



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

34

20

CAMPUS "ARAGON"

DIAGNOSTICO DE FALLAS EN
TURBOMAQUINARIA MEDIANTE EL
ANALISIS DE VIBRACIONES MECANICAS

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A:
GUILLERMO GONZALEZ ZAVALETA

ASESOR: ING. ARQUIMEDES SOLIS TELLEZ

San Juan de Aragón, Edo. de México.

1998

TESIS CON
FALLA DE ARAGON



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
ARAGÓN
MÉXICO

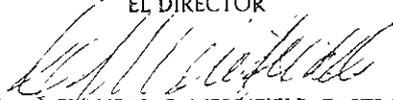
ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGÓN
DIRECCION

GUILLERMO GONZÁLEZ ZAVALETA
PRESENTE.

En contestación a la solicitud de fecha 21 de octubre del año en curso, relativa la autorización que se le debe conceder para que el señor profesor, Ing. ARQUÍMEDES SOLÍS TÉLLEZ pueda dirigirle el trabajo de Tesis denominado, "DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN TURBOMAQUINARIA MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS", con fundamento en el punto 6 y siguientes, del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por usted reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobada su solicitud.

Aprovecho la ocasión para reiterarle mi distinguida consideración.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPÍRITU"
San Juan de Aragón, México., 30 de octubre de 1997
EL DIRECTOR


M en I CLAUDIO C. MERRIFIELD CASTRO

c c p Jefe de la Unidad Académica.
c c p Jefatura del Area de Ingeniería Mecánica Eléctrica.
c c p Asesor de Tesis.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
CAMPUS ARAGÓN

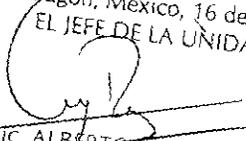
UNIDAD ACADÉMICA

Ing RAÚL BARRÓN VERA
Jefe del Área de Ingeniería
Mecánica Eléctrica,
Presente .

En atención a la solicitud de fecha 9 de febrero del año en curso, por la que se comunica que el alumno GUILLERMO GONZALEZ ZAVALA, de la carrera de Ingeniero Mecánico Electricista, ha concluido su trabajo de investigación intitulado "DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN TURBOMAQUINARIA MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS", y como el mismo ha sido revisado y aprobado por usted, se autoriza su impresión, así como la iniciación de los trámites correspondientes para la celebración del Examen Profesional

Sin otro particular, reitero a usted las seguridades de mi atenta consideración.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPÍRITU"
San Juan de Aragón, México, 16 de febrero de 1998
EL JEFE DE LA UNIDAD


LIC ALBERTO IBARRA ROSAS

c c p Asesor de Tesis.
c c p Interesado

AIR/la.



AGRADECIMIENTOS

A MI MADRE

Quien ha demostrado que las carencias que se pueden tener en la vida *no son suficientes para impedir sacar adelante una familia*, gracias a una gran fuerza de voluntad y un gran amor de madre.

A MIS HERMANOS Y SUS FAMILIAS

Por todo el amor y apoyo que me han dado y la gran paciencia que me han tenido.

A MI NOVIA NORMA

Por su amor demostrado, soportando durante varios años mi forma de ser.

A MIS AMIGOS

A todos aquellos que de una u otra manera me han apoyado y brindado su amistad desinteresada.

AL INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

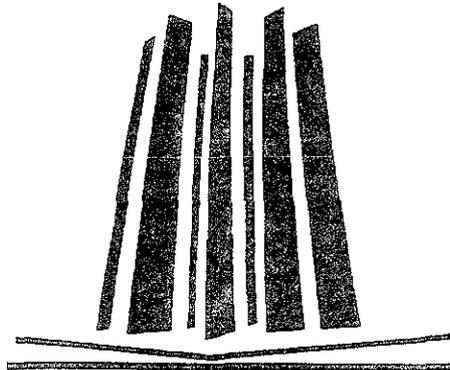
Por toda la ayuda y facilidades otorgadas.

A MI ESCUELA

Por formarme como profesionista.



DIAGNOSTICO DE FALLAS EN TURBOMAQUINARIA
MEDIANTE EL ANALISIS DE VIBRACIONES MECANICAS



INDICE

INTRODUCCION	iii
CAPITULO I GENERALIDADES	1
1 1 COMPONENTES DE UN SISTEMA OSCILATORIO	2
1 2 CLASIFICACION DE LAS VIBRACIONES	4
1 3 ANALISIS DEL SISTEMA OSCILATORIO	5
1 4 VIBRACION LIBRE SIN AMORTIGUAMIENTO	7
1 5 VIBRACION LIBRE AMORTIGUADA	14
1 6 VIBRACION FORZADA AMORTIGUADA	19
CAPITULO II CAUSAS DE LA VIBRACION EN EQUIPO ROTATORIO	25
2 1 DESBALANCEO	26
2 2 DESALINEAMIENTO	29
2 3 RESONANCIA	32
2 4 ROZAMIENTO	33
2 5 ENGRANES	33
2 6 ALABES	35
2 7 RODAMIENTOS	36
2 8 REMOLINO DE ACEITE	39
CAPITULO III EQUIPO DE REGISTRO Y MEDICION	44
3 1 TRANSDUCTORES DE VIBRACION	45
3 2 TRANSDUCTORES DE DESPLAZAMIENTO DE NO CONTACTO	46
3 3 TRANSDUCTORES DE VELOCIDAD	51
3 4 TRANSDUCTORES DE ACELERACION	55
3 5 PREAMPLIFICADORES	61
3 6 OSCILOSCOPIO	62
3 7 FILTROS ANALIZADORES	63
3 8 ANALIZADOR DE ESPECTROS TRF	64
3 9 GRABADORA	68
3 10 COMPUTADORA	69



CAPITULO IV TECNICAS DE ANALISIS DE VIBRACION	70
4 1 ANALISIS ESPECTRAL	71
4 2 ANALISIS ORBITAL	73
4 3 ANALISIS DE POSICIONAMIENTO	75
4 4 ANALISIS DE BODE	76
4 5 ANALISIS DE CASCADA	78
CAPITULO V APLICACIONES PRACTICAS	80
5.1 COLOCACION DE SENSORES	81
5 2 LIMITES DE VIBRACION	83
5 3 CASOS PRACTICOS	88
5 4 MANTENIMIENTO	96
CONCLUSIONES	98
ANEXO	100
BIBLIOGRAFIA	106

INTRODUCCION

En la actualidad el avance tecnológico y la demanda de mejores equipos requeridos por las grandes industrias, para realizar sus procesos continuos de producción (procesos químicos, generación de energía, compresión o bombeo por tuberías, etc), ha logrado crear maquinaria rotatoria de capital importancia, entre la cual se tiene la turbomaquinaria (turbogeneradores, turbocompresores, turbobombas, etc), siendo este equipo de gran utilidad para la generación de energía eléctrica, compresión y transporte de medios gaseosos, bombeo de diversos tipos de líquidos, etc. Por su utilidad es considerada vital en los diferentes procesos continuos. Por lo tanto el aspecto del mantenimiento es de suma importancia ya que si este equipo llega a fallar ocasionaría con ello grandes pérdidas de producción, paros de planta imprevistos, condiciones de riesgo para el personal, con la consecuente pérdida económica y de productividad

Es común que los equipos sean sometidos a un mantenimiento preventivo a intervalos de tiempo prefijado con el propósito de reducir la expectativa de falla, sin embargo, *fallas catastróficas* pueden ocurrir antes de que el tiempo límite para mantenimiento sea alcanzado.

Es aquí donde los registros y análisis de la señal de vibración tienen un papel muy importante en la evaluación del estado de la maquinaria, por medio de estos estudios estaremos en la posibilidad de detectar posibles fallas tales como desbalances, desalineamiento, problemas hidrodinámicos, etc. Los registros de vibración forman parte actualmente de los programas de mantenimiento predictivo minimizando los costos y optimizando la disponibilidad de equipo

La turbomaquinaria es equipo de un alto costo, en muchas ocasiones manejan productos peligrosos, por lo que para seguridad del equipo, de la planta y principalmente para el personal estos equipos tienen adaptados ciertos sistemas de protección entre ellos por alta vibración, estos últimos van conectados a



monitores permanentes con límites de vibración establecidos, si estos límites son rebasados la máquina se dispara automáticamente evitando con esto daños mayores. Estos monitores no analizan, simplemente muestran un valor de vibración dentro de un cierto intervalo de frecuencia.

Todo equipo rotatorio tiene vibración, cuando las máquinas se encuentran en buen estado las vibraciones presentan un nivel normal y sus espectros de frecuencia son de una forma característica. Cuando comienza a surgir un daño, cambian los procesos dinámicos de la máquina y cambian algunas de las fuerzas que actúan sobre sus elementos, afectando los niveles y la forma del espectro de vibración. En toda máquina cada componente mecánico generará una frecuencia de vibración única, la cual estará relacionada con la frecuencia de rotación, por otra parte cada problema exhibirá una frecuencia característica no necesariamente relacionada con la de giro de la máquina.

La identificación de estas frecuencias y las características que presenten harán posible diagnosticar problemas dinámicos relacionándolos con los elementos mecánicos. La expectativa de falla nos permite estimar el tiempo en el cual se alcanzará una condición peligrosa para la máquina o algún componente, este tiempo es necesario para planear el trabajo de mantenimiento y las decisiones serán tomadas en base a los datos obtenidos por el monitoreo y análisis.

Para la realización de un buen registro de vibración es necesario contar con el equipo adecuado como son transductores de vibración, preamplificadores, analizadores de espectros, grabadoras, etc. Mientras que para los análisis de vibraciones se cuenta con varias técnicas como son análisis de espectros, análisis orbital, etc.

Para un diagnóstico certero, es necesario hacer un análisis detallado de la información. La habilidad de analizar un problema con cierto grado de certeza, depende de la disponibilidad y exactitud de los datos, conocimiento técnico,



además de mucho sentido común, esto permitirá hacer una deducción correcta e inteligente de las causas del problema

El por qué es necesario la realización de análisis de vibraciones a equipo rotatorio, es porque mientras más pronto pueda ser juzgada excesiva la vibración y tomada una acción correctiva, menor serán el costo de reparación y el tiempo de reanudación del trabajo. Las pérdidas de producción serán así conservadas al mínimo, ya que se ahorra dinero al no tener que realizar innecesarias inspecciones de rutina en la maquinaria, destapar un conjunto de máquinas cuesta mucho dinero, no solo se evita el gasto de este dinero, si no que no se introducen problemas durante el remplazo y reensamble

En los costos de mantenimiento es evidente el ahorro, pero el mayor impacto financiero está en suprimir pérdidas de producción

Por lo tanto el diagnóstico de fallas en turbomaquinaria mediante el análisis de vibraciones mecánicas, nos ponen en la posibilidad de formar parte de un mantenimiento predictivo que ahorre costos de reparación y minimice pérdidas de producción

CAPITULO I

GENERALIDADES

Una vibración mecánica es el movimiento de carácter oscilatorio que una partícula o un cuerpo efectúa alrededor de una posición de equilibrio. Las vibraciones en maquinaria se producen por los efectos dinámicos de las tolerancias de fabricación, las holguras, los contactos de rodadura, fricción entre las piezas de las máquinas, desbalanceos de los elementos giratorios y alternativos, etc.

La mayor parte de las vibraciones que se generan en máquinas y estructuras son nocivas, porque aumentan los esfuerzos, las tensiones y por las pérdidas de energía que las acompañan. Deben por lo tanto reducirse tanto como sea posible con mantenimientos adecuados y con diseños apropiados.

Sin embargo a veces, las vibraciones mecánicas realizan una misión útil. Por ejemplo, se emplean en los vibradores de hormigón, las taladradoras de rocas, los hincas pilotes, transportadores vibratorios, máquinas lavadoras, compactadoras, procesos de acabado y también se usan las máquinas de ensayo por vibraciones, que aplican vibraciones reguladas a productos y subconjuntos en los que se desea analizar su respuesta, estática o dinámica, para valorar su resistencia a las vibraciones.

La fuente de todas las vibraciones son fuerzas que intervienen creando estos movimientos. Por ejemplo, el desbalanceo de las masas, en un equipo rotatorio, es justamente una fuerza que provoca vibración, la mayoría de las vibraciones en maquinaria son repetitivas y podrán ser analizadas como movimientos oscilatorios. Así mismo, es importante conocer un oscilador armónico simple ya que la mayoría de los problemas que implican vibraciones mecánicas se reducen a este caso, el cual presenta características comunes a muchos sistemas físicos.



1.1 COMPONENTES DE UN SISTEMA OSCILATORIO.

Un sistema oscilatorio, como el mostrado en la figura 1.1, generalmente consta de una masa, siendo el objeto que se mueve mediante una excitación externa un resorte, es el que la masa estira cuando ésta se mueve, el resorte imprime una fuerza para regresar la masa a su posición original y de un amortiguamiento, que obra siempre de tal manera que se opone al movimiento del sistema y por lo tanto es el responsable de la disipación de energía. Definiendo un poco más estos términos tenemos

Masa.- Es la propiedad que describe la manera en que un cuerpo libre resiste la aplicación de una fuerza externa. También se puede definir, con el término genérico utilizado para designar al coeficiente por el cual debe multiplicarse la aceleración de un cuerpo rígido, a fin de obtener la fuerza resultante que acelera al cuerpo de acuerdo a la segunda ley de Newton, (Ft^2/L)

Rígidez.- Suele decirse que es la propiedad semejante a la elasticidad. Describe el nivel de fuerza de resistencia que resulta cuando un cuerpo sufre un cambio de longitud, (F/L)

Amortiguamiento.- El amortiguamiento se puede definir como la resistencia al movimiento que tiene un cuerpo, el amortiguamiento es por lo tanto la disipación de energía de un sistema de vibración (Ft/L). Por lo general, la disipación se relaciona en alguna forma con el movimiento relativo entre los elementos o componentes del sistema. La energía disipada en el amortiguamiento, tiene que ser repuesta por una excitación de una fuente externa para que la vibración pueda sostenerse, pues de otra manera la magnitud de la vibración decrece continuamente y el sistema termina por llegar al reposo.

Haciendo una similitud, de lo expresado anteriormente, con un equipo rotatorio, la masa que se mueve es generalmente el rotor, el cual incluye un desbalanceo



residual, éste genera una fuerza centrífuga que provoca esfuerzos en el eje transmitiéndolos a las chumaceras y el sistema de soporte, siendo esto el resorte El

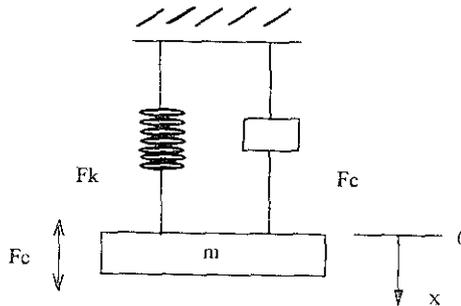


Figura 1.1 Sistema oscilatorio

amortiguamiento es proporcionado por la fricción, viscosidad, etc Siendo estas tres características las que determinan el comportamiento dinámico de equipos y estructuras

Lo anterior es un modelo idealizado, ya que estas máquinas vibran en todas direcciones al mismo tiempo, pero nos ayuda a visualizar lo que está pasando en una máquina, dando una imagen directa de las características principales de muchos equipos y estructuras permitiendo abordar su análisis matemático bajo la acción de fuerzas externas,

La vibración de un sistema oscilatorio involucra la conversión de su energía potencial en energía cinética y viceversa en forma alternada. Si el sistema está amortiguado pierde energía en forma gradual y si la vibración desea mantenerse, ésta energía perdida debe ser reemplazada por una fuente externa



El modelo de la figura 1.1 corresponde a un sistema de un grado de libertad, es decir, su localización en cualquier instante de tiempo queda especificada por la coordenada x

El número mínimo de coordenadas independientes que se requieren para determinar completamente la posición de cualquier parte del sistema en cualquier tiempo define el **grado de libertad** del sistema.

En el análisis de un sistema dinámico cuyo modelo se construye con elementos como los mencionados, son útiles las siguientes consideraciones en cuanto a dichos elementos

- 1) Se considera que las masas están concentradas en un punto.
- 2) Los resortes no tienen masa.
- 3) Los resortes presentan un comportamiento elástico lineal
- 4) Los resortes presentan isotropía bajo la acción de las fuerzas.
- 5) El comportamiento del elemento de amortiguación depende del tipo de amortiguador que esté presente

1.2 CLASIFICACION DE LAS VIBRACIONES.

La teoría de las vibraciones mecánicas es esencial en el estudio de los movimientos oscilatorios de las máquinas y estructuras, así como de las fuerzas que intervienen creando estos movimientos, por lo tanto, para tener un mejor entendimiento de esto se han clasificado las vibraciones considerando que algunas fuerzas no están presentes en determinados casos.

Vibración libre.- Si un sistema oscilatorio, después de una excitación inicial, se deja vibrar por sí mismo la vibración que resulta se conoce como vibración libre. No existe fuerza externa que actúe sobre el sistema



Vibración forzada.- Si el sistema está excitado por una fuerza externa la vibración que resulte se conoce como vibración forzada

Vibración sin amortiguamiento.- Si no se pierde o se disipa energía por fricción u otros medios durante la oscilación, la vibración se conoce como *vibración sin amortiguamiento*

Vibración amortiguada.- Si existe pérdida de energía por fricción u otros medios durante la oscilación, se dice que es una *vibración amortiguada*.

1.3 ANÁLISIS DEL SISTEMA OSCILATORIO.

El sistema mecánico representado en la figura 1.1, corresponde a un modelo idealizado de una máquina rotatoria de un grado de libertad. La masa está restringida por un resorte cuya rigidez es k , y las excitaciones son producidas por una fuerza externa F_e . La presencia de una fuerza de fricción que se opone al movimiento de la masa está indicada por la fuerza F_c , que usualmente está en función de la velocidad del sistema.

Observamos que las tres fuerzas que actúan sobre la masa son:

- 1 La fuerza de excitación F_e , que es una fuerza externa que produce el movimiento del sistema.
- 2 Una fuerza de restitución F_k , que es la fuerza ejercida por el resorte sobre la masa y tiende a colocarla a su posición original.
- 3 La fuerza de amortiguamiento F_c , obra siempre de tal manera que se opone al movimiento del sistema, y por lo tanto, es la responsable de la disipación de energía.



ECUACION DEL MOVIMIENTO

Cuando una masa recibe la acción de una fuerza, el cambio de la cantidad de movimiento de la masa en la dirección de la fuerza es igual a la fuerza, esto es

$$\frac{d(mv)}{dt} = F \quad (1)$$

Esta es la ecuación de la segunda ley de Newton y es la ecuación diferencial básica del movimiento, la cual se puede escribir de la siguiente manera.

$$m \ddot{x} = F_k + F_c + F_e$$

CARACTERISTICAS DE LAS FUERZAS

- 1 Fuerza de restitución - Tiende a restaurar a la estructura a su posición de equilibrio estático y por consiguiente siempre esta dirigida al mismo. Si esta fuerza es producida por un resorte como el mostrado en la figura 1.1, tendremos

$$F_k = -kx$$

En donde el punto $x=0$ es la posición de equilibrio estático y k es la constante del resorte que indica la rigidez del sistema

- 2 Fuerza de amortiguamiento - La más importante característica de esta fuerza es su dirección, siempre opuesta a la dirección del movimiento. El trabajo realizado por la fuerza de amortiguamiento es siempre negativo, y por consiguiente, disipa energía del sistema. En muchas ocasiones, por la facilidad con que puede ser tratada matemáticamente, la fuerza de amortiguamiento se considera directamente proporcional a la velocidad de la masa, de modo que

$$F_c = -cx$$

El amortiguamiento descrito por esta ecuación recibe el nombre de amortiguamiento viscoso y la constante (c) el nombre de coeficiente de amortiguamiento viscoso



3. Fuerza de excitación.- Se origina de muy diversos modos, pueden ser fuerzas transitorias, repetidas debido a una serie de impactos, fuerzas alternas producidas por desbalanceo, por partes recíprocantes o rotatorias de maquinas, que tienen una vibración senoidal. Una razón de importancia fundamental de la fuerza senoidal radica en el hecho de que cualquier fuerza periódica puede ser representada analíticamente mediante el desarrollo en serie de términos trigonométricos, seno y coseno, por lo que para nuestro caso podemos considerar

$$F e = F_0 \text{ sen } \omega t$$

1.4 VIBRACION LIBRE SIN AMORTIGUAMIENTO

Un movimiento libre sin amortiguamiento queda simplemente definido por las propiedades elásticas (resorte), las fuerzas inerciales del sistema (masa) y las condiciones del movimiento. El modelo idealizado se muestra en la figura 1.2

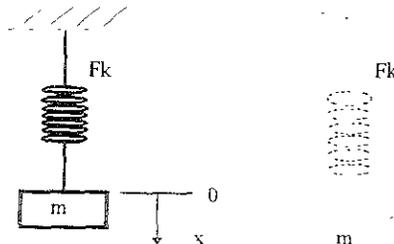


Figura 1.2 Sistema oscilatorio libre sin amortiguamiento

El sistema inicialmente se encuentra en equilibrio, y supondremos la ausencia de fuerzas de fricción. Supongamos que el cuerpo es desplazado de su posición de equilibrio estático, bajo la acción de un agente externo. En estas condiciones, el



cuerpo se encuentra en desequilibrio bajo la acción de la fuerza de restitución y llevará a cabo oscilaciones en torno a su posición de equilibrio estático. Supongamos que en el instante t el cuerpo se encuentra en la posición punteada, figura 1.2, esta posición es definida por la coordenada x , positiva cuando va hacia abajo, aplicando la segunda ley de Newton tenemos:

$$\begin{aligned}\sum F^i &= ma \\ -kx &= m\ddot{x} \\ x + \frac{k}{m}x &= 0\end{aligned}\quad (2)$$

Si elegimos a $w_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$, donde w_n es la velocidad angular del vector rotativo que representa el movimiento vibratorio (ver figura 1.5), sustituyendo en la ecuación anterior tenemos

$$\ddot{x} + w_n^2 x = 0\quad (3)$$

La ecuación resultante, es una ecuación diferencial homogénea lineal de segundo orden y tiene la siguiente solución general

$$x = A \cos w_n t + B \sin w_n t\quad (4)$$

La razón matemática para tomar la solución anterior, como una suma de seno y coseno, es por que requiere que $x(t)$ sea una determinada función cuya segunda derivada sea la negativa de la propia función excepto por el factor constante k/m y la función seno o coseno tienen esta propiedad. La ecuación diferencial de segundo orden (3) requiere de dos integraciones para su solución general, y en consecuencia, requiere de dos constantes de integración, A y B . La razón física para la posible existencia de estas constantes reside en el hecho de que la forma más general de movimiento puede iniciarse con un desplazamiento arbitrario y una



velocidad arbitraria dados, lo que requiere para su descripción de dos constantes de integración.

