

Centro Politécnico Superior



Universidad de Zaragoza



PROYECTO FIN DE CARRERA

Análisis de vibraciones en auxiliares de MACI*

Autor:

María C. Trujillo Arribas

Director:

Mariano Muñoz Rodríguez

Ingeniería Industrial

Departamento de Ingeniería Mecánica

Junio 2010

* Motores Alternativos de Combustión Interna

ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN AUXILIARES DE MACI

Resumen

El presente proyecto tiene como objetivo fundamental analizar con detalle la aplicación del análisis de vibraciones en auxiliares de MACI como herramienta de diagnóstico del estado de los mismos.

El primer paso consiste en identificar los distintos auxiliares del motor y sus posibles configuraciones. Una vez identificados, se analizan, para cada uno de los auxiliares, los fallos en elementos susceptibles de causar vibraciones. Cada fallo genera una vibración diferente, con una frecuencia y amplitud característica. Analizando las distintas componentes del espectro (armónicos, picos, bandas laterales) se puede conocer el estado de los auxiliares.

Si bien es cierto que cada sistema auxiliar posee modos de fallo característicos, existe un grupo de fallos comunes a todas las máquinas rotativas, presentes por tanto en todos los auxiliares de motor objeto de este proyecto. Dichos fallos van a ser analizados en primer lugar, para posteriormente profundizar en los defectos propios de cada sistema auxiliar.

Aparte de analizar las vibraciones generadas en cada uno de los auxiliares de un motor, se ha incluido un anexo donde se describe lo que es en sí una vibración, formas de medir los distintos tipos de vibraciones, unidades de medida, escalas, etc.

A lo largo del documento se presentan varias tablas-resumen con los defectos analizados y las características de las vibraciones asociadas a dichos defectos. También se han incluido los espectros resultantes del análisis frecuencial de las vibraciones correspondientes a cada fallo.

Índice

Memoria

1. Objetivos y alcance.....	1
2. Introducción.....	2
3. Detección mediante análisis de vibraciones de defectos comunes a máquinas rotativas	3
4. Estudio de los componentes del sistema de refrigeración desde el punto de vista de las vibraciones.....	11
5. Estudio de los componentes del sistema de lubricación desde el punto de vista de las vibraciones.....	13
6. Análisis de vibraciones en motores eléctricos auxiliares.....	15
7. Sobrealimentación del motor: Turbocompresor.....	18
8. Diagnóstico de MACI basado en vibraciones en las líneas de inyección.....	20
9. Conclusiones.....	21
10. Fuentes de información.....	23

Anexo 1. Introducción al fenómeno vibratorio. Medida, monitorización y procesamiento de la señal.

1.1 Introducción.....	27
1.2 Análisis de vibraciones.....	27
1.3 Unidades de amplitud de vibración.....	29
1.3.1 Escalas lineales y logarítmicas de amplitud.....	32
1.4 Análisis frecuencial.....	34
1.4.1 Componentes y proceso de análisis.....	35
1.4.2 Unidades del eje de frecuencias.....	37
1.5 Frecuencias del sistema en condiciones normales de operación.....	39
1.5.1 Frecuencias naturales.....	39
1.5.2 Frecuencias forzadas.....	39
1.5.3 Resonancia.....	41
1.6 Modulación y demodulación.....	43
1.7 Sensores de medida de vibraciones.....	44
1.8 Tipos de sensores.....	44
1.8.1 Sensor de proximidad.....	44
1.8.2 Sensor de velocidad.....	46
1.8.3 Acelerómetro.....	46
1.8.4 Selección de sensores.....	48
1.9 Adquisición, procesamiento y análisis de las señales.....	49
1.9.1 Acondicionamiento y procesamiento de la señal.....	50
1.9.2 Presentación y control de la señal.....	51
1.10 Determinación de los niveles de vibración.....	52

Anexo 2. Detección mediante análisis de vibraciones de defectos comunes a máquinas rotativas

2.1. Introducción.....	55
2.2. Desequilibrio.....	56
2.2.1. Fuentes de desequilibrio.....	57

2.2.2. Desequilibrio estático.....	58
2.2.3. Desequilibrio dinámico.....	59
2.2.4. Rotor en voladizo.....	60
2.3. Desalineación.....	61
2.3.1. Causas de desalineación.....	62
2.3.2. Desalineación paralela.....	63
2.3.3. Desalineación angular.....	63
2.3.4. Efectos de la temperatura en la alineación.....	64
2.4. Diferencias entre desequilibrio y desalineación.....	65
2.5. Ejes doblados.....	65
2.6. Excentricidad (Rotor excéntrico).....	66
2.7. Ejes agrietados.....	67
2.8. Holguras.....	67
2.8.1. Holgura rotativa.....	68
2.8.2. Holgura no rotativa.....	69
2.9. Cojinetes.....	72
2.10. Cojinetes de fricción o casquillos.....	72
2.11. Fallos en casquillos.....	74
2.11.1. Holgura excesiva.....	74
2.11.2. Problemas de lubricación.....	75
2.11.3. Incorrecta alineación entre cojinetes.....	78
2.12. Rodamientos.....	79
2.13. Fallos en rodamientos.....	82
2.13.1. Defectos en pista interna.....	84
2.13.2. Defectos en pista externa.....	86
2.13.3. Defectos en elementos rodantes.....	86
2.13.4. Deterioro de jaula.....	87
2.13.5. Desalineación de rodamientos.....	88
2.14. Evolución de los defectos en rodamientos.....	89
2.15. Causas comunes de fallos en rodamientos.....	91
2.16. Análisis de un caso real de fallo en rodamientos.....	92
2.17. Modulación del espectro en rodamientos.....	93
2.18. Demodulación de amplitud en análisis de rodamientos.....	94
2.19. Fallos en sistemas de transmisión de movimiento.....	96
2.20. Correas de mando.....	96
2.21. Fallos en correas de transmisión.....	98
2.21.1. Correas desgastadas.....	98
2.21.2. Correas destensadas.....	99
2.21.3. Desalineación de poleas.....	99
2.21.4. Excentricidad de poleas.....	100
2.21.5. Resonancia.....	100
2.22. Transmisión por engranajes.....	102
2.23. Fallos en engranajes.....	102
2.23.1. Dientes desgastados.....	104
2.23.2. Excentricidad y/o Backlash.....	104
2.23.3. Engranajes desalineados.....	105
2.23.4. Sobrecarga en engranajes.....	106
2.23.5. Holgura.....	107
2.23.6. Problemas de Hunting o cazado.....	107
2.24. Casos reales de análisis de vibraciones en engranajes.....	109
2.25. Fallos en estructuras y/o soportes.....	111
2.25.1. Introducción.....	111
2.26. Fallos estructurales que generan vibraciones.....	111
2.26.1. Resonancia.....	112
2.26.2. Apoyo débil (Soft foot).....	112

2.26.3. Tornillos flojos o rotura de soldaduras.....	113
2.26.4. Grietas.....	114
2.27. Vibraciones transmitidas de la maquinaria a la base.....	116

Anexo 3. Estudio de los componentes del sistema de refrigeración desde el punto de vista de las vibraciones

3.1. Introducción.....	121
3.2. Refrigeración por agua.....	122
3.3. Bomba centrífuga.....	123
3.3.1 Componentes de la bomba centrífuga.....	123
3.3.2. Tipos de accionamiento.....	123
3.4. Espectro vibratorio de una bomba centrífuga.....	124
3.4.1. Frecuencia de paso de álabes.....	124
3.5. Causas de vibraciones en bombas centrífugas.....	125
3.5.1. Cavitación.....	125
3.5.2. Problemas en álabes de rodete.....	127
3.6. Medida de vibraciones en bombas de agua.....	129
3.7. Refrigeración por aire.....	130
3.8. Causas de vibraciones en sistemas de refrigeración por aire.....	130
3.9. Ventiladores centrífugos.....	130
3.9.1. Desequilibrio del rotor.....	130
3.9.2. Fallos en rodamientos.....	131
3.9.3. Defectos en las aspas.....	132
3.9.4. Variaciones de presión o velocidad.....	132
3.10. Caso real de vibraciones en un ventilador.....	133

Anexo 4. Estudio de los componentes del sistema de lubricación desde el punto de vista de las vibraciones

4.1. Introducción.....	135
4.2. Tipos de sistemas de lubricación.....	136
4.3. Componentes del sistema de lubricación.....	137
4.4. Bomba de aceite.....	138
4.4.1. Bomba de engranajes externos.....	138
4.4.2. Bomba lobular.....	140
4.4.3. Bomba de media luna o engranajes internos.....	142
4.4.4. Bomba de paletas.....	144
4.5. Fallos en sistemas de accionamiento de la bomba de aceite.....	144
4.6. Fallos en filtros de aceite.....	145
4.7. Fallos que generan vibraciones en elementos de regulación.....	146

Anexo 5. Análisis de vibraciones en motores eléctricos auxiliares

5.1. Introducción.....	149
5.2. Tipos de motores eléctricos.....	150
5.2.1. Motores de corriente continua.....	150
5.2.2. Motores eléctricos de corriente alterna (CA).....	151
5.3. Fuentes de vibración eléctricas.....	152
5.3.1. Barras del rotor dañadas o sueltas.....	153
5.3.2. Láminas del rotor en cortocircuito.....	155
5.3.3. Cortocircuito entre devanados del estator.....	155

5.4. Fuentes mecánicas de vibración en motores.....	156
5.4.1. Flexión térmica del rotor.....	156
5.4.2. Rotor excéntrico.....	156
5.4.3. Defectos en el estator. Holgura en devanados.....	156

Anexo 6. Sobrealimentación del motor: Turbocompresor

6.1. Introducción.....	159
6.2. Funcionamiento del grupo turbocompresor.....	159
6.3. Partes del turbo.....	160
6.3.1. Turbos de geometría fija y variable.....	160
6.4. Vibraciones en turbos.....	162
6.4.1. Características del diseño de turbos que influyen en vibraciones.....	162
6.4.2. Vibraciones en el conjunto turbocompresor-turbina.....	163
6.5. Casos reales de análisis de vibraciones en turbinas.....	166

Anexo 7. Diagnóstico de MACI basado en las vibraciones en las líneas de inyección

7.1. Introducción.....	169
7.2. Principales componentes del sistema de inyección.....	169
7.3. Variaciones de presión en las líneas de inyección.....	170
7.4. Diagnóstico de MACI basado en vibraciones en las líneas de inyección.....	171
7.5. Medida de vibración y determinación del ángulo de inyección.....	172

Memoria

1. Objetivos y alcance

El objetivo fundamental del proyecto es analizar en profundidad cómo se puede utilizar el análisis de vibraciones en auxiliares de motores alternativos de combustión interna como herramienta de diagnóstico de los mismos.

