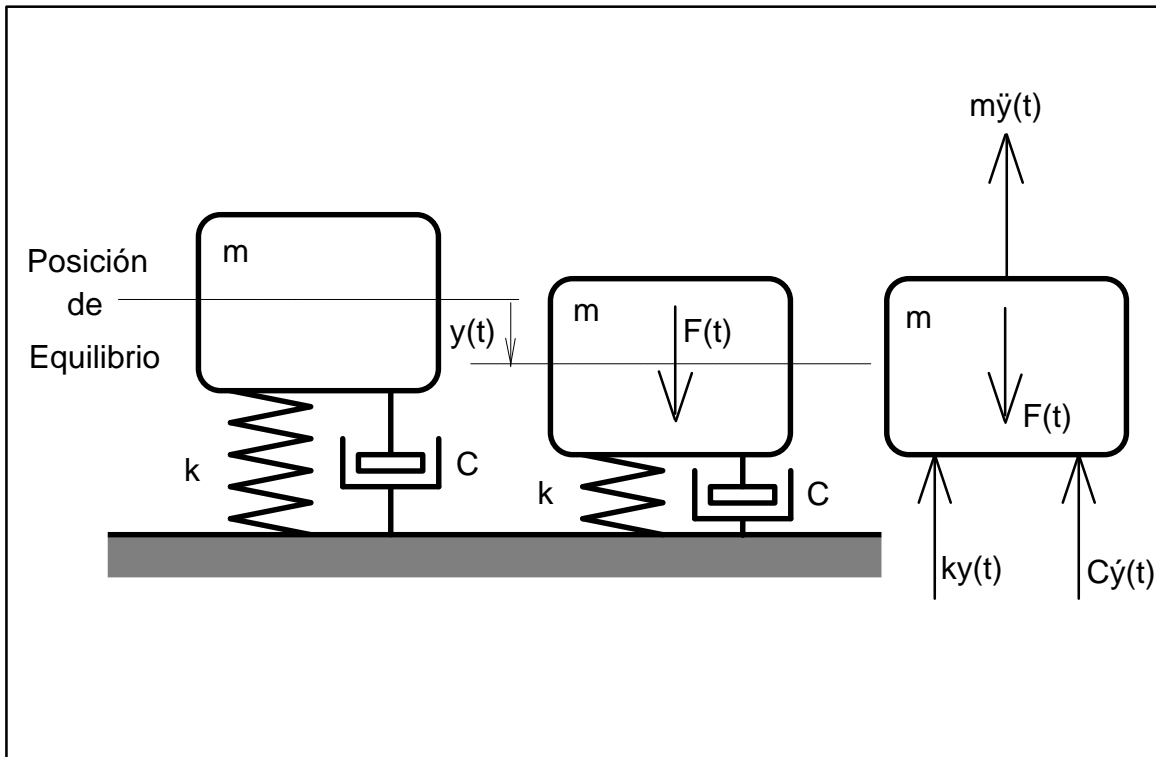


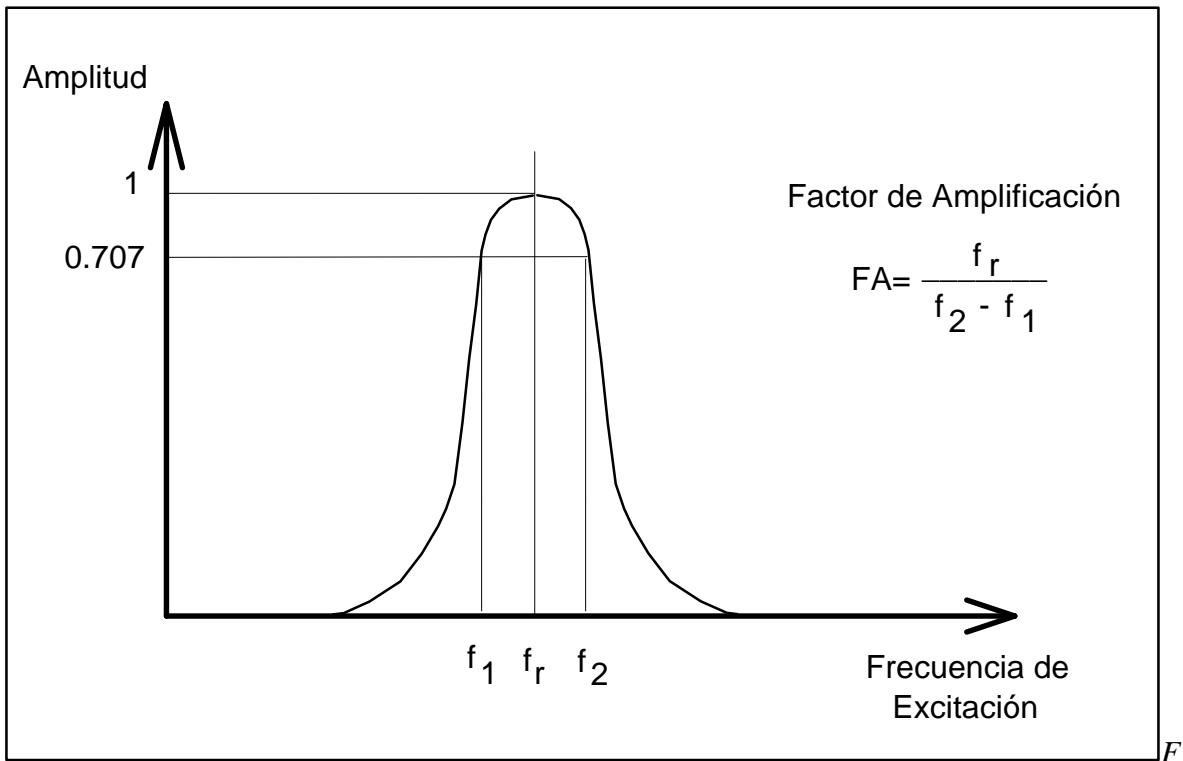
Figura 1.9. Sistema máquina - soportes bajo excitación armónica.

La resonancia tendrá lugar si la frecuencia de la fuerza excitadora está contenida dentro de la denominada **BANDA DE POTENCIA MEDIA**. Esta banda se define a 3 dB por debajo del pico correspondiente a la frecuencia de resonancia. Por otro lado, lógicamente esta **FRECUENCIA DE RESONANCIA** tendrá que estar relacionada con la frecuencia natural en dependencia del amortiguamiento presente, todo lo cual se expresa según:

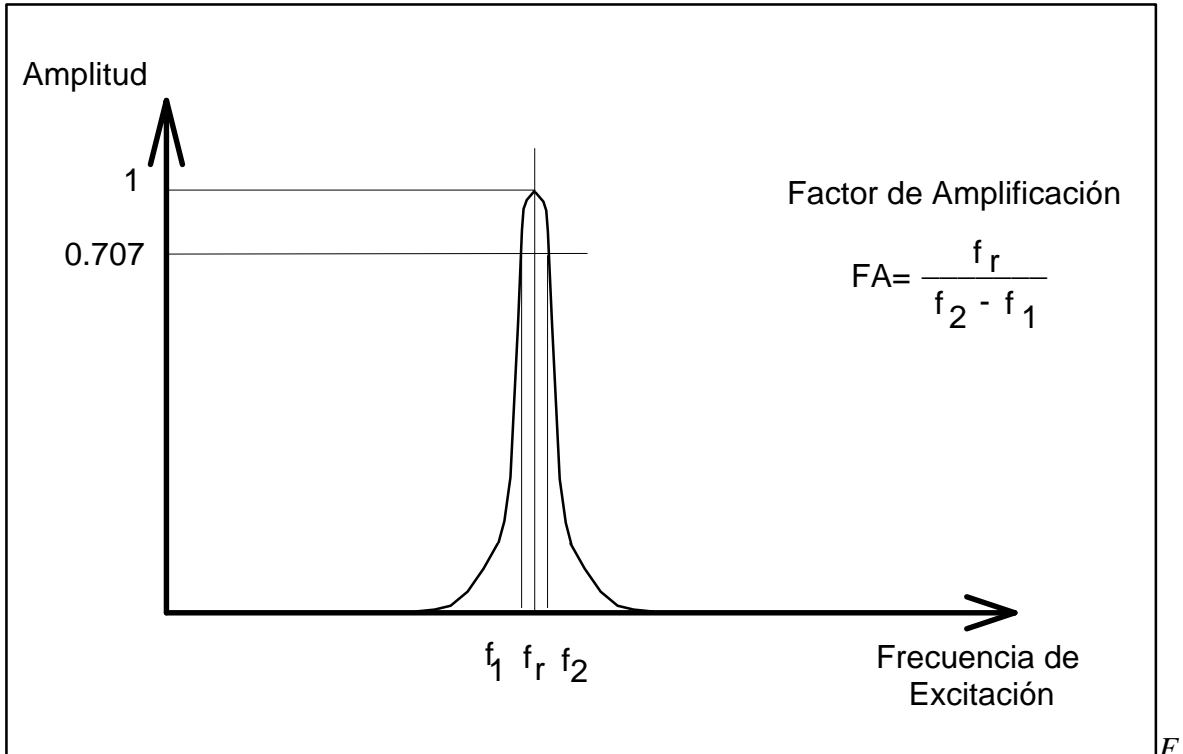
$$f_r = f_n \sqrt{1 - 2\zeta^2}$$

La norma *ISO 2041* establece que:

La RESONANCIA de un sistema bajo oscilaciones forzadas existe cuando cualquier cambio, incluso muy pequeño, en la frecuencia de la excitación, causa un decrecimiento en la respuesta del sistema.



igura 1.10. Resonancia modificada por cierta cantidad de amortiguamiento.



igura 1.11. Resonancia modificada por poco amortiguamiento.

Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias

Existen tres causas fundamentales que propician la presencia de vibraciones en las máquinas rotatorias a determinadas frecuencias, estas últimas se identifican como:

- a) Frecuencias generadas
- b) Frecuencias excitadas
- c) Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos

Frecuencias generadas

A veces se les identifica como frecuencias forzadas o frecuencias de diagnóstico y son aquellas que la máquina genera realmente durante su funcionamiento habitual. Representativas de estas frecuencias se tienen a los desbalances, el paso de las paletas de una turbina, la frecuencia de engranaje o el paso de los elementos rodantes por los defectos locales de las pistas de un cojinete de rodamiento, por citar algunas.

Frecuencias excitadas

Las frecuencias excitadas no son más que las frecuencias de resonancias de los elementos que componen las máquinas, incluyendo las estructuras portantes y los elementos no rotatorios en general.

Cuando se excitan las frecuencias de resonancia, las vibraciones son amplificadas de acuerdo con lo ilustrado en las Figuras 1.10 y 1.11, en virtud del amortiguamiento presente.

A juicio del autor, el problema que más excita las frecuencias de resonancias cercanas a la frecuencia de rotación de la máquina es el desbalance, que por muy pequeño que sea, puede ser amplificado severamente si se sintoniza la frecuencia de operación del rotor desbalanceado, con la frecuencia natural de éste en sus apoyos o del sistema máquina soportes.

Los especialistas en diagnóstico consideran que aproximadamente el 40% de los casos de niveles de vibraciones excesivos que se encuentran en la práctica, tienen como fuente principal al desbalance. Este tipo de problema constituye la mejor representación de una fuerza excitadora de carácter armónico, dada a través de la fuerza de inercia que se genera debido a la aceleración de una masa desbalanceada m_d que gira respecto al eje de rotación con una velocidad angular constante ω . Observe la Figura 1.12.

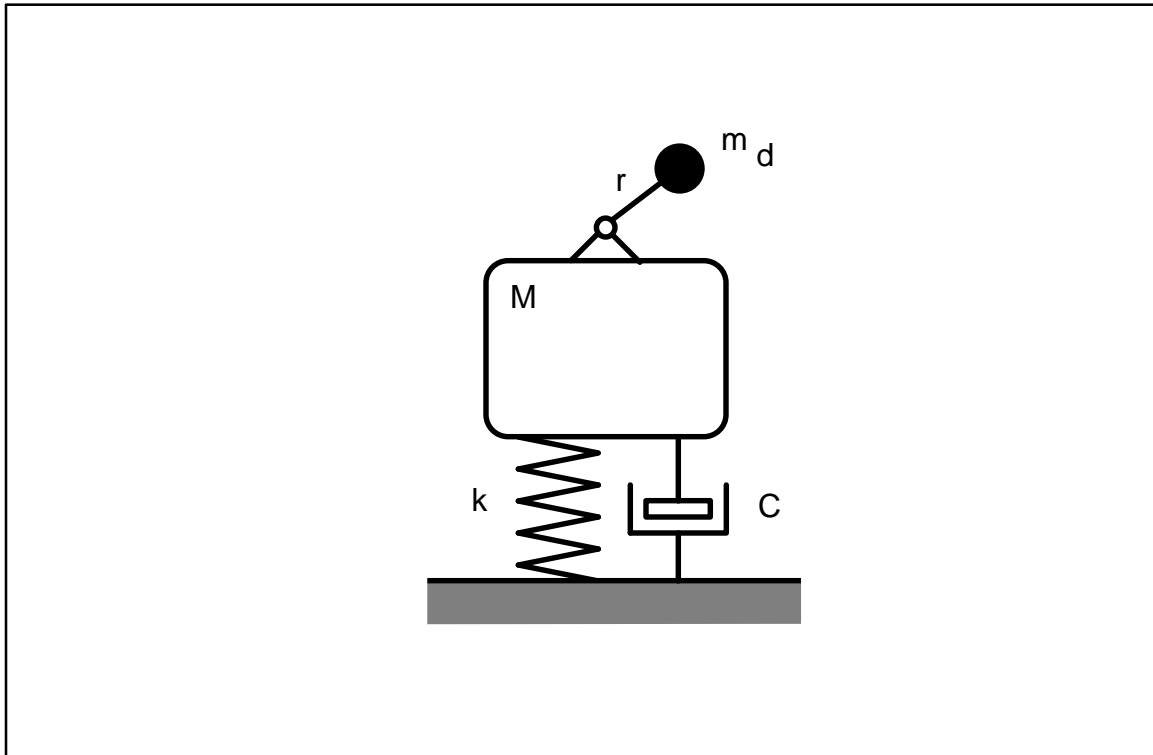


Figura 1.12. Presencia de una masa desbalanceada en el sistema máquina - soportes.

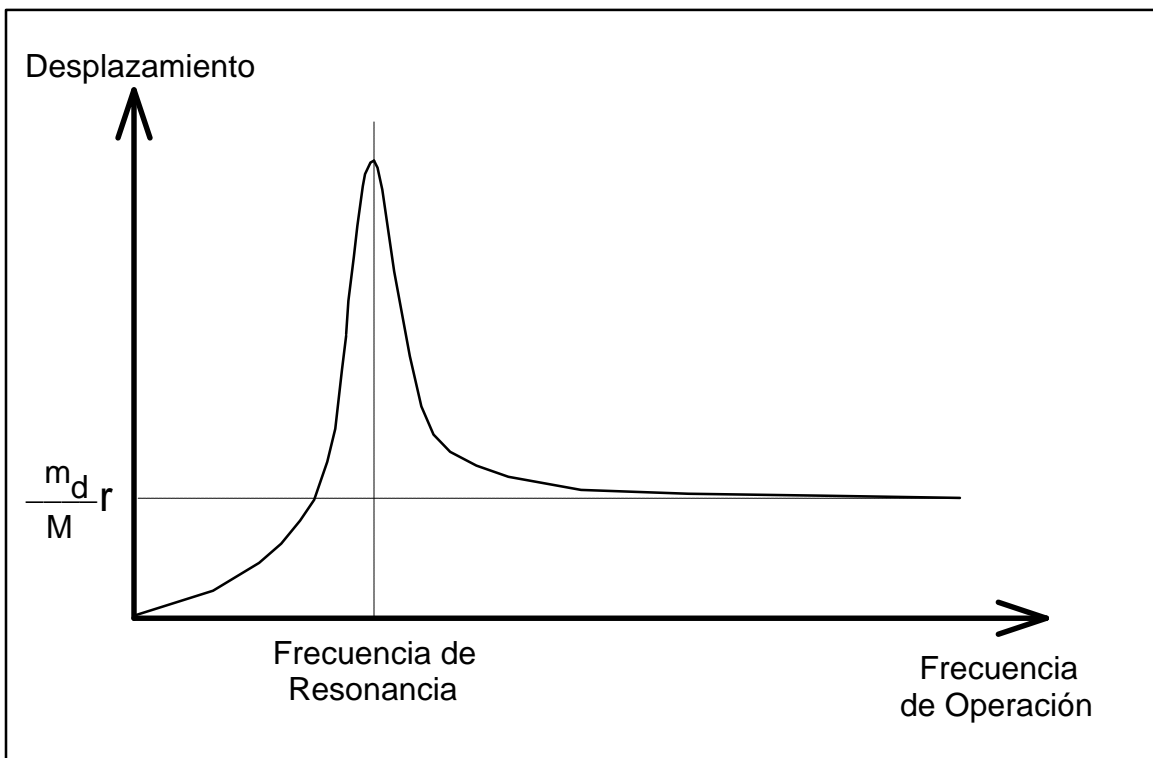


Figura 1.13. Respuesta de un sistema máquina - soportes ante los efectos de un desbalance rotatorio.

Es importante destacar que la masa excéntrica produce una fuerza que es a su vez un vector rotatorio con velocidad angular ω y amplitud $m_d \omega^2 r$. De igual forma, es conveniente analizar el problema desde el punto de vista de las frecuencias, cuyo comportamiento se representa en la Figura 1.13.

Observe como a frecuencia cero, lógicamente no existe amplitud del movimiento. Sin embargo, merece especial atención el hecho de que con independencia del amortiguamiento, la vibración estabilizará a una amplitud de desplazamiento $m_d r/M$ por lo cual es obvio que una buena condición de balanceo deberá garantizar el menor producto $m_d r$. Esto será abordado más adelante cuando se trate el problema del *Grado de calidad del balanceo* y el *Desbalance residual*. Observe además el notable crecimiento de la amplitud de las vibraciones en la máquina, cuando la velocidad de operación del rotor se asemeja a la frecuencia natural del sistema máquina - soportes.

Influencia de las vibraciones externas

En muchas ocasiones, es de gran importancia estudiar, cuantificar y controlar las vibraciones que llegan a la máquina debido a diferentes fuentes externas o sea, debido a fuerzas que no son generadas durante el funcionamiento de la propia máquina sino como consecuencia de la operación de máquinas vecinas.

En la Figura 1.14 se observa que ahora la fuerza excitadora actúa en la base «de masa despreciable» del sistema, por lo que se tendrá movimiento en el cuerpo de la máquina y en su propia base. Al igual que en otros casos, este efecto se representará en el dominio de las frecuencias, sobre la base de relacionar la amplitud de las vibraciones en el cuerpo de la máquina respecto a la amplitud de las vibraciones en su base.

En este caso, cuando la frecuencia de las vibraciones transmitidas por máquinas vecinas hacia la base de la máquina afectada es mucho mayor que la frecuencia natural del sistema máquina - soportes, entonces los propios soportes filtrarán los niveles de vibraciones, limitando la llegada de estos al cuerpo de la máquina (Figura 1.15). Por otra parte, en la propia Figura 1.15 se observa también que la influencia del amortiguamiento cambia drásticamente, dependiendo de la relación frecuencia de excitación/frecuencia natural por lo que, se deberá ser extremadamente cuidadoso al seleccionar o diseñar *calzos o soportes antivibratorios*.

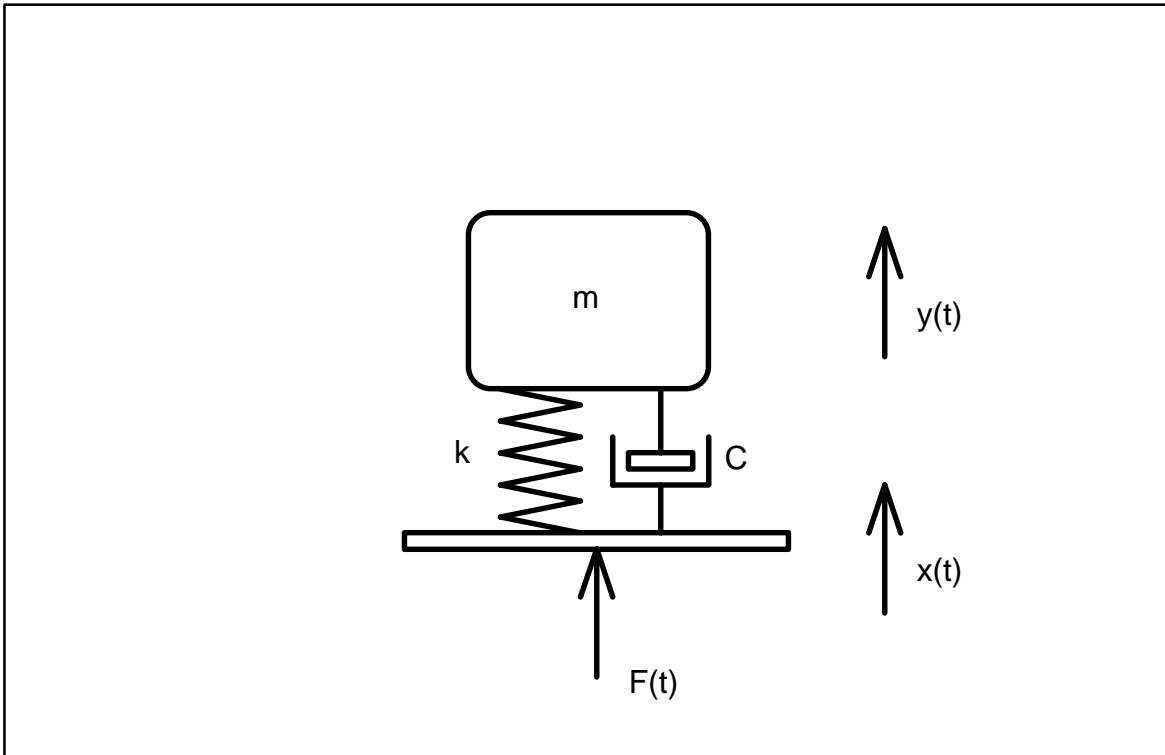


Figura 1.14. Problema de vibraciones en soportes.

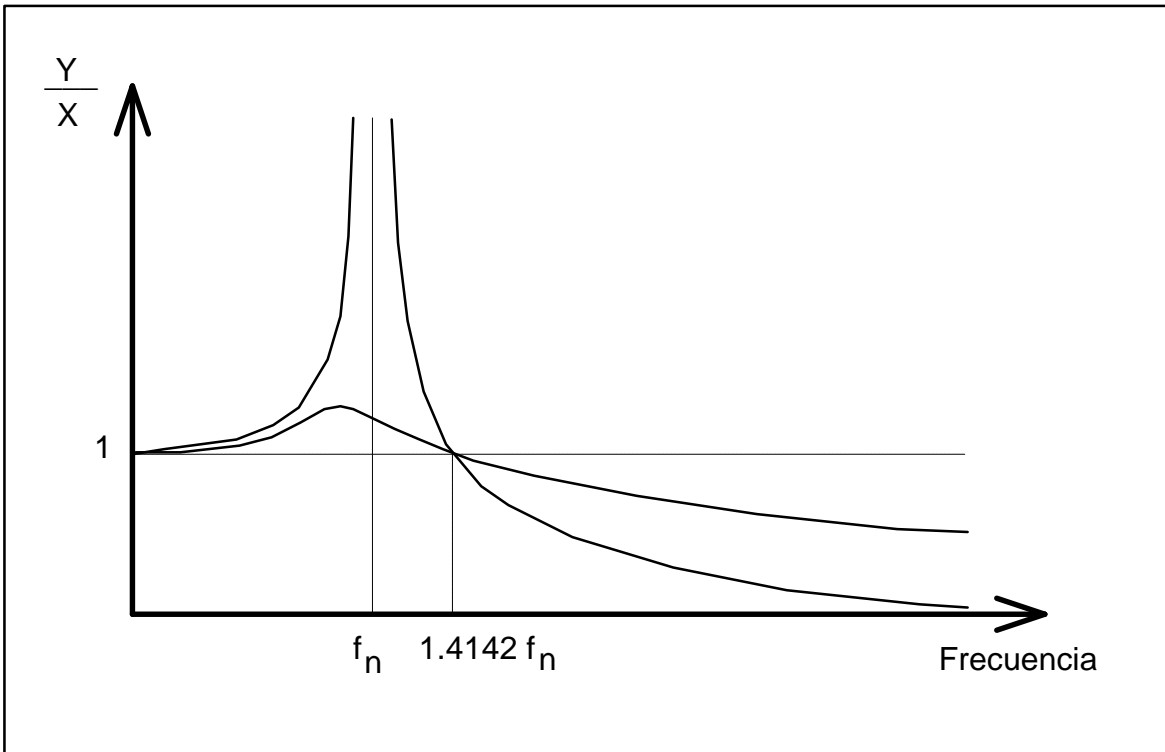


Figura 1.15. Relación entre la amplitud de las vibraciones en el cuerpo de la máquina y en la base de ésta.

En relación con esta problemática del aislamiento de vibraciones, pueden presentarse situaciones donde se requiera que la suspensión de la máquina amplifique los niveles de

vibraciones, tal es el caso de los vibrocompactadores, transportadores vibrantes, cribas vibratorias, etc. El autor tuvo la oportunidad de asesorar una investigación relacionada con el afinado de grano en fundiciones de aluminio mediante el vibrado del molde durante la colada, esta actividad se desarrolló en la Universidad Nacional Experimental Politécnica ANTONIO JOSÉ DE SUCRE, en la República de Venezuela.

Al iniciar la asesoría, la instalación ya diseñada debía transmitir a través de un sistema de resortes hacia el molde, las vibraciones producidas por un excitador de baja potencia, durante la colada del aluminio. Por supuesto, el molde es pesado y este problema se acentúa a medida que el molde se vaya llenando. Así, la suspensión debía ser capaz de amplificar las vibraciones de baja potencia producidas por el vibrador sin embargo, los resortes no fueron calculados, no se estimó teóricamente la respuesta dinámica del sistema y los resultados fueron funestos. De aquí la importancia de tener bien clara la interpretación física del diagrama de la Figura 1.15 y el análisis de la zona más propicia para operar al sistema.

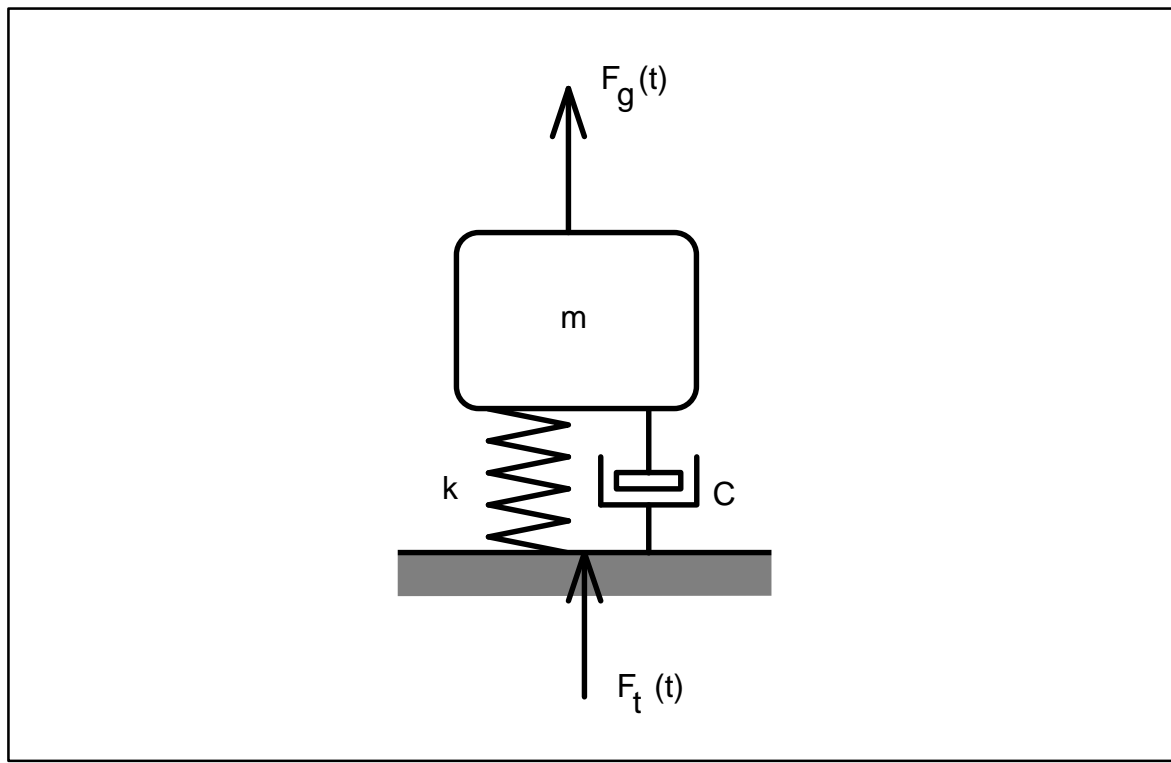


Figura 1.16. Transmisión de vibraciones hacia la base

Transmisión de vibraciones desde la máquina hacia sus soportes

De forma semejante, el cuerpo de la máquina es susceptible de ser excitado por fuerzas cuya transmisión hacia la base deberá ser minimizada, actividad ésta que tendrá que ser garantizada por los soportes (Figura 1.16).

Nuevamente, el interés se centra en el dominio de las frecuencias que, reporta un comportamiento idéntico al mostrado en la Figura 1.15 sólo que ahora, la relación de

amplitudes de vibraciones se expresa para los niveles de éstas transmitidos a los soportes, respecto a los generados por la propia máquina en términos de fuerza. O sea, la relación entre la amplitud del desplazamiento en el cuerpo de la máquina Y y el desplazamiento del soporte de ésta X , es la misma que entre la fuerza transmitida F_t y la fuerza generada F_g . Esta última relación se denomina *TRANSMISIBILIDAD*.

Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos

En algunos casos, cuando se obtienen los espectros de las vibraciones en una máquina, se observan frecuencias falsas o fuera de su ubicación correcta. Esto tiene lugar por ejemplo, en el caso de una vibración senoidal que por errores en el ajuste de los atenuadores de entrada del instrumento de medición, éste la registre recortada, lo cual produce un espectro falso.

Monitorado de vibraciones en la maquinaria industrial

Hasta el momento existen dos métodos fundamentales para la medición de vibraciones en maquinarias, dependientes de la magnitud que se desee medir y de la forma en que se tome energía del medio objeto de medición.

- a) Medición acústica.
- b) Medición de superficie.

Como consecuencia de las fuerzas que se producen entre los elementos de una maquinaria y de las vibraciones generadas por éstas, la superficie exterior de cada una de las piezas que conforman la máquina, estará variando de forma y de posición. Esto provoca cambios de presión en el aire que en general rodea a los equipos. Esta onda de presión se propaga en el aire afectando a objetos próximos a la fuente de vibración. Uno de estos objetos pudiera ser la membrana del tímpano del oído humano, la que a través del resto del sistema del oído, produce en el cerebro la sensación de sonido. De esta forma, la medición del sonido producido por una maquinaria da una medida de las vibraciones producidas por ésta. La medición de vibraciones por medio del sonido tiene como ventaja que al mismo tiempo, se miden las vibraciones de todos los puntos de la maquinaria, pero a la vez tiene una gran desventaja y es que, en la producción industrial muchas veces el sonido circundante es comparable o superior al que proviene de la máquina objeto de análisis. Es importante señalar que la medición acústica en principio, no debe ser confundida con la señal sonora que entregan a través de un par de audífonos, algunos instrumentos para el diagnóstico de rodamientos, como lo es el caso del popular *SPM*.

Por otro lado, es posible cuantificar no ya la propagación de la onda vibroacústica a través del aire, sino la vibración de la superficie de la maquinaria. Claro está, la medición tendrá que ser realizada en forma *DISCRETA* o sea, en algunos puntos de la máquina o de la estructura objeto de análisis y en forma *DIRECTA*, porque se mide a través del contacto entre el dispositivo de medición y la máquina. Sin embargo, algunos instrumentos pueden realizar lo que el autor acostumbra a denominar *medición indirecta de superficie*. Estos instrumentos emplean sensores que no hacen contacto con la superficie donde se desea medir vibraciones pero, con diseños basados en los principios de la capacitancia variable, la reluctancia variable, las corrientes de *Eddy* o en algunos casos empleando rayos láser, permiten cuantificar las vibraciones desde el punto de vista relativo y/o absoluto.

Descripción de los niveles de vibraciones

Las vibraciones pueden ser observadas en el *TIEMPO* o en *FRECUENCIA*. Al efectuar la medición del nivel de vibraciones es necesario definir qué magnitud física se desea cuantificar para describir la vibración, de aquí que para ello pueda ser empleado, el *DESPLAZAMIENTO*, la *VELOCIDAD* y/o la *ACELERACIÓN*.

La norma *ISO 2041* introduce las siguientes definiciones en relación con estas magnitudes:

El DESPLAZAMIENTO es una cantidad vectorial que describe el cambio de posición de un cuerpo o partícula con respecto a un sistema de referencia.

La VELOCIDAD es un vector que especifica la derivada del desplazamiento en el tiempo.

La ACELERACIÓN es un vector que especifica la derivada de la velocidad en el tiempo.

Estas magnitudes pueden ser expresadas según las siguientes relaciones:

$$y(t) = Y \sin(2\pi f t)$$

$$v(t) = (2\pi f)Y \sin\left(2\pi f t + \frac{\pi}{2}\right)$$

$$a(t) = (2\pi f)^2 Y \sin(2\pi f t + \pi)$$

De igual forma, estas magnitudes están relacionadas entre sí en términos de amplitud es decir, para ondas armónicas sus amplitudes se relacionan a través de la frecuencia de la propia onda, según:

$$V = \frac{A}{2\pi f} \quad ; \quad Y = \frac{V}{2\pi f} \quad ; \quad Y = \frac{A}{(2\pi f)^2}$$

siendo:

Y , la amplitud del desplazamiento

V , la amplitud de la velocidad

A , la amplitud de la aceleración

Dominios del tiempo y de la frecuencia

Según se ilustró en el primer capítulo, las vibraciones pueden ser observadas en dos dominios básicos o sea, el dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia. Ambos presuponen una vinculación directa. Electrónicamente hablando, la vibración es registrada en virtud de una señal eléctrica que es proporcional al fenómeno mecánico que se está

cuantificando. Ésta se obtiene en forma primitiva en el dominio del tiempo, observe la Figura 2.1.

Posteriormente, para obtener el llamado *ESPECTRO* de las vibraciones es necesario hacer pasar la señal a través de un filtro de "barrido" que sucesivamente irá desentrañando cada una de las componentes de la vibración por frecuencias.

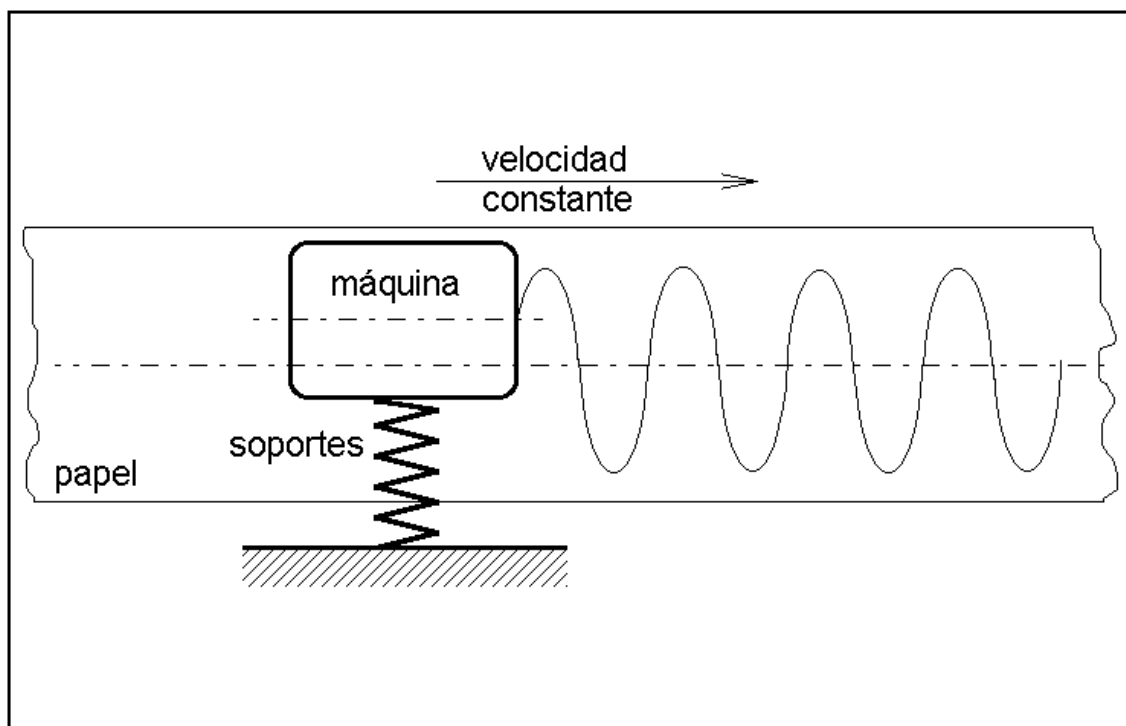


Figura 2.1. Registro primitivo de las vibraciones en un sistema máquina - soportes

Desde el punto de vista matemático, el dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia se relacionan a través del aparato matemático ideado por *FOURIER*³ en el siglo XIX.

Actualmente, la evolución de la electrónica digital ha permitido incorporar la conocida *Transformada Rápida de FOURIER* (FFT) en instrumentos de medición y en programas de computación. En cualquiera de estos casos, el espectro obtenido muestra la distribución de los niveles de vibraciones por frecuencias. La Figura 2.2 ilustra una vibración armónica con 125 Hz de frecuencia, y una amplitud de velocidad de 5 mm/s . El espectro correspondiente se muestra en la Figura 2.3, observe el pico único a una frecuencia de 125 Hz y con una amplitud de 4.85 mm/s .

Un ejemplo muy interesante también lo constituye el caso de una señal de tipo onda rectangular como la mostrada en la Figura 2.4, exhibiendo una frecuencia fundamental de 400 Hz con una amplitud de 0.5 V y cuyo espectro se ilustra en la Figura 2.5. Observe la presencia de un pico a la frecuencia fundamental (400 Hz) y un conjunto de armónicas

³ Matemático francés cuyos trabajos relacionados con el análisis de armónicas se considera la mayor contribución de la matemática a la ingeniería.

impares o sea, picos decrecientes en amplitud a frecuencias de 1200 Hz , 2000 Hz , 2800 Hz , 3600 Hz , 4400 Hz y así sucesivamente.