Supongamos que para el $t=0$, el desplazamiento inicial sea x_0 y la velocidad inicial $\dot{x}_0 = 0$, sustituyendo estas condiciones iniciales en la ecuación (4) tendremos.

$$A=x_0, \quad B=0$$

El desplazamiento x estará dado por la solución específica

$$x = x_0 \cos \omega_n t$$

La representación gráfica del movimiento del sistema como una función del tiempo se muestra en la figura 1.3

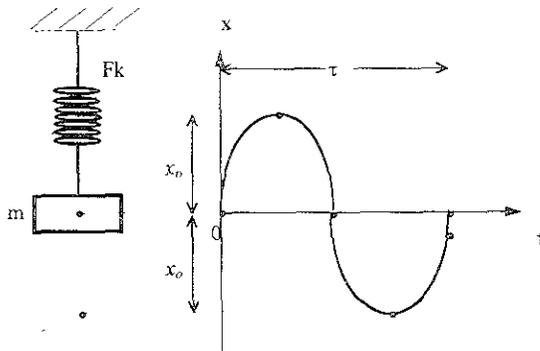


Figura 1.3 Gráfica del movimiento oscilatorio del sistema en función del tiempo

Se observa que la masa m , efectúa oscilaciones con respecto a su posición de equilibrio estático, como no existe pérdida de energía en el sistema, las oscilaciones continuarán indefinidamente con la misma amplitud x_0 . El intervalo de tiempo necesario para que el sistema efectúe el ciclo completo de movimiento se llama **periodo** (τ) de la vibración. El número de ciclos que ocurren en la unidad de



tiempo recibe el nombre de **frecuencia** de la vibración y se mide en hertz (Hz) El tiempo de un ciclo o revolución puede ser expresado en grados (360 por ciclo), o radianes teniendo 2π radianes por revolución y la velocidad angular (w_n) es regularmente expresada en radianes/seg. Por lo tanto el periodo se establece a partir de: $w_n t = 2\pi$, quedando como.

$$\tau = \frac{2\pi}{w_n} = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{k}{m}}}$$

Frecuencia Natural.- Es la forma natural de vibrar de un sistema o cuerpo. Los elementos que describen esta frecuencia natural son: la masa, la rigidez, y el amortiguamiento, de tal forma que la combinación de estos tres elementos tiene una frecuencia única natural o resonante. Para el caso del sistema libre sin amortiguamiento, la frecuencia natural depende de la masa y la rigidez, por lo tanto, la frecuencia natural (f_n), siendo el inverso del periodo, queda como

$$f_n = \frac{1}{\tau} = \frac{w_n}{2\pi} = \frac{\sqrt{k}}{2\pi m}$$

Resonancia mecánica.- Es la condición que existe cuando la frecuencia de una fuerza de excitación coincide con la frecuencia natural de un sistema mecánico. La importancia de conocer o tener el valor de esta frecuencia de resonancia radica en que se requiere de una energía de entrada pequeña con un valor de frecuencia de ocurrencia cercana al de resonancia para alcanzar grandes niveles de vibración

El periodo o la frecuencia es independiente de las condiciones iniciales de desplazamiento y velocidad del movimiento, y es la característica fundamental de las vibraciones. Al analizar la vibración de una máquina para identificar un problema específico, es de gran importancia saber cuál es la frecuencia de la vibración, ya que los distintos problemas que afectan las máquinas provocan



vibraciones con frecuencias también distintas, lo que hace posible que identifiquemos la naturaleza del problema

La **amplitud** es el desplazamiento máximo del sistema desde su posición de equilibrio, se expresa en términos de **pico a pico**, el cual indica el desplazamiento máximo del sistema a ambos lados del punto de equilibrio, el valor **pico** indica el desplazamiento máximo en una sola dirección y el valor **rms** (raíz cuadrática media) está relacionado directamente con el contenido de energía de la vibración

La amplitud de vibración es generalmente un indicador de severidad, una máquina en condiciones normales tendrá amplitudes de vibración con un nivel bajo, los cambios que presente la amplitud indicará un cambio en la condición de la máquina. En la figura 1.4 podemos observar los términos descritos

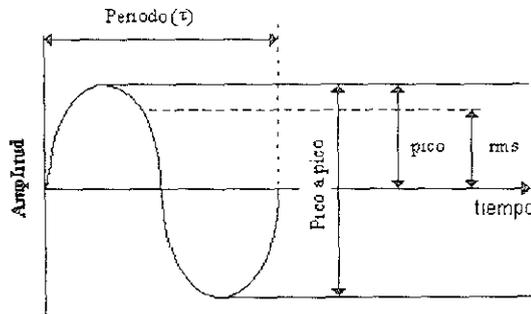


Figura 1.4 Términos de una forma de onda

RELACION DE DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD Y ACELERACION.

Las fuerzas son la causa de la vibración, la respuesta a estas fuerzas son movimientos. El movimiento puede ser descrito como desplazamiento, velocidad o



aceleración. El desplazamiento es como normalmente se percibe el movimiento, sin embargo la velocidad y la aceleración son cantidades descriptivas válidas para movimientos mecánicos.

El movimiento oscilatorio puede ser representado por medio de un vector (A), girando a una velocidad uniforme w_n en sentido contrario a las manecillas del reloj, como el que se muestra en la figura 1.5.

Las proyecciones horizontal y vertical de este vector pueden escribirse respectivamente como:

$$A \cos w_n t$$

$$A \sin w_n t$$

En términos de la función seno tenemos que el desplazamiento es

$$x = A \sin w_n t \quad . \quad (a)$$

La velocidad y la aceleración quedan como

$$\dot{x} = A w_n \cos w_n t = A w_n \sin \left(w_n t + \frac{\pi}{2} \right) \quad . \quad (b)$$

$$\ddot{x} = -A w_n^2 \sin w_n t = A w_n^2 \sin (w_n t + \pi) \quad (c)$$

De lo anterior puede observarse que el vector de velocidad, de longitud $A w_n$, gira con la misma velocidad angular w_n que el vector de desplazamiento, pero adelantado siempre 90° , mientras que el vector de la aceleración gira de igual forma a la misma velocidad angular w_n , pero adelantado siempre 180° con respecto al vector desplazamiento o bien 90° adelante del vector velocidad, esto se puede visualizar en la figura 1.6.

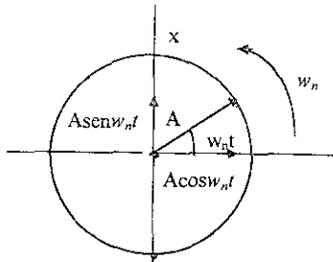


Figura 15 Gráfica de un movimiento oscilatorio mediante un vector

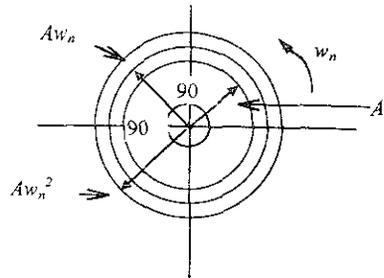


Figura 16 Gráfica de vectores de desplazamiento, velocidad y aceleración

Si observamos las expresiones a, b y c, estas vibraciones no logran su máxima amplitud en el mismo instante ya que están separadas por $\frac{\pi}{2}$ adelante una de la otra. Las magnitudes $\frac{\pi}{2}$ y π , se conocen como *ángulos de fase* o *diferencia de fase* entre las vibraciones. Puede observarse que las tres expresiones tienen la misma velocidad angular w_n y como consecuencia la misma frecuencia. El ángulo de fase tiene significado solamente tratándose de dos movimientos con la misma frecuencia, pues si las frecuencias son diferentes, el ángulo de fase no tiene sentido.

Desplazamiento de vibración. La distancia total que atraviesa la parte que vibra, desde un extremo al otro se denomina desplazamiento pico a pico, concepto que se expresa normalmente en milésimas de pulgada (0.001pul) o en el caso del sistema métrico se expresa en milésimas de milímetro o micrones (0.001mm).

Velocidad de vibración. La velocidad es una característica de la vibración y es una medición del desplazamiento observado durante un periodo de tiempo o la razón de cambio del desplazamiento con respecto al tiempo, pero como varía



constantemente durante el ciclo, la velocidad más elevada o de pico es la que se escoge para ser medida. Normalmente se expresa la velocidad de vibración en pulgadas sobre segundo (pul/seg) o en milímetros sobre segundo (mm/seg).

Aceleración de vibración. La aceleración de la vibración es otra característica importante que tiene la vibración. Técnicamente dicho, la aceleración es la razón de cambio de la velocidad con respecto al tiempo, cada vez que la pieza, que vibra, llega al límite del movimiento tendrá que acelerarse, aumentando la velocidad hacia el otro límite de movimiento. La aceleración se expresa normalmente en "g" pico, siendo un "g" la aceleración que produce la fuerza de gravedad en la superficie de la tierra ($9.81\text{m/s}^2=386.087\text{pul/s}^2$ o 32.17pies/s^2).

1.5 VIBRACIÓN LIBRE AMORTIGUADA.

Anteriormente se omitió el hecho físico de que cierta energía es disipada durante la vibración, en virtud de las propiedades friccionantes inherentes a los sistemas reales. Un estudio más realista de las vibraciones mecánicas debe incluir las fuerzas de fricción que entran en juego como resultado del movimiento.

Consideremos únicamente como fuerza de fricción el amortiguamiento viscoso, en el que la resistencia al movimiento es proporcional a la magnitud de la velocidad y actúa en sentido opuesto al sentido de la velocidad. Pero el amortiguamiento externo e interno de los sistemas mecánicos no es exactamente de tipo viscoso. Sin embargo, para el propósito de estudios, es adecuado suponer que el efecto de la resistencia de fricción es equivalente al amortiguamiento viscoso. En la figura 1.1 podemos observar un sistema de este tipo, sin excitación externa, y en la figura 1.7 su diagrama de cuerpo libre.

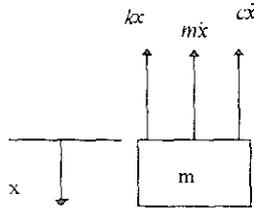


Figura 1.7 Diagrama de cuerpo libre para un sistema oscilatorio libre amortiguado

Escribiendo la ecuación de equilibrio dinámico tendremos.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (5)$$

En donde $c\dot{x}$ es el amortiguamiento viscoso y en el cual c es una constante de proporcionalidad. La solución de esta ecuación debe ser una función que tenga la propiedad de no cambiar de forma al repetir sus derivadas. Desde un punto de vista matemático es más simple operar con funciones exponenciales que operar con funciones trigonométricas, en virtud de que sus derivadas no cambian de forma al efectuar operaciones lineales. Si consideramos la función $x = Pe^{st}$, donde t es el tiempo y s una constante desconocida, se observa que al derivarla se obtiene la misma función pero multiplicada por una constante. Sustituyendo esta función y sus derivadas en la ecuación (5) y dividiendo entre Pe^{st} , nos conduce a una ecuación algebraica cuya ecuación característica es:

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad (6)$$

Esta ecuación tiene dos soluciones s_1 y s_2 que hace que se cumpla la igualdad

$$s_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad (7)$$

De tal forma que $P_1e^{s_1t}$ y $P_2e^{s_2t}$ son las dos soluciones de la ecuación (5), quedando la solución general como:



$$x(t) = P_1 e^{s_1 t} + P_2 e^{s_2 t} \quad (8)$$

Donde P_1 y P_2 son constantes arbitrarias.

En la ecuación (7) podemos observar que se presentan tres casos que dependen de que las raíces ($s_{1,2}$) sean reales o complejas

Caso 1 - Cuando $\left(\frac{c}{2m}\right)^2 > \frac{k}{m}$, la expresión dentro del radical es positiva, por lo tanto las dos raíces son reales y ambas negativas. Físicamente esto significa una cantidad relativamente grande de amortiguamiento ya que $\left(\frac{c}{2m}\right)^2$ es una medida del amortiguamiento del sistema, la solución es

$$x = P_1 e^{s_1 t} + P_2 e^{s_2 t}$$

El movimiento en este caso no es oscilatorio sino que se atenúa exponencialmente con el tiempo. Supongamos por ejemplo, que el movimiento se origina dándole a la masa un desplazamiento inicial x_0 a partir de la posición de equilibrio. La presentación del movimiento se muestra en la gráfica de desplazamiento contra tiempo en la figura 1.8

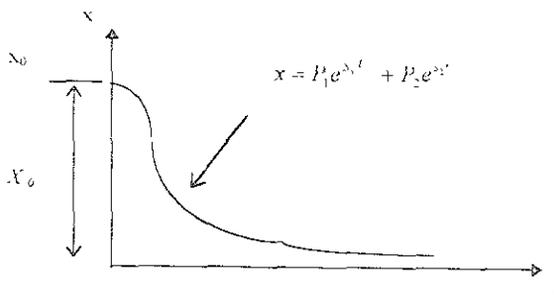


Figura 1.8 Gráfica de un sistema sobreamortiguado



En vista de que la cantidad de amortiguamiento es relativamente grande, la masa abandonada desde su posición de inicial x_0 , requiere de un tiempo infinito para ocupar nuevamente su posición de equilibrio estático. De modo que la energía queda disipada por la fuerza de amortiguamiento, y no queda suficiente energía cinética para que la masa ocupe su posición original de equilibrio. En este caso no ocurren oscilaciones y en estas condiciones el sistema se dice que está *sobreamortiguado*.

Caso 2.- Cuando $\left(\frac{c}{2m}\right)^2 = \frac{k}{m}$, se dice que tenemos un amortiguamiento *crítico*, este caso es similar al caso anterior, siendo un movimiento no periódico. Esta condición es solo un significado matemático. La solución para la ecuación (5) será,

$$x = (P_1 + P_2)e^{\left(\frac{c}{2m}t\right)}$$

El valor del amortiguamiento c requiendo para satisfacer la igualdad anterior es llamado *coeficiente de amortiguamiento crítico (Cc)*

$$Cc = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2\sqrt{mk} = 2mw_n$$

y la *relación de amortiguamiento (D)*, será definido por.

$$D = \frac{c}{Cc}$$

Caso 3 - Cuando tenemos $\left(\frac{c}{2m}\right)^2 < \frac{k}{m}$, el sistema es llamado *subamortiguado*, cuenta con un amortiguamiento pequeño y por lo tanto las raíces de la ecuación (5) serán complejos conjugados, quedando.

$$S_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm j\sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{2m}\right)^2}$$

Si el radical lo sustituimos por R , tenemos:



$$S_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm jR \quad (9)$$

Donde $j = \sqrt{-1}$, sustituyendo las raíces de la ecuación (9) en la ecuación (8) y efectuando la conversión mediante la relación trigonométrica de Euler $e^{j\theta} = \cos\theta + j\text{sen}\theta$, resulta

$$x = e^{-\frac{c}{2m}t} \left[P_1(\cos Rt + j\text{sen} Rt) + P_2(\cos Rt - j\text{sen} Rt) \right]$$

Como P_1 y P_2 eran constantes arbitrarias, (P_1+P_2) y (jP_1-jP_2) , serán también arbitrarias y si renombramos a estas constantes con P_3 y P_4 , tendremos:

$$x = e^{-\frac{c}{2m}t} (P_3 \cos Rt + P_4 \text{sen} Rt) \quad (10)$$

Esta ecuación indica que el movimiento será oscilatorio y decae en amplitud con el tiempo por el factor exponencial $e^{-\frac{c}{2m}t}$, como lo muestra la figura 1.9

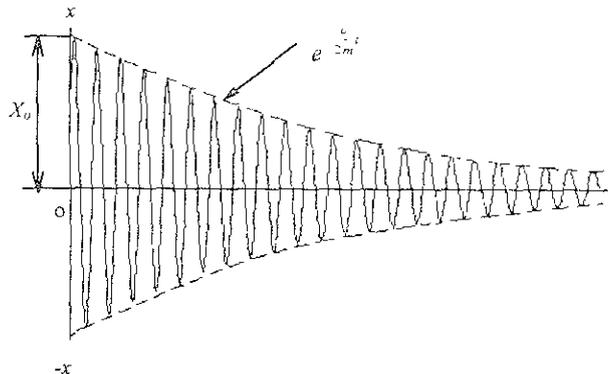


Figura 1.9 Grafica de un sistema subamortiguado



1.6 VIBRACION FORZADA AMORTIGUADA.

El caso más general de vibración de un sistema con un grado de libertad es aquel en el cual se presenta, además de los elementos de masa, resorte y amortiguamiento de tipo viscoso, una fuerza de excitación que varía en forma periódica $F_e = F_0 \text{ sen } \omega t$, con un desplazamiento $x = X_0 \text{ sen } \omega t$, derivando, la fuerza queda expresada como $F_e = -X_0 \omega^2 \text{ sen } \omega t$, por lo tanto $F_0 = -X_0 \omega^2$. Del diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 1.10, tendremos la siguiente condición de equilibrio dinámico

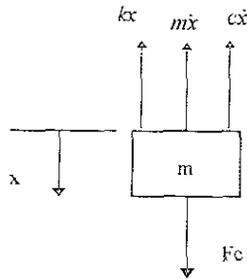


Figura 1.10 Diagrama de cuerpo libre de un sistema oscilatorio forzado y amortiguado

$$F_0 \text{ sen } \omega t = \ddot{x} + \frac{cx}{m} + \frac{kx}{m} \quad (11)$$

La solución general de esta ecuación es la suma de la ecuación homogénea (5) y la solución particular de la ecuación (11). La solución de la ecuación homogénea (5) representa la vibración libre del sistema que se analizó anteriormente. Esta vibración libre tiende a cero al transcurrir el tiempo, y el movimiento en estado estacionario está presente mientras la fuerza de excitación lo esté también.

Por lo tanto la solución general de la ecuación (11) quedará como

$$x = e^{-\frac{c}{2m}t} (P_3 \cos Rt + P_4 \text{ sen } Rt) + \text{solución particular}$$



Basta simplemente obtener la solución particular. Anteriormente hemos encontrado que el primer término al ser sustituido en la ecuación diferencial (5) da cero. Por consiguiente, debe sumarse una función $x(t)$ de tal forma que obtengamos $F_0 \text{ sen } \omega t$, al ser sustituida en la ecuación (11). Este segundo término recibe el nombre de solución particular, suponiendo la posible solución como:

$$x_p = A \text{ sen } \omega t + B \text{ cos } \omega t$$

Derivando esta función, para encontrar la velocidad y la aceleración, se sustituye en la ecuación (11), tenemos:

$$-A\omega^2 \text{ sen } \omega t - B\omega^2 \text{ cos } \omega t + \frac{c}{m}(A\omega \text{ cos } \omega t - B\omega \text{ sen } \omega t) + \frac{k}{m}(A \text{ sen } \omega t + B \text{ cos } \omega t) = F_0 \text{ sen } \omega t$$

Para determinar los valores apropiados de A y B que satisfagan la ecuación diferencial, los coeficientes de $\text{sen } \omega t$ en el miembro izquierdo de la ecuación deben ser iguales al coeficiente de $\text{sen } \omega t$ del miembro de la derecha, y el término $\text{cos } \omega t$ es igual a cero, quedando

$$\left(\frac{k}{m} - \omega^2\right)A + \left(-\frac{c}{m}\omega\right)B = F_0$$

$$\left(\frac{c}{m}\omega\right)A + \left(-\omega^2 + \frac{k}{m}\right)B = 0$$

Estas dos ecuaciones algebraicas determinan los valores de A y B , resolviendo por determinantes, obtenemos que:

$$A = \frac{F_0 \left(-\omega^2 + \frac{k}{m}\right)}{\left(\frac{c}{m}\omega\right)^2 - \left(-\omega^2 + \frac{k}{m}\right)^2}$$

$$B = \frac{F_0 \left(\frac{c}{m}\omega\right)}{\left(\frac{c}{m}\omega\right)^2 - \left(-\omega^2 + \frac{k}{m}\right)^2}$$



La solución particular $x_p = A \operatorname{sen} \omega t + B \operatorname{cos} \omega t$ podemos escribirla como.