Para poder realizar el correcto diagnóstico de una máquina es necesario conocer todos los problemas que pueden ocurrir. Para poder identificar un fallo en función, en este caso, de las vibraciones generadas es imprescindible conocer qué defectos son propios de cada máquina. Por ello, en este proyecto se presentan y explican las anomalías que pueden tener lugar en los distintos elementos y sistemas auxiliares del motor y posteriormente se muestran y analizan las vibraciones correspondientes a cada uno de los fallos. De este modo, al visualizar una señal vibratoria atípica captada en un componente determinado se dispone de una lista limitada de causas posibles de dicha vibración y basta identificar la señal captada con el problema que la genera.

Los problemas que ocurren en auxiliares de MACI son muchos y muy variados dependiendo de la configuración y tipo de máquina que se analice, por lo que es necesario tener presente a la hora de realizar el estudio y posterior diagnóstico el tipo de máquina que se está analizando, incluyendo su modo de funcionamiento, partes que la componen y uniones entre dichas partes.

Aparte de estudiar detalladamente los fallos en auxiliares de motores y las vibraciones que éstos generan, el proyecto tiene la finalidad añadida de servir de guía rápida para el diagnóstico de dichos problemas. Es por ello que se han incluido numerosas tablas resumen, las cuales pueden ser empleadas para identificar de forma sencilla la causa de una determinada vibración captada en los auxiliares sometidos a estudio.

La estructura principal del proyecto consta de la presente Memoria y siete anexos.

En la Memoria se presenta y justifica la importancia del análisis de vibraciones en auxiliares de MACI, puesto que un fallo en alguna máquina o componente puede afectar al resto de elementos y conllevar a la rotura del motor. También se estudia la importancia de dicho tipo de análisis a la hora de llevar a cabo Mantenimiento Predictivo, ya que gracias al estudio de las vibraciones se puede conocer el estado de un defecto y su futura evolución, pudiendo planear así reparaciones en la máquina y evitando paradas imprevistas que suponen importantes pérdidas económicas.

Otro de los objetivos de la Memoria es presentar el contenido de los anexos que forman este proyecto, por lo que se introduce de forma breve pero completa el contenido de cada anexo, con el fin añadido de servir de guía rápida para el reconocimiento de un problema en una máquina basándose en el análisis de su espectro vibratorio. Con este propósito se han incluido al final de la Memoria una serie de tablas que muestran de manera general los

distintos problemas y sus efectos vibratorios, los cuales son tratados en profundidad en los anexos correspondientes.

El primer anexo es una introducción al fenómeno vibratorio. En él se estudian las distintas unidades de medida de las vibraciones, sensores a emplear y escalas recomendables. También se explica el proceso que sigue la señal vibratoria desde su captación mediante transductores hasta su monitorización en el dominio de la frecuencia. Es también en este primer anexo donde se incluyen algunas tablas y normas para la evaluación de la severidad de vibraciones en maquinaria, cuya finalidad de poder diagnosticar el estado de la máquina y elaborar gráficos de tendencia.

En el segundo anexo se analizan los fallos comunes a gran parte de las máquinas rotativas, es decir, aquellos que tiene lugar en elementos presentes en la mayoría de los auxiliares de motores objeto de estudio de este proyecto.

Finalmente, en el resto de anexos (del 3 al 7) se estudian los fallos y las vibraciones generadas en auxiliares de MACI concretos. La importancia de conocer el estado de los auxiliares del motor radica en que un problema en uno de ellos puede suponer el fallo del motor y/o de otro sistema auxiliar al que se encuentre unido. Los sistemas auxiliares de MACI analizados en estos anexos son: Sistema de refrigeración, Sistema de lubricación, Motores eléctricos auxiliares, Turbocompresor y Líneas de inyección. Aunque estas últimas no constituyen un sistema auxiliar propiamente dicho, las variaciones de presión en ellas van a generar vibraciones. Estas variaciones de presión pueden tener su origen en problemas que conviene conocer e identificar, puesto que en su mayoría están asociados a problemas en el sistema de inyección o combustión los cuales imposibilitan el correcto funcionamiento del motor.

2. Introducción

Una vez presentados los objetivos del proyecto es esencial justificar la importancia del análisis de vibraciones como método para el diagnóstico del estado de maquinaria rotativa en general y de auxiliares de MACI en particular. En la actualidad, el análisis de vibraciones es la técnica fundamental sobre la cual se basan muchos análisis predictivos en plantas industriales. Para aplicar convenientemente esta técnica es fundamental conocer qué fallos se pueden detectar mediante el análisis de maquinaria por vibraciones. De esta manera se podrá hacer un seguimiento del estado de las máquinas y se podrá llevar a cabo un mantenimiento predictivo basado en las tendencias y evolución de los diferentes defectos analizados [1].

El hecho de que el estado de una máquina esté estrechamente ligado a las vibraciones que ella produce hace que el análisis de vibraciones sea una de las herramientas básicas del mantenimiento predictivo. El método general de mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas tiene el objetivo final de asegurar el correcto funcionamiento de las máquinas a través de la vigilancia continua de los niveles de vibración en las mismas, siendo estos últimos, los

indicadores de su condición; y se ejecuta sin necesidad de recurrir a desmontajes y revisiones periódicas.

La medida y análisis de vibraciones resulta de gran utilidad para llevar a cabo labores de mantenimiento de forma planificada. La toma de medidas de forma regular permite determinar los niveles inaceptables y definir la correspondiente parada de la máquina. La medida del nivel vibratorio de una máquina persigue conseguir los datos necesarios para analizar, con tiempo suficiente, un problema cuando su estado es incipiente, de forma que permita tomar medidas correctoras antes de que el deterioro sea mayor y de peores consecuencias.

Una vez presentados los objetivos del proyecto y la importancia del análisis de vibraciones en el diagnóstico de auxiliares de MACI, se va a resumir el contenido de cada anexo, con la excepción del anexo 1. Al tratarse éste último de un anexo introductorio no tiene sentido resumirlo en la memoria, pero sí incluirlo en el proyecto, puesto que va a ser el que sitúe al lector en el contexto del análisis vibratorio.

3. Detección mediante el análisis de vibraciones de defectos comunes a máquinas rotativas.

La información que se expone seguidamente se ha extraído del anexo 2. En este anexo se analizan los fallos que pueden ocurrir en cualquier máquina rotativa. A este grupo pertenecen auxiliares de MACI tales como bombas, compresores, ventiladores, motores eléctricos auxiliares, etc. Cada una de estas máquinas está formada por una serie de componentes más simples susceptibles de fallar y generar vibraciones, como pueden ser estator, rotor, juntas, rodamientos, ejes, correas, engranajes, etc.

Aunque existen fallos propios de ciertas máquinas asociados a su diseño y modo de operación, los cuales se analizan en anexos posteriores, hay otro gran grupo de problemas comunes a la mayoría de máquinas rotativas los cuales son objeto de estudio pormenorizado en el anexo 2. Los fallos más comunes que causan altos niveles de vibraciones son: Desequilibrio de partes rotantes, Alineación incorrecta de acoplamientos, Rotor excéntrico, Ejes doblados o agrietados, Fallos en cojinetes, correas, engranajes y soportes, Holguras y Resonancia.

Desequilibrio

En primer lugar se analiza el desequilibrio. Este fallo se da cuando, debido a alguna anomalía en el rotor, el centro de gravedad y el centro de giro no coinciden. Esta situación genera niveles de vibración excesivos. Existen tres tipos de desequilibrio: estático, dinámico y el propio de rotores en voladizo.

La tabla 1 muestra las características principales de los espectros vibratorios de los diferentes tipos de desequilibrio existentes. Si después de diagnosticar que una máquina está desequilibrada se quiere profundizar en la causa y/o tipo de desequilibrio en el anexo 2 se encuentran tanto las principales causas de desequilibrio como la información necesaria para poder distinguir los diferentes tipos de desequilibrio.

Tipo de desequilibrio	Efecto
Estático	Aumento de amplitud de la vibración a frecuencia 1X RPM en dirección radial.
Dinámico	Aumento de amplitud de la vibración a frecuencia 1X RPM en dirección radial.
Rotor en voladizo	Aumento de amplitud de la vibración a frecuencia 1X RPM en dirección axial y radial.

Tabla 1. Vibraciones debidas a desequilibrios.

Aparte del desequilibrio hay otros fallos que también generan un aumento del nivel de vibración a 1X RPM. Entre ellos destaca la desalineación.

Desalineación

De una manera breve se puede definir la desalineación como dos ejes acoplados cuyos centros geométricos no coinciden. Los diferentes tipos de desalineación se pueden identificar de manera sencilla en la figura 1.

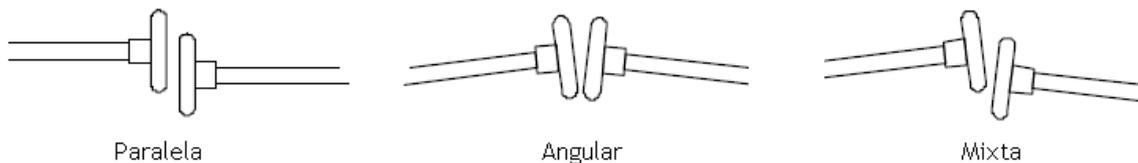


Figura 1. Tipos de desalineación

La desalineación es un problema habitual, y en la mayoría de los casos se trata de una combinación de desalineación paralela y angular [4]. El diagnóstico, como regla general, se basa en una vibración dominante al doble de la velocidad de giro (2X RPM), con un incremento de la amplitud de la vibración a la velocidad de giro (1X RPM) tanto en la medida axial como en la radial. Junto a los picos producidos a 1X RPM y a 2X RPM, también suele aparecer una vibración a 3X RPM, como muestra la figura 2.

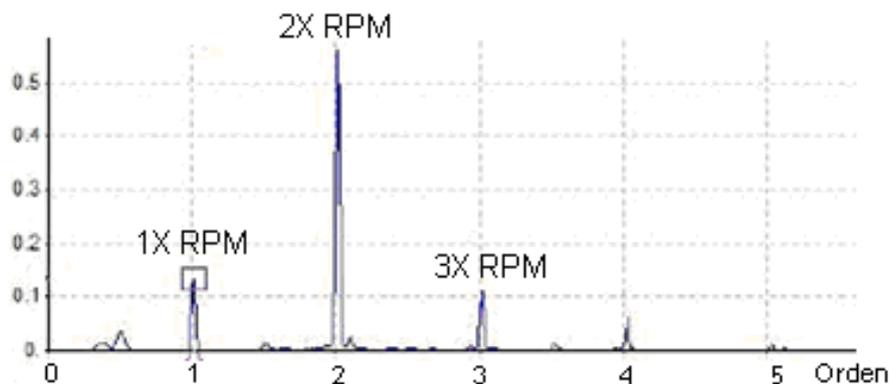


Figura 2. Espectro de vibraciones típico de la desalineación.