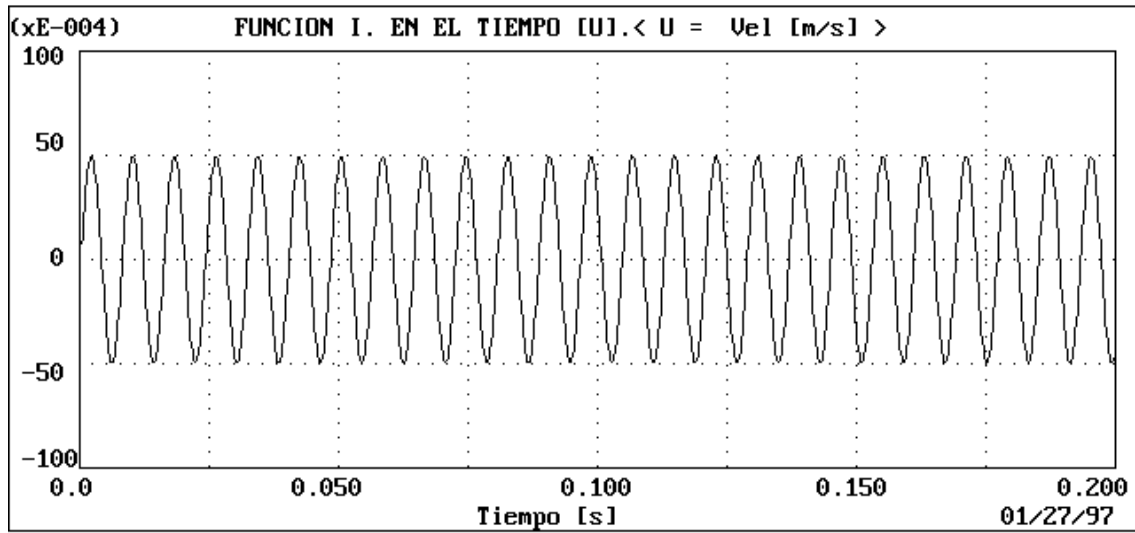


Figura 2.2. Vibración armónica

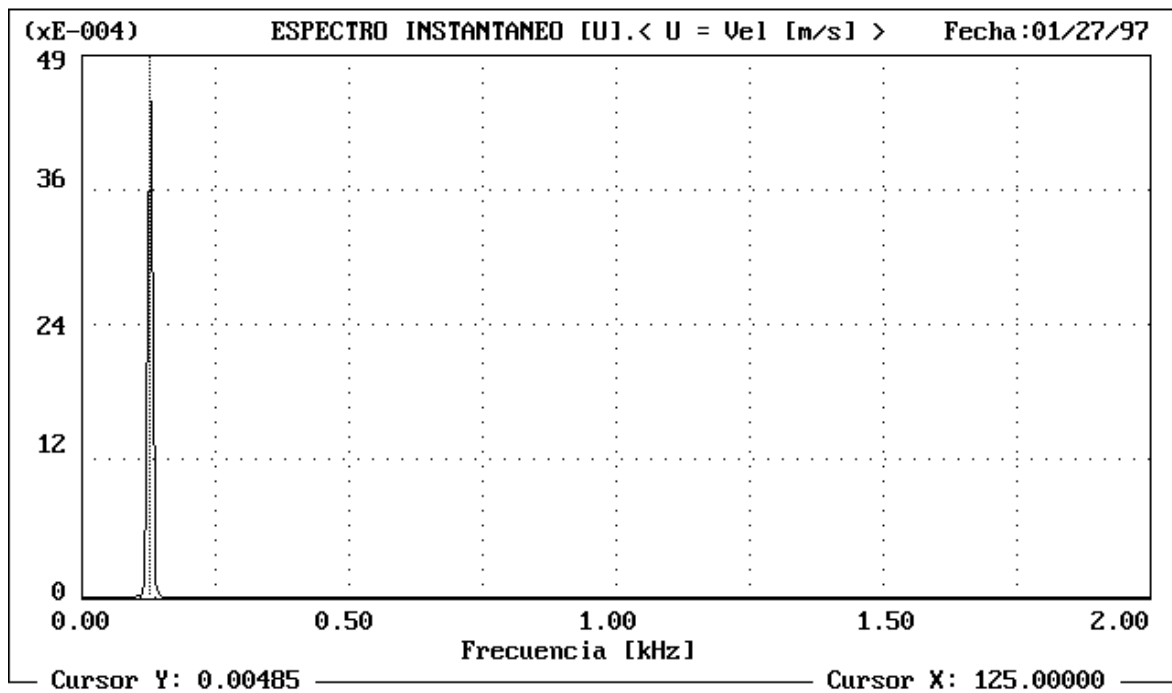


Figura 2.3. Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 2.2.

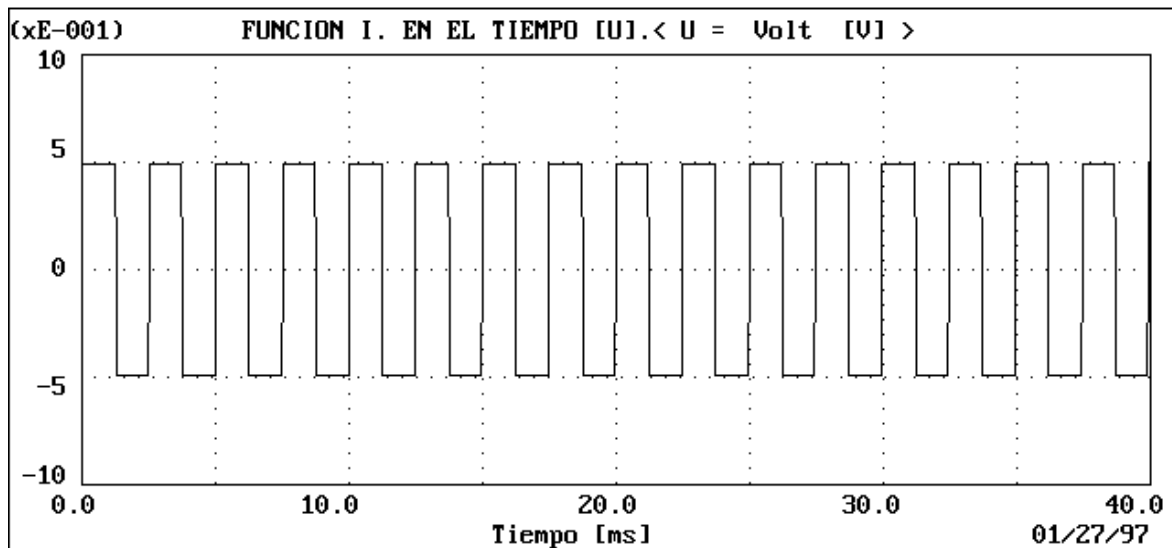


Figura 2.4. Onda rectangular

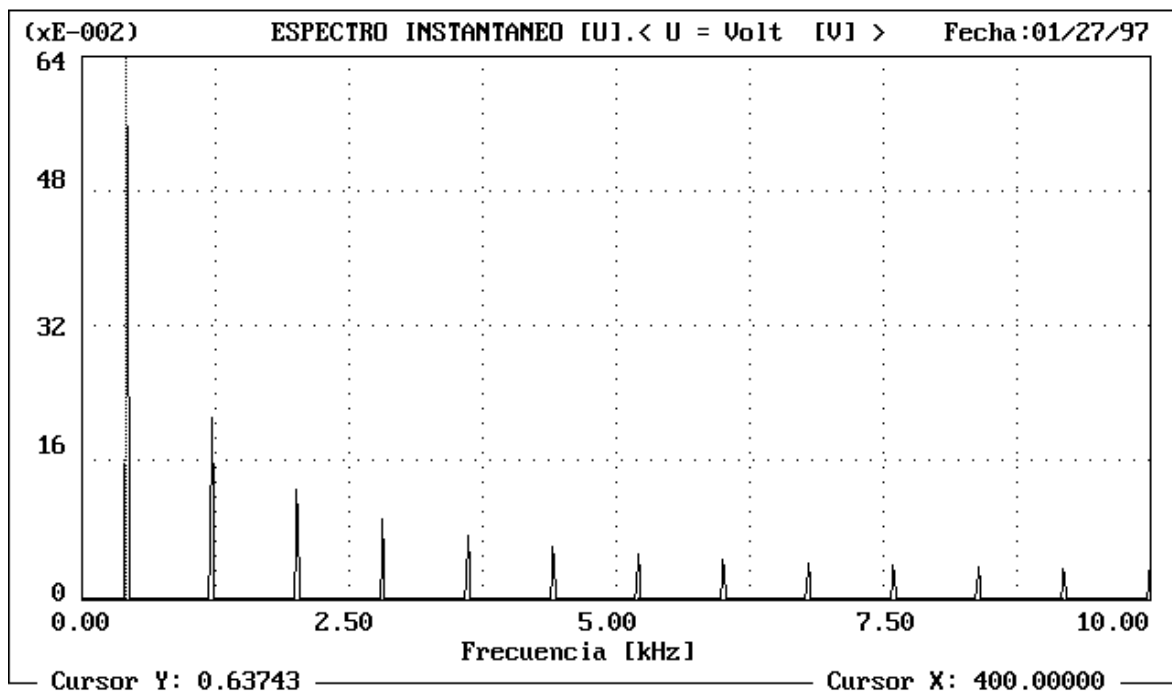


Figura 2.5. Espectro de la señal de la Figura 2.4.

Por otro lado, cuando la vibración (Figura 2.6) es registrada en un punto de una máquina real, entonces el espectro exhibirá componentes en toda la banda de frecuencias en que fue realizada la medición, a diferencia de los casos anteriores en los que los espectros obtenidos son de naturaleza discreta. Este resultado se observa claramente en la Figura 2.7.

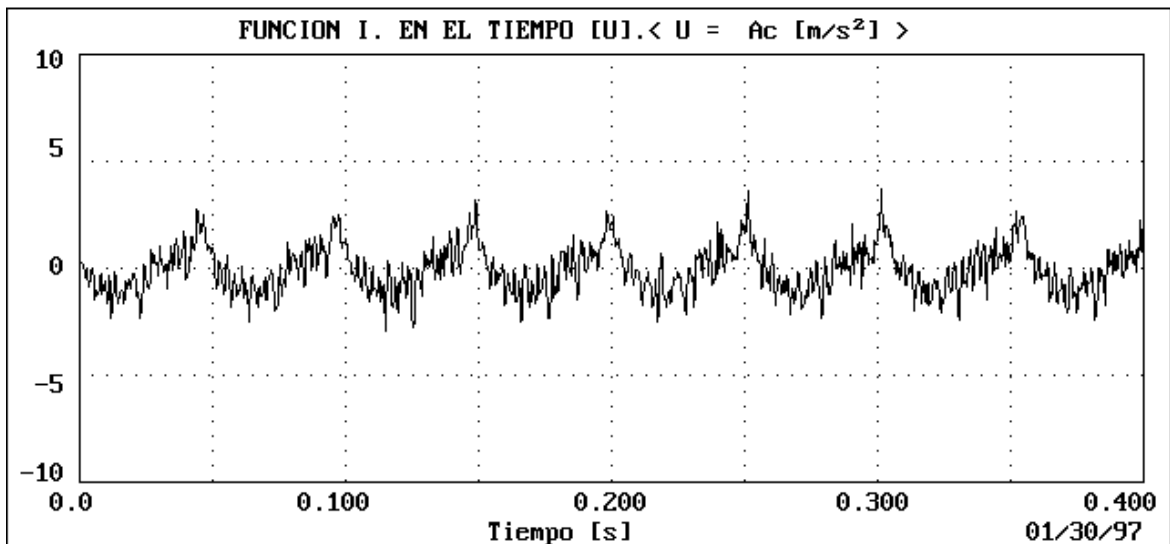


Figura 2.6. Registro real de vibraciones obtenido en una máquina.

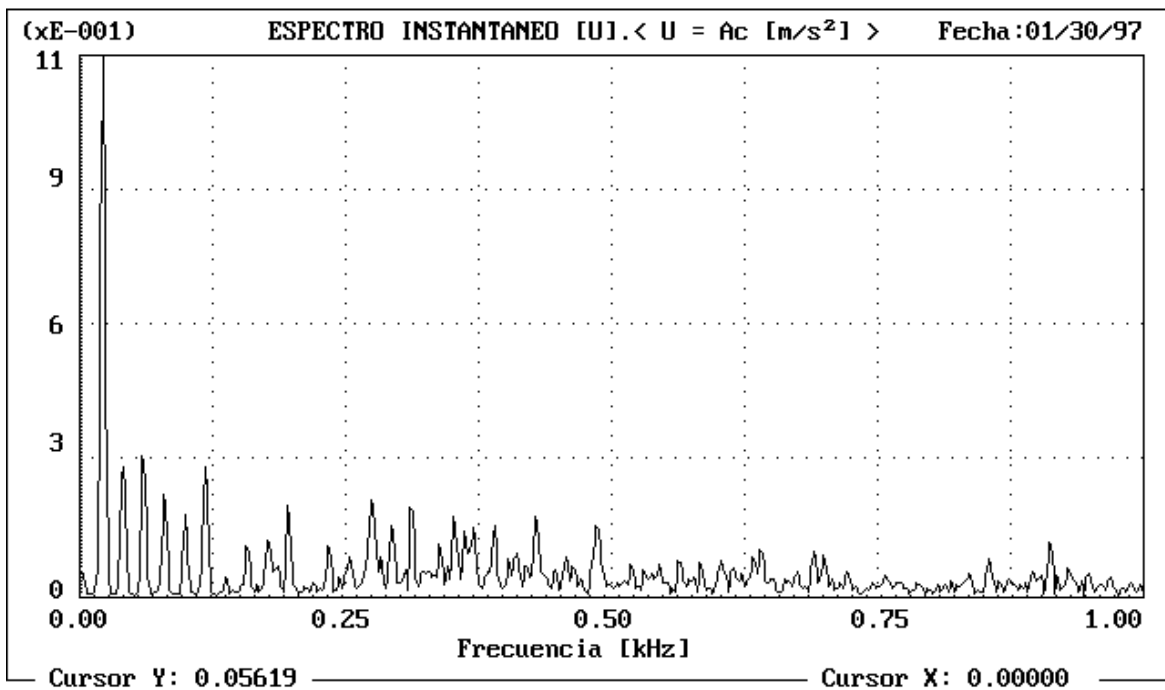


Figura 2.7. Espectro de la vibración ilustrada en la Figura 2.6

Análisis en el dominio del tiempo

En la Figura 2.8 se observa la representación de una vibración en el dominio del tiempo, a partir de la cual, en términos de *NIVEL TOTAL*⁴ se han indicado los valores *PICO*, *PICO-PICO* y *RMS*. De todos ellos, el más utilizado en la medición de vibraciones es el valor *RMS* o *VALOR EFECTIVO* que está asociado a la potencia de la vibración. Este último se determina en forma discreta según:

⁴ De la denominación en idioma inglés OVERALL LEVEL

$$Y_{RMS} = \sqrt{\frac{y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + \dots + y_N^2}{N}}$$

que en el caso particular de una vibración armónica será:

$$Y_{RMS} = 0.707 Y_{PICO}$$

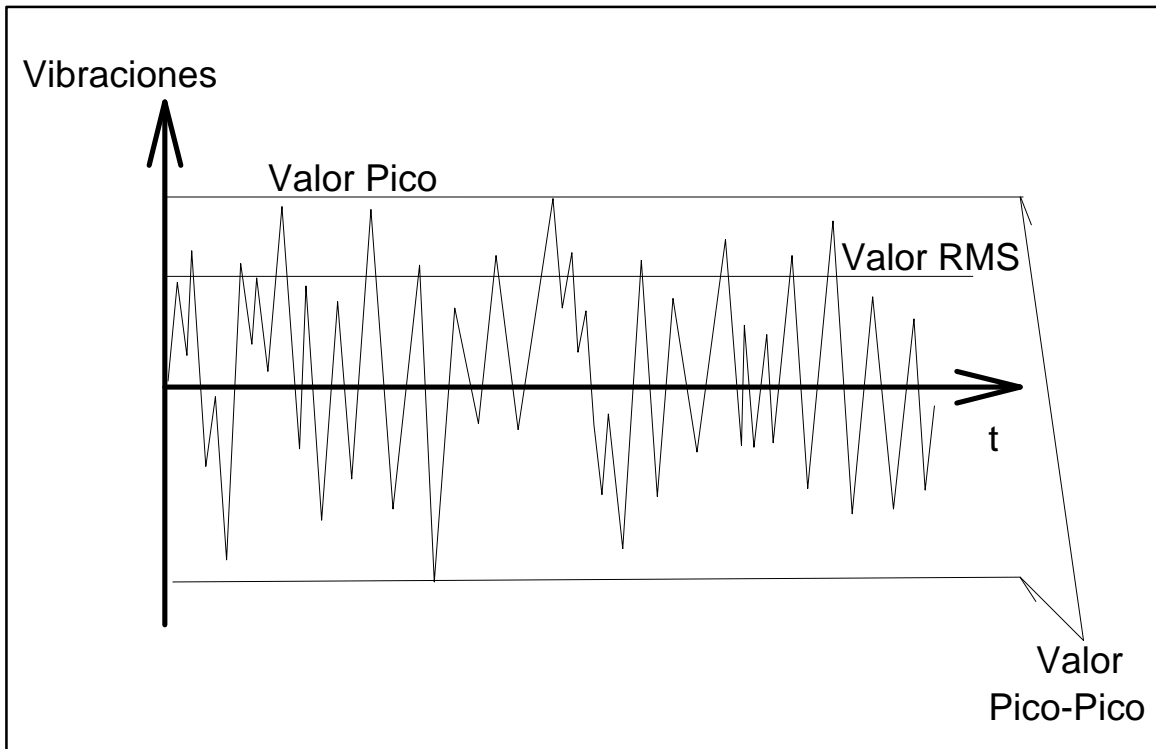


Figura 2.8. Parámetros característicos

Un factor de relativa importancia para el diagnóstico de maquinarias y estructuras es el llamado *FACTOR DE CRESTA (CF)*, expresado según el cociente entre el valor Pico y el valor RMS.

$$CF = \frac{Y_{PICO}}{Y_{RMS}}$$

La detección del valor PICO-PICO se emplea para las mediciones de desplazamiento. Los detectores de PICO y RMS se usan para las mediciones de velocidad y aceleración, pero recuerde que el valor RMS está relacionado directamente con la potencia de la señal vibroacústica medida.

La norma *ISO 2041* también contempla definiciones del valor PICO y del valor PICO-PICO, según se expresa a continuación:

El valor PICO es el valor máximo de una magnitud (aceleración, velocidad, desplazamiento) que varía durante cierto intervalo de tiempo.

El valor PICO-PICO (de un evento oscilatorio) es la diferencia algebraica entre los valores extremos de una magnitud que varía durante cierto intervalo de tiempo.

Análisis en el dominio de la frecuencia

Cuando se procede a efectuar la medición de las vibraciones sobre la base de la descomposición de éstas en su contenido a diferentes frecuencias, es necesario decidir qué magnitud se medirá. La velocidad es la medida de cuán rápido la superficie vibrante alcanza sus posiciones extremas. El rango de frecuencias efectivo para transductores de velocidad es de entre 10 Hz y 2000 Hz aproximadamente, prefiriéndose la medición de velocidad por no estar relacionada con la frecuencia.

Por su parte, el desplazamiento es la medida de las posiciones extremas de la superficie que vibra. Está relacionado con la frecuencia por lo que cualquier medición de desplazamiento tendrá que ser realizada a una frecuencia específica. El rango de frecuencias efectivo aproximado para transductores de proximidad es de entre 0 y 600 Hz . En el caso de transductores para la medición de desplazamiento por contacto el rango de frecuencias efectivo es de entre 0 y 200 Hz .

La aceleración expresa la razón de cambio de la velocidad desde la posición de equilibrio hasta los extremos, teniéndose aceleraciones altas a altas frecuencias. Los transductores para la medición de la aceleración de las vibraciones con alta sensibilidad poseen un rango de frecuencias efectivo de entre 0.2 Hz y 500 Hz aproximadamente y los de mas baja sensibilidad exhiben un rango de frecuencias de entre 5 Hz y hasta 20000 Hz .

Unidades de medición

Según la norma **ISO 1000** la unidades empleadas para cuantificar los niveles de vibraciones son las siguientes:

MAGNITUD	UNIDADES
Desplazamiento	m, mm, μm
Velocidad	m/s, mm/s
Aceleración	m/s^2 , G's ($9,809\text{ m/s}^2$)

Algunos instrumentos con aplicaciones específicas emplean el *deciBell* [dB] para cuantificar vibraciones y sonido. Para relacionar amplitudes, el *deciBell* se formula de la siguiente forma:

$$N_{dB} = 20 \log_{10} \frac{X}{X_o}$$

Revisando la formulación del *deciBell* se observa que es una unidad que expresa relatividad entre dos magnitudes por ello, cuando se utilice deberá estar acompañada de la información relacionada con la referencia por ejemplo, $64 \text{ dB re } 10^{-6} \text{ mm/s}$. Las referencias admitidas para vibraciones según la norma *ISO R 1683* son las siguientes:

Magnitud	Referencia
Aceleración de las vibraciones	10^{-6} m/s^2
Velocidad de las vibraciones	10^{-9} m/s
Fuerza de las vibraciones	10^{-6} N

Elementos funcionales en un sistema de medición

La forma primitiva de observación de las vibraciones se sustenta en el dominio del tiempo. En la Figura 2.1 se muestra una abstracción de lo que es en principio una medición en el dominio del tiempo. El sistema máquina - soportes de la Figura 2.1, tiene instalada en el cuerpo de la máquina, una plumilla que deja un trazo sobre una tira de papel que avanza a velocidad constante a medida que el sistema oscila respecto a cierta posición de equilibrio. La gráfica obtenida no es más que la variación del desplazamiento de la máquina en función del tiempo. Esto por supuesto es sólo un esquema simplificado e ilustrativo de lo que es una medición en el tiempo, ya que lo normal es emplear un sensor o

TRANSDUCTOR como dispositivo capaz de convertir la magnitud que se desea cuantificar en una señal eléctrica que pueda ser "leída" por otro instrumento. Según la norma *ISO 2041*,

TRANSDUCTOR es un dispositivo diseñado para recibir energía de un sistema y suministrar energía ya sea del mismo tipo o de otra naturaleza, hacia otro sistema, de forma tal que a la salida del transductor aparezca la característica de interés de la energía de entrada.

Sin embargo, cuando se mide vibraciones con el objetivo de diagnosticar problemas en máquinas y estructuras, el análisis se debe efectuar en el dominio de las frecuencias para lo cual en forma funcional se emplea un sistema como el mostrado en la Figura 2.9.

Así, la señal eléctrica que entrega el *sensor* deberá ser acondicionada por el llamado *preamplificador* para luego ser "leída" por el *detector - indicador* que presentará la información de forma digital o analógica. Claro está, para ejecutar el análisis por frecuencias es necesario incorporar un *filtro* y un *registrador* gráfico, que en operación conjunta con el *detector - indicador* serán los encargados de descomponer la señal vibroacústica en sus múltiples amplitudes y frecuencias, produciendo el conocido espectro de las vibraciones.

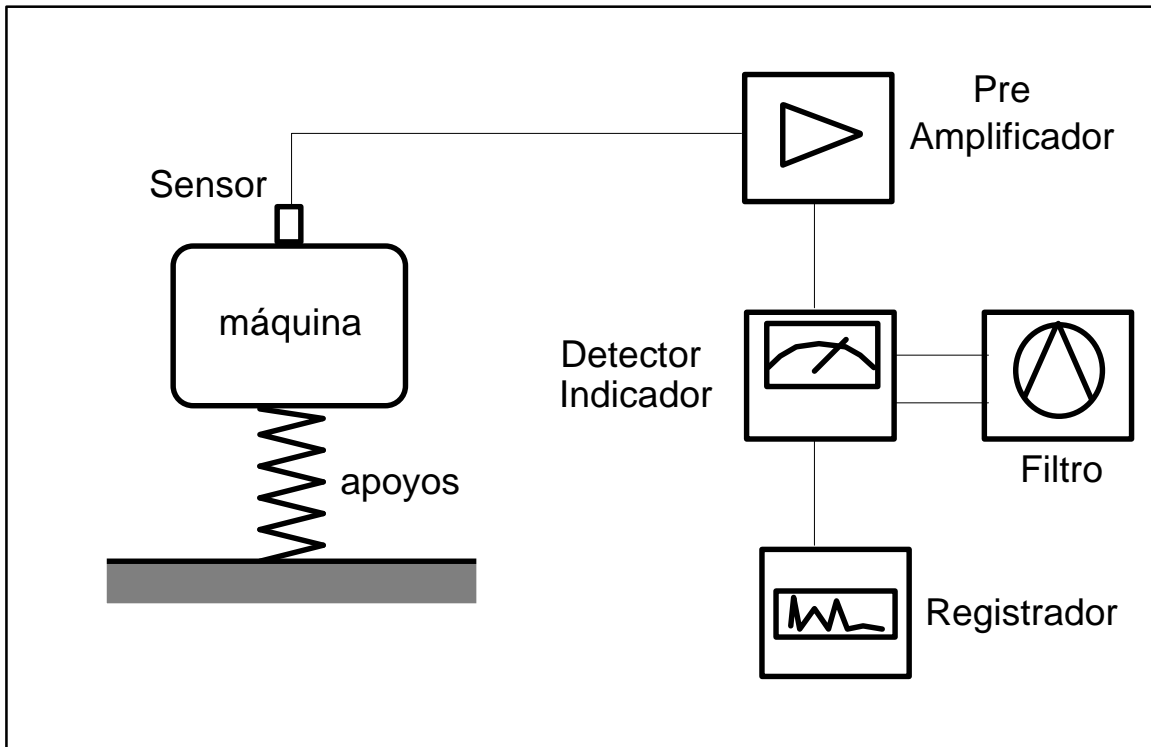


Figura 2.9. Diagrama funcional para la obtención de espectros de vibraciones.

Transductores de desplazamiento.

Los transductores de desplazamiento son de gran utilidad industrial, ya sea con el objetivo de medir la expansión de la carcasa de una turbina o el movimiento orbital de un eje en su cojinete de deslizamiento. Existen varios tipos de transductores de desplazamiento pero pueden ser clasificados en dos grandes grupos, estos son:

- a) Transductores de desplazamiento por contacto
- b) Transductores de desplazamiento sin contacto

Transductores de desplazamiento por contacto

Este tipo de transductor de desplazamiento necesita del contacto físico con la superficie que vibra y su diseño está sustentado por dos enrollados y un núcleo cilíndrico (Figura 2.10). El enrollado primario se energiza a través de una tensión eléctrica alterna (AC) con amplitud constante y frecuencia de entre 1 y 10 kHz. Esto a su vez produce un campo magnético en el centro del transductor que induce una señal eléctrica en el enrollado secundario de acuerdo con la posición del núcleo. La señal de salida del secundario se procesa y luego de ser rectificada y filtrada se cuantifica como una señal de directa (DC) que puede variar entre 4 y 20 mA en función de la posición del núcleo móvil.

Este tipo de transductor, conocido como *Transformador Diferencial Lineal Variable (LVDT⁵)* posee su mejor cualidad en el hecho de que, su núcleo móvil no hace contacto con

⁵ Linear Variable Differential Transformer

otros componentes que puedan absorber energía mecánica, lo cual le atribuye una extensa vida útil y una alta precisión.

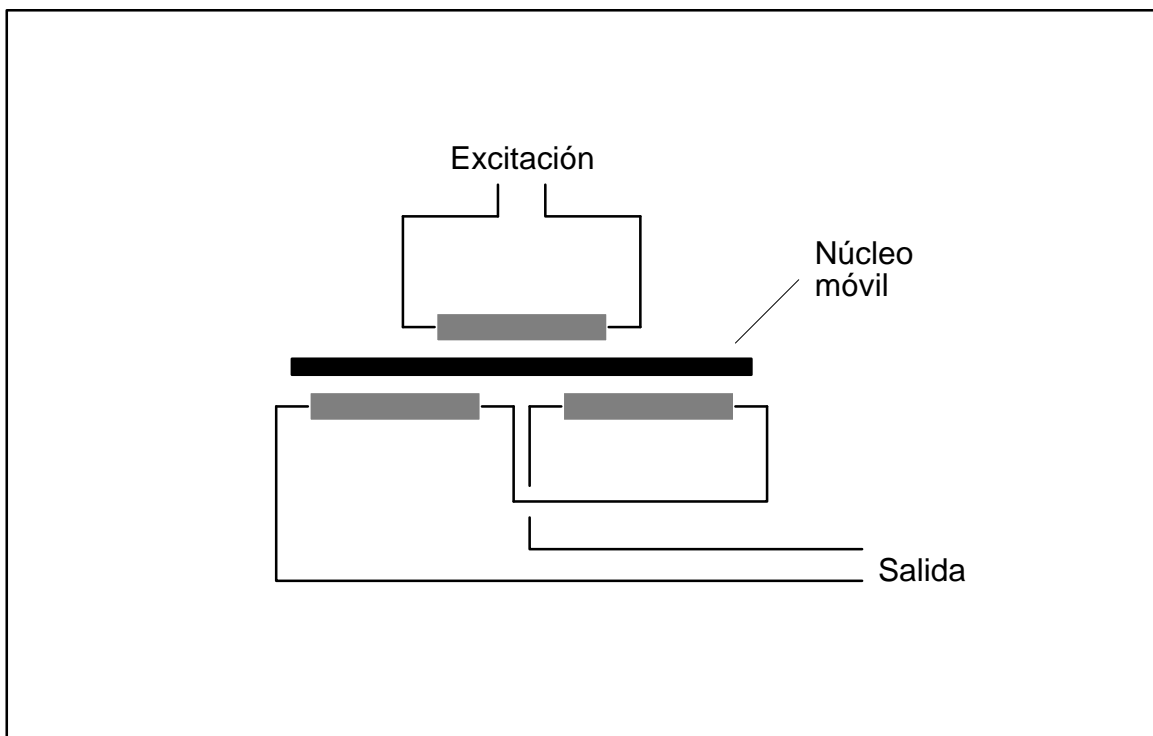


Figura 2.10. Esquema funcional de un LVDT.

Transductores de desplazamiento sin contacto

La proporcionalidad que existe entre la capacitancia y la distancia entre las placas de un capacitor puede ser aprovechada para medir el desplazamiento relativo entre la superficie de la máquina y el transductor. Observe en la Figura 2.11 que al acercar el transductor (placa fija) a la superficie vibratoria, la distancia entre ambos variará de acuerdo con los niveles de vibraciones en lo que sería la placa móvil del capacitor. Esta variación se traduce en cambios de la capacitancia del circuito de medición lo cual se convierte posteriormente a una señal eléctrica aprovechable por medio de diferentes circuitos de detección. El autor ha empleado este tipo de transductor en la determinación de la llamada indentación en cojinetes de rodamiento, como parte de los ejercicios experimentales de una Tesis Doctoral.

Por otro lado, existen también los llamados *Transductores de Corrientes de Eddy*, muy utilizados para la medición de holguras dinámicas en cojinetes de deslizamiento, que combinadas adecuadamente permiten disponer del comportamiento orbital del eje. De igual forma, pueden ser empleados como referencias de fase de las vibraciones y como detectores de velocidad de rotación.

El principio de funcionamiento de estos transductores se basa en el encapsulamiento de un enrollado en su extremo libre, que al ser conectado a la unidad de alimentación del propio sensor, genera una señal de alta frecuencia que es transmitida (sin contacto) hacia la superficie del elemento cuyo desplazamiento se desea medir. Esto hace que se produzcan corrientes de *Eddy* cuya componente de directa (DC) es proporcional a la distancia entre el extremo del transductor y la superficie que vibra. Tal efecto genera también una

componente de alterna (AC) que revela las irregularidades de la superficie rotatoria. Su sensibilidad puede variar desde $2mV/mm$ hasta $8mV/mm$ pudiéndose medir desplazamientos dinámicos de hasta $8mm$ aproximadamente.

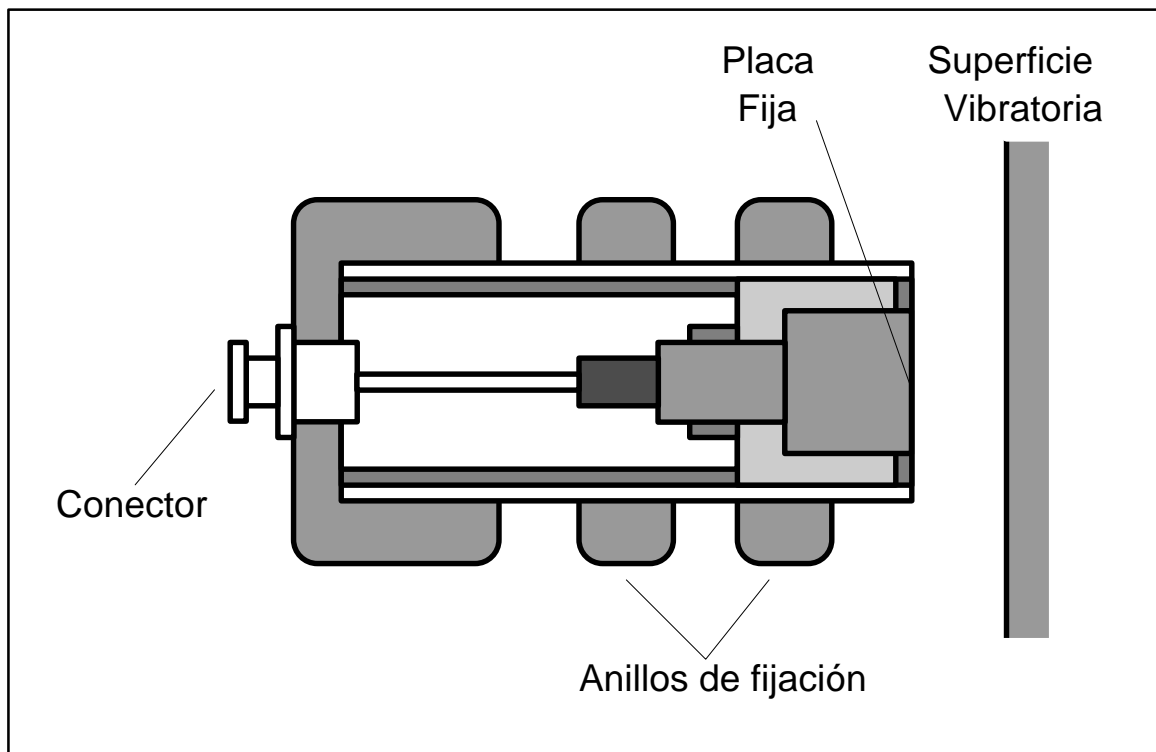


Figura 2.11. Transductor capacitivo(Brüel & Kjær MM 0004).

Transductores sísmicos

Para poder medir el movimiento absoluto de una superficie empleando un transductor de movimiento relativo se utiliza el principio del movimiento sísmico. (Figura 2.12)

La medición de movimientos absolutos exige del esquema básico mostrado en la Figura 2.12, colocando entre la masa sísmica m y la *base* un transductor de desplazamiento relativo. Observe como a partir de cierto valor de frecuencia la amplitud de las vibraciones Y en la masa sísmica es nula por lo que se estará cuantificando directamente la amplitud de la vibraciones X en la base.

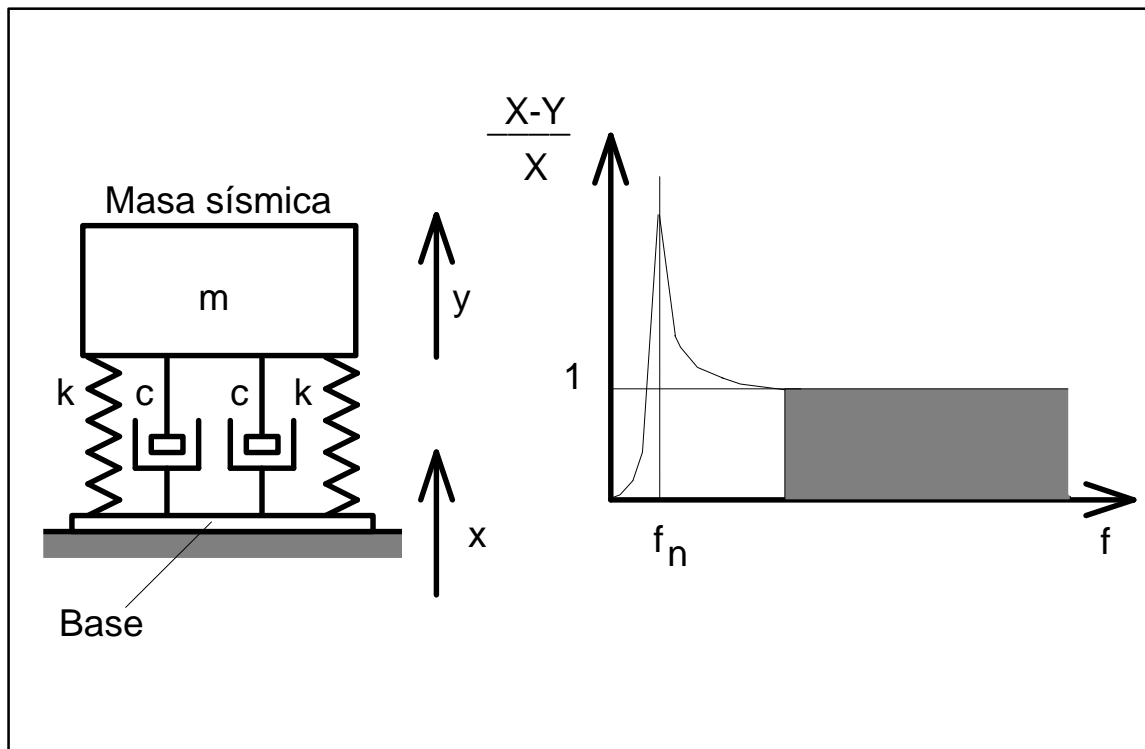


Figura 2.12. Principio básico del transductor sísmico.

Transductores de velocidad

Los transductores de velocidad basados en el movimiento sísmico responden a un diseño similar al que se observa en la Figura 2.13. Un enrollado soportado por resortes de muy baja rigidez y un imán permanente se fijan a la carcasa del transductor de manera que se cree un campo magnético muy fuerte dentro del cual esté "sumergido" el propio enrollado.

Cuando la carcasa del transductor se fija a la superficie de medición, el imán permanente "copia" el movimiento de la superficie de medición. El enrollado se mantiene inmóvil (movimiento sísmico) y el movimiento relativo entre el campo magnético y el enrollado es el mismo que el de la superficie de medición respecto a un punto fijo. El voltaje generado será directamente proporcional a este movimiento.

La sensibilidad de estos transductores es expresada en "**potencial eléctrico/velocidad**". Los producidos por la firma *IRD Mechanalysis*, por ejemplo los modelos 544 y 544M, poseen una sensibilidad de *1080 miliVolt PICO por pulgadas/segundo*, lo cual quiere decir que por cada *pulgada/segundo* de velocidad el captador genera *1.08 Volt*.

Esta sensibilidad es constante sólo dentro de cierto rango de frecuencias. A bajas frecuencias la sensibilidad decrece y la medición reporta una lectura menor que la real.

A manera de ejemplo, la Tabla II.1 relaciona los límites de frecuencias máximas de operación satisfactoria durante la medición de vibraciones con transductores de velocidad de la firma *IRD Mechanalysis*, de acuerdo con el método de fijación empleado.