$x_p = \sqrt{A^2 + B^2} \operatorname{sen}(\omega t - \theta)$, ya que $x = Q \operatorname{sen}(\omega t - \theta)$, puede quedar como:

$x = Q \operatorname{cos} \omega t \operatorname{cos} \theta + Q \operatorname{sen} \omega t \operatorname{sen} \theta$, donde:

$$A = Q \operatorname{cos} \theta \quad \text{y} \quad B = Q \operatorname{sen} \theta, \text{ por consiguiente}$$

$$Q = \sqrt{A^2 + B^2} \quad \text{y} \quad \tan \theta = \frac{B}{A}$$

Por lo tanto la solución particular queda como sigue

$$x_p = \frac{F_0}{\sqrt{\left(\frac{c}{m} \omega\right)^2 + \left(-\omega^2 + \frac{k}{m}\right)^2}} \operatorname{sen}(\omega t - \theta), \quad \text{y el ángulo de fase}$$

$$\tan \theta = \frac{\frac{c}{m} \omega}{\left(-\omega^2 + \frac{k}{m}\right)}$$

De tal manera que la solución completa de la ecuación diferencial (11) es.

$$x = e^{-\frac{c}{2m}t} (P_3 \operatorname{sen} Rt + P_4 \operatorname{cos} Rt) + \frac{F_0}{\sqrt{\left(\frac{c}{m} \omega\right)^2 + \left(-\omega^2 + \frac{k}{m}\right)^2}} \operatorname{sen}(\omega t - \theta) \quad (12)$$

Esta ecuación representa la superposición de dos movimientos, uno de amplitud que decrece con el tiempo y el otro con una amplitud constante. Por lo cual el primer término recibe el nombre de parte transitoria y el segundo término parte permanente de la vibración y es independiente de las condiciones iniciales, dependiendo exclusivamente de la excitación y de los parámetros del sistema. Una de las partes de mayor interés en el problema de vibraciones forzadas, usualmente es la amplitud de la masa respecto a su base, llamaremos a esta Z .



$$Z = \frac{F_0}{\sqrt{\left(\frac{c}{m}w\right)^2 + \left(-w^2 + \frac{k}{m}\right)^2}}$$

dividiendo numerador y denominador entre $\frac{k}{m}$

$$Z = \frac{\frac{F_0 m}{k}}{\sqrt{\left(\frac{cw}{k}\right)^2 + \left(1 - \frac{w^2 m}{k}\right)^2}}$$

definiendo a $Y_0 = \frac{F_0 m}{k}$ como la deflexión

estática, deformación del resorte bajo la carga $F_0 m$. Para tener la amplitud y la fase en forma adimensional sustituimos

$$w^2 = \frac{k}{m} D \quad \text{y} \quad \frac{c}{C} = \frac{c}{2mw_n}, \quad \frac{c}{m} = 2Dw_n$$

$$\frac{Z}{Y_0} = \frac{1}{\sqrt{\left(2D \frac{w}{w_n}\right)^2 + \left(1 - \frac{w^2}{w_n^2}\right)^2}} \quad (13)$$

$$\tan \theta = \frac{2D \frac{w}{w_n}}{1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2} \quad (14)$$

Donde w = frecuencia natural del sistema, w_n = frecuencia de excitación y D = relación de amortiguamiento.

La expresión en el miembro de la derecha de la expresión (13) es la amplificación dinámica y da la relación entre las deflexiones dinámicas. La propiedad más relevante reside en el hecho de que en las proximidades de $\frac{w}{w_n} = 1$ el factor de amplificación es muy grande, si la relación de amortiguamiento es muy pequeño. El



valor infinito indicado para $\frac{c}{Cc} = 0$, no se presenta en la práctica, ya que es imposible reducir el amortiguamiento a cero.

La ocurrencia de grandes desplazamientos en las proximidades de $\frac{w}{w_n} = 1$; recibe el nombre de *resonancia* y la frecuencia para la cual $w = w_n$, recibe el nombre de *frecuencia resonante*, de modo que la amplitud máxima puede obtenerse aproximadamente haciendo $\frac{w}{w_n} = 1$, sustituyendo en (13) tenemos

$$Z_{\text{RESONANTE}} = \frac{Y_0}{2D}$$

Así por ejemplo, podemos notar que para pequeños valores de la relación de amortiguamiento (D), la amplitud resonante es un número considerable de veces la deflexión estática, producida por la máxima fuerza de inercia. Esto ilustra el peligro de las condiciones de resonancia, en máquinas y estructuras. Sin embargo, si se presentan amplitudes excesivas en la resonancia, es posible evitar esta condición cambiando la relación de frecuencia o aumentando el amortiguamiento, estos conceptos pueden ser observados en la gráfica 1.11.

Velocidades críticas.- Todo equipo rotatorio tiene n frecuencias naturales, dependiendo del número de grados de libertad, si este equipo gira su flecha a una velocidad w , producida por una fuerza externa, cuando esta frecuencia de giro coincide con alguna de las frecuencias naturales del equipo, se le denomina a esto "*velocidades críticas*".

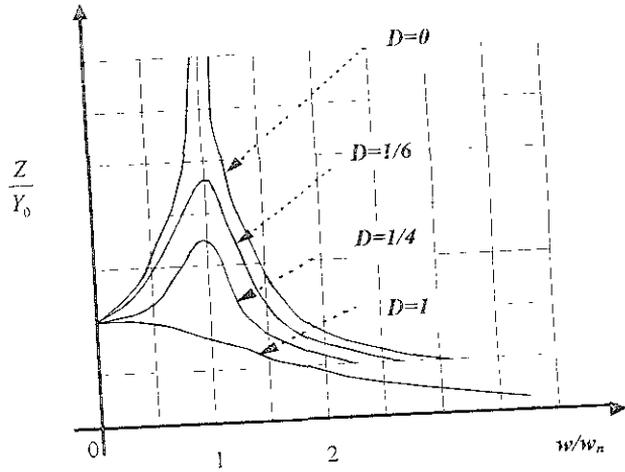


Figura 1.11 Grafica de amplitudes de la masa en base a la relacion de frecuencias y valores de amortiguamiento

Cuando el rotor de una máquina gira a una velocidad mucho menor a la primera velocidad crítica, este eje no se ha deformado a causa del desbalanceo, a estos tipos de rotores se les conoce como **rotors rígidos**. Cuando los rotores trabajan a velocidades mayores a la mitad de la primera crítica, el rotor empieza a sufrir deformaciones, cuando estos rotores trabajan a estas velocidades o arriba de la primera velocidad crítica se les conoce como **rotors flexibles**.

CAPITULO II

CAUSAS DE LA VIBRACION EN EQUIPO ROTATORIO

La vibración es causada por una fuerza repetitiva que cambie o su dirección o su importancia, las características que resulten serán determinadas por el modo en que se generan las fuerzas. Esto es, porque cada fenómeno que causa vibración tiene características propias.

Las señales de vibración son la mayor fuente de información disponible de la máquina para detección y diagnóstico de problemas por lo cual nos permiten identificar y localizar la fuente.

Las fuentes generadoras de vibración y la relación entre el contenido espectral, así como sus frecuencias de ocurrencia nos permiten diagnosticar la falla y determinar cuales son las piezas de la máquina que se están deteriorando.

Algunos de los principales problemas de vibración que presentan los equipos son causados por:

Desbalanceo

Desalineamiento

Resonancia

Rozamiento

Engranajes

Alabes

Rodamientos

Remolino de aceite

A continuación describiremos cada uno de estos problemas y la forma diagnosticarlos.



2.1 DESBALANCEO

El desbalanceo consiste en que el centro de masa no coincide con el centro de giro, originando una fuerza centrífuga que flexiona a la flecha, la magnitud de la fuerza centrífuga depende de la magnitud del desbalanceo, y por lo tanto el grado de flexión de la flecha depende del grado de desbalanceo

Con la flecha flexionada, como se observa en la figura 2.1, al girar el rotor la flecha arrastrará esta flexión durante cada revolución, y si observamos el movimiento de la flecha en un plano radial, cercano a los extremos parecerá que la flecha se mueve describiendo una trayectoria circular, a la que llamaremos órbita circular, el diámetro de esta órbita dependerá del grado de desbalanceo

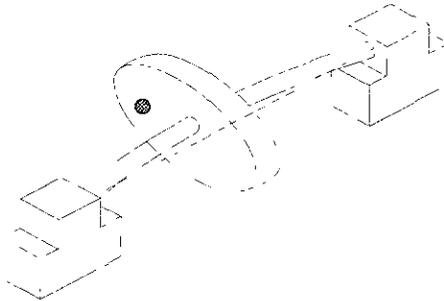


Figura 2.1 Flecha flexionada originando desbalanceo

La órbita circular se puede proyectar sobre ejes rectangulares, describiendo cada una de las proyecciones, un movimiento armónico simple con amplitud igual al radio de giro de la órbita y con una frecuencia circular igual a la velocidad de giro de la máquina.

Los síntomas del desbalanceo se dan a una frecuencia equivalente a $1 \times \text{RPM}$ o sea a la frecuencia de giro de la máquina, suele representarse por una N, y el espectro



de estos movimientos es una sola componente de vibración, con un nivel alto en amplitud, como se ilustra en figura 2.2

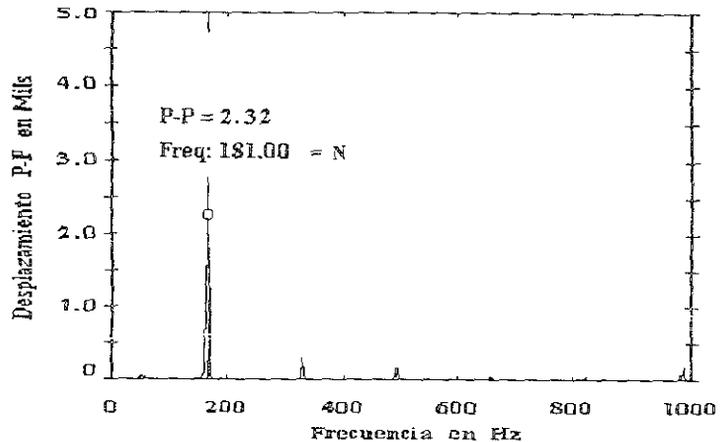


Figura 2.2 Espectro de vibración que muestra una amplitud alta a la velocidad de giro síntoma claro de desbalanceo

Algunas causas del desbalanceo son.

Tolerancias de claro

Es la acumulación de tolerancias que pueden afectarse durante el montaje de una máquina

Corrosión y desgaste

La mayoría de los rotores, principalmente los que se usan en los procesos de manejo de material, son susceptibles a la corrosión, abrasión y desgaste. Si la



corrosión y el desgaste no ocurren uniformemente se producirá un desbalanceo en el rotor

Acumulación de depósitos

La acumulación desigual de depósitos o partículas en el rotor, son una causa de desbalanceo. El aumento gradual del desbalanceo que se produce se puede convertir rápidamente en un problema grave cuando las partículas de sedimento se comienzan a desprender. A medida que se desprenden depósitos pequeños, la vibración aumenta y se desprenden más depósitos, lo que rápidamente puede ocasionar un problema grave de desbalanceo.

Excentricidades

Es cuando la línea de centro geométrico no coincide con la línea central rotativa.

Distorsión

La distorsión ocurre por un cambio de temperatura, llamándose distorsión térmica. Es normal que el metal se expanda cuando se calienta, sin embargo, debido a las imperfecciones menores y al calentamiento desigual, la mayoría de los rotores se expandirán desigualmente. La distorsión es muy común en máquinas que trabajan a temperaturas elevadas tales como turbinas, compresores, expansores, motores eléctricos, sopladores, etc.

La distorsión térmica puede ocasionar que el rotor esté desbalanceado a la temperatura normal de operación, aunque haya estado bien balanceado en su estado frío.



2.2 DESALINEAMIENTO

El desalineamiento es un problema casi tan común como el desbalanceo, el desalineamiento es el mayor contribuyente a las fallas y a los periodos de operación cortos.

El desalineamiento consiste en que los ejes de las máquinas, que trabajan acoplados, no se encuentran colocados sobre la misma línea, de tal manera que cargas laterales son transmitidas por el acoplamiento

Durante la instalación y ensamble de los equipos el alineamiento es uno de los factores más importantes

El desalineamiento del equipo puede ser inducido mecánica, térmica o estructuralmente. Las deformaciones de cimentaciones y estructura, el asentamiento de suelos y distorsión térmica de estructuras, causarán también problemas de alineamiento

Es difícil diagnosticar los efectos del desalineamiento ya que se combinan con otros fenómenos tales como desbalanceo, resonancia, inestabilidades en chumaceras, eje deformado, etc

El desalineamiento puede ser paralelo, angular o una combinación de ambos

El desalineamiento paralelo

El desalineamiento paralelo produce una vibración radial a dos veces la frecuencia rotacional de la flecha, aunque con ciertos acoplamientos pueden producirse más frecuencias. Físicamente las líneas centrales de los ejes son paralelas pero se encuentran descentradas, lo anterior se ilustra en la figura 2.3 a).



El desalineamiento angular

El desalineamiento angular sujeta a las flechas de las máquinas acopladas a una vibración axial de la misma frecuencia de la velocidad de rotación. Físicamente, las líneas centrales de los dos ejes forman un ángulo donde se juntan, esto se ilustra en la figura 2.3 b)

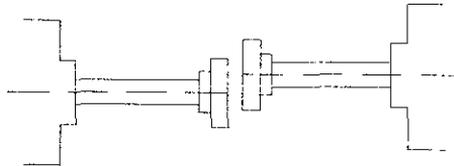


Figura 2.3 a) Desalineamiento paralelo

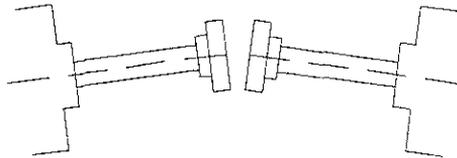


Figura 2.3 b) Desalineamiento angular

Desalineamiento combinado

El desalineamiento combinado, tiene características tanto del desalineamiento paralelo como angular.

Los principales problemas que causa el desalineamiento son



- Someter al eje a esfuerzos flexionantes.
- Sobrecarga de las chumaceras.
- Restricción de la orbitación del eje en las chumaceras

Este último efecto se observa en el análisis orbital cuando al aumentar la severidad del desalineamiento, la órbita en principio elíptica se va achatando hasta tomar una figura de ocho y finalmente se colapsa, cuando la fuerza es tan grande que recarga el eje contra la pared de la chumacera sin permitir movimiento alguno

Un eje deformado produce efectos muy semejantes a los de la desalineación angular, las características de este se encuentran incluidas en la desalineación

En el desalineamiento, aun habiendo acoplamientos flexibles, produce dos fuerzas, la axial y la radial, que ocasionan, a su vez, la vibración axial y radial. La importancia de las fuerzas y la vibración que estas generan aumentará a medida que aumenta el desalineamiento.

La característica más significativa de una vibración que se deba a la desalineación se presentará tanto en sentido radial como axial

Normalmente, la frecuencia vibracional es de 1xRPM, pero si se trata de una desalineación considerable, pueden presentarse vibraciones de segundo orden (2xRPM) y hasta de tercer orden (3xRPM)

La vibración axial es el mejor síntoma de que hay desalineación. En general, cada vez que la amplitud de la vibración axial sea superior a la mitad de la lectura radial más elevada (horizontal o vertical) es que se deberá sospechar la presencia de una desalineación



2.3 RESONANCIA

Se caracteriza por un nivel alto de vibración a la frecuencia de giro o sus armónicas, cambiando drásticamente con un pequeño cambio de velocidad

Cada equipo y cada componente mecánico tiene su frecuencia natural a la que vibra, por ejemplo, si le damos un golpe a una campana, vibrará a su frecuencia natural, esta vibración, se llama vibración libre, disminuyendo finalmente por el amortiguamiento inherente.

Además de la vibración libre, hay también vibraciones forzadas, cuya frecuencia depende de la frecuencia de la fuerza impulsora aplicada a la máquina o estructura

Uno de los modos de confirmar si vibra en resonancia un equipo, es por la prueba de golpe Parada la máquina, no se tiene más que dar un golpe a la máquina o estructura con fuerza suficiente para que vibre como cualquier objeto produce una vibración libre a su frecuencia natural al ser golpeado

Si la frecuencia natural observada por resultado del golpe coincide con las frecuencias excitadoras, se dice que existe una condición de resonancia

Si se tiene un problema de resonancia, una forma de corregirlo puede ser el cambiar la frecuencia de la fuerza excitadora para que deje de coincidir con la frecuencia natural del equipo, esto se puede realizar aumentando o disminuyendo las RPM de la máquina Si no fuera posible cambiar la frecuencia excitadora, se puede aun corregir el problema cambiando la frecuencia natural Dos parámetros determinan cual será la frecuencia natural de un equipo, su rigidez y su masa Así que se puede aumentar o disminuir la frecuencia natural ya sea incrementando o reduciendo la rigidez o la masa del equipo



2.4 ROZAMIENTO

El rozamiento es otro problema por el cual las máquinas no funcionan correctamente. En muchos casos cuando una máquina manifiesta un rozamiento severo, este puede ocasionar una falla catastrófica inmediata.

Los rozamientos se presentan por el contacto entre el rotor y las partes estacionarias (sellos de laberinto, chumaceras, diafragmas, etc.). Dicho contacto puede iniciarse por un incremento en el desbalanceo, por defectos de la flecha (flecha doblada), por claros libres inadecuados o desalineamiento de elementos estacionarios.

Un rozamiento severo o total normalmente es precedido por rozamiento parcial. Este último es del tipo golpe y rebote y se vuelve severo con el tiempo, la vibración se incrementa cuando el punto de roce o contacto comienza a actuar como una nueva chumacera no lubricada.

Las características de este fenómeno son:

Alto nivel de vibración a frecuencias submúltiplos enteros de la de giro ($1/2 N$, $1/3N$, $1/4N$, $1/5N$)

Bajo nivel de vibración en dirección axial.

2.5 ENGRANES

Los dientes dañados de un engrane generan frecuencias y pulsos específicos.

Un diente dañado o defectuoso causará un golpe o impacto cada vez que engrane, la razón de repetición de este impacto es la velocidad del engrane.

La colocación del sensor es parte importante por lo cual se deben tener las siguientes consideraciones:

- Para engranes rectos, la mejor señal se obtiene en dirección radial.



- Para engranes helicoidales y otros que tienen un ángulo de contacto, la mejor señal se obtiene en dirección axial.
- El sensor deberá estar lo más cercano al engrane
- Si un diente del lado derecho de una caja de engranes está roto la mejor señal se obtiene del lado derecho y viceversa
- Si una caja de engranes está constituida con costillas internas, el sensor se debe colocar donde la costilla se une a la carcasa

Desprendimientos en un diente, grietas, ralladuras o ruptura, generará una señal única en la forma de un pulso, el cual tiene cuatro características medibles: frecuencia de pulso, amplitud, razón de repetición y duración del pulso.

Si la configuración de los engranes es tal que no se excitan las frecuencias naturales, la frecuencia del pulso será la de engranaje o cualquier otra frecuencia disponible. Sin embargo en la mayoría de los casos se excita la frecuencia natural y será la misma que la del pulso generado.

La duración del pulso es muy corta y a menudo se pierde en pocos ciclos. Datos indican que la señal es amortiguada muy rápido debido ya sea al engranaje, la rotación del engrane o una combinación de los dos.

Si un engrane tiene un diente dañado, se generará un pulso una vez cada revolución, o sea la razón de repetición es la velocidad del engrane. Si dos dientes adyacentes están rotos, la razón de repetición puede ser dos veces la velocidad del engrane. Datos limitados indican que si alguna distancia separa los dos dientes rotos, los pulsos aparecerán como dos eventos separados.

Los dos pulsos o eventos separados ocurren en cada revolución.

La amplitud del pulso estará relacionada con el tamaño del defecto, la carga y el amortiguamiento del sistema. La amplitud es utilizada para describir las condiciones y la identificación del pulso.

Los problemas más comunes de los engranajes son el desgaste excesivo de los engranes, lubricación defectuosa y suciedad u otro material extraño pegado dentro



de los dientes de los engranajes. Además de los problemas de engranajes como tales, la vibración que caracteriza los engranajes puede ocurrir por resultado de otras fuerzas perturbadoras que hay en la máquina como la desalineación o un eje deformado.