Ejes doblados, agrietados, rotores excéntricos y holguras

Continuando con los defectos que generan un aumento de la vibración a 1X RPM, se nombran ahora otros fallos que también generan un aumento del nivel de vibración a la frecuencia 1X RPM. Dichos fallos son: ejes doblados, rotores excéntricos, ejes agrietados (en este caso también hay vibraciones a 2X y 3X RPM) y holguras.

Dentro de las holguras hay que diferenciar entre holgura rotativa y no rotativa, y dentro de esta última cabe distinguir entre holgura por fatiga estructural y holgura en sujeciones. La tabla 2 describe los efectos vibratorios derivados de los distintos tipos de holgura.

Tipo holgura	Efecto
Holgura rotativa	<ul style="list-style-type: none">- Aumento de la vibración en dirección radial a frecuencia 1X RPM eje y sus armónicos (incluso 10X RPM).- En casos severos pueden aparecer picos a 0,5X y 0,3X RPM.
Holgura no rotativa por fatiga estructural	Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM en la dirección de menor rigidez.
Holgura no rotativa en sujeciones	<ul style="list-style-type: none">- Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM en la dirección de la sujeción.- Aparición de vibraciones a 2X y 3X, y, en los casos más severos a 0,5 RPM.

Tabla 2. Vibraciones asociadas a cada tipo de holgura.

Una vez analizados en profundidad los problemas en ejes y rotores de máquinas rotativas que generan vibraciones y las principales características de éstas, se van a estudiar los defectos propios de los cojinetes.

Cojinetes

Los cojinetes se clasifican en cojinetes de fricción (o casquillos) y rodamientos. En los cojinetes de fricción, los ejes giran con deslizamiento en sus apoyos. En los rodamientos, entre el eje y su apoyo se interponen esferas, cilindros o conos, logrando que el rozamiento sea solo de rodadura cuyo coeficiente de fricción es notablemente menor.

Casquillos

Los elevados niveles de vibración ocasionados por cojinetes de fricción defectuosos son generalmente el resultado de una holgura excesiva (causada por desgaste), problemas de lubricación o desalineación.

Una holgura excesiva se traduce en el aumento de la amplitud de la vibración a frecuencias 1X RPM y sus armónicos. En caso más graves, pueden llegar a aparecer de picos a 0,5 X RPM y 0,5X armónicos.

Dentro de los problemas de lubricación destacan el remolino de aceite (Oil whirl), latigazo de aceite y látigo seco.

El remolino de aceite (oil whirl) es uno de los fallos más fácilmente reconocibles, ya que ocurre a una frecuencia de entre 0,40 y 0,48X RPM. Este defecto ocurre como consecuencia de una excesiva diferencia entre el centro del eje y el del cojinete de fricción.

El latigazo de aceite ocurre cuando la frecuencia del componente de vibración debido a remolino de aceite (aproximadamente 0,4X RPM) coincide con la frecuencia natural del eje. Esta situación se da, normalmente, cuando la máquina funciona a velocidades superiores al doble de la velocidad crítica del rotor, por lo que la frecuencia de la vibración generada en este caso es superior a 0,4 veces el doble de la velocidad crítica.

En el caso del látigo seco (Dry whirl) la lubricación insuficiente causa excesiva fricción entre el casquillo y el eje, y dicha fricción induce vibración en el resto del casquillo y en las demás piezas relacionadas. La frecuencia de la vibración debida al látigo seco generalmente es muy alta (1kHz a 20 kHz) y produce un sonido chillón característico de los cojinetes que están funcionando en seco [6].

Una incorrecta alineación de los casquillos de un eje genera un elevado nivel de vibración a la frecuencia típica de los problemas de desalineación (1XRPM), independientemente de si la lubricación y holguras son adecuadas o no.

Rodamientos

Una vez introducidos los problemas en casquillos que generan vibraciones se van a presentar los defectos propios de los rodamientos junto con sus vibraciones características. Para comprender los distintos fallos hay que conocer las partes que forman un rodamiento: Pista interior, Pista exterior, Jaula y Elementos rodantes (bolas o rodillos). En función de la frecuencia de la vibración predominante se puede localizar el fallo en una de las cuatro partes mencionadas, ya que cada una de ellas posee una frecuencia característica de fallo. Las cuatro frecuencias de fallo (o tonos de rodamiento) son las siguientes y se calculan a partir de las expresiones mostradas en el anexo 2.

- Frecuencia de fallo en la jaula (FTF)
- Frecuencia de fallo en la pista interna (BPFI)
- Frecuencia de fallo en la pista externa (BPFO)
- Frecuencia de fallo en algún elemento rodante (BSF)

La figura 3 muestra el espectro vibratorio de un rodamiento de un ventilador [7] en el cual pueden apreciarse notables niveles de vibración a FTF y BPFO, lo que es indicativo de la existencia de defectos tanto en la jaula como en la pista externa.

Al igual que ocurría en los casquillos, los rodamientos pueden estar alineados incorrectamente en el eje. Este hecho genera el aumento de las

vibraciones a frecuencias 1X, 2X y 3X velocidad de giro del eje, siendo predominante 2X RPM en dirección axial.

60

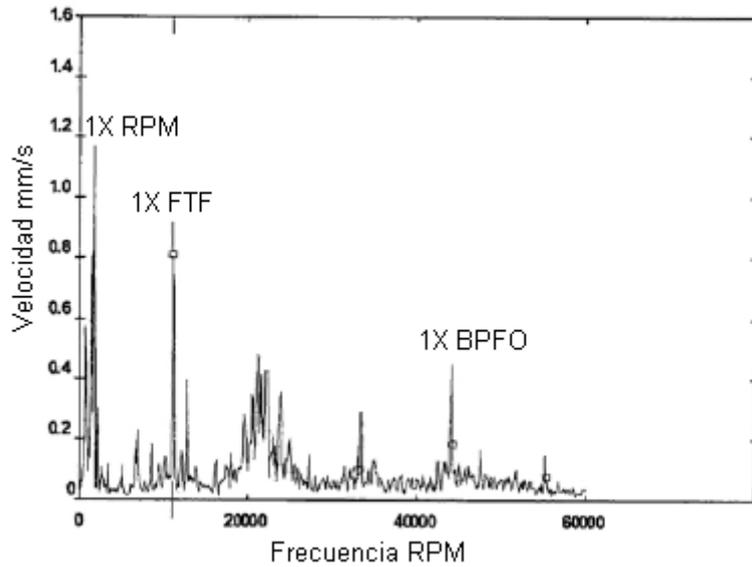


Figura 3. Espectro vibratorio de un rodamiento con fallos en jaula y en pista externa.

La tabla 3 resume los fallos que pueden ocurrir tanto en cojinetes de fricción como en rodamientos, así como los efectos vibratorios asociados a dichos fallos.

Fallo	Efecto
Holgura excesiva	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a frecuencias 1X RPM y sus armónicos. - En caso más graves, aparición de picos a 0,5 X RPM y 0,5X armónicos. - En casos extremo, aparición de picos a 0,25-0,3X RPM y 0,25-0,3X armónicos
Remolino de aceite	Vibración a frecuencia 0,4-0,48X RPM
Latigazo de aceite	Vibración a frecuencia 0,4-0,48X RPM cuando la velocidad de giro es superior al doble de la velocidad crítica.
Torbellino de histéresis	Pico elevado a frecuencia 1X RPM crítica
Látigo seco	Vibraciones a alta frecuencia (1- 20 kHz) y sonido chillón

Incorrecta alineación entre cojinetes	Aumento de la amplitud de la vibración a frecuencias 1X RPM
Defectos en pista interna	<ul style="list-style-type: none"> - Vibraciones a frecuencias 1X BPFI y sus armónicos, rodeadas de bandas laterales. - Vibraciones a alta frecuencia (1-10 kHz)
Defectos en pista externa	<ul style="list-style-type: none"> - Vibraciones a frecuencias 1X BPFO y sus armónicos, rodeadas de bandas laterales. - Vibraciones a alta frecuencia (1-10 kHz)
Defectos en elementos rodantes	<ul style="list-style-type: none"> - Vibraciones a frecuencias 1X BSF y sus armónicos, rodeadas de bandas laterales. - Vibraciones a alta frecuencia (1-10 kHz)
Deterioro de la jaula	Vibraciones a frecuencias 1X FTF y sus armónicos, rodeadas de bandas laterales.
Desalineación de rodamientos	Aumento de la amplitud de la vibración a frecuencias 1X, 2X y 3X RPM, siendo predominante el pico a 2X RPM.

Tabla 3. Fallos en cojinetes y vibraciones que generan.

Correas y engranajes

Otros fallos comunes a muchas máquinas rotativas son aquellos que tienen su origen en distintos sistemas de transmisión de movimiento. En este proyecto se han analizado dos de estos sistemas: correas y engranajes.

Las transmisiones por correa, en su forma más sencilla, constan de una banda colocada en tensión entre dos poleas: una motriz y otra conducida. Al moverse la correa transmite energía desde la polea motriz a la polea conducida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas. Los principales problemas en correas que generan vibraciones son: correas desgastadas, correas destensadas, desalineación en poleas, excentricidad de poleas y resonancia. Cada uno de estos fallos genera unas vibraciones características, que se explican detalladamente en el apartado 21 del anexo 2.

En lo referente a transmisiones por engranajes, están formadas por el acoplamiento de dos ruedas dentadas, una motriz (piñón) y otra conducida (rueda o corona), que, al estar los dientes de una en los huecos de la contraria y producirse el giro de la rueda motora, ésta arrastra a la conducida diente a diente. Este es el sistema de transmisión más utilizado, tanto para ejes paralelos como para cruzados o que se cortan, y sirve para un amplio rango de relaciones de transmisión, potencias y velocidades. Los fallos que se analizan

en el apartado 23 del anexo 2 pueden ocurrir tanto en engranajes rectos como en helicoidales, y los espectros vibratorios son similares para ambos tipos de engranajes.

