

ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MAQUINARIA

Edwin Espinel Blanco
Andrés Camilo Melgarejo Ramos
Hugo Alberto Ramírez Galvis



Universidad Francisco
de Paula Santander
Ocaña - Colombia
Vigilada Mineducación



Grupo de Investigación
GITYD

ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MAQUINARIA

EDWIN ESPINEL BLANCO
ANDRÉS CAMILO MELGAREJO RAMOS
HUGO ALBERTO RAMÍREZ GALVIS

UNIVERSIDAD FRANCISCO
DE PAULA SANTANDER OCAÑA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PLAN DE ESTUDIOS DE
INGENIERÍA MECÁNICA
OCAÑA, COLOMBIA

Espinel Blanco, Edwin

Análisis de vibraciones en maquinaria / Edwin Espinel Blanco, Andrés Camilo Melgarejo Ramos, Hugo Alberto Ramírez Galvis. -- 1a. ed. -- Bogotá : Ecoe Ediciones : Universidad Francisco de Paula Santander, 2019.

61 p.

Contiene: complemento virtual SIL (Sistema de Información en Línea) www.ecoedediciones.com. -- "Incluye: Teoría de las vibraciones mecánicas aplicadas en el diagnóstico de maquinaria rotativa. Introducción en el manejo de equipos utilizados en la toma y medición de vibraciones. Formas de realizar la colección de datos explicando los tipos de espectros asociados a cada falla". -- Incluye datos biográficos de los autores. -- Contiene bibliografía.

ISBN 978-958-771-690-0

1. Vibración 2. Vibración - Mediciones 3. Mecánica I. Melgarejo Ramos, Andrés Camilo II. Ramírez Galvis, Hugo Alberto III. Título IV. Serie

CDD: 620.3 ed. 23

CO-BoBN- a1038818



Colección: Ingeniería y salud en el trabajo
Área: Ingeniería

ECOE
EDICIONES

UF
PS
Universidad Francisco
de Paula Santander
Ocaña - Colombia
Vigilada Mineducación

Grupo de Investigación
GITYD

- ▶ Edwin Espinel Blanco
- ▶ Andrés Camilo Melgarejo Ramos
- ▶ Hugo Alberto Ramírez Galvis

© Ecoe Ediciones Limitada
www.ecoedediciones.com
Carrera 19 # 63C 32
Bogotá, Colombia

© Universidad Francisco
de Paula Santander
Vía Acolsure, Sede el Algodonal
Ocaña Norte de Santander -
Colombia
Teléfono (057)(7) 5690088

Primera edición: Bogotá, diciembre de 2018

ISBN: 978-958-771-690-0

Coordinación editorial: Angélica García Reyes
Corrección de estilo: Osmar Peña
Diagramación: Denise Rodríguez
Carátula: Wilson Marulanda Muñoz
Impresión: La Imprenta Editores
Calle 77 # 27 A - 39

*Prohibida la reproducción total o parcial por cualquier medio
sin la autorización escrita del titular de los derechos patrimoniales.*

Impreso y hecho en Colombia - Todos los derechos reservados

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	IX
--------------------------	-----------

CAPÍTULO 1: MODELOS MATEMÁTICOS Y CONTEXTO

DE LAS VIBRACIONES	1
1.1. Naturaleza de las vibraciones	1
1.2. Modelos matemáticos de las vibraciones.....	3
1.2.1. Vibración libre sin amortiguamiento.....	3
1.2.2. Vibración libre con amortiguamiento	5
1.2.3. Vibración forzada sin amortiguamiento	8
1.2.4. Vibración forzada con amortiguamiento	10
1.3. Caracterización del movimiento vibratorio	13
1.3.1. Unidades de medición de la vibración.....	16
1.4. Límites de severidad en la vibración	18
1.4.1. Carta de <i>Rathbone</i>	18
1.5. Norma ISO 2372.....	20
1.6. Norma ISO 10816.....	21
CAPÍTULO 2: TOMA DE DATOS DE VIBRACIONES	25
2.1. Pasos previos a la medición	25
2.2. Puntos de medición.....	26
2.3. Problemas al inicio de la medición	27
2.4. Proceso de medición	29

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MAQUINARIA ROTATIVA.....	31
3.1. ¿Por qué es importante un análisis de vibraciones?.....	31
3.2. El espectro de vibraciones.....	32
3.3. Identificar la frecuencia de giro.....	34
3.3.1. Fase.....	35
3.3.2. Armónicos.....	35
3.3.3. Bandas laterales.....	35
3.3.4. Ruido de piso.....	35
3.4. Comparación con medidas de referencia.....	36
3.5. Condiciones de falla en máquinas rotativas	38
3.5.1. Desbalance.....	38
3.5.2. Desalineamiento.....	41
3.5.3. Soltura estructural.....	42
3.5.4. Falla en rodamientos.....	43
3.5.5. Caja de engranajes.....	46
3.5.6. Recomendaciones básicas para el analista de vibraciones	46
CAPÍTULO 4: CASOS DE ESTUDIO: EXPANSIÓN FOURIER	47
4.1. Observaciones.....	52
4.2. Expansión de Fourier para describir el espectro de un motor desbalanceado.....	53
ANEXO	59
BIBLIOGRAFÍA.....	61

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.	Oscilación de una masa a un resorte.....	2
FIGURA 2.	Trayectoria sinusoidal	2
FIGURA 3.	Sistema libre amortiguado	5
FIGURA 4.	Diagrama de cuerpo libre del sistema	6
FIGURA 5.	Sistema con vibración forzada amortiguada	11
FIGURA 6.	Comportamiento de la velocidad	14
FIGURA 7.	Comportamiento de la aceleración	15
FIGURA 8.	Comparación de las fases.....	15
FIGURA 9.	Descripción de la escala RMS	16
FIGURA 10.	Descripción del movimiento periódico	17
FIGURA 11.	Carta <i>Rathbone</i>	19
FIGURA 12.	Puntos de medición en motor.....	26
FIGURA 13.	Medición defectuosa con efecto <i>ski</i>	28
FIGURA 14.	Posicionamiento correcto para evitar impacto	28
FIGURA 15.	Representación de una función periódica en el dominio de la frecuencia.....	33
FIGURA 16.	Espectro de vibración.....	34
FIGURA 17.	Identificación de la frecuencia de giro	34
FIGURA 18.	Gráficos de tendencia	36
FIGURA 19.	Espectros desplegados apilados	37
FIGURA 20.	Visualización en cascada.....	38
FIGURA 21.	Representación del espectro por desbalanceo estático, realizada por equipo a-predictor	39
FIGURA 22.	Representación del espectro de falla por desbalanceo dinámico	41
FIGURA 23.	Representación del espectro de falla por soldadura estructural	43
FIGURA 24.	Representación del espectro de falla en rodamiento con fisura	45
FIGURA 25.	Señal de vibración en el tiempo.	47
FIGURA 26.	Fracción de la señal de vibración correspondiente a un período de 0,1 s.....	48
FIGURA 27.	Representación de la onda en la expansión de Fourier para $n = 3$	51
FIGURA 28.	Representación de la onda en la expansión de Fourier para $n = 6$	51
FIGURA 29.	Representación de la onda en la expansión de Fourier para $n = 10$	52
FIGURA 30.	Gráfico armónicos a_n del dominio de la frecuencia	57
FIGURA 31.	Gráfico armónicos b_n del dominio de la frecuencia	58

ÍNDICE DE IMÁGENES

IMAGEN 1. Verificar el buen estado del equipo.....	27
IMAGEN 2. Equipo de pruebas para análisis de vibración con disco desbalanceado.....	39
IMAGEN 3. Equipo de pruebas y análisis con desbalanceo dinámico	40
IMAGEN 4. Equipo de mediciones para prueba de vibración.....	59
IMAGEN 5. Simulación de falla por desbalanceo dinámico.....	59
IMAGEN 6. Simulación de falla por desbalanceo estático	60

INTRODUCCIÓN

Las vibraciones mecánicas son en general un fenómeno complejo y su estudio busca describir el comportamiento de cuerpos sujetos a una excitación como puede ser una fuerza. El movimiento o los movimientos que resultan como consecuencia de esta fuerza corresponden al análisis de vibraciones, gracias al cual se descifran las características de dicha fuerza que ocasionó el movimiento o excitación, así como la cantidad de energía liberada durante el mismo, que bien puede ser un desplazamiento o una velocidad resultante del cuerpo afectado.

Cuando observamos todo lo que nos rodea, por ejemplo, un automóvil que es sacudido al pasar sobre un camino destapado de manera que empieza a oscilar, este movimiento de vaivén es conocido como vibración y su estudio es muy importante para entender cómo el automóvil puede resistir (de mejor manera) las fuerzas generadas sobre sus neumáticos y transmitidas a su carrocería por la suspensión, mediante el uso de materiales adecuados que resistan las deformaciones internas. Del mismo modo, el análisis de vibraciones se utiliza para identificar fallas en maquinarias rotativas, tuberías y en diagnósticos de enfermedades cardíacas, gracias al espectro de vibración que relaciona los movimientos de distintas velocidades presentes en un cuerpo y su intensidad o severidad. A lo largo de este trabajo se desarrollará la teoría básica que permite entender y modelar el comportamiento de estos sistemas vibratorios.

El análisis de vibraciones es una importante herramienta utilizada para el diseño, el diagnóstico y la evaluación del comportamiento de casi cualquier sistema mecánico, por eso hace parte de la formación del ingeniero mecánico y es fundamental que este pueda dominar estas teorías para su aplicación.

Este documento presenta de forma concreta los fundamentos de vibraciones y su aplicación en análisis de máquinas rotativas. Se busca informar a los estudiantes de Ingeniería mecánica sobre el empleo del equipo de vibraciones y la interpretación de los datos obtenidos desde las mediciones para que puedan aprovechar los conocimientos para diagnósticos de fallas en maquinaria rotativa, a través de la comprensión de los conceptos básicos sobre vibraciones, el equipo de mediciones A-MAQ, las mediciones y la aplicación de procesos matemáticos más complejos que son de aplicación generalizada y el análisis de vibraciones de todo tipo de estructuras, pero que no se cubren en el curso de vibraciones.

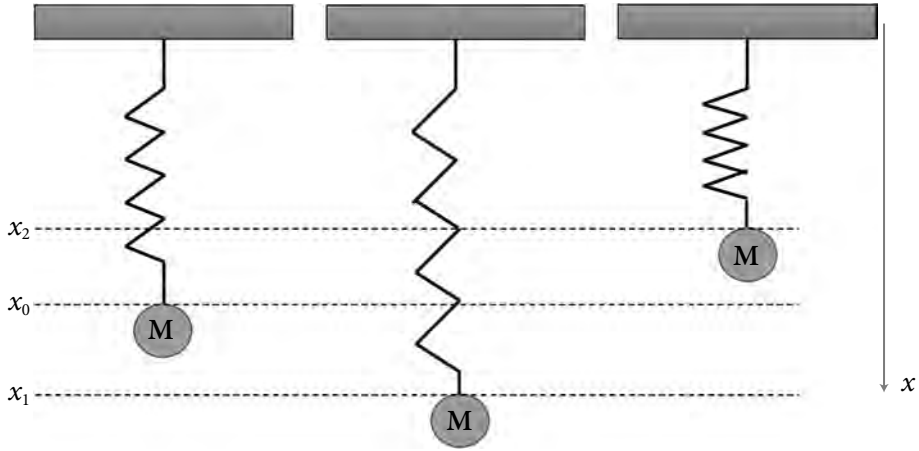
CAPÍTULO 1

MODELOS MATEMÁTICOS Y CONTEXTO DE LAS VIBRACIONES

1.1. Naturaleza de las vibraciones

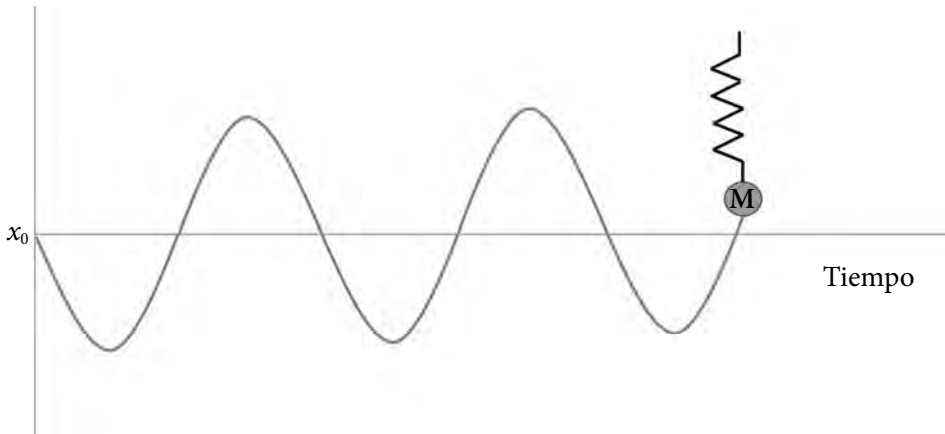
La vibración se define como un movimiento que genera oscilaciones o perturbaciones en una posición de equilibrio de un cuerpo en cualquier dirección, estas son causadas por fuerzas externas o internas y en general se repiten después de un intervalo de tiempo, como en los casos de maquinaria rotativa. Debido a que los niveles altos de vibración evidencian la exposición de un equipo a una fuerza descontrolada que ocasionará un fallo en cualquier momento, es importante conocer su naturaleza.

La forma más simple de vibración es el movimiento armónico simple y el modelo fundamental del análisis de vibraciones se obtiene cuando una masa “M”, unida a un resorte que está fijo a una pared, se suelta desde una posición x_1 respecto a una posición de equilibrio x_0 , hasta que llega a una posición x_2 (figura 1). Este permanecería en ese movimiento de vaivén indefinidamente, pero eventualmente la fricción hará que retorne al punto de equilibrio.

Figura 1. Oscilación de una masa a un resorte.

Fuente: Autores, 2018.

Si observamos el movimiento de la masa en el tiempo, notamos que esta oscila libremente alrededor del punto de equilibrio y el comportamiento de su trayectoria en el tiempo es sinusoidal (figura 2). En las máquinas, la mayoría de sus componentes individuales vibran de esta manera, aunque la vibración de toda la máquina es una superposición de múltiples movimientos, por lo que, en general, el movimiento resultante no es sinusoidal.

Figura 2. Trayectoria sinusoidal.

Fuente: Autores, 2018.

1.2. Modelos matemáticos de las vibraciones

El modelo matemático consiste en hacer idealizaciones para destacar aquellos factores que intervienen en el proceso estudiado y en el que se extraen aquellos parámetros que influyen decisivamente y se le atribuyen propiedades características, al mismo tiempo que se descartan los parámetros poco determinantes. Un sistema vibratorio se compone de un medio almacenador de energía potencial (como un resorte), un medio para almacenar energía cinética o masa y un medio para disipar la energía o amortiguador. A continuación, se hará un resumen de los modelos fundamentales.

Podemos describir dos tipos de modelos: los correspondientes a **vibraciones libres** que se dan cuando no existen fuerzas externas aplicadas sobre algún sistema vibratorio estudiado en un tiempo específico y las **vibraciones forzadas**, las cuales aparecen cuando hay fuerzas externas aplicadas al sistema durante el transcurso del tiempo en cuestión, y en momentos internos (Roca Vila y León, 1981).

A su vez, los modelos de las vibraciones forzadas y de las no forzadas podrían o no ser afectados por fuerzas que amortigüen su movimiento y, con base en esto, dividirse en:

- » **Sin amortiguamiento:** no existe fuerza o efecto que absorba la energía del movimiento del sistema.
- » **Con amortiguamiento:** hay fuerzas o momentos que disipan el movimiento vibratorio del sistema.

1.2.1. Vibración libre sin amortiguamiento

Al considerar el sistema vibratorio más sencillo descrito en la figura 1, este está formado por un resorte lineal (K) y una masa (m). Como sabemos, el resorte genera una fuerza del tipo:

$$F = -K \cdot x$$

Al aplicar la ley de Newton en la dirección vertical:

$$-K \cdot x = m \cdot x$$

Es decir,

$$m \cdot x + K \cdot x = 0 \tag{1}$$

Esta ecuación representa un movimiento simple no amortiguado y su solución es la correspondiente a una ecuación diferencial lineal de coeficientes constantes,

por lo tanto, este modelo aplica como solución de todos los modelos de vibración lineal.

La ecuación característica de (1) es:

$$s^2 + \frac{K}{m} = 0$$

Al ser sus raíces imaginarias conjugadas:

$$s = \pm \sqrt{\frac{K}{m}} i$$

La solución general de (1) está dada por:

$$x(t) = A_1 \cos \omega_n \cdot t = A_2 \sin \omega_n \cdot t \quad (2)$$

Esta ecuación se puede escribir de forma más compacta si se considera:

$$x = A_2 \left(\frac{A_1}{A_2} \cos \omega_n \cdot t + \sin \omega_n \cdot t \right)$$

Al introducir el ángulo definido por:

$$\tan \varphi = \frac{A_1}{A_2}$$

$$x = \frac{A_2}{\cos \varphi} (\sin \varphi \cdot \cos \omega_n t + \sin \omega_n t \cdot \cos \varphi)$$

Al aplicar la relación de la suma de ángulos:

$$x(t) = \sqrt{A_1^2 + A_2^2} \cdot \sin(\omega_n t + \varphi)$$

Se obtiene:

$$x(t) = A \sin(\omega_n t + \varphi) \quad (3)$$

La ecuación 3 representa la vibración de un sistema libre no amortiguado, comúnmente llamada ecuación del movimiento armónico simple.