Cuando existen problemas de engranes una de sus principales características es un nivel de vibración alto a frecuencia de engranaje con modulación de bandas laterales. El espaciamiento de las bandas laterales indican la fuente del problema. Si hay más de un problema habrá intermodulación de bandas laterales apareciendo como sumas y diferencias de las frecuencias de modulación de falla.

La frecuencia de engranaje se calcula de la siguiente manera:

$$\text{FRECUENCIA DE ENGRANAJE} = \text{FRECUENCIA DE GIRO} \times \text{NUMERO DE DIENTES DE ENGRANE}$$

2.6 ALABES

Las máquinas que trabajan fluidos como el aire, agua, gas, etc., tendrán vibración debido a los álabes o palas del impulsor al dar con el fluido. Las vibraciones de este tipo son las que se observan en las bombas, compresores, sopladores, etc., pudiéndose identificar en un espectro de vibración porque la frecuencia que resulta será igual al número de álabes del impulsor multiplicada por las RPM de la máquina, o sea:

$$\text{FRECUENCIA DE PASO DE ALABES} = \text{FRECUENCIA DE GIRO} \times \text{NÚMERO DE ALABES}$$

Si existen álabes estacionarios se pueden excitar frecuencias igual a la frecuencia de paso de álabes, multiplicando de igual forma el número de álabes estacionarios por la velocidad de giro de la máquina.



Otras características del problema son

- Armónicas del paso de álabes con bandas laterales en dirección axial o radial
- Bandas laterales de la frecuencia de paso de álabes con espaciamiento igual a la frecuencia de giro indicarán daño en álabes, roces suciedad, o fluctuaciones en la presión de entrada

2.7 RODAMIENTOS

Los daños en las pistas de la chumacera, la caja, o elementos rodantes, claro excesivo y la falta de lubricación causan señales de vibración únicas

La forma espectral, frecuencia, amplitud y la suma de diferencia de frecuencias son útiles para identificar combinaciones y severidad de los daños

Daños en las pistas

Los daños en pistas pueden identificarse por un pico de banda angosta a la frecuencia de paso de bolas sobre la pista en la cual existe el daño (interior o exterior) Como el tamaño del daño incrementa el ancho de banda del espectro, puede también incrementarse y llegar a modularse con la velocidad de giro en este caso el espectro es de banda ancha con picos de banda angosta a la frecuencia de paso de bola y a la frecuencia de paso de bola más/menos la frecuencia de giro

Cuando el daño es aun más grande, la frecuencia de paso de bola en algunos casos desaparece, entonces el espectro contiene una serie de picos cuya diferencia de frecuencia entre picos iguala a la frecuencia de giro del rotor

Las fórmulas para el cálculo de las frecuencias de paso de bolas sobre las pistas externa e interna son las siguientes



$$FP_{ext} = \frac{N}{2} VG \left(1 - \frac{d}{D} \cos \phi \right)$$

$$FP_{int} = \frac{N}{2} VG \left(1 + \frac{d}{D} \cos \phi \right)$$

Estas fórmulas indican que el valor de la frecuencia de paso de bola sobre las pistas es igual al porcentaje de las bolas o rodillos pasando sobre el daño en cada revolución.

Se presenta un pico de espectro simple a la frecuencia de paso de bola sobre las pistas, esta frecuencia se puede modular con la velocidad de giro, esta modulación genera una banda lateral y la diferencia de frecuencia entre la frecuencia de paso de bola y la banda lateral será igual a la velocidad de giro de la máquina. Cuando el daño se incrementa en tamaño, más bandas laterales se generan y en algunos casos la frecuencia de paso de bola no se presenta.

Los daños en las pistas interiores y exteriores tienen la tendencia de comportarse en forma similar, excepto que la amplitud de un daño en la pista interior es mucho menor que el de la pista exterior.

Daños en las bolas o rodillos.

Cuando una bola o rodillo está dañado, se genera una frecuencia de giro de la bola, esta puede aparecer en el espectro como un pico de banda angosta o como una suma o diferencia de frecuencia, cuando más de una bola o rodamiento está dañado, se puede generar la suma de la frecuencia de giro de la bola. El número de sumas es igual al número de bolas o rodillos dañados.



La frecuencia de giro de la bola podrá generarse si la caja está rota o suelta y si las bolas están cargadas axialmente contra la caja, normalmente los daños en las bolas o rodillos van acompañados por daños en la pista interior y/o en la pista exterior

La fórmula para el cálculo de la frecuencia de giro de bola es

$$FB = \frac{D}{2d} VG \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \phi \right)^2 \right]$$

Daños en la caja.

La caja puede causar constantes corrimientos de frecuencia, cuando la caja está rota o floja ocurrirá un corrimiento de frecuencias junto con un ruido interno, el valor de esta frecuencia es de aproximadamente el 40% de la velocidad de giro, un valor más exacto puede obtenerse por medio de la siguiente fórmula.

$$FC = \frac{N}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \phi \right)$$

Para la determinación de las frecuencias mencionadas los parámetros son los siguientes

- N = Número de bolas o rodillos
- VG = Velocidad de Giro
- d = Diámetro de la bola o rodillo
- D = Diámetro entre bolas o rodillos
- ϕ = Ángulo de contacto



Lubricación inadecuada.

El espectro generado por una lubricación inadecuada en las chumaceras, se caracteriza por tres o cuatro picos en el intervalo de frecuencia de 900 a 1600 Hz. La diferencia de los picos es de 80 a 130 Hz. Algunos espectros en chumaceras con adecuada lubricación contienen estas componentes de frecuencia, sólo que su amplitud es baja. Una pronta lubricación puede reducir la amplitud a un nivel normal, evitando que la parte pudiera dañarse.

2.8 REMOLINO DE ACEITE

Un problema que se asocia con los cojinetes lubricados, es el movimiento giratorio del aceite, este tipo de vibración se presenta únicamente en los equipos con cojinetes lubricados a presión que trabajan a velocidades relativamente altas.

Bajo condiciones de trabajo normal, el eje de una máquina, girará en una posición excéntrica tolerable con respecto al centro del cojinete, recoge aceite en forma de cuña para producir una película y envolver la superficie de la flecha. Si la excentricidad del eje dentro del cojinete, aumenta alterando su posición de equilibrio, entrará más aceite en seguida hasta llenar el espacio que deja el eje, aumentando la presión en el cojinete, esta fuerza adicional desarrollada por la película de aceite puede obligar al eje a dar vueltas excéntricas alterando la posición equilibrada. llamándole a este fenómeno remolino de aceite, figura 2.4

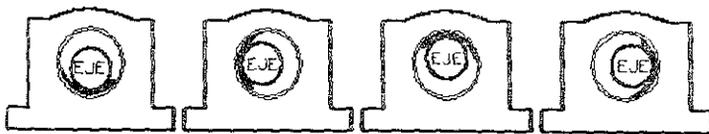


Figura 2 4. Si la excentricidad del eje aumenta, se altera su posición de equilibrio obligando a éste a trasladarse dentro del cojinete, provocando el fenómeno llamado remolino de aceite

En un principio el movimiento giratorio del aceite se le atribuía a la construcción incorrecta del cojinete, pero existen otras causas como: claros incorrectos (desgaste excesivo del cojinete), deflexión inicial del rotor, fuerzas de precarga, excentricidad de la flecha, propiedades del aceite (viscosidad), etc. Cuando se presenta el remolino de aceite se puede algunas veces aplicar un correctivo temporal, cambiando la temperatura del lubricante, aumentar la carga sobre el cojinete, introduciendo un leve desbalanceo o desalineamiento. Otro aspecto importante son las chumaceras, existen algunas configuraciones especiales de chumaceras destinadas a reducir la posibilidad del remolino de aceite, como son las chumaceras con ranurado axial, de lóbulos, zapatas basculantes, etc.

En un espectro en frecuencia podemos observar este fenómeno que se presenta entre el 42% y 48% de la velocidad de giro de la máquina (0.42N al 0.48N), con un nivel de vibración alto en la dirección radial.

En este mismo problema, cuando la frecuencia coincide con alguna resonancia en balanceo (velocidad crítica), el fenómeno se hace más severo denominándose chicoteo de aceite, el cual puede tener resultados catastróficos, ya que al entrar en resonancia las vibraciones se amplifican.

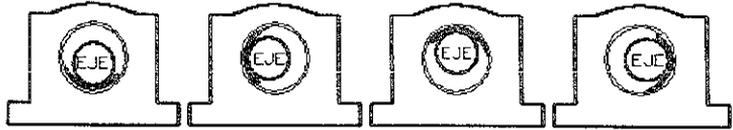


Figura 2.4. Si la excentricidad del eje aumenta, se altera su posición de equilibrio obligando a éste a trasladarse dentro del cojinete, provocando el fenómeno llamado remolino de aceite

En un principio el movimiento giratorio del aceite se le atribuía a la construcción incorrecta del cojinete, pero existen otras causas como: claros incorrectos (desgaste excesivo del cojinete), deflexión inicial del rotor, fuerzas de precarga, excentricidad de la flecha, propiedades del aceite (viscosidad), etc. Cuando se presenta el remolino de aceite se puede algunas veces aplicar un correctivo temporal, cambiando la temperatura del lubricante, aumentar la carga sobre el cojinete, introduciendo un leve desbalanceo o desalineamiento. Otro aspecto importante son las chumaceras, existen algunas configuraciones especiales de chumaceras destinadas a reducir la posibilidad del remolino de aceite, como son las chumaceras con ranurado axial, de lóbulos, zapatas basculantes, etc.

En un espectro en frecuencia podemos observar este fenómeno que se presenta entre el 42% y 48% de la velocidad de giro de la máquina (0.42N al 0.48N), con un nivel de vibración alto en la dirección radial.

En este mismo problema, cuando la frecuencia coincide con alguna resonancia en balanceo (velocidad crítica), el fenómeno se hace más severo denominándose chicoteo de aceite, el cual puede tener resultados catastróficos, ya que al entrar en resonancia las vibraciones se amplifican.



Cuando el golpeteo del fluido se observa en un osciloscopio, la órbita generada mostrará dos puntos brillantes, observados por el sensor de fase, figura 2.5, girando lentamente al mismo tiempo que la rotación de la máquina, indicando que la frecuencia subsíncrona es menor al 50% de la velocidad de giro. Si los puntos permanecieran estáticos, entonces, la frecuencia sería exactamente la mitad de la velocidad de giro (50%), denotando otro tipo de problema.

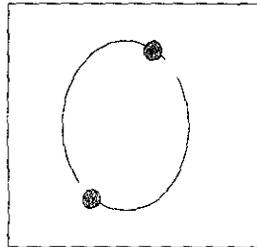


Figura 2.5 Órbita que se genera, en un osciloscopio, cuando se presenta un problema de remolino de aceite

A continuación se presenta una tabla de diagnóstico, donde se mencionan los problemas de vibración más comunes en turbomaquinaria, y su forma de identificarlos, en base a sus frecuencias características



Tabla Diagnóstico de fallas más comunes en Turbomaquinaria

TABLA DE DIAGNOSTICO			
FALLA	FRECUENCIA DE VIBRACION	DIRECCION	CARACTERISTICAS
DESBALANCEO	1XRPM	RADIAL	Se detecta por un alto nivel de vibración, en dirección radial, a la velocidad de giro.
DESALINEAMIENTO	1XRPM 2XRPM	AXIAL RADIAL	Se detecta por un alto nivel de vibración en dirección axial o radial a 1 y 2 veces la velocidad de giro Generada por desalineamiento angular, paralelo o ambos
RESONANCIA	1XRPM O ARMONICAS ALTAS	RADIAL	Se detecta por un nivel alto de vibración a la frecuencia de giro o sus armónicas, cambiando drásticamente con un pequeño cambio de velocidad
ROZAMIENTO	1/2, 1/3, 1/4, 1/5, X RPM	RADIAL	Se detecta por alto nivel de vibración a frecuencias submúltiplos enteros de la de giro



FALLA	FRECUENCIA DE VIBRACION	DIRECCION	CARACTERISTICAS
ENGRANES	FRECUENCIA DE ENGRANES	RADIAL AXIAL	Se caracteriza por alto nivel de vibración a frecuencia de engranes con modulación de bandas laterales
ALABES	FRECUENCIA DE PASO DE ALABES	RADIAL AXIAL	Se caracteriza por alto nivel de vibración a paso de álabes con bandas laterales y armónicas del paso de álabes con bandas laterales.
BALEROS	FRECUENCIA DE PASO DE BALEROS	RADIAL	Se caracteriza por alto nivel de vibración a frecuencias generadas por las pistas, la caja y elementos rodantes de los baleros
REMOLINO DE ACEITE	0.42-0.48 X RPM	RADIAL	Se caracteriza por un alto nivel de vibración en los cojinetes de deslizamiento a frecuencias entre 42 y 48 % de la velocidad de giro. Cuando coincide con alguna velocidad crítica el fenómeno se agudiza denominándose chicoteo de aceite.

CAPITULO III

EQUIPO DE REGISTRO Y MEDICION

Para realizar un estudio de vibración se requiere de dos funciones principales, la primera es la adquisición de la información y la segunda es el análisis de ella. La adquisición de la información es la función más crítica, ya que todas las decisiones subsecuentes estarán basadas en estos datos. Por lo cual es necesario contar con el equipo adecuado y en condiciones de funcionamiento óptimas.

En años anteriores los equipos utilizados eran muy voluminosos y pesados, por lo que su transportación hacia las zonas de trabajo resultaba muy problemática, en la actualidad la tecnología, en este aspecto ha avanzado bastante, y ahora tenemos equipos pequeños, que superan las características de los anteriores, con fácil transportación y manejo.

El equipo necesario para registrar y analizar vibración consta de transductores de vibración, amplificadores de señal (en caso de ser requerido por el tipo de sensor), osciloscopio, filtros, grabadora, analizador de espectros y computadora.

Para la buena realización de un registro de vibración no solo es necesario tener en buen estado los equipos de medición, registro y análisis, si no que también se necesita, efectuar la verificación de la calibración de cada uno de ellos, en base al procedimiento recomendado por el fabricante. Además es de gran importancia tomar en cuenta la elección, colocación, fijación y protección de los sensores, etc. En el presente capítulo se hará mención de las principales características, utilidad y funcionamiento de estos equipos.



3.1 TRANSDUCTORES DE VIBRACION

El término transductor es aplicado a una amplia variedad de dispositivos que transforman los valores de las magnitudes físicas en señales eléctricas equivalentes. Comúnmente se habla de uno cuando se refiere a un detector propiamente

Transductor de vibración, se puede entonces definir como un dispositivo para convertir movimiento mecánico en una señal eléctrica, la cual puede ser convenientemente amplificada, grabada, exhibida y analizada.

Los transductores de vibración proporcionan información vital de la operación de la máquina y del comportamiento dinámico del equipo, estos sensores deben producir un cambio máximo de la señal de salida como resultado de un cambio mínimo en la condición de operación de la máquina

Por sus características de funcionamiento los transductores se pueden clasificar en dos tipos.

- 1 El primero se refiere al tipo de auto-generación, que genera una señal eléctrica de salida que es proporcional a la vibración mecánica, sin el uso de una energía externa o voltaje portador.
- 2 El otro tipo de detector es el que requiere una señal externa llamada voltaje portador o señal portadora. La señal portadora es modificada en cantidad por la vibración mecánica.

Por el parámetro que miden, existen tres tipos básicos de transductores o sensores de vibración



- a) Desplazamiento de no contacto estos sensores son utilizados para medir cambios de distancia existentes entre el sensor y el objeto observado, se expresan sus unidades generalmente en milésimas de pulgada ó micrones pico a pico
- b) Velocidad. esta clase de sensores son utilizados para medir la velocidad o cambios de velocidad de vibración de un sistema mecánico. La medición es de cero a pico y las unidades pulg / seg ó mm / seg
- c) Aceleración este tipo de sensores miden la aceleración que tiene la vibración mecánica La medición es de cero a pico y las unidades pies / seg², pulg / seg², metros / seg², ó más comúnmente en "g" (donde "g" es la aceleración de la gravedad = 32 17 pulg / seg² = 9,81 m / seg²)

3.2 TRANSDUCTORES DE DESPLAZAMIENTO DE NO-CONTACTO

Los sensores de no-contacto proporcionan una medición directa de la posición de la flecha o eje, dentro del claro libre de la chumacera o cojinete, con esta información podemos saber si el movimiento que tiene la flecha dentro de la chumacera o cojinete esta dentro de las tolerancias requeridas Tambien se utiliza para obtener la medicion del desplazamiento axial que existe en el eje, colocando el sensor en los extremos de la máquina

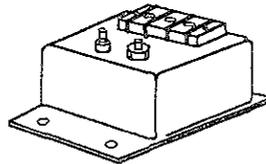
Este tipo de sensores son los que se utilizan generalmente para monitoreo permanente y protección contra alta vibración de la turbomaquinaria

Componentes

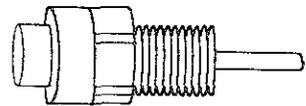
Este tipo de transductor tiene una bobina en la punta del sensor, donde termina su cuerpo de cerámica La bobina se encuentra protegida por una capa de resina epóxica y fibra de vidrio de aproximadamente de 0.01 pulg (0.25 mm) y no es visible.



El sensor se activa por medio de un voltaje de radio frecuencia (R.F.) generado por un excitador. El excitador es alimentado por una fuente de corriente directa. Las conexiones se realizan por medio de un cable coaxial., la figura 3.1 muestra los componentes principales.



EXCITADOR



SENSOR DE NO CONTACTO

Figura 3.1 Componentes principales de un transductor de desplazamiento

Operación básica

Con una fuente de poder se alimenta al excitador, el cual genera una señal de R F que se aplica a un sensor por medio de un cable coaxial. La bobina del transductor radia esta señal como un campo magnético. Si no existe un material conductor que intercepte el campo magnético, no hay pérdida de señal de R F.

Cuando el campo magnético del sensor se encuentra con un material conductor, una parte del campo magnético lo absorbe el material y a medida que la distancia entre el material y el sensor es menor, más energía pierde hasta que la distancia es aproximadamente 0.015 de pulg. (375 micrones), cuando la energía total del sensor la absorbe el material conductor.

La distancia de 0.015 de pulgada es típica para superficies de acero, y esta distancia varía según el material de que se trate.



Movimiento pico-pico y medidas promedio.

Si la superficie observada se encuentra en movimiento variando la distancia entre el sensor y el material conductor, la envolvente de R F no es constante, pues varía en forma directamente proporcional al movimiento pico-pico, observado en la superficie. La figura 3.2 ilustra el efecto del movimiento pico-pico sobre la envolvente de la señal de R F.

Usualmente la sensibilidad de los sensores de no contacto es de 200 milivolts por milésima de pulgada (mv/mils), esto quiere decir que por una variación de distancia de una milésima de pulgada se tendrá un aumento o disminución de 200 milivolts (aunque existen también de 50 y 100 mv/mils). Los tamaños o diámetros de la bobina, varían entre 5, 8 y 19 mm. Las distancias de separación (gap), medidas van de 0 a 280 mils, dependiendo del sensor utilizado.

La figura 3.2 ilustra una vibración de la flecha de 5 milésimas (mils) pico-pico, alrededor de una distancia de separación inicial de 50 mils., el voltaje promedio de corriente directa (C.D) permanece constante a 8 volts, para una distancia de 50 mils, pero el voltaje pico varía en 1 volts pico-pico en proporción directa a la vibración de la flecha.

Las gráficas de la figura 3.2 nos muestran que cuando la superficie observada está en movimiento, la señal de salida del excitador contiene dos informaciones:

1. Un voltaje de C D, que será la distancia promedio.
2. Un voltaje C A (corriente alterna), que será el movimiento dinámico.

El voltaje de C.D puede medirse directamente con un voltímetro e indica la distancia promedio de la superficie observada.

La componente de C A indica la variación del voltaje a ambos lados de la distancia promedio, esto es el movimiento dinámico de la superficie observada. Esta



componente contiene la información de la amplitud, frecuencia y fase de la vibración. La amplitud pico-pico es la distancia total a la cual está vibrando la flecha.

Esta señal de movimiento dinámico se puede usar para operar un número de unidades de medición o monitoreo, tales como monitores de vibración, filtros de sintonización, analizadores de espectros, osciloscopios, etc.

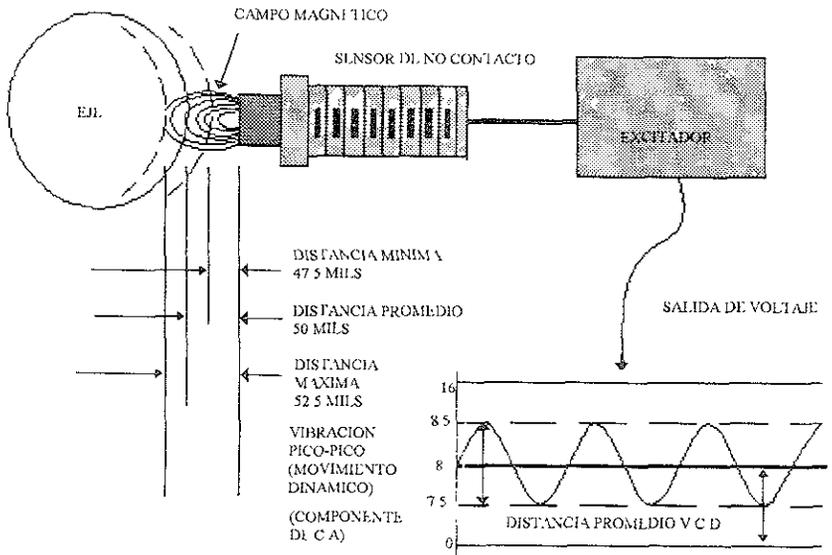


Figura 3.2 Funcionamiento de un transductor de desplazamiento



Efecto en los materiales observados.