Los principales fallos que tienen lugar en los sistemas de transmisión mediante engranajes y que generan vibraciones son los siguientes: dientes desgastados, excentricidad, backlash, engranajes desalineados, sobrecarga, holgura y problemas de hunting o cazado. Muchos de los problemas citados generan vibración a la frecuencia de engrane o GMF (Gear Mesh Frequency), la cual se determina multiplicando el número de dientes Z de una rueda (piñón o rueda) por su velocidad de operación [23]. Si al realizar el análisis vibratorio se detecta alguna señal a esta frecuencia es claro indicativo de la presencia de alguna anomalía en los engranajes.

La tabla 4 muestra los defectos en correas y engranajes que pueden causar vibraciones, así como las características del espectro en caso de existir dichos defectos.

Fallo	Efecto
Correas desgastadas	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a 1X frecuencia de correa y sus 4 primeros armónicos. - El pico de mayor amplitud suele corresponder a $2X F_c$. - Aparición de vibraciones de poca amplitud en un amplio rango de frecuencias.
Correas destensadas	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X, 2X, 3X y 4X frecuencia de correa.
Desalineación de poleas	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a 1X RPM conducida. - Aparecen picos a 2X y 3X frecuencia de correa.
Excentricidad de poleas	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X RPM conductora y 1X RPM conducida.
Resonancia	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de resonancia (natural de la correa) y a frecuencia de correa.
Dientes desgastados	Aumento de la amplitud de vibración a GMF y sus primeros armónicos, con bandas laterales a \pm frecuencia giro rueda

Excentricidad / Backlash	Aumento de la amplitud de vibración a GMF y sus primeros armónicos, con bandas laterales a \pm RPM rueda defectuosa
Engranajes desalineados	Aumento de la amplitud de vibración a 1X, 2X y 3X GMF, sin bandas laterales
Sobrecarga en engranajes	Aumento de la amplitud de vibración a GMF y aparición de numerosas bandas laterales separadas \pm RPM rueda defectuosa
Problemas de Hunting	Vibración a bajas frecuencias <10 Hz (HTF)
Fijación deficiente ruedas-eje	Aumento del nivel de vibraciones en un amplio rango de frecuencias (Ruido blanco)

Tabla 4. Fallos en correas y engranajes que generan vibraciones.

Estructuras y/o soportes

Para finalizar de resumir los fallos comunes objeto de estudio del anexo 2 se estudian los problemas en estructuras y/o soportes de maquinaria rotativa. En la tabla 5 se muestran los principales problemas en soportes del motor y de sus elementos auxiliares y las frecuencias de las vibraciones que se generan como consecuencia de los distintos fallos.

Fallo en soporte	Efecto
Resonancia	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia natural de la estructura
Apoyo débil (<i>Soft foot</i>)	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X RPM de la máquina. Mayor amplitud de la vibración en la dirección vertical.
Tornillos flojos Rotura de soldaduras	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X RPM de la máquina (1X RPM conductor o conducido en transmisión por correas)
Grietas	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X y 2X RPM máquina, siendo mayor la amplitud de la vibración en zonas cercanas a la grieta

Tabla 5. Fallos más frecuentes en soportes de máquinas rotativas.

En el caso concreto de problemas debidos a apoyos débiles (Soft foot) éstos se presentan cuando alguno de los apoyos de la máquina no se encuentra en el mismo plano que el resto [10]. Se puede deber a defectos en la cimentación, en la base, deformaciones térmicas, corrosión o mal acabado, por lo que un correcto montaje inicial puede evitar problemas de este tipo.

Una vez vistos los fallos comunes a máquinas rotativas se van a estudiar los diferentes sistemas auxiliares del motor desde el punto de vista del análisis de vibraciones, comenzando por el sistema de refrigeración.

4. Estudio de los componentes del sistema de refrigeración desde el punto de vista de las vibraciones.

La temperatura que alcanzan los gases en el interior de los cilindros es muy elevada, y de no ser por el sistema de refrigeración, al estar dicha temperatura por encima del punto de fusión de los metales empleados en la construcción del motor podría causar la destrucción de los mismos.

La principal clasificación de los sistemas de refrigeración existentes en la actualidad se basa en el fluido empleado como refrigerante y diferencia entre refrigeración por agua o aire. Los problemas y vibraciones son distintos para ambos sistemas de refrigeración, ya que la mayor parte de los fallos ocurren por problemas en los elementos principales de refrigeración: bomba y ventilador, respectivamente.

La gran mayoría de los motores emplea agua como fluido de refrigeración, la cual se hace circular por canales internos dentro del conjunto enfriando las partes más calientes del mismo. El sistema se basa en disponer una bomba centrífuga intercalada en el circuito y movida por el propio motor o por un motor eléctrico auxiliar.

De todos los elementos que componen el sistema de refrigeración, la bomba centrífuga es el más susceptible de sufrir vibraciones. Además de los fallos comunes que generan vibraciones en máquinas rotativas en general, que ya se han explicado anteriormente, tales como desequilibrio, fallos en correas, desalineación, ejes doblados, defectos en rodamientos, holguras, etc; existen causas de vibraciones propias de las bombas centrífugas, como pueden ser la cavitación, defectos en el rodete, desgaste de los difusores, obstrucciones... La mayoría de estos problemas se traducen en un aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes (BFP):

$$BFP = \frac{z \cdot RPM}{60}$$

donde *BFP* es la frecuencia de paso de álabes (Hz), *z* es el número de álabes del rotor de la bomba y *RPM* son las revoluciones por minuto del rotor de la bomba. Es fundamental remarcar que en el análisis vibratorio de una bomba o ventilador centrífugo en correcto estado siempre va a aparecer una señal a la BFP. Lo que indica un problema es el aumento de la amplitud de dicha señal.

De entre los fallos anteriormente citados, destacan dos: Cavitación y Álabes dañados. El primero de los modos de fallo de la bomba centrífuga que

va a ser estudiado es la cavitación. La cavitación consiste en la formación de burbujas de vapor que viajan a través del fluido hasta encontrar una región cuya presión es superior a la presión del vapor, donde colapsan e implosionan. Las burbujas se forman y se rompen muchas veces por segundo, esto genera ruido y vibraciones en el sistema. El espectro de la figura 4 muestra el efecto de la cavitación, que provoca el aumento de la amplitud de las vibraciones a la frecuencia de paso de álabes (BFP) y una vibración caótica que se presenta a altas frecuencias, del orden de 2000 Hz [10] [39].

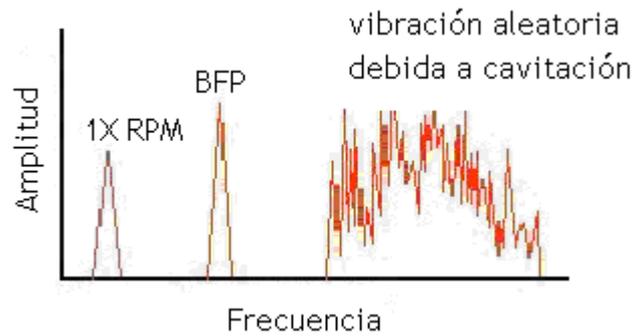


Figura 4. Espectro vibratorio de una bomba que sufre cavitación.

Otra causa habitual de vibraciones en bombas centrífugas son los álabes dañados. La existencia de un álabe defectuoso genera un aumento considerable en la amplitud de la vibración a la frecuencia BFP.

Como ya se ha indicado al comienzo de este apartado, pueden aparecer otros defectos en bombas centrífugas aparte de la cavitación y álabes dañados. La tabla 6 recoge los principales fallos en bombas de sistemas de refrigeración por agua.

Fallo	Efecto
Cavitación	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes y aleatoria a 2000 Hz aprox. - Ruido similar a grava en el rodete.
Álabe dañado	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes y de su 2º armónico, rodeadas de bandas laterales.
Rodete excéntrico	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X RPM rodete. - Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes.
Obstrucciones	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes, sin bandas laterales

Tabla 6. Fallos propios de una bomba centrífuga.

Una vez analizado el sistema de refrigeración por agua se estudiará el sistema de refrigeración por aire. Este tipo de refrigeración se realiza mediante un ventilador y se emplea en motores de pequeña potencia. Consiste en evacuar directamente el calor del motor a la atmósfera a través del aire que lo circunda.

Los principales fallos relacionados con el ventilador que generan vibraciones son el desequilibrio del rotor, rodamientos defectuosos y problemas en las aspas, que aumentan la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de aspas (BFP) y provocan turbulencias [70]. Aunque ya se han estudiado en apartados anteriores del presente documento las características principales de las vibraciones causadas por desequilibrio, fallos en rodamientos y defectos en álabes o aspas, la tabla 7 resume dicha información y añade las vibraciones causadas por variaciones de velocidad.

Fallo	Efecto
Desequilibrio del rotor	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X RPM.
Rodamientos defectuosos	Aparición de vibración a alguna frecuencia de fallo de rodamiento.
Defectos en aspas	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X y 2X BFP, rodeadas de bandas laterales.
Variaciones de velocidad	Aparición de vibración aleatoria a bajas frecuencias (<30 Hz) y aumento de la amplitud de la vibración a la BFP, sin bandas laterales.

Tabla 7. Fallos propios de un ventilador.

A continuación se presenta el sistema de lubricación de un MACI, describiendo su importancia y funcionamiento, sus principales componentes y los fallos característicos de este sistema auxiliar, junto con las vibraciones que dichos fallos generan.

5. Estudio de los componentes del sistema de lubricación desde el punto de vista de las vibraciones.

La función del sistema de lubricación consiste en permitir la creación de una cuña de aceite lubricante en las partes móviles, evitando el contacto metal-metal, además contribuye a la refrigeración de las partes con alta temperatura al intercambiar calor con el ambiente cuando circula por zonas de temperatura más baja.

Los sistemas de lubricación se proyectan de forma que suministren la suficiente cantidad de aceite a todas las partes móviles del motor y sus auxiliares para realizar su engrase. El aceite se recoge de un depósito situado en la parte inferior del motor y por medio de una bomba se envía a los distintos

puntos del motor, como cojinetes, cabeza de bielas, apoyos del árbol de levas, guías de válvula, paredes del cilindro, etc. y otros elementos auxiliares, como la bomba de refrigeración, el turbocompresor, etc.

Para lograr dicho objetivo existen diferentes formas de realizar la lubricación, definidas en función del modo en que se introduce el aceite en el bloque motor. En todos los tipos de lubricación el elemento más importante del sistema es la bomba de aceite. La bomba es el componente mecánico que sirve para poner en circulación el aceite, manteniendo un flujo y presión dentro de los límites apropiados a las características de diseño del motor. La bomba toma el aceite del depósito del motor y lo envía al filtro a una presión regulada. Después se distribuye a través de conductos interiores y exteriores del motor a las partes móviles que va a lubricar y/o enfriar.