Tabla II.1 Límites de frecuencia según la fijación de un transductor de velocidad

TIPO DE FIJACIÓN	LÍMITE DE FRECUENCIA MÁXIMA en CPM
Perno roscado	90 000
Directo (con la mano)	60 000
Soporte magnético	37 000
Puntero de 9"	16 000

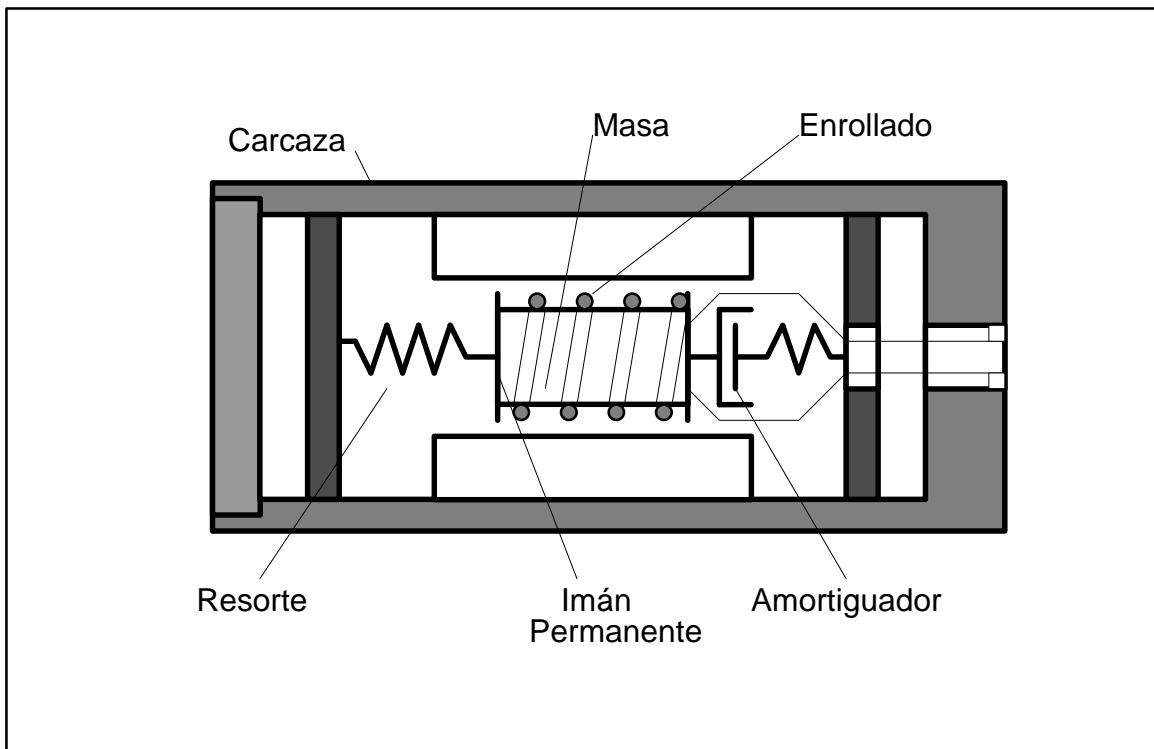
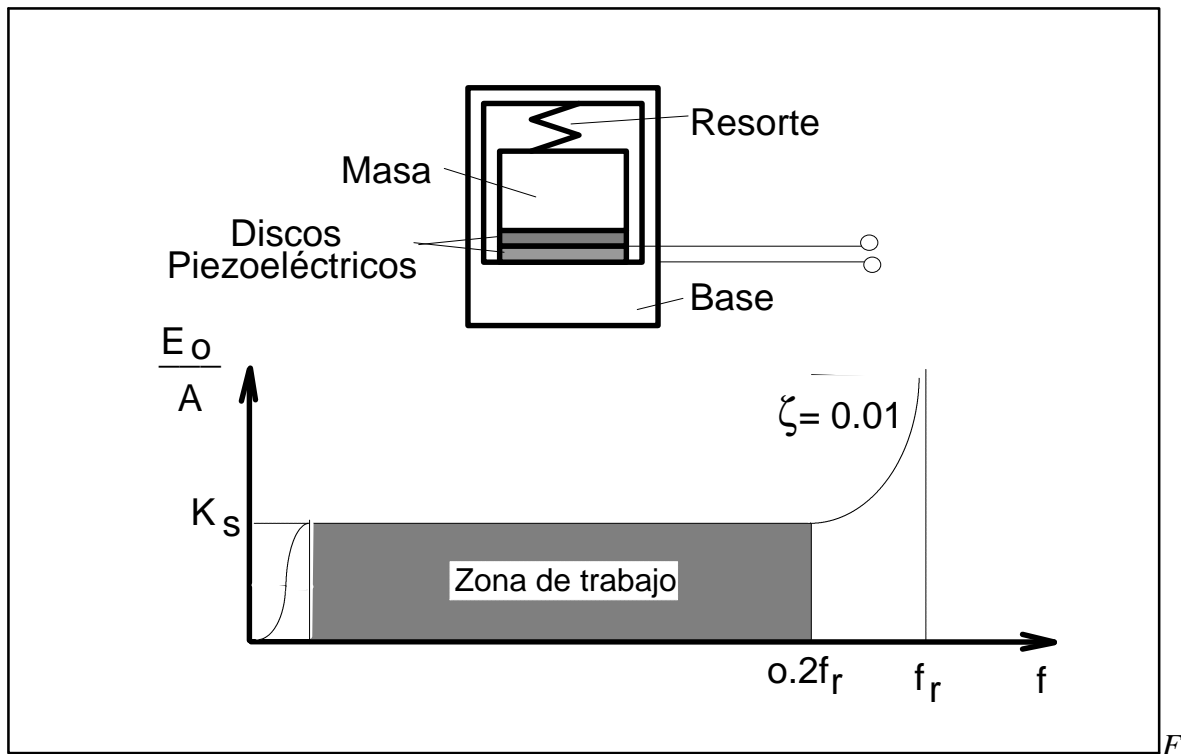


Figura 2.13. Transductor de velocidad (IRD 544).

El acelerómetro piezoeléctrico

Observe en la Figura 2.14 la semejanza con el diagrama de la Figura 2.12. Ahora entre la masa sísmica y la base se han colocado dos elementos piezoeléctricos. Recuerde que un cristal piezoeléctrico produce cierta carga eléctrica al deformarse bajo la acción de cierta fuerza. Todo esto hace que el comportamiento dinámico del transductor sea como se muestra en la propia Figura 2.14. Observe que, mientras mayor sea la frecuencia de resonancia f_r , más altas frecuencias podrán ser medidas, aunque se debe señalar que la

sensibilidad del acelerómetro piezoeléctrico disminuye con el aumento de su frecuencia de resonancia. El diseño de este dispositivo posibilita obtener una señal eléctrica proporcional a la aceleración de la superficie donde haya sido fijado éste.



igura 2.14. El acelerómetro piezoeléctrico.

Ubicación del acelerómetro piezoeléctrico

Como debe suponer el lector, el elemento sensor primario es la principal fuente de error en una medición, ya que éste es el vínculo entre lo que se desea medir y el instrumento de medición. Por ello, es de vital importancia lograr un montaje adecuado del acelerómetro.

En primera instancia, debe quedar bien claro que la máxima sensibilidad del acelerómetro estará dada en la vibración que lo excite en su dirección axial, lo que conduce a una sensibilidad del 100 % sin embargo, cuando se excita transversalmente, la sensibilidad es menor del 4 % aproximadamente, dependiendo del fabricante.

Por otro lado, es necesario tener en cuenta que la zona que mejor refleja las vibraciones de una maquinaria es aquella cercana a los apoyos de los elementos rotatorios o en su defecto, aquellos puntos donde la vía de transmisión de las vibraciones sea la más directa.

Fijación del acelerómetro piezoeléctrico

El acelerómetro piezoeléctrico puede ser fijado a la superficie donde se desea efectuar la medición con el auxilio de diferentes elementos tales como: el perno de acero, la cera de abeja, el imán permanente, pegamentos y el conocido puntero.

En dependencia del elemento de fijación empleado se podrá contar con un mayor o menor aprovechamiento del rango de frecuencias del acelerómetro durante la medición.

Montaje con perno de acero

Se emplea para medir vibraciones en una banda de altas frecuencias, para lo cual se requiere garantizar una frecuencia de resonancia alta. También se emplea para el monitoreo permanente de las vibraciones en maquinarias y estructuras.

Este método garantiza un desempeño óptimo del acelerómetro por lo que deberá ser usado siempre que sea posible. Este tipo de montaje no limita el rango de temperatura del acelerómetro permitiendo la medición de altos niveles de vibraciones.

Requiere de cierto tiempo para la preparación de la superficie de montaje así como para el taladrado y roscado del agujero

Montaje con cera de abeja

Es un método de fijación muy empleado para realizar mediciones rápidas cuando no es posible taladrar la superficie de medición o cuando se utilizan acelerómetros que no poseen agujero roscado en su base.

Es una opción de montaje rápida y fácil reportando una frecuencia de resonancia ligeramente menor que la lograda con perno roscado, debiéndose emplear la menor cantidad de cera posible ya que un exceso de ésta contribuye a reducir el rango de frecuencias de operación satisfactoria del acelerómetro.

La temperatura de trabajo queda limitada a 40° C aproximadamente, no debiéndose emplear para medir niveles superiores a 10 gravedades de aceleración

Montaje con dispositivo magnético

Este método exige de una limpieza total de la superficie de montaje así como del menor nivel de rugosidad posible. La rapidez del montaje hace de este método una vía ideal para la realización de mediciones preliminares durante la selección de los posibles puntos de medición. Puede medir niveles altos de aceleración aunque la frecuencia de resonancia resultante será aproximadamente sólo un 22 % de la lograda con el uso del perno roscado.

Este método no garantiza repetitividad absoluta de las mediciones, pudiéndose presentar el efecto de carga en sistemas relativamente ligeros

Empleo del puntero

Constituye el método de mayor facilidad y rapidez para la medición de vibraciones. Debe ser empleado solamente para chequeos rápidos de nivel total en un rango de hasta 500 Hz a lo sumo para un acelerómetro estándar.

La frecuencia de resonancia baja drásticamente a un 6 % aproximadamente de la lograda con perno roscado, recomendándose seriamente el uso de un filtro pasa - bajo para efectuar la medición

El preamplificador integrador

El voltaje que se obtiene a la salida del acelerómetro puede llegar a tener un valor relativamente alto, si se le compara con la sensibilidad de los modernos equipos electrónicos de medición. Por ejemplo, no es raro disponer de 20 mV por cada gravedad de aceleración a la salida de un acelerómetro piezoeléctrico. Si se midiese un elemento sometido a choque, no sería asombroso medir una aceleración de hasta 1000 g lo cual equivale a un voltaje de salida de unos 20 V . Sin embargo, la impedancia de salida de estos transductores es del orden de las decenas de $G\Omega$ y cualquier instrumento de medición haría disminuir este voltaje si fuera conectado a la salida del acelerómetro, debido a que la impedancia de entrada del instrumento de medición sería mucho menor del $M\Omega$.

De aquí que para minimizar el efecto antes descrito, se coloque el llamado preamplificador entre el acelerómetro y el instrumento de medición (Figura 2.9). Además, el preamplificador ofrece otras posibilidades como por ejemplo, la amplificación de la variable calibrada para ser admitida por otro instrumento, el ajuste de ganancias normalizadas de acuerdo con las sensibilidades de los acelerómetros así como, la integración de la señal que permite efectuar mediciones de velocidad y desplazamiento. Observe la Figura 2.15.

Actualmente, la firma *PRÜFTECHNIK AG* ha introducido en el mercado el diseño «patentado» *Tandem - Piezo*, con atributos que colocan a este tipo de acelerómetro en una posición excepcional para la medición de vibraciones en el ámbito industrial. Entre ellas se destacan su baja sensibilidad ante las fluctuaciones de la temperatura y a los esfuerzos por choque así como la incorporación de filtros supresores de resonancias. Otro aspecto importante lo constituye su salida de *intensidad de corriente* que los diferencia de otros acelerómetros cuya salida es una tensión eléctrica. Esto hace que puedan emplearse cables menos costosos sin sacrificar las señales de alta frecuencia, siendo poco importante la posición del cable en la instalación, ya que este tipo de acelerómetro es muy poco sensible a las interferencias mecánicas y eléctricas.

Pueden encontrarse con diferentes rangos de frecuencias y sensibilidades. Por ejemplo, el modelo *VIB 8.513* posee una sensibilidad de 9.8 mA/G y una respuesta de frecuencias “plana” en un rango de 2 Hz a 10 kHz para un error de $\pm 5\%$ y desde 1 Hz hasta 20 kHz para un error de $\pm 10\%$.

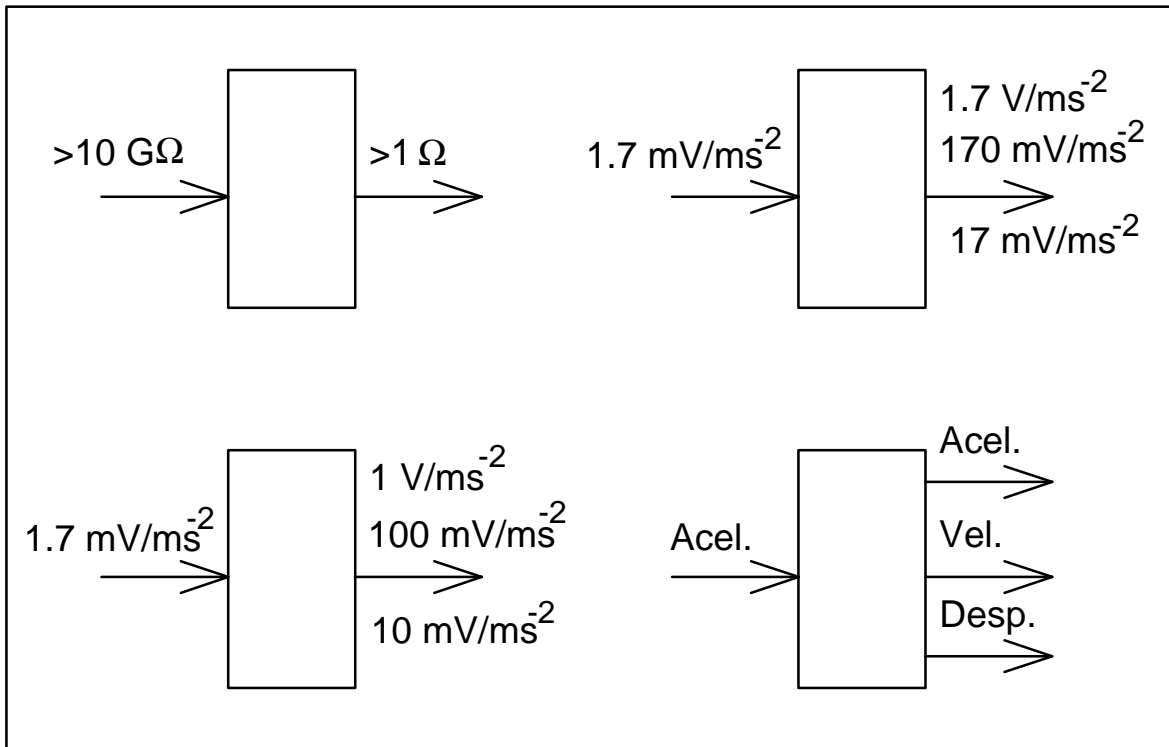


Figura 2.15. Funciones del preamplificador.

Filtros

La señal proveniente del integrador o directamente del acelerómetro según el caso, está compuesta en general por numerosas armónicas, siendo de sumo interés para el especialista la separación de estas armónicas con vistas a la identificación de problemas en la maquinaria industrial. Esta operación constituye generalmente una responsabilidad de los filtros, que atendiendo a los objetivos de su empleo podrán tener diferentes características dinámicas.

Según la norma *ISO 2041*:

El FILTRO es un dispositivo para la descomposición de las oscilaciones en base a sus frecuencias componentes. Este introduce una atenuación relativamente baja para las oscilaciones contenidas en una o más bandas de frecuencias e introduce una atenuación relativamente alta sobre las oscilaciones contenidas en otras bandas de frecuencia.

Filtro pasa - bajo

Es un sistema que sólo deja pasar a través de él, armónicas de baja frecuencia, atenuando las de alta frecuencia. En la Figura 2.16a) se muestra la respuesta dinámica de este tipo de filtro, el cual sólo deja pasar componentes cuyas frecuencias son inferiores a la frecuencia de corte.

Filtro pasa - alto

Es un sistema que sólo deja pasar armónicas de alta frecuencia, atenuando las de baja frecuencia. Observe la Figura 2.16b) en la cual se muestra la respuesta dinámica de este tipo de filtro que sólo deja pasar componentes cuyas frecuencias son superiores a la frecuencia de corte.

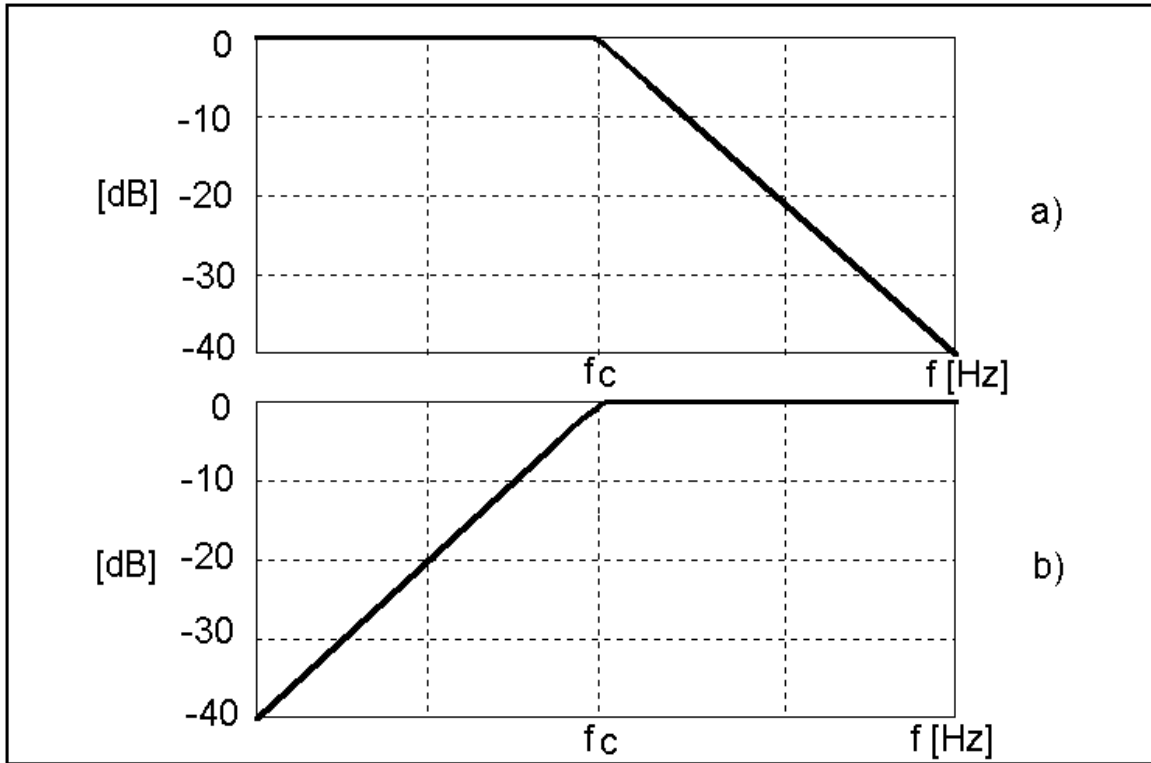


Figura 2.16. Filtros pasa - bajo y pasa - alto.

Filtro pasa - banda

Con la combinación adecuada de un filtro pasa - alto y uno pasa - bajo, se puede obtener un filtro que sólo deje pasar las armónicas comprendidas en una banda de frecuencias determinada.

Filtro selectivo

Este tipo de filtro sólo deja pasar «teóricamente» armónicas de "una frecuencia" determinada. Esta sintonización de la frecuencia que se desea dejar pasar es casi imposible que se efectúe en forma perfecta o sea, que sólo se deje pasar la armónica a esa frecuencia. Esto quiere decir que conjuntamente con la componente de frecuencia que se desea dejar pasar, se "escaparán" otras adicionales, todo lo cual depende del *ANCHO DE BANDA* del filtro. En la Figura 2.17, se observa el comportamiento dinámico de un filtro selectivo el cual será mejor, en la medida en que el ancho de banda sea menor y la pendiente de sus "faldas" sea mayor. El ancho de banda B se define generalmente como el ancho de banda cuando la ganancia es 3 dB menor que la ganancia máxima del filtro.

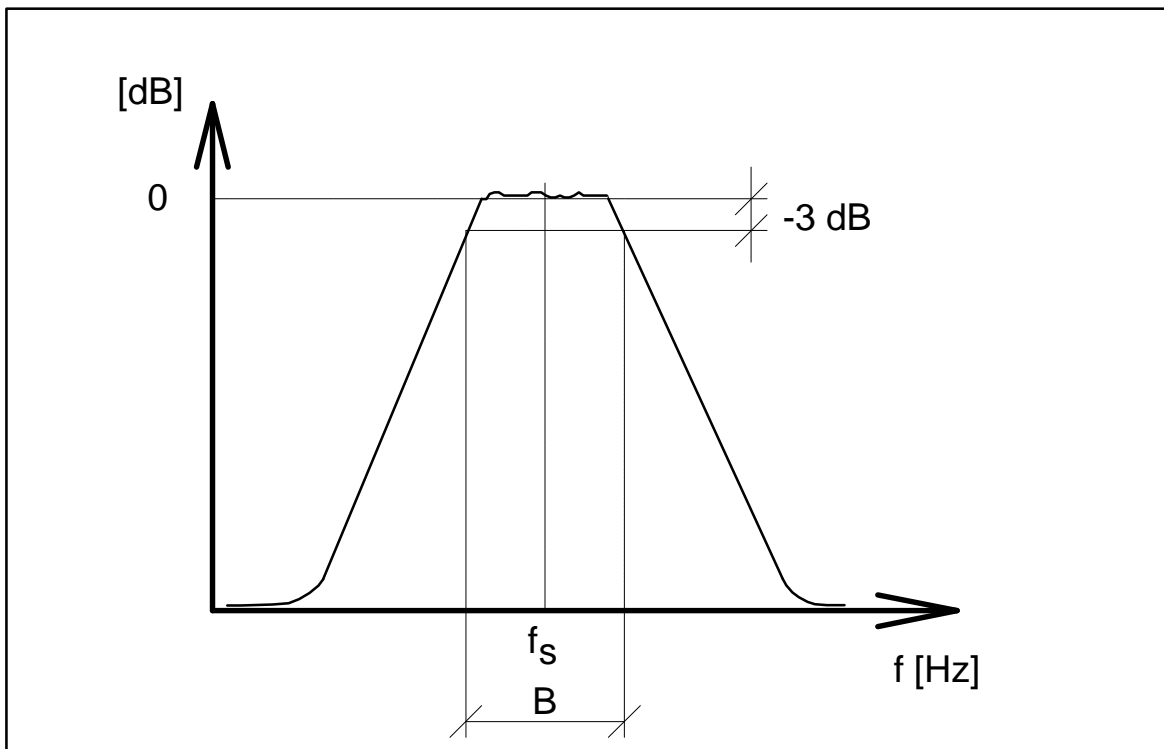


Figura 2.17. Ancho de banda.

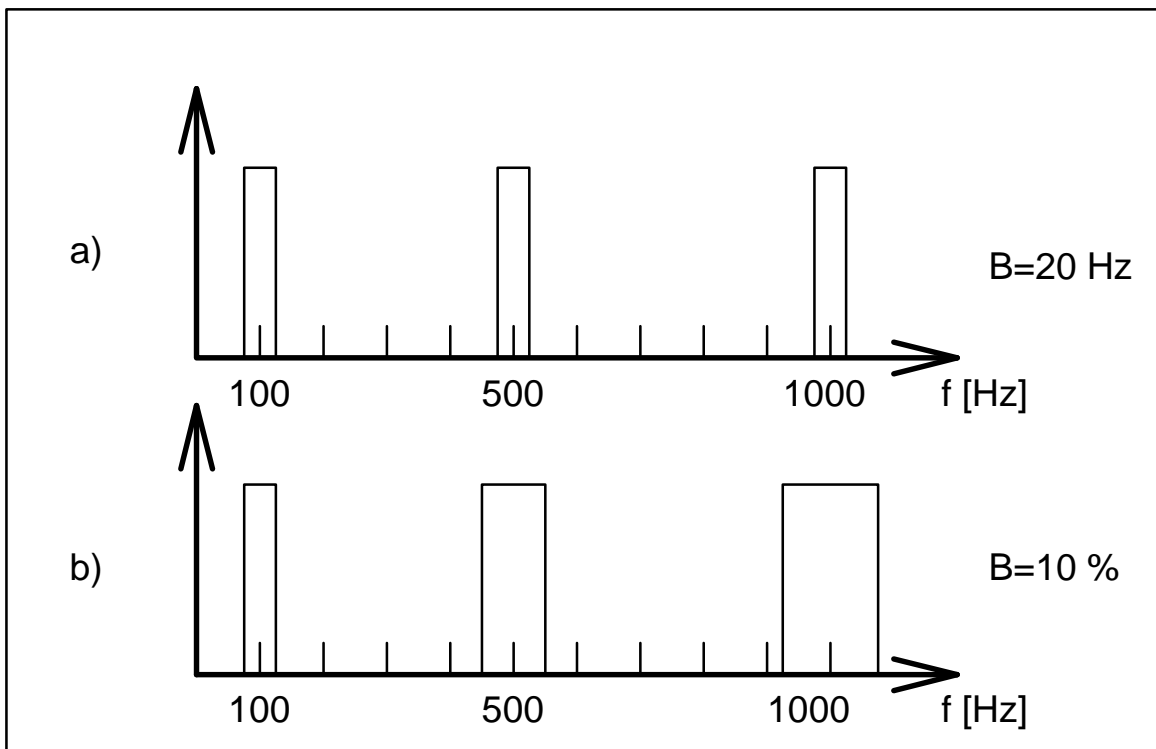


Figura 2.18. Filtros de ancho de banda Constante y Proporcional

Ancho de banda constante

Cuando el ancho de banda del filtro es un valor constante o sea, no depende de la frecuencia a la cual se esté filtrando, se dice que el filtro es de *ANCHO DE BANDA CONSTANTE* . (Figura 2.18a).

Ancho de banda proporcional

Este tipo de filtro tiene un ancho de banda variable o sea, es proporcional a la frecuencia de la armónica que se desea filtrar. Dentro de este tipo de filtro (Figura 2.18b), se distinguen los filtros de *1/1 OCTAVA*, de *1/3 OCTAVA*, etc.

A continuación, la Tabla II.2 presenta en forma comparativa algunas de las frecuencias de sintonía de estos dos tipos de filtros.

*Tabla II.2 Algunas frecuencias de sintonía para filtros
de 1/1 y de 1/3 de Octavas*

1/1 Octava [Hz]	1/3 Octava [Hz]
2	2
-	2.5
-	3.15
4	4
-	5
-	6.3
8	8
-	10
-	12.5
16	16
-	20
-	25
31.5	31.5
-	40
-	50
63	63
-	80
-	100

Analizadores de señales

Con el vertiginoso desarrollo de los microprocesadores, de la electrónica y la computación, han proliferado aceleradamente los llamados analizadores de señales que constituyen la integración en un solo instrumento de otros instrumentos como los incluidos en la Figura 2.9. Claro está, el filtrado de la señal no se ejecuta en forma analógica o sea, con filtros como los estudiados anteriormente, sino que se efectúa a través de algoritmos "construidos" en circuitos integrados, que le proporcionan una alta resolución en el análisis y una alta velocidad de cálculo que en ocasiones, puede llegar a satisfacer las exigencias de la frecuentemente mal interpretada y mal empleada categoría de tiempo real.

Actualmente, muchos Analizadores de Señales para Vibraciones sobre todo en modelos portátiles, están siendo comercializados en el mercado internacional, tal es el caso por ejemplo del 2515 de la firma *Briuel & Kjaer*, el *IRD Fast Track* de *IRD Mechanalysis*, el 2120 de la compañía *CSI*, el *MICROLOG* de *SKF* y el *VIBROCORD* de *PRÜFTECHNIK AG*. Muchos de estos analizadores se hacen acompañar de un *software* para el análisis de tendencias, la organización de las mediciones y la configuración de las rutas. La Figura 2.19 muestra⁶ una de las "salidas" del *PRISM*² que acompaña al *MICROLOG* de *SKF*.

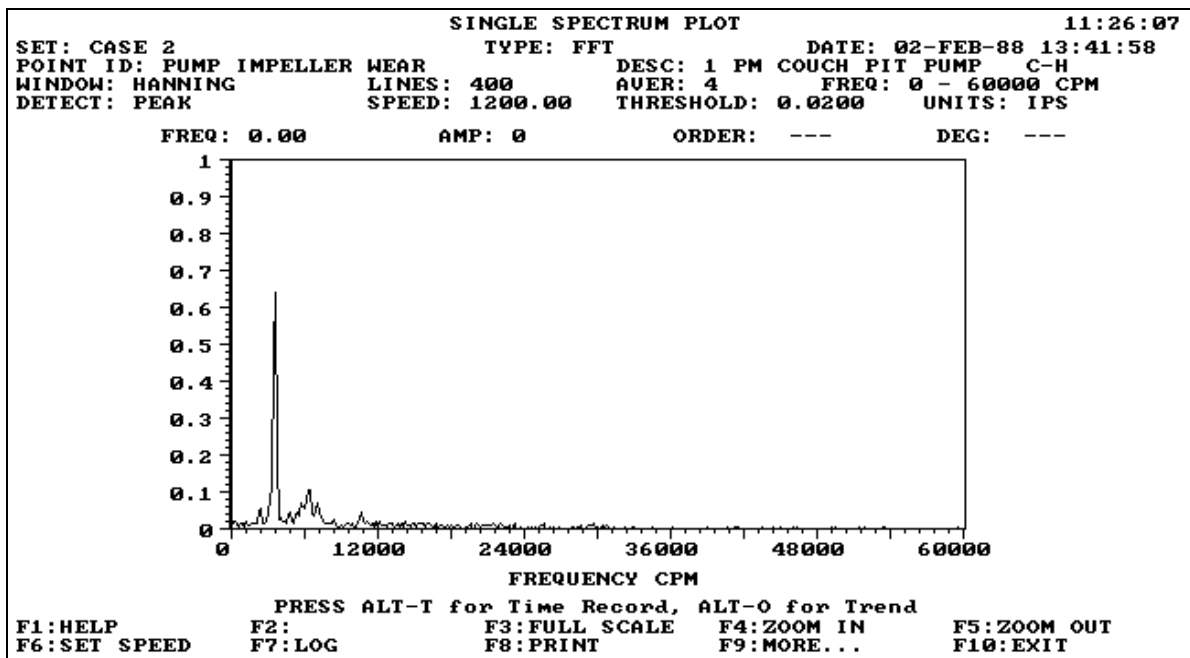


Figura 2.19. Trazado espectral a través del programa *PRISM*².

Modos de operación analógico y digital

Es posible clasificar también las funciones básicas de un instrumento de medición atendiendo a la naturaleza *continua* o *discreta* de las señales que representan la medición vibroacústica. Las señales que varían en forma continua y pueden tomar infinidad de valores dentro de un determinado rango se denominan *SEÑALES ANALÓGICAS* y los

⁶ Cortesía de Motores Internacionales, S.A.

dispositivos e instrumentos que producen y procesan estas se denominan *INSTRUMENTOS ANALÓGICOS*.

Por otro lado, las señales que pueden variar en pasos discretos y sólo pueden tomar un conjunto finito de valores dentro de un rango dado se denominan *SEÑALES DIGITALES* y los dispositivos e instrumentos que pueden procesarlas se denominan *INSTRUMENTOS DIGITALES*.

Actualmente, en la industria todavía existen instrumentos convencionales con diseños analógicos por lo que, para poder establecer comunicación entre éstos y una computadora digital es necesario preprocesar la señal analógica, convirtiéndola en digital, todo lo cual se efectúa con un circuito denominado *CONVERSOR ANALÓGICO DIGITAL*.

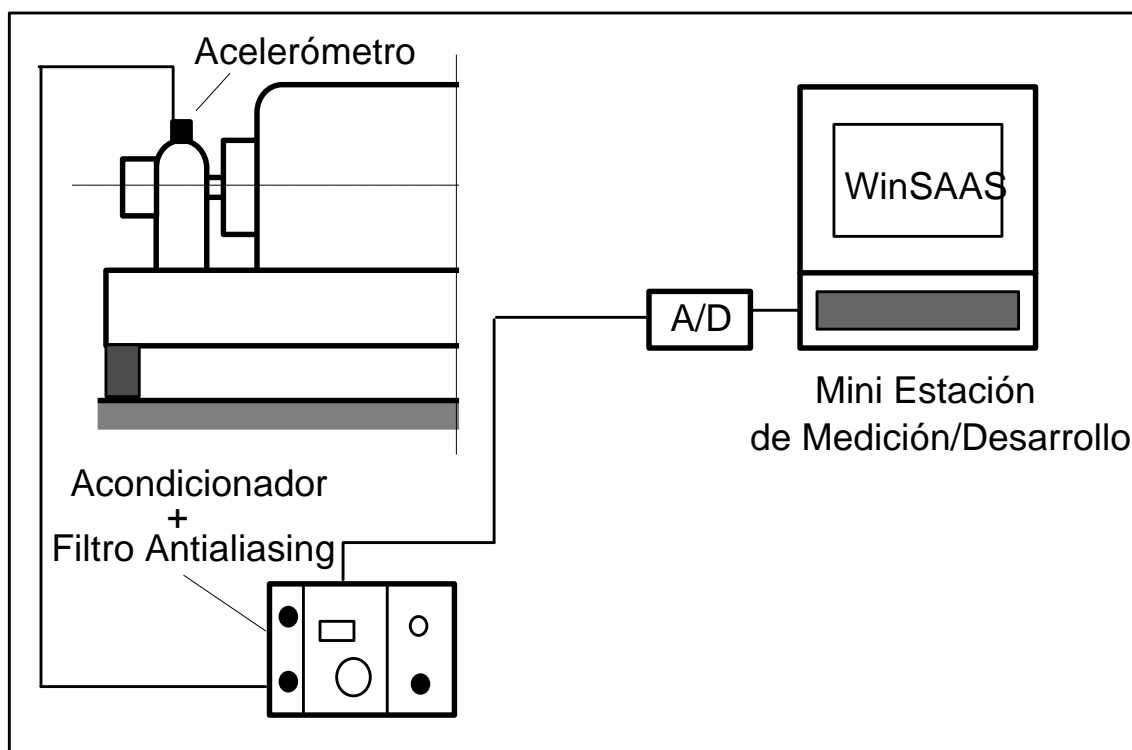


Figura 2.20. Instalación experimental de un Instrumento Virtual.

Instrumentos Virtuales

Si se deseara definir de la forma más sencilla posible a un *INSTRUMENTO VIRTUAL* habría que hacerlo a través de una concepción que combine un *hardware* de operación no exclusiva con un *software* de análisis, teniendo como resultado un instrumento con posibilidades ilimitadas. Es importante tener presente que la capacidad de análisis del instrumento no está limitada por una arquitectura cerrada sino que, todo dependerá del alcance del *software* desarrollado a estos efectos. Por supuesto, la potencialidad científica técnica del *INSTRUMENTO VIRTUAL* radica fundamentalmente en el empleo de las técnicas de Procesamiento Digital de Señales, lo cual obliga a trabajar con datos extraídos de los registros de vibraciones obtenidos durante las ejecuciones experimentales. La Figura 2.20 muestra de forma general la concepción de este tipo de instrumento. Observe que entre el transductor y la computadora median instrumentos analógicos convencionales, siendo

muy importante destacar la presencia del filtro *antialiasing* para garantizar la calidad de los registros.

El autor del presente material ha desarrollado dos Instrumentos Virtuales, el primero de ellos, *SIPROS++* para MS-DOS con muy pocas exigencias de memoria y velocidad. Más recientemente el segundo, *WinSAAS* para *WINDOWS '95*. Las Figuras 1.6, 1.7, 2.2, 2.3, 2.4, 2.5, 2.6 y 2.7 muestran resultados obtenidos con estos Instrumentos Virtuales. Esta concepción ofrece tantas posibilidades como un Analizador FFT por lo que, con el mismo pueden ser aplicadas las técnicas de análisis de señales y análisis de sistemas en maquinarias y estructuras. La Figura 2.21 muestra la apariencia general del Instrumento Virtual *WinSAAS* desplegado, ejecutando un ZOOM sobre un espectro instantáneo y mostrando las facilidades del modo cursor armónico.

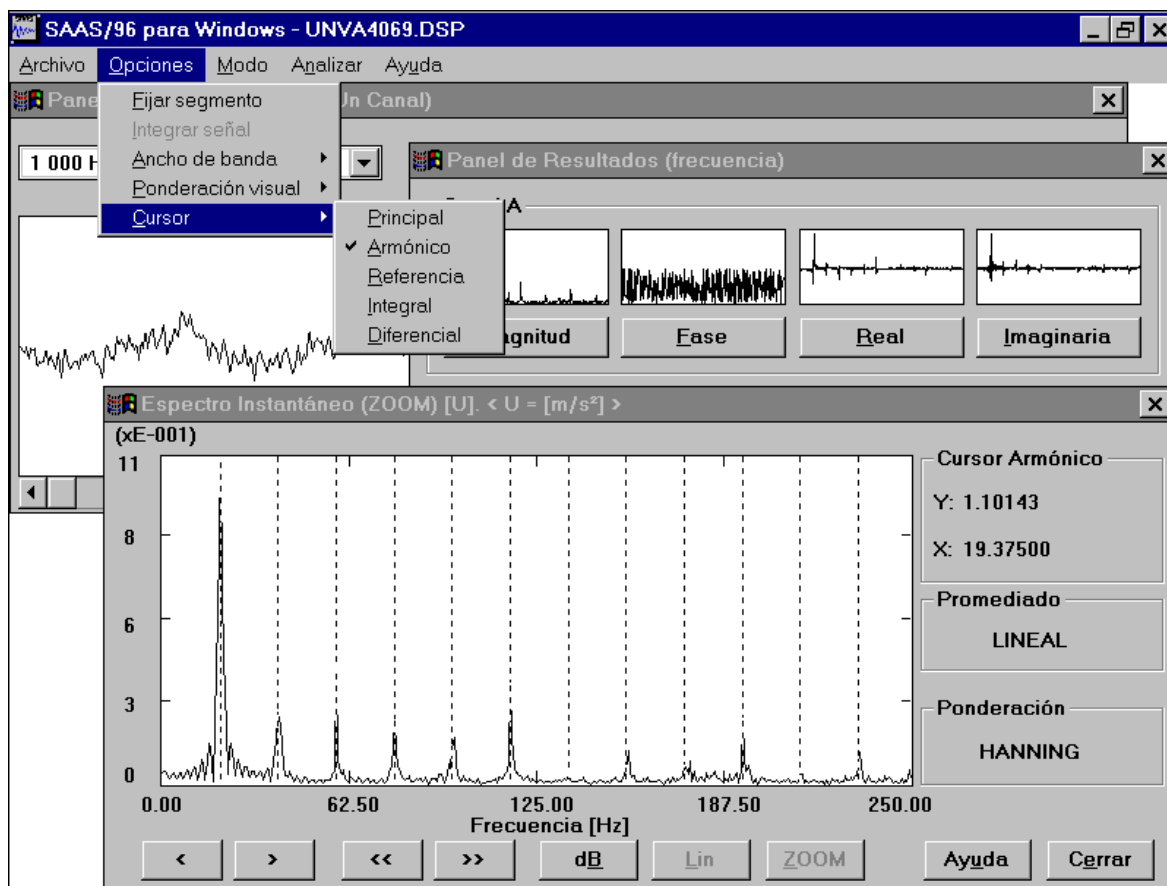


Figura 2.21. Instrumento Virtual WinSAAS

Calibración de los espectros

El análisis de diferentes tipos de señales no sólo requiere de la aplicación de una ponderación adecuada sino también de una correcta calibración de los resultados espectrales o sea, de una correcta aplicación de las funciones de análisis espectral. Las señales que en general se registran, procesan y analizan en el campo de las vibraciones

pueden ser divididas en dos categorías, las de naturaleza *CONTINUA* y las de naturaleza *TRANSITORIA*.