La calibración del factor de escala de un sensor de no-contacto depende de la conductividad de la superficie observada. Los estándares indican que se calibran para observar el acero 4140, a menos que se especifique otro material.

La mayoría de los aceros tienen la misma o casi la misma conductividad y por lo tanto, el mismo factor de calibración. El uso de materiales con diferente conductividad tendrá distinta calibración con el proximito.

El cromo, cobre, aluminio, latón, titanio, Inconel y el acero inoxidable tienen más alta conductividad que los aceros de las series 4000 ó 1000. Los materiales de más alta conductividad consumen menos energía para una separación dada y producen un voltaje de salida mayor en el excitador.

El sensor de no-contacto no debe usarse en flechas de maquinaria recubiertas con cromo. El recubrimiento de cromo aumenta la calibración del factor de escala, originando lecturas más altas cuando no se calibra el excitador. La poca uniformidad del espesor del recubrimiento puede originar lecturas imprecisas y señal de vibración que pueden provocar confusión.

Efecto de la temperatura en el sensor de no-contacto.

La temperatura a la cual está expuesto el sensor afectará también los límites de operación, sin embargo en mucha menos intensidad que la diferencia en materiales.

Montaje

El sensor debe estar montado rigidamente para prevenirlo de vibrar, ya que esta vibración será registrada por el sensor y no es distinguible de la vibración de la superficie observada.



Cualquier metal o parte de un objeto metálico que se introduzca dentro del campo magnético, afectará la salida del sensor al absorber parte de la energía del campo. Por esta razón se debe tener cuidado de dejar una región libre de cualquier otro metal de un tamaño al menos igual al diámetro de la punta del sensor.

Ventajas

- 1 Tamaño pequeño
- 2 Baratos.
- 3 Pueden sentir movimiento de la flecha relativo al cojinete
- 4 Trabajan hasta 130°C satisfactoriamente
- 5 Respuesta en frecuencia desde 0 hasta 3 KHz
- 6 Proporcionan posición de la flecha en la chumacera, así como su órbita.
- 7 Proporciona señal para fase
- 8 Puede medir desplazamiento axial
- 9 La salida del excitador puede llevarse hasta 300 mV

Desventajas

- 1 Es susceptible a cambios en la superficie de la flecha
- 2 Sumergirlo en agua puede ser problemático.
- 3 Esta limitado en temperatura y frecuencia.
- 4 Requiere una fuente de poder para operar
- 5 Es susceptible a voltajes inducidos por otras fuentes

3.3 TRANSDUCTORES DE VELOCIDAD

Este sensor se utiliza para medir velocidad de vibración de un sistema. Fue el primer transductor en emplearse en monitoreo para maquinaria rotatoria



También se puede obtener el desplazamiento, por medio de un integrador

Construcción

La masa del sistema consiste de una bobina de alambre muy fino, soportada por resortes. En la caja del captador se tiene fijo un imán permanente el cual genera un campo magnético. Las frecuencias de vibración que se miden con este transductor, deberán ser mayores que la frecuencia natural del conjunto masa-resorte. Usualmente, los resortes que soportan la masa tienen un grado muy bajo de rigidez para que su frecuencia natural del conjunto masa-resorte sea lo más baja posible.

La figura 3.3, muestra un dibujo esquemático de un sensor de velocidad y sus partes principales.

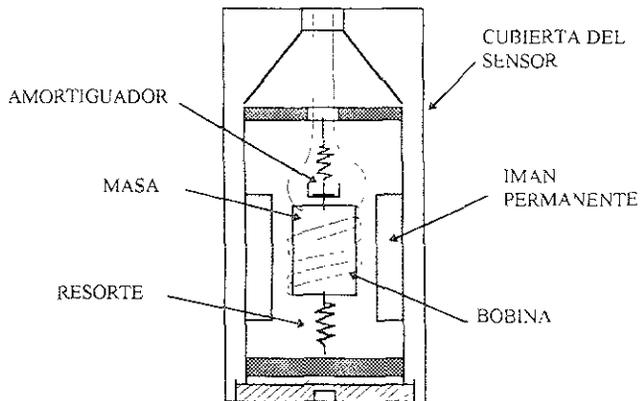


Figura 3.3 Partes principales de un transductor de velocidad



Principio de operación.

Un campo magnético constante, debido al imán, se genera al rededor de la bobina y cuando el imán se mueve debido a la vibración, la bobina se mueve a través del campo magnético e induce un voltaje en el conductor. La cantidad de voltaje generado en la bobina es directamente proporcional a la velocidad relativa entre la bobina y el campo magnético, de aquí el nombre del sensor de velocidad. En la figura 3.4 se aprecia este principio.

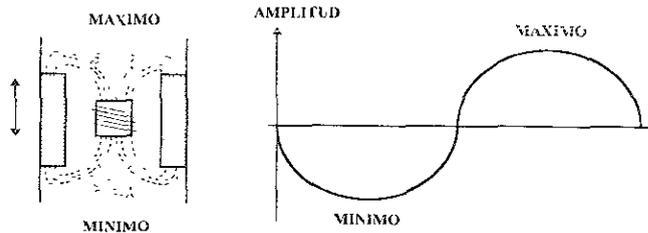


Figura 3.4 Movimiento relativo entre la bobina y el campo magnético

Respuesta del sensor de velocidad

Como se mencionó en un principio, se requiere que tenga una frecuencia natural lo más bajo posible y que su amortiguamiento sea el adecuado para que el nivel de salida sea apreciable. Generalmente la respuesta del sensor va desde 10 Hz hasta 1500 Hz, pero dependiendo del tamaño del sensor puede haber otros que tengan una respuesta de frecuencia mayor.



Montaje del Captador.

Hay varios métodos para montar el sensor de velocidad, y las lecturas proporcionadas por cada uno serán reales solo dentro de la gama de frecuencias respectivas.

a) Montaje por espárrago (10 - 1500 Hz)

Es el mejor y más seguro método. Se fija a la superficie por medio de un espárrago roscado. Se deben tomar precauciones en su montaje, ya que la cara del captador debe hacer contacto pleno con la superficie.

b) Montaje manual sin sonda (10 - 1000 Hz)

El sostenerlo directamente con la mano es adecuado para la mayoría de las mediciones. La superficie debe ser razonablemente plana, ya que si ésta es curva o irregular cualquier inestabilidad de la mano dará lecturas erróneas.

Solo debe ejercerse la presión necesaria para que el sensor no camine por la superficie, si se siente un cosquilleo se debe presionar más ya que esto indica la presencia de componentes de alta frecuencia.

c) Montaje con porta-captador magnético (10 - 600 Hz)

El uso de un imán es adecuado para lecturas que lleven tiempo. La superficie de montaje debe estar más o menos lisa y limpia, ya que de lo contrario disminuye la fuerza de agarre del imán y por lo tanto su frecuencia máxima.



d) Montaje manual con sondas: 8 cm. (10 - 300 Hz), 23 cm. (10 - 250 Hz)

Permite alcanzar puntos muy retirados y ayuda a colocar el sensor sobre sitios muy específicos de la máquina

Ventajas

- 1 Nivel alto de señal
- 2 Voltaje autogenerado.
- 3 Estable entre 30 - 250 °C
4. Construcción robusta.
- 5 Se puede montar en cualquier posición
- 6 Respuesta transversal menor a 5% a 1KHz

Desventajas

- 1 Pesado y de gran tamaño.
- 2 La señal decae exponencialmente abajo de 10 Hz
- 3 Costoso.
4. Se degrada con el uso

3.4 TRANSDUCTORES DE ACELERACION

Actualmente el sensor de aceleración con mejores características es el del tipo piezoeléctrico. En la figura 3 5 se aprecia la construcción de un acelerómetro

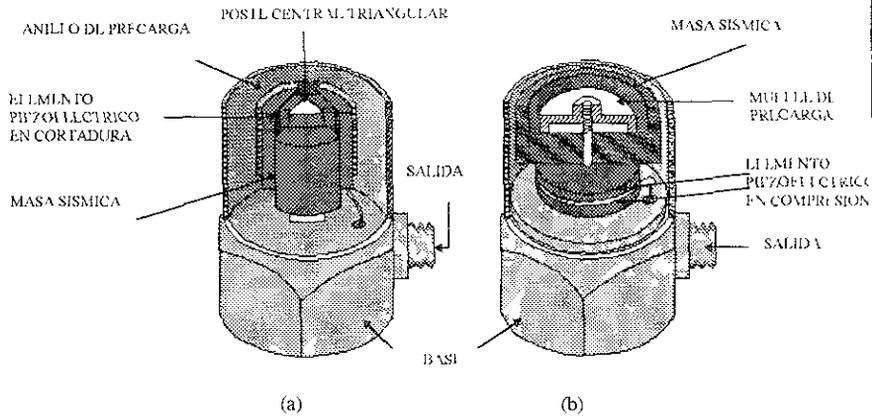


Figura 3.5 Partes principales de un transductor de aceleración, (a) tipo cortadura, (b) tipo compresión

Construcción y Principio de Operación

El transductor consiste en dos discos piezoelectricos, sobre los cuales se coloca una masa conocida. Cuando el acelerómetro se somete a vibración, la masa ejerce una fuerza sobre los discos piezoelectricos, esta fuerza es directamente proporcional a la aceleración de la masa, y a causa del efecto piezoelectrico se desarrollará un potencial variable a través de los discos proporcional a la aceleración de la vibración.

Existen dos tipos de construcción ordinariamente de acelerómetros

- 1 Tipo Cortadura (figura 3.5a). en que la masa ejerce una fuerza de cortadura sobre el elemento activo
- 2 Tipo Compresión (figura 3.5b). en que la masa ejerce una fuerza de compresión sobre el elemento activo.



Respuesta del sensor de aceleración

Usualmente la respuesta de estos sensores es del orden de 2 Hz a 100 KHz, dependiendo el límite superior de la frecuencia natural del acelerómetro. La curva de respuesta de un acelerómetro depende también de la capacitancia de su cable de conexión y la temperatura ambiental

Tipos de acelerómetros

La mayoría de fabricantes tienen una extensa variedad en tamaños de acelerómetros que, al principio, puede parecer que dificulta su selección, para evitar estas confusiones es necesario saber que equipo dinámico o estructura se va analizar, existen tres tipos de acelerómetros con las siguientes características

Tipos Miniatura	
Sensitividad	0.05 a 0.3 pC/ms ⁻²
Peso	0.4 a 2 gramos
Rango de frecuencia	1 a 25,000 Hz
Tipos de Aplicación General (Medianos)	
Sensitividad	1 a 10 pC/ms ⁻²
Peso	10 a 50 gramos
Rango de frecuencia	1 a 12,000 Hz
Otros Tipos (Grandes)	
Se optimizan para otras aplicaciones especiales:	
- medida simultánea en tres ejes perpendiculares entre sí.	
- altas temperaturas.	
- niveles de vibración muy bajos	
- choques de nivel muy altos (1,000 Km/s ² = 100,000 g).	
- calibración por comparación de otros acelerómetros	
- monitoreo permanente de las vibraciones en maquinaria rotatoria.	



Características de los acelerómetros (sensitividad, masa y gama dinámica).

La sensitividad es la característica que se suele considerar en primer lugar. En principio, convendría un elevado nivel de salida, pero hay que llegar a concientizar que las altas sensitividades implican elementos activos grandes y así, conjuntos grandes y pesados.

La masa del acelerómetro tiene importancia al medir en elementos ligeros, porque puede alterar mucho los niveles y las frecuencias en el punto de medida. En general, la masa del acelerómetro no debe ser superior a 1/10 de la masa dinámica de la pieza en que se monte. Cuando se quieran medir niveles normalmente altos o bajos se debe atender a la gama dinámica del acelerómetro.

El límite superior viene fijado por la resistencia estructural del acelerómetro. Un acelerómetro típico de aplicación general es lineal hasta 50000 a 100000 m/s^2 , que es del orden de los choques mecánicos. Un acelerómetro diseñado para medir choques mecánicos puede ser lineal hasta 1000 Km/s^2 (100000 g).

Cuando la amplitud de vibración detectada es muy baja, el acelerómetro se puede acondicionar con un amplificador, el cual amplificará la señal para poder observarla mejor. Los acelerómetros más usados para registros de vibración son:

- 1 Unidireccional
- 2 Triaxial

El acelerómetro unidireccional detectará las vibraciones en una sola dirección o eje, lo que constituye una limitante contra el triaxial, el cual lo hace simultáneamente en los tres ejes.



7. Se necesita acondicionar la impedancia

COMENTARIOS

En base a las características descritas podemos decir:

1. Los sensores de desplazamiento son para trabajar en rangos de frecuencias bajas, los de velocidad en frecuencias intermedias y los de aceleración para frecuencias altas
2. Por sus cualidades, los sensores de desplazamiento son los, que generalmente se usan para protección permanente de sistemas de maquinaria. Los sensores de velocidad se utilizan para protección permanente, aunque con menor frecuencia y en casos muy especiales, ya que estos sensores su uso no es muy confiable para ciertos sistemas de monitoreo
3. Los acelerómetros piezoeléctricos son grandes auxiliares para encontrar averías o mal funcionamiento en elementos que generan frecuencias altas, por ejemplo, engranes, discos, álabes en turbinas, impulsores, etc
4. Para llevar a cabo un estudio exhaustivo de un sistema, es recomendable hacer el análisis de cada rango de frecuencias con su sensor respectivo, ya que los síntomas conducen a las causas en función de su frecuencia.
5. Cuando por medio de integradores se obtiene velocidad y desplazamiento de la señal de aceleración o se obtiene desplazamiento de la señal de velocidad, se recomienda:
 - Considerar las características de respuesta de los integradores.



- Tener presente que en la practica la señal de los sensores de vibración que se desean integrar no son senoidales puras, por tal razón, las velocidades y los desplazamientos obtenidos por integración son únicamente para dar una idea de orden que tienen, ya que no pueden ser tomadas como los equivalentes exactos de la aceleración o de la velocidad real

3.5 PREAMPLIFICADORES

La carga directa de la salida de un acelerómetro piezoeléctrico, incluso con altas impedancias, puede reducir considerablemente la sensibilidad del mismo y limitar su respuesta en frecuencia. Para minimizar estos efectos se utiliza un preamplificador de vibración el cual convierte una salida de impedancia alta, en una salida de impedancia adecuada para una transmisión directa para medir y analizar instrumentalmente.

Además de la conversión de impedancias, la mayor parte de los preamplificadores ofrecen otras capacidades para acondicionar la señal, como son

- 1 Una ganancia (amplificación o atenuación) variable calibrada para llevar la señal a un nivel adecuado.
2. Integradores, para transformar las señales proporcionales a la aceleración en otras de velocidad o desplazamiento.
- 3 Filtros, para limitar la respuesta en frecuencia por ambos extremos, para evitar interferencias de ruido eléctrico o las señales fuera de la zona lineal de la gama de frecuencia del acelerómetro.
- 4 Otras características, tales como indicador de sobrecarga, oscilador de referencia e indicador del estado de la batería

Existen dos tipos básicos de preamplificadores los cuales pueden ser usados con acelerómetros piezo-eléctricos



- A Preamplificadores de carga estos producen un voltaje de salida proporcional a la carga de entrada
- B Preamplificadores de voltaje estos producen un voltaje de salida proporcional al voltaje de entrada.

Los preamplificadores de carga son usados generalmente, la ventaja de estos es que se pueden utilizar cables muy cortos o muy largos sin que halla cambios en la sensibilidad del sistema Sin embargo, cuando un preamplificador de voltaje es utilizado, cuando se realice un cambio en la longitud del cable será necesario una recalibración de la sensibilidad del sistema

3.6 OSCILOSCOPIO

El osciloscopio, es un instrumento para la medición de voltajes Además, puede mostrar las señales de voltaje en su pantalla como funciones del tiempo El osciloscopio es un medio conveniente de comparar frecuencias de señales mediante las figuras de Lissajous. Las dos frecuencias se aplican en las entradas del osciloscopio, una en la entrada horizontal y otra en la entrada vertical Si las dos frecuencias de entrada son las mismas aparece una elipse en la pantalla del osciloscopio

Situando convenientemente a los captadores antes mencionados, sean estos de contacto o de no contacto e instalados en la flecha o en algunos de los apoyos, y conectados a los filtros adecuados, las señales entonces se alimentarán a la entrada de un osciloscopio.

Ya dentro del osciloscopio la señal de voltaje de los transductores se convertira en una imagen real del modo de orbitación de la flecha o en forma senoidal como funciones del tiempo. Esto es, se habrán de conectar sensores tanto en el eje



horizontal como en el eje vertical para de este modo generar la imagen en dos dimensiones

Aprovechando la escala del osciloscopio se puede aplicar o reducir convenientemente la señal para así poder evaluar cuantitativamente el desplazamiento de la flecha dentro de la chumacera

También se pueden obtener datos útiles como la frecuencia de vibración exacta y de ahí derivar otras magnitudes, constitutivas todas del análisis dinámico completo.

3.7 FILTROS ANALIZADORES

Existen, para el análisis de vibración una serie de filtros, de los cuales vamos ahora a tratar los de uso más difundido, los pasa-bajos , pasa-altos y pasa banda en cuanto a las frecuencias que discriminan como se ilustra en la figura 3.6.

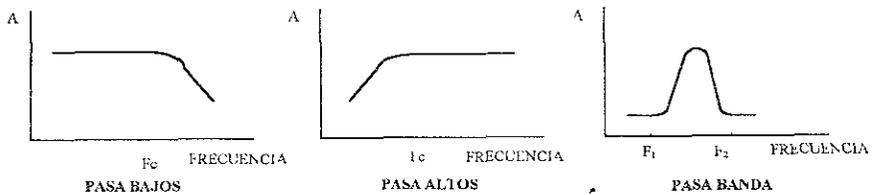


Figura 3.6 Filtros para corte de frecuencia

Un filtro pasa bajos permite la transmisión de señales con frecuencias abajo de un cierto valor de corte, con o ninguna atenuación, en tanto que un filtro pasa altos permite la transmisión de señales con frecuencias arriba de un valor de corte. El filtro pasa banda permite la transmisión de señales con frecuencia dentro de ciertos



márgenes o banda, en tanto atenúa las señales con frecuencia tanto arriba como abajo de los límites de banda

3.8 ANALIZADOR DE ESPECTROS TRF.

Existen varios tipos de procesadores de señal y estos trabajan bajo el mismo principio, convierten la señal de salida de un transductor a un formato más entendible.

Una forma de observar la vibración es tener la señal en tiempo, desplegada o mostrada en un osciloscopio, otra forma de observarla en forma más práctica es en el dominio de la frecuencia

El mostrar la señal de vibración en el dominio de la frecuencia es una de las herramientas más poderosas en el monitoreo de vibración

Todos los diagnósticos de máquinas e instrumentos de mantenimiento predictivo muestran la vibración en el dominio de la frecuencia

El matemático francés J B Fourier descubrió que las señales armónicas complejas pueden ser divididas en series de ondas senoidales simples. Las ondas senoidales individuales generalmente tienen diferentes amplitudes y frecuencias, cuando las ondas senoidales son combinadas o sumadas, la señal compleja es reconstruida

El analizador de espectros toma una forma de onda compleja, proveniente de un transductor, calcula la serie de ondas senoidales discretas que componen la señal compleja y muestra las amplitudes de las ondas senoidales en el eje de la frecuencia, esto lo podemos observar en la figura 3.7.

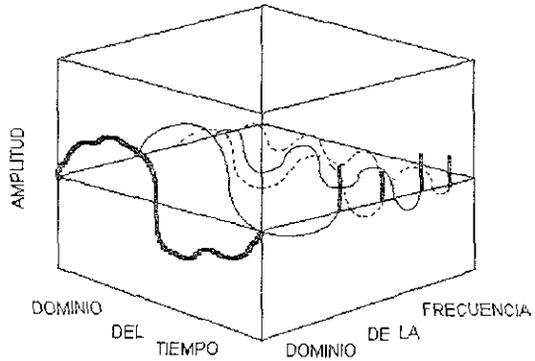


Figura 3.7 Gráfica que muestra las formas en que se puede observar la vibración

Utilizando la teoría de Fourier, para esta transformación, se ha creado recientemente un algoritmo con técnicas digitales modernas para realizar una Transformada Rápida de Fourier (T R F)

El analizador de espectros, como el que se ilustra en la figura 3.8, es un equipo para calcular eficientemente un estimado de espectro de frecuencia de una forma de onda digitalizada usando métodos digitales.