Los tipos de bomba más utilizados son: bomba de engranajes externos, bomba lobular (o de rotor), bomba de sector (de engranajes internos o de media luna) y bomba de paletas [17]. Todos los tipos de bombas están sometidos a las sollicitaciones mecánicas propias de una máquina rotativa, por lo que pueden padecer todos los fallos que se estudian en el anexo 2, tales como desequilibrio, desalineación, holguras, excentricidad, fallos en rodamientos, etc. siendo de especial importancia en algunos tipos de bombas de lubricación los fallos que tienen lugar en sistemas de transmisión mediante engranajes.

El análisis de vibraciones de la bomba de aceite de engranajes va a presentar siempre componente de vibración importante a la frecuencia del engranaje (GMF), que es el número de dientes de una de las ruedas del engranaje por sus RPM o bien un componente a la frecuencia de paso de lóbulos (número de lóbulos multiplicado por la velocidad de giro) en el caso de las bombas de tipo lobular. La amplitud de estos componentes depende mucho de la presión de salida de la bomba. Si la amplitud de la vibración a la frecuencia del engranaje o de paso de lóbulo aumenta de manera significativa y hay una aparición de armónicos o de bandas laterales en el espectro de vibración podría ser una indicación de un diente o lóbulo cuarteado o dañado. La figura 5 muestra el espectro vibratorio de una bomba de aceite de lóbulos externos. En dicho espectro puede apreciarse una señal de gran amplitud a la frecuencia de paso de lóbulo, que en este caso es $4XRPM$ al tratarse de una bomba de cuatro lóbulos. Aunque dicha vibración está también presente en condiciones normales de operación, un aumento tan significativo de su amplitud permite diagnosticar que hay algún lóbulo deteriorado.

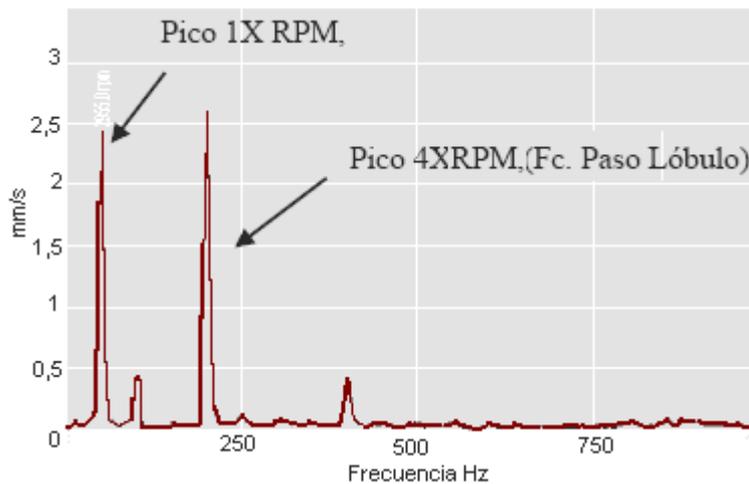


Figura 5. Espectro vibratorio de una bomba de lóbulos externos con defecto en algún lóbulo.

Aparte de las vibraciones causadas por problemas o anomalías en la bomba de aceite, existen fallos en otros elementos del sistema de lubricación que también pueden generar vibraciones a frecuencias características. Tanto el filtro de aceite como los elementos de regulación constituyen una parte muy importante del sistema de lubricación, y un problema en alguno de ellos provoca el incorrecto funcionamiento del motor y de otros sistemas auxiliares, como por ejemplo el turbocompresor.

Los principales elementos de regulación presentes en el sistema de lubricación son la válvula reguladora de presión y la válvula de derivación del filtro. Las principales causas que pueden generar vibraciones en una válvula son un mal dimensionado, fugas y resonancia de resortes. Dichos problemas provocan el aumento del nivel de vibración en un amplio rango de frecuencias, que va desde los hercios hasta las decenas de kilohercio, siendo recomendable el análisis por ultrasonidos para la detección de estas últimas vibraciones a altas frecuencias.

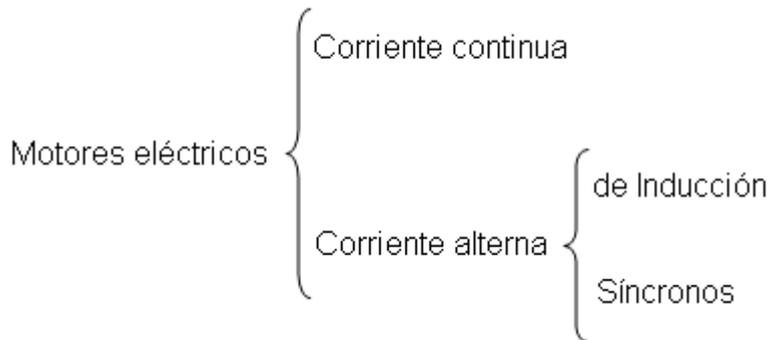
Tras haber estudiado los sistemas de refrigeración y lubricación, se van a analizar a continuación los motores eléctricos auxiliares.

6. Análisis de vibraciones en motores eléctricos auxiliares.

Algunos motores de combustión emplean motores eléctricos como apoyo en el arranque. En algunas configuraciones de MACI alguno de sus auxiliares, como por ejemplo la bomba de refrigeración, puede estar accionada por un motor eléctrico en lugar de por el propio MACI.

A la hora de tratar los fallos que tienen lugar en un motor eléctrico y que pueden ser diagnosticados mediante el análisis de vibraciones, hay que tener presente que la maquinaria eléctrica sufre los defectos comunes al resto de maquinaria rotativa, con la complicación adicional de defectos puramente eléctricos. Además, dependiendo del tipo de motor eléctrico empleado, se van a tener diferentes características en cuanto a construcción, funcionamiento y

vibraciones se refiere. El esquema 1 muestra los distintos tipos de motores eléctricos que se estudian en el presente proyecto.



Esquema 1. Tipos de motores eléctricos.

En la actualidad, el tipo de motor eléctrico más extendido como elemento auxiliar de MACI son los motores de inducción, también llamados asíncronos o de jaula de ardilla.

En lo que al análisis frecuencial de motores eléctricos se refiere, las vibraciones ocasionadas por problemas eléctricos dependen de las condiciones de carga del motor. A medida que se modifica la carga, la amplitud de la vibración y/o las variaciones de fase pueden indicar cambios significativos en el estado del motor. Las principales causas de vibraciones de naturaleza eléctrica son:

- Barras dañadas o sueltas en el rotor
- Láminas del rotor o devanados del estator en cortocircuito.

Si una barra del rotor tiene más resistencia que las otras debido a grietas o roturas habrá menos corriente inducida en ella, y cuando esté alineada con los polos producirá un poco menos de par en este punto del ciclo de deslizamiento. Esto se traduce en el aumento de amplitud de la vibración a la frecuencia 1X RPM en el espectro y en la aparición de bandas laterales alrededor del componente de vibración distanciadas la frecuencia de paso de polos ($F_p = 2 \cdot F_L - RPM \cdot P$. Donde F_L es la frecuencia de la línea eléctrica y P es el número de polos del motor [18]).

Otra fuente de vibraciones de naturaleza eléctrica es el cortocircuito entre láminas del rotor. Este hecho lleva asociado un aumento de la vibración a la frecuencia de 100 Hz ($2 \cdot F_L$). Si el cortocircuito se da entre devanados del estator, esto se traduce en un aumento en la vibración de la máquina a frecuencia 1X RPM, y a más largo plazo conlleva a la degradación del aislamiento y daños en los rodamientos del rotor [9].

Aparte de los fallos que generan vibraciones comunes a todas las máquinas rotativas, y de los fallos de índole eléctrica, existe un tercer grupo de problemas presentes en motores eléctricos. Se trata de defectos mecánicos propios de motores eléctricos. Los principales problemas pertenecientes a este

tercer grupo son: Flexión térmica del rotor, Rotor excéntrico, Holgura en devanados del estator y Conectores flojos

La tabla 8 recoge los fallos en los diferentes tipos de motores eléctricos, tanto problemas de naturaleza eléctrica como mecánica, que pueden generar vibraciones.

Fallo	Tipo motor	Efecto
Barras del rotor dañadas	asíncronos	Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM con bandas laterales a F_p
Barras del rotor rotas	asíncronos	Bandas laterales a F_p alrededor de 1X, 2X, 3X y 4X RPM
Láminas del rotor en cortocircuito	motores CA	Aumento de la vibración a frecuencia $2.F_L$
Flexión térmica del rotor	motores CA	Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM (como desequilibrio)
Rotor excéntrico	todos	Vibración a 1X RPM con bandas laterales a $\pm 2X F_s$
Holgura devanados estator	todos	Aumento de la vibración a frecuencia 1X, 2X RPM y $2.F_L$
Conectores flojos	todos	Aumento de la vibración a frecuencia $2.F_L$ con bandas laterales a $1/3.F_L$
Problemas en SCR	motores CC	Vibración de gran amplitud a frecuencia $6.F_L$
Bobinas sueltas	síncronos	Pico de vibración a CPF con bandas laterales a 1X RPM
Barras del rotor sueltas	asíncronos	Vibración a RBPF con bandas laterales separadas $2.F_L$
Cortocircuito devanados estator	todos	Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM

Tabla 8. Fallos que generan vibraciones en motores eléctricos

Una vez presentados los fallos que pueden ocurrir en motores eléctricos, el siguiente sistema auxiliar objeto de estudio es el turbocompresor.

7. Sobrealimentación del motor: Turbocompresor.

La función del turbocompresor consiste en sobrealimentar el motor, es decir, aumentar la presión del aire de entrada a los cilindros. Para realizar la sobrealimentación se necesita una máquina capaz de tomar el aire a la presión atmosférica y comprimirlo para conseguir una sobrepresión. De esta tarea se encargan los compresores. El compresor más empleado en motores es el turbocompresor centrífugo y está accionado por una turbina alimentada mediante los gases de escape.

El grupo de turbocompresión, habitualmente denominado turbo, aprovecha la energía con la que salen los gases de escape del motor para impulsar una turbina colocada en la salida del colector de escape. Dicha turbina se une mediante un eje a un compresor colocado a la entrada del colector de admisión (figura 6). Gracias al movimiento giratorio que transmite la turbina a través del eje común, el compresor eleva la presión del aire que entra a través del filtro y consigue que mejore la alimentación del motor. Debido a la elevada velocidad de giro del turbo y a las altas temperaturas que se alcanzan, el correcto estado de los sistemas de refrigeración y lubricación es fundamental para el buen funcionamiento del grupo de turbocompresión.