Señales determinísticas

De naturaleza continua, este tipo de señal está formada por un conjunto de armónicas a frecuencias discretas. En este caso, la amplitud medida (calculada) es independiente del ancho de banda del filtro si la resolución del análisis es suficiente como para separar cada una de las frecuencias individuales que componen la señal. Por ello, el espectro promediado debe ser expresado en términos de media cuadrática o sea, *POTENCIA* en $[U^2]$ o en términos de raíz de la media cuadrática o sea, *RMS* en $[U]$. La unidad $[U]$ puede ser $[Volt]$, $[m/s^2]$, $[g]$, etc.

Señales aleatorias

Siendo continuas y estacionarias, están compuestas por infinitas senosoides por lo que "producen" un espectro continuo o sea, poseen una distribución continua en frecuencias dentro de la banda de filtrado, dependiendo directamente la potencia transmitida por el filtro del ancho de banda de éste (resolución). De aquí que, los resultados espectrales promediados deban ser calibrados en términos de *DENSIDAD ESPECTRAL DE FRECUENCIA* en $[U^2/Hz]$, que no es más que una medida del contenido de potencia de la señal por unidad de frecuencia.

Señales transitorias

Comienzan y terminan en amplitudes nulas por lo que, es evidente que su contenido energético es finito. Por ello, este tipo de señal no puede ser caracterizado en términos de potencia ya que ésta depende de la longitud del registro. Este tipo de señal también posee un espectro continuo por lo que, la energía transmitida a través del filtro debe ser normalizada con respecto al ancho de banda de éste. Esta normalización produce un espectro calibrado en términos de *DENSIDAD ESPECTRAL DE ENERGÍA* en $[U^2s/Hz]$.

Medición de fase

La medición de fase reporta gran utilidad en el diagnóstico de maquinarias y estructuras por cuanto, esta contribuye como se verá más adelante, a esclarecer cuál es realmente el origen del problema detectado.

Asuma que el círculo de la Figura 2.22 representa la sección transversal de un rotor que provoca la deflexión de un pedestal debido a la fuerza dinámica resultante de su propio desbalance, habiéndose marcado el rotor a un ángulo de **120°** respecto a la referencia **0°**, medido en sentido contrario a la velocidad de rotación. Observe que al inicio o sea, para $t=0$ la fuerza en la dirección vertical es nula. En la propia Figura 2.22, a la derecha, se representa un ciclo completo de vibración debido a la fuerza producida por el desbalance.

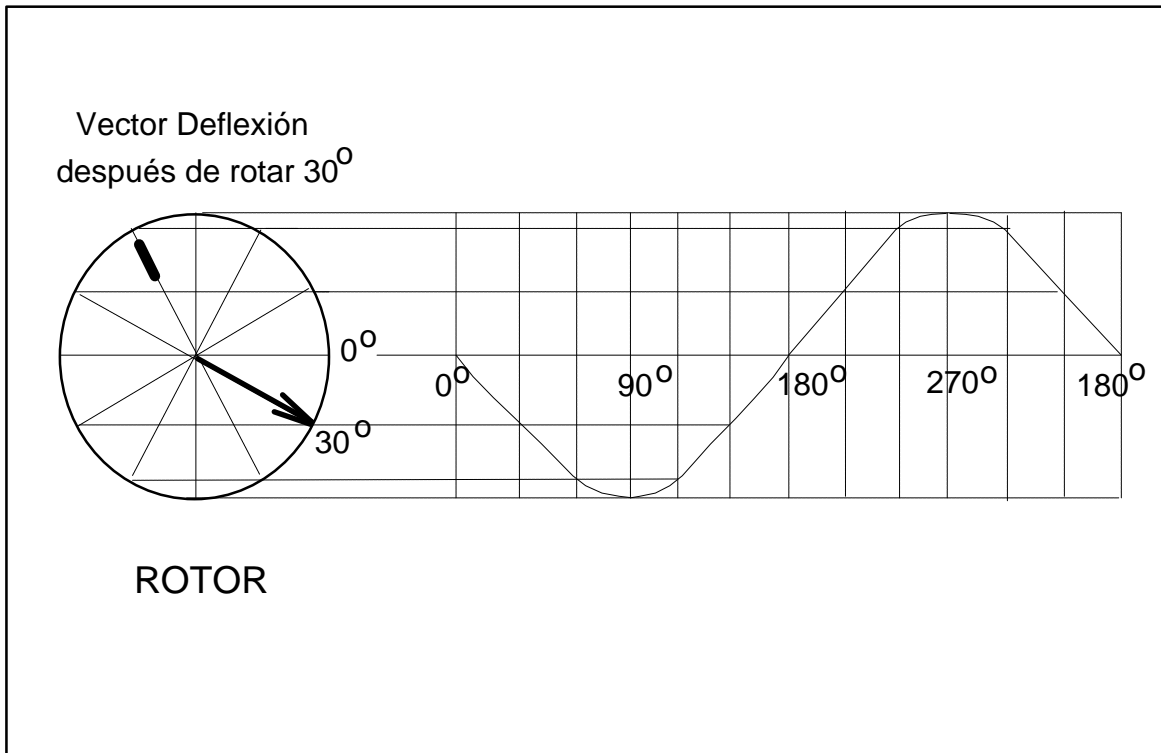


Figura 2.22. Fuerza centrífuga resultante de un desbalance rotatorio.

En la Figura 2.23, la línea horizontal representa la posición de equilibrio para las vibraciones verticales o sea, en esta línea la deflexión vertical es nula. Asuma entonces que todas las lecturas por encima de esta línea son positivas y por debajo negativas. Observe también que las vibraciones verticales tienen un máximo negativo cada vez que la fuerza rota 90° y un máximo positivo en cada rotación de 270° de la fuerza.

Si la medición de vibraciones se acompaña de una lámpara estroboscópica que emite un destello por cada vuelta del rotor, éste aparentará ópticamente estar inmóvil, pero si además, el destello tiene lugar cada vez que el nivel de vibración es máximo positivo, entonces es relativamente fácil identificar la posición de la masa desbalanceada.

La Figura 2.23 ilustra una de las aplicaciones de la medición de fase, en particular para la determinación de la posición de la fuerza desbalanceadora. Por otro lado, aunque esto ha requerido del empleo de un solo transductor, ubicado en alguno de los cojinetes del rotor en la dirección vertical, en ocasiones es necesario comparar los niveles de vibraciones entre dos puntos de medición, para lo cual hay que tomar ciertas precauciones.

Observe la máquina mostrada en la Figura 2.24. Si se analizan las lecturas de fase en sus caras extremas, pudiera parecer que ambos puntos están vibrando en oposición de fase en la dirección horizontal, lo cual no es posible físicamente para este tipo de sistema. Sin embargo, no se ha cometido ningún error, simplemente hay que tener en cuenta que los transductores han sido ubicados a 180° y éste es precisamente el error aparente en la lectura de fase.

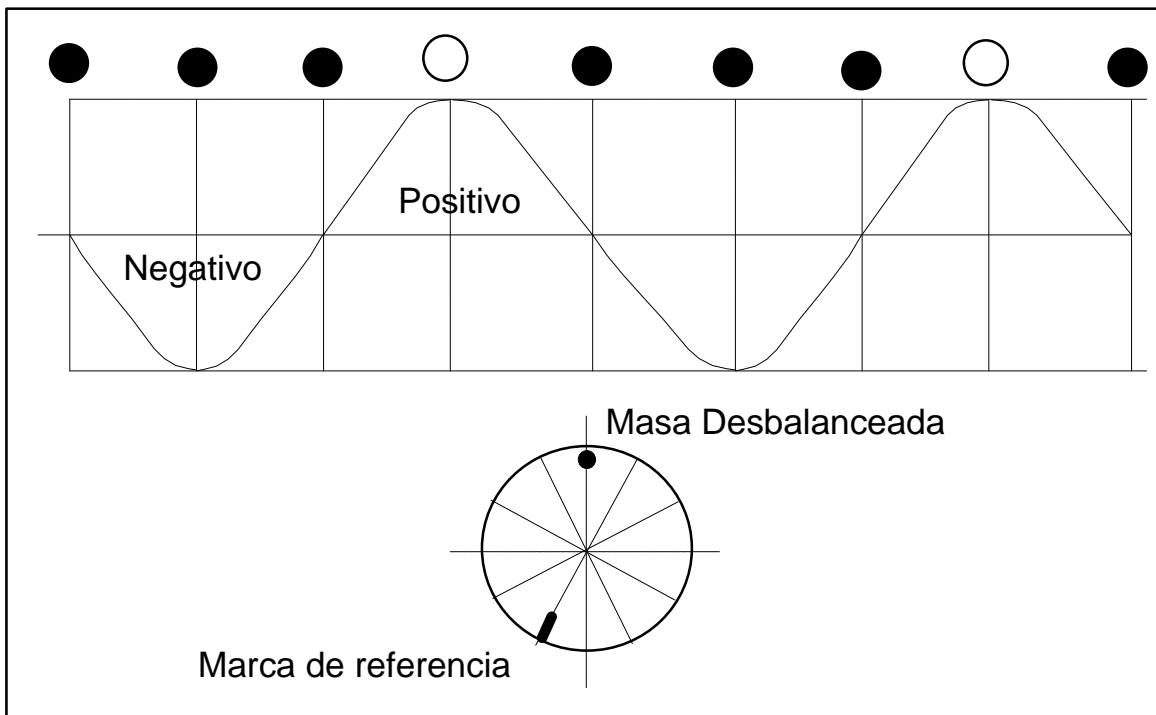


Figura 2.23. Identificación de la posición de la masa desbalanceada.

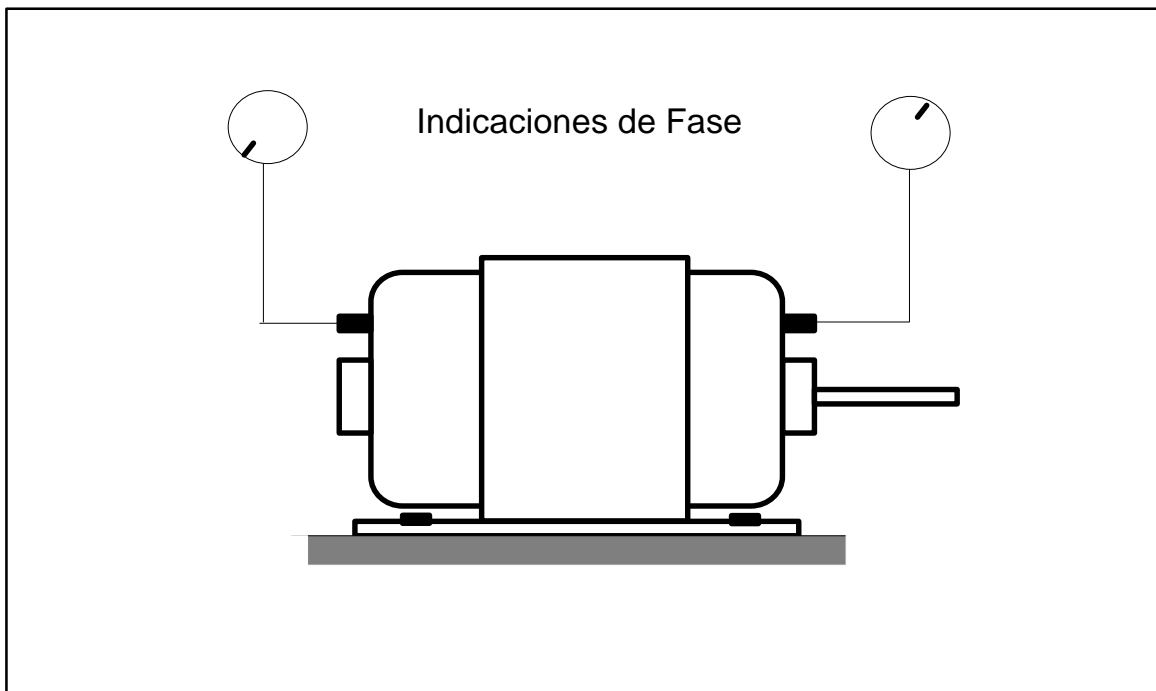


Figura 2.24. Lectura de fase en una máquina.

Fundamentos del análisis digital de señales vibroacústicas

El análisis de señales presupone un sólido sustento matemático, cuyo tratamiento se aparta de los objetivos del presente material, sin embargo en lo adelante se tratará de abordar de forma cualitativa el tratamiento digital de las señales vibroacústicas y las insuficiencias y los peligros inherentes al muestreo y digitalización de estas señales así como al empleo de la matemática discreta para el tratamiento de éstas.

La frecuencia de Nyquist y el ALIASING

Como es lógico pensar, el procesamiento digital de una señal sólo es posible aplicarlo si se dispone de un número *finito* de muestras *discretas* y *digitalizadas* de la señal en el tiempo. Suponga entonces que se dispone de una señal en el tiempo limitada por un intervalo entre 0 y T . La transformación de FOURIER de este segmento se expresará como sigue:

$$Y(f) = \int_0^T y(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \quad (3.1)$$

El segmento $y(t)$ está limitado entre 0 y T y también su transformada de FOURIER está limitada entre $-F$ y F . En la práctica, el segmento muestreado es de longitud finita y el espectro se puede limitar empleando un filtro pasa - bajo. Con estas restricciones, sólo será necesario para describir a $y(t)$ un número finito de muestras de la propia señal en el tiempo o de su espectro $Y(f)$. Así pues, si el espectro $Y(f)$ se muestrea a intervalos de frecuencias iguales al llamado co - intervalo de NYQUIST $1/T$ dentro del intervalo $-F$ hasta F entonces, el número de muestras requeridas será:

$$N = \frac{2F}{\frac{1}{T}} = 2FT \quad (3.2)$$

Si se muestrea el segmento $y(t)$ al intervalo de NYQUIST $1/(2F)$ entonces el número de muestras requerido será:

$$N = \frac{T}{\frac{1}{2F}} = 2FT \quad (3.3)$$

Esto corrobora la aceptación de las condiciones establecidas anteriormente, ya que muestreando el espectro según el co - intervalo de NYQUIST se requiere del mismo número

de muestras que se necesita para muestrear la señal en el tiempo con el intervalo de NYQUIST.

Cuando se pretende aplicar las técnicas de procesamiento digital de señales, habitualmente se muestrea la señal en el tiempo a intervalos iguales, dependiendo de la selección de éstos la veracidad del análisis posterior. De la ecuación (3.3) se puede inferir que el máximo intervalo de tiempo de muestreo es $1/(2F)$ por lo que, si para muestrear se emplea un intervalo menor que $1/(2F)$, entonces se tomará mayor cantidad de muestras con el consiguiente desperdicio de tiempo de cálculo y memoria de computadora. Pero si por el contrario, se muestrea a un intervalo mayor que $1/2F$, entonces se tomarán menos muestras que las necesarias, confundiendo las frecuencias en el espectro, efecto éste que se identifica como **ALIASING** (del vocablo original en inglés) y que constituye el primer y mayor error que se puede cometer al aplicar las técnicas de procesamiento digital de señales.

Tomando como base el intervalo de muestreo Δt , se definirá la frecuencia de muestreo según:

$$f_s = \frac{1}{\Delta t} \quad (3.4)$$

Por otro lado, se sabe que se requieren al menos dos muestras por período de señal para poder definir una componente de frecuencia en la señal original. Por tanto, la mayor frecuencia que puede ser copiada fielmente será:

$$f_N = \frac{1}{2\Delta t} = \frac{f_s}{2} \quad (3.5)$$

Esta frecuencia f_N se conoce con el nombre de *Frecuencia de NYQUIST*. Por consiguiente, aquellas componentes de la señal original $y(t)$ cuyas frecuencias superen la frecuencia de NYQUIST, aparecerán en el espectro por debajo de f_N confundiendo con las componentes de la señal original, cuyas frecuencias si son inferiores a f_N , según se muestra en la Figura 3.1.

Este efecto conocido como *aliasing* es inherente al proceso de muestreo y puede estar siempre presente cuando se procesen vibraciones en maquinarias y estructuras, por lo que se impone la necesidad de tomar precauciones para eliminarlo. La única vía efectiva es la eliminación de las frecuencias superiores a la frecuencia de NYQUIST, interponiendo un filtro pasa - bajo entre la salida del instrumento analógico y la entrada de la etapa de muestreo.

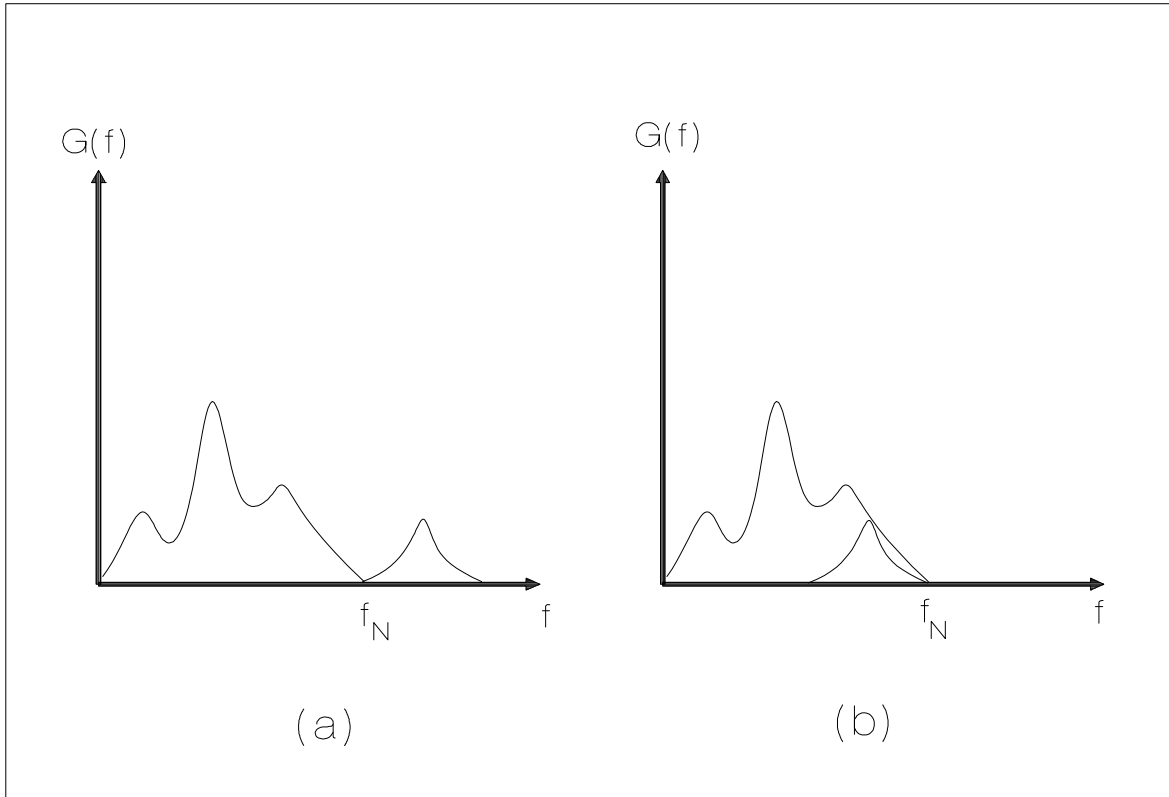


Figura 3.1. Efecto de **aliasing**. a) Espectro correcto. b) Espectro tergiversado.

La Transformada Rápida de Fourier (FFT)

Según lo visto hasta el momento, no es difícil inferir que aún cuando algunas funciones de análisis pueden ser calculadas a través de las integrales que las definen, el núcleo central del análisis de señales y del análisis de sistemas es propiamente dicho, el **ANÁLISIS por FOURIER** de señales muestreadas estando sustentado por las siguientes relaciones:

$$Y(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} y(n) \cdot e^{-j \frac{2\pi kn}{N}} \quad (3.6)$$

$$y(n) = \sum_{k=0}^{N-1} Y(k) \cdot e^{j \frac{2\pi kn}{N}} \quad (3.7)$$

para $n=0, 1, \dots, N-1$; $k=0, 1, \dots, N-1$.

Siendo N el número de muestras discretas de un segmento de la señal vibroacústica. En lo sucesivo, a este conjunto de N muestras discretas se le denominará **SEGMENTO**. En el caso particular de las vibraciones como señales a procesar, $y(n)$ es real y $Y(k)$ es compleja. El par de ecuaciones (3.6) y (3.7) se conoce con el nombre de **TRANSFORMADA DISCRETA DE FOURIER (DFT)** cuya aplicación a un segmento de N muestras se representa en la Figura 3.2.

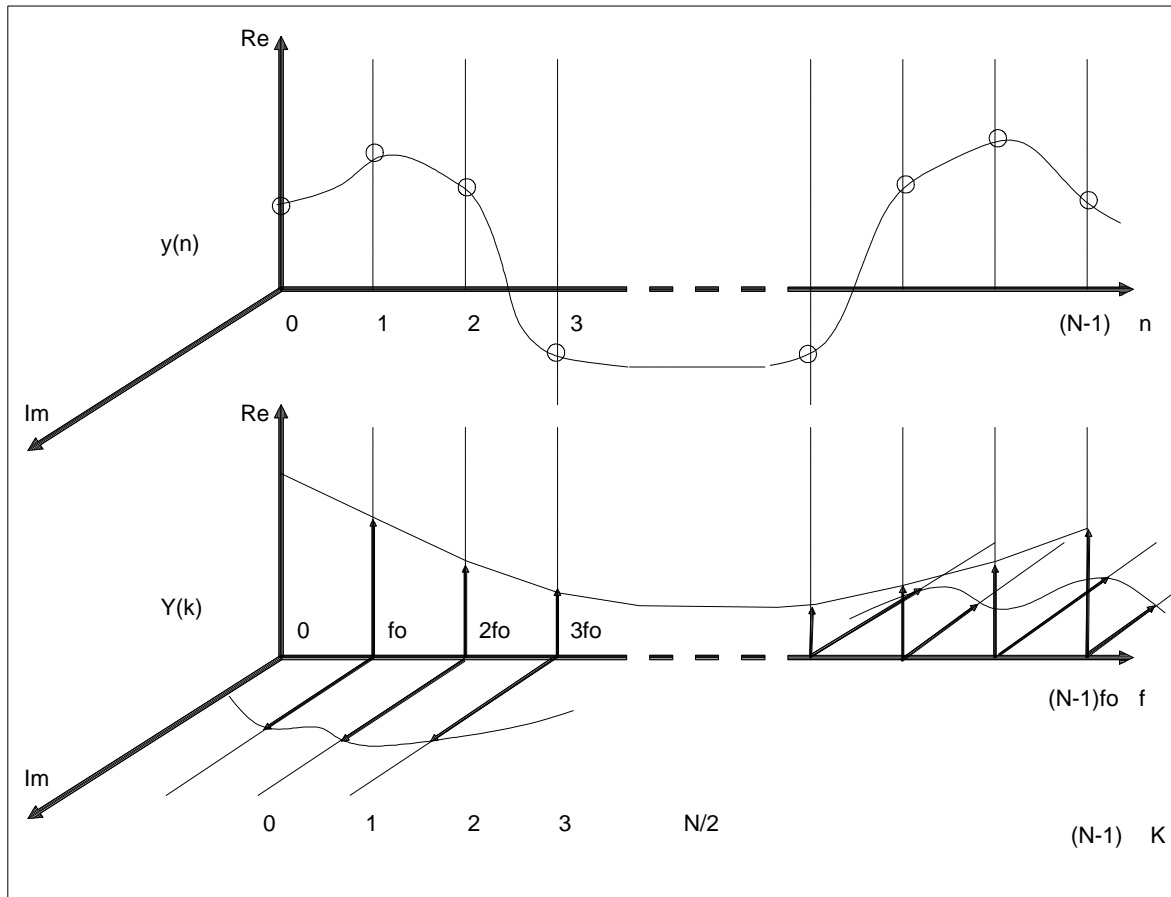


Figura 3.2. Representación compleja de la Transformada Discreta de Fourier (DFT).

Hasta 1965 aproximadamente, la *DFT* había sido implementada para computadoras a través de programas que debían ejecutar N^2 operaciones de cálculo, siendo N el número de muestras discretas en un bloque de datos. En ese propio año de 1965, se publica en el número 90, del volumen 19 de *Mathematics of Computation*, un algoritmo para el cálculo eficiente de la Transformada Discreta de FOURIER (DFT) conocido con el nombre de *Transformada Rápida de FOURIER (FFT)*. Este algoritmo, desarrollado por James W. COOLEY del *IBM Watson Research Center* y John W. TUKEY de *Bell Laboratories* requiere de $N \log_2 N$ operaciones para transformar un bloque de N datos, a diferencia del número de operaciones requerido hasta ese momento para transformar igual número de datos.

Los Instrumentos Virtuales *SIPROS++* y *WinSAAS*, concebidos y desarrollados por el autor, emplean el algoritmo *RADIX 2* como una derivación del algoritmo *SANDE - TUKEY* donde N es una potencia de 2.

Limitaciones en el uso de la FFT

Históricamente, los especialistas que han desarrollado modelos matemáticos para el estudio de la dinámica de un evento o de un sistema, entre otras cosas se han visto en la necesidad de obtener las expresiones matemáticas que describen al modelo, tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia, esto último con el empleo de la

transformación directa de FOURIER, en la mayoría de los casos en su versión discreta, por ser más cómoda su manipulación sin perder similitud con la definición continua. Sin embargo, la mayoría de los problemas confrontados con los resultados del empleo de esta herramienta matemática, han tenido su origen en el desconocimiento o en la incomprensión de las limitaciones que presuponen el uso de esta técnica discreta.

Al tratar digitalmente señales vibroacústicas reales, se introducen tres efectos nocivos:

- a) Aliasing.
- b) Leakage
- c) Picket-fence.

Anteriormente fue tratado el problema del *aliasing* por lo que se pasará directamente a discutir brevemente el efecto de *leakage*.

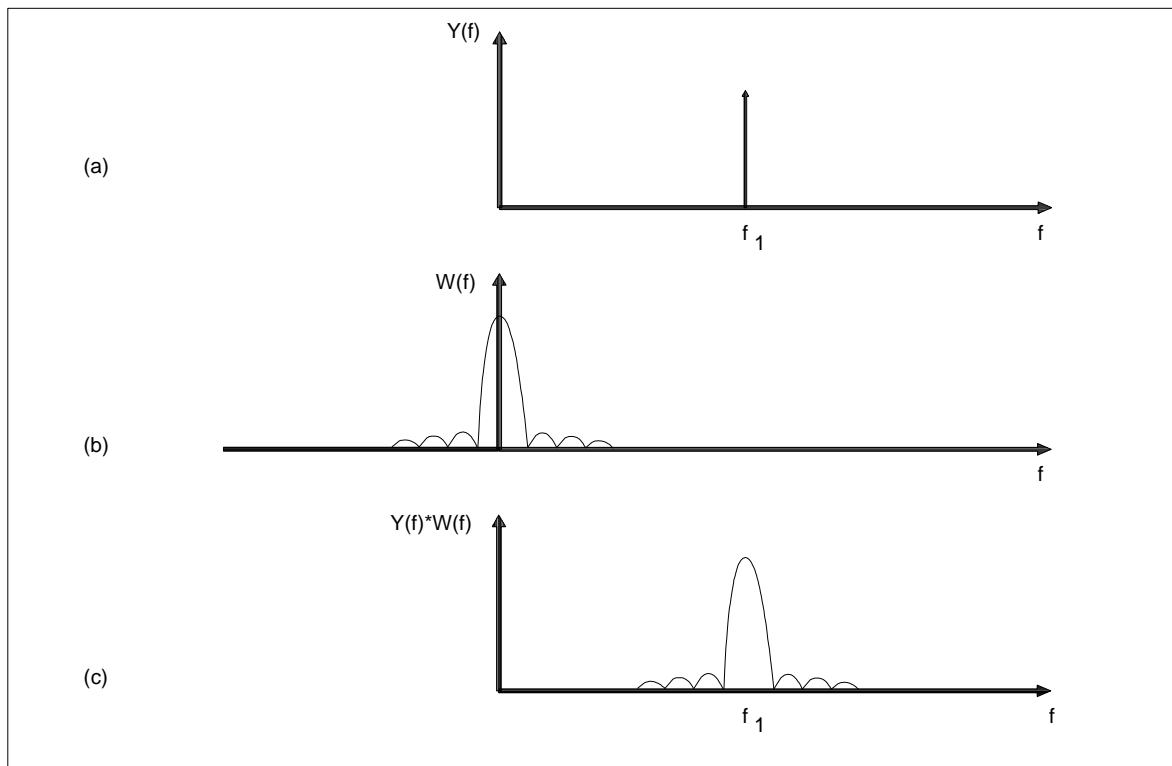


Figura 3.3. Efecto de leakage.

Efecto de Leakage

Inevitablemente la señal registrada tiene que ser truncada en el tiempo, lo que equivale a “encerrarla” dentro de una ventana de tiempo. Este efecto se observa en la Figura 3.3. En la parte superior (Figura 3.3a), se observa el espectro de la función co - senoidal continua e infinita que constituye un impulso a la frecuencia f_1 de ésta. La Figura 3.3b) representa el espectro de la *ventana* empleada para limitar la señal en el tiempo. Por su parte, la Figura 3.3c) representa el espectro del producto de la señal en el tiempo por la *ventana*, lo cual se traduce en una convolución entre los espectros de la primera y la segunda, resultando una

dispersión de energía a través del lóbulo central y los laterales del espectro de la ventana empleada. Por ello es sumamente importante seleccionar adecuadamente la ventana de ponderación de acuerdo con el tipo de registro vibroacústico. La ventana *HANNING* constituye una buena selección para el tratamiento de vibraciones en maquinarias, cuando el análisis tenga por objetivo la identificación de problemas en éstas.

Efecto picket-fence

El efecto *picket-fence* se hace evidente cuando la señal que está siendo analizada no está sintonizada con alguna de las frecuencias centrales de los filtros que presupone la FFT. En ese caso, las componentes de frecuencias afectadas aparecerán con amplitudes inferiores a la real. En el peor de los casos, si la frecuencia de la señal está ubicada exactamente en el centro de dos armónicas de la FFT, la amplitud de la señal se verá reducida en un 36.3% o en un 59.4% en términos de potencia.

Errores estadísticos durante el análisis espectral

Todo lo descrito hasta el momento se aplica durante el tratamiento de las vibraciones mecánicas en maquinarias y estructuras, con una exactitud limitada debido a la naturaleza aleatoria de las señales medidas. Evidentemente, la necesidad de limitar el tiempo de toma de datos de la señal analizada introduce errores sobre la base del análisis de un fenómeno de infinita duración a través de un segmento de duración limitada. A continuación se valorará el error *RMS* normalizado para las funciones básicas de análisis espectral.

Error en el estimado de la función coherencia

$$\varepsilon[\hat{\gamma}^2(f)] = \frac{\sqrt{2}[1 - \hat{\gamma}^2(f)]}{\sqrt{n_b \cdot \hat{\gamma}^2(f)}} \quad (3.8)$$

siendo n_b el número de promedios (segmentos analizados) efectuados durante el análisis.

Error en el estimado de las densidades espectrales

$$\varepsilon[\hat{G}_{xx}(f)] = \varepsilon[\hat{G}_{yy}(f)] = \frac{1}{\sqrt{n_b}} \quad (3.9)$$

Para la densidad espectral cruzada el error durante el cálculo de ésta se determina de la siguiente forma:

$$\varepsilon[\hat{G}_{xy}(f)] = \frac{1}{\sqrt{\hat{\gamma}^2(f) \cdot n_b}} \quad (3.10)$$

Error durante el estimado de la función respuesta de frecuencias

$$\varepsilon[\hat{H}(f)] = \sqrt{\frac{1 - \hat{\gamma}^2(f)}{\hat{\gamma}^2(f) \cdot 2n_b}} \quad (3.11)$$

En resumen, el lector podrá apreciar el efecto determinante que produce el número de segmentos (promedios) n_b en la precisión del análisis digital.

Causas más frecuentes de vibraciones en máquinas rotatorias

El uso de los niveles de vibraciones producidos por las máquinas rotatorias para determinar el estado técnico de éstas, posee un sin número de aplicaciones en el mundo industrializado, si se tiene en cuenta que desde hace más de tres décadas ha sido demostrada la veracidad y la utilidad de la información aportada por los registros de vibraciones. Cada uno de los elementos que componen la maquinaria posee características que los identifican en cuanto a diseño y velocidad de operación, de aquí que cada uno de ellos *VIBRE A FRECUENCIAS CARACTERÍSTICAS*. Esto implica que, antes de intentar identificar problemas en una máquina partiendo de la información brindada por las vibraciones, sea necesario determinar las *FRECUENCIAS DE DIAGNÓSTICO* de cada uno de los elementos que componen la misma. Estas frecuencias son aquellas a las cuales se espera obtener información, en el espectro de las vibraciones registradas durante las mediciones que se realicen en puntos seleccionados adecuadamente, para lo cual se hace necesario el empleo de instrumentos de medición que satisfagan lo abordado en el capítulo anterior. De esta forma, será necesario identificar en los registros espectrales, las frecuencias de diagnóstico que fueron determinadas previamente durante el análisis casuístico de la máquina en cuestión.

Es imprescindible tener en cuenta que en general, las fuerzas entre los elementos en contacto en una máquina durante su funcionamiento, determinan la vida útil de los mismos. Sin embargo, lo que se mide no es la magnitud de estas fuerzas, sino las vibraciones en la maquinaria. Ahora bien, *¿es posible estar seguro que dos máquinas, supuestamente en igual estado técnico, generen niveles de vibraciones similares?*. La respuesta es negativa pudiéndose emitir el siguiente postulado:

Si cambia la sujeción o el estado mecánico del pedestal de una máquina, o si dos máquinas difieren sólo en sus condiciones de sujeción, entonces a cierta frecuencia la amplitud de la fuerza dinámica podrá ser la misma en ambas máquinas pero no así la amplitud de las vibraciones medidas en éstas

Tal y como se planteó al inicio del presente material, la clave del Mantenimiento Predictivo «por Condición» radica en "vigilar" cómo evoluciona cada una de las componentes identificadas a medida que se efectúan mediciones periódicas. Este seguimiento no es nada sencillo, si se tiene en cuenta que el comportamiento dinámico de las máquinas está caracterizado por el hecho de que:

1. Diferentes registros temporales pueden producir espectros similares.
2. Para algunas frecuencias, sus correspondientes amplitudes pueden ser aceptables, no siendo así para otras frecuencias pertenecientes al mismo espectro.
3. Más de un problema puede reflejarse a la misma frecuencia. Por ejemplo, el desbalance, la flexión de un eje, el desalineamiento o alguna resonancia, se pueden reflejar a la misma frecuencia. De igual forma, puede darse el caso de que en una máquina se refleje una frecuencia causada por alguno de los problemas antes mencionados, pero que sea propiedad de otra máquina acoplada a ésta y no de la máquina donde se está midiendo.
4. El análisis preciso de un problema a una frecuencia dada en muchos casos, depende de la presencia de una o más frecuencias relacionadas con ésta.

Por ello, es sumamente importante disponer de los espectros de una máquina en diferentes rangos de frecuencias incluso si fuera posible, aplicar también la técnica del **ZOOM** en diferentes bandas de frecuencia.

En el capítulo inicial se planteó que la frecuencia indica *¿qué anda mal en la máquina?* y la amplitud *¿cuán severo es el problema?*. Esto se traduce en dos etapas de trabajo, una denominada **DETECCIÓN** del problema, para lo cual es necesario haber definido el llamado **ESPECTRO DE REFERENCIA**, que obviamente es un espectro correspondiente a las vibraciones registradas en el mismo punto donde habitualmente se mide en la máquina, pero que fue obtenido cuando se estimó que dicha máquina exhibía una condición mecánica normal. Contra este espectro se compararán las mediciones sucesivas, pudiéndose detectar si alguna de las componentes de frecuencia ha incrementado su amplitud hasta niveles no permisibles, lo cual a su vez indica que se está desarrollando un fallo en la máquina.

La otra etapa contempla la **IDENTIFICACIÓN** del problema, para lo cual se toma como base los resultados anteriores y se inicia una investigación para identificar dónde está localizado y cuál es el problema que ha provocado un exceso en los niveles de vibraciones registrados.

En general, la frecuencia no engaña sino que puede ser analizada erróneamente, medida de forma inapropiada o interpretada incorrectamente. Sin embargo, las amplitudes pueden ser sobrestimadas o subestimadas. La mayoría de las tablas de severidad de las vibraciones han sido concebidas para los niveles producidos por desbalances sin embargo, durante muchos años se han estado utilizando y en la actualidad se siguen utilizando en estos menesteres. Como resultado final se produce el fallo de la máquina amén de que sus niveles de vibraciones no alcanzaron valores altos según la norma, lo cual hace pensar que el fallo fue catastrófico.

Si durante el monitoreo de la condición de la máquina se lleva a cabo un diagnóstico de fallos, entonces se podrán detectar problemas potenciales antes de que se produzca la rotura catastrófica

La Figura 4.1 ilustra la muy conocida tabla de severidad de las vibraciones aunque muy pocos conozcan de su concepción para la evaluación de la severidad del desbalance en rotores, para lo cual constituye una buena guía y nada más. Varios autores plantean

desconocer el origen de esta tabla y la contemplan como una derivación de la tabla original de *RATHBONE*. Muchas versiones de esta tabla han sido publicadas y en no pocos grupos de especialistas se identifica como tabla de severidad de vibraciones de *IRD*. No obstante, con independencia del propietario de esta tabla, ésta sólo deberá ser usada como una buena guía para evaluar la severidad del desbalance y nada más.

En la generalidad de las máquinas, se admite la presencia de algunas componentes de frecuencias en los espectros, siempre y cuando no contengan armónicas, modulación o se observe la señal en el tiempo truncada. Estas frecuencias podrán ser por ejemplo, ***1xRPM*** debido a desbalance, la frecuencia de engranaje y la frecuencia de paso de alabes. La presencia de otras componentes de frecuencias como por ejemplo, las relacionadas con los torbellinos de aceite, las frecuencias de paso de los elementos de los rodamientos y el ruido como tal, deben constituir motivo de preocupación y por supuesto deberán ser observadas e investigadas con cierta sistematicidad.

Empleo de las normas de severidad

Una buena guía para comenzar un acercamiento a lo que representa una condición normal de la máquina lo constituyen las normas, tales como la *ISO 2372* la cual especifica diferentes límites en la condición mecánica de la máquina de acuerdo con la potencia de ésta y el tipo de soporte. Estos indicadores contemplan la medición del *NIVEL TOTAL* de *Velocidad RMS* dentro de un rango de frecuencias de entre *10 Hz* y *1000 Hz*.

Por ejemplo, en forma general se aprecia que según estas normas (Figura 4.2), incrementos de los niveles de vibraciones en *2.5 veces* (8 dB) indican un cambio en la condición mecánica de la máquina. Sin embargo, incrementos de *10 veces* (20 dB) constituyen un cambio alarmante ya que ésta es la proporción que guarda la condición anormal respecto a la condición normal.

De aquí que como guía general, se pueda emplear la estrategia mostrada en la Figura 4.3, relacionando los espectros medidos con el *ESPECTRO DE REFERENCIA*. En otras palabras, se estima que el mejor indicador de la condición mecánica de la máquina viene dado por los cambios relativos que sufren los niveles de vibraciones con respecto a los espectros de referencia de la propia máquina.