Proporciona alta resolución y análisis en ancho de banda constante sobre una gama de frecuencia grande

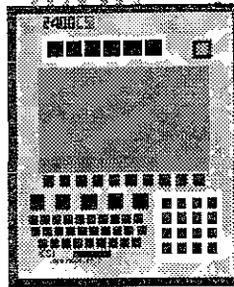


Figura 3.8 Analizador de espectros

Para producir un espectro en un analizador T.R.F. hay siete pasos esenciales

- 1 Entrada
- 2 Acondicionamiento
- 3 Muestreo
- 4 Digitalización
- 5 Tratamiento
- 6 Cálculo
- 7 Desplegado

1 Entrada

Recibe una señal eléctrica, la cual representa algún parámetro físico, usualmente la salida de un sistema o transductor

2 Acondicionamiento

Da la ganancia apropiada para el nivel óptimo requerido para el convertidor analógico a digital.



3 Muestreo

Basado en la gama de frecuencias requerida, muestrea la señal de entrada
Produce una serie de muestras determinada por la resolución requerida

4 Digitalización

Divide la amplitud de entrada en un número finito de etapas y cada vez que una muestra es adquirida representa su tamaño por el valor de la etapa más cercana. Esto produce un bloque de datos de tiempo de muestras digitalizadas.

5 Tratamiento

El proceso T.R.F trata cada bloque de datos como si fuera un periodo de una señal periódica

6 Cálculo

Utiliza el proceso T R F para calcular un grupo finito de componentes en frecuencia (líneas), que dan un estimado de las amplitudes de los espectros de frecuencia real de las señales.

7 Desplegado

Proporciona un despliegue del espectro calculado.

Para la selección de un analizador de espectros se deben tomar en cuenta los siguientes puntos

- Número de canales de entrada
- Gama de frecuencia de análisis.
- Velocidad de procesamiento
- Resolución
- Gama dinámica



- Capacidad de memoria
- Reducción de datos: zoom
- Despliegue lineal o logarítmico,
- Integración, derivación
- Promedios.
- Forma de onda.
- Programas de análisis.

3.9 GRABADORA

Las señales captadas por los sensores de vibración pueden ser almacenadas en grabadoras de cinta magnética para su posterior reproducción y análisis.

La grabación multicanal preservará la relación de tiempo y fase de varias señales

Las técnicas de grabación más empleadas son grabación directa y grabación en frecuencia modulada; las grabadoras portátiles más usuales son de cuatro canales, con dos velocidades de grabación (38 y 380 mm/seg) con cintas magnéticas de 6 mm en carretes de 178 mts

Cada canal debe proporcionar baja distorsión, alta linealidad y bajo ruido, la gama dinámica será mayor a 40 dB

Las grabadoras deben operar bajo severas condiciones ambientales y proporcionar altas relaciones señal a ruido

La gama de frecuencia de grabación va de 0 a 20 KHz en frecuencia modulada y de 30 Hz a 50 KHz en grabación directa.



3.10 COMPUTADORA

Actualmente existen analizadores de vibración que se complementan con programas de computadora, en los cuales la información obtenida o capturada en los analizadores, es descargada a estos programas, con lo cual se pueden realizar estudios complementarios, almacenar los registros para llevar una tendencia de vibración de los equipos, elaboración de los reportes de los estudios de vibración, procesamiento de la información para ser estudiada u observada en otro formato o en otros programas

CAPITULO IV

TECNICAS DE ANÁLISIS DE VIBRACION

El diagnóstico de los problemas o fallas en equipo rotatorio requiere del análisis detallado de la señal de vibración, utilizando para ello todos los recursos disponibles para este propósito. Para esto se cuenta con varias técnicas de análisis, que nos ayudarán a determinar con gran exactitud las causas de la vibración y por consiguiente la solución del problema.

Las técnicas de análisis de vibración para evaluar el comportamiento dinámico de maquinaria rotatoria, son herramientas de gran importancia en la solución de los problemas dinámicos que presentan las máquinas.

Entre más herramientas de análisis se utilicen más certero será el diagnóstico del problema. Cuando un problema comienza a ser manifestado deben acortarse los intervalos entre registros, realizando mayor número de análisis de tal manera que el problema puede definirse y las acciones correctivas sean las adecuadas.

Entre las técnicas de análisis más importantes que pueden ser utilizadas están

Análisis Espectral.

Análisis Orbital.

Análisis de posicionamiento

Análisis de Bode.

Análisis de Cascada.



4.1 ANÁLISIS ESPECTRAL

Es posiblemente la técnica más valiosa para diagnosticar fallas en equipo rotatorio consiste en que las señales de forma de onda complejas, proporcionadas por los sensores de vibración, se pueden descomponer por series de Fourier en componentes en el dominio de la frecuencia para una mejor evaluación dinámica.

Un análisis de vibración en el dominio del tiempo esta limitado a formas de onda simples, ya que para formas de onda complejas solo obtendríamos la amplitud de la vibración en determinado tiempo de todo el sistema en general. Esta señal de vibración tendrá una amplitud igual a la suma de las amplitudes de vibración de los distintos componentes del sistema.

Por lo general lo que se pretende con un análisis de vibración es saber que componente esta fallando o bien de que forma esta alterando al sistema. Como cada componente manifestará problemas a distintas frecuencias, necesitamos conocer la magnitud de la vibración y la frecuencia a la que se presenta en un sistema complejo, para así determinar cual componente está creando el problema.

El análisis espectral permite identificar en forma rápida que componentes en frecuencia contribuyen en mayor grado a la vibración para relacionarlas con partes de la maquinaria.

La comparación de registros periódicos de espectros son una indicación precisa y objetiva del estado de la maquina ya que fácilmente se aprecia la aparición de picos a frecuencias que en un principio no existían o bien en qué porcentaje se han incrementado los picos existentes.

Siguiendo la tendencia de las amplitudes se puede hacer una evaluación aproximada del tiempo en que se llegará a una condición de peligro para asegurar el rango de confiabilidad y así planear un paro del equipo para un mantenimiento adecuado.



El análisis armónico de señales de vibración proporciona la capacidad de evaluar problemas existentes a bajas frecuencias así como predecir fallas potenciales las cuales se manifiestan a frecuencias altas.

Problemas en engranes, rodamientos, y excitaciones dinámicas de partes rotantes y estacionarias tales como toberas, álabes, fatiga de estas partes y roce entre ellas o con carcasa, muchas veces se manifiestan en una representación espectral en su región de alta frecuencia antes de que se manifieste un incremento de la amplitud a bajas frecuencias.

La instrumentación requerida para efectuar este análisis en una forma práctica, es aquella que involucra la técnica de filtros de barrido o analizador de tiempo real (TRF). En la figura 4.1 podemos observar un espectro tomado por un analizador de tiempo real.

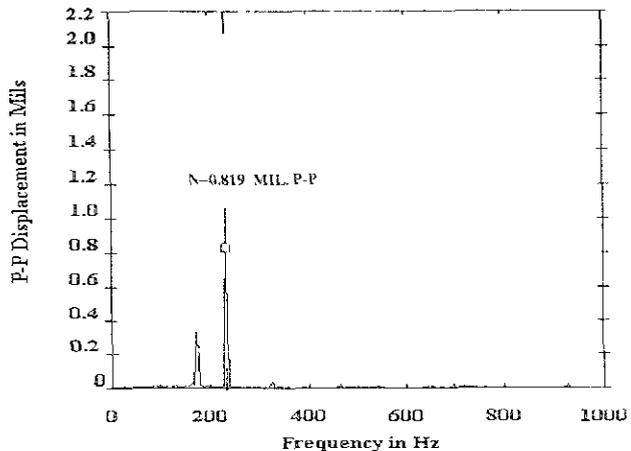


Figura 4.1 Espectro tomado por un analizador de tiempo real



4.2 ANÁLISIS ORBITAL

Cuando se habla de los sensores de no contacto, se menciona que estos nos proporcionan las siguientes componentes:

Una señal de corriente alterna (C.A.) correspondiente al movimiento dinámico de la flecha

Una señal de corriente directa (C.D.) proporcional a la posición promedio de la flecha, relativa al montaje del sensor

La componente C. A. de la señal del transductor es una forma de onda periódica, cada una de las probetas colocadas ortogonalmente produce una forma de onda y estas señales de vibración son procesadas individualmente. Estas señales son generadas en un lugar específico del rotor, y la suma del movimiento registrado en el plano por las dos probetas montadas ortogonalmente (configuración x y, separadas 90°) representa la orbitación o sea el desplazamiento pico-pico de la flecha en su respectivo plano angular y se grafican como amplitud contra amplitud, figura 4.2

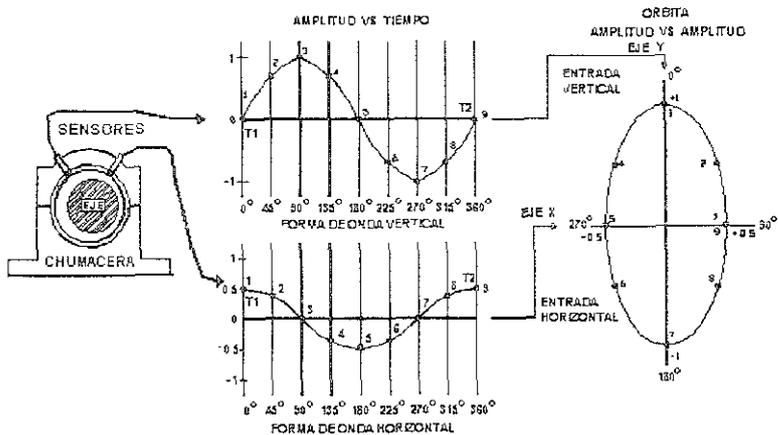


Figura 4.2 Generación de la órbita por medio de los transductores de desplazamiento



Una órbita se genera al juntar las formas de onda x - y por lo que el elemento tiempo se elimina, dejando la componente de la amplitud x contra la componente de la amplitud y , graficadas en un sistema de coordenadas cartesianas o polares

Las formas de onda y las presentaciones orbitales pueden fácilmente mostrarse en un osciloscopio de dos canales. En su modo orbital, el osciloscopio sitúa las señales vertical (y) y horizontal (x) a lo largo de su respectivo eje para crear un patrón de amplitud contra amplitud, la forma en que esto se realiza es por medio de las siguientes ecuaciones

$$x(r,\theta)_{\text{eje horizontal}} = r \cos(\theta) \dots \dots \dots 1$$

$$y(r,\theta)_{\text{eje vertical}} = r \text{ sen}(\theta) \dots \dots \dots 2$$

donde $\theta = \omega t$ (ω = frecuencia rotacional del rotor, t = tiempo), representa una revolución de la flecha en radianes y r es la amplitud lateral de la flecha.

Un patrón orbital, como el del osciloscopio, es simplemente un punto de luz moviéndose rápidamente de tal forma que se ve como una línea continua en la pantalla. Este punto móvil representa el movimiento de la línea central de la flecha, como es visto por las probetas. La órbita es la trayectoria del punto alto del rotor con respecto a la posición lateral de las probetas.

Para realizar un análisis orbital más completo, es importante que el osciloscopio tenga un tercer canal ("z"), para una señal de entrada de fase (keyphasor). Esta señal se obtiene con un sensor óptico "viendo" una muesca o cinta reflejante sobre el eje el cual proporciona un pulso de voltaje una vez por revolución. El pulso del keyphasor, cuando se conecta a la entrada de intensidad "z" del osciloscopio, intensifica el punto de luz en el instante de tiempo cuando la muesca o cinta (una por revolución) pasa por la probeta del keyphasor. Por lo tanto el punto del keyphasor en la órbita o forma de onda representa la localización de la línea



central de la flecha en el punto alto en el instante en que éste está enfrente de la probeta del keyphasor

La órbita es una representación directa del movimiento de la flecha dentro del claro libre de la chumacera, este análisis indica no sólo amplitud pico-pico, sino que proporciona también información importante de la fase y nos pueden proporcionar diagnósticos tales como:

- Desalineamientos
- Rozamientos
- Inestabilidades
- Desbalanceos
- Elementos flojos

4.3 ANALISIS DE POSICIONAMIENTO.

La componente de C.D. nos proporciona la posición promedio de la flecha con respecto al componente estacionario en la máquina o sea la chumacera, donde está montada la probeta o sensor. Esto nos muestra los desplazamientos del eje del rotor hacia la pared interior de la chumacera, a este tipo de estudio se le ha dado en llamar análisis de posicionamiento de la flecha

La variación del voltaje de C.D. es generado por el cambio de distancia causado por el movimiento del rotor bajo diferentes condiciones de operación. Para obtener con precisión datos de la línea central de la flecha, que permitan realizar un análisis de posicionamiento de la flecha, los cambios de voltaje deberán tener como referencia un voltaje de abertura (gap) inicial.

Esta referencia se obtiene generalmente con el rotor en posición estática, en esta condición el rotor se supone que está en reposo en la parte inferior de la chumacera, por lo tanto, todos los voltajes subsecuentes (gap) se referirán con respecto a esta posición inicial



Cuando la velocidad de la máquina se incrementa durante la puesta en marcha, la medición del cambio de voltaje (gap) de las probetas (sensores) indicará el desplazamiento de la flecha desde su posición de reposo hasta la velocidad de operación, así la posición del rotor dentro de la chumacera se identifica fácilmente, la figura 4.3 ilustra este concepto.

Analizando la posición promedio de la flecha dentro del claro diametral conocido de la chumacera, se tiene información importante con respecto al alineamiento, condición de la chumacera, espesor de película de aceite y carga radial de la flecha.

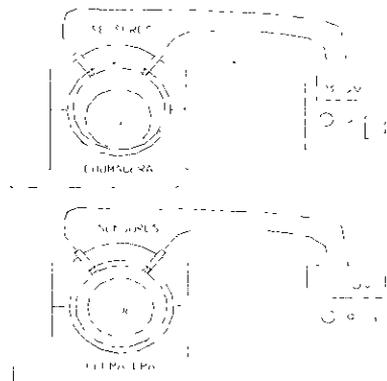


Figura 4.3 Posición del eje dentro de la chumacera

4.4 ANALISIS DE BODE.

Es una representación en forma cartesiano del comportamiento del vector de vibración a la frecuencia de giro o dicho de otra manera es un registro de la respuesta del rotor al desbalanceo, en este análisis tres mediciones son necesarias amplitud en desplazamiento, velocidad del rotor y fase



En realidad son dos gráficos cartesianos separados, uno de amplitud contra velocidad de giro y otro de fase contra velocidad de giro, tal como se ilustra en la figura 4.4.

La información contenida incluye la localización de las resonancias de balanceo (velocidades críticas), identificación del punto pesado y punto alto y factor de amplificación del sistema.

Algunos aspectos importantes en el análisis de Bode son los siguientes

El comportamiento de la fase contra las RPM, se grafica en la parte superior mostrando el cambio de la fase de arriba hacia abajo.

El comportamiento de la amplitud contra las rpm. Se grafica en la parte inferior. Identificar la relación entre punto alto y punto pesado en la gráfica completa de cambio de fase

Para este tipo de análisis es necesario la señal de un sensor de desplazamiento filtrada a la frecuencia de giro además de un sensor de fase.

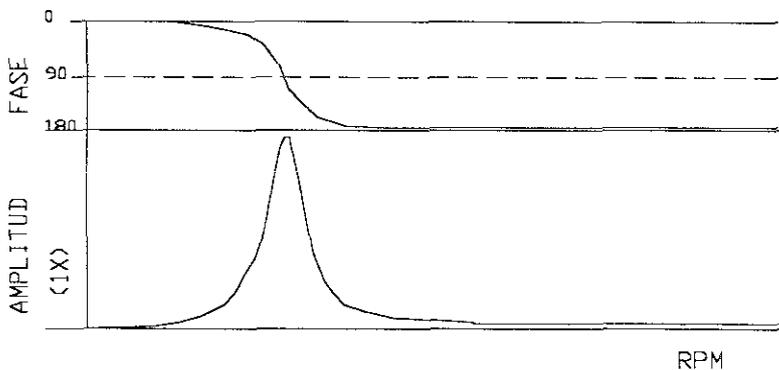


Figura 4.4 Gráfica de Bode



4.5 ANÁLISIS DE CASCADA.

Consiste de una serie de espectros adquiridos con un mismo sensor a diferentes velocidades de rotación y donde el eje X representa la frecuencia de vibración, el eje Y representa amplitud de vibración y los espectros se muestran para las diferentes velocidades incrementándose a lo largo del eje Y, tal como se ilustra en la figura 4.5.

Se gráfica el contenido de frecuencias como una función del cambio de velocidad del rotor. El intervalo al cual un nuevo espectro es capturado y desplegado puede estar en función ya sea del tiempo o bien de la velocidad de la máquina

Proporciona gran información en cuanto al contenido espectral de la señal de vibración, se utiliza para observar los cambios en la frecuencia de vibración al variar la velocidad del rotor, presentando un examen inmediato de las componentes sincronas, sub y supersíncronas.

Este tipo de análisis se realiza principalmente con sensores de desplazamiento, sin embargo, también resulta adecuado para sensores de velocidad y aceleración

Se obtiene midiendo las amplitudes de las componentes del espectro de vibración con un sensor de desplazamiento y la velocidad de giro con un sensor de fase

Esta técnica es para recoger y representar datos espectrales en continuo. De este modo, se pueden capturar arranques y paradas de máquina que serán representados mediante gráficos de cascada de espectros. Así, el gráfico de cascada representa un conjunto de espectros que han sido recogidos en un intervalo de tiempo. Este tipo de gráficos es de gran utilidad en la localización de frecuencias de resonancia, ya que éstas son excitadas al variar la velocidad de la máquina, ciertos tipos de problemas tales como inestabilidad hidrodinámicas y roces pueden detectarse en este análisis

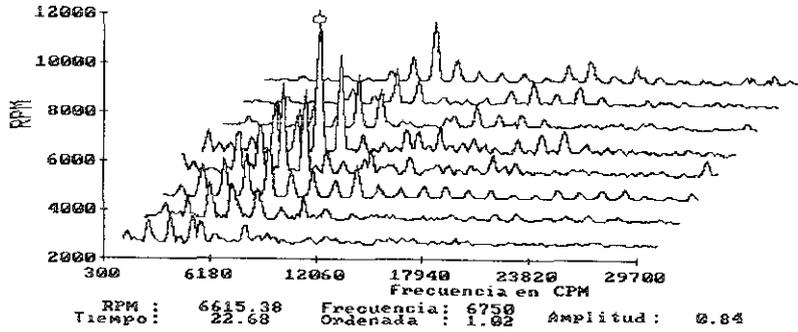


Figura 4.5 Espectro de cascada

ESTE LIBRO
SALIE DE LA BIBLIOTECA

CAPITULO V

APLICACIONES PRACTICAS

Nuestras aplicaciones están dirigidas principalmente a la turbomaquinaria, esto incluye turbinas de gas y vapor, compresores centrífugos y axiales, bombas y generadores eléctricos, no obstante los problemas más comunes por causa de la vibración en turbomaquinaria como son desbalanceo, desalineamiento y resonancia, son los mismos que en otros equipos rotatorios

Una de las características que tiene la turbomaquinaria es que el equipo rotatorio gira suavemente y a grandes velocidades, por lo cual el equipo es ligero y de baja rigidez, esto conlleva a que los efectos de vibración pueden producir daños irreparables debido a la alta velocidad de operación y la construcción ligera

La turbomaquinaria opera frecuentemente arriba de la primera velocidad crítica y en algunas ocasiones entre la segunda y tercera crítica en estas velocidades de operación los rotores son llamados rotores flexibles. Los cojinetes y sistemas de lubricación son mucho más importantes en estas altas velocidades para proveer amortiguamiento y limitar la vibración.

Para efecto de protección, monitoreo, registro y análisis de vibración en la turbomaquinaria es necesario que los equipos estén instrumentados y se coloquen los sensores de vibración en zonas que proporcionen la mayor información posible. A continuación se mencionan cuales son los lugares donde normalmente se colocan los sensores según la medición realizada y cual es el tipo de transductor más adecuado para ello



5.1 COLOCACION DE SENSORES

Vibración radial

- Dos sensores de desplazamiento serán colocados en cada cojinete o chumacera hidrodinámica radial. La separación de los dos sensores en cada cojinete será de $90^\circ \pm 5^\circ$, los sensores serán montados a 45° de cada lado de la línea central vertical, ver figura 5.1, y estarán colocados dentro de la caja de alojamiento de la chumacera

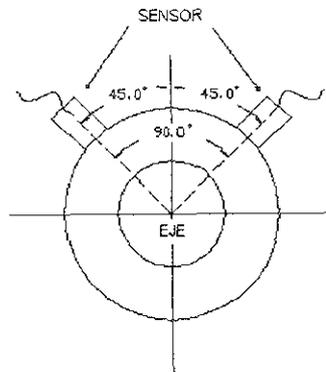


Figura 5.1 Posición de los sensores de desplazamiento

Estos sensores van conectados a un monitor de vibración de dos canales, con los cuales podemos obtener la medición de la amplitud de vibración radial total así como realizar análisis ya sea de orbitación, espectral, etc

- Para chumaceras de rodamientos es necesario utilizar un sensor de aceleración (acelerómetro) montado en cada alojamiento de la chumacera de rodamientos, para medir la vibración radial, la vibración de paso de baleros y la vibración que



tienen las máquinas con soportes relativamente flexibles. El sensor será conectado a un monitor de aceleración con integración a desplazamiento.