Donde $A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2}$ es la amplitud del movimiento y $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$ es la frecuencia natural del sistema.

Para un sistema en movimiento oscilatorio la **frecuencia natural** será:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}}$$

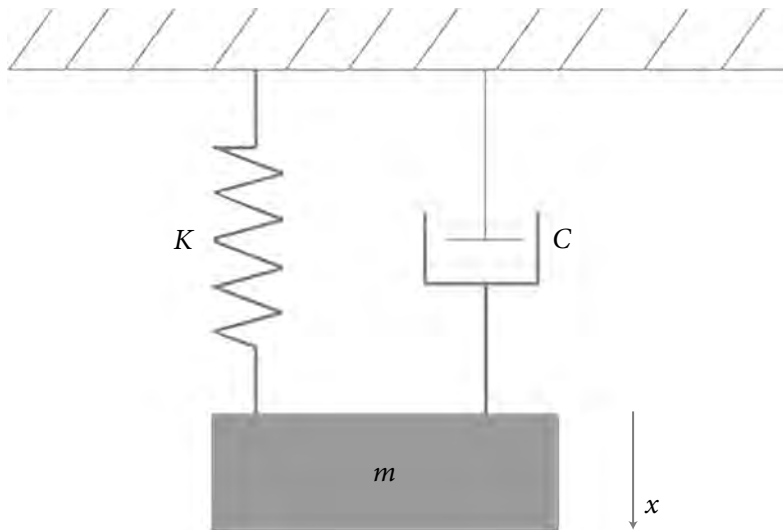
Y el período o duración será:

$$T = \frac{1}{f_n} = 2\pi\sqrt{\frac{m}{K}}$$

1.2.2. Vibración libre con amortiguamiento

Si ahora imaginamos un sistema mecánico que consta de un mecanismo de amortiguamiento (figura 3), se tiene en cuenta que un mecanismo real presenta siempre una amortiguación de su movimiento, ya sea debido a la fricción o porque existe un elemento destinado para tal fin, en todo caso, siempre deberíamos tener esto en cuenta.

Figura 3. Sistema libre amortiguado.



Fuente: Autores, 2018.

Donde:

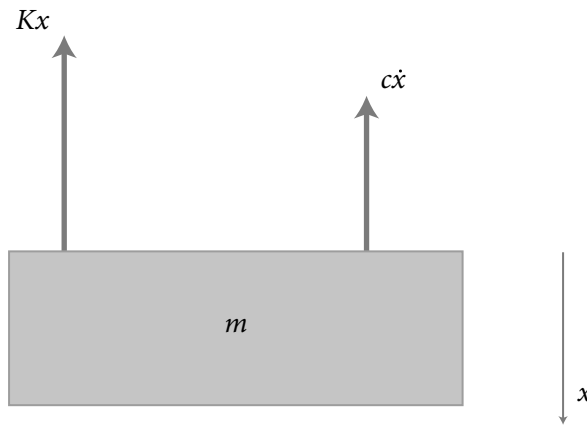
- » m = masa
- » c = coeficiente de amortiguación
- » x = desplazamiento
- » K = constante de rigidez elástica

El principio de funcionamiento de la amortiguación lineal es la estrangulación de un flujo y es lineal porque el efecto de las fuerzas cortantes generadas en el flujo de fluidos newtonianos es proporcional a la velocidad. Así que tenemos:

$$F = -cx$$

La constante c depende las propiedades del fluido y de la geometría del sistema. Al aplicar la ecuación de equilibrio al sistema se tiene que $-c \cdot \dot{x} - K \cdot x = m \cdot \ddot{x}$ (figura 4).

Figura 4. Diagrama de cuerpo libre del sistema.



Fuente: Autores, 2018.

Al reacomodar:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + K \cdot x = 0 \quad (4)$$

La ecuación diferencial (4) describe el movimiento libre amortiguado y su ecuación característica es:

$$ms^2 + cs + k = 0$$

Cuyas raíces se pueden escribir como:

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} = \pm \sqrt{\frac{K}{m}} \cdot \sqrt{\frac{c^2}{4mK}} - 1$$

Donde:

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{Km}}$$

ζ se llama al factor de amortiguación.

Si introducimos nuevamente $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$, se tiene que:

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm \omega_n \cdot \sqrt{\zeta^2 - 1}$$

La solución formal de (4) es:

$$x(t) = A_1 e^{s_1 t} + A_2 e^{s_2 t} \quad (5)$$

Esta ecuación puede tomar varias formas según si los valores de $s_{1,2}$ son reales o complejos, lo cual corresponde físicamente a una amortiguación grande ($\zeta > 1$) o a una amortiguación débil ($\zeta < 1$), aunque también está el caso extremo de $\zeta = 1$, correspondiente a la amortiguación crítica.

Por lo que se presentan los siguientes casos posibles:

» Si $\zeta > 1$ el movimiento será sobre amortiguado.

Entonces las raíces $s_{1,2}$ son reales y distintas a la solución de esta ecuación con amortiguamiento y será:

$$x(t) = A_1 e^{s_1 t} + A_2 e^{s_2 t}$$

Donde A_1 y A_2 son constantes que surgen de integrar.

El sistema permanece sin movimiento y vuelve al punto de equilibrio, si el amortiguamiento se incrementa, el sistema tardará más tiempo para regresar al equilibrio.

» Si $\zeta < 1$ el movimiento es sub-amortiguado, las raíces $s_{1,2}$ son imaginarias conjugadas e iguales a:

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm i\omega_d$$

Siendo:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

O bien llamada: frecuencia amortiguada.

Al tener en cuenta estas anotaciones, la solución de 5 se resuelve como:

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} (A_1 \cos \omega_d \cdot t + A_2 \sin \omega_d \cdot t)$$

Al reescribir:

$$A \cdot e^{-\zeta\omega_n t} \cdot \sin(\omega_d t + \varphi) \quad (6)$$

Donde:

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2}$$

$$\tan \varphi = \frac{A_1}{A_2}$$

En esta solución, el movimiento tiene características periódicas y los intervalos establecidos por t' , correspondientes a una vibración amortiguada, se expresan en función del período t , así:

$$t' = \frac{2\pi}{\omega_d}$$

» Si $\zeta = 1$, la amortiguación es crítica.

$$c = 2\sqrt{Km} = c_c$$

Las raíces $s_{1,2}$ son iguales y están definidas por:

$$s_{1,2} = -\omega_n$$

En este caso, la solución de la ecuación diferencial es del tipo:

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

Es decir, no contiene funciones periódicas, por lo que este sistema retorna al equilibrio sin oscilar y en el menor tiempo. Este caso representa la menor cantidad de amortiguamiento para que el sistema no oscile, por ello resulta útil su análisis en aplicaciones donde se necesita evitar la vibración y que el sistema alcance el equilibrio rápidamente.

Al volver a la ecuación del factor de amortiguación ζ , se puede observar que para una amortiguación c cualquiera se puede escribir como:

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{Km}} = \frac{c}{c_c}$$

1.2.3. Vibración forzada sin amortiguamiento

Para lograr que un sistema oscile se debe suministrar energía a este. Cuando se realiza esta operación de manera continua, como puede ser a través de una fuerza,

entonces la vibración es forzada y cuando se agrega energía en el sistema con una tasa mayor de la disipada, esta aumenta con el tiempo, lo que se manifiesta por un incremento de la amplitud del movimiento (Crawford, 1977). Cuando se suministra energía a la misma tasa de disipación, la amplitud permanece constante en el tiempo y si la fuerza que potencia el movimiento es periódica, la ecuación diferencial del movimiento estará definida así:

$$m \cdot \ddot{x} + K \cdot x = F = F_0 \sin \omega t \quad (7)$$

Donde F_0 es la amplitud y ω es la frecuencia de la fuerza excitadora.

La solución general de la ecuación diferencial se obtiene al añadir a la solución general de la homogénea una solución particular $x = x_h + x_p$.

La ecuación característica será:

$$ms^2 + k = 0$$

Las raíces de esta ecuación son imaginarias y conjugadas: $s = \pm \sqrt{\frac{K}{m}}i$

La solución general de la homogénea es:

$$x_h = A \sin(\omega_n t + \varphi)$$

La solución particular es:

$$x_p = A \cos(\omega_n t)$$

Y la solución general se expresa como:

$$x = A \cos(\omega_n t + \varphi) + \frac{\frac{F_0}{K}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \cos \omega t \quad (8)$$

Para los sistemas no amortiguados y forzados armónicamente, su movimiento es la suma de dos armónicos: uno a frecuencia natural ω_n y otro a frecuencia de la fuerza exterior ω .

La amplitud del primero depende de las condiciones iniciales y se anula para algunos valores particulares, la amplitud del segundo se establece con la proximidad de ambas frecuencias a través de la expresión llamada factor de resonancia:

$$\rho = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} = \frac{A}{x_{est}}$$

Batimiento: se produce cuando la frecuencia natural del sistema ω_n se aproxima a la frecuencia exterior ω , es decir, para el caso en que:

$\omega_n = \omega + \Delta\omega$. Donde sin perturbación inicial ($x_0 = x'_0 = 0$) se obtiene:

$$x = \frac{F_0 \omega_n}{k \Delta\omega} \cdot \sin\left(\frac{\Delta\omega}{2} \cdot t \sin \omega t\right)$$

Esta ecuación representa un movimiento con frecuencia ω_n y amplitud armónica, la cual crece hasta un máximo y disminuye hasta que se anula, este ciclo se repite de forma periódica (Beer & Russell, 2010).

Resonancia: cuando una fuerza excitadora de las vibraciones tiene frecuencias coincidentes con el sistema original, esta provoca alteración de la configuración del sistema mecánico al alcanzar amplitudes que generalmente ocasionan un fallo estructural del material sometido a esfuerzos, incluso con fuerzas iniciadoras de muy bajo nivel.

Cuando la frecuencia de la fuerza exterior es igual a la frecuencia natural del sistema ($\omega = \omega_n$), es decir, cuando $\Delta\omega \rightarrow 0$, se produce la resonancia y la ecuación que rige este fenómeno es:

$$x = \frac{F_0 \omega}{2K} \cdot t \sin(\omega_n t)$$

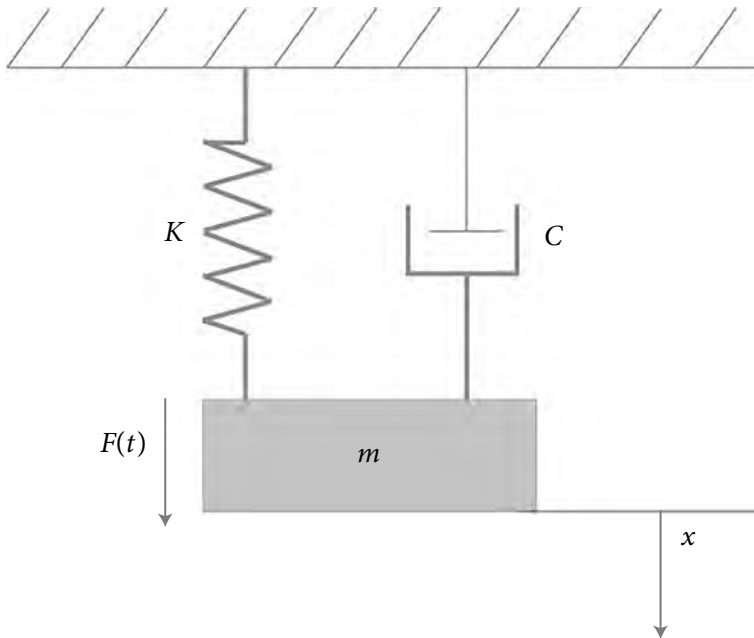
Expresión que corresponde a un movimiento armónico y cuya amplitud tiende a infinito cuando $t \rightarrow \infty$.

1.2.4. Vibración forzada con amortiguamiento

Analizaremos el caso de la vibración forzada al considerar el sistema masa-amortiguador-resorte, sometido a una fuerza exterior $F(t)$, (figura 5).

Se ha visto que la energía mecánica de un oscilador amortiguado disminuye en el tiempo como resultado de esa fuerza resistiva y es posible compensar esta disminución de energía al aplicar una fuerza externa que haga trabajo positivo al sistema. Por ejemplo, un niño en un columpio se puede mantener en movimiento mediante “empujones” adecuadamente cronometrados. La amplitud del movimiento permanece constante si la entrada de energía por cada ciclo iguala exactamente a la disminución de energía mecánica en cada ciclo, la cual resulta de las fuerzas resistivas (Serway & Jewett, 2008).

Figura 5. Sistema con vibración forzada amortiguada.



Fuente: Autores, 2018.

Se consideran las siguientes hipótesis para el sistema descrito:

- La masa se mueve únicamente en dirección vertical y ausente de fricciones y movimiento giratorio.
- La masa del resorte es despreciable, a la vez que su fuerza recuperadora es proporcional a su deformación.
- El amortiguador tiene un comportamiento de rozamiento de tipo viscoso.
- Los elementos actúan en vacío.

Se consideran F , la fuerza aplicada sobre el sistema y $c \cdot \dot{x}$, la fuerza amortiguadora de tipo viscoso. Con las condiciones de: $m > 0$; $c > 0$; $K > 0$, la ecuación de equilibrio será:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + K \cdot x = F(t)$$

En general, esta fuerza es una función cualquiera del tiempo, de tipo periódico, siendo el caso más sencillo $F(t) = F_0 \cos \omega t$, donde nuevamente F_0 se refiere a la amplitud de la fuerza aplicada y ω es su frecuencia. Para tal caso, la ecuación se puede escribir:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + K \cdot x = F_0 \cos \omega t \quad (9)$$

Donde la ecuación característica de (9) es:

$$ms^2 + cs + k = 0$$

Como sabemos, la solución de esta ecuación se puede descomponer en:

$$x = x_h + x_p$$

La solución de la ecuación homogénea es:

$$m \cdot x + c \cdot \dot{x} + K \cdot x = 0$$

Se toma la forma previamente estudiada y descrita en la ecuación (6), donde hemos supuesto un amortiguamiento sub-crítico para que resulte una vibración y como todas las soluciones de esta ecuación tienden a cero cuando crece t , esta representa la parte transitoria del movimiento vibratorio:

$$x_h = A \cdot e^{-\zeta\omega_n t} \cdot \sin(\omega_d t + \varphi)$$

Pasemos a determinar la solución particular. Al proceder por el método de identificación de constantes, obtenemos la solución:

$$x_p = B \cos(\omega t - \varphi)$$

Donde B es:

$$B = \frac{F_0}{\sqrt{(K - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

Y consideramos el ángulo:

$$\tan \varphi = \frac{c\omega}{K - m\omega^2}$$

Por lo que la solución de la ecuación 8 es:

$$x = A \cdot e^{-\zeta\omega_n t} \cdot \sin(\omega_d t + \varphi) + x_p = B \cos(\omega t - \varphi) \quad (10)$$

La primera parte generalmente desaparece al cabo de un corto tiempo. La segunda parte es la componente estacionaria que oscila con amplitud B constante y desfase φ .

1.3. Caracterización del movimiento vibratorio

El movimiento vibratorio cuenta con características que hacen posible determinar su origen. Para lograr un manejo práctico del fenómeno, utilizaremos el modelo matemático descrito en la ecuación 3, el cual representa el movimiento armónico simple (Serway & Jewett, 2008).

El desplazamiento de un movimiento armónico simple (figura 1) está determinado por la ecuación:

$$x(t) = A \sin(\omega \cdot t + \varphi) \text{ ec. 3}$$

Donde

- » $x(t)$ = Desplazamiento
- » A = Amplitud
- » ω = Frecuencia
- » t = Tiempo o período
- » φ = Fase

El **desplazamiento** $x(t)$ es la cantidad de movimiento que se produce en un ciclo, por ser una vibración que presenta mayor grado de amplitud a bajas frecuencias, se pueden identificar un rango de anomalías muy limitado en la máquina.

La **amplitud** (A) hace referencia a la intensidad del movimiento o a la energía involucrada en este, por lo que entre mayor sea la amplitud más severo será el efecto del movimiento.

El **período** (t) del movimiento es el tiempo que tarda la masa en ir al punto x_2 y volver hasta el punto x_1 (ilustrados en la figura 1) y representa la duración del movimiento cíclico del vaivén.

La **frecuencia** (ω) es la velocidad a la que se realiza el movimiento cíclico y es el inverso del período, es decir, la frecuencia es la cantidad de ciclos en un período de tiempo.