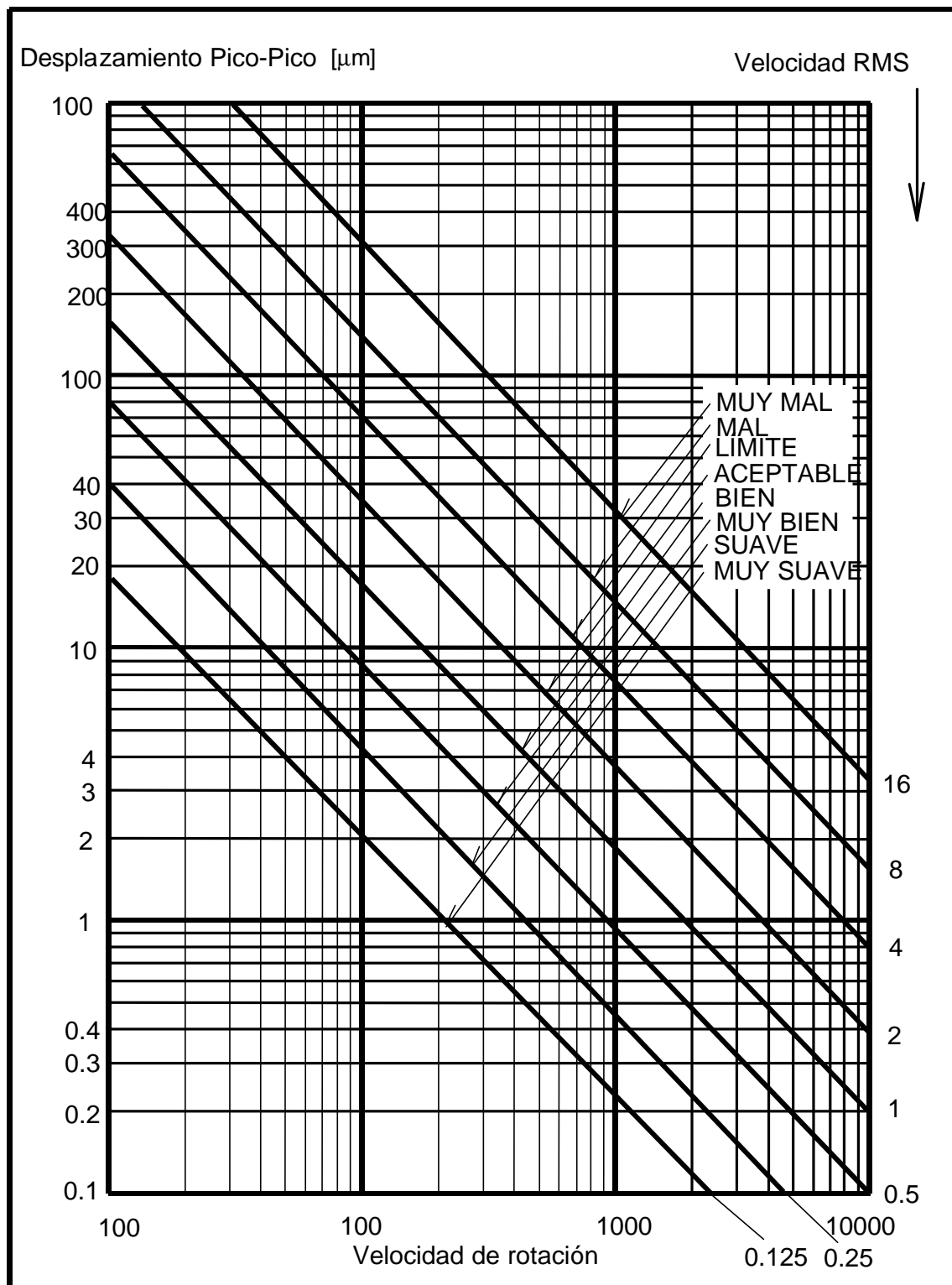


Figura 4.1. Tabla de severidad del desbalance.

45.00	No Permissible	No Permissible	No Permissible	No Permissible	
28.00				Límite	
18.00					
11.20				Límite	
7.10					
4.50	Límite	Límite	Admissible		
2.80		Admissible			
1.80	Admissible		Normal	Normal	
1.12	Normal				
0.71					
0.45	Normal	Normal	Normal		
0.28					
0.18					
- Vel. [mm/s]	Máquinas Pequeñas (15 kW)	Máquinas Medianas (15-75 kW) (300 kW, soporte especial)	Máquinas grandes (base rígida) (75 kW)	Máquinas grandes (alta velocidad) (75 kW)	

Figura 4.2. Criterio de severidad de las vibraciones acorde con las normas ISO 2372, VDI 2056 y BS 4675.

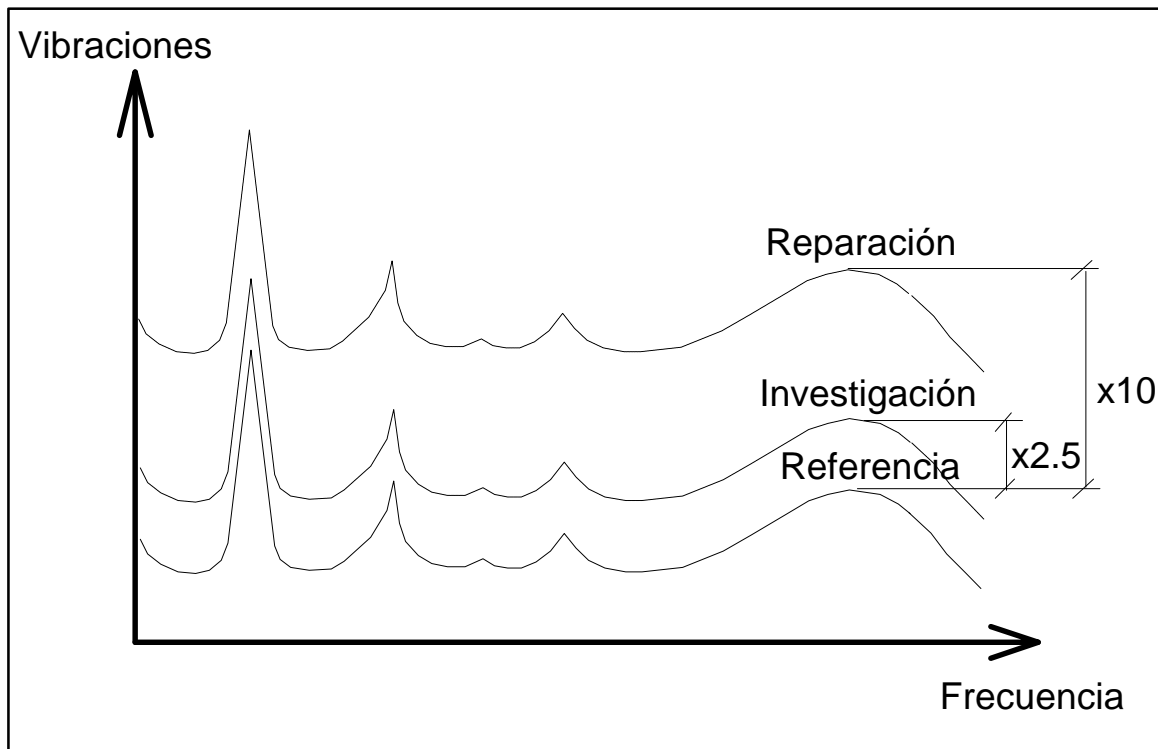


Figura 4.3. Cambios relativos al espectro de referencia.

Sin embargo, definir cuáles niveles son normales y cuáles son anormales constituye una labor algo contradictoria. El norteamericano *JAMES I. TAYLOR*, Presidente de *VIBRATION CONSULTANTS, Inc.* estima que sobre la base de su experiencia de más de veinte años obteniendo resultados satisfactorios con el empleo de los llamados estándares de calibración (ajustados a la velocidad de rotación), pudiera constituir una estrategia acertada el uso de estos según se muestra en la Tabla 4.1

Tabla 4.1. Estándares de Calibración ajustados a la velocidad de rotación.

MÁQUINAS ROTATORIAS (velocidad en RPM)	MÁQUINAS PAPELERAS (velocidad en FPM)	VELOCIDAD PICO [mm/s]
más de 1000	Más de 2400	hasta 18.0
500 - 1000	1700 - 2400	hasta 9.00
200 - 500	1000 - 1700	hasta 5.00
menos de 200	Menos de 1000	hasta 3.00

En esta tabla se puede apreciar, que problemas que representan igual severidad equivalen a iguales por cientos de la escala completa para cada velocidad de operación. Por ejemplo, un problema de desbalance en un ventilador que opera a *1200 RPM* reflejado con *9 mm/s* o con

el 50% de la “escala” de 0 hasta 18 mm/s, es tan severo como 1.5 mm/s en un ventilador que gire a 150 RPM.

Frecuencias generadas

Un desbalance, como ya se ha dicho en reiteradas ocasiones, produce una componente a **1xRPM**. Cuando el rotor posee una masa concentrada a cierta distancia con respecto al centro de rotación de éste, ambos factores se combinan con la velocidad de rotación para producir un vector fuerza de cierta magnitud y cierta posición. Si el rotor posee más de una concentración de masa, se tendrá un vector fuerza resultante de la suma vectorial de los vectores fuerza individuales. Todo esto conduce al hecho de que, como el vector fuerza gira con el rotor, entonces se genera una vibración a la propia frecuencia de rotación. De aquí que sea necesario y oportuno tener en cuenta lo siguiente:

1. La velocidad de operación se cuantifica de manera estándar en el ámbito industrial en *RPM* o *FPM*.
2. La frecuencia de las vibraciones se mide en *CPM* o *Hz*.
3. Las frecuencias identifican el problema.
4. Las amplitudes identifican la severidad relativa del problema. Las amplitudes pueden ser amplificadas bajo los efectos de soldaduras o resonancias y pueden ser atenuadas por la influencia de la masa, la rigidez y/o el amortiguamiento. La peor situación tiene lugar cuando las amplitudes son amplificadas o atenuadas por la instrumentación empleada.

Cada una de las frecuencias generadas son iguales al número de veces el evento que está teniendo lugar, multiplicado por la velocidad de rotación. Por ejemplo, una frecuencia igual a la mitad de la velocidad de rotación se genera cuando el problema tiene lugar en revoluciones alternas, tal es el caso de algunos tipos de soldaduras. Cuando por el contrario, el evento ocurre una vez por revolución, tal es el caso del desbalance, se genera una frecuencia igual a la velocidad de rotación.

Los espectros de amplitudes obtenidos como resultado de las mediciones realizadas en los alojamientos de los rodamientos de una máquina, revelan componentes cercanas a las revoluciones del eje principal, originadas por desbalances, desalineamientos, flexiones permanentes en árboles y ejes así como, pedestales "blandos" y soldadura mecánica. Estos se manifiestan de forma general en las máquinas rotatorias.

El Desbalance

Constituye una de las fuentes más comunes en los problemas de vibraciones en maquinarias, siendo la causa principal en aproximadamente el 40 % de los casos de vibraciones excesivas. La presencia del desbalance como único problema en la máquina se refleja en los espectros de las vibraciones medidas en los cojinetes de apoyo del rotor, como una componente definida claramente a la frecuencia de rotación del elemento desbalanceado. Observe la Figura 4.4.

El desbalance se manifiesta a una frecuencia igual a $1xRPM$ del elemento rotatorio desbalanceado

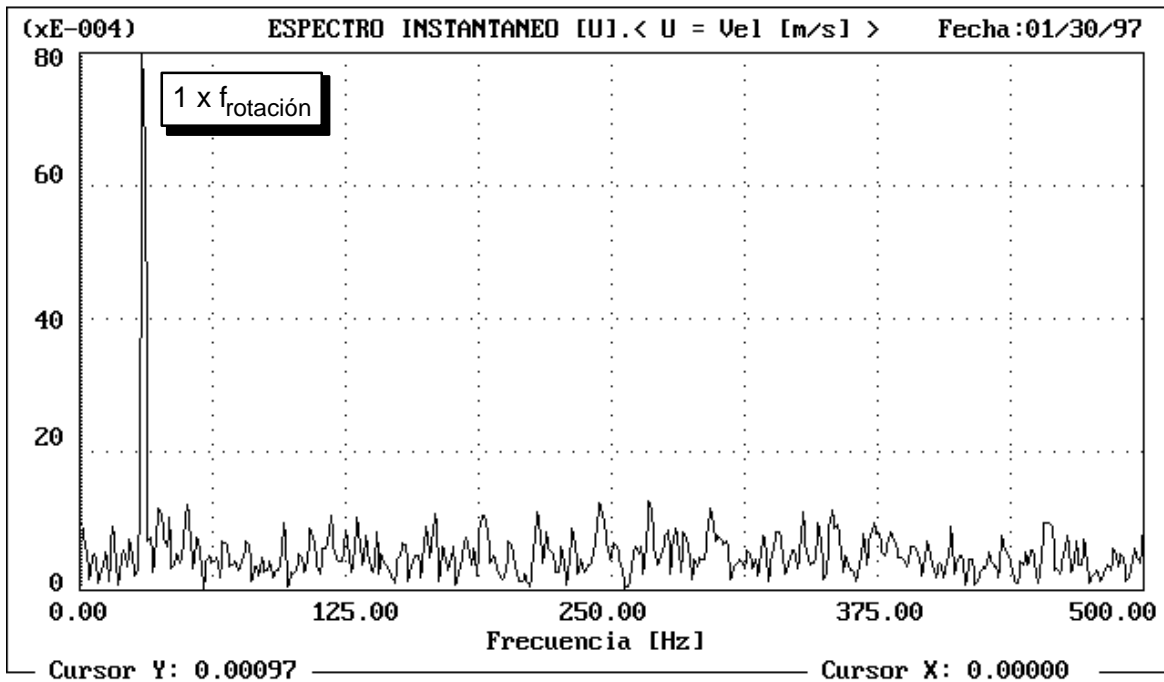


Figura 4.4. Apariencia espectral del desbalance

El desbalance puede ser definido sobre la base de la no coincidencia del eje de rotación y el eje longitudinal principal de inercia del rotor. Este eje, une todos los centros de gravedad de cada una de las infinitas secciones transversales que componen al rotor, que al no coincidir con el eje de rotación podrán inducir cuatro tipos de desbalances, en virtud de los cuales habrá que decidir cómo balancear el rotor.

Desbalance estático

Identificado también como desbalance de fuerzas se define (Figura 4.5a) como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor está desplazado paralelamente con respecto al eje de rotación.

Puede ser detectado colocando el rotor sobre dos apoyos prismáticos. La parte más pesada tenderá a ubicarse siempre por debajo del eje de rotación o lo que es lo mismo, el eje longitudinal principal de inercia quedará por debajo del eje de rotación.

Este tipo de desbalance puede identificarse también comparando las mediciones de amplitud y fase en los extremos del rotor. Rotores simétricos soportados por cojinetes idénticos exhibirán idénticos valores de amplitud y fase de las vibraciones filtradas a la frecuencia de rotación, si el desbalance es de tipo ESTÁTICO.

Desbalance par

Se define (Figura 4.5b) como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en el centro de masas del propio rotor.

Recuerde que mecánicamente hablando, un PAR de fuerzas está constituido por dos fuerzas iguales, paralelas y de sentido contrario, desplazadas cierta distancia. Observe en la propia Figura 4.5b) que una situación similar al PAR de fuerzas, tiene lugar en el caso del intercepto en el centro de masas del rotor de su eje longitudinal principal de inercia con su propio eje de rotación. En este caso por ejemplo, al comparar las lecturas de amplitud de las vibraciones de un rotor simétrico soportado por cojinetes idénticos, éstas serán iguales pero la fase tendrá una diferencia de 180° .

Desbalance casi - estático

Se define (Figura 4.5c) como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en un punto arbitrario o sea, un punto que no coincide con el centro de masas del propio rotor.

En este caso, las lecturas de fase a ambos lados del rotor exhibirán una diferencia aproximada de 180° aunque las amplitudes diferirán substancialmente.

Desbalance dinámico

Se define (Figura 4.5d) como aquella condición para la cual:

El eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a éste.

En otras palabras, el eje longitudinal principal de inercia del rotor cruza al eje de rotación del propio rotor.

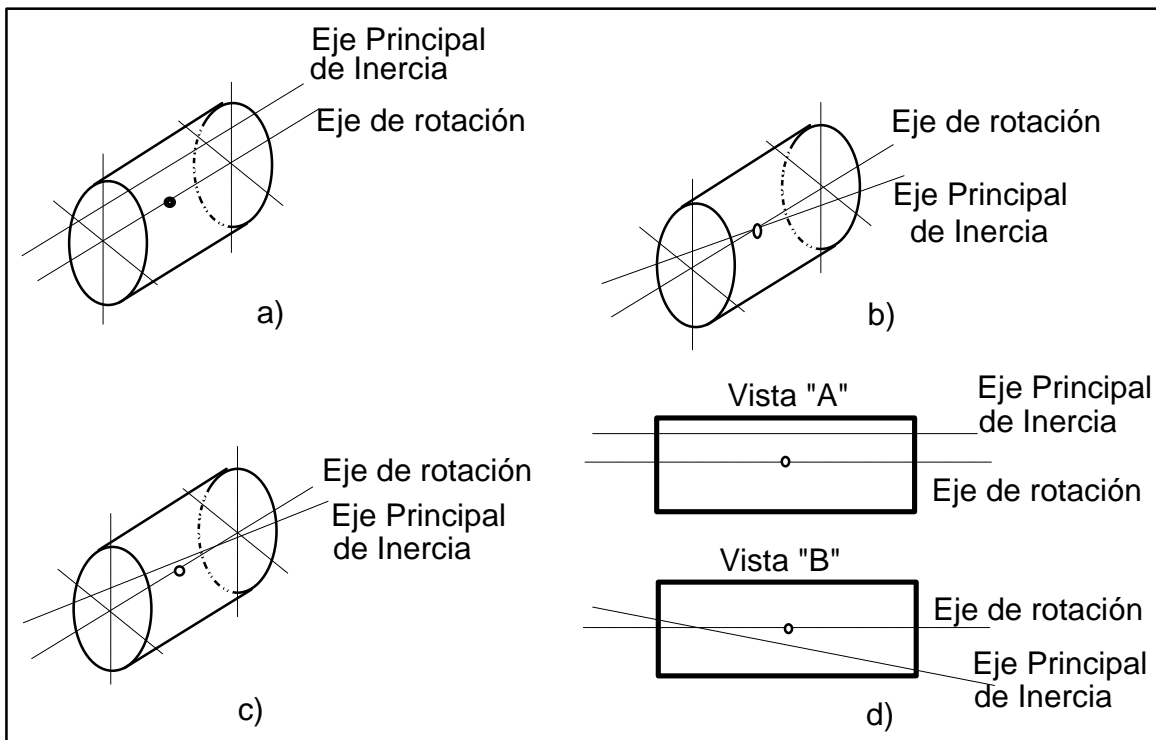


Figura 4.5 Tipos de desbalances. a) Estático. b) Par. c) Casi estático. d) Dinámico.

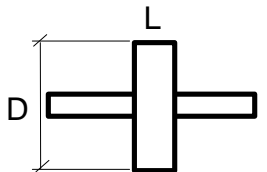
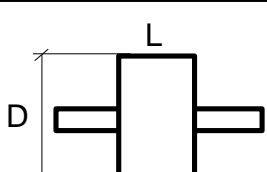
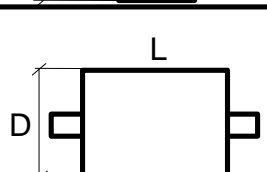
Modelos para el balanceo

Realmente, para decidir qué modelo se tomará para efectuar el balanceo, no es estrictamente necesario reconocer o identificar qué tipo de desbalance presenta el rotor. De igual forma, con lo estudiado hasta el momento es evidente que los tipos de desbalances identificados como *PAR*, *CASI-ESTÁTICO* y *DINÁMICO* sólo pueden ser corregidos en al menos dos secciones transversales «planos» del rotor.

Por ello, resulta de inestimable valor práctico el empleo de algunas recomendaciones como por ejemplo, las de la firma *IRD Mechanalysis* para decidir, en función de la relación L/D cuál es el modelo apropiado para ser utilizado durante el ejercicio de balanceo.

La experiencia del autor en la ejecución y asesoría de trabajos de balanceo indica que la Tabla 4.2 deberá ser utilizada sólo como una guía, ya que en ocasiones hay que recurrir al balanceo en dos o más planos en algunos casos donde la tabla indica el empleo del modelo de un solo plano y viceversa.

Tabla 4.2 Modelos para balanceo

<div> <div>MODELO</div> <div>ROTOR</div> </div>	<div>RELACIÓN</div> <div>$\frac{L}{D}$</div>	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 RPM	Superior a 1000 RPM	NO
	Mayor que 0.5 y Menor que 2	Hasta 150 RPM	150 - 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 RPM	Superior a 100 RPM y Hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Unidades para expresar el desbalance

La cantidad del desbalance en elementos rotatorios se define según la "filosofía" del rotor equivalente. En la Figura 4.6a) el lector puede reconocer un rotor en forma de disco con cierto desbalance, esto quiere decir que el rotor posee un exceso de masa m_d a una distancia r del centro de rotación. Este rotor opera a velocidad angular constante \mathbf{w} .

Por otro lado, la Figura 4.6b) muestra un rotor excéntrico cuya masa es M , la excentricidad es e y opera a una velocidad angular ω igual a la del rotor de la Figura 4.6a).

En resumen, si se asume que el efecto del desbalance es el mismo en ambos rotores (Figuras 4.6a y 4.6b respectivamente), entonces se podrá asumir que las fuerzas dinámicas son iguales por lo que:

$$m_d \times r = M \times e$$

De manera que al producto $m_d.r$ se le denomina CANTIDAD DE DESBALANCE y según el *Sistema Internacional de Unidades* y la Norma ISO 1940 debe ser expresado en **gramos - milímetros, [g-mm]**.

$$U_d = m_d \times r$$

Desde luego, este producto pudiera no ser muy convincente ya que por ejemplo, una masa desbalanceada de **2 gramos** ubicada a **100 milímetros** del centro de rotación produce una cantidad de desbalance de **200 [g-mm]**, lo cual no implicaría igual preocupación en un rotor

de **100 kg** de masa que en uno de media tonelada. Por ello, es una práctica habitual expresar la cantidad de desbalance en unidades relativas a la masa del rotor.

$$U_{d/M} = \frac{m_d \times r}{M}$$

Para los ejemplos del párrafo anterior el desbalance será equivalente a **2 [g-mm/kg]** y **0.4 [g-mm/kg]** respectivamente.

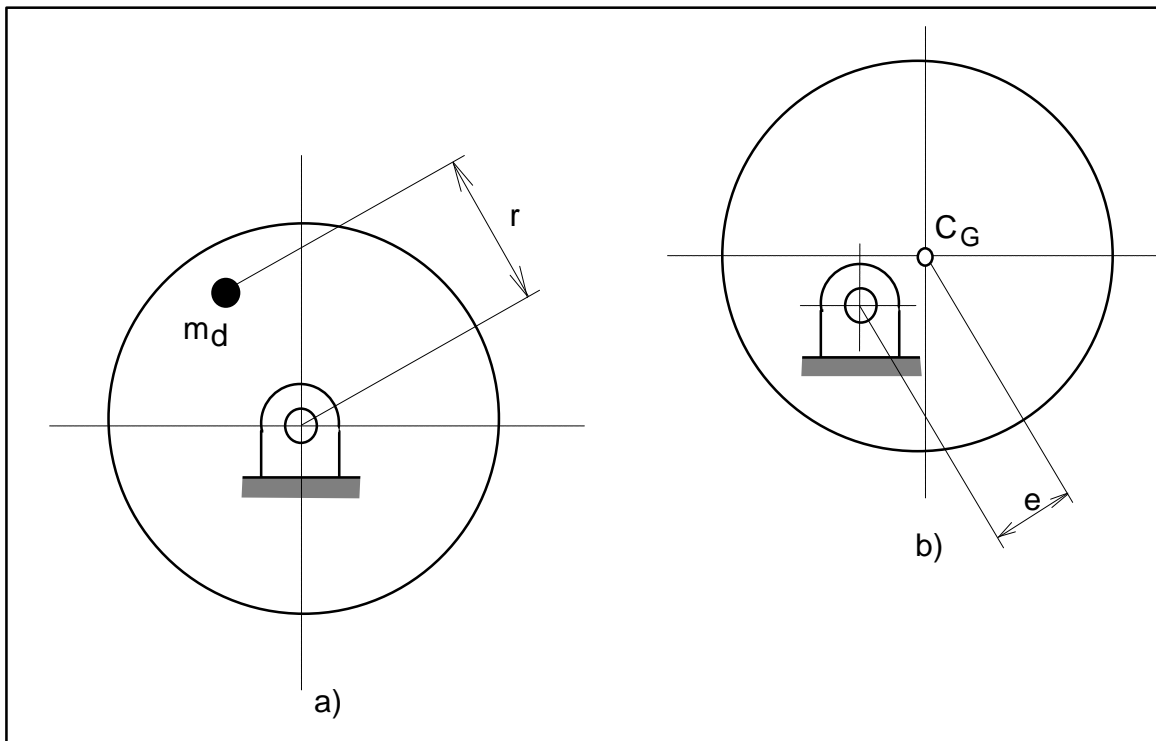


Figura.4.6 Rotores equivalentes.

Amplitud y fase de las vibraciones debido al desbalance

Asumiendo que no existe otra fuente considerable de vibraciones que no sea un desbalance, la comparación de fase para las lecturas en la dirección vertical en ambos extremos del rotor inspeccionado debe reportar un resultado similar al obtenido al comparar en fase las lecturas en la dirección horizontal también en ambos extremos del propio rotor.

Visto de otra forma, si las lecturas de fase reportan que el rotor está vibrando en el plano vertical en forma similar a como lo hace en el plano horizontal entonces este comportamiento es indicativo de la presencia de un desbalance.

Adicionalmente, si la causa del problema es desbalance entonces es razonable que la lectura horizontal de amplitud sea similar a la lectura vertical de amplitud para un mismo apoyo. Sin embargo, normalmente el desbalance causa mayores lecturas de amplitud en la dirección donde menor sea la rigidez del pedestal. Observe la Figura 4.7 que resume todo lo abordado hasta el momento.

Si durante el ejercicio de diagnóstico se detectan otros problemas además del desbalance, entonces habrá que eliminar la causa de todos estos problemas antes de balancear el rotor

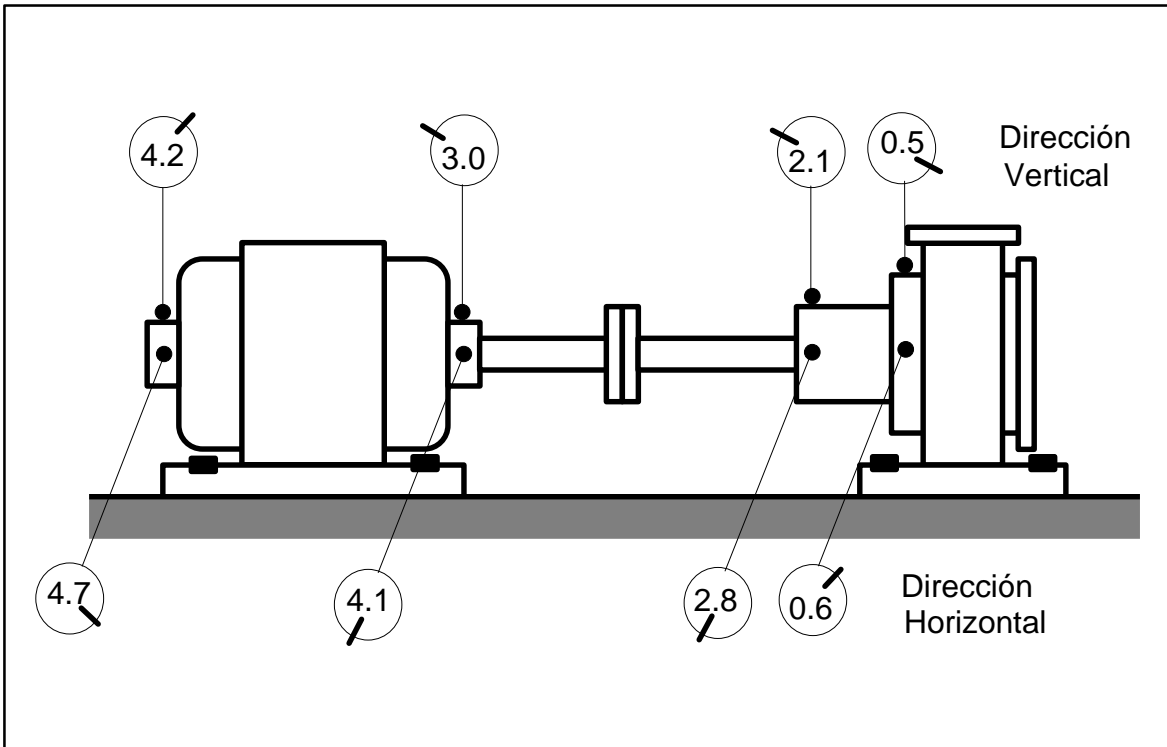


Figura 4.7. Caso típico de desbalance.

Balanceo en un plano

Cuando se habla de balancear en un plano, se está haciendo referencia a la acción de efectuar las correcciones sólo en una "cara" del rotor. El lector puede remitirse a la Tabla 4.2 como guía para la selección del modelo. Para llevar a cabo el balanceo en un plano se pueden emplear diferentes técnicas, de acuerdo con la instrumentación disponible en la planta.

Balanceo en un plano sin medición de fase

Como quiera que no siempre se dispone de un instrumento para medir fase o por determinadas razones se hace prácticamente imposible la medición de este parámetro, resulta de inestimable valor práctico poder disponer de una técnica para balancear sin contar con la información de fase.

De manera que, sólo será necesario medir la amplitud de las vibraciones preferiblemente a la frecuencia de rotación. De igual forma, será necesario marcar en el rotor las posiciones 1, 2 y 3 a 90° entre sí, según se ilustra en la Figura 4.8.

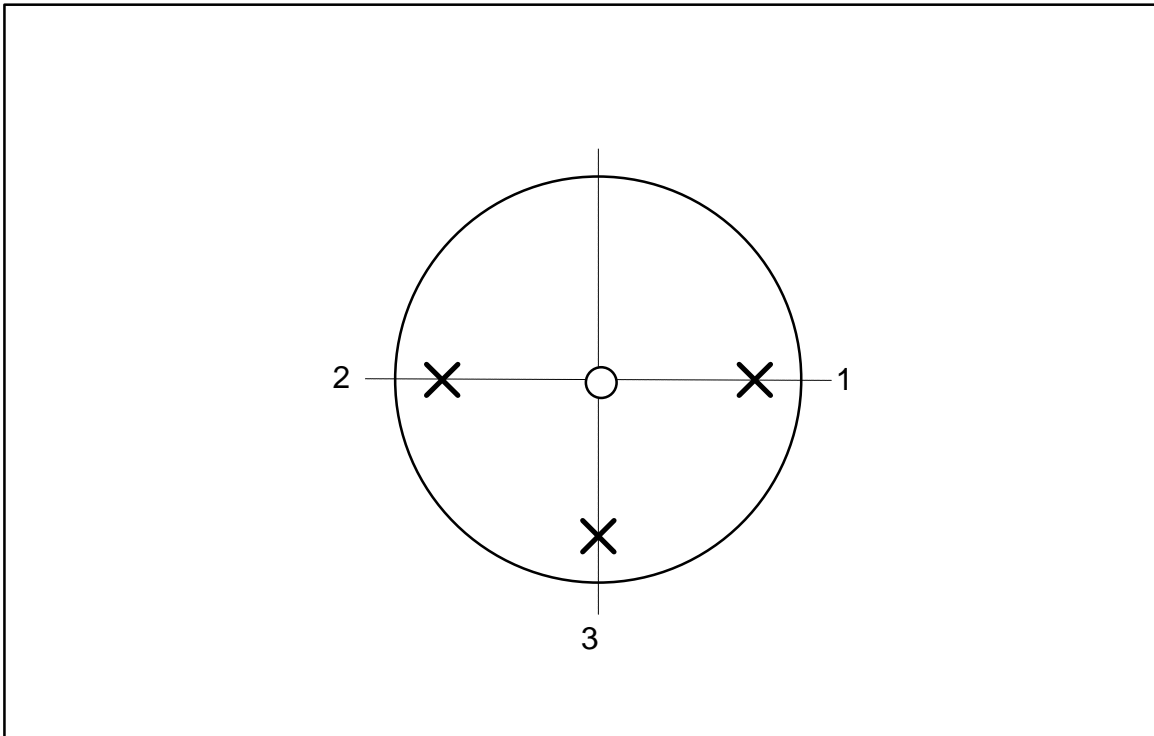


Figura 4.8. Señalización del rotor para el balanceo en un plano sin medición de fase.

El método consiste en realizar cuatro corridas de prueba. En la primera de ellas se medirá la amplitud de las vibraciones o sea, se tomará la LECTURA ORIGINAL V_o .

Para la segunda corrida de pruebas se fijará una masa de pruebas de valor conocido M_T en la posición 1 y nuevamente se medirá la amplitud de las vibraciones, ahora identificada como V_1 . Esta lectura será proporcional al efecto de la acción conjunta del desbalance original más el provocado por la masa de pruebas ubicada en la posición 1.

Posteriormente, la masa de pruebas se moverá desde la posición 1 hacia la posición 2, conservando igual radio de fijación que el empleado para la prueba anterior. Nuevamente se medirá la amplitud de las vibraciones y la lectura V_2 será proporcional al efecto de la acción conjunta del desbalance original más el provocado por la masa de pruebas en la posición 2.

Del tratamiento vectorial de estas magnitudes medidas se podrá obtener como resultado la amplitud de las vibraciones V_T provocadas por el efecto único de la masa de pruebas así como el ángulo de posición del desbalance original V_o respecto a la posición 1, según se muestra a continuación.

$$V_T = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2 \times V_o^2}{2}}$$

$$\alpha_0 = \cos^{-1} \frac{V_1^2 - V_2^2}{4 \times V_T \times V_o}$$

Ahora el problema radica en analizar en qué sentido, horario o antihorario, se deberá recorrer α_o para identificar la posición del desbalance original, representado por V_o .

Para ello será necesario ejecutar la cuarta prueba, moviendo la masa de pruebas desde la posición 2 hacia la posición 3. Según la nueva lectura V_3 se evidenciará en qué sentido recorrer el ángulo α_o .

Las lecturas de vibraciones debidas a problemas de desbalance guardan igual proporción que las masas desbalanceadas que los provocan por lo cual se puede calcular la masa de corrección M_c a partir de:

$$M_C = M_T \frac{V_0}{V_T}$$

Balanceo en un plano con medición de fase

Realmente, en la actualidad no es difícil encontrar en la industria algunos modelos de instrumentos para la medición de vibraciones que permitan medir también la fase. Por ello es que se ha decidido incluir también la descripción de los aspectos terminales de la tecnología de balanceo en un plano, empleando además de la lectura de amplitud de las vibraciones, la lectura de fase de éstas. Para efectuar la medición de fase es muy frecuente emplear un instrumento dotado de una lámpara estroboscópica, la cual emite un destello por cada vuelta del rotor, lo que a la vez produce una ilusión óptica que permite observar "detenida" una marca de referencia. De esta forma, la primera medición se ejecutará con el rotor en condiciones normales, obteniéndose la lectura original de amplitud y fase del desbalance, V_o y α_o respectivamente.

Posteriormente, se fija una masa de pruebas en la misma posición de la marca de referencia que fuera realizada previamente en el rotor y se mide nuevamente, obteniéndose las lecturas de amplitud y fase V_I y α_I respectivamente, asociadas al efecto conjunto de la masa desbalanceada y de la masa de pruebas.

Vectorialmente el problema se resuelve de la siguiente forma:

$$A = (V_I \cos \alpha_I - V_o \cos \alpha_o)$$

$$B = (V_I \sin \alpha_I - V_o \sin \alpha_o)$$

$$V_T = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$\alpha_T = \tan^{-1} \frac{B}{A} \quad \text{si } A > 0$$

$$\alpha_T = 180^\circ + \tan^{-1} \frac{B}{A} \quad \text{si } A < 0$$

Al igual que en el método de balanceo explicado anteriormente, la masa de corrección M_c podrá ser calculada según la siguiente expresión:

$$M_C = M_T \frac{V_0}{V_T}$$

Y el ángulo de ubicación $\mathbf{a_c}$ de la masa de corrección, será medido respecto a la posición en la que fue fijada la masa de pruebas y calculado según:

$$\mathbf{a_C} = -\mathbf{a_T} + \mathbf{a_0} + 180^\circ$$

Balanceo en dos planos

El ejercicio de balanceo en dos planos es similar al ejecutado cuando se balancea en un plano. Para balancear en dos planos pueden emplearse diferentes procedimientos de acuerdo con varios factores tales como, la configuración del desbalance, la razón longitud/diámetro, la relación entre la velocidad a la cual se balanceará el rotor y la velocidad de operación de éste así como la flexibilidad del rotor y la magnitud del efecto cruzado.

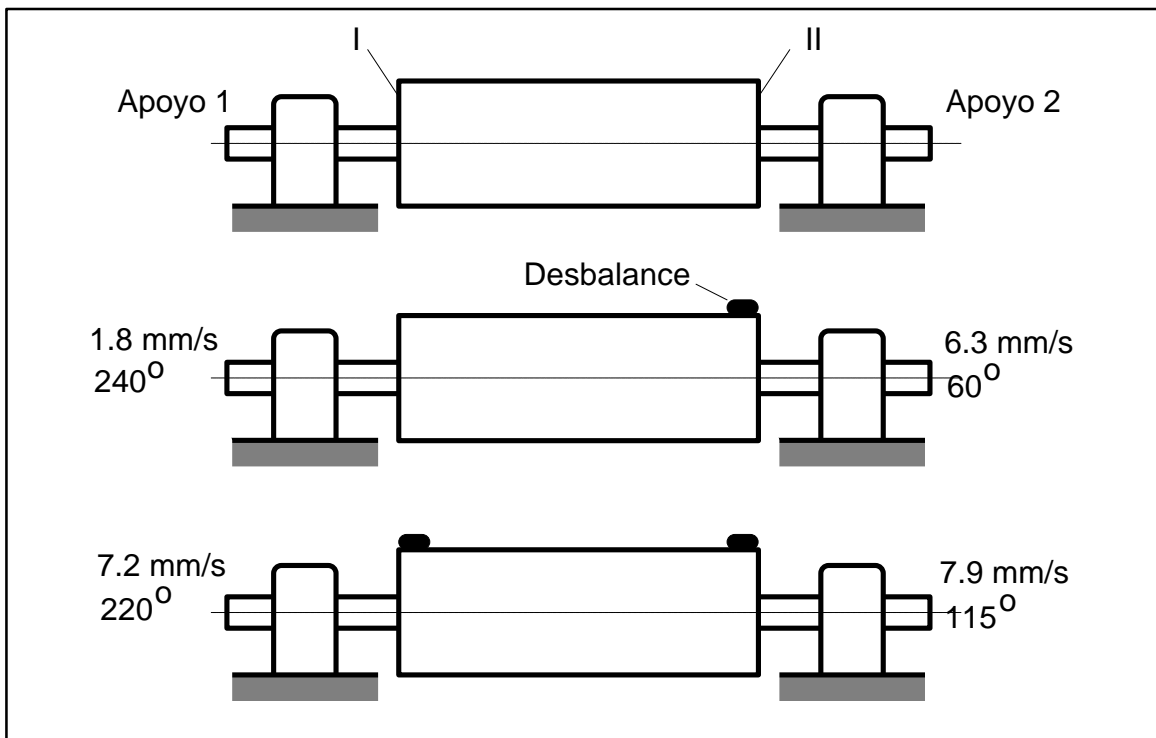


Figura 4.9 Ilustración del efecto cruzado.