- También es necesario tener un acelerómetro montado en la carcasa o cajas de engranes para medir frecuencias altas, relacionadas con álabes o el engranaje. Los sensores van conectados a un monitor de aceleración.

Vibración axial

- Dos sensores de desplazamiento serán colocados, uno observando un collar de empuje y el otro observando la parte final del eje. Para cada carcasa o equipo (turbina, compresor, etc.), la medición de la vibración axial es necesario para impedir fallas en las chumaceras de empuje y movimientos anormales en la flecha en dirección axial, la salida o señal de estos sensores serán conectados a un monitor de posición axial.

Fase

- Un sensor de no contacto montado en la flecha observando un orificio o un cuñero, el pulso generado debe utilizarse para determinar el ángulo de fase y la velocidad de rotación. Esto se hará para cada equipo, siempre y cuando se tengan diferentes velocidades de operación por ejemplo donde haya incrementadores o reductores. Estos sensores van conectados a un sensor de fase y velocidad.

Otros parámetros que deben ser monitoreados son los de temperatura de chumaceras, del aceite de lubricación y del ambiente.

La figura 5.2, nos muestra la instrumentación básica, con sensores de desplazamiento y fase, para un sistema turbina-incrementador-compresor, donde



- 1-8-15 Primera posición del sensor de desplazamiento axial.
- 2-9-16 Segunda posición del sensor de desplazamiento axial
- 3-4-6-11-13-14 Sensores de desplazamiento radial (en las direcciones x-y para cada uno).
- 5-7-10-12 Sensores de fase
- R Cojinete radial.
- E Cojinete de empuje

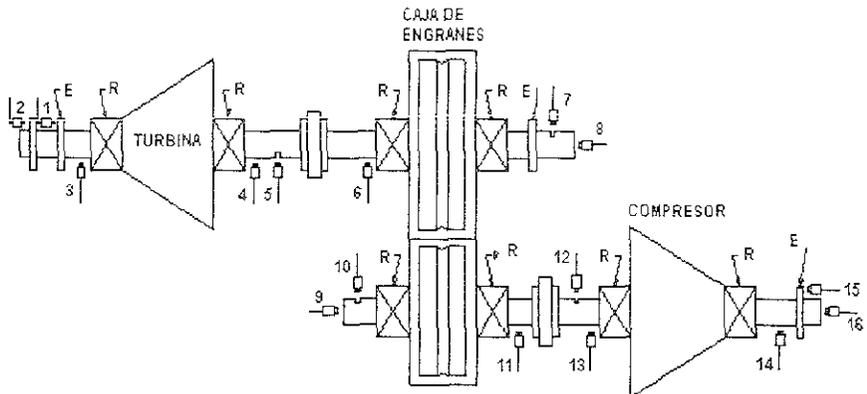


Figura 5.2. Instrumentación básica con sensores de desplazamiento y fase

5.2 LIMITES DE VIBRACION

Para valorar el estado de una máquina, es necesario establecer niveles permisibles de vibración. No hay especificaciones absolutas de tolerancias o límites para una máquina dada. La mayoría de los fabricantes fijan algún límite de vibración en el montaje de la maquinaria. Sin embargo hay tantas variables que afectan el nivel final de vibración de una máquina ya colocada que es imposible aplicar el mismo



criterio que se uso en la fabricación, la experiencia puede determinar el verdadero límite de vibración de una máquina

Así como los fabricantes establecen límites de vibración para sus equipos, también los hay de sociedades técnicas o en otros casos, numerosos autores han sugerido límites de vibración para diversos tipos de maquinaria, basados principalmente en interpretaciones objetivas de muchos años de experiencia, plasmadas en una serie de gráficas, las cuales son útiles como guías, pero no necesariamente establecen los límites, porque cada caso tiene sus propias características ya que, por ejemplo, existen muchos equipos en operación que exceden estos límites de vibración, pero continúan operando satisfactoriamente con un nivel de vibración alto, pero constante

Hay varias maneras de determinar los niveles de vibración aceptables. La primera, es monitorear cada componente durante un gran periodo de tiempo y en base a su comportamiento dinámico establecer los límites de vibración permisibles. Una segunda manera es comparar los niveles entre máquinas idénticas operando a las mismas condiciones. Aunque ya se mencionó que su comportamiento puede ser diferente, esta comparación podría servir como base para iniciar un programa de mantenimiento

Una tercera posibilidad y la más común es comparar los niveles de vibración con algún nomograma, carta de tolerancia o una norma. Posteriormente una vez que se obtenga experiencia y se acumula información estos valores podrán ser modificados para ser utilizados en forma individual por máquina

Las guías básicas de límites de vibración para fabricantes de motores son los límites de pruebas de balanceo normas MG-1-12.05 y MG-1-20.52 de la Asociación Nacional de Fabricantes Electricos (NEMA), y para las condiciones de prueba las normas MG-1-12.06 y MG-1-20.53. Estos límites se aplican a mediciones de vibración en las cajas de las chumaceras.



Para una prueba de aceptación de maquinaria son utilizadas las normas del Instituto Americano del Petróleo, siendo sus siglas en inglés (API), entre ellas tenemos la API-610 (bombas centrífugas), API-612 (turbinas de vapor), API-613 (engranes), API-617 (compresores centrífugos) y API-616 (turbinas de gas), donde especifican los niveles máximos permisibles durante la prueba.

Por ejemplo, el párrafo 2 7.2.5 del API-616, indica que durante la prueba en taller, la máquina ensamblada, operando a la velocidad máxima continua o cualquier otra velocidad de operación especificada, la amplitud pico-pico en cualquier plano medido (x-y) y relativo a cada chumacera radial no excederá el siguiente valor, o 2 0 milésimas (50 micrones), el que sea menor

Nivel máximo permisible = Amplitud pico-pico, incluyendo mal acabado (runout) (mils) sin filtrar.

$$= \text{vibración} + \text{runout}$$

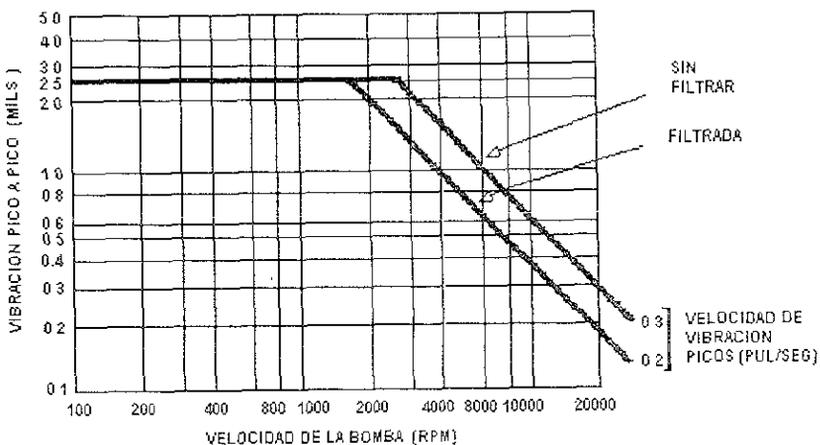
$$= \sqrt{\frac{12000}{N_{mc}}} + 0.25 \sqrt{\frac{12000}{N_{mc}}}$$

Donde

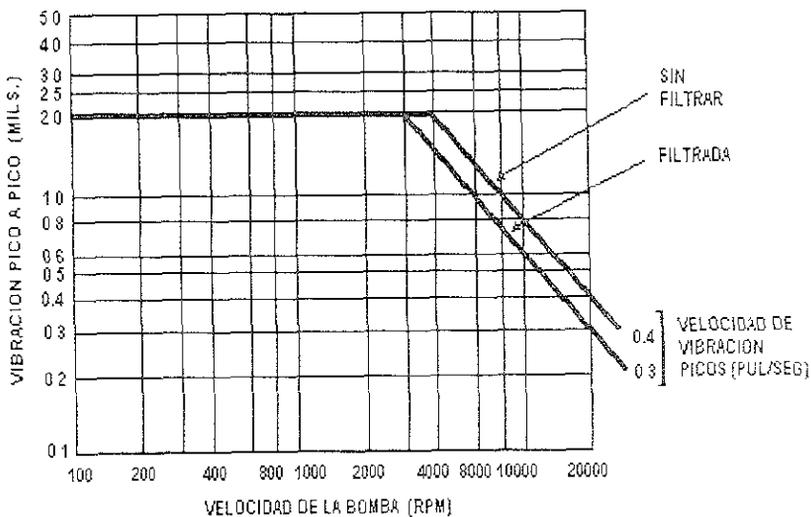
N_{mc} = Velocidad máxima continua

Para bombas centrífugas la vibración permisible en las chumacera de rodamientos y de deslizamiento se basa en la velocidad de operación, como lo muestra la gráfica 5 3.

En el anexo, se presenta una serie de gráficas que muestran los límites de vibración para diferentes equipos y tuberías, editadas por diferentes fabricantes, asociaciones o institutos



LIMITES DE VIBRACION PARA COJINETES ANTIFRICCION



LIMITES DE VIBRACION PARA COJINETES DE DESLIZAMIENTO

Figura 5.3 Límites de vibración para bombas centrífugas (API 610)



DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DE CADA MAQUINA Y SU NIVEL NORMAL DE VIBRACION

Siendo que inicialmente las condiciones de una máquina son desconocidas, será necesario medir las amplitudes de vibración de ésta y comparar los resultados de las lecturas con los niveles aceptables preestablecidos de vibración en maquinaria.

Se inicia tomando mediciones de vibración sin filtrar o totales en dirección horizontal, vertical y axial, en cada una de las chumaceras de la máquina. Si el conjunto no tiene problemas, se encontrará un nivel bajo de vibración en todos los puntos de medición.

Si las lecturas totales medidas son bajas, indicativo que la máquina se encuentra razonablemente en buenas condiciones de operación, tan solo se registran las lecturas, estos valores servirán como base de información de la máquina.

Si las lecturas totales de vibración son consideradas altas o excesivas, indicando que hay algún problema mecánico existente, deberá efectuarse un completo análisis de vibración.

Es importante realizar un registro del equipo en condiciones óptimas, ya sea en el arranque, recién instalado o después de un mantenimiento o reparación general, a este registro lo denominamos "Firma del equipo", y el propósito es determinar las frecuencias y amplitudes de vibración que se consideran normales las cuales nos servirán como base para la comparación con los análisis posteriores.



**EQUIPO: MODULO DE COMPRESION
GENERADOR DE GASES GENERAL ELECTRIC (LM2500), 28000 HP,9000 RPM
TURBINA DE POTENCIA INGERSOLLRAND GT61
INCREMENTADOR PHILADELPHIA
DOS COMPRESORES INGERSOLLRAND TIPO MTGB-742 Y MTGB-733
REDUCTOR PHILADELPHIA
GENERADOR ELECTRICO IEM, 600 KW, 3 FASES, 4 POLOS, 60 HZ, 440 V, FP 0.8**

La turbina de gas, consta de un compresor de aire, una turbina de alta presión y una turbina de potencia que gira a 4800 rpm (80 0 Hz) al 100% de carga.

La caja incrementadora se encarga de incrementar la velocidad que proporciona la turbina de potencia , para poder manejar el tren de compresores. La característica de los engranes son

Engrane	No. de dientes	Frecuencia de giro (Hz.)	Frecuencia de paso de dientes (Hz)
Principal	98	80 0	7840
Piñón	65	120.6	7840

El análisis de vibración de esta caja incrementadora realizado a frecuencias bajas con los sensores propios de la máquina no reveló algún comportamiento anormal. Sin embargo el análisis a frecuencias altas con instrumentación portátil mostró niveles de vibración altos principalmente en el piñón (puntos 5 y 6 de la figura 5.4)

En la figura 5.5 podemos observar el espectro de la señal registrada, se nota una amplitud de vibración muy grande de 60 0 g a frecuencia de paso de dientes de engranes, (esto es la frecuencia de giro, 118 7 Hz, multiplicada por el número de dientes del piñón, 65, lo cual da una frecuencia de 7700 Hz.) Lo anterior es indicativo de que existen problemas de engranaje.



Las recomendaciones que se dan son revisar claros y juegos entre engranes del incrementador de velocidad así como el estado físico de los mismos.

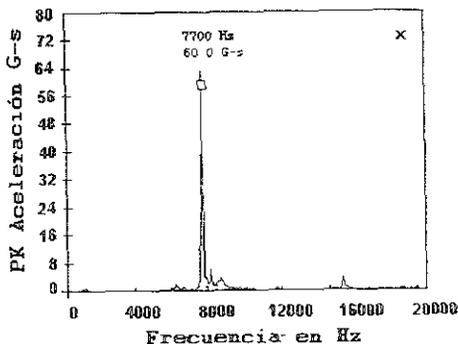


Figura 5 5 Espectro de vibración que muestra un problema de engranaje

Durante la inspección de esta máquina se encontró aceite con sedimentos y sucio, así como dientes de engrane negros muy quemados por carbón de aceite. Posiblemente la degradación del aceite o bien la utilización de aceite con características diferentes ocasionaron una lubricación inadecuada, con el consiguiente mal engranaje. De haber continuado operando en esta condición anormal habría ocasionado daños severos no solo a los engranes sino que también a las chumaceras.

Después de haberse corregido este problema, se realizó un nuevo registro de vibración, figura 5 6, en la cual se observa que el problema que se presentaba de mal engranaje se había solucionado, ya que este espectro muestra niveles muy bajos de vibración, estando dentro de los niveles permisibles para este equipo establecidos en 8 0 g.



Este es un claro ejemplo de que para realizar un diagnóstico adecuado es necesario analizar el contenido espectral tanto a frecuencias bajas como a frecuencias altas utilizando diferentes tipos de sensores. Problemas potenciales son primeramente detectados en alta frecuencia mucho tiempo antes de que el problema desarrolle vibración de baja frecuencia detectable por los sistemas de protección permanente.

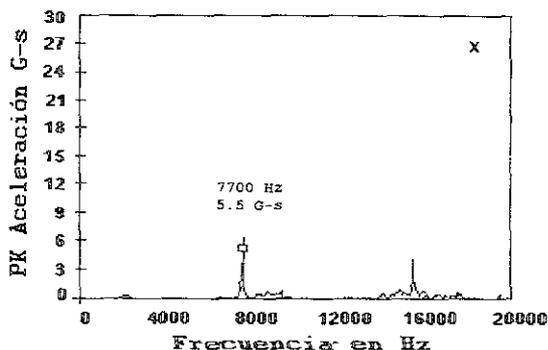


Figura 5.6 Espectro de vibración que muestra un buen engranaje

CASO 2

El siguiente caso se refiere a una turbobomba, como la ilustrada en la figura 5.7, la cual se utiliza para bombear petróleo crudo, la periodicidad de los registros de vibración es de cada tres meses, analizando 5 puntos, esta turbobomba tiene las siguientes características:

EQUIPO: TURBOBOMBA
TURBINA DE GAS RUSTON, MARK-TA 1750,1830 HP,12000 RPM
BOMBA CENTRIFUGA UNITED MSD-D, 6x11 WMSMDM,
1603 GPM, 3400 RPM



La turbina de gas consta de un compresor de aire, una turbina de alta presión y una turbina de potencia. La turbina de potencia gira a una velocidad de 6000 rpm (100 Hz) al 100%, proporcionando el movimiento impulsor a una caja de engranes, la cual tiene la función de reducir la velocidad para poder manejar la bomba centrífuga.

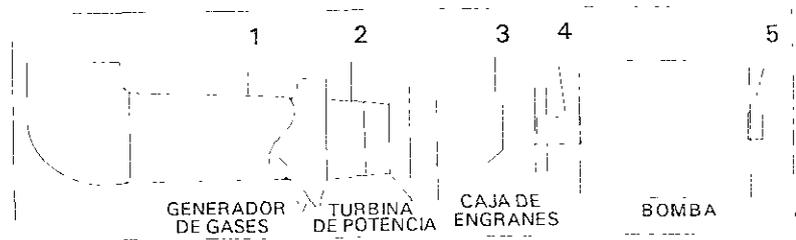


Figura 5.7 Componentes principales de una turbobomba

La caja de engranes reduce la velocidad de entrada de 6000 rpm a 3390 rpm (56.5 Hz), consta de los siguientes engranes.

Engrane	No. de dientes	Frec. de giro (Hz)	Frec. de paso de dientes (Hz)
Pinón	74	100	7400
Intermedio	134	56.2	7400
Rueda	131	56.5	7400

En el análisis espectral a frecuencias altas realizado en el reductor de velocidad, (punto 3 de la figura 5.7), muestra a la frecuencia de 6500 Hz, en las direcciones *x-y* amplitudes de vibración bastante grandes, como se ilustra en la figura 5.8, lo cual significa que existen problemas en el engranaje. El registro se realizó estando la máquina funcionando a un 87.5 % de carga.



El análisis espectral realizado a frecuencias bajas a la bomba y el reductor de velocidad (puntos 3 y 4 de la figura 5.7), nos muestran el fenómeno de desalineamiento paralelo, como puede observarse en la figura 5.9, el espectro en la dirección *x* muestra como la segunda armónica de la velocidad de giro es más grande que ésta, el espectro en la dirección *z* corrobora este tipo de problema. Por medio del análisis de vibración efectuado podemos observar que existe un desalineamiento entre la bomba y el reductor, detectado a frecuencias bajas el cual ha provocado un mal engranaje, detectado a frecuencias altas.

Las recomendaciones que se hacen para la corrección de este problema es alineamiento del reductor y bomba, revisión de los engranes de la caja reductora (claros y juego entre dientes), lubricación y calidad del aceite así como revisión de las chumaceras de la bomba, ya que el desalineamiento pudo haberlas dañado.

Este es otro ejemplo claro de como el análisis de vibración debe realizarse cubriendo toda la gama de frecuencias para detectar fallas en los equipos antes de que se produzcan daños graves.

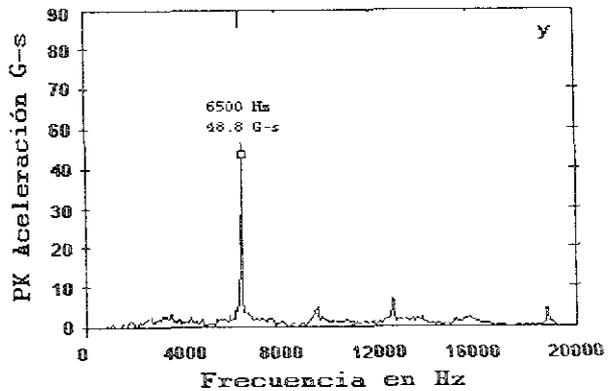
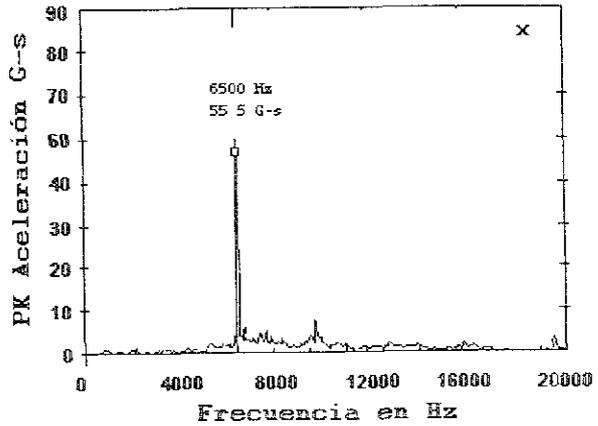


Figura 5.8 Espectros de vibración a altas frecuencias, en las direcciones x-y, que muestran problemas en los engranes

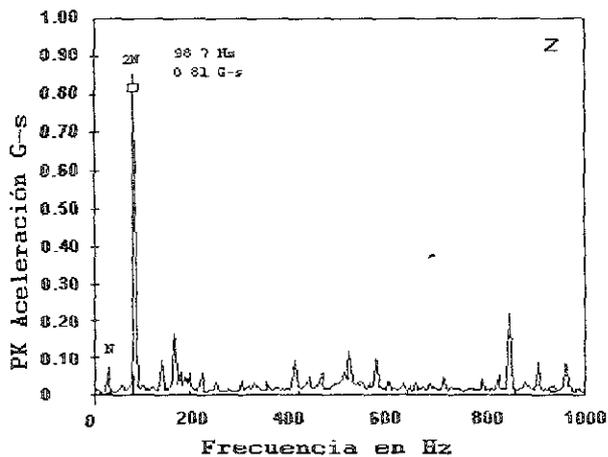
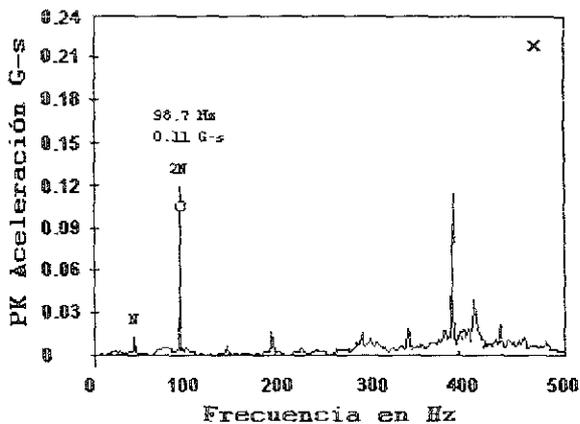


Figura 5.9 Espectros de vibración a bajas frecuencias, en las direcciones x-z, que muestran el problema de desalineamiento



5.4 MANTENIMIENTO

El diagnóstico de fallas en turbomaquinaria por medio del análisis de vibraciones, tiene la característica de detectar fallas incipientes en los equipos antes de que se manifiesten problemas que causen daños graves, detecta problemas existentes que estén dañando parte del equipo, y puede detectar problemas que estén ocasionando paros por alta vibración o fallas en el sistema de protección contra alta vibración

Por lo cual el análisis de vibración viene a formar parte del mantenimiento y para que se aproveche al máximo ésta herramienta de trabajo, debe considerarse como base de los programas de mantenimiento predictivo, en los cual los registros de vibración serán periódicos, para poder llevar la tendencia de la vibración de cada uno de los equipos involucrados

El mantenimiento puede definirse como todas las actividades desarrolladas con el fin de conservar las propiedades físicas de una empresa en condiciones de funcionamiento seguro, eficiente y económico. Para la clasificación del mantenimiento podemos considerar, que consiste en tres grandes sistemas: mantenimiento correctivo, mantenimiento preventivo y mantenimiento predictivo.