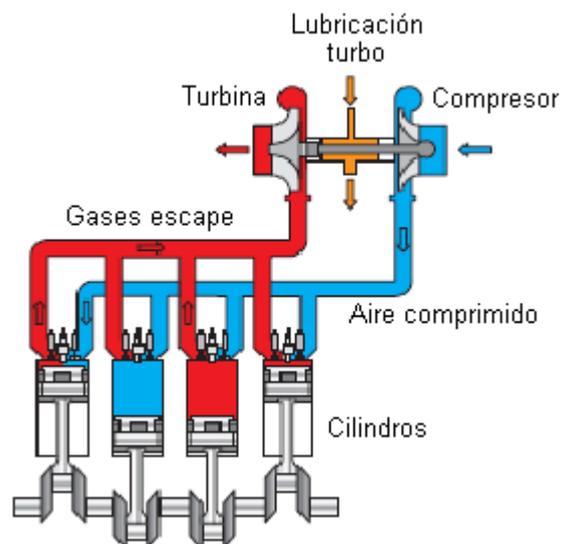


Figura 6. Funcionamiento del turbo.

Como se acaba de ilustrar, los turbos están formados por una serie de elementos comunes a todos ellos, sin embargo, pueden presentar notables diferencias constructivas y de funcionamiento atendiendo, principalmente, a la clasificación en turbos de geometría fija (TGF) y turbos de geometría variable (TGV). La principal diferencia entre ambos tipos de turbos radica en la geometría de la turbina. En el caso de los turbos de geometría variable los álabes de la turbina son móviles, es decir, su posición final depende de la presión de sobrealimentación. La figura 7a) representa la situación en que los álabes están prácticamente cerrados, por lo que al ser menor el área de paso de los gases aumenta su presión. Esta primera situación corresponde a regímenes de giro del motor bajos, donde la energía de los gases de escape es baja. La figura 7b) representa la situación opuesta, en la que los álabes móviles

están totalmente abiertos (mayor sección de paso de gases). Se dará esta situación cuando se alcancen los valores máximos de presión establecidos.

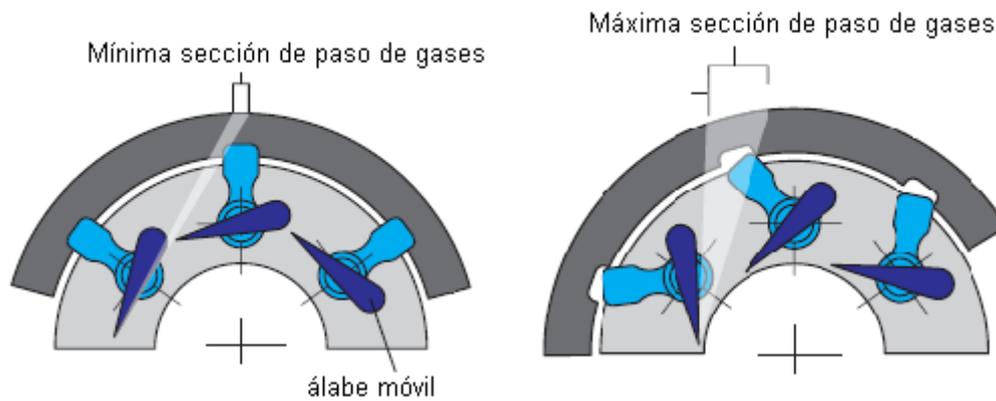


Figura 7a). TGV a bajas RPM del motor

Figura 7b). TGV a altas RPM del motor

Como consecuencia del movimiento de álabes mediante una serie de varillas, los turbos de geometría variable van a poder presentar una serie de vibraciones que no se dan en turbos de geometría fija. Se trata de vibraciones a una frecuencia aproximada de 5000 Hz causadas por una incorrecta fijación de los álabes de la turbina. Esto suele deberse a problemas en las varillas que los guían, como holguras excesivas o varillas dobladas.

Una vez explicado el objetivo, funcionamiento y partes del turbo, así como las diferencias entre TGF y TGV, se analizan a continuación las principales vibraciones que tienen lugar en dicho sistema, independientemente de su configuración o geometría.

El diagnóstico por análisis de vibraciones del grupo de turbocompresión es muy importante, puesto que el correcto estado del turbo es fundamental para asegurar un funcionamiento eficiente y seguro del motor de combustión. Las vibraciones que se generan en un turbo son las típicas de una máquina rotatoria, es decir, las producidas por fallos en rodamientos y casquillos, ejes desalineados, desequilibrados, excéntricos o doblados, problemas de lubricación, y las producidas como consecuencia de fallos tanto en el compresor como en la turbina. La mayoría de los fallos anteriores ya han sido tratados en el apartado 3 de esta Memoria, por lo que a continuación se van a analizar los problemas propios de turbinas y compresores capaces de generar vibraciones, y las características de éstas.

Los espectros vibratorios del compresor centrífugo y de la turbina son similares. En ambos, incluso en condiciones normales de funcionamiento, aparece la frecuencia de paso de álabes. En el caso de que haya álabes dañados o erosionados habrá un incremento en la amplitud de la frecuencia de paso de álabes ($BFP = n^{\circ} \text{ álabes} \cdot \text{RPM}$) y también aparecerán bandas laterales a su alrededor. El compresor y la turbina están unidos a través del eje común, por lo que cabe esperar que vibraciones en una de las partes puedan afectar al resto del conjunto.

La figura 8 muestra un espectro de vibración típico de un compresor centrífugo con 6 álabes [9]. En ella se puede observar la presencia del pico a la

frecuencia de paso de álabes (BFP), sus armónicos (2X, 3X, 4X, 8X RPM) y bandas laterales junto a todos ellos, lo cual indica que hay álabes dañados.

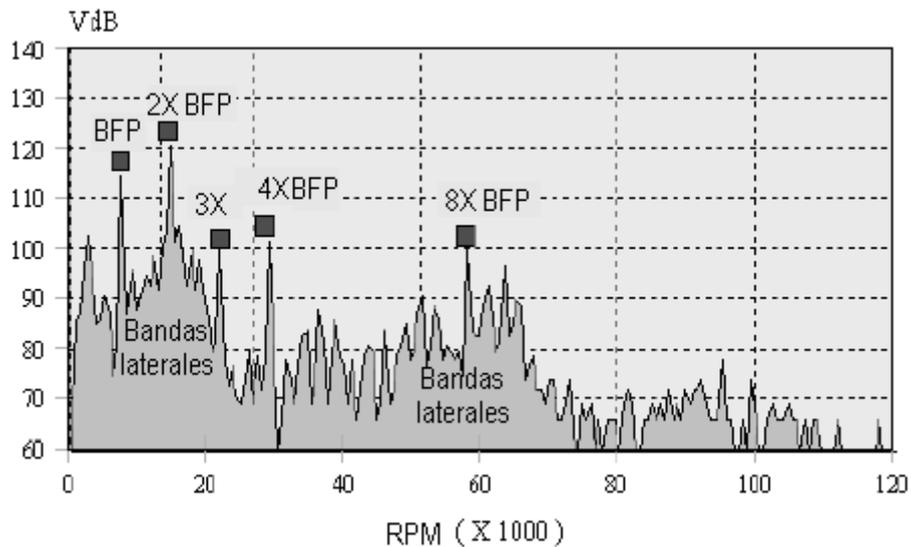


Figura 8. Espectro vibratorio de un compresor centrífugo con daños en los álabes.

Aparte de las vibraciones causadas por álabes dañados o erosionados, el turbocompresor y la turbina pueden sufrir desequilibrios dinámicos en caso de que se le peguen restos de aceites o carbonillas a los álabes del rodete, los cuales producirán vibraciones a frecuencia 1X RPM y armónicos, que entrando en resonancia pueden romper la película de engrase y provocar fallos muy graves. Esta situación es más frecuente en el caso de las turbinas, ya que son accionadas por los gases de escape del motor, los cuales contienen partículas procedentes de la combustión, mientras que el aire que pasa por el compresor proviene del ambiente y está libre de carbonillas.

Como ya se ha comentado en la introducción del presente documento, aunque las líneas de inyección no constituyen un sistema auxiliar propiamente dicho, las variaciones de presión en ellas van a generar vibraciones. Estas variaciones de presión pueden tener su origen en fallos asociados a problemas en el sistema de inyección o combustión los cuales imposibilitan el correcto funcionamiento del motor.

8. Diagnóstico de MACI basado en vibraciones en las líneas de inyección

El sistema de inyección constituye el sistema de alimentación de los motores de combustión interna. Para realizar la combustión es necesario inyectar una determinada cantidad de combustible finamente pulverizado en la cámara de combustión. Dicha misión está encomendada a los inyectores, que reciben el combustible de la bomba de inyección. El combustible debe ser inyectado en la cámara de combustión en condiciones adecuadas (cantidad, presión, grado de pulverizado), pues el correcto funcionamiento de un motor depende en gran parte de una inyección correcta [53, pág 16].

No es objeto de este proyecto analizar el sistema de inyección en su totalidad, únicamente se estudian las causas que pueden dar lugar a variaciones de presión en las líneas de inyección, es decir en los conductos que unen la bomba de inyección con los inyectores. Las variaciones de presión pueden hacer que dichos conductos vibren de un modo determinado en función del origen de la variación de presión. Conociendo las diferentes formas de vibración se puede diagnosticar cuál es el problema que está modificando la presión del combustible a la entrada del inyector.

Las líneas de inyección de combustible a alta presión están unidas a la bomba de inyección y a los inyectores. Puesto que la presión en la bomba de inyección es pulsatoria, la señal vibratoria medida en las líneas de inyección tendrá unas características pulsatorias, y una frecuencia de vibración de acuerdo a la siguiente expresión [61]:

$$f = \frac{n \cdot j}{60 \cdot \tau}$$

Donde n es la velocidad del motor en RPM, j el número de cilindros y τ es un coeficiente que para motores de cuatro tiempos toma el valor de 2.

De este modo ya se conoce la frecuencia fundamental del sistema de inyección. Toda medida que se aleje notablemente de dicho valor será un indicativo de la existencia de algún problema. Para la obtención de los valores reales de vibración en un conducto de inyección se emplean, normalmente, sensores de presión, capaces de detectar variaciones anómalas de presión en el interior de los conductos de inyección.