Efecto cruzado

El balanceo en dos planos exige de una atención especial debido al llamado EFECTO CRUZADO, identificado como la interferencia mutua de los planos de corrección que puede ser explicada a partir del efecto de uno de los planos de balanceo en las mediciones que se efectúen en el plano opuesto. Observe la Figura 4.9

El procedimiento que será descrito a continuación requiere de tres corridas de prueba para lo cual será necesario definir los planos de balanceo *I* y *II* tal y como se observa en la Figura 4.10.

1. Mida los niveles de vibraciones en los puntos Nos. 1 y 2 (planos *I* y *II*) obteniendo las lecturas originales $V_{1,0}$ $\mathbf{\dot{D}a}_{1,0}$ y $V_{2,0}$ $\mathbf{\dot{D}a}_{2,0}$.
2. Detenga el rotor y fije la masa de pruebas de valor conocido M_T en un radio conocido r en el Plano *I* y ponga en marcha el rotor. Mida los niveles de vibraciones provocados por la acción simultánea de los desbalances originales en cada plano y la masa de pruebas en el Plano *I*, obteniendo $V_{1,1}$ $\mathbf{\dot{D}a}_{1,1}$ y $V_{2,1}$ $\mathbf{\dot{D}a}_{2,1}$.
3. Detenga el rotor, retire la masa de pruebas del Plano *I* y fíjela en el Plano *II* con un radio r igual al que usó para el Plano *I*. Ponga en marcha el rotor y mida los niveles provocados por la acción simultánea de los desbalances originales en cada plano y la masa de pruebas en el Plano *II*, obteniendo $V_{1,2}$ $\mathbf{\dot{D}a}_{1,2}$ y $V_{2,2}$ $\mathbf{\dot{D}a}_{2,2}$.

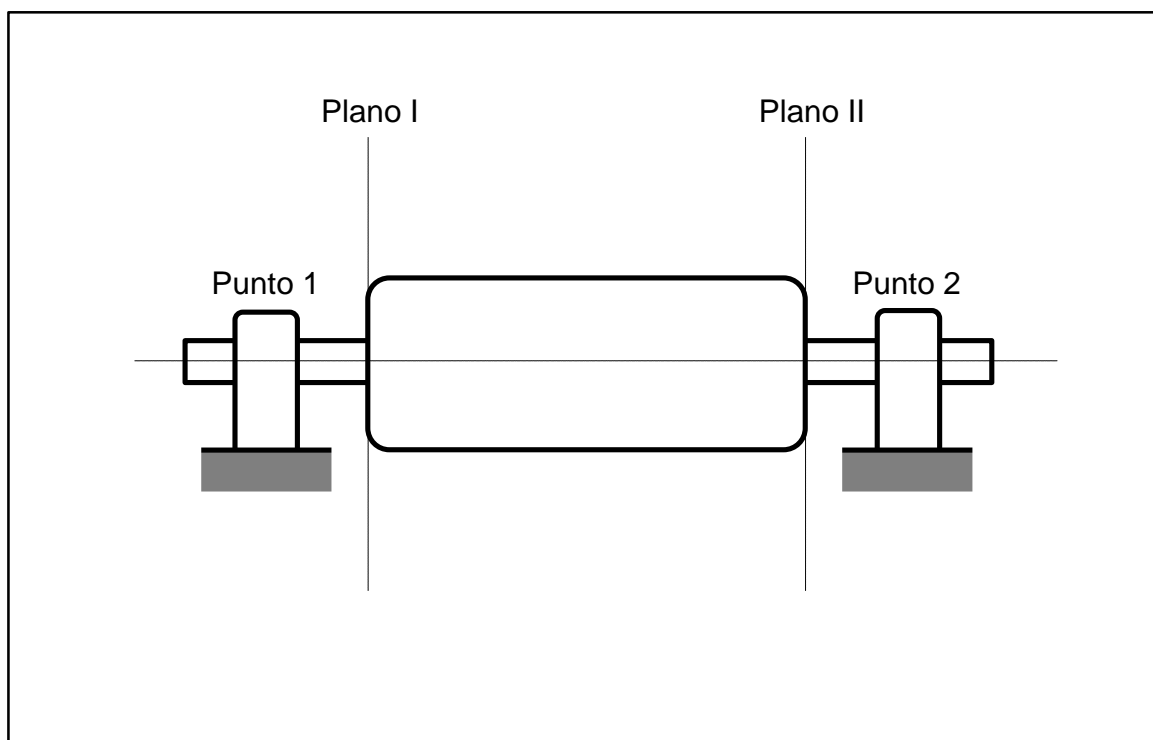


Figura 4.10 Planos de balanceo y puntos de medición.

En la Tabla 4.3 se refleja la HOJA DE DATOS que emplea el autor cuando realiza pruebas de balanceo dinámico. Observe como la nomenclatura empleada responde al siguiente convenio:

$V_{P,M}$: Amplitud de las vibraciones en el Plano P debido a la masa de pruebas en el Plano M .

$a_{P,M}$: Fase de las vibraciones en el Plano P debido a la masa de pruebas en el Plano M .

La solución a este procedimiento de balanceo responde a un problema vectorial por lo cual podrá ser abordada gráfica y/o analíticamente. El autor considera que la solución gráfica exige de una precisión tal que pudiera acarrear muchos inconvenientes desde el punto de vista práctico. Sin embargo, la solución analítica, aunque requiere de la ejecución de unas pocas operaciones matemáticas, excluye todos los inconvenientes asociados a la solución gráfica incluso, las expresiones involucradas pueden ser programadas en una calculadora de bolsillo.

Todo el problema radica entonces en trabajar con los efectos que las masas de pruebas ejercen sobre cada plano, esto es:


$(V_{I,1}-V_{I,0})$: efecto en el Plano I de la masa de pruebas situada en el Plano I .

$(V_{I,2}-V_{I,0})$: efecto en el Plano I de la masa de pruebas situada en el Plano II .

$(V_{2,1}-V_{2,0})$: efecto en el Plano II de la masa de pruebas situada en el Plano I .

$(V_{2,2}-V_{2,0})$: efecto en el Plano II de la masa de pruebas situada en el Plano II .

Tabla 4.3 Hoja de Datos para el Balanceo Simultáneo en Dos Planos



CEIM Centro de Estudios de Innovación y Mantenimiento
 Calle 200 No. 1706 entre 17 y 19. Atabey. Reparto Siboney. Playa.
 Habana. Cuba. Telefax: (537)21.67.12

HOJA DE DATOS

BALANCEO SIMULTÁNEO EN DOS PLANOS

Rotor: _____ **Velocidad:** _____[RPM]

M. prueba: _____ [g] **Radio:** _____ [mm] **Lectura:** Ac ☐ Ve ☐ De ☐ **Unidades:** _____

MASA DE PRUEBAS	MEDICIÓN DE VIBRACIONES							
	PLANO I				PLANO II			
NINGUNA	$V_{1,0}$		$\alpha_{1,0}$		$V_{2,0}$		$\alpha_{2,0}$	
PLANO I	$V_{1,1}$		$\alpha_{1,1}$		$V_{2,1}$		$\alpha_{2,1}$	
PLANO II	$V_{1,2}$		$\alpha_{1,2}$		$V_{2,2}$		$\alpha_{2,2}$	

PLANO I:
Corrección: _____[g] **Ángulo:** _____[°] **Horario** ☐ **Antihorario** ☐ **Radio:** _____[mm]

PLANO II:
Corrección: _____[g] **Ángulo:** _____[°] **Horario** ☐ **Antihorario** ☐ **Radio:** _____[mm]

Ejecutado por: _____ **Aprobado por:** _____ **Fecha:** _____

Estos efectos se pueden representar vectorialmente de acuerdo con la Figura 4.11.

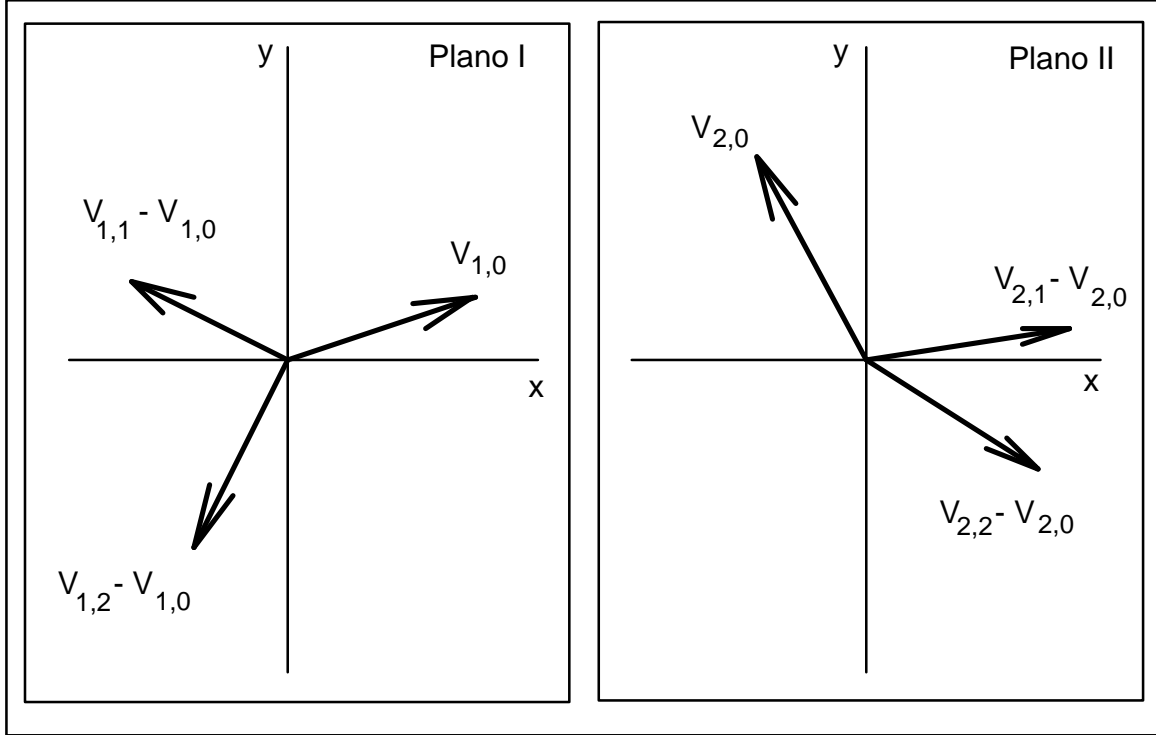


Figura 4.11 Representación vectorial de los desbalances originales y los provocados por la masa de pruebas en cada plano.

Luego entonces, desviando (fase) y alterando los módulos (longitud) de los vectores $(V_{1,1} - V_{1,0})$ y $(V_{1,2} - V_{1,0})$ en el Plano *I* así como los vectores $(V_{2,1} - V_{2,0})$ y $(V_{2,2} - V_{2,0})$ en el Plano *II* se podrá lograr que la suma de estos compense a los vectores desbalance original $V_{1,0}$ y $V_{2,0}$ en cada plano. Esto se puede escribir según las siguientes expresiones vectoriales.

$$(\vec{V}_{1,1} - \vec{V}_{1,0})\vec{Q}_1 + (\vec{V}_{1,2} - \vec{V}_{1,0})\vec{Q}_2 = -\vec{V}_{1,0}$$

$$(\vec{V}_{2,1} - \vec{V}_{2,0})\vec{Q}_1 + (\vec{V}_{2,2} - \vec{V}_{2,0})\vec{Q}_2 = -\vec{V}_{2,0}$$

Siendo Q_1 y Q_2 los vectores encargados de desviar y alterar a los vectores mencionados anteriormente para lograr la compensación de los desbalances originales.

Estos también tendrán módulo y fase, expresados según:

$$\vec{Q}_1 = Q_1 \angle \alpha_{Q_1}$$

$$\vec{Q}_2 = Q_2 \angle \alpha_{Q_2}$$

De esta forma, se podrá calcular el valor de las masas de corrección M_C para cada plano.

$$M_{C_1} = Q_1 \times M_T$$

$$M_{C_2} = Q_2 \times M_T$$

Un ejemplo

El rotor de una máquina que opera a 1750 RPM produce vibraciones excesivamente altas a la frecuencia de rotación y después de un análisis exhaustivo de los espectros se diagnosticó un problema de desbalance. La geometría del rotor exige la necesidad de balancearlo en dos planos por lo que se tomaron las lecturas originales en cada cojinete, filtrando a la frecuencia de rotación. En el Plano *I* la lectura original fue de $4.7 \text{ mm/s } \angle 90^\circ$ y en el Plano *II* de $6.5 \text{ mm/s } \angle 140^\circ$. Para proceder a balancear se comprobó que con el empleo de una masa de pruebas de 5 gramos es suficiente para producir niveles de vibraciones significativos. Los resultados de las corridas de prueba se muestran en la Tabla 4.4

Tabla 4.4 Resultados del ejemplo de prueba.

MASA DE PRUEBAS	MEDICIÓN DE VIBRACIONES							
	PLANO I				PLANO II			
NINGUNA	$V_{1,0}$	4.7	$\alpha_{1,0}$	90°	$V_{2,0}$	6.5	$\alpha_{2,0}$	140°
PLANO I	$V_{1,1}$	11.5	$\alpha_{1,1}$	20°	$V_{2,1}$	4.4	$\alpha_{2,1}$	120°
PLANO II	$V_{1,2}$	4.6	$\alpha_{1,2}$	70°	$V_{2,2}$	9.0	$\alpha_{2,2}$	130°

En la Figura 4.12 se muestran los resultados del programa **BALDIN**, escrito por el autor para dar solución al problema del BALANCEO SIMULTÁNEO EN DOS PLANOS, aunque para sus trabajos personales prefiera emplear una versión programada para la calculadora de bolsillo **CASIO fx-6300G**.

```
Vibrasoft(R) BALDIN - Balanceo Dinámico  
(C)Copyright Vibrasoft 1984-96.
```

RESULTADOS EN EL PLANO I

Vector operador ==> Módulo = .415 Fase = -48°

Masa de corrección de 2.1 gramos ubicada a -48°

RESULTADOS EN EL PLANO II

Vector operador ==> Módulo = 1.90 Fase = 217°

Masa de corrección de 9.5 gramos ubicada a 217°

Figura 4.12 Resultados del programa BALDIN

Las masas de corrección de 2.1 gramos y 9.5 gramos serán fijadas a -48° y 217° en los Planos I y II respectivamente en el mismo radio en que éstas fueron fijadas. Los ángulos serán medidos a partir de la posición de las masas de prueba.

Tolerancias para el balanceo "in situ"

Durante los razonamientos expuestos hasta el momento, se puede inferir que es necesario balancear hasta un NIVEL o CONDICIÓN ACEPTABLE. Está claro que lo ideal sería reducir a cero la fuerza desbalanceada, pero obviamente desde el punto de vista práctico esto no es posible y desde el punto de vista económico, si fuera posible prácticamente, resultaría sumamente costoso.

Por ello, existen una serie de recomendaciones para aceptar como normales las vibraciones producidas por un rotor con cierto grado de desbalance. Los fabricantes de máquinas o los usuarios de éstas generalmente indican los límites permisibles para la condición de desbalance pero en ausencia de estas recomendaciones, se utilizan las llamadas normas de severidad.

En muchos casos, los indicadores antes mencionados no existen y firmas como *IRD Mechanalysis* han desarrollado algunas cartas de SEVERIDAD DE LAS VIBRACIONES como la mostrada en la Figura 4.1

Sin embargo, probablemente nadie esté mejor capacitado para decidir cuál es el límite de vibraciones aceptables para una máquina que su propio fabricante. Por ello, se sugiere que cuando el personal que se dedica a los trabajos de diagnóstico y balanceo no cuente con suficiente experiencia en estos menesteres o cuando no se disponga de información relacionada con la historia vibroacústica de la máquina, se cumplan con rigurosidad las recomendaciones emitidas por el fabricante a estos efectos.

Tabla 4.5 Grado de calidad del balanceo según ISO 1940/1.

CALIDAD DEL BALANCEO	($e_{\text{per}} \times \omega$) en [mm/s]	TIPO DE ROTOR
G4000	4000	Cigüeñales de motores (diesel) marítimos de bajas revoluciones, montados sobre soportes rígidos y con un número de cilindros impar.
G1600	1600	Cigüeñales de motores de dos tiempos montados sobre soportes rígidos.
G630	630	Cigüeñales de motores de cuatro tiempos montados sobre soportes rígidos. Cigüeñales de motores (diesel) marítimos montados sobre soportes elásticos.
G250	250	Cigüeñales de motores (diesel) de cuatro cilindros y de alta velocidad, montados sobre soportes rígidos.
G100	100	Cigüeñales de motores (diesel) de seis o más cilindros y de alta velocidad. Cigüeñales de motores de combustión interna (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles.
G40	40	Ruedas y llantas de carros. Cigüeñales de motores de cuatro tiempos de alta velocidad (gasolina, diesel) sobre soportes elásticos y con seis o más cilindros.
G16	16	Ejes de propelas, ejes de transmisiones cardánicas. Elementos de máquinas agrícolas. Componentes individuales de motores (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles. Cigüeñales de motores de seis o más cilindros bajo requerimientos especiales.
G6.3	6.3	Elementos de máquinas procesadoras en general. Engranajes para turbinas de usos marítimo. Rodillos para máquinas papeleras. Ventiladores. Rotores de turbinas para la aviación. Impelentes para bombas. Máquinas herramienta. Rotores de motores eléctricos.
G2.5	2.5	Turbinas de gas y de vapor. Rotores rígidos para turbo generadores. Discos para computadoras. Turbo compresores. Bombas operadas por turbinas.
G1	1	Grabadoras de cinta magnética y tocadiscos convencionales. Máquinas trituradoras.
G0.4	0.4	Discos compactos, brocas, barrenas. Giróscopos.

Otras guías para la determinación del nivel de aceptación de las vibraciones debidas al desbalance han sido desarrolladas por ejemplo, por la Sociedad Alemana de Ingenieros (VDI) y por la Organización Internacional de Normas (ISO).

Grado de calidad del balanceo según ISO

El lector puede estudiar detenidamente en la Tabla 4.5 una síntesis de la norma *ISO 1940/1* para la determinación del grado de calidad del balanceo en función del tipo de máquina.

Eje combado

Obviamente es una forma de desbalance y aunque el balanceo puede reducir los niveles de vibraciones, no puede enderezar el eje. El espectro característico muestra una componente a **1xRPM** y se distingue la *segunda armónica*. Además, el extremo del eje combado se moverá describiendo una figura semejante a una circunferencia, a lo cual se le denomina habitualmente órbita.

En la Figura 4.13 se observa la utilidad de la información de fase en la identificación de un problema de eje combado.

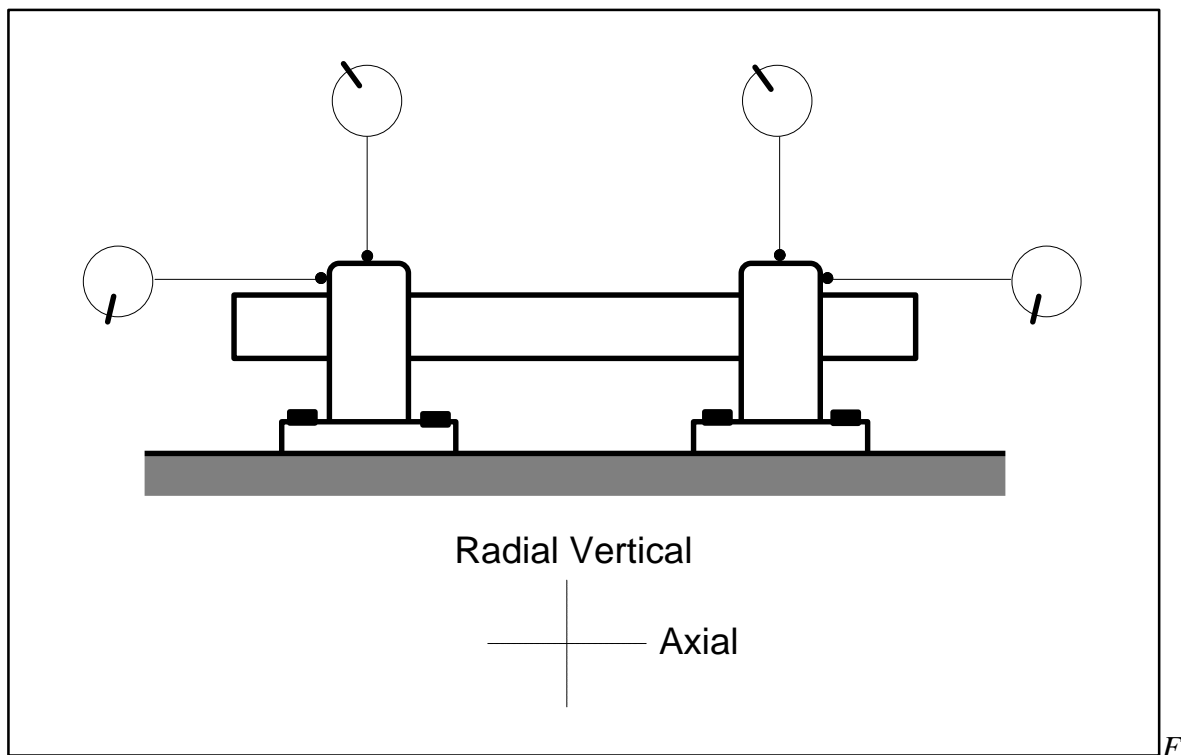


Figura 4.13. Empleo de la fase en el diagnóstico de un eje combado

Desalineamiento

El desalineamiento es la fuente de vibraciones que más se puede controlar e incluso eliminar con un trabajo serio del mecánico de taller, coincidiendo muchos especialistas en

que el desalineamiento constituye la razón de aproximadamente el 50 % de los problemas de vibraciones que se presentan en la industria. Puede presentarse atendiendo a los tres esquemas fundamentales que aparecen en la Figura 4.14.

Hasta el momento la mayoría de las empresas y compañías del mundo no han definido límites o estándares para lo cuales se considere un buen alineamiento. En la experiencia personal del autor, cuando se indaga con un jefe de brigada de montaje de alguna industria del territorio nacional o con un supervisor en el caso de alguna planta en el extranjero, acerca del alineamiento, la respuesta es siempre: "*nosotros alineamos la máquina lo mejor posible*".

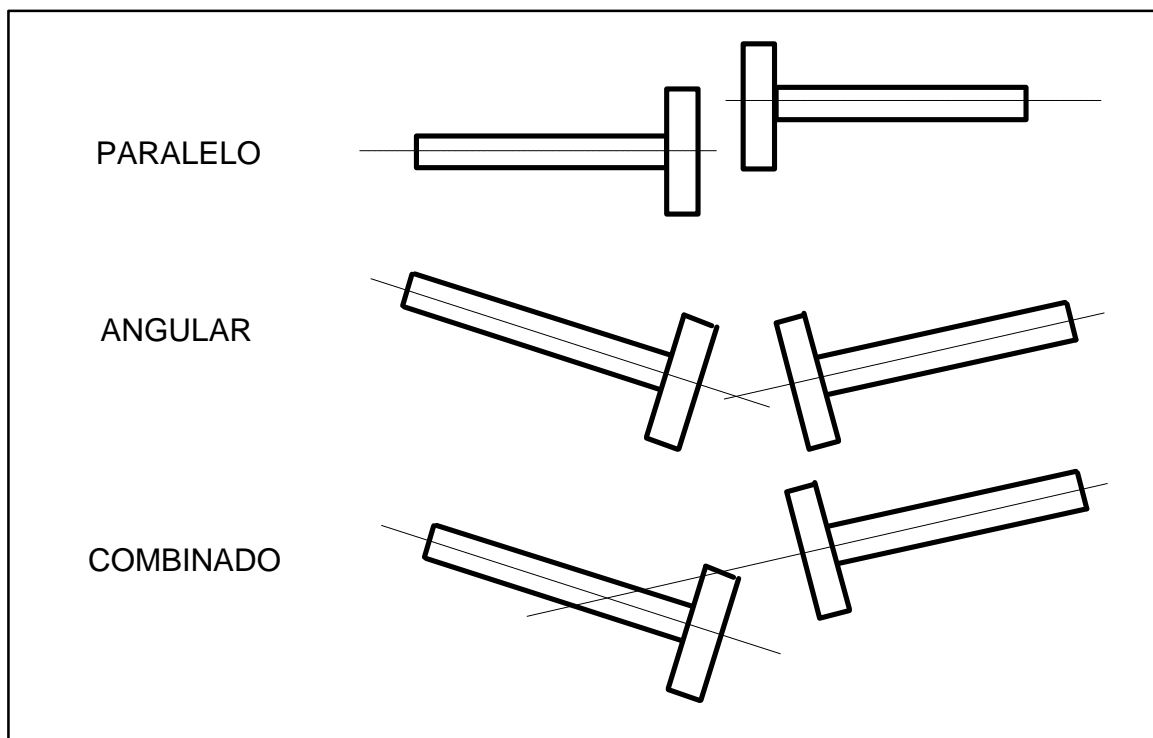


Figura 4.14. Formas prácticas de desalineamiento de ejes.

Por otro lado, existe una concepción errónea de que los acoplamientos flexibles no necesitan ser alineados con igual cuidado que los acoplamientos rígidos. Es cierto que un acoplamiento flexible desalineado logra transmitir torque produciendo niveles de vibraciones relativamente bajos, pero también es cierto que estos pueden ser suficientemente altos como para dañar los cojinetes.

La mayoría de los fabricantes recomiendan alinear los acoplamientos flexibles con tanto cuidado y exactitud como si estos fueran acoplamientos rígidos

Especialistas de la División de Ingeniería de las Vibraciones y Diagnóstico del Centro de Estudios de Innovación y Mantenimiento dirigidos por el autor del presente material, desarrollaron un trabajo de diagnóstico de dos turbo bombas y dos sopladores de un buque petrolero de mediana capacidad. Particularmente, en el caso de una de las turbo bombas se estaban presentando fallos prematuros en el cojinete de entrada a la bomba. Los registros vibroacústicos revelaron un severo desalineamiento entre la turbina y la propia bomba,

entre las cuales mediaba una unión por cardán como "justificación" a este profundo desalineamiento. Ciertamente, este tipo de unión absorbe las desviaciones entre ambos ejes y permite la transmisión de torque, pero esto lo hace a costa de introducir una fuerte carga de empuje dinámico que conduce al fallo inevitable del rodamiento.

El desalineamiento puede ocurrir en diferentes zonas de una máquina rotatoria. Por ejemplo, puede estar presente entre dos rodamientos o en un par de ruedas dentadas. No obstante, se presenta con mayor frecuencia en el acople de dos máquinas o sea, entre la unidad conductora y la unidad conducida. El sello característico del desalineamiento lo constituye la generación de las *tres armónicas de la frecuencia de rotación* tal y como se observa en la Figura 4.15.

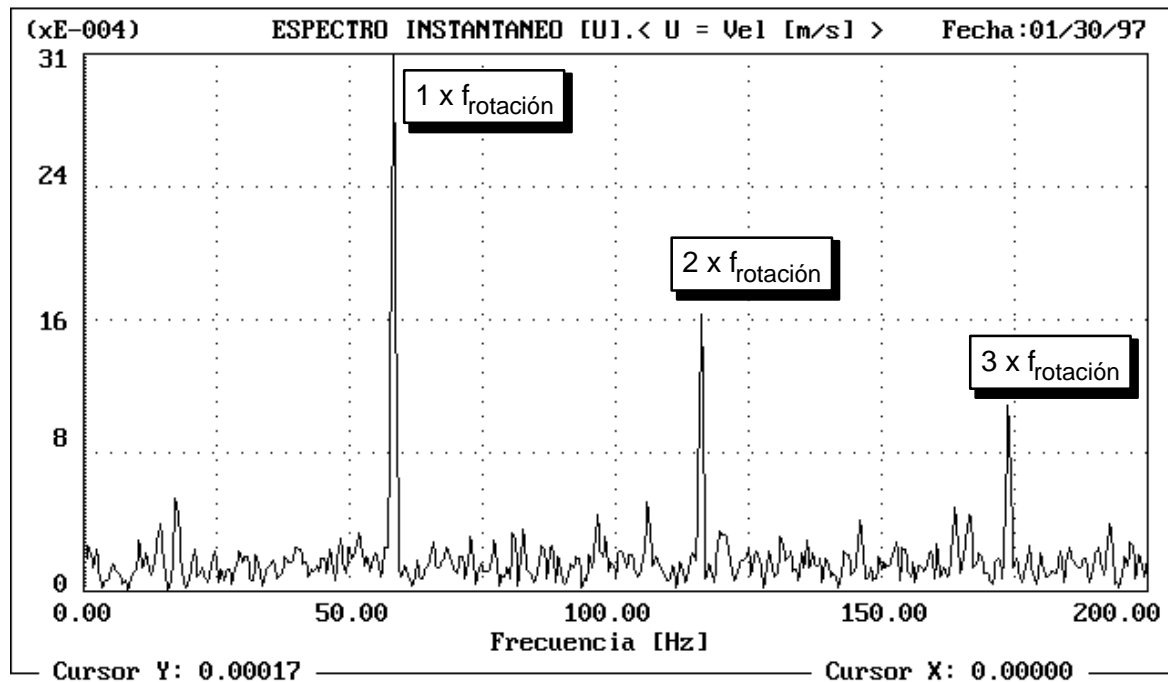


Figura 4.15. Apariencia espectral del desalineamiento

Generalmente, el tipo de desalineamiento puede presentarse según las siguientes apariencias dinámicas:

1. Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección horizontal, entonces es muy probable que el desalineamiento esté presente en el plano vertical.
2. Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección vertical, entonces es muy probable que el desalineamiento esté presente en el plano horizontal.
3. Si las tres primeras armónicas son significativas en las mediciones efectuadas en la dirección axial, entonces es muy probable que el desalineamiento sea de tipo angular.
4. Si las tres primeras armónicas son significativas en las tres direcciones, entonces el desalineamiento es un verdadero desastre.

Si las tres primeras armónicas están presentes en los espectros se presupone la presencia de desalineamiento, con independencia de que los niveles de éstas estén contenidos dentro de límites permisibles o no

La clave del problema radica en que la mayoría de los especialistas piensan que si el nivel de las vibraciones es bajo entonces, no hay problemas. Esto es cierto en algunos casos, pero específicamente en relación con el desalineamiento, se exigirá que la calidad de la alineación sea tal que no se generen las tres primeras armónicas con independencia de la amplitud de éstas.

Amplitud y fase de las vibraciones debido al desalineamiento

Para diagnosticar con certeza un problema de desalineamiento, es prácticamente imprescindible medir fase o sea, con la medición de fase se podrá saber cómo una parte de la máquina se está moviendo con respecto a la otra, a lo cual se le denomina *MODO DE VIBRACIÓN* y con la *MEDICIÓN DE AMPLITUD* se podrá conocer dónde son mayores las vibraciones.

En la mayoría de los casos de desalineamiento, el modo de vibración vertical no es igual al modo de vibración horizontal en el propio equipo. O sea por ejemplo, el modo de vibración vertical puede exhibir un movimiento *en fase* y el modo de vibración horizontal puede reportar un movimiento desfasado 180° . Observe la Figura 4.16.

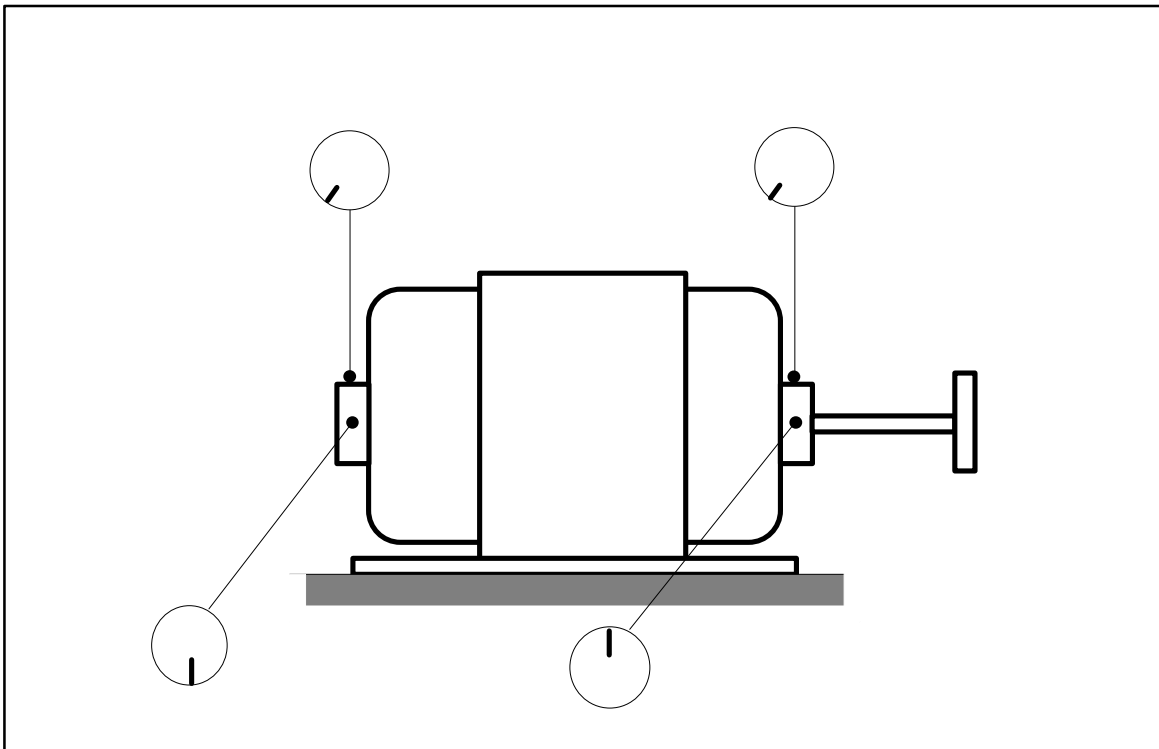


Figura 4.16. Modos de vibración en casos de desalineamiento.

Pedestal "cojo"

Durante muchos años, se ha considerado que las mayores fuentes de vibraciones y por ende las causas más frecuentes de fallos han sido el desbalance, el desalineamiento y las resonancias. Sin embargo, muchos autores coinciden en afirmar que existe otra fuente considerable de generación de vibraciones relacionada con los pedestales de las máquinas. Este problema, identificado como *PEDESTAL⁷ "COJO"*, parece ser el resultado del alabeo o la deformación de la estructura de la máquina.

La corrección del problema identificado como pedestal blando no siempre involucra a máquinas con niveles altos de vibraciones sino también, a aquellas categorizadas como buenas atendiendo a sus bajos niveles de vibraciones ya que, es posible lograr una mayor disminución de estos.

¿Cómo se identifica el problema?. En ciertas ocasiones, algunos especialistas intentan "afinar" la condición de alineamiento de la máquina con ésta operando. Este trabajo lo realizan aflojando los pernos de anclaje de la máquina conductora. Mientras se realizan estas operaciones, se observa que al aflojar algunos pernos el nivel de vibraciones continúa siendo el mismo, contrariamente a lo que sucede al aflojar otros, para los cuales se incrementan los niveles de vibraciones. Sin embargo, puede suceder que al aflojar algún perno, los niveles de vibraciones, lejos de mantenerse o incrementarse, disminuyan drásticamente.

La presencia del fenómeno del pedestal cojo puede generar niveles altos de vibraciones en la *primera y segunda armónica* de la frecuencia de rotación.

La mejor forma de identificar la presencia del llamado pedestal cojo la constituye la observación de la evolución de los niveles de vibraciones mientras se aflojan y se aprietan los pernos de anclaje de la máquina

El autor posee una experiencia sumamente importante en lo que respecta a la presencia del llamado pedestal "cojo", cuando formó parte del grupo de especialistas en vibraciones del ISPJAE, que desarrolló los trabajos de control dinámico en la sala de máquinas de un Buque de Investigaciones Marinas. En el se advirtió este fenómeno en los grupos electrogeneradores ubicados en el cuarto de máquinas del mencionado buque, lo cual contribuyó en gran medida a disminuir los niveles de vibraciones en los mismos y en el propio buque en general.

Soltura mecánica

Las diferentes formas de manifestarse las solturas mecánicas tienen lugar como resultado del deterioro de la condición de ensamblaje de los elementos mecánicos que han excedido las tolerancias de holgura o sencillamente se han aflojado debido a la dinámica de la operación de la máquina. La vibración que caracteriza en general a la soltura mecánica la produce las fuerzas de excitación generadas por otros problemas tales como el desbalance o el desalineamiento

⁷ De la denominación en idioma inglés *SOFT FOOT*

Si fuera posible balancear o alinear estando presente el problema de soltura mecánica, los niveles de vibraciones no sufrirían cambios suficientemente perceptibles

Soltura de la máquina respecto a su base

La vibración que caracteriza a la soltura de la máquina respecto a su base presenta amplitudes altas en la *segunda armónica* de la velocidad de rotación, aunque es posible encontrar niveles severos en armónicas superiores.

Holguras del cojinete respecto al eje

En este tipo de holgura, el espectro de la vibraciones exhibirá una componente a la frecuencia de rotación del eje y otra componente más baja a una frecuencia ligeramente menor que la frecuencia de rotación (Figura 4.17). Esta componente corresponde con la velocidad a la que el aro interior del rodamiento se está moviendo. En la observación en el tiempo se apreciará claramente el llamado *beat*. Sin embargo, para poder observar con claridad este fenómeno en el espectro, será necesario calcular este último con muy alta resolución (superior a 1600 líneas)

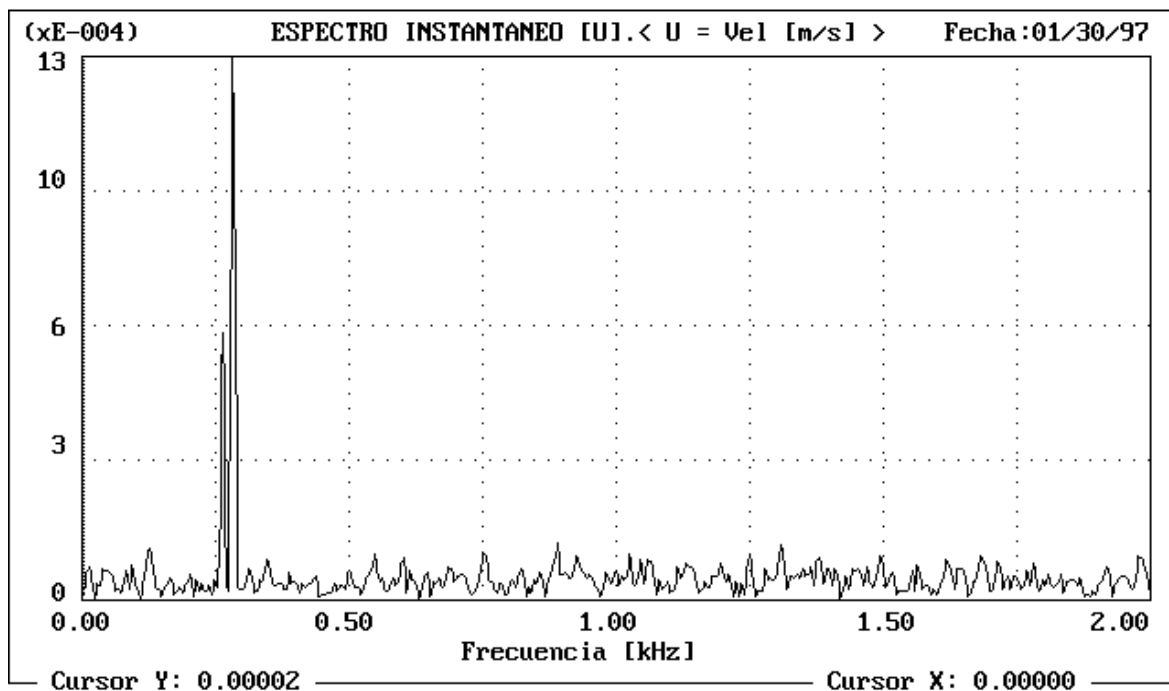


Figura 4.17. Espectro identificativo de holgura excesiva entre el aro interior del rodamiento y el eje.