MANTENIMIENTO CORRECTIVO - En este sistema de mantenimiento, la característica es la corrección de las fallas a medida que se van presentando, ya sea por síntomas claros y avanzados o por el paro del equipo, instalación etc. Este es el sistema de mantenimiento más generalizado, posiblemente por ser el que menos conocimientos y organización requiere, pero el menos requerido para un programa de mantenimiento de equipo rotatorio.

MANTENIMIENTO PREVENTIVO - Este mantenimiento está basado en las horas de operación y la vida útil estimada de los elementos mecánicos, por lo cual se lleva a cabo conforme a programas establecidos, sin embargo un equipo puede fallar antes de que alcance las horas estimadas de operación.



MANTENIMIENTO PREDICTIVO.- Este mantenimiento está basado en la detección de fallas antes de que sucedan; usando para ello instrumentos de diagnóstico y pruebas no destructivas. Existen a disposición de la industria en general, aparatos prácticos portátiles de rayos láser, rayos x, rayos gamma, ultrasonidos, campos magnéticos en fin, todos aquellos medios que permiten “ver” el interior y darnos información del material o equipo a inspeccionar y por lo tanto localizar hasta las fallas más pequeñas, tanto superficiales como internas, de tal manera que se cuente con una gran cantidad de datos reales del comportamiento dinámico del equipo y así poder garantizar el control de la calidad del proceso y decisión de las acciones correctivas, alcanzando con ello todas las considerables ventajas que dicho control se deriven. Por ejemplo en nuestro caso, en mantenimiento se pueden evitar paros costosos por fallas inspeccionando el 100% de lugares de posibles fallas y cambiando o reparando éstas

El mantenimiento predictivo se usa fundamentalmente en detectar una falla antes de que suceda, para dar tiempo a corregirla sin perjuicios a la producción, usando para ello instrumentos de diagnóstico y pruebas no destructivas.

La comparación de registros, dentro de un programa de mantenimiento predictivo, nos será de utilidad para llevar la tendencia de la vibración, la tendencia es un aspecto importante dentro de este programa, ya que nos sirve para determinar límites de vibración de los equipos y para efectuar paros programados para la realización de las reparaciones necesarias

CONCLUSIONES

Considero importante el hecho de que las vibraciones mecánicas nos puedan proporcionar información del estado que guarda un equipo rotatorio. Gracias a que las máquinas no son perfectas vibran, considerándose actualmente algo natural. Cuando esta vibración excede los niveles permisibles se puede pensar que están surgiendo problemas en el equipo, estas manifestaciones vibratorias nos indican que algo no está funcionando correctamente. Por medio de los análisis de vibraciones, estamos en la posibilidad de detectar estos cambios de vibración e identificar posibles fallas en los equipos.

Las grandes industrias que trabajan con equipo rotatorio, requieren que las pérdidas sean mínimas o que se puedan reducir lo más que se posible debido a los paros inesperados. Una forma de lograr lo anterior es mediante los programas de mantenimiento, dentro de este campo es muy importante que se considere la implementación de un programa de análisis de vibraciones, el cual coadyuvará a tener un mantenimiento más efectivo, logrando evitar grandes pérdidas entre ellas de producción y equipo, evitando también accidentes humanos. La implementación de un programa de análisis de vibraciones dependerá del tipo de producción, de los equipos utilizados, materiales que manejen, etc.

Los estudios de vibración no están limitados a formar parte de un programa, el cual para un mantenimiento sería lo ideal, pues también son utilizados en registros esporádicos a equipos que presentan problemas por alta vibración o que se disparen por esta causa, en la aceptación de equipo nuevo o equipo reparado, etc.

Los registros y análisis de vibraciones tampoco están limitados a la turbomáquinaria si no que se utiliza en equipos como motobombas, compresores recíprocos, ventiladores, lavadoras, etc., en general a todo equipo que vibre.



Los equipos utilizados en la industria son equipos que para su funcionamiento requieren de una excitación constante, como un motor o turbina, sin embargo existen casos donde las excitaciones no son de este tipo, si no excitaciones transitorias, como las ocasionadas por temblores que afectan las estructuras tales como edificios, torres, etc El estudio de los temblores es importante ya que por medio de un espectro de respuesta se puede relacionar la severidad de un temblor y por lo consiguiente obtener datos para un diseño sísmico

El análisis espectral tiene otro gran campo de aplicación y es dentro de los estudios sonoros Espectros de ruido pueden ser analizados para determinar las fuentes emisoras, detección de fallas en los equipo mecánicos, determinación de los niveles sonoros en áreas de trabajo etc

Como podemos observar el estudio o análisis de las vibraciones es un campo muy extenso e interesante, donde se puede incursionar y obtener buenos resultados, desafortunadamente actualmente no tiene mucha difusión, hay muy poca gente especializada, mas sin embargo es gente muy capaz y con una gran experiencia en esta área

Considero importante que se difunda esta especialidad tan interesante, que viene a proporcionar ahorros importantes a la industria en nuestro país



A N E X O

GRAFICAS

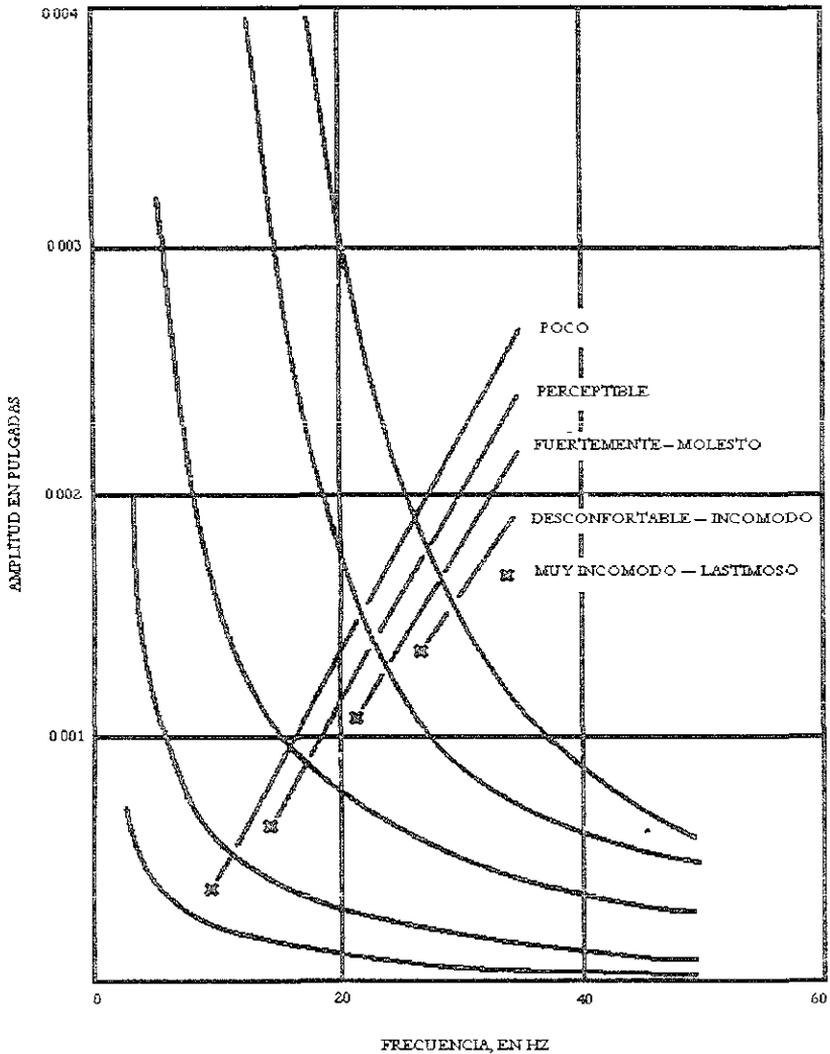
A-1.- Efecto de las amplitudes de vibración en las personas.

A-2.- Vibración en aceleración, carta de severidad general.

A-3.- Límites permisibles de vibración en sistemas de tuberías.

A-4.- Límites de vibración en la carcasa.

A-5.- Carta de severidad de vibraciones en carcasa o sobre tapa de rodamientos.

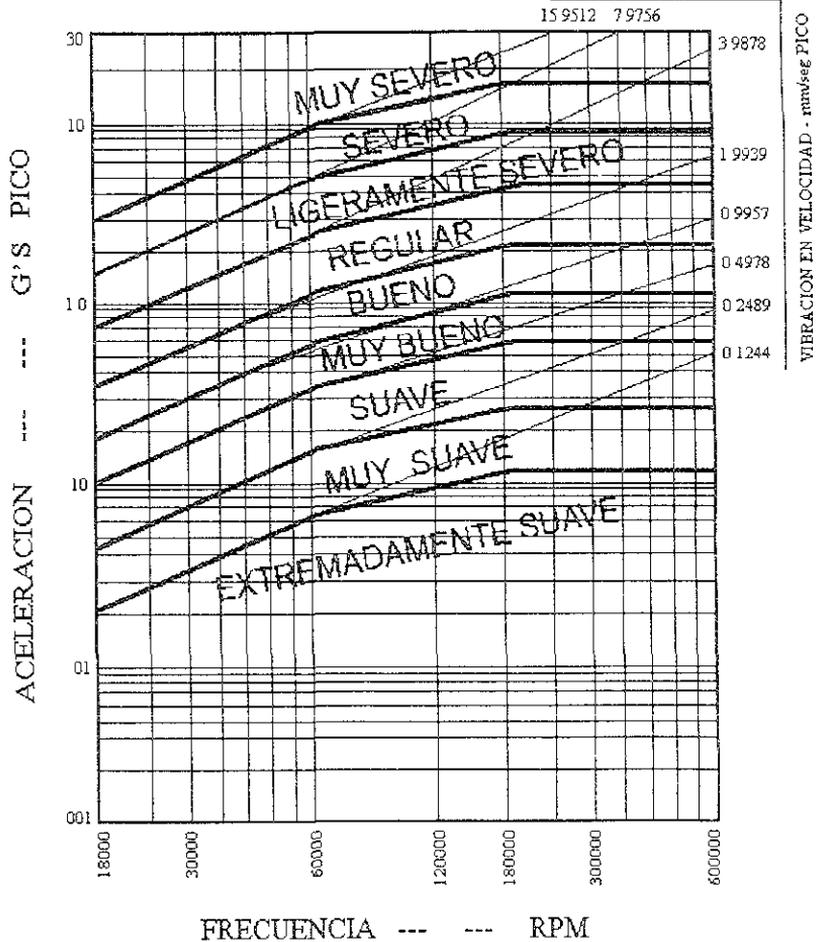


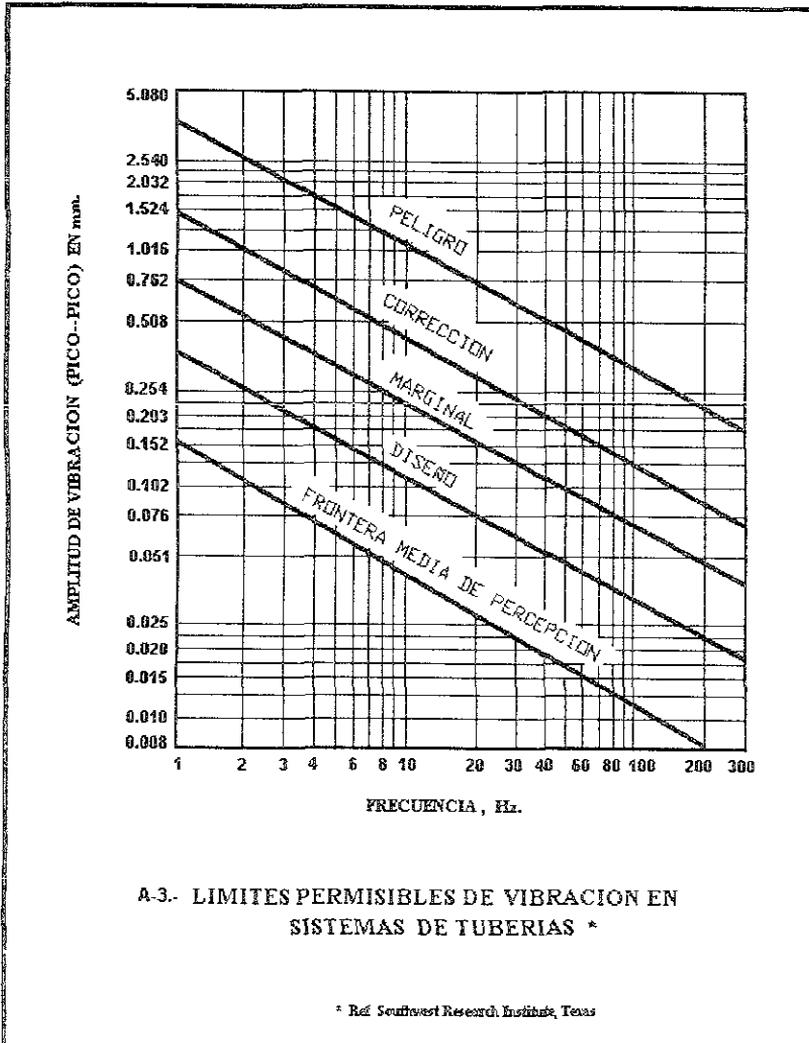
A-1.- EFECTO DE LAS AMPLITUDES DE VIBRACION EN LAS PERSONAS
BISHOP, R. E. D. (1963) VIBRATION, CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS

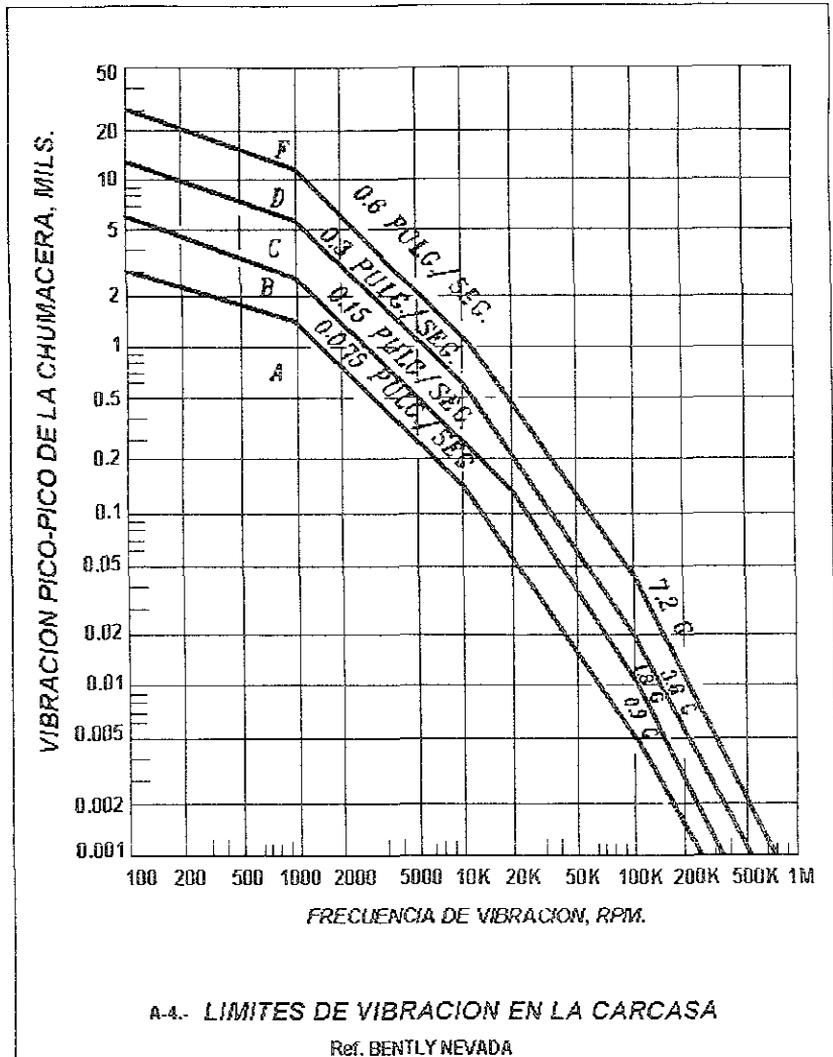


A2.- VIBRACION EN ACELERACION CARTA DE SEVERIDAD GENERAL

Ref. IRD

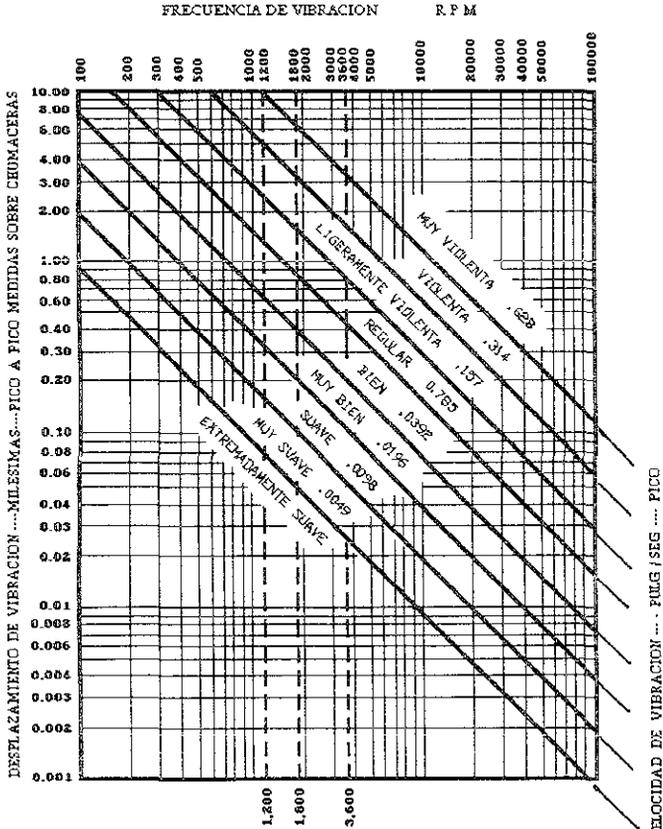








CARTA DE SEVERIDAD DE VIBRACIONES



A-5.- LOS VALORES MOSTRADOS SON LECTURAS FILTRADAS TOMADAS SOBRE LA ESTRUCTURA DE LA MAQUINA O EN LA TAPA DE RODAMIENTOS

DYWIDAG[®]
DIVISION OF EPCOR INCORPORATED
A Scientific Atlanta Subsidiary

P.O. Box 671 • San Diego, CA 92112
Phone (714) 278-2501 • Telex 910-335-2094
Plant Location: 3911 Balboa Avenue, San Diego, CA

Dynamic Measurement
and Control



BIBLIOGRAFIA

"ANÁLISIS SISMICO DE ESTRUCTURAS ELÁSTICAS POR MÉTODOS DINÁMICOS"

RUBEN BUGAN FRIDEMBERG

TESIS UNAM 1963

"DINÁMICA DE ROTORES"

FRANCISCO J SANCHEZ OLIVARES

MARIANO MORENO RODRIGUEZ

INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO

REVISTA "ORBIT"

BENTLY NEVADA

DIC - 1993, VOL 14, No 4

"MACHINE- HEALTH MONITORING"

BRUEL & KJAER

"MACHINERY VIBRATION"

VICTOR WOWK

MC. GRAW-HILL

"VIBRATIONS OF SOILS AND FOUNDATIONS"

F E RICHART, JR

R O WOODS

PRENTICE- HALL