La **fase** (φ) es la medida de referencia para identificar la diferencia entre dos señales sinusoidales en el tiempo, por lo que la fase relaciona el período entre dos señales, aunque en realidad esta es una medida de tiempo y usualmente se representa en grados, esto se hace al considerar que un ciclo consta de 360° , de manera que la diferencia entre dos señales se mide por el retraso o adelanto de una onda respecto al ciclo de otra. Por ejemplo, un retraso en la fase de 180° en una señal significa que esta apenas ha completado la mitad de su ciclo cuando la señal de referencia tenga un ciclo completo.

Estos comportamientos se pueden apreciar en la onda si se comparan la velocidad y la aceleración con desplazamiento y se identifica que estas están retrasadas o desfasadas en 90° y 180° respecto a este (figuras 5 y 6). Estos conceptos se pueden observar como se muestra en la figura 7.

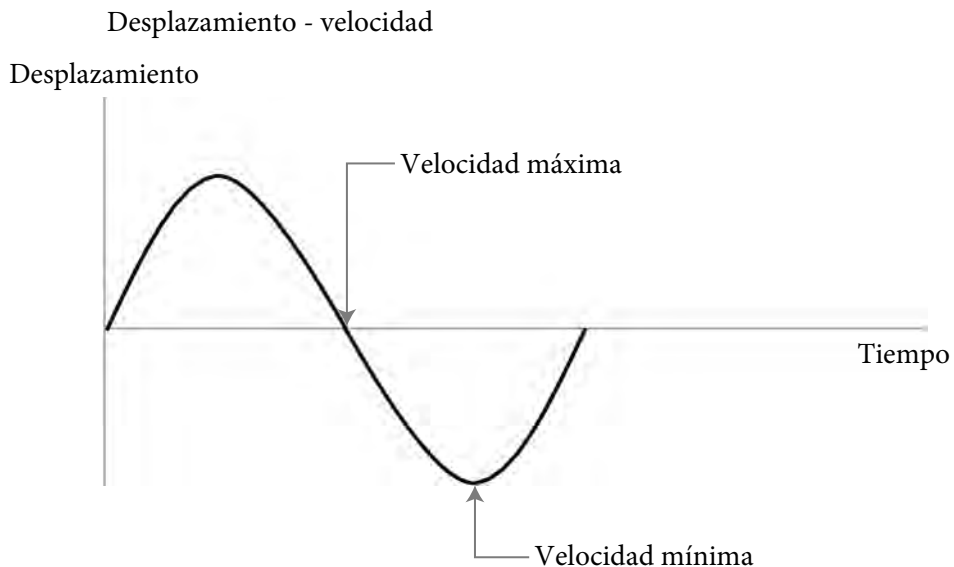
Al derivar una y dos veces la ecuación 3, hallaremos la velocidad y la aceleración:

$$v(t) = A\omega \cos(\omega \cdot t + \varphi)$$

$$a(t) = -A\omega^2 \sin(\omega \cdot t + \varphi)$$

Los valores de velocidad y de aceleración son comúnmente usados en vez del valor de desplazamiento para medir las vibraciones de la maquinaria rotativa. En general, el valor de velocidad ofrece información muy buena a casi todos los niveles de frecuencia, esto es debido a que la velocidad es un claro indicador de la severidad de la vibración por ser directamente proporcional a la frecuencia, por otro lado, la aceleración será especialmente útil a alta frecuencia porque al ser proporcional a la frecuencia al cuadrado se harán más notorias las vibraciones ubicadas en ese rango, de manera que se facilita el encontrar todos los elementos que vibran en dicho nivel, como los de rodamientos cuando tienen una falla de tipo metal-metal. Por último, la gráfica obtenida a partir del desplazamiento será importante a muy bajas frecuencias, donde el movimiento es amplio y fácilmente identificable.

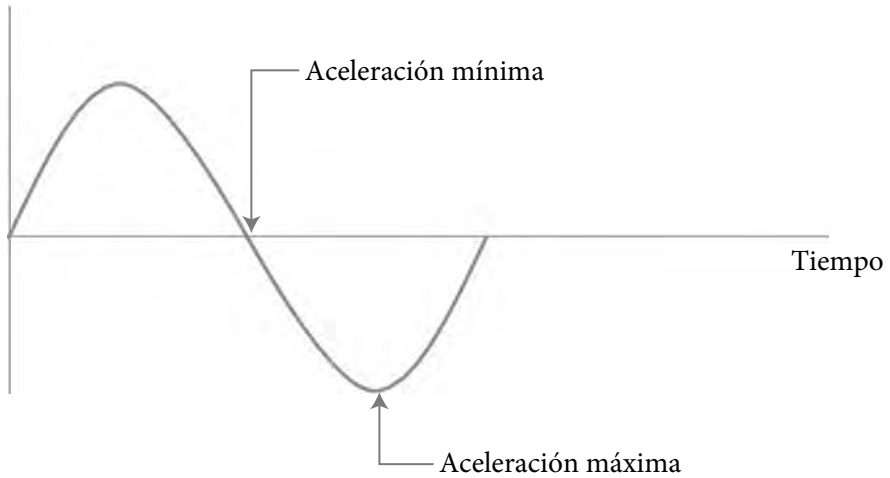
Figura 6. Comportamiento de la velocidad.



Fuente: Autores, 2018.

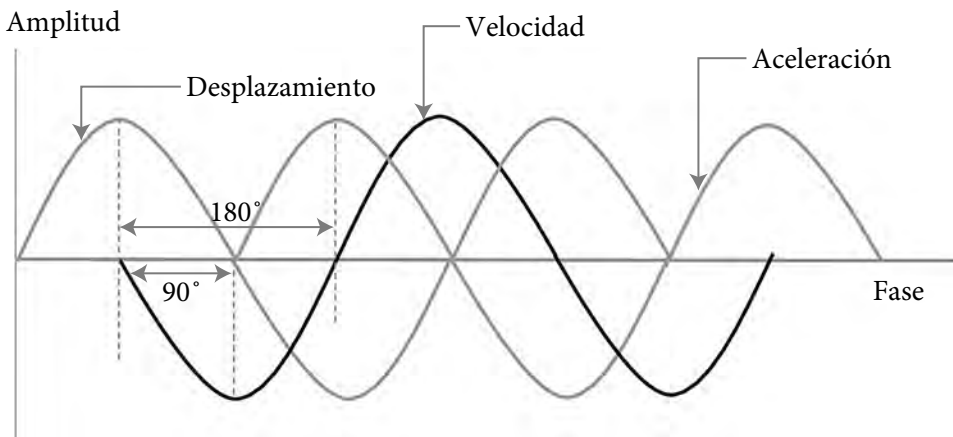
Figura 7. Comportamiento de la aceleración.

Desplazamiento - aceleración



Fuente: Autores, 2018.

Si superponemos las gráficas anteriores y se comparan con el desplazamiento, notamos que la velocidad se encuentra retrasada o desfasada por 90° , respecto al desplazamiento, y la aceleración también desfasada, pero en 180° .

Figura 8. Comparación de las fases.

Fuente: Autores, 2018.

1.3.1. Unidades de medición de la vibración

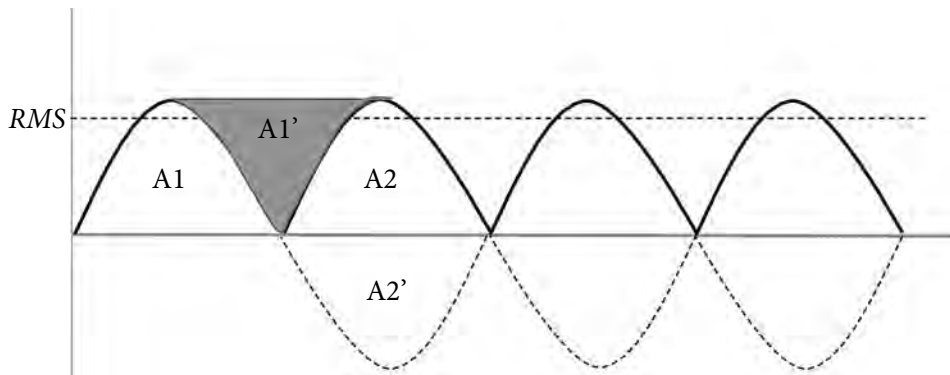
La **amplitud** (A) es la medida de la intensidad del movimiento, comúnmente se toma en tres escalas: **pico-pico**, **cero-pico** y **RMS**. Es importante conocer la escala en la que se toma la medición, ello con el fin de compararla con niveles establecidos en la norma, ya que estos aparecen en la escala RMS, además de que mantener una escala única para cada punto de medición permite el monitoreo de un mismo rango de frecuencia, lo cual hace posible un análisis preciso.

Pico-pico (pk-pk): representa la distancia desde la cresta inferior hasta la cresta superior de la onda.

Cero-pico (pk): es la distancia máxima medida desde el punto de equilibrio hasta la cresta de la onda, si la onda es sinusoidal cero-pico es la mitad de pk-pk.

RMS (Root Mean Square): es la raíz de los promedios de amplitud elevados al cuadrado. Se considera esta escala de medida muy útil porque representa el promedio de la intensidad global de la vibración. El procedimiento consiste en elevar al cuadrado los picos de amplitud positivos y negativos, sumarlos y dividirlos entre el número total, de forma que el área entre las crestas sea igual al área debajo de cada cresta ($A1 = A1' = A2 = A2'$), después se saca la raíz del promedio obtenido.

Figura 9. Descripción de la escala RMS.



Fuente: Autores, 2018.

La **frecuencia** (f): las veces que se realiza un movimiento en un determinado tiempo. Sus unidades son:

Hz (Hertz): ciclos por segundo

CPM: ciclos por minuto

RPM: revoluciones por minuto

El **período** (t): es el tiempo que tarda en completarse un movimiento. Se mide en segundos (s) o milisegundos (ms) y es el inverso de la frecuencia. $t = 1/f$.

El **desplazamiento** (D): representa el cambio de posición respecto a un punto de referencia, se mide en mm o mils (milésimas de pulgada) y comúnmente se utiliza la escala pk-pk para obtener la distancia total recorrida por un eje.

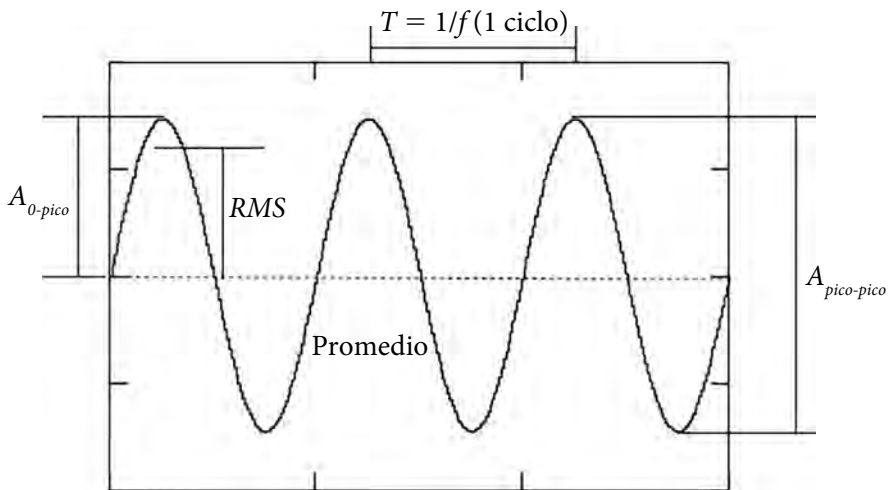
La **velocidad** (V): es la rapidez con que varía la posición de un punto a otro, se mide en pulg/s (pulgadas por segundo) o mm/s (milímetros por segundo) y se utiliza la escala 0-pk o RMS.

La **aceleración** (a): es la variación de la velocidad, se mide en mm/s^2 , pulg/s^2 o comúnmente respecto a la aceleración de la gravedad G ($1G = 386 \text{ pulg/s}^2 = 9.800 \text{ mm/s}^2$). Se utiliza la escala RMS, dado que es una medida bastante útil a grandes velocidades $> 10.000 \text{ RPM}$.

Como ilustra la figura 10, dependiendo de la característica del movimiento que se mida (desplazamiento, velocidad o aceleración) será más adecuada una escala u otra.

Figura 10. Descripción del movimiento periódico.

Parámetros descriptores de un movimiento armónico simple



$$T: \text{Período} = [\text{segundos}] = [s] \quad f: \text{Frecuencia} = [\text{ciclos/segundos}] = [\text{Hz}]$$

Conversión entre escalas

Sistema internacional

D = diámetro (mm)

V = velocidad (mm/s)

a = aceleración (mm/s²)

g = gravedad (9,8 m/s²)

$$D_{RMS} = \frac{D_{PK-PK}}{2 \cdot \sqrt{2}} D_{PK-PK} = \frac{1.000 \text{ g} a_{PK}}{2(\pi f)^2}$$

$$V_{RMS} = \frac{V_{PK}}{\sqrt{2}} V_{PK} = \pi \cdot f \cdot D_{PK-PK}$$

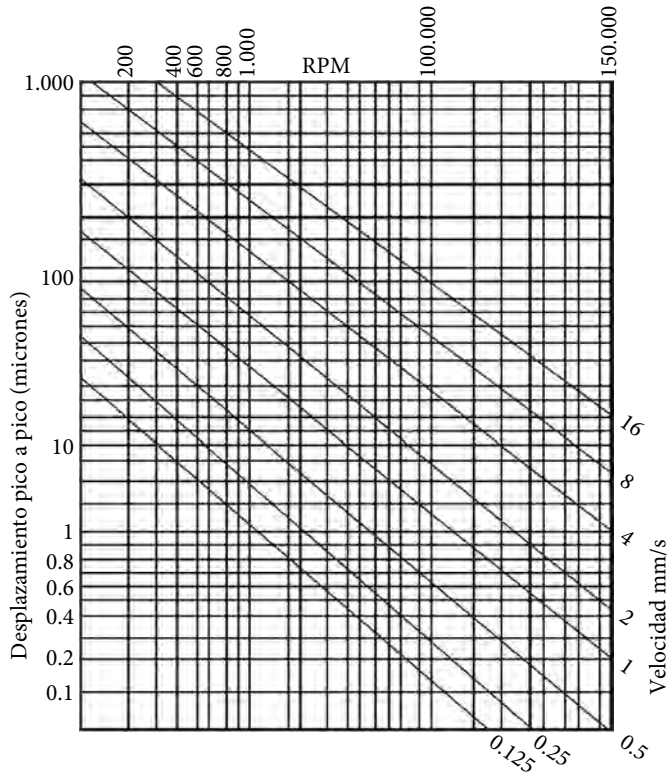
$$a_{RMS} = \frac{a_{PK}}{\sqrt{2}} a_{PK} = \frac{2\pi f \cdot V_{PK}}{1.000 \text{ g}}$$

$$V_{PK} = \frac{1.000 \cdot g \cdot a_{PK}}{2\pi f}$$

1.4. Límites de severidad en la vibración

1.4.1. Carta de Rathbone

Esta constituyó el primer establecimiento de límites de vibración aceptados y usados en el sector industrial, la cual fue realizada en los años treinta y posteriormente mejorada. La carta está compuesta por una escala logarítmica de frecuencias (hercios o RPM) y de una logarítmica de amplitudes en desplazamiento (Pico o Pico-Pico) y en velocidad, las cuales permitían establecer un límite de severidad de forma rápida al ubicar las características de la máquina analizada en ocho zonas.

Figura 11. Carta *Rathbone*.

Fuente: Rathbone, 1930.

La carta presenta las siguientes limitaciones:

- » No se consideran las características de la máquina como rigidez y potencia ni tampoco su tipo.
- » Esta guía aplica solo a equipo rotativo y no a los alternativos u otros.
- » Si la frecuencia es más alta, la amplitud de vibración en desplazamiento tiene que ser menor para mantener el mismo nivel de severidad, por ejemplo, cuando una máquina vibra a 200 CPM con 200 micras de amplitud pk-pk, este es un nivel “bueno” de severidad, pero cuando esta amplitud corresponde a una frecuencia de 2.000 CPM, el nivel de severidad sería “grave”. La vibración a baja frecuencia es menos peligrosa que la vibración a alta frecuencia, de ahí que las averías de engranajes y rodamientos que se producen generalmente a alta frecuencia sean muy peligrosas. Por esta razón, las amplitudes de baja frecuencia se miden en desplazamientos y las de alta frecuencia en velocidad o aceleración. La carta de *Rathbone* fue creada para máquinas de bajas RPM y hoy está fuera de uso.

1.5. Norma ISO 2372

Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 100 y 200 rev/s

Consideraciones para aplicar ISO 2372:

- » Se aplican a equipos con velocidades de giro entre 600 y 12.000 RPM.
- » Los niveles de vibración expresan el nivel global de vibración en velocidad RMS para frecuencias en un rango de 10 y 1.000 Hz. Inicialmente, los equipos se clasifican mediante la tabla 1, luego para determinar el nivel de vibración en ISO 2372 se debe ubicar la máquina dentro de la clase correspondiente, después colocar el valor global de vibración obtenido (en la tabla 2 aparecen identificados para frecuencias entre 600 y 60.000 CPM) y finalmente identificar la zona.

Tabla 1. Clasificación de equipos.

Clase	Descripción
Clase I	Equipos pequeños de hasta 15 Kw
Clase II	Equipos medios, de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial
Clase III	Equipos grandes, por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial
Clase IV	Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica)

Fuente: ISO 2372, 1974.