Holguras del cojinete respecto al alojamiento

Si se distinguen claramente las cuatro primeras armónicas de la frecuencia de rotación, entonces es muy probable que el rodamiento este "suelto" con respecto a su alojamiento. Figura 4.18.

Durante uno de los seminarios impartidos por el autor en la *Siderúrgica del Orinoco* en la República de Venezuela, se pudo identificar un problema de soltura mecánica que estaba siendo confundido con desalineamiento en uno de los sopladores principales de la Planta de Pellas de dicha siderúrgica. Esto pudo hacerse gracias al aprovechamiento óptimo de la capacidad de cálculo del Colector Analizador FFT *MICROLOG*, desarrollado por la compañía *SKF*. Con este instrumento se pudo, incrementando el número de muestras por segmento de señal y disminuyendo la frecuencia máxima de análisis, estudiar con muy alta resolución la distribución de armónicas de la frecuencia de rotación del soplador. El resultado final reportó fallos en el anclaje del soplador, problema éste que no era visible externamente pero que con pequeños golpes en las bases de la máquina fue corroborado, pudiéndose apreciar agrietamiento en varias de ellas e incluso en muchos casos se identificaron pernos de fijación sueltos.

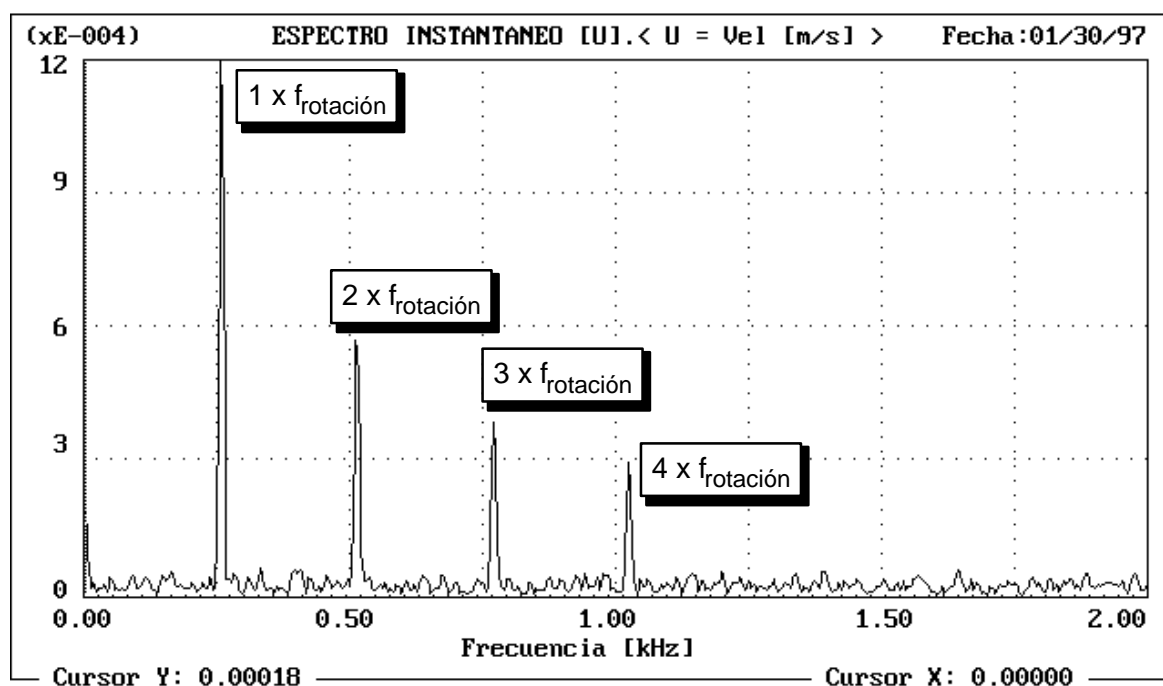


Figura 4.18. Espectro identificativo de holgura excesiva de un rodamiento respecto a su alojamiento

Vibraciones producidas por torbellinos de aceite

Constituye quizás el problema más fácil de detectar durante la interpretación de los registros espectrales, siendo una de las causas posibles de la presencia de amplitudes a frecuencias inferiores a la frecuencia de rotación. Estas componentes pueden estar ubicadas a frecuencias aproximadas entre un 45 % y un 50 % de la frecuencia de rotación. En la Figura 4.19 se observa la condición normal de operación de un eje sobre cojinetes de deslizamiento. Se evidencia que el centro geométrico del eje y el centro geométrico del cojinete de deslizamiento no coinciden, definiéndose una zona de altas presiones las cuales se incrementan con los incrementos de velocidad.

Sin embargo, si la carga sobre el eje disminuye por algún motivo, la holgura entre el eje y el cojinete aumenta o si por alguna otra razón, la zona de altas presiones se desplaza dejando al eje un poco más alto de su antigua posición de equilibrio, se producirá una caída de presión y el eje no podrá mantenerse en esa posición y caerá, volviendo a incrementarse las presiones en la película de aceite. Esto se repetirá cíclicamente de acuerdo con la velocidad promedio del lubricante que en estos casos es aproximadamente un 50 % de la velocidad de rotación del eje.

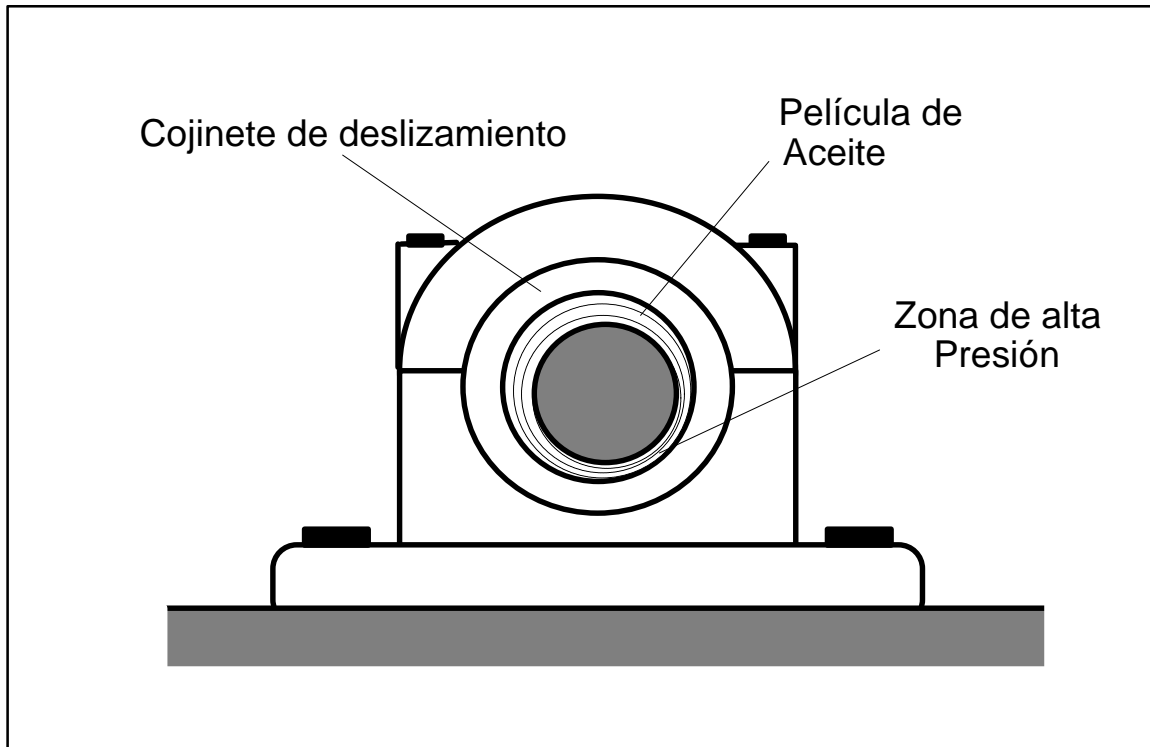


Figura 4.19. Apariencia esquemática de la operación del sistema eje-cojinete de deslizamiento.

Resonancia

Desde el punto de vista práctico, aunque los términos *frecuencia natural*, *resonancia* y *velocidad crítica* no son sinónimos, estos se pueden usar para describir la misma idea.

Generalmente, en sistemas relativamente poco amortiguados, la resonancia amplifica la amplitud de las vibraciones de 10 a 30 veces respecto a los niveles de vibraciones que caracterizarían a la misma máquina fuera de la resonancia. Por ejemplo, un ventilador puede reportar un nivel de desplazamiento pico - pico de 23 *mm* en el banco de pruebas del fabricante y sin embargo, al ser instalado en la industria, éste entra en velocidad crítica o sea, su velocidad de operación es similar a la frecuencia natural de la estructura portante, lo cual reporta una amplitud de desplazamiento pico - pico de 230 *mm* o más.

En general, los fabricantes de máquinas rotatorias garantizan que la *velocidad crítica* de sus rotores sea suficientemente diferente a la velocidad de operación de éstos (entre un 20% y

un 25%) por lo que, es muy difícil encontrar un problema de velocidad crítica en una máquina correctamente diseñada.

La mayoría de los problemas de resonancia en máquinas correctamente diseñadas son el resultado de la resonancia de elementos no rotatorios tales como, pedestales, estructuras portantes, pisos, tuberías, vigas, columnas, cubiertas protectoras, etc.

En máquinas tales como bombas o ventiladores, en las cuales la velocidad del motor multiplicada por el número de alabes del impelente o de aspas del rotor produzca una frecuencia que excite resonancias en tuberías, válvulas, etc., habrá que variar la velocidad de operación del motor (si fuera posible) o variar la masa o la rigidez de los elementos resonantes para "sacar" al sistema de la zona de resonancia.

Habitualmente, variando la sintonía de las partes resonantes se logra, no solo disminuir las vibraciones en los elementos resonantes sino también en la propia máquina. Tal solución no es efectiva en la totalidad de los casos de resonancia.

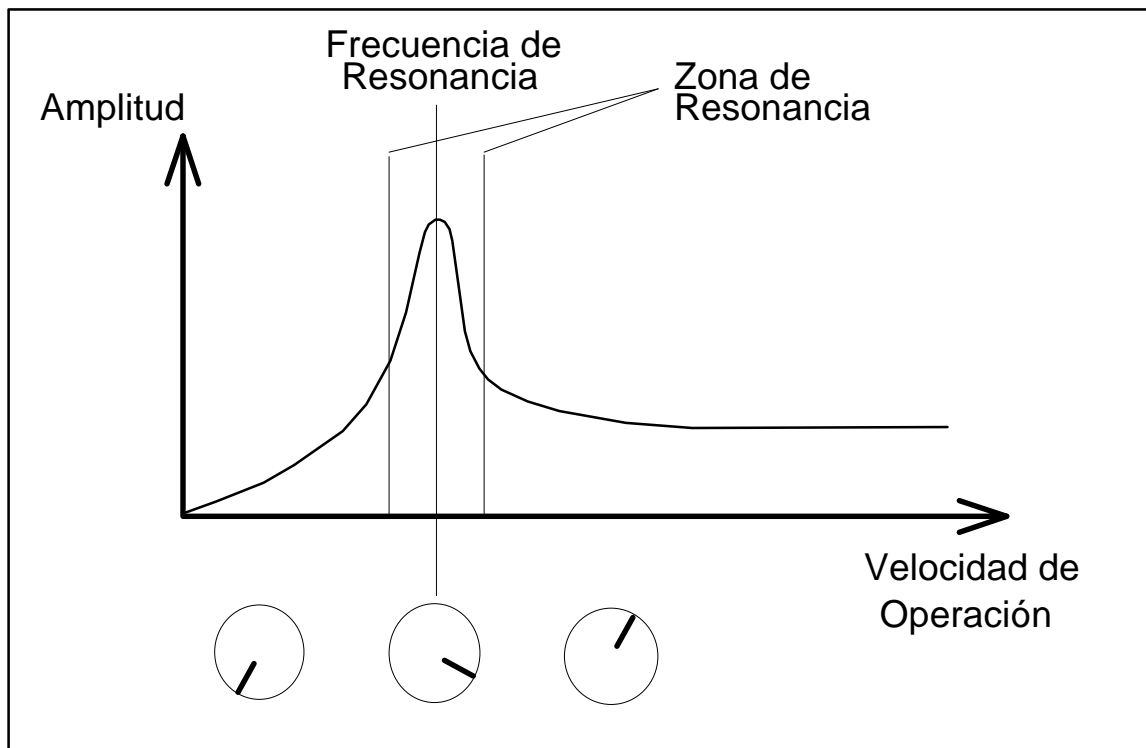


Figura 4.20. Comportamiento de la fase en la zona de resonancia

Empleo de la fase en la identificación del fenómeno de resonancia

En la Figura 4.20 se muestra la variación de lectura de la fase, cuando varía la velocidad del rotor durante su paso por la zona de resonancia. Cuando la velocidad del rotor se va incrementando acercándose a la zona de resonancia, la lectura de fase se mantiene constante. Por el contrario, cuando la velocidad se sigue incrementando y el rotor entra en

la zona de resonancia, se produce una variación gradual de la lectura de fase. Finalmente, cuando la velocidad del rotor continúa incrementándose y éste se aleja de la zona de resonancia entonces la lectura de fase vuelve a ser estable. Observe como el defasaje entre las vibraciones a una frecuencia superior a la frecuencia de resonancia y las vibraciones a frecuencias inferiores a la frecuencia de resonancia es de 180° .

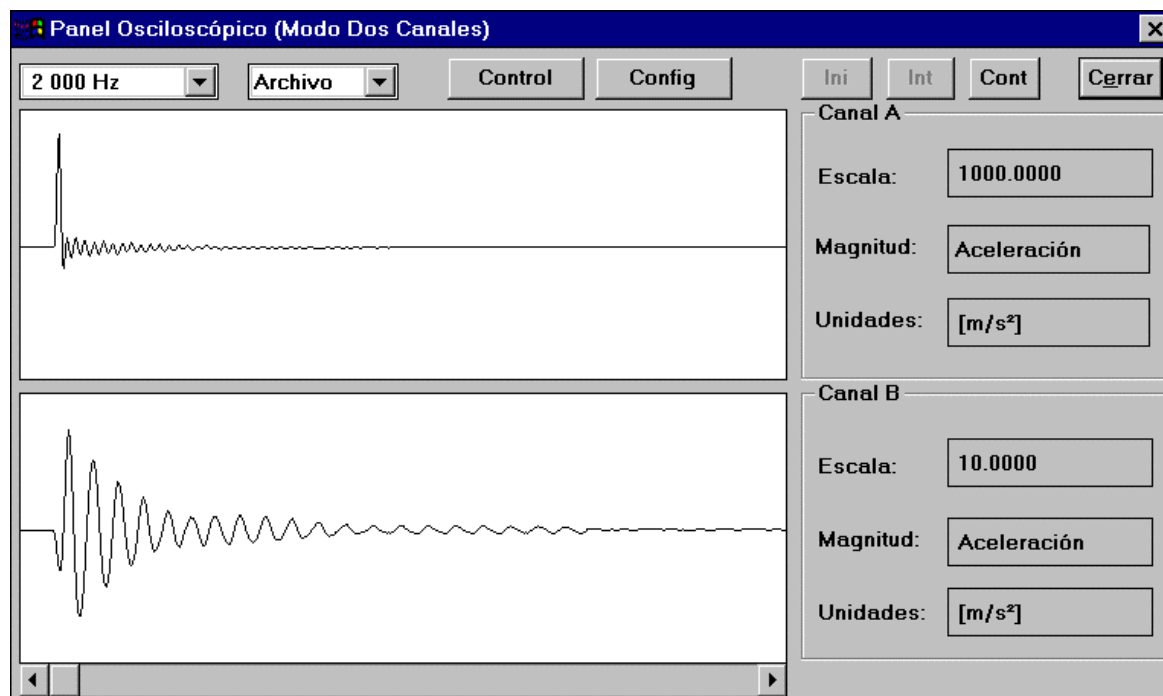


Figura 4.21. Registros vibroacústicos para la determinación de la frecuencia de resonancia

Determinación experimental de la frecuencia de resonancia

Existen varios métodos para la determinación experimental de la frecuencia de resonancia en elementos de máquina, siendo el ensayo impulsivo el más rápido y relativamente sencillo de aplicar aunque se exige de la medición de dos parámetros simultáneamente.

La Figura 4.21 ilustra el registro simultáneo del evento que excita al elemento investigado y de la respuesta de éste último (Canales A y B respectivamente). La excitación fue producida por un martillo de impacto, diseñado y construido para estos fines por especialistas de la División de Ingeniería de las Vibraciones y Diagnóstico del CEIM. Con el empleo del Instrumento Virtual WinSAAS se pudo calcular la *FUNCIÓN RESPUESTA DE FRECUENCIAS* en la cual se identifica la frecuencia de resonancia del elemento investigado. Observe la Figura 4.22.

Claro está, es posible determinar la frecuencia a la cual está teniendo lugar la resonancia en un elemento, empleando instrumentos convencionales, pero realmente las pruebas son extremadamente complicadas y requieren del empleo de filtros sintonizables con anchos de banda relativamente estrechos para poder aislar la frecuencia investigada. No obstante, en algunos casos no es factible el empleo de la excitación impulsiva para este tipo de investigación y no queda más remedio que emplear la técnica del "barrido" de frecuencias para la determinación de las frecuencias de resonancias. Tal es el caso por ejemplo, del

trabajo desarrollado por el autor al frente de un grupo de especialistas en vibraciones, con el objetivo de determinar las frecuencias de resonancia de una losa de hormigón que sirve de sustento a un sistema de accionamientos mecánicos.

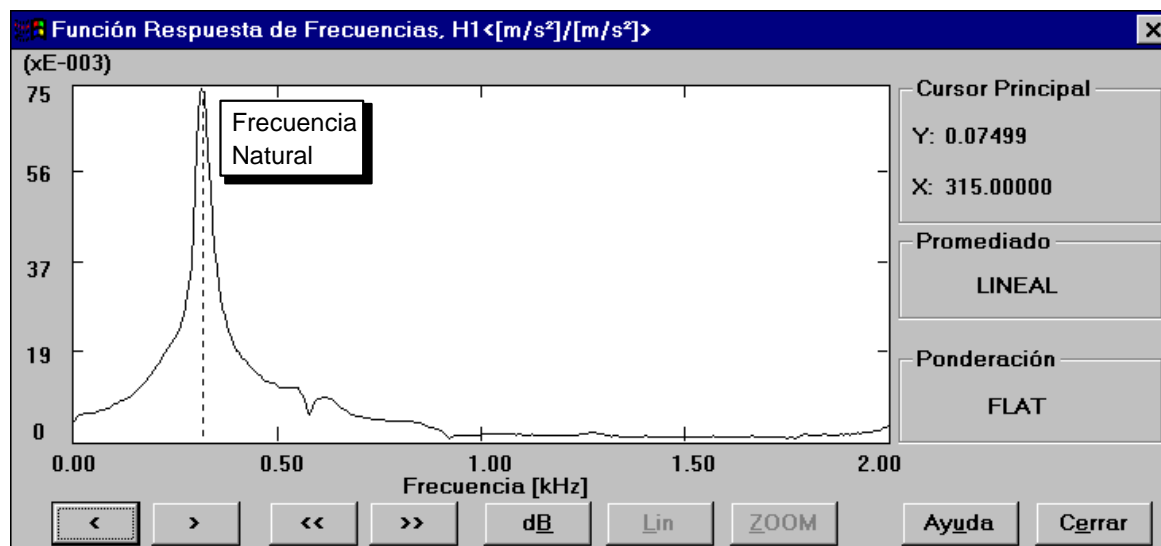


Figura 4.22. Identificación de la frecuencia de resonancia a 315 Hz.

Fuerzas hidráulicas y aerodinámicas

Este tipo de vibración se identifica como aquella que se genera por el paso de los alabes, aspas o paletas de los rotores de bombas, ventiladores y turbinas respectivamente «por sólo citar algunos» como resultado de la acción de las fuerzas hidráulicas o aerodinámicas sobre estos.

En tales casos, las vibraciones que se generan se presentan a la llamada frecuencia de paso, que es igual al número de alabes, aspas o paletas, multiplicado por la frecuencia de rotación del rotor portador.

Amplitudes a la frecuencia de paso siempre estarán presentes en los espectros de las vibraciones de estos tipos de máquinas

Transmisiones por poleas y correas

Las transmisiones por poleas y correas son susceptibles de ser afectadas por una serie de problemas, cuyo origen se encuentra en gran medida en deficiencias asociadas al montaje de la transmisión, aunque el envejecimiento de la correa también atenta contra los niveles de vibraciones.

Las frecuencias generadas por los problemas en este tipo de transmisiones son inferiores a la frecuencia de rotación o sea, tienen lugar a frecuencias subsíncronas.

Cuando las correas se desgastan o aflojan e incluso cuando se montan con cierto grado de desalineamiento, generan hasta la tercera o la cuarta armónica de la frecuencia de paso de la correa, calculándose esta última según:

$$BF = f_D \left(\frac{p D}{L} \right) = f_d \left(\frac{p d}{L} \right)$$

Siendo:

f_D	la frecuencia de rotación de la polea conducida
D	el diámetro de la polea conducida
f_d	la frecuencia de rotación de la polea conductora
d	el diámetro de la polea conductora
L	la longitud de la correa.

Por otro lado, en muchas ocasiones se puede detectar visualmente resonancia en las correas, lo cual sucede cuando la frecuencia natural de la correa se sintoniza con la frecuencia de rotación de la polea conductora o de la polea conducida.

Vibraciones en motores de inducción

Los motores eléctricos como máquinas rotatorias al fin, son susceptibles de presentar los fallos discutidos anteriormente a los cuales habría que adicionar otros que sólo son característicos en ellos. A continuación se relacionan algunos de los problemas electromecánicos más comunes en los motores de inducción, que pueden ser identificados midiendo y analizando correctamente las vibraciones en estas máquinas:

1. Corrimiento del centro magnético.
2. Barras del rotor agrietadas o rotas.
3. Corto circuito en el enrollado del estator.
4. Deformaciones térmicas.
5. Pulsos torsionales.

Este tipo de motor está diseñado para trabajar a una velocidad fija asincrónica. Por ejemplo, un motor de inducción de cuatro polos opera a una velocidad aproximada de *1750 r.p.m.* en lugar de a *1800 r.p.m.* A esta diferencia de frecuencias se le denomina *frecuencia de deslizamiento*.

Corrimiento del centro magnético

Esta situación se presenta cuando el rotor no está correctamente ubicado con respecto al centro magnético del estator, ya sea en la dirección axial o en la dirección lateral. Este problema no provoca niveles de vibraciones suficientemente altos por lo que, si el registro de vibraciones no se ejecuta con suficiente resolución será prácticamente imposible identificar tal defecto pudiéndose llegar a diagnosticar erróneamente problemas de soldadura mecánica, desalineamiento o deformaciones permanentes del eje.

El corrimiento del centro magnético en los motores de inducción se identifica cuando en los espectros de las vibraciones se observen componentes a la frecuencia de línea o sea, *60 Hz* y a la frecuencia de operación del motor. Esta última aparecerá acompañada de bandas laterales a la frecuencia de deslizamiento por el número de polos del motor.

Rotura de barras en el rotor

La presencia de roturas en las barras del rotor hace que la frecuencia de rotación del motor sea modulada por el producto de la frecuencia de deslizamiento por el número de polos. Debido a este fallo mecánico se produce un desbalance eléctrico en el motor, que a la vez

genera niveles de vibraciones suficientemente altos a la primera y segunda armónicas de la velocidad de rotación.

En la Figura 5.1 se observa un ZOOM espectral de 40 Hz con frecuencia central de 60 Hz ejecutado sobre un registro de vibraciones tomado en un motor de 3570 r.p.m. (59.5 Hz). La frecuencia de deslizamiento es de 0.45 Hz aproximadamente (según la resolución del espectro) por lo cual se pueden apreciar bandas laterales de aproximadamente 0.9 Hz.

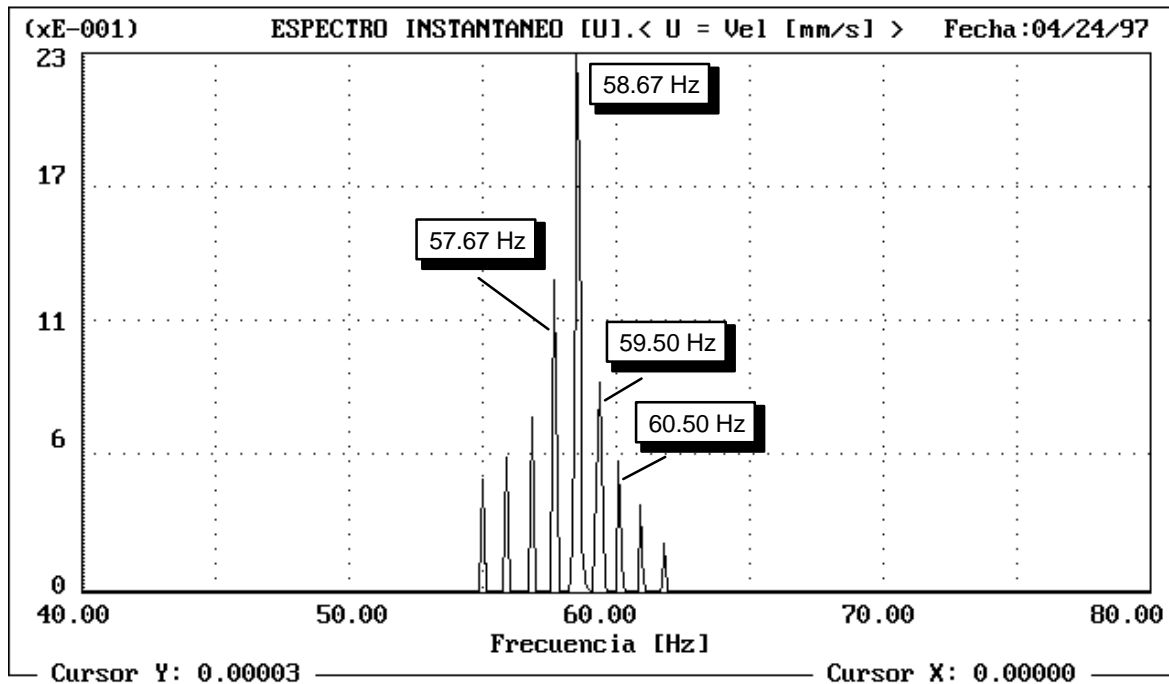


Figura 5.1. Espectro ZOOM alrededor de la frecuencia de 60 Hz.

Corto circuito en el enrollado del estator

El enrollado del estator, comúnmente denominado *polos* puede presentar espiras en corte lo cual hace que disminuya la velocidad de rotación y se incremente la frecuencia de deslizamiento. En la Figura 5.2 se muestra el espectro de vibraciones registrado en un motor operando a 1740 r.p.m. (29 Hz). En el espectro se observan bandas laterales a la frecuencia de deslizamiento por el número de polos del motor

Deformaciones térmicas

El rotor, también es susceptible de sufrir deformaciones debido a la concentración de altas temperaturas en él, cuyo origen radica en el aislamiento deficiente de varias láminas contiguas en zonas del propio rotor pudiendo provocar roces eventuales de éste con el estator. Este problema trae consigo un efecto de "retroalimentación" ya que a pesar de que al inicio las deformaciones en el rotor son muy pequeñas, éstas hacen que se generen fuerzas electromagnéticas desbalanceadas lo cual a la vez genera mayor incremento en la temperatura haciendo más severas las deformaciones de rotor.

Este problema se puede identificar a través de los incrementos sistemáticos en los niveles de vibraciones a la frecuencia de rotación, los cuales se incrementan con el incremento de

la temperatura. Seguramente el lector habrá advertido la posibilidad de confusión de este problema con un desbalance por lo que, es menester señalar que en estos casos el problema persistirá aún cuando se balancee el sistema.

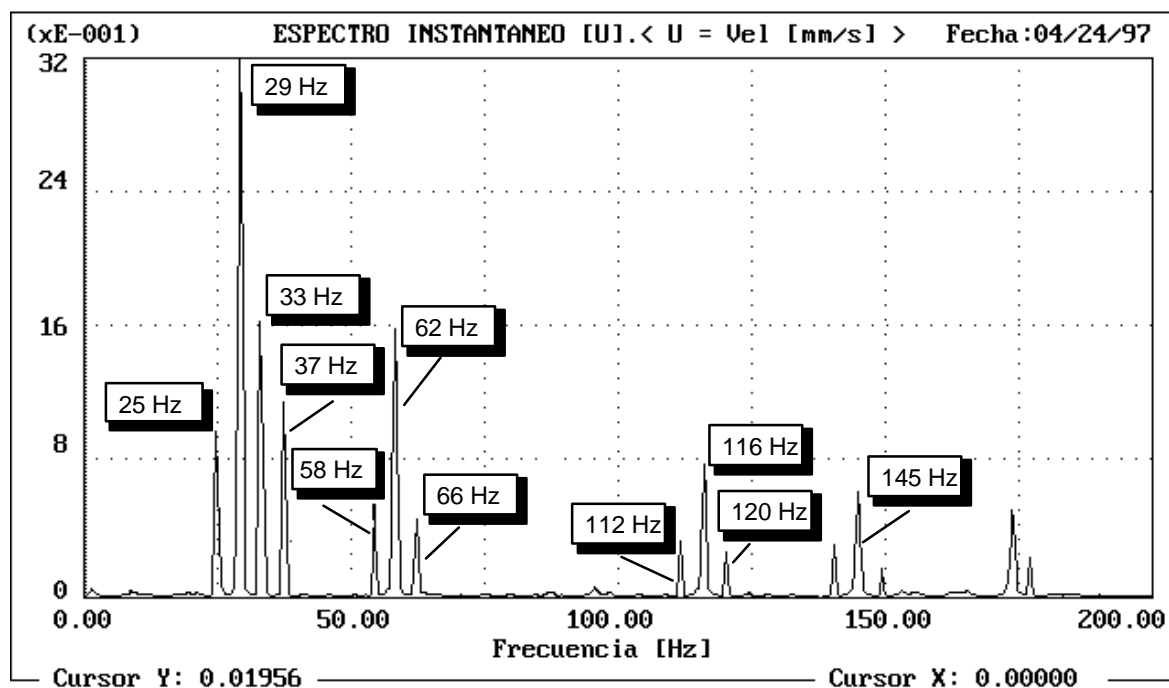


Figura 5.2. Espectro de las vibraciones en un motor de 1740 r.p.m. con corto circuito en algunas espiras de sus polos.

Pulsos torsionales

En los motores eléctricos siempre están presente en mayor o menor medida los pulsos torsionales debido a que el campo magnético rotatorio energiza a los polos del estator. Normalmente esta vibración es suficientemente baja por lo que no representa una amenaza.

Sin embargo, pueden excitar frecuencias de resonancias cercanas al duplo de la frecuencia de línea o producir vibraciones importantes en máquinas donde se exijan niveles de vibraciones suficientemente bajos, tal es el caso de máquinas herramienta de alta precisión.

Un comentario práctico

Antes de acoplar un motor nuevo o recién reparado a la máquina conducida, es necesario ponerlo en funcionamiento y registrar las vibraciones en diferentes puntos, preferiblemente cercano a los rodamientos y en las tres direcciones posibles. De esta forma se podrán identificar aquellos defectos que son inherentes al propio motor tal es el caso del desbalance, las deformaciones en el eje del rotor, el desalineamiento entre los cojinetes del propio motor, las posibles solturas de los cojinetes en el *housing* así como los defectos en los propios cojinetes. Tenga presente que una vez que el motor esté acoplado a la máquina conducida será sumamente difícil y trabajoso detectar estos defectos en el motor ya que pueden confundirse con los problemas electromecánicos discutidos anteriormente.

Es importante destacar que en caso de sospechar la presencia de problemas eléctricos en el motor, será necesario evaluar la condición de éste operando bajo carga, ya que la mayoría de los motores con problemas eléctricos no exhiben niveles de vibraciones notables cuando estos se registran operando en vacío.

Vibraciones en engranajes

Las transmisiones por engranajes también son susceptibles de ser diagnosticadas en cuanto a su estado técnico se refiere, estudiando e interpretando correctamente sus registros vibroacústicos. Midiendo vibraciones en la transmisión, se pueden identificar problemas tales como, una inapropiada relación entre los números de dientes, excentricidad o errores de cilindridad, montaje en árboles deformados, solturas del engranaje respecto a su árbol, desalineamiento, oscilaciones torsionales y la fractura o deterioro de los dientes.

Cuando dos o más ruedas dentadas están engranadas, se generan frecuencias que dependen de la velocidad, el número de dientes (que incluye sus factores numéricos) y la excentricidad. La relación de engranaje constituye un parámetro sumamente importante que debe ser evaluado a través de la factoración del número de dientes de cada rueda. Un par de ruedas dentadas con un diseño ideal, tendrá a la unidad como único factor común a ambos números de dientes. Visto de otra forma, engranajes cuyos números de dientes tengan factores comunes distintos de la unidad presentarán problemas de vibraciones inherentes a su propio diseño. Por otro lado, los factores numéricos que no son comunes a ambas ruedas engranadas representan el número de vueltas que una de las ruedas tendrá que dar antes de que el mismo par de dientes vuelva a engranar. A esta frecuencia se le denomina frecuencia de cazado del diente (HTF).

La llamada *FRECUENCIA DE ENGRANAJE (GMF)* se determina multiplicando el número de dientes Z de una rueda por su velocidad de operación. Observe la Figura 6.1.

Así, la frecuencia de engranaje se determinará según:

$$GMF = Z_p \times f_p = Z_r \times f_r$$

Pudiendo presentarse en general las tres primeras armónicas de esta frecuencia con una atenuación entre ellas de entre 6 y 12 dB por octava aproximadamente.

Regresando al concepto de *FRECUENCIA DE CAZADO DE LOS DIENTES (HTF)*, ésta se genera cada vez que el mismo par de dientes vuelve a engranar y se determina dividiendo el mínimo común múltiplo del número de dientes de ambos engranajes por el factor de la rueda de interés que no es común a la otra rueda dentada. Esta frecuencia normalmente es muy baja por lo que es muy difícil de medir.

Los registros de vibraciones en una transmisión por engranajes pueden revelar modulación en amplitud a la frecuencia de engranaje y sus armónicas, lo cual es sintomático de un engranaje desalineado, excéntrico o con oscilaciones torsionales.

También, pueden generarse pulsos o impactos cada vez que un diente deteriorado engrane, siendo la frecuencia de repetición de los impactos la propia velocidad del engranaje. Estos impactos, pueden excitar frecuencias naturales en el engranaje que pueden ser incluso moduladas por la frecuencia de repetición de los impactos, denotando un amortiguamiento relativamente alto.

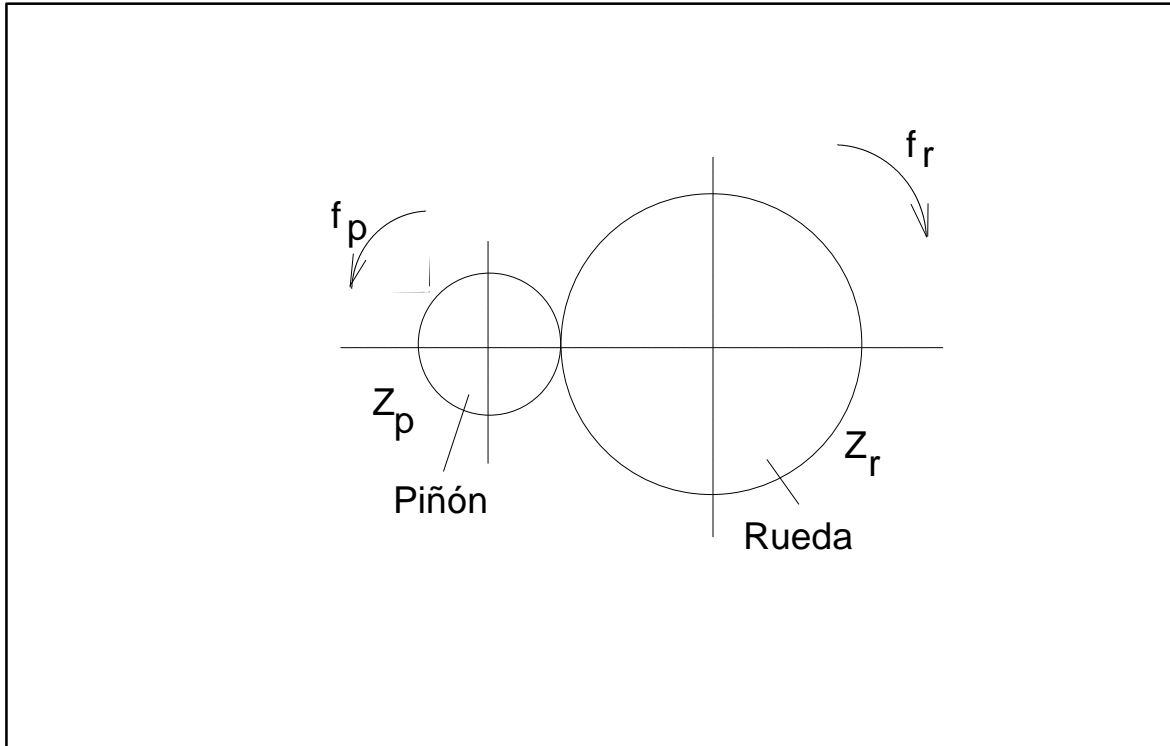


Figura 6.1. Esquema de un par de ruedas dentadas.

Análisis FFT vs. transmisiones por engranajes

Habitualmente, cuando se inicia el estudio dinámico experimental de una máquina, se trata de medir espectros FFT que abarquen rangos de frecuencias suficientemente amplios. Sin embargo, esto atenta contra la resolución espectral por lo cual es necesario determinar todas las frecuencias posibles a generar por la transmisión dentada y definir un rango de frecuencias lo más estrecho posible pero que a la vez sea suficientemente amplio como para incluir las frecuencias calculadas previamente.

Además, es sumamente importante el empleo de escalas logarítmicas para las amplitudes ya que este tipo de representación es más sensible reflejando pequeños cambios que pudieran tener lugar en las vías de transmisión de las vibraciones, lo cual se traduce en el espectro como un desplazamiento en amplitudes, sin afectar la forma inicial de éste.

Es importante señalar también que el uso de la técnica *ZOOM* constituye una "herramienta" de gran utilidad para el análisis espectral en transmisiones dentadas. Esto sin descuidar lo que se conoce como *error por bias* en la resolución espectral, que "ataca" los alrededores de los picos de interés en los espectros. Esto se refleja como un incremento de las

amplitudes con la disminución de la resolución espectral. Por ello, la comparación entre espectros que difieran en resolución deberá efectuarse con sumo cuidado.

Fallos en engranajes. Causas

La mayoría de los fallos en transmisiones dentadas que son susceptibles de ser identificados a través de las vibraciones tienen su origen en problemas de excentricidad, montaje deficiente en el árbol, desalineamiento de la propia transmisión, oscilaciones torsionales y el desgaste, las grietas, las caries y la fractura del dentado.