Una vez presentados los objetivos y contenido del proyecto se presentan las conclusiones alcanzadas durante la realización del mismo.

9. Conclusiones

En primer lugar, este proyecto permite valorar la importancia del análisis de vibraciones en maquinaria en general. Dicha importancia está asociada al hecho de llevar a cabo un Mantenimiento Predictivo de forma adecuada. De este modo una máquina o elemento será reparado o sustituido en el momento oportuno, es decir, tras haber aprovechado al máximo su vida útil pero antes de que falle y provoque una parada no planificada. De acuerdo a esta idea se pueden resumir las ventajas que el análisis por vibraciones aporta al mantenimiento en dos puntos. Por un lado, permite detectar e identificar defectos incipientes sin necesidad de parar ni desmontar la máquina y por otro lado, hace posible el seguimiento de la evolución del defecto a lo largo del tiempo hasta que alcanza niveles no aceptables.

En la actualidad, la mayoría de estudios sobre vibraciones en motores se centran en el motor propiamente dicho, olvidando en muchos casos la importancia de los sistemas auxiliares para el correcto funcionamiento del conjunto. En este proyecto se han estudiado los principales sistemas auxiliares de MACI, incluyendo diferentes configuraciones y modos de operación, así

como los principales fallos que pueden tener lugar en cada uno de ellos. Cada sistema auxiliar posee varios modos de fallo propios, los cuales generan vibraciones características. La bibliografía existente sobre este tema está dispersa y, en algunos casos puede llegar a resultar confusa y densa, lo cual pone de manifiesto la necesidad de reunir, ordenar y presentar de forma clara los problemas que pueden ocurrir en cada auxiliar de MACI y las vibraciones que se generan como consecuencia de dichos defectos. De acuerdo con esto, cabe resaltar la importancia y utilidad de las tablas-resumen incluidas en este proyecto. Las tablas constituyen una guía rápida para el diagnóstico de fallos en auxiliares de MACI, que permite asociar la señal vibratoria (captada y procesada) a un problema concreto. Aparte de las tablas, el lector dispone, en cada uno de los anexos, de las explicaciones necesarias para comprender los fallos, localizar las posibles causas y determinar la gravedad del problema.

Al ser el análisis de vibraciones uno de los métodos de diagnóstico del estado de maquinaria con mayores perspectivas de futuro, este proyecto es sólo el principio de lo que debería ser una sólida línea de investigación, tanto por la relevancia de dicho método como por la importancia de los sistemas auxiliares del motor. Una vez finalizado el proyecto (cumpliendo objetivos y alcance) hay algunos temas que podrían mejorarse. Por ejemplo, al no ser objeto del presente proyecto, no se ha profundizado en el tratamiento de la señal captada por los transductores (amplificación, filtrado, conversión, etc), sin embargo, dicho estudio sería un complemento adecuado a todo lo presentado en este documento.

Finalmente, como conclusiones personales del autor, cabe destacar el interés despertado no sólo en el análisis de vibraciones, sino también en el mantenimiento predictivo y la instrumentación. Si bien es cierto que el proyecto se centra en auxiliares de motores térmicos, el diagnóstico mediante análisis de vibraciones se puede aplicar a cualquier máquina, desde grandes islas de inyección hasta aerogeneradores, por lo que son muchas las posibilidades profesionales en el campo del análisis de vibraciones. Desde un punto de vista personal, el presente proyecto ha supuesto, entre otros muchos aspectos positivos, aprendizaje continuo, hacer frente a tareas cuyos resultados no se obtienen a corto plazo (búsqueda de información, organización, redacción de forma clara y precisa, etc), seleccionar la información necesaria y descartar el resto, repasar y releer con atención y, finalmente, estar satisfecho del trabajo realizado.

10. Fuentes de información

Referencias bibliográficas y artículos

- [1] BALLESTEROS ROBLES F. *Tablas aplicables al mantenimiento predictivo de maquinaria industrial*, Escuela Universitaria Politécnica, Universidad de Sevilla.
- [2] MOBLEY, R. KEITH. *An Introduction to Predictive Maintenance*, Butterworth Heinemann, 2002.
- [3] MONCHY F. *Teoría y Práctica del Mantenimiento industrial*. MASSON, S.A. 1990.
- [4] MACIÁN MUÑOZ, VICENTE. *Mantenimiento de Motores de Combustión Interna Alternativos*. Universidad Politécnica Valencia, 1993.
- [5] DÍAZ NAVARRO, JUAN. *Técnicas de mantenimiento industrial*. Calpe Institute of Technology, 2007.
- [6] MOSQUERA, GENARO. *Las vibraciones mecánicas y su aplicación al mantenimiento predictivo*, ISID, Venezuela 2001.
- [7] MOBLEY, R. KEITH, *Vibration Fundamentals*. Newnes (Butterworth- Heinemann), 1999.
- [8] SANTAMARÍA HOLEK, RICARDO. *Consideraciones prácticas y económicas del alineamiento de maquinaria*, 2002.
- [9] WHITE, GLENN D. *Introduction to Machine Vibration*. DLI Engineering Corporation 1997.
- [10] PINTOR BOROBIA, JESÚS M. *Elementos de máquinas y vibraciones*, Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, Universidad Pública de Navarra.
- [11] VALVERDE, ANICETO. *Introducción al estudio, análisis y control de las vibraciones*, Universidad Politécnica de Cartagena, 1998.
- [12] JIMÉNEZ YENNY, OSCAR. *Casos Reales de Análisis de Vibración, 1er Congreso Mexicano de Confiabilidad y Mantenimiento*, Octubre 2003.
- [13] KULICHEVSKY, R, *Medición y Análisis de vibraciones: una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en maquinarias*, Estudio y ensayo de componentes estructurales, Buenos Aires 1997.
- [14] PARDIÑAS ALVITE, JOSE. *Sistemas auxiliares del motor*, Editex 2007.
- [15] SALAZAR MONCADA, CARLOS A. *Guía de laboratorio para la Simulación de modos de fallo en un sistema de bombeo*. Universidad EAFIT, Medellín 2005.
- [16] GIACOSA, DANTE. *Motores endotérmicos*. Editorial Omega. 1988.
- [17] SANZ ACEBES, SANTIAGO. *Motores*. Editex 2007.
- [18] SCHEFFER, CORNELIUS & GIRDHAR, PARESH. *Practical Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*. ELSEVIER 2004.
- [19] BARILÁ, DANIEL O. *Contribución al diagnóstico de averías en motores diesel por análisis de vibraciones*, Universidad Politécnica de Valencia.
- [20] WATSON, N & JANOTA, M.S. *Turbocharging. The internal combustion Engine*. Mcmillan 1982.
- [21] WIDMAN, RICHARD. *La vida útil del motor – Refrigeración*. Boletín técnico de Widman International S.R.L, Nº 18, 2001.
- [22] FRIEDMAN, ALAN. *Detección automática del desgaste de rodamientos*. Procedimientos del Instituto de Vibraciones, EE.UU. 2004

- [23] PALOMINO MARÍN, EVELINO. *Curso de análisis de vibración: La medición y el análisis de vibración en el diagnóstico de máquinas rotativas*. Renovetec 2005
- [24] WINKHOFER, JOHN. *Chain Enginnering*. Múnich 1994.
- [25] AZOVTSEV, ANTON & BARKOV, ALEXEI. *Rolling Element and Fluid Film Bearing Diagnostics Using Enveloping Methods*. VibroAcoustical Systems and Technologies, Inc.
- [26] JONES, ROBERT.M. *A Guide to the Interpretation of Frequency and Time Domain Spectrums*. SKF Condition Monitoring, 19 Febrero 1993.
- [27] MEHERWAN P. BOYCE. *Gas Turbine Enginnering Handbook*. Gulf Publishing Company, 1982.
- [28] LILLY, LRC. *Diesel Engine Reference Book*. Butterworth, 1984.
- [29] PERAL ORTS, RAMÓN; CAMPILLO DAVÓ, NURIA & VELASCO SÁNCHEZ, EMILIO. *Bancos de ensayo para docencia en vibraciones mecánicas*. Universidad Miguel Hernández de Elche. Octubre 2008.
- [30] NELSON SAAVEDRA, PEDRO. *La medición y análisis de las vibraciones como técnica de inspección de equipos y componentes: aplicaciones, normativas y certificación*. Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción, Chile.
- [31] FRAGA LÓPEZ, PEDRO. *Las vibraciones torsionales en la detección de la rotura de ejes: Una herramienta para el mantenimiento predictivo*. Revista "Automática e Instrumentación" páginas 70-73, Nº 302, 1999.
- [32] FERREIRO, RAMÓN. *Mantenimiento de bombas centrífugas mediante la captura e interpretación de vibraciones*. "Montaje e Instalaciones" Revista técnica sobre la construcción e ingeniería de las instalaciones, páginas 42-46, Nº 402, 2006.
- [33] *Manual SKF de mantenimiento de rodamientos*. SKF. Suecia 1992.
- [34] PÉREZ MORENO, R & LIZANA MERCHANT, C. *Acoplamientos mecánicos*. INACAP
- [35] SÁNCHEZ, CARLOS. *Análisis de Vibraciones: Problemas de correas*. "Boletín de noticias Mantenimiento Predictivo" páginas 3-6, Nº 17, mayo 2005.
- [36] BARRETT, RICHAD M. *Low Frecuency Machinery Monitoring: Measurement considerations*. WILCOXON RESEACH, INC. Agosto 2007.
- [37] PACHECO PACHECO, MANUEL. *Bombas centrífugas*. PEMEX 2001.
- [38] EGUSQUIZA, E; PAULA, L; VALERO, C & JOU, E. *El Diagnostico de Daños en Grupos Hidroeléctricos mediante el Análisis de Vibraciones*. ETS Ingenieros Industriales de Barcelona, Universitat Politècnica de Catalunya.
- [39] A-MAQ S.A. (ANÁLISIS DE MAQUINARIA). *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. 2005.
- [40] HIDALGO, JUAN C. *Análisis de las zonas de falla de Motores Eléctricos*. TERMOGRAM.
- [41] *Estudio de fallos en un rodamiento de bolas*. Máster en Mantenimiento Industrial y Técnicas de Diagnóstico 2009-2010, Universidad de Sevilla.
- [42] ESTUPIÑÁN, E; SAN MARTÍN, C & SOLALIGUE, R. *Diseño e implementación de un analizador virtual de vibraciones mecánicas*. Facultad Ingeniería, Univ. Tarapacá, Chile 2006.
- [43] TORRES, FERNANDO; ROYO, JESÚS A. & RABANAQUE, GLORIA. *Análisis de vibraciones e interpretación de datos*. DIDYF Universidad de Zaragoza.
- [44] DÍAZ, SERGIO. *Medición y Análisis de Vibraciones*. Laboratorio de Dinámica de Máquinas, Universidad Simón Bolívar.
- [45] SINAIS (Ingeniería de Mantenimiento). *Tutorial 3: Demodulación*.