Tabla 2. Severidad de la vibración.

Velocidad (mm/s, RMS)	Tipos de máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 a 0,28				
0,28 a 0,45		A		
0,45 a 0,71				
0,71 a 1,12				
1,12 a 1,8		B		
1,8 a 2,8				
2,8 a 4,5		C		
4,5 a 7,1				
7,1 a 11,2		D		
11,2 a 18				
18 a 28				

Buena	A		Insatisfactoria	C
Satisfactoria	B		Inaceptable	D

Fuente: ISO 2372, 1974.

1.6. Norma ISO 10816

La norma ISO 10816 reemplaza desde 1995 a la ISO 2372. Actualmente esta es la normativa vigente para establecer niveles de vibración y funciona al realizar una clasificación previa de las máquinas de acuerdo a sus potencias, apoyos, velocidades de operación y aplicaciones. Para complementar esta visión, se ilustra una tabla con los niveles de vibración globales dependiendo del tipo y de las características de la maquinaria, esto resulta práctico para una evaluación del estado de la máquina como se muestra en la tabla 3. La ISO 10816 consta de las siguientes partes, bajo el título general de vibración mecánica y de la evaluación de la vibración de la máquina mediante mediciones en piezas no giratorias:

Parte 1: indicaciones generales.

Parte 2: turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW con velocidades típicas de trabajo de 1.500, 1.800, 3.000 y 3.600 RPM.

Parte 3: maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15.000 RPM.

Parte 4: conjuntos movidos por turbinas de gas que excluyen a las empleadas en aeronáutica.

Parte 5: conjuntos de máquinas en plantas de hidrogenación y bombeo.

La condición de la vibración se clasifica conforme a los siguientes parámetros: tipo de máquina, potencia o altura de eje y flexibilidad del soporte.

Debido a las características típicas de construcción de las máquinas, se establecen grupos para la selección de cada tipo de ellas: grupo 1, grupo 2, grupo 3 y grupo 4, tal como se muestra en la tabla 3.

La magnitud de vibración se define dentro de este grupo de estándares como el valor máximo de velocidad RMS de banda ancha, en el rango de frecuencias especificado (típicamente de 10 a 1.000 Hz) evaluado sobre la estructura en puntos prescritos. Se debe tener en cuenta que otras cantidades como el desplazamiento, los valores de aceleración y que toman valores pico, en lugar de valores RMS, están permitidos, pero pueden no correlacionarse fácilmente a criterios basados en valores RMS.

Los criterios para evaluar la severidad de la vibración incluyen magnitud de la vibración y cambios en la magnitud de la vibración (Robichaud & Eng, 2009). A continuación, las zonas de evaluación se definen para permitir una apreciación de la vibración y para proporcionar directrices sobre posibles acciones.

Zona A: valores de vibración de máquinas recién puestas en funcionamiento o reacondicionadas.

Zona B: máquinas que pueden funcionar indefinidamente sin restricciones.

Zona C: la condición de la máquina no es adecuada para una operación continua, sino solamente para un período de tiempo limitado. Se deberían llevar a cabo medidas correctivas en la siguiente parada programada.

Zona D: los valores de vibración son peligrosos, la máquina puede sufrir daños.

Tabla 3. Niveles de vibración.

in/s RMS	mm/s RMS								
		D							
0,43	11				C				
0,28	7,1				B				
0,18	4,5								
0,14	3,5				A				
0,11	2,8								
0,09	2,3								
0,06	1,4								
0,03	0,71								
Base		Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible	Rígida	Flexible
Tipo de máquina		Bombas > 15 kW Flujo radial, axial o mixto			Tamaño medio 15 kW < P < 300 kW		Grandes máquinas 300 kW < P < 50 MW		
		Motor integrado		Motor separado	Motores 160 mm < H < 315 mm		Motores 315 mm < H		
Grupo		Grupo 4		Grupo 3		Grupo 2		Grupo 1	
Máquina en buenas condiciones			A				La máquina no podrá operar en forma continua		C
La máquina puede operar indefinidamente			B				La vibración está provocando daños		D

Fuente: (Standardization, ISO 10816-8:2014, 2014).

Tabla 4. Organismos de normalización de vibraciones.

Principales organismos normalización			
Organismo	Ámbito	Nombre	Dirección web
IEC	Internacional (sede Suiza)	International Electrotechnical Comission	http://www.iec.ch
ISO	Internacional (sede Suiza)	International Organization For Standarization	https://www.iso.org/ home.html
Aenor	España	Asociación Española de Normalización y Certificación	https://www.aenor.com
ANSI	USA	American National Standards Institute	https://www.ansi.org
BSI	Gran Bretaña	Britis Standards Institution	https://www.bsigroup. com/en-GB/
DIN	Alemania	Deutsches Institut Für Normung	https://www.din.de
JSA	Japón	Japanese Standards Association	https://www.jsa.or.jp/en/
VDI	Alemania	Association of German Engineers	http://www.vdi.eu/
API	USA	American Petroleum Institute	http://www.api.org/

Fuente: Autores, 2018.

CAPÍTULO 2

TOMA DE DATOS DE VIBRACIONES

Medir adecuadamente las vibraciones de una máquina es el paso más importante para el análisis de vibración, se necesitan datos confiables con el fin de lograr resultados seguros para que quien revise pueda realizar diagnósticos exactos, para lograrlo, **los datos deben tomarse cada vez con el mismo sensor, el mismo montaje y con la máquina en las mismas condiciones de operación.** A continuación, se describirán las recomendaciones más importantes en la toma de datos.

Los datos no serán considerados como óptimos si la máquina no está funcionando bien, si se está usando un sensor incorrecto o si el sensor ha sido instalado incorrectamente. Hay dos partes que se deben tener en cuenta para recolectar buenos datos:

- » Asegurarse que el transductor correcto está montado y está siendo usado correctamente.
- » Asegurarse que las medidas se hacen de la misma manera cada vez.

2.1. Pasos previos a la medición

- » Seleccione el tipo correcto de transductor.
- » Seleccione entre desplazamiento, velocidad o aceleración.
- » Seleccione el modelo con la estructura que se acomode al ambiente de medición.

- » Considere el tipo de máquina, la naturaleza de su superficie y la accesibilidad, todo esto para identificar la mejor posición del transductor.
- » Identificar las condiciones de carga o velocidad de la máquina, ya que se espera que tales condiciones sean las mismas en cada medición para aumentar la confiabilidad de los datos.

2.2. Puntos de medición

- » Los puntos de medición deben estar en sitios de acceso seguro.
- » Las mediciones deben realizarse en diferentes puntos de la máquina, las mejores partes son los rodamientos. Estos puntos y su dirección deben identificarse en la figura 12.
- » El sensor mide en una sola dirección y para obtener un panorama completo del movimiento se debe hacer una medición vertical, una axial y una horizontal.

En general, estos puntos pueden nombrarse de la forma que convenga, pero una gran parte de analistas utilizan la siguiente designación:

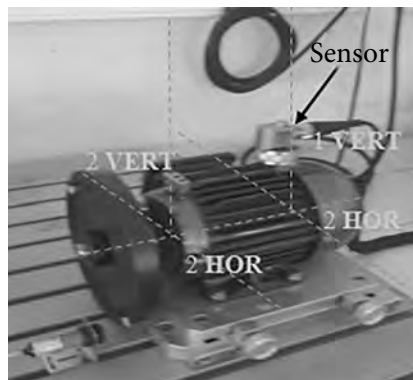
Rodamiento + dirección medida + máquina (o parte de ella) medida

Al utilizar un número para designar la posición del rodamiento, '1' representa el primer rodamiento, '2' el segundo, etc.

Las direcciones se presentan como "VER", "HOR" y "AXI" para expresar una medición vertical, horizontal y axial, respectivamente. Una medición común sería:

'1 VER MOTOR' equivalente a decir: medición del rodamiento uno del motor, en la dirección vertical.

Figura 12. Puntos de medición en motor.



- » De la forma más directa, se debe ubicar el sensor hacia el rodamiento para que la vibración viaje sin intermitencias, ya que en la máquina existen muchas partes que vibran y algunas de estas pueden resonar sin que representen fuerzas en los rodamientos, lo que los hace adecuados para medir.
- » Marcar o etiquetar claramente los sitios de medición, esto con el fin de aumentar la repetitividad de los datos.

2.3. Problemas al inicio de la medición

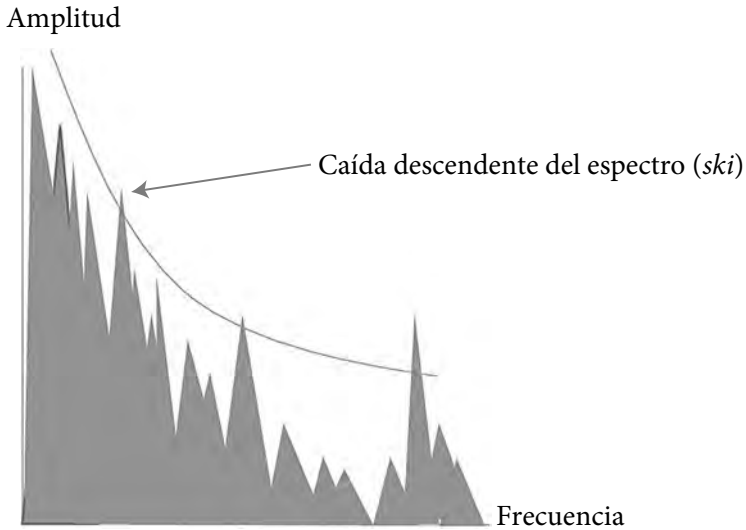
Es importante hacer una revisión de los datos, justo como fueron obtenidos antes de ser cargados a la computadora, con el fin de identificar si estos son razonables. Un cable en mal estado, una falla en la conexión de montaje o el movimiento durante la medición pueden ocasionar fallas en la medición que pueden detectarse, un ejemplo se puede ver en la imagen 1.

Imagen 1. Verificar el buen estado del equipo.



Fuente: Toll Morris Inc, 2018.

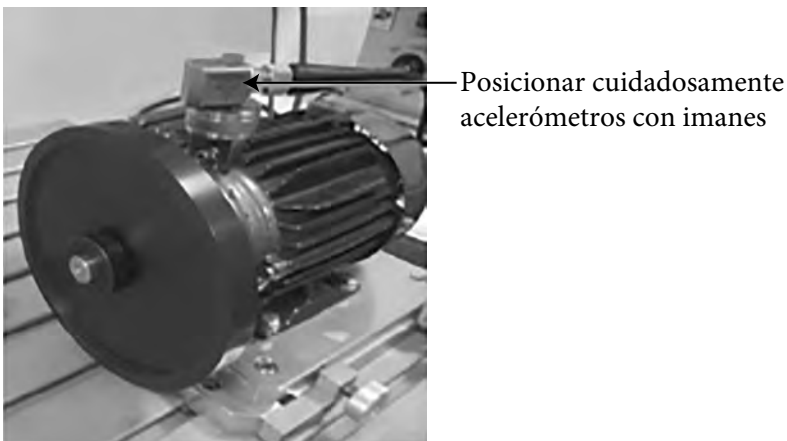
Problemas de estabilización: cuando se aplica energía al transductor la señal tendrá un sobresalto, en el caso de un acelerómetro la señal se vuelve inestable mientras el circuito interno amplificador se establece. Cualquier dato que se recolecte en ese período de tiempo tendrá una onda que presentará un desbalance y el espectro tendrá una caída pronunciada con levantamiento (caída *ski*), (figura 13).

Figura 13. Medición defectuosa con efecto *ski*.

Fuente: Autores, 2018.

Para que este fenómeno no ocurra, el tiempo de estabilización establecido en *software* deberá incrementarse.

- » **Impactos:** se debe tener cuidado al usar imanes como montura porque un mal manejo ocasiona que el sensor sea golpeado. Esto producirá un voltaje de salida más alto, el espectro tendrá una característica de caída y la onda presentará una oleada desbalanceada, por tanto, se debe ubicar suavemente el sensor, ayudándose con un punto de apoyo.

Figura 14. Posicionamiento correcto para evitar impacto.

Fuente: Autores, 2018.

- » **Problemas térmicos:** cuando el sensor se mueve de una, entre superficies, a una diferencia importante de temperatura, en ese momento se presenta un choque térmico que sobreexcita la salida de datos del sensor, por lo que se debe esperar a que se equilibre la temperatura del sensor para ejecutar la medición.

2.4. Proceso de medición

Cuando se monta un transductor en una máquina, la salida eléctrica es una señal analógica continua que contiene toda la información del desplazamiento, la velocidad y la aceleración de la vibración. Esta medida debe ser digitalizada para que un dispositivo colector registre y almacene la vibración, para ello, la señal analógica continua es convertida en un conjunto de números discretos, denominado registro de tiempo, con el cual se reconstruye la señal analógica.

La frecuencia de muestreo afecta el rango de la onda que se puede reconstruir, es necesario que esta sea muestreada a una frecuencia mayor que el doble de la frecuencia de la onda, la cual se conoce como frecuencia Nyquist; la mayoría de analizadores toman esta frecuencia como 2,56 veces la frecuencia máxima de interés.

Una vez la señal ha sido digitalizada mediante el proceso descrito anteriormente, se puede reconstruir y mostrar, como también exponerla en datos de frecuencia mediante la transformada rápida de Fourier y así desplegarla como un espectro.

El número de muestras de la onda de tiempo determina el espesor o la resolución del espectro. Este espesor o resolución lo determina el usuario mediante la introducción del número de líneas llamadas líneas de resolución (LOR) para una frecuencia máxima. Un ejemplo de ello es un espectro con una frecuencia máxima de 1.000 Hz y una selección de 400 líneas, donde tendrá una resolución de $1.000/400 = 2,5$ Hz. Esto quiere decir que dos frecuencias aparecerán como una sola si están a menos de 2,5 Hz.

Se debe tener en cuenta que la frecuencia de muestro es 2,56 la frecuencia máxima, entonces las muestras necesarias serán 2,56 veces el número de LOR. Esto se traduce en que, a mayor resolución, mayor tiempo del proceso.

Luego, la señal pasa por un proceso que ayuda a su identificación llamado: filtrado de señal:

Los filtros principales son:

- » **Filtros de paso bajo:** permiten el paso de bajas frecuencias.
- » **Filtros de paso de banda:** permiten el paso de frecuencias dentro de una banda.

- » **Filtros de paro de banda:** bloquean el paso de frecuencias en una banda específica.
- » **Filtros de paso alto:** permiten el paso de altas frecuencias.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MAQUINARIA ROTATIVA

El análisis de vibración es una técnica importante en el mantenimiento predictivo, estudia el funcionamiento de maquinaria rotativa y proporciona la identificación de una variedad de problemas que pueden afectar el correcto funcionamiento de esta. Aunque todas las máquinas presentan niveles de vibración aceptables en condiciones de funcionamiento, se debe priorizar un seguimiento correcto, pues cuando estos niveles exceden estados vibratorios elevados aparece el mal funcionamiento de las partes o, en el peor de los casos, el daño total de la máquina. Esto ocurre a medida que las máquinas se deterioran, lo que acarrea que haya desgaste y soltura en las partes y puede haber fuerzas de excitación producidas debido a algunos fallos, tales como desbalances y desalineación. Una correcta aplicación del análisis de vibraciones impide que estas anomalías se presenten esporádicamente, lo que lleva un control adecuado en su implementación.

3.1. ¿Por qué es importante un análisis de vibraciones?

Los componentes de una estructura o máquinas sometidos a vibración pueden fallar debido a la fatiga del material producida por la vibración cíclica inducida por los esfuerzos, además, la vibración provoca un desgaste más rápido de las partes de la máquina como cojinetes y engranes que generan ruido excesivo. En las máquinas, la vibración puede aflojar las sujeciones como tuercas y separar la soldadura o los puntos de anclaje. En procesos de maquinado, la vibración puede provocar rechinidos lo que conduce a un acabado superficial pobre.

También en las máquinas, cuando la frecuencia natural de la vibración de su estructura coincide con la frecuencia de la excitación externa, se presenta un fenómeno conocido como resonancia, el cual conduce a continuas deflexiones y fallas. Por lo tanto, uno de los propósitos del estudio de la vibración es reducirla mediante el diseño o el mantenimiento, de modo que el estado de desequilibrio en la máquina sea insignificante.

Las mediciones de vibración pueden usarse para monitorear partes de una máquina y relacionar las características del patrón de vibración con los parámetros asociados a una falla. Por lo cual, analizar los problemas y su causa desde la perspectiva de la condición del equipo, antes de que estas fallas colapsen la máquina y que al final se conviertan en costos de mantenimiento y producción, constituye una herramienta sumamente útil en la planeación de estrategias de mantenimiento asociadas a fallas específicas.

Concretamente, la frecuencia y la velocidad angular de las máquinas rotativas se relacionan mediante un valor único para cada elemento, lo cual hace posible su identificación en un espectro, y como se verá más adelante, varios problemas se presentan a la frecuencia de velocidad de giro o en sus múltiplos.

“El analista y el *software* de vibración deben buscar cambios en el patrón de vibración mediante la toma de mediciones a intervalos regulares”.