Los problemas de excentricidad pueden responder a cuatro situaciones diferentes:

1. Engranajes cuyos números de dientes tienen un factor común diferente a la unidad y una de las ruedas está excéntrica.
2. Engranajes cuyos números de dientes tienen como factor común a la unidad y una de las ruedas está excéntrica.
3. Engranajes con errores de cilindridad.
4. Engranajes montados en árboles flexados.

Los problemas de excentricidad y los errores de cilindridad se manifiestan con fuertes modulaciones en amplitud

Resulta interesante el hecho de que la presencia de amplitudes altas a frecuencias ***1xRPM*** de la rueda problemática constituye una práctica algo usual en lo que a vibraciones en engranajes respecta. Este fenómeno no está asociado a excentricidad o errores de cilindridad y sí a problemas de desbalance.

Ciertamente, en ruedas dentadas son poco frecuentes los problemas de desbalance, tenga presente que la relación inversa entre velocidad y diámetro de la rueda dentada no favorece los efectos del desbalance residual. Sin embargo, la transmisión puede estar montada en un sistema donde alguno de los árboles contenga un rotor con cierto grado de desbalance. Se sabe que este último produce vibraciones a ***1xRPM*** lo cual provoca que la circunferencia de paso de la rueda dentada gire excéntricamente describiendo una órbita, fenómeno éste que a la vez pudiera conducir a una interpretación errónea del problema diagnosticando excentricidad en la rueda dentada.

Por otro lado, engranajes con una fijación deficiente al árbol o excesivamente desgastados exhiben un espectro contentivo de ruido blanco en una banda de frecuencias ancha, lo cual quiere decir que el engranaje está vibrando de forma impredecible.

El desalineamiento en las transmisiones dentadas produce espectros típicos, pudiéndose observar las tres primeras armónicas de la frecuencia de engranaje (***GMF***). Normalmente, estas armónicas decrecen en amplitud a razón de entre 6 y hasta 12 dB por octava (Figura 6.2), aunque también es posible que la segunda armónica se presente como frecuencia dominante, lo cual pudiera ser debido a oscilaciones torsionales.

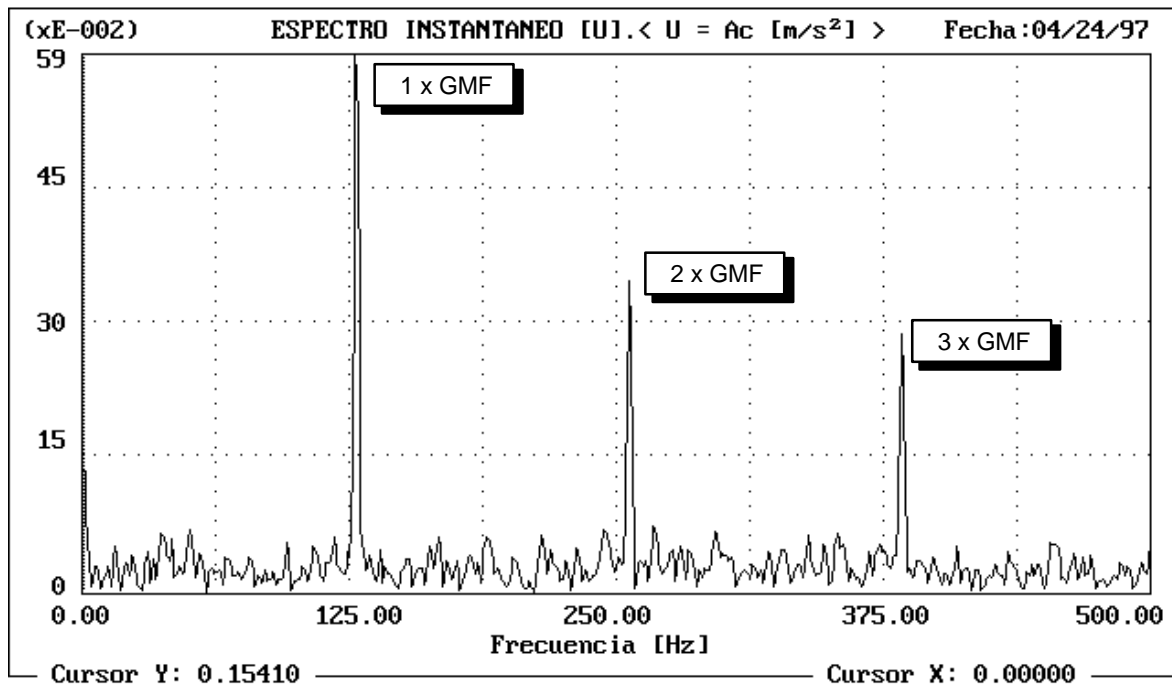


Figura 6.2. Frecuencia de engranaje y sus armónicas.

Especial atención merecen los problemas en el dentado del engranaje, tal es el caso por ejemplo del cariado, las grietas o las fracturas, los cuales generan pulsos con un amortiguamiento relativamente alto.

Estas pulsaciones presentan cuatro características esenciales:

- a) Frecuencia del pulso
- b) Ancho del pulso
- c) Período de repetición
- d) Amplitud

La frecuencia contenida en el pulso generalmente es una frecuencia excitada, siendo la fuente de excitación el propio diente deteriorado. El ancho del pulso está asociado al amortiguamiento.

Por su parte, el período de repetición del pulso indica la cantidad de dientes fracturados. Igualmente, la amplitud del pulso estará afectada por la función transferencia del sistema, la resonancia, el amortiguamiento, la magnitud de las cargas y la propia severidad del defecto.

Realmente, estos problemas locales afectan muy poco las amplitudes de las tres primeras armónicas de la frecuencia de engranaje. Esta serie de pulsos provoca la presencia de las bandas laterales (a ambos lados) de las tres primeras armónicas de la frecuencia de engranaje espaciadas a la frecuencia de rotación de la rueda problemática f . Observe la Figura 6.3

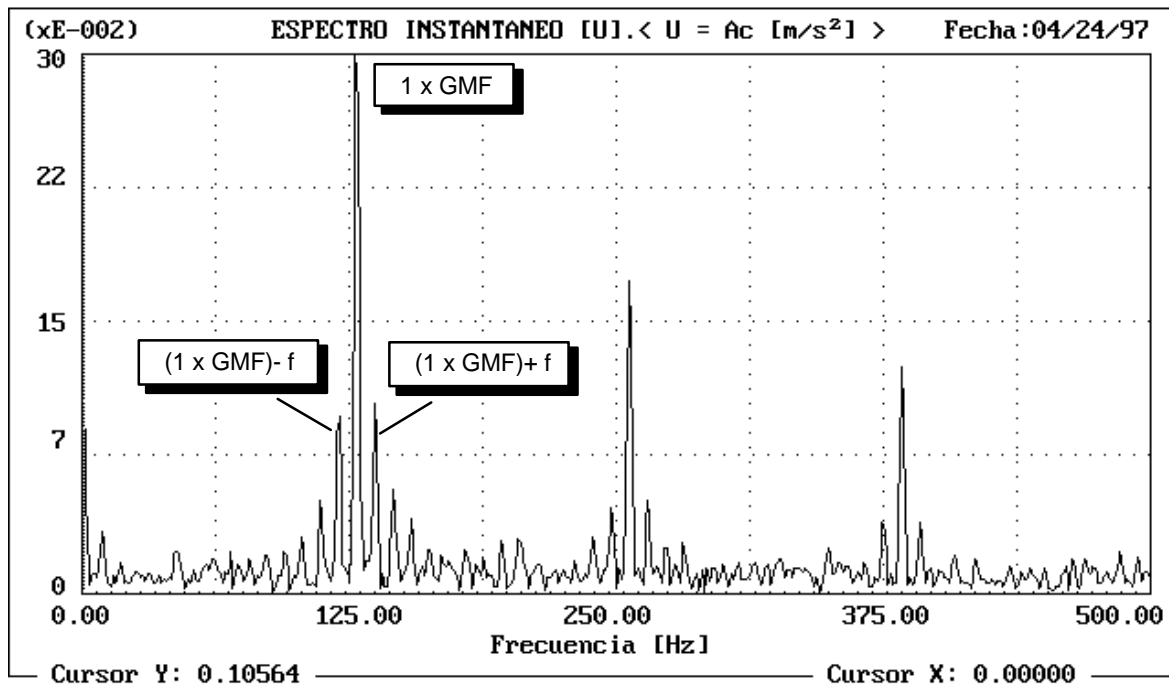


Figura 6.3. Presencia de bandas laterales.

La función CEPSTRUM

Es importante destacar que tanto la demodulación en amplitud como el empleo de la técnica del *CEPSTRUM* constituyen herramientas suficientemente desarrolladas que contribuyen en gran medida a perfeccionar el trabajo del especialista aunque exigen de la incorporación de una computadora digital en el post procesamiento y análisis de la señal así como de la grabación analógica o digital de los registros temporales.

El *CEPSTRUM* ha sido definido de diferentes formas pero todas coinciden en considerarlo como el espectro de un espectro logarítmico. Así, su mayor utilidad radica en su "capacidad" para la detección de periodicidades dentro del espectro (por ejemplo, familia de armónicas) resaltando la propia estructura armónica de éste y reduciendo la influencia de algunas aleatoriedades en las vías de transmisión de la señal desde la fuente de vibraciones hasta el transductor. Esto quiere decir que el *CEPSTRUM* es muy poco sensible a las pequeñas variaciones que inevitablemente tienen lugar en la ubicación del acelerómetro cuando no es posible fijarlo con el perno roscado, fenómeno éste que sí afecta los resultados espectrales.

Como se señaló anteriormente, en el caso particular de las transmisiones dentadas, las familias de bandas laterales indican deterioro en la condición mecánica de la transmisión. La excentricidad de alguna de las ruedas dentadas puede producir modulación en amplitud de las vibraciones básicas producidas por la frecuencia de engranaje (*GMF*). Al mismo tiempo, la variación en las presiones de contacto producidas por la modulación en amplitud puede producir fluctuaciones en la velocidad de rotación que a su vez produce modulación en frecuencia.

Nuevamente, es importante señalar que el espaciado entre estas bandas laterales contiene información muy valiosa en relación con la fuente de vibraciones o sea, con el problema

mecánico, máxime si se tiene en cuenta que no siempre la "culpable" de la modulación es la propia transmisión dentada.

En resumen, el *CEPSTRUM* se considera una "herramienta" auxiliar en la interpretación de los espectros, particularmente en lo tocante a las bandas laterales ya que presenta la información de una forma más clara y eficiente además de ser muy poco sensible a los cambios en las vías de transmisión de las vibraciones, lo cual contribuye a viabilizar el trabajo de medición y análisis.

Una pequeña variación en la posición del acelerómetro puede influir en los niveles espectrales aún cuando el estado del engranaje no haya variado

Vibraciones en cojinetes de rodamientos

Hasta el momento, mucha de la información que se ha publicado en relación con las vibraciones en rodamientos ya es obsoleta, debido al cambio constante que sufren los conceptos relacionados con estos, en virtud de las investigaciones que se desarrollan en el mundo moderno. No obstante, en este capítulo se abordarán los aspectos más importantes relacionados con la dinámica de los rodamientos, que cuentan con cierto nivel de validez por cuanto hasta el momento no se han presentado teorías que demuestren lo contrario.

En general se han editado muchos artículos y materiales relacionados con esta temática por supuesto, cada uno de ellos con pequeñas diferencias. Sin embargo, el autor ha encontrado de gran aplicación práctica los trabajos desarrollados por el conocido consultante, conferencista y especialista en vibraciones **JAMES I. TAYLOR**.

Medición de vibraciones en rodamientos

Siempre que sea posible, el transductor de medición se deberá ubicar en la zona de carga del rodamiento. Por ejemplo, para un rodamiento radial bajo carga radial, los mejores resultados se obtienen si el transductor se coloca con el eje de máxima sensibilidad en la dirección radial. De igual forma, se debe medir donde la función de transferencia del conjunto sea la mejor o sea, se prefiere medir sobre la cabeza de un tornillo de fijación de la tapa del rodamiento y no sobre la propia tapa de éste. La Figura 7.1 muestra los componentes de un cojinete de rodamiento y la apariencia de la señal vibroacústica cuando el fallo se presenta en el aro fijo y cuando éste tiene lugar en el aro móvil según la distribución de carga.

Para la medición de vibraciones en rodamientos se prefiere normalmente el uso del acelerómetro, téngase presente por ejemplo, que un rodamiento de rodillos esféricos que opere a *1200 RPM* puede generar vibraciones en un rango de hasta *3000 Hz*. Sin embargo, no se puede perder de vista que en la práctica se pueden encontrar rodamientos que de acuerdo con su velocidad de operación puedan generar vibraciones en el rango de entre *10 Hz* y *2000 Hz* para lo cual se prefiere la medición de velocidad. También se pueden encontrar máquinas muy especiales en las que la velocidad de operación sea del orden de las *2 ó 3 RPM* en cuyo caso las frecuencias generadas están muy por debajo de los *10 Hz*, prefiriéndose la medición de desplazamiento.

En general, para la medición de vibraciones en rodamientos se pueden emplear instrumentos relativamente simples que permitan auxiliados de un filtro, la sintonización de

las frecuencias que se deseen medir, todo lo cual contribuye a no desanimar a aquellos que no dispongan de los costosos analizadores de señales de FFT.

Sin embargo, existen algunos tipos de instrumentos especiales como por ejemplo, los medidores de impulsos de choque, de picos de energía o de energía espectral emitida (dependiendo del fabricante del equipo) que indican el estado del rodamiento. Estos instrumentos basan su principio de operación en el tratamiento de señales ultrasónicas donde $1 \text{ } ^\circ\text{RPM}$, $2 \text{ } ^\circ\text{RPM}$, $N_{\text{alabes}} \text{ } ^\circ\text{RPM}$, etc. no interfieren. En muchos casos se han reportado resultados satisfactorios con el uso de estos instrumentos sin embargo, también se han reportado resultados desastrosos en otros casos. En opinión particular del autor, estos instrumentos son efectivos en aquellas mediciones en las que el especialista esté totalmente seguro de que sólo los rodamientos están produciendo vibraciones de alta frecuencia y no existe la posibilidad de que engranajes o escapes de vapor en turbinas por ejemplo, también estén generando vibraciones de alta frecuencia.

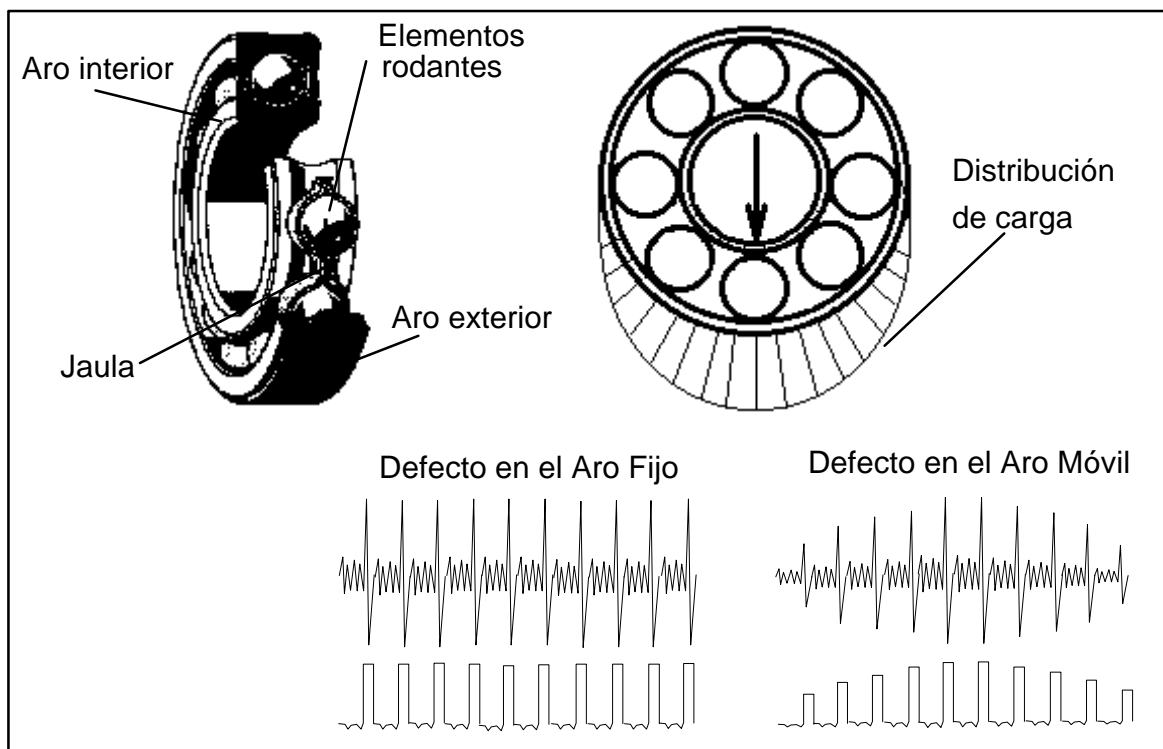


Figura 7.1. Estructura de la señal vibroacústica en rodamientos con defectos en sus pistas de rodadura.

Magnitud a medir

Durante la lectura del presente material, el lector habrá podido constatar, que la medición del *NIVEL TOTAL* de las vibraciones en la maquinaria industrial no constituye una práctica adecuada para la identificación precisa de los problemas que en ella están presentes o se están desarrollando. De igual forma, en los últimos tiempos se han desarrollado las técnicas de medición en bandas de frecuencias ultrasónicas, tal es el caso de la Alta Frecuencia Determinada (*HFD*) y la Energía Espectral Emitida (*SEE*) como parámetro de medición en algunos Colectores Analizadores FFT o los Impulsos de Choque en el caso del popular

SPM. En ambos casos las mediciones tienen lugar en un rango de frecuencias de entre 5000 Hz y 60000 Hz. Sin embargo, las mediciones ultrasónicas deberán ser tenidas en cuenta como *UN INDICADOR* y no como el indicador del estado del rodamiento. De hecho, el uso de estos niveles conjuntamente con las mediciones de vibraciones en la banda de audio permiten precisar mucho más la condición mecánica del cojinete de rodamiento.

Para ello, es necesario decidir qué medir si de vibraciones se trata. Los espectros de *desplazamiento* no reflejan la mayor parte de la información relacionada con el estado del rodamiento ya que este parámetro "resalta" el contenido energético de las vibraciones de baja frecuencia. Por otro lado, la *aceleración* refleja con mayor énfasis las vibraciones de alta frecuencia generadas por los defectos del rodamiento, considerándose el mejor indicador para estudiar la evolución del estado técnico de éste sobre todo desde la etapa incipiente del fallo. No obstante, la *velocidad* muestra una gran "versatilidad" para la identificación de problemas en rodamientos aún en máquinas de baja velocidad.

Frecuencias generadas por los rodamientos

Una máquina cuyos rodamientos presenten defectos puede generar vibraciones con componentes en al menos cinco frecuencias:

1. Frecuencia de operación del rotor (S).
2. Frecuencia de paso de la jaula (FTF).
3. Frecuencia de paso por el aro exterior (BPFO).
4. Frecuencia de paso por el aro interior (BPFI).
5. Frecuencia de paso de los elementos rodantes BSF).

La Figura 7.2 ilustra las dimensiones necesarias a tener en cuenta para calcular teóricamente estas frecuencias. Definiendo S_o como la velocidad de rotación del aro exterior, S_i como la velocidad de rotación del aro interior, f como el ángulo de contacto y n como el número de elementos rodantes, se pueden plantear las siguientes expresiones para el cálculo de estas frecuencias:

FRECUENCIA DE PASO DE LA JAULA

$$FTF = \frac{1}{2} \left[S_i \left(1 - \frac{d \cos f}{D} \right) + S_o \left(1 + \frac{d \cos f}{D} \right) \right]$$

FRECUENCIA DE PASO POR EL ARO EXTERIOR

$$BPFO = \left| \frac{n}{2} (S_i - S_o) \left(1 - \frac{d \cos f}{D} \right) \right|$$

FRECUENCIA DE PASO POR EL ARO INTERIOR

$$BPFI = \left| \frac{n}{2} (S_i - S_o) \left(1 + \frac{d \cos f}{D} \right) \right|$$

FRECUENCIA DE PASO DE LOS ELEMENTOS RODANTES

$$BSF = \left| \frac{D}{2d} (S_i - S_o) \left(1 - \frac{d^2 \cos^2 f}{D^2} \right) \right|$$

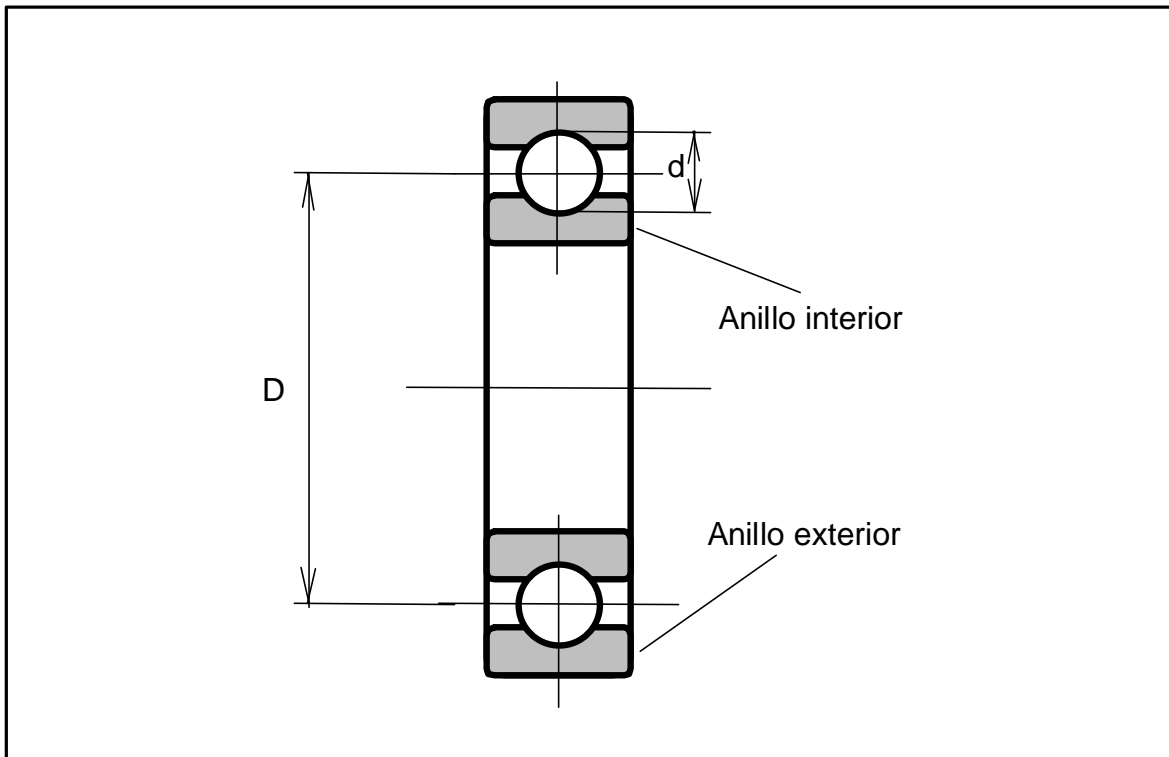


Figura 7.2 Sección transversal del rodamiento

Defectos en rodamientos

En los rodamientos de una máquina pueden aparecer problemas en las pistas, en los elementos rodantes y en la jaula, pudiendo presentarse también como debe imaginar el lector, cualquier combinación de estos. Dichos defectos, generan un solo tipo de señal, atendiendo al tipo de rodamiento que se esté estudiando, de acuerdo con su diseño, las cargas actuantes y las holguras en éste. Es necesario señalar también que las frecuencias que se generan en cojinetes de rodamientos defectuosos pueden sumarse o restarse de forma tal que en los espectros no aparezcan las frecuencias típicas *BPFO*, *BPFI*, *BSF* o *FTF*, todo lo cual complica sobre manera el análisis de los espectros.

El comienzo del problema en cualquiera de los dos pistas genera vibraciones a las frecuencias *BPFO* o *BPFI*. Estas frecuencias también pueden ser observadas en los espectros de las vibraciones de rodamientos bajos de carga. Después que el defecto ha comenzado a desarrollarse entonces los espectros comienzan a exhibir bandas espectrales que indican modulación a la frecuencia de rotación.

Para poder considerar significativos los cambios en los niveles de vibraciones del rodamiento, es necesario tener en cuenta en primera instancia, el tipo de máquina y la causa de la vibración, por ello los rodamientos deben ser chequeados periódicamente tanto en el dominio del tiempo como de la frecuencia, con el objetivo de detectar y estudiar la evolución de los problemas en estos.

Muchos especialistas estudian el ancho de los picos para determinar la severidad del defecto. Cuando la frecuencia de las vibraciones decrece drásticamente se puede inferir la presencia de grietas en algunas partes del rodamiento o sea, los primeros asomos de problemas en el rodamiento producen picos a muy alta frecuencia, pero a medida que el problema se va desarrollando, las amplitudes crecen y los picos se "corren" ligeramente en cuanto a frecuencia, formándose nuevos picos a frecuencias más bajas. Muchos especialistas coinciden también en afirmar que el fallo es inminente en el rodamiento cuando los picos más altos generados por éste, decrecen en frecuencia hasta aproximadamente 20 'RPM .

Técnicas de análisis digital tales como la detección de envolventes y la demodulación en amplitud conducen a resultados de mayor precisión durante el diagnóstico de cojinetes de rodamientos. Observe la Figura 7.3, en ella se aprecia claramente la secuencia de pulsos generada por un fallo local en alguna de las pistas del rodamiento, aparentemente en el aro fijo, todo lo cual genera el espectro de la Figura 7.4. Aplicando la técnica de detección de envolvente se obtiene el registro temporal de la Figura 7.5, compárelo con la Figura 7.1.

Finalmente, demodulando en amplitud se obtiene el espectro mostrado en la Figura 7.6 en el cual se puede identificar el origen de la modulación, la localización del fallo y la severidad de éste.

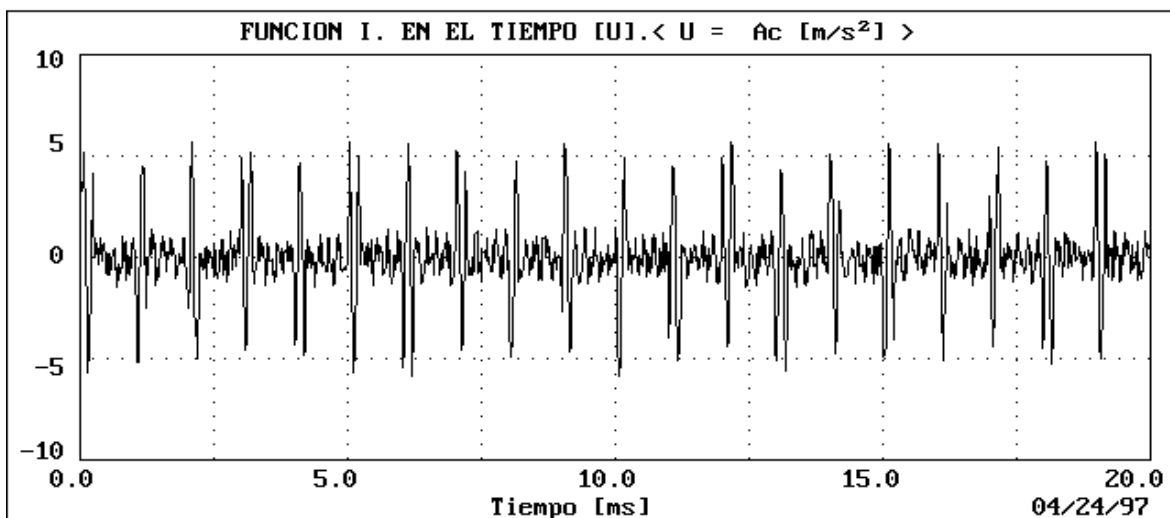


Figura 7.3. Registro filtrado y medido en la dirección horizontal del alojamiento de un cojinete rígido de bolas.

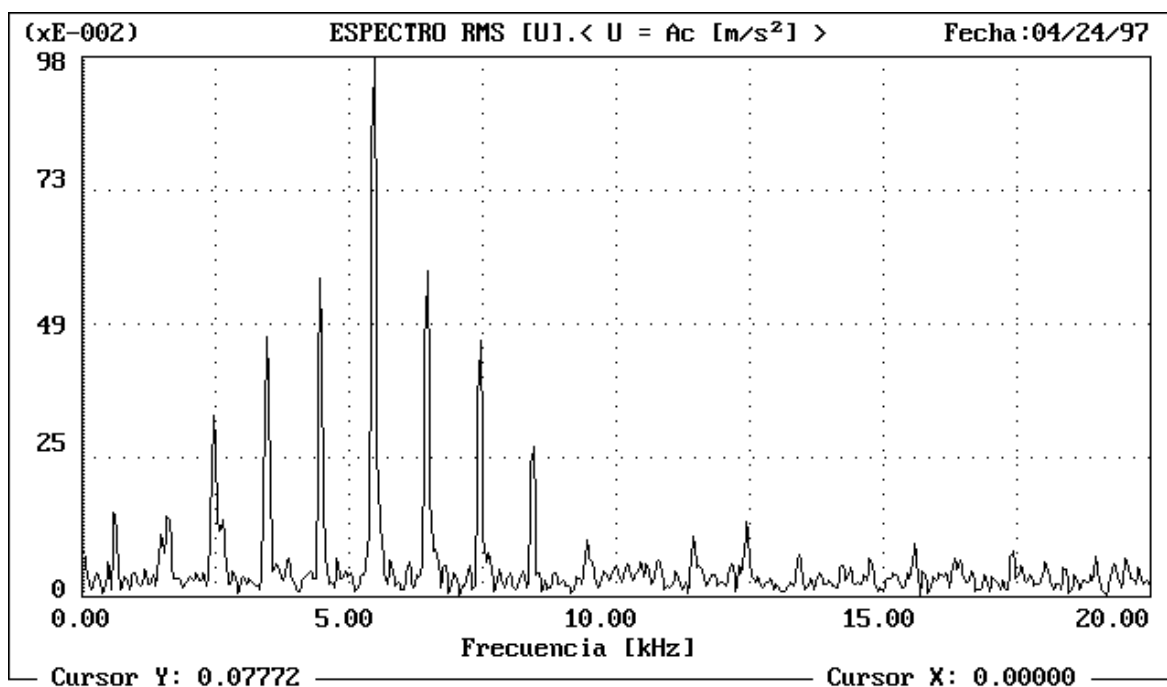


Figura 7.4. Espectro correspondiente al registro de la Figura 7.3.

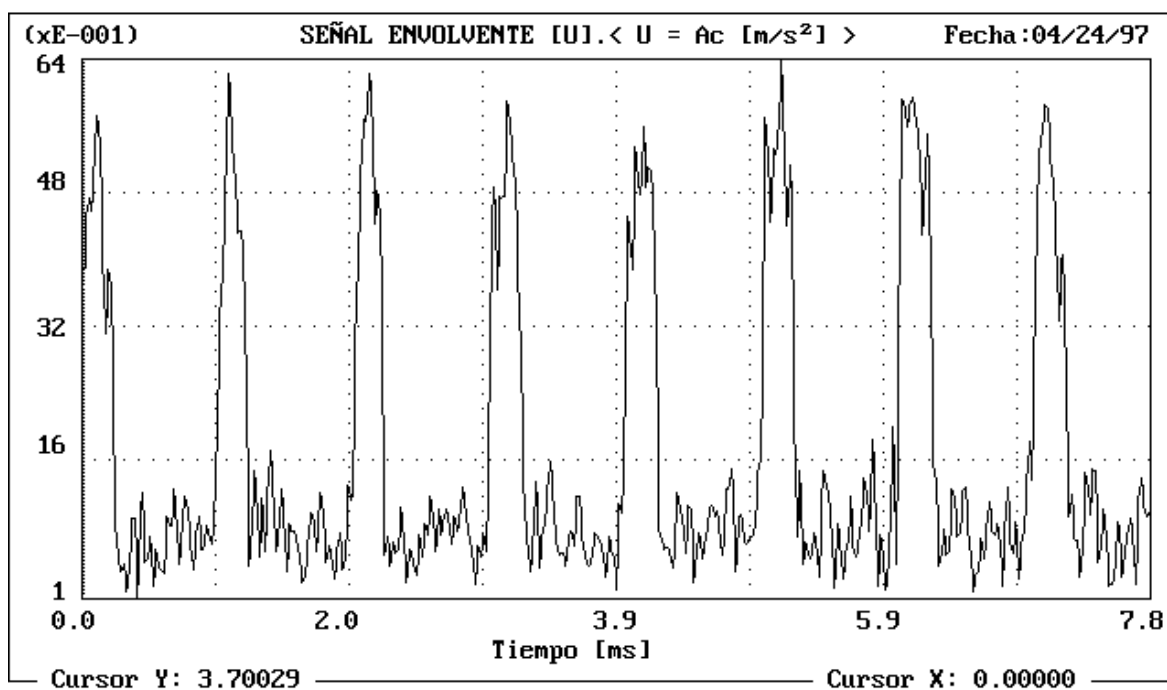


Figura 7.5. Detección de envolvente aplicada al registro de la Figura 7.3.

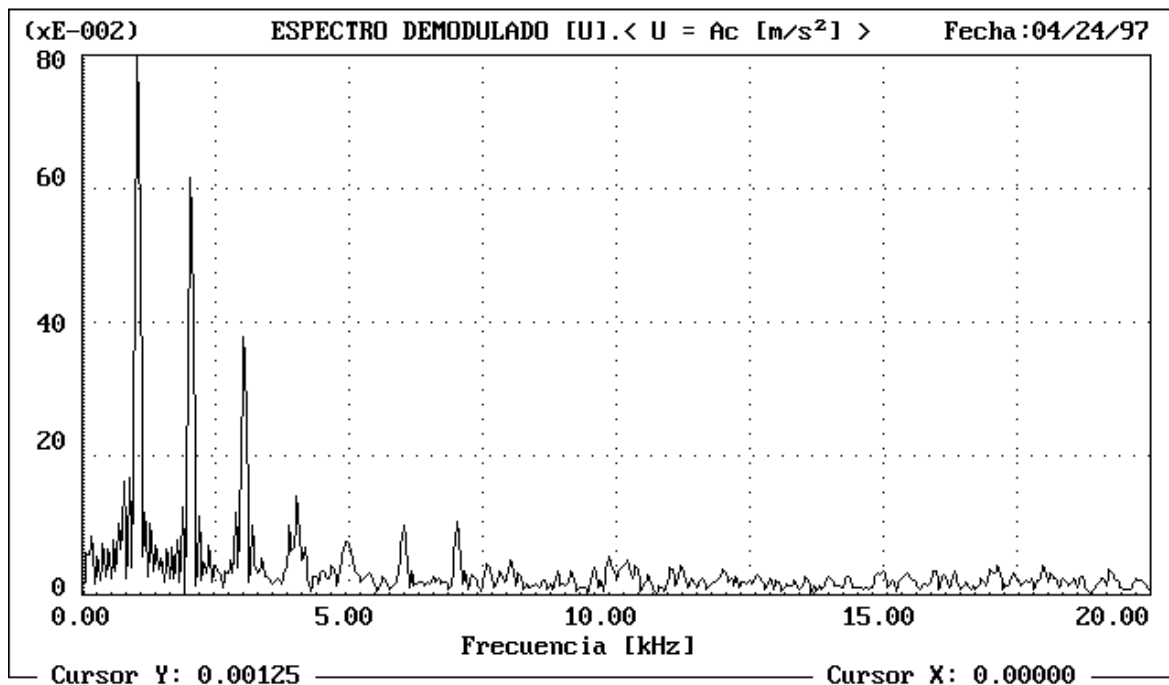


Figura 7.6. Espectro demodulado calculado sobre el registro de la Figura 7.3.

Causas de fallos en rodamientos

ACCIÓN DEL ÁCIDO

La presencia de ambientes con altos niveles de humedad donde predominen las sales o donde estén presentes los ácidos o vapores de estos, favorecen el deterioro de las superficies en contacto.

FLUTTING

Se denomina así a la desfiguración que sufren las componentes de un rodamiento cuando entre ellas se cierran arcos eléctricos debido a la circulación de corrientes a través de la máquina y que finalmente se descargan a tierra. De igual forma, este fenómeno puede presentarse como resultado de las corrientes de *eddy* que se generan en algunos reguladores de velocidad de motores eléctricos de corriente directa.

LUBRICACIÓN DEFICIENTE

La ausencia de suficiente lubricante o el empleo de un lubricante inapropiado conduce a cambios en la dinámica del rodamiento, reflejándose estos en los espectros de las vibraciones. Así por ejemplo, se podrán detectar resonancias de algunas de las componentes del rodamiento.

HOLGURAS EXCESIVAS

Las holguras excesivas pueden tener su origen en el propio diseño del rodamiento, en el montaje incorrecto de éste ya sea en el eje o en sus alojamientos así como, en la presencia de ciertos agentes abrasivos en el lubricante. Estas holguras se manifiestan en los espectros con bajas amplitudes y ruidos de banda ancha.

En general, la práctica ha demostrado que los problemas en rodamientos pueden ser identificados con precisión, pudiéndose predecir el fallo catastrófico con suficiente antelación (hasta seis meses), todo lo cual contribuye a efectuar una planificación exitosa de las reparaciones.

Bibliografía

- ARGÜELLES, J. A.** *Mediciones de eventos mecánicos dinámicos.* Pueblo y Educación. Cuba 1987.
- BERRY, J. E.** *Tracking of Rolling Element Bearing Failure Stages Using Vibration Signature Analysis,* Technical Associates of Charlotte Inc., USA 1995.
- BERRY, J. E.** *Vibration Signature Analysis I,* Technical Associates of Charlotte Inc., USA 1995.
- BENDAT, J. S.** *The Hilbert Transform and Applications to Correlation Measurement,* Brüel & Kjær, Denmark 1985.
- BROCHT, J. T.** *Mechanical Vibrations and Shock Measurements,* Brüel & Kjær, K. Larsen & Son. Denmark 1984.
- BUSCARELLO, R. T.** *Understanding the Differences Between Vibration due to Soft Feet and Foot-Related Resonance.* Update International Inc. USA 1992.
- CEMPEL, C. and STASZEWSKI, W.** *Examination in the Use of the Signal Demodulation in Vibroacoustical Diagnostics of Machinery,* Póznán University of Technology. Poland 1988.
- DOEBELIN, E. O.** *Measurements Systems,* McGraw-Hill, USA 1985.
- GADE, S. and HERLUFSEN, H.** *Signals and Units,* Brüel & Kjær Technical Review No. 3 1987. Denmark 1987.

- MECHANALYSIS (Ed.)** *MECANALISIS*, IRD Mechanalysis Inc., USA 1987.
- PALOMINO, E.** *Vibroacústica aplicada al diagnóstico de máquinas rotatorias*, MEDA, C.A. Venezuela 1996.
- PALOMINO, E.** *Ingeniería de las Vibraciones Mecánicas*, MEDA, C.A. Venezuela 1996.
- RANDALL, R. B.** *Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Diagnosis*, Brüel & Kjær Application Notes. Denmark 1989.
- RANDALL, R.B.** *Frequency Analysis*, Brüel & Kjær, K. Larsen & Son. Denmark 1987.
- THOMPSON, W. T.** *Theory of Vibration with Applications*, Prentice Hall, USA 1988.
- VIERCK, R. K.** *Vibration Analysis*, McGraw-Hill, USA 1980.