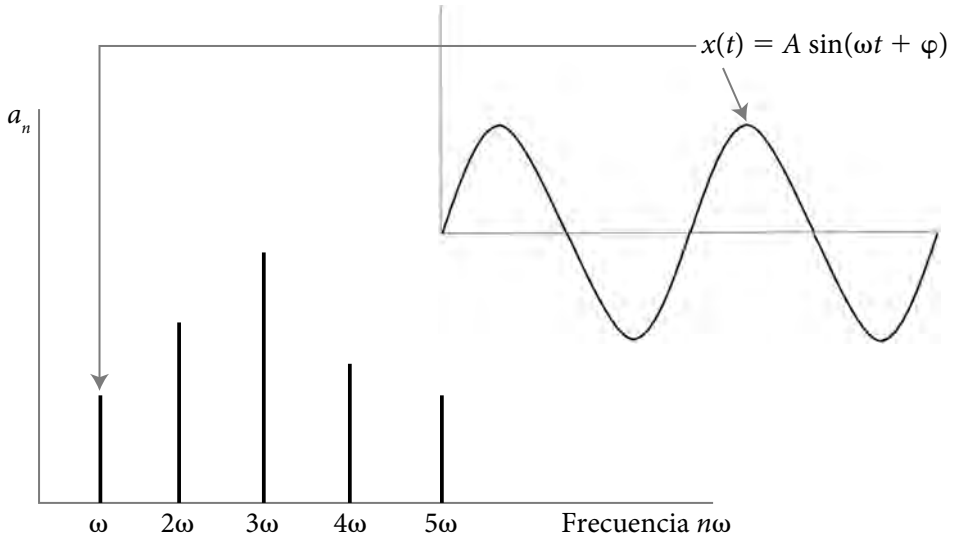
3.2. El espectro de vibraciones

Cada máquina en funcionamiento tiene una forma de movimiento específico que se puede evidenciar en sus vibraciones, para analizar este movimiento se deben coleccionar estas, las cuales son de varios tipos. Cuando se utiliza un colector de vibraciones estas aparecen mezcladas, por lo que no se puede identificar su origen.

Afortunadamente, existen procesos como la transformada de Fourier y la transformada rápida de Fourier, las cuales permiten separar cada onda a su frecuencia específica, estas tienen origen en la serie de Fourier, por la que cualquier función periódica $x(t)$ continua en el tiempo puede expresarse como la suma de términos senos y cosenos que son funciones armónicas (James, 1994).

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t)$$

Los términos $a_n \cos n\omega t$ y $b_n \sin n\omega t$ son llamados “armónicos”, estos armónicos de orden n se grafican con líneas verticales de amplitud a_n o b_n contra la frecuencia ωt .

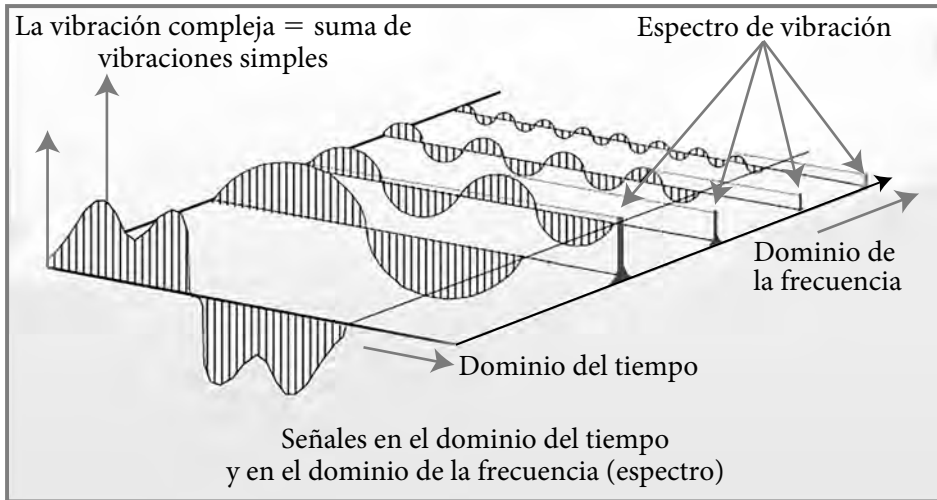
Figura 15. Representación de una función periódica en el dominio de la frecuencia.

Fuente: Autores, 2018.

Por ejemplo, la figura 15 muestra la representación en el dominio de la frecuencia de la función armónica $x(t) = A \sin(\omega t + \varphi)$, para el caso $A = a_n$.

En general, el resultado de este procedimiento, llamado espectro de vibración (figura 16), trata de obtener las diferentes frecuencias a las que se están produciendo movimientos, de esta manera y conociendo las partes de la máquina se puede identificar el origen de cada vibración, como también su importancia según la amplitud. Este es el principio de funcionamiento del *software* analizador de vibraciones (White, 2010).

Figura 16. Espectro de vibración.

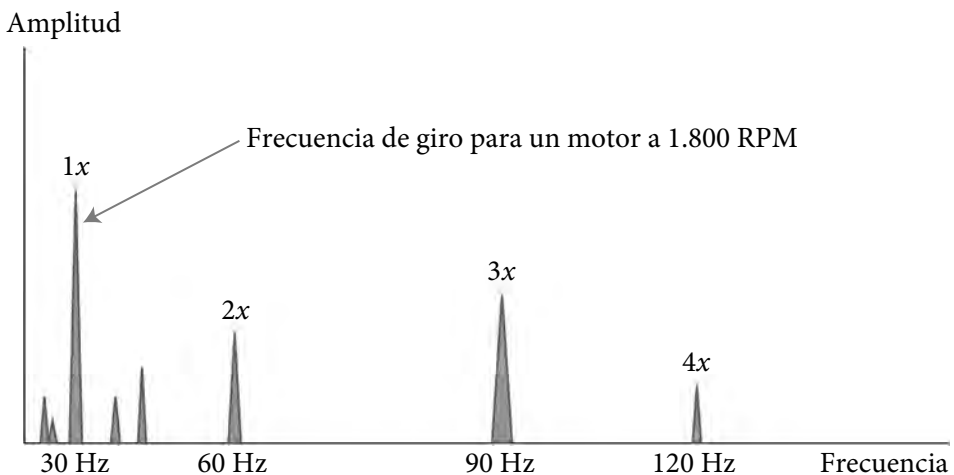


Fuente: Tutorial de vibraciones A-MAQ, 2005.

3.3. Identificar la frecuencia de giro

El análisis de espectros en maquinaria rotatoria se hace con base en la frecuencia de giro del motor, por lo que identificarla es el inicio del proceso. Comúnmente a esta frecuencia se le llama “1x” (uno equis) y el resto de frecuencias de interés pueden ser fácilmente expresadas relacionadas a esta. De manera que si la frecuencia de velocidad de giro es $1x = 30\text{Hz}$, una frecuencia de 90 Hz será $3x$ y una de 270 Hz corresponderá a $9x$ (figura 17).

Figura 17. Identificación de la frecuencia de giro.



Fuente: Autores, 2018.

3.3.1. Fase

Una adecuada lectura de fase permite hacer un diagnóstico de averías claro, donde se identifican y se diferencian los problemas mecánicos que en el espectro lucen similares, como pueden ser: el desequilibrio, la desalineación, el eje deformado, la resonancia, las holguras, la falta de rigidez en la base y la excentricidad.

3.3.2. Armónicos

Los armónicos son una serie de picos espaciados equitativamente que son múltiplos del primer pico en la serie, donde el primer pico es la frecuencia fundamental.

Los armónicos más comunes son múltiplos de la velocidad de giro del eje; sin embargo, pueden ser múltiplos de cualquier frecuencia.

3.3.3. Bandas laterales

Las bandas laterales son el resultado de una modulación de amplitud entre dos señales. Se presentan comúnmente al estudiar elementos giratorios del eje, la caja de engranaje y el sistema eléctrico cuando hay resonancia. En el espectro, las bandas laterales se asemejan a picos espaciados equitativamente, centrados en otro pico llamado “frecuencia central”.

La frecuencia central puede ser ocasionada por la frecuencia del engranaje, la de fallo de pista interna y las de paso de falla del rotor. Las frecuencias de bandas laterales incluyen la velocidad de giro, la de jaula y la de paso de polos.

3.3.4. Ruido de piso

El ruido de piso representa la vibración del ambiente y comúnmente sus niveles están cerca del cero con picos que se levantan levemente; sin embargo, habrá casos en los que estos picos parecieran levantarse de forma pronunciada sobre el nivel de referencia de amplitud cero, sobre todo en ciertas áreas. Esto puede deberse generalmente a dos tipos de falla:

- » Puede tratarse de un desgaste de rodamiento serio, lo que incrementa el levantamiento de ruido de piso y hace que el problema sea más serio.
- » Puede haber resonancia, con frecuencia los picos del espectro tienen una base muy ancha y se reflejan como acumulación debido a resonancia, si no hay otras.

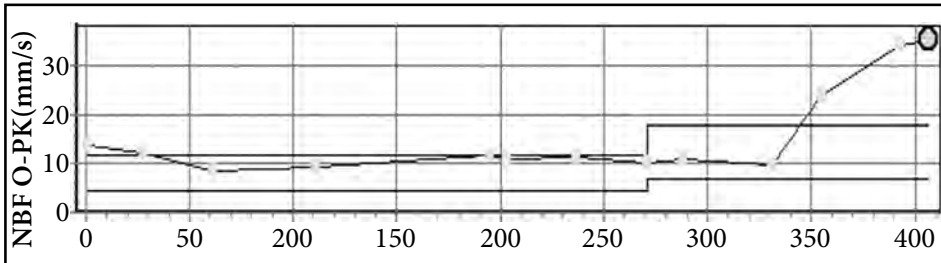
3.4. Comparación con medidas de referencia

Las comparaciones entre datos actuales y datos antiguos es una ayuda real para establecer la condición de una máquina al determinar cuándo y cuánto han cambiado los datos.

- » **Superposición de gráficas:** la mejor manera de ver los datos es superponiendo las gráficas. Entonces, se puede ver claramente cuánto han cambiado los datos en cada pico del espectro. Tres o cuatro gráficas se pueden desplegar de esta manera y aún así identificar de qué espectro se derivó cada dato.
- » **Tendencia:** los gráficos de tendencia proveen una rápida mirada a los cambios que están ocurriendo. La mayoría del *software* provee una gráfica de nivel global de vibración (figura 18).

En el análisis de vibración es necesario aplicar tendencias en el área de espectro que nos interesen, por ejemplo, a la frecuencia de giro, frecuencia de aspas, engranaje y frecuencia de rodamiento.

Figura 18. Gráficos de tendencia.

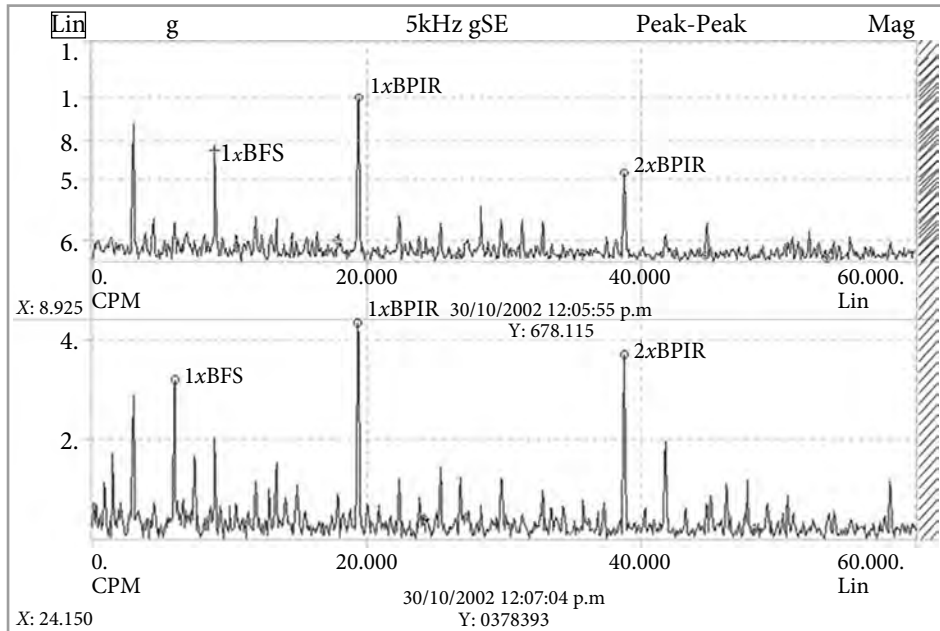


Fuente: Tutorial de vibraciones A-MAQ, 2005.

Cuando una de estas áreas muestra un incremento de valor, entonces se comienza a analizar el espectro y la onda para identificar dónde ha iniciado el incremento.

- » **Gráficos apilados:** algunos *softwares* permiten ver los gráficos desplegados verticalmente. La diferencia en cada nivel de cada pico principal se puede ver de manera clara al tiempo que se observa el espectro completo (figura 19), se tiene la desventaja de solo poder observar los datos que quepan en la pantalla.

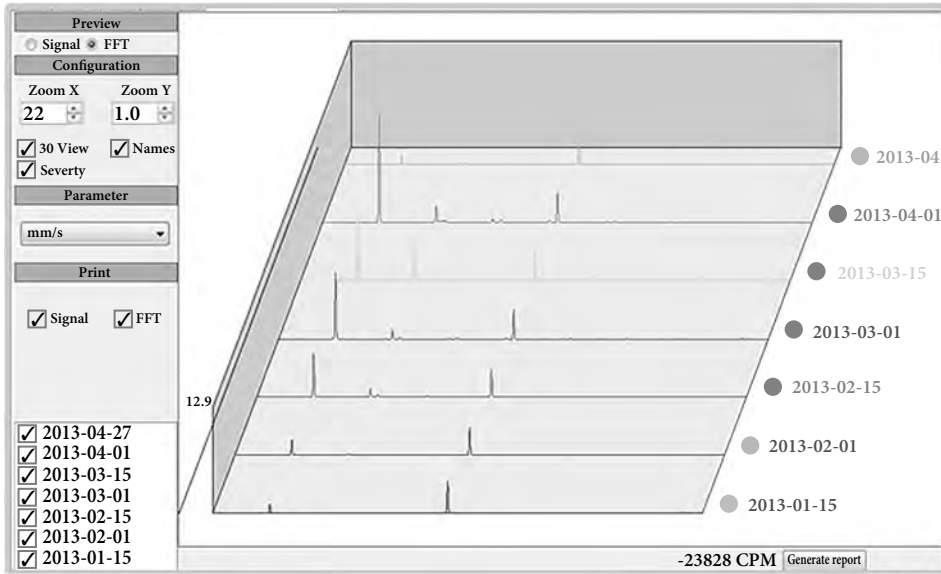
Figura 19. Espectros desplegados apilados.



Fuente: Ingeniería de mantenimiento, 2016.

- » **Gráficos de cascada:** una manera común y usada para observar los datos es desplegar una gran cantidad de espectros en forma de cascada, este plano permite ver cómo han cambiado los picos de las frecuencias desplegadas a lo largo del tiempo (figura 20), por lo que ofrecen información importante de las tendencias. Esto es una herramienta importante para revisión sobre cómo fue el desarrollo de la falla y qué niveles se alcanzaron después de la reparación.

Figura 20. Visualización en cascada.



Fuente: Erbesd-Instruments, 2018.

- » **Visualización logarítmica:** la escala de gráficos logarítmicos se usa con frecuencia para resaltar armónicos y bandas laterales. Esto se debe a que la escala logarítmica despliega amplitudes pequeñas en contraste con amplitudes grandes, también es muy útil para hacer comparaciones gráficas con datos de referencia.

3.5. Condiciones de falla en máquinas rotativas

Existen diversos documentos que registran las características de espectros asociados a fallas comunes, unos de estos documentos son las tablas de Charlotte, descripciones que se incluyen a continuación.

3.5.1. Desbalance

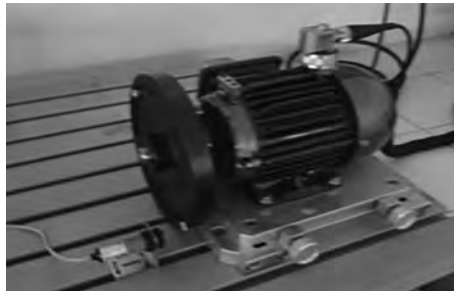
Es una condición donde el eje geométrico no pasa por el centro de masa de un cuerpo en rotación, donde el centro de masa es el punto en el que toda esta se distribuye equitativamente, lo que significa que hay un punto pesado a lo largo del eje.

El punto más pesado en el rotor produce una fuerza centrífuga en los rodamientos al girar. Los principales tipos de desbalanceo son:

- » **Desbalance estático:** ocurre en elementos rotativos para los cuales su largo es despreciable en comparación con su diámetro, ya sea por acumulación de material o pérdida del mismo, en todo caso, debido al cambio en la distribución de su masa. El espectro presenta vibración dominante en $1x$.

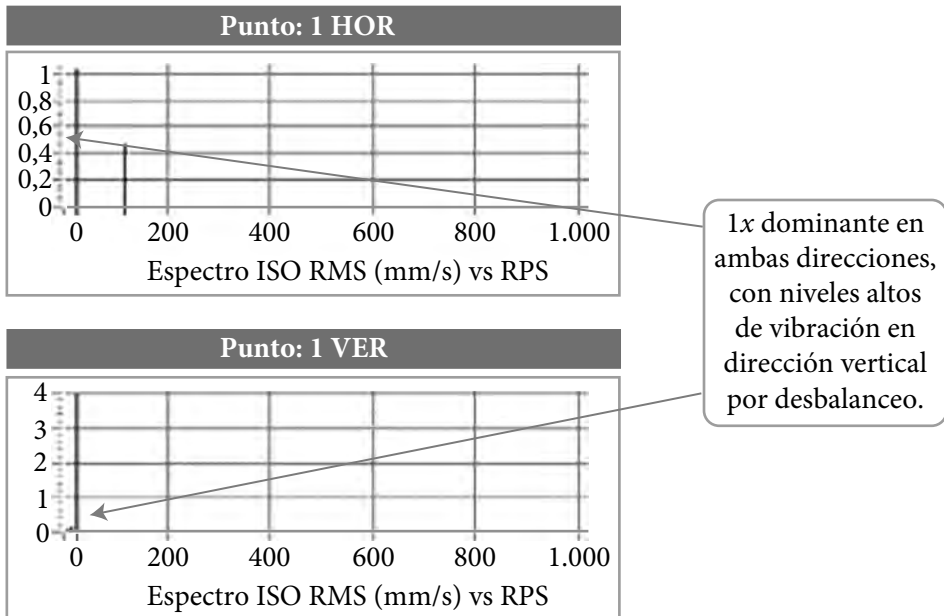
En la ilustración se observa espectro de vibración para un motor eléctrico a 30 Hz, acompañado de un disco para la simulación del desbalanceo estático, las mediciones se toman en base a las escalas principales RMS, 0-pk y pk-pk. Esta prueba se realizó con el equipo de vibraciones de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.

Imagen 2. Equipo de pruebas para análisis de vibración con disco desbalanceado.



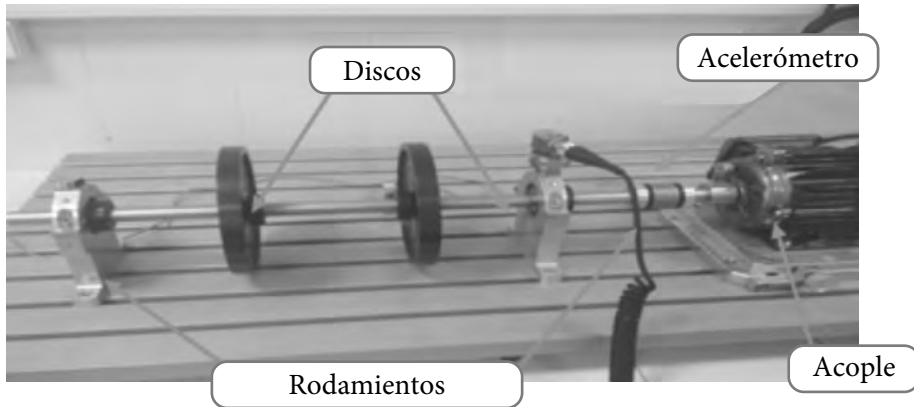
Fuente: Autores, 2018.

Figura 21. Representación del espectro por desbalanceo estático, realizada por equipo a-predictor.



Fuente: Autores, 2018.

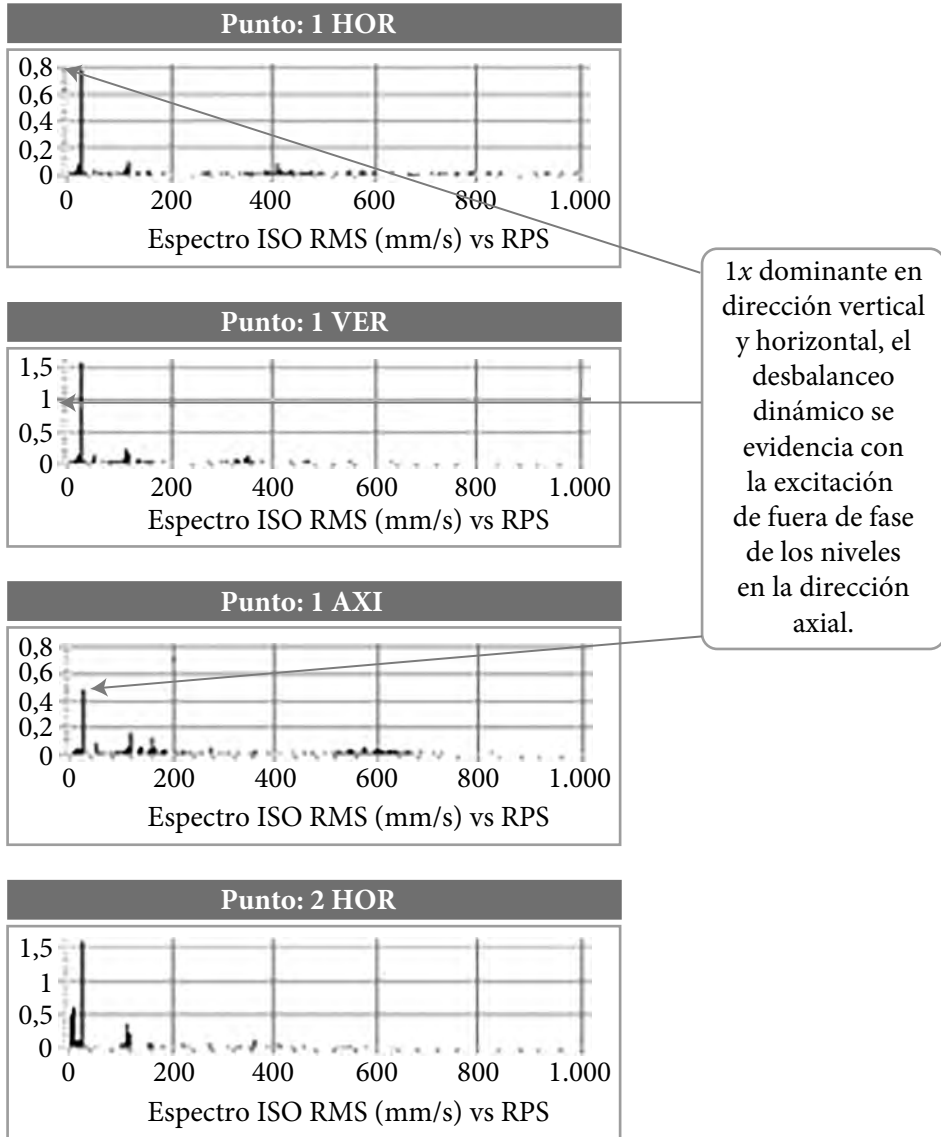
Imagen 3. Equipo de pruebas y análisis con desbalanceo dinámico.



Fuente: Autores, 2018.

- » **Desbalance dinámico:** $1x$ domina el espectro, la diferencia de fase radial entre los rodamientos externos e internos puede estar en cualquier lugar en el rango de $0-180^\circ$; sin embargo, la diferencia de fase horizontal debe cuadrar con la diferencia de fase vertical.

Diagnóstico: un rotor desbalanceado generará una vibración en la frecuencia de la velocidad de giro debido a la fuerza centrífuga del desbalance de masa. Por lo tanto, se espera que una máquina con condición de desbalance genere una onda sinusoidal y un pico dominante en el espectro a la frecuencia de la velocidad de giro $1x$. Se tiene que determinar esta condición al apoyarse en los niveles históricos de medición.

Figura 22. Representación del espectro de falla por desbalanceo dinámico.

Fuente: Autores, 2018.

3.5.2. Desalineamiento

Ocurre cuando las líneas de rotación de dos ejes que se unen mediante un acople no son colineales.

Desalineamiento angular: tiene lugar cuando las líneas de rotación de dos ejes no colineales se proyectan formando un ángulo entre ellas.

Desalineamiento paralelo: ocurre cuando las líneas de rotación de dos ejes no colineales están paralelamente separadas.

Diagnóstico

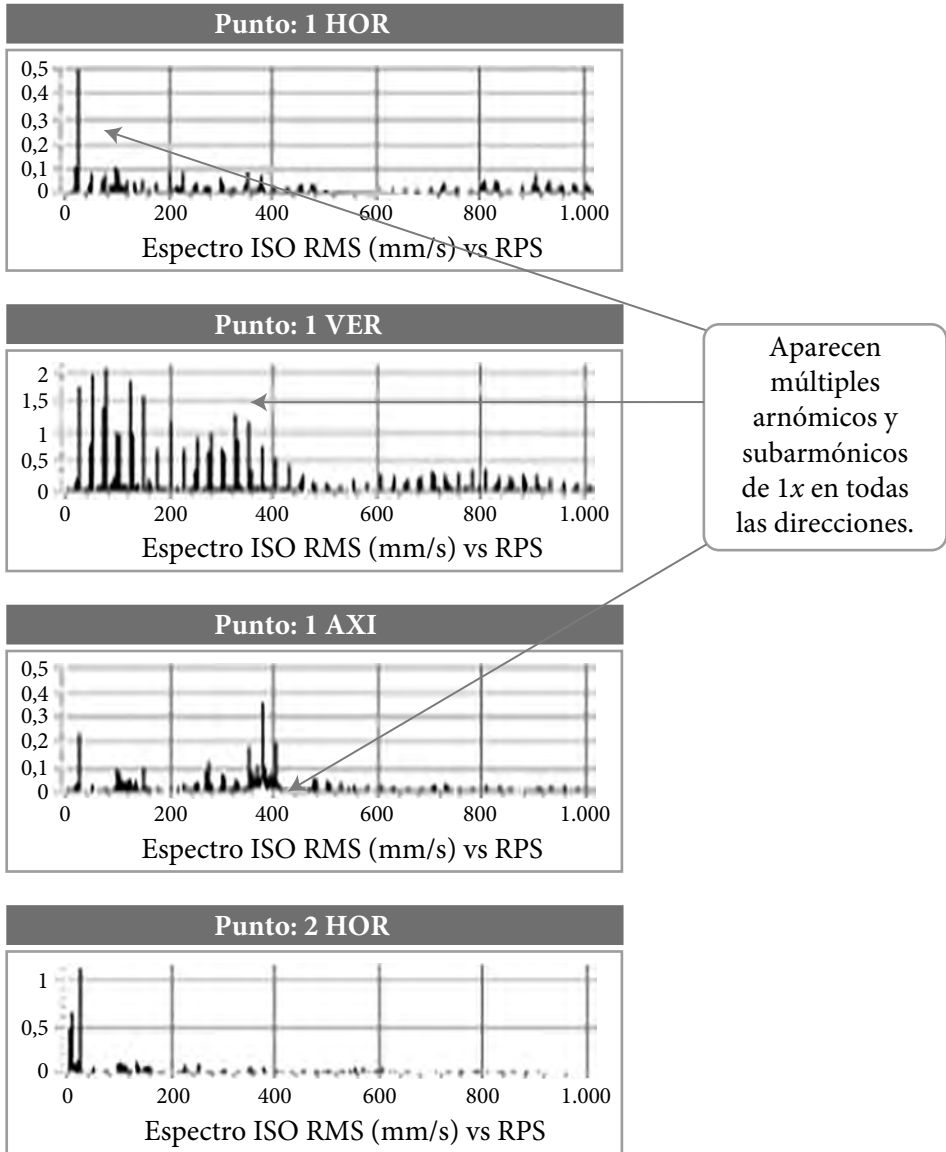
Desalineamiento angular: produce una fuerte excitación en $1x$ y algo de excitación en $2x$ de la dirección axial en ambos rodamientos. Habrá niveles radiales fuertes (horizontal y vertical) en $1x$ y $2x$; sin embargo, ambos estarán en fase.

Desalineamiento paralelo: altos niveles de vibración en $1x$ y $2x$ en la dirección radial (horizontal y vertical) en los rodamientos de cada lado del acoplamiento. Con una frecuencia componente $2x$ que será mayor a $1x$ y que estará fuera de fase en la dirección axial y radial.

3.5.3. Soltura estructural

Ocurre cuando hay debilidad en la base, en la fundición o en las patas, haciendo que la máquina se balancee de un lado a otro.

Diagnóstico: la soltura entre una máquina y sus bases incrementará el componente de vibración $1x$ de menor rigidez, usualmente la horizontal, siendo esta condición más evidente si $1x$ horizontal es mayor a $1x$ vertical.

Figura 23. Representación del espectro de falla por soldadura estructural.

Fuente: Autores, 2018.

3.5.4. Falla en rodamientos

Los rodamientos generan frecuencias diferentes basadas en su construcción física. Hay cuatro frecuencias de fallo de interés:

Frecuencia de fallo de pista interna (BPFI):

$$\text{BPFI: } \omega \cdot \left[\frac{1}{2} n \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \right]$$

Frecuencia de fallo de pista externa (BPFO):

$$\text{BPFO: } \omega \cdot \left[\frac{1}{2} n \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \right]$$

Frecuencia de tren o frecuencia de jaula (FT):

$$\text{BF: } \omega \cdot \left[\frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \right]$$

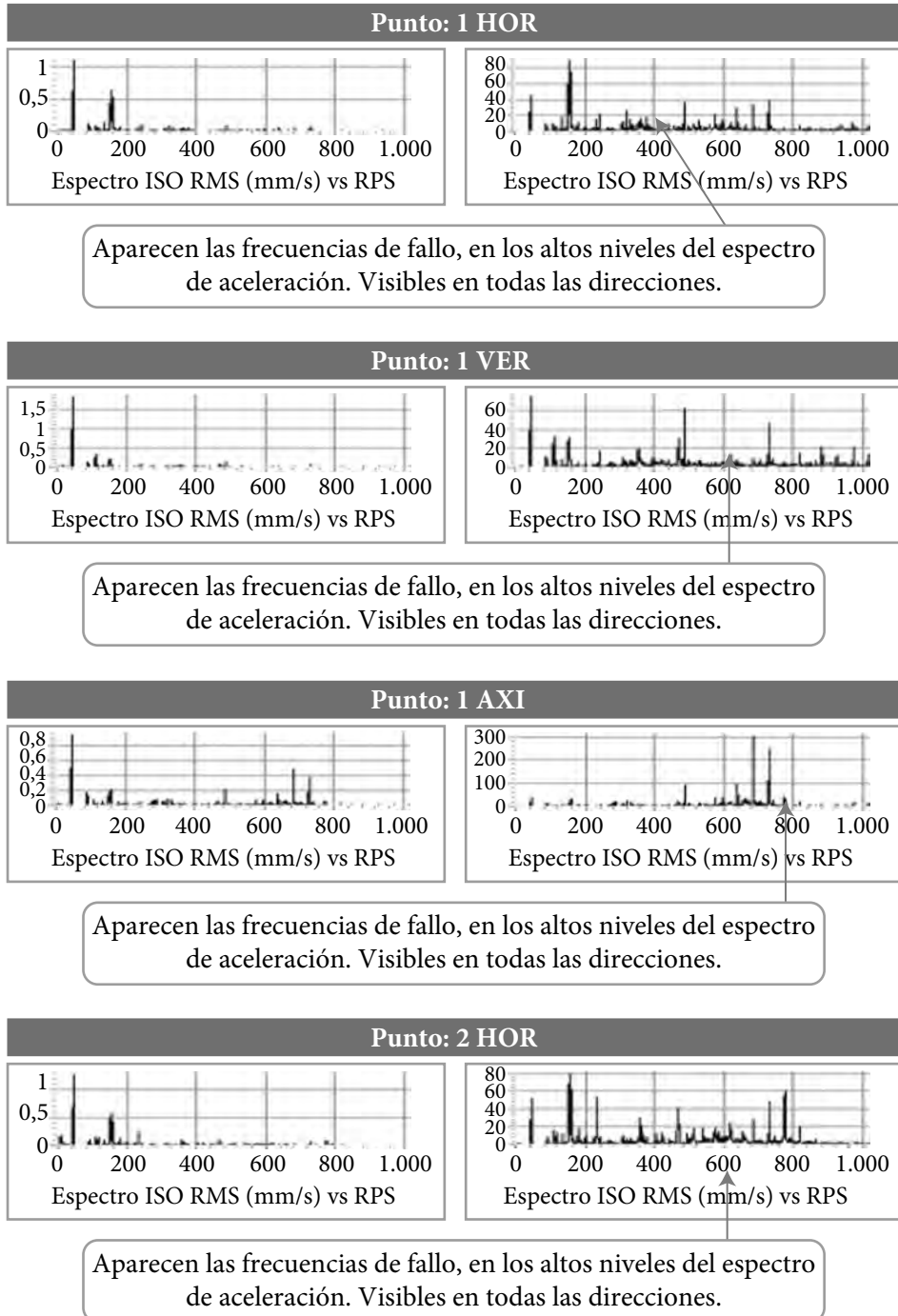
Frecuencia de giro de bola (BSF):

$$\text{BSF: } \omega \cdot \left[\frac{1}{2} \frac{D}{d} \left(1 + \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \alpha \right) \right]$$

Información necesaria: número de bolas (n), diámetro de bola (d), diámetro de paso (D), ángulo de contacto (α) y velocidad de giro del eje (ω).

Diagnóstico: una falla en rodamientos produce picos que no son múltiplos enteros de la frecuencia de velocidad de giro $1x$, es decir, son asincrónicos.

En la figura 24 se representa el espectro para un rodamiento con fisura, con una frecuencia de giro del eje de 30 Hz y la representación en la escala RMS para la velocidad y la escala 0-pk para la aceleración. Se evidencian en el espectro medido sobre el punto 1 vertical las distintas frecuencias del rodamiento con excitación, lo cual implica que existe un choque metal-metal de las bolas y la jaula, causadas por la discontinuidad en la fisura, lo que genera un sobresalto a la frecuencia indicada.

Figura 24. Representación del espectro de falla en rodamiento con fisura.

3.5.5. Caja de engranajes

- » **Diagnóstico:** hay tres frecuencias involucradas, la de velocidad de entrada, la del engranaje y la de salida.
- » **Frecuencia del engranaje:** es igual al número de dientes por la velocidad del eje.
- » **Velocidad de salida:** (velocidad de entrada por dientes de entrada) entre dientes de salida.
- » El análisis de la onda en el tiempo es una herramienta poderosa cuando se analizan mediciones de cajas de engranajes. Cuando un diente hace contacto con otro hay un pulso en la onda y los dientes se pueden contar en la onda de tiempo.

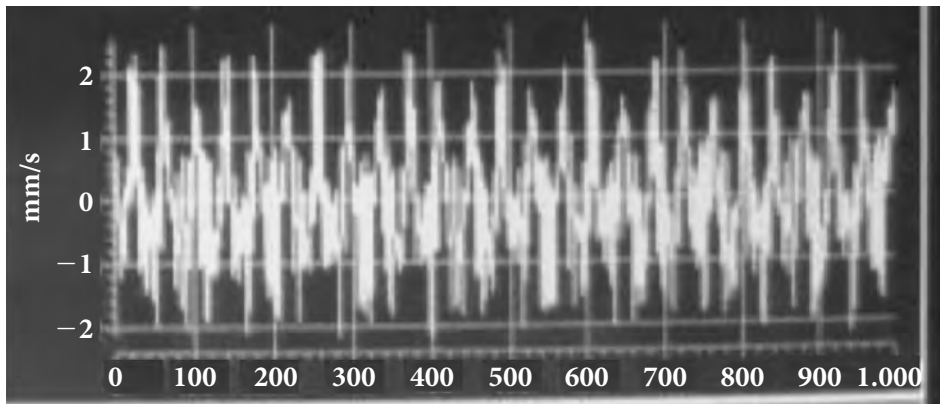
3.5.6. Recomendaciones básicas para el analista de vibraciones

- » Verificar el estado de sujeción de la máquina.
- » Identificar las solturas entre superficies.
- » Establecer cuáles son los datos de funcionamiento correcto.
- » Observar la tendencia (gráficos en cascada).
- » Identificar las fallas relacionadas.
- » Tener en cuenta un análisis de la fase, ya que nos dice cómo se mueve un punto de medición con respecto a otro punto de medición.
- » La pregunta que todo analista debe hacerse es: ¿cuáles tendencias cambiaron cuando empezó a manifestarse la falla?

CAPÍTULO 4

CASOS DE ESTUDIO: EXPANSIÓN DE FOURIER

Figura 25. Señal de vibración en el tiempo.



Fuente: Autores, 2019.

Para el caso de funciones periódicas es posible realizar un análisis a partir de datos recolectados por el transductor de vibraciones que permitan idealizar el comportamiento de la señal analógica, mediante el proceso de expansión de Fourier, ya que no se conoce la función que describe el movimiento vibratorio combinado del equipo, por tanto, al considerar que, en su mayor rango los datos obtenidos desde la máquina girando a velocidad constante son periódicos, se utilizará un proceso numérico para determinar dicha función.

Como se describió en el capítulo anterior, la expansión de Fourier es:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t)$$

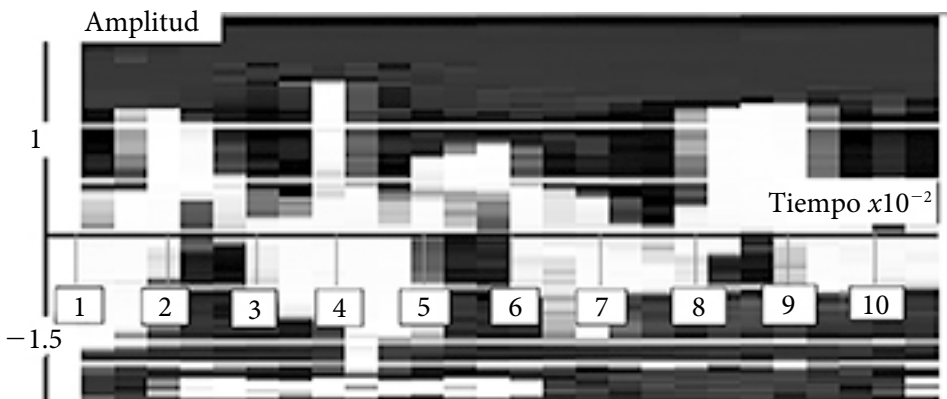
Para lo cual, se considera el conjunto de datos muestra desde la señal indicada en la figura 13 y que aumentada en período corresponde a una tasa de diez muestras, donde $n = 10$ para un tiempo $t = 0,01$ s, (figura 25).

Tabla 5. Valores muestrales para la expansión de Fourier.

Amplitud (RMS)	Tiempo (s)
-1,1	0,01
1,9	0,02
-0,7	0,03
0,8	0,04
2,4	0,05
-0,6	0,06
-2,2	0,07
0,7	0,08
0,5	0,09
0	0,1

Fuente: Autores, 2018.

Figura 26. Fracción de la señal de vibración correspondiente a un período de 0,1 s.



Fuente: Autores, 2018.

Al usar Matlab podemos definir un algoritmo que calcula los coeficientes de la expansión de Fourier a partir de datos de muestra con un período y una frecuencia específicos, según la tabla 5.

Frecuencia $W = n \times 2 \times \pi/T$

A continuación se describe un código programado en Matlab R2016b, para la obtención la expansión:

```
%{ Cálculo de los coeficientes de Fourier desde el análisis numérico de muestras %}
```

```
t = 0.01:0.01:0.1; % de intervalos de tiempo
```

```
p = [-1.1,1.9,-0.7,0.8,2.4,-0.6,-2.2,0.7,0.5,0]; % de muestras por intervalo
```

```
T = 0.1; % de período
```

```
N = 10; % cantidad de muestras
```

```
F = 0
```

```
 $A_n = 0; A_o = 0; B_n = 0; P = 0$ 
```

```
n = 1:10
```

```
for j = 1: n
```

```
for I = 1: length(t)
```

```
 $a_o = (2/N) \times p(i)/2$ ; % de cálculo de coeficiente  $a_o$ 
```

```
 $A_o = A_o + a_o$ ;
```

```
 $a = (2/N) \times p(i) \times \cos((2 \times n \times \pi \times t(i)/T))$ ; % de cálculo de coeficiente  $a_n$ 
```

```
 $A_n = a + A_n$ 
```

```
 $b = (2/N) \times p(i) \times \sin((2 \times n \times \pi \times t(i)/T))$ ; % de cálculo de coeficiente  $b_n$ 
```

```
 $B_n = b + B_n$ 
```

```
PS = p(i) + P
```

```
end
```

$$W = n \times 2 \times \pi / T$$

% visualizar variables

A_o

A_n

B_n

end

% de cálculo de la ecuación de la expansión

for $ii = 1: \text{length}(t)$

for $jj = 1: 3$

$$PP = A_o + (A_n(jj) \times \cos((2 \times \pi / T) \times t(ii) \times jj)) + (B_n(jj) \times \sin((2 \times \pi / T) \times t(ii) \times jj))$$

$$F = F + PP$$

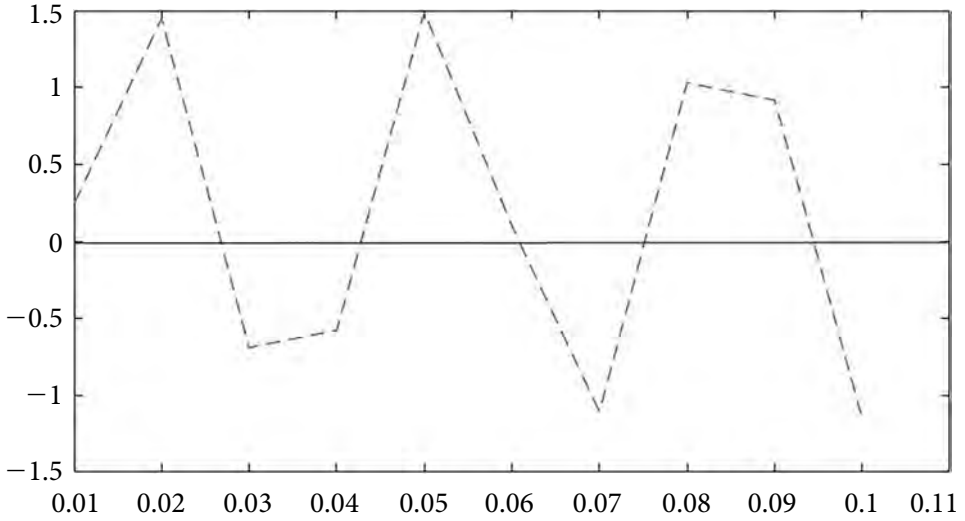
end

$$FF(ii) = PP$$

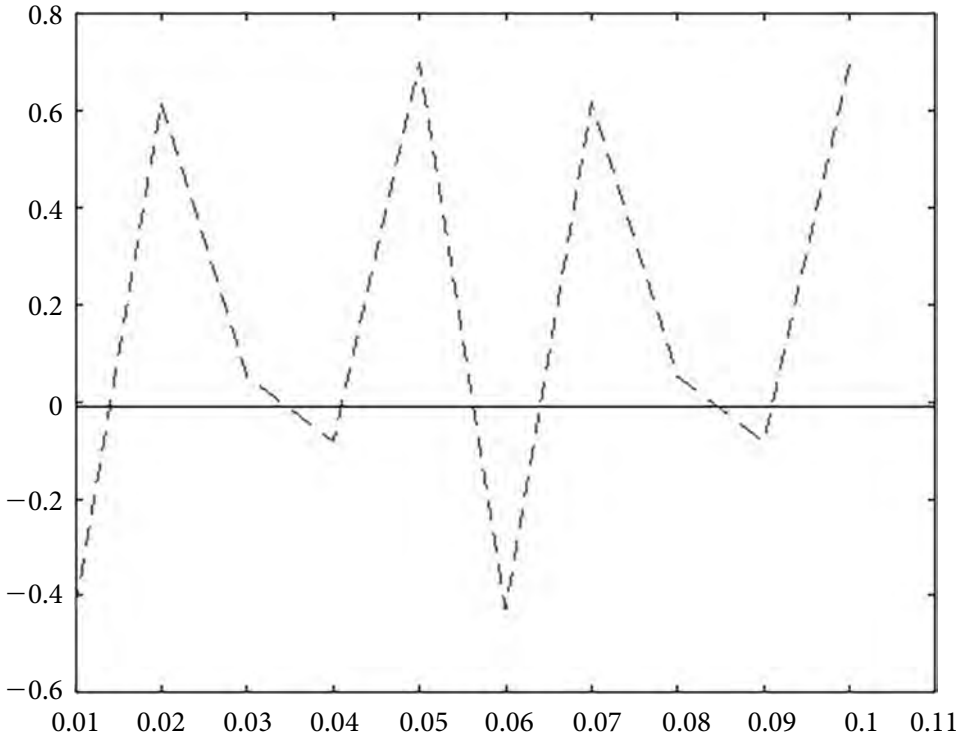
end

plot($t, FF, -r'$)

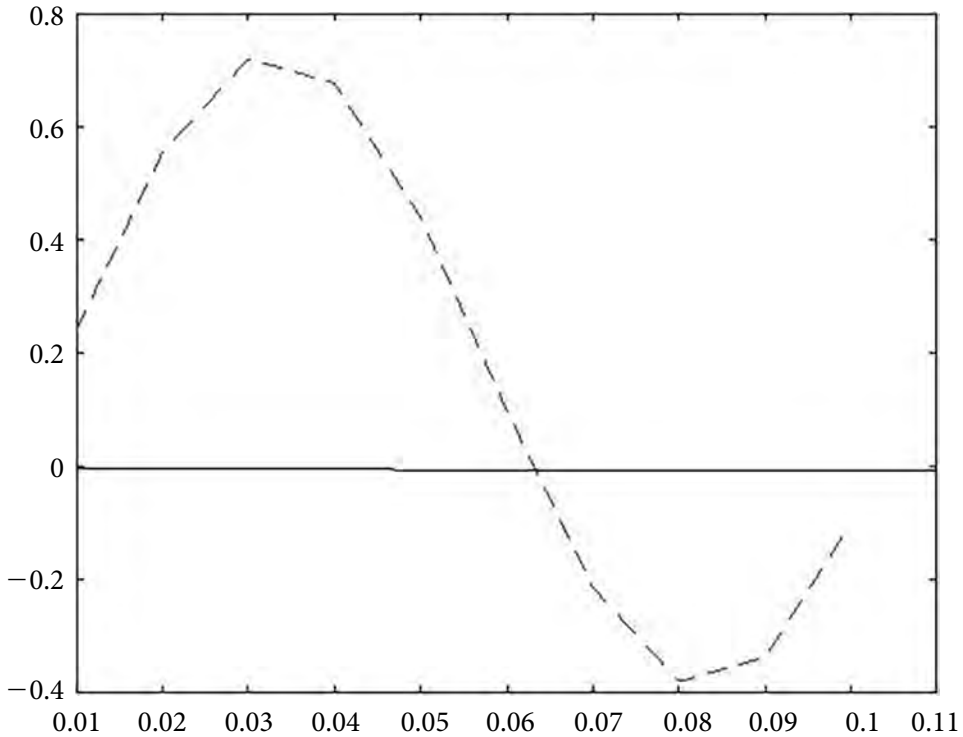
%fprintf('la expansión de la serie es: \n %2.5g %2.5g %2.5g %2.5g %2.5g %2.5g %2.5g', A_o, A_n, B_n).

Figura 27. Representación de la onda en la expansión de Fourier para $n = 3$.

Fuente: Autores, 2018.

Figura 28. Representación de la onda en la expansión de Fourier para $n = 6$.

Fuente: Autores, 2018.

Figura 29. Representación de la onda en la expansión de Fourier para $n = 10$.

Fuente: Autores, 2018.

4.1. Observaciones

En las figuras 27 y 28 se observa que la expansión está desproporcionada, debido a que no se aplicó ningún algoritmo de ajuste de datos para obtener una representación más precisa de la forma real de la señal, como se ve en la figura 25. Consecuentemente, cuando se iguala la cantidad de armónicos calculados al número de muestras, esto es cuando $n = 10$, la expansión empieza a tomar la forma sinusoidal y la representación de la señal original se vuelve pobre. De esta manera, este está limitado por la resolución que sea posible obtener y de qué tan representativa es la cantidad de las muestras. Además, para que el rango de amplitudes se corresponda se debe ajustar un algoritmo en el proceso para los datos obtenidos por la expansión, el cual está en escala cero-pico desde a la escala RMS que está configurada en el equipo desde el que se hicieron las mediciones. Este proceso es bastante complejo e implica un tratamiento de señales digitales, lo cual sale del propósito de este documento.

4.2. Expansión de Fourier para describir el espectro de un motor desbalanceado

Esta ecuación describe el movimiento de vibración libre sin amortiguamiento y con una fuerza de excitación:

$$Mx + kx = F_0 \operatorname{sen} wt$$

Donde:

$$M = 66,096 \text{ kg (masa total del sistema – conjunto motor)}$$

$$m_0 = 0,01198 \text{ kg (masa del desbalanceo)}$$

$$e = 0,074 \text{ m (radio del desbalanceo)}$$

$$w = 1.800 \text{ RPM} = 188,495 \text{ rad/s (velocidad de excitación)}$$

$$f_n = 20 \text{ Hz (frecuencia natural)}$$

$$w_n = 2\pi f_n = 2\pi(20 \text{ Hz}) = 125,663 \text{ rad/s}$$

$$F_0 = m_0 e w^2$$

Ecuación de amplitud máxima:

$$X_{m\acute{a}x} = \frac{m_0 e w^2}{k - M w^2}$$

$$k = M w_n^2$$

Al remplazar:

$$k = 1043734,46 \text{ N/m}$$

$$X_{m\acute{a}x} = -0,00002414 \text{ m} = -002414 \text{ mm}$$

Ecuación total del movimiento:

$$x_{(t)} = C_1 \cos(w_n t) + C_2 \operatorname{sen}(w_n t) + X_{m\acute{a}x} \cos(wt)$$

Se supone que la vibración parte desde el reposo en condiciones iniciales:

$$C_1 = x_0 - \frac{m_0 e w^2}{k - M w^2}; C_2 = \frac{x_0}{w_n}$$

$$t = 0 \rightarrow x_0 = 0; \dot{x}_0 = 0$$

La ecuación total se reduce a:

$$x_{(t)} = X_{m\acute{a}x}[\cos(\omega t) - \cos(\omega_n t)] \quad (1)$$

Al derivar 2 para x y \dot{x} , se tiene:

$$\dot{x}_{(t)} = X_{m\acute{a}x}[\omega_n \sin(\omega_n t) - \omega \sin(\omega t)] \quad (2)$$

$$\ddot{x}_{(t)} = X_{m\acute{a}x}[\omega_n^2 \cos(\omega_n t) - \omega^2 \cos(\omega t)] \quad (3)$$

Al remplazar los valores en 1, 2 y 3 se tienen las ecuaciones del movimiento de la señal en el tiempo:

$$x_{(t)} = -0,02414[\cos(188.495 t) - \cos(125.663 t)]$$

$$\dot{x}_{(t)} = -3,0335 \sin(125.663 t) + 4,5502 \sin(188.495 t)$$

$$\ddot{x}_{(t)} = -381,1993 \cos(125.663 t) + 857,7081 \cos(188.495 t)$$

Al obtener estas ecuaciones, se toman puntos en la señal de vibración. Para la amplitud de velocidad se promedian los datos con $N = 10$ muestras por período (en la tabla 6 se muestran los valores que se obtuvieron para cada estación de tiempo):

$$\tau = \frac{1}{f} \rightarrow f = \frac{\omega}{2\pi} = 30 \text{ Hz} \rightarrow \tau = 0,033 \text{ s}$$

$$t_i = \frac{\tau}{N} = \frac{0,033 \text{ s}}{10} = 0,0033 \text{ s}$$

Tabla 6. Valores de la amplitud de la velocidad para $N = 10$ muestras.

n	t_i (s)	x_i (mm/s)
1	0	0
2	0,0033	0,027443
3	0,0066	0,054882
4	0,0099	0,082311
5	0,0132	0,109726
6	0,0165	0,137123
7	0,0198	0,164496
8	0,0231	0,191841
9	0,0297	0,246429
10	0,033	0,273663

Con los datos obtenidos se procede a analizar la expansión de la serie de Fourier:

$$x_{(t)} = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t)$$

Los datos de la tabla 7 se calculan a partir de los parámetros en la tabla 6, tenemos:

Tabla 7. Valores de la amplitud para cada muestra.

$x_i \cos \frac{2n\pi t_i}{\tau} \rightarrow x_i \sin \frac{2n\pi t_i}{\tau}$					
$n = 1$		$n = 2$		$n = 3$	
0	0	0	0	0	0
0,02220183	0,016130623	0,00848028	0,02609987	-0,00848047	0,02609981
0,016959317	0,052195934	-0,04440066	0,03225857	-0,04440019	-0,03225922
-0,025435843	0,078282301	-0,06659057	-0,04838178	0,06659164	-0,04838031
-0,088770578	0,064494803	0,03390843	-0,10435523	0,03390536	0,10435623
-0,137123	-1,00736E-06	0,137123	2,0147E-06	-0,137123	-3,0221E-06
-0,133079207	-0,096689496	0,0508293	0,15644589	0,0508362	-0,15644365
-0,059280253	-0,182452243	-0,15520495	0,11275812	0,15519915	0,1127661
0,199367164	-0,144844696	0,07615695	-0,23436589	-0,07614145	-0,23437093
0,273663	4,02088E-06	0,273663	8,0418E-06	0,273663	1,2063E-05

Fuente: Autores, 2018.

$n = 4$		$n = 5$		$n = 6$		$n = 7$		$n = 8$		$n = 9$		$n = 10$	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-0,02220195	0,01613046	-0,027443	-2,01608E-07	-0,02220171	-0,01613079	-0,00848008	-0,02609993	0,00848066	-0,02609974	0,02220207	-0,0161303	0,027443	4,03215E-07
0,01696008	-0,05219568	0,054882	8,06371E-07	0,01695855	0,05219618	-0,04440113	0,03225792	-0,04439971	-0,03225987	0,01696085	-0,05219544	0,054882	1,61274E-06
0,02543412	0,07828286	-0,082311	-1,81407E-06	0,02543757	-0,07828174	0,0665895	0,04838325	-0,0665927	0,04837884	-0,02543239	-0,07828342	0,082311	3,62814E-06
-0,08876868	-0,06449741	0,109726	3,22437E-06	-0,08877247	0,06449219	0,03391149	-0,10435423	0,03390229	0,10435722	-0,08876679	-0,06450002	0,109726	6,44874E-06
0,137123	4,0294E-06	-0,137123	-5,03681E-06	0,137123	6,0442E-06	-0,137123	-7,0515E-06	0,137123	8,0589E-06	-0,137123	-9,0663E-06	0,137123	1,00736E-05
-0,13308347	0,09668363	0,164496	7,25073E-06	-0,13307495	-0,09669536	0,05082241	0,15644813	0,05084309	-0,15644141	-0,13308773	0,09667776	0,164496	1,45015E-05
0,05928964	-0,18244919	-0,191841	-9,8654E-06	0,05927087	0,18245529	0,15521075	-0,11275014	-0,15519335	-0,11277408	-0,05929902	0,18244614	0,191841	1,97308E-05
-0,19935759	-0,14485788	-0,246429	-1,62933E-05	-0,19937674	0,14483151	-0,07617244	0,23436086	0,07612596	0,23437596	0,19934801	0,14487106	0,246429	3,25866E-05
0,273663	1,6084E-05	0,273663	2,01044E-05	0,273663	2,4125E-05	0,273663	2,8146E-05	0,273663	3,2167E-05	0,273663	3,6188E-05	0,273663	4,02088E-05

Se toman los datos de la tabla 7 y se suma, respectivamente, cada valor de n para obtener los coeficientes a_n y b_n , como sigue en la tabla 8:

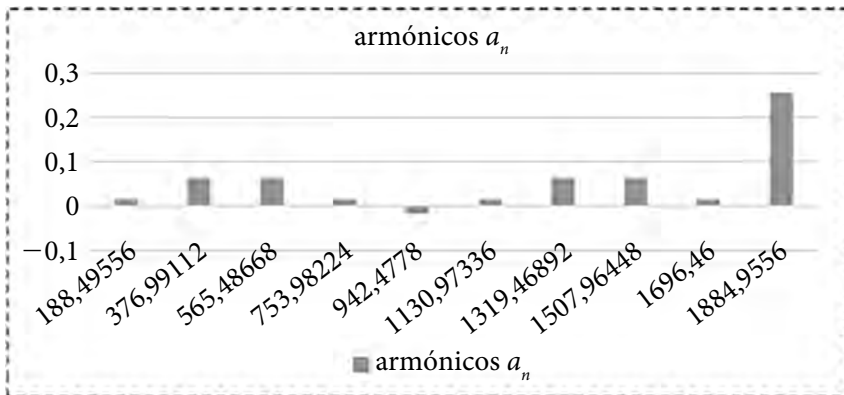
Tabla 8. Valores de los coeficientes.

$a_n = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N \dot{x}_i \cos \frac{2n\pi t_i}{\tau}$	$b_n = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^N \dot{x}_i \sen \frac{2n\pi t_i}{\tau}$	n	$n \times w$
0,013700486	-0,042575952	1	188,495
0,06279295	-0,01190608	2	376,99
0,06281005	-0,04564459	3	565,485
0,01381163	-0,05057662	4	753,98
-0,016476	-3,65065E-07	5	942,475
0,01380542	0,05057949	6	1.130,97
0,0628041	0,04565339	7	1.319,465
0,06279045	0,01191543	8	1.507,96
0,013693	0,04258258	9	1.696,455
0,2575828	2,58388E-05	10	1.884,95

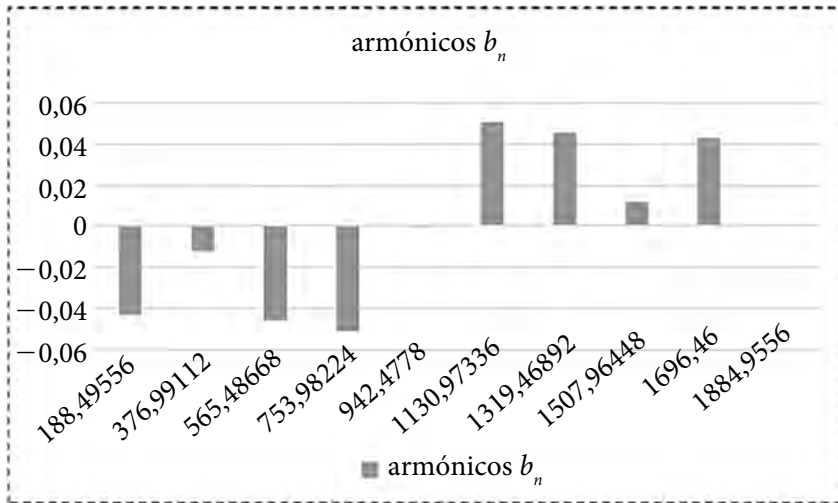
Fuente: Autores, 2018.

Los términos de la serie de Fourier que corresponde a las funciones $a_n \cos(nwt)$ y $b_n \sen(nwt)$ se llaman armónicos de orden n de la función periódica x_t . Estos armónicos se trazan como líneas en un diagrama de amplitud contra la frecuencia (nw), llamada espectro de frecuencia. Al graficar se obtiene (ver figuras 30 y 31):

Figura 30. Gráfico armónicos a_n del dominio de la frecuencia.



Fuente: Autores, 2018.

Figura 31. Gráfico armónicos b_n del dominio de la frecuencia.

Fuente: Autores, 2018.

ANEXO



Equipo utilizado para la medición y el análisis de vibración en máquinas rotativas, en el laboratorio de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.

Imagen 4. Equipo de mediciones para prueba de vibración.



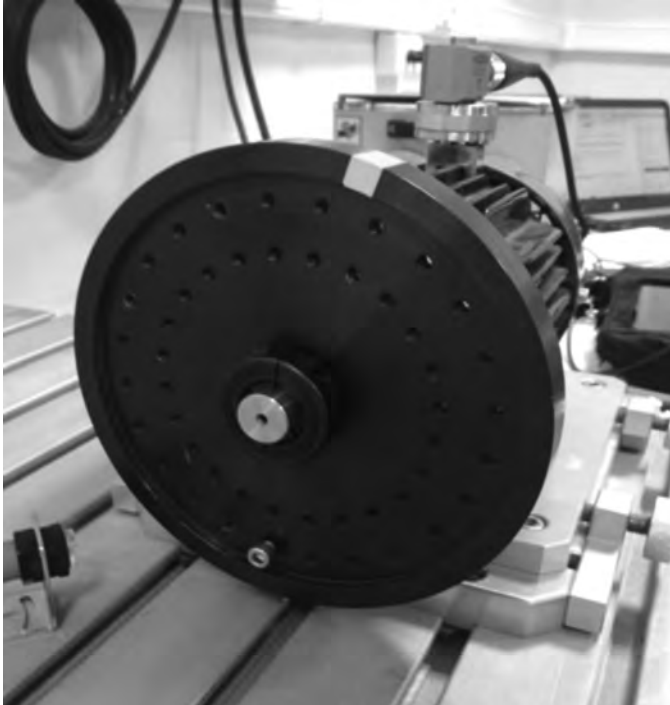
Fuente: Autores, 2018.

Imagen 5. Simulación de falla por desbalanceo dinámico.



Fuente: Autores, 2018.

Imagen 6. Simulación de falla por desbalanceo estático.



Fuente: Autores, 2018.

BIBLIOGRAFÍA



- Adamkowski, A., Henke, A. & Lewandowski, M. (2016). Resonance of torsional vibrations of centrifugal pump shafts due to cavitation erosion of pump impellers. *Engineering Failure Analysis*, 70, pp. 56-72.
- Beer, F., Johnston, E., Mazurek, D. & Eisenberg, E. (2010). *Mecánica vectorial para ingenieros*. México: Mc Graw Hill.
- Crawford, J. (1977). *Ondas*. Barcelona: Editorial Reverté.
- International Organization for Standardization. (1974). *ISO 2372:1974: Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s -- Basis for specifying evaluation standards*. Recuperado de <https://www.iso.org/standard/7212.html>
- International Organization for Standardization. (2009). *ISO 10816-3:2009(en): Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15.000 r/min when measured in situ*. Recuperado de <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:10816:-3:ed-2:v1:en>
- International Organization for Standardization. (2014). *ISO 10816-8:2014: Mechanical vibration -- Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts -- Part 8: Reciprocating compressor systems*. Recuperado de <https://www.iso.org/standard/56782.html>
- Metrix. (s.f.). Vibration Severity Chart. Recuperado de https://www.maintenance.org/fileSendAction/fcType/0/fcOid/399590942963006681/filePointer/399590942964827187/fodoid/399590942964827185/vibration_severity_chart_and_other_guides.pdf
- Robichaud, J. (2009). *Reference Standards for Vibration Monitoring and Analysis*. Canadá: Bretech Engineering Ltd.
- Roca Vila, R. y León, J. (1981). *Vibraciones mecánicas*. Ciudad de México: Limusa.
- Serway, R. y Jewett, J. (2008). *Física para ciencias e ingeniería*. México D.F.: Cengage Learning Editores.
- Taylor, J. (1994). *The Vibration Analysis Handbook*. Estados Unidos: Vibration Consultants.
- White, G. (2010). *Introducción al análisis de vibraciones*. Estados Unidos: Azima DLI.

Este libro fue compuesto en caracteres Minion a 11 puntos, impreso sobre papel Bond de 75 gramos y encuadernado con el método hot melt, en diciembre de 2018, en Bogotá, Colombia.

ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MAQUINARIA

La teoría de las vibraciones, los distintos tipos de vibraciones mecánicas con modelos matemáticos y su aplicación en el análisis de maquinaria rotativa, son el tema central de este libro. El texto presenta cada uno de los tipos de vibraciones, describe sus principios físicos y matemáticos, mientras señala los límites definidos por normas ISO sobre los valores de vibraciones aceptables en máquinas rotativas.

El libro está dividido en cuatro capítulos, el primero, aborda la concepción teórica sobre los distintos tipos de vibraciones, sus modelos matemáticos y sus límites de vibración acorde a la normativa internacional; el segundo, presenta la metodología para la toma de datos al momento de medir vibraciones en máquina rotativa; el tercero, realiza una descripción sobre el análisis de vibraciones y los distintos tipos de espectros que corresponden a las fallas que se presentan en la maquinaria; el cuarto, muestra algunos casos de estudio sobre la aplicación de Fourier en la medición de vibraciones.

Dirigido a estudiantes, docentes e investigadores que deseen una aproximación al estudio de las vibraciones mecánicas y a su aplicación en el estudio y análisis de falla en maquinaria rotativa. Estudiantes de ingeniería mecánica, ingeniería de mantenimiento, o profesionales que trabajen en mantenimiento basado en condición y mantenimiento predictivo de maquinaria.

Incluye

- ▶ Teoría de las vibraciones mecánicas aplicadas en el diagnóstico de maquinaria rotativa.
- ▶ Introducción en el manejo de equipos utilizados en la toma y medición de vibraciones.
- ▶ Formas de realizar la colección de datos explicando los tipos de espectros asociados a cada falla.

Edwin Espinel Blanco

Ingeniero Mecánico, Especialista en Práctica Docente Universitaria de la U. Francisco de Paula Santander Ocaña, Especialista en Gerencia de Mantenimiento Industrial y en Mantenimiento Industrial de la EAFIT, Magister en Ingeniería de la Universidad EAFIT. Actualmente cursa su Doctorado en Ingeniería en la U. Pontificia Bolivariana. Docente asistente vinculado al grupo de investigación en Tecnología y Desarrollo en Ingeniería GITYD de la U. Francisco de Paula Santander Ocaña. Ha publicado diversos artículos en revistas científicas y ha sido ponente en diversos eventos académicos a nivel nacional e internacional.

Andrés Camilo Melgarejo Ramos

Ingeniero Mecánico egresado de la U. Francisco de Paula Santander Ocaña. Co-Investigador adscrito al grupo de investigación en Tecnología y Desarrollo ingeniería GITYD del Departamento de Ingeniería Mecánica de la misma institución. Ha trabajado en proyectos de investigación relacionados con el diseño y mantenimiento de sistemas mecánicos y el área de nuevos materiales.

Hugo Alberto Ramírez Galvis

Ingeniero Mecánico egresado de la U. Francisco de Paula Santander Ocaña. Co-Investigador adscrito al grupo de investigación en Tecnología y Desarrollo ingeniería GITYD del departamento de ingeniería mecánica de la misma institución. Ha trabajado en proyectos de investigación relacionados con el diseño y mantenimiento de sistemas mecánicos y el área de nuevos materiales.



Universidad Francisco de Paula Santander
Ocaña - Colombia
Vigilada Mineducación



ISBN 978-958-771-690-0



9 789587 716900