- [46] BELTRÁN PALOMO, PUBLIO & PÉREZ ALARCÓN, ÁLVARO. *La monitorización de vibraciones, solución eficaz para la protección y vigilancia de las turbosoplantes de motores diesel*. TSI –Técnicas y Servicios de Ingeniería S.L. Enero 1998.
- [47] ESTUPIÑÁN, EDGAR & SAAVEDRA, PEDRO. *Análisis de vibraciones aplicado a las máquinas rotatorias de baja velocidad*. Universidades de Tarapacá y Concepción, Chile.
- [48] *Oleohidráulica y Neumática*. Área de Mecánica de Fluidos, Universidad de Oviedo.
- [49] ABB TURBO SYSTEM; LTD. *ABB Turbocharging. Product information*.
- [50] GARCÍA GARRIDO, SANTIAGO. *Averías en turbinas de gas*. Editorial Renovetec 2010.
- [51] LINARES, O. *El Turbocompresor y su mantenimiento*. Boletín técnico de Widman Nº 25.
- [52] ZHIQIANG WANG. *Study on Fault Diagnosis of Fuel Injection Based on Vibration Signal Analysis of High-pressure Fuel Injection Pipe*. CCSE Applied Physics Research, Nov 2009.
- [53] ARANEDA, DANIEL; ARAVENA, DIEGO; ACUÑA, ITALO & BELLO, JULIO. *Motores Diesel*. INACAP.
- [54] CAMPILLO DAVÓ, NURIA; PERAL ORTS, RAMÓN & VELASCO SÁNCHEZ, EMILIO. *Aplicación de técnicas de análisis espectral de vibraciones e identificación de fuentes de ruido de la planta enfriadora BRAW-90*. Universidad Miguel Hernández de Elche. TECNIACUSTICA 2006.
- [55] REIMCHE, W.; SÜDMERSEN, U.; PIETSCH, O.; SCHEER, C. & BACH, F. *Basics of vibration monitoring for fault detection and process control*. University of Hannover, 2003.
- [56] ZHU, JIAN-YUAN. *Detection of cylinder pressure in diesel engines using cylinder head vibration and time series methods*. "Journal of Marine Science and Application" Volumen 6, Nº 4, Diciembre 2007.
- [57] ABAROA GÁLVEZ, AGUSTIN. *Fuerzas y momentos en los motores diesel de dos tiempos con cruceta que excitan vibraciones en los buques*. Bit microprecisión S.A. Julio 2009.
- [58] *Predictive Maintenance*. Electric Power Research Institute (EPRI). 2003
- [59] *Apuntes de Mantenimiento de equipos electromecánicos*. Universidad de Burgos. 2005.
- [60] BRUZOS, TOMÁS. *Tubos de los inyectores*. "Sabelotodo.com". Septiembre 2009.
- [61] DAMING, TANG. *Vibration control of internal combustion engine*. Southwest Jiaotong University Press, 1993.
- [62] BRUZOS, TOMÁS. *Sistema de inyección: mecanismos de avance*. "Sabelotodo.com". Septiembre 2009.
- [63] FRIEDMAN, ALAN. *Demodulación*. DLI Engineering Corp.
- [64] FERTIS, DEMETER G. *Mechanical and structural vibrations*. 1981
- [65] VIEJO ZURUCARAY, MANUEL. *Bombas: Teoría, diseño y aplicación*. Ed. Limusa. 1985.

Direcciones de Internet

- [66] Brüel & Kjaer. Transductores y analizadores de vibración. www.bksv.es
- [67] Reycomotor. Componentes de motor. www.reycomotor.com
- [68] Bombas de agua y aceite Kitset. www.reycomotor.com/Reyco/Kitset/Document/Pumps
- [69] Bombas de aceite Clevite. www.reycomotor.com/Reyco/Dana/Pumps3
- [70] SPM. Condition monitoring solution. Monitoreo completo de ventiladores. www.predictivo-industrial.com/spm/products/online/mg4apps/fans1

- [71] TSI – Técnicas y servicios de ingeniería S.L. www.tsisl.es
- [72] PSOC-CHILE. Vibraciones. www.psoc-chile.es/tl/Vibraciones
- [73] Usos y aplicaciones de las bombas centrífugas
www.quiminet.com/ar4/ar_vcdadddsaadvcadvc-usos-y-aplicaciones-de-las-bombas-centrifugas
- [74] MS MOTOR SERVICE. Circuito de refrigeración. www.ms-motor-service.es/content2
- [75] Tipos de cojinetes para bombas centrífugas.
<http://bombascentrifugas.info-tecnica.org/category/cojinetes/>
- [76] Motores sobrealimentados. www.mecanicavirtual.org/turbo2
- [77] Clevite: Cigüeñales. Absorbedor vibraciones. www.reycomotor.com/Reyco/Dana/Cranks1
- [78] Cursos de mecánica del automovil. www.mecanicavirtual.org
- [79] Cojinetes y rodamientos. <http://rodamientos.wordpress.com>
- [80] Detección de averías en turbos. www.ventadeturbos.es/deteccion_de_averias
- [81] SPM Turbo charger monitoring solution. www.dvingeneria.com.ar/Turbocharger.pdf
- [82] Soler&Palau. Soluciones innovadoras. Vibraciones. www.solerpalau.es/formacion_01_19
- [83] Confiabilidad.net. <http://confiabilidad.net/articulos/analisis-de-firma-electrico/>
- [84] Reset S.A. www.resetsa.com/Shinkawa.ppt
- [85] Sinais: Ingeniería de Mantenimiento. www.sinais.es/indice_vibraciones
- [86] Sistema de Turbo. La Sobrealimentación. www.automecanico.com
- [87] Widman. www.widman.biz
- [88] Sistema de lubricación. www.mecanicayautomocion.blogspot.com/2009_02_01_archive
- [89] INECO. www.ineco.cl/noticias/tecnicos/soluciones-valvulas-de-control
- [90] Turboalimentación e intercooler.
<http://turbogarzon.blogspot.com/2008/08/para-llevar-cabo-la-combustin-completa.html>
- [91] Sensores de presión en el automóvil. www.mecanicavirtual.org/sensores4

Anexo 1

Introducción al fenómeno vibratorio. Medida, monitorización y procesamiento de la señal.

En este primer anexo se va a definir el fenómeno vibratorio y sus unidades de medida. Se estudian con detalle las diferentes escalas disponibles para la visualización de las frecuencias típicas que aparecen en los análisis de vibraciones y sus componentes tales como armónicos, subarmónicos, bandas laterales, etc.

Resulta de vital importancia conocer las frecuencias propias del sistema y los fenómenos que pueden tener lugar si dichas frecuencias coinciden con las frecuencias correspondientes a algún modo de fallo. Finalmente, se estudian diferentes tipos de sensores de captación de vibraciones, así como el proceso que sigue la señal hasta aportar información útil.

1.1. Introducción

En su forma más sencilla, una vibración se puede considerar como la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio, causado por una fuerza de excitación. La posición de equilibrio es a la que llegará el objeto cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento. El movimiento vibratorio de un cuerpo entero se puede describir completamente como una combinación de 6 movimientos individuales diferentes: traslaciones en las tres direcciones ortogonales x , y , z , y rotaciones alrededor de los ejes x , y , z . Cualquier movimiento complejo que el cuerpo pueda presentar se puede descomponer en una combinación de esos seis movimientos [9].

Como ya se ha mencionado, la vibración de un objeto es causada por una fuerza de excitación. Esta fuerza se puede aplicar externamente al objeto o puede tener su origen en el interior del mismo. Más adelante se verá que la frecuencia y la magnitud de la vibración de un objeto dado están completamente determinadas por la fuerza de excitación, su dirección y frecuencia. Esta es la razón por la cual un análisis de vibración puede determinar las fuerzas de excitación que están actuando en una máquina. Esas fuerzas dependen del estado de la máquina, por lo que el conocimiento de sus características e interacciones permite diagnosticar un problema en la máquina.

1.2. Análisis de vibraciones

En el momento de la medida de las vibraciones hay que valorar qué tipo de análisis se va a llevar a cabo y en qué unidades se va a medir la amplitud de

las señales. Dependiendo del tipo de análisis realizado y de las unidades escogidas para la visualización de los resultados se pueden diagnosticar distintos tipos de fallos. Una incorrecta elección tanto del método como de las unidades dificulta el análisis de vibraciones y hace que pueda pasarse por alto algún defecto presente en la maquinaria.

Las principales técnicas de análisis de señales vibratorias son las dos que se describen brevemente a continuación.

– El *análisis de la forma de onda* o de la vibración en el dominio del tiempo consiste en extraer información útil para el diagnóstico del gráfico de la amplitud vibratoria frente al tiempo. Resulta de gran utilidad para el análisis de diferentes fallos cuyos espectros son similares.

– El *análisis frecuencial* (o espectral) es la técnica más comúnmente empleada para el diagnóstico de problemas en máquinas. Utilizando esta técnica se pueden identificar fallos típicos tales como desequilibrio de rotores, desalineación, holguras mecánicas y defectos en rodamientos. La idea fundamental del análisis de frecuencia es encontrar la relación existente entre la frecuencia de las componentes discretas presentes en el espectro y la frecuencia de las fuerzas dinámicas que generan las vibraciones.

La frecuencia representa las veces que se repite un suceso periódico por unidad de tiempo. Normalmente, en el caso de máquinas rotativas, se expresa en revoluciones por minuto (RPM) o por segundo (RPS). Concretamente, 60 RPM equivalen a un hertzio (Hz). También se puede expresar como múltiplos de la frecuencia de rotación (órdenes). Los órdenes se denominan como 1X RPM para la velocidad de operación de la máquina, 2X RPM para dos veces la velocidad de operación, etc. Más adelante, cuando se estudien las diferentes escalas de los ejes (apartado 1.4.2), se profundizará en la importancia de las medidas expresadas en órdenes.

Para valorar si la vibración existente a una determinada frecuencia tiene importancia o es irrelevante debe conocerse su amplitud. En el análisis de la amplitud de las vibraciones mecánicas hay que tener en cuenta una serie de valores, mostrados en la figura 1.1 [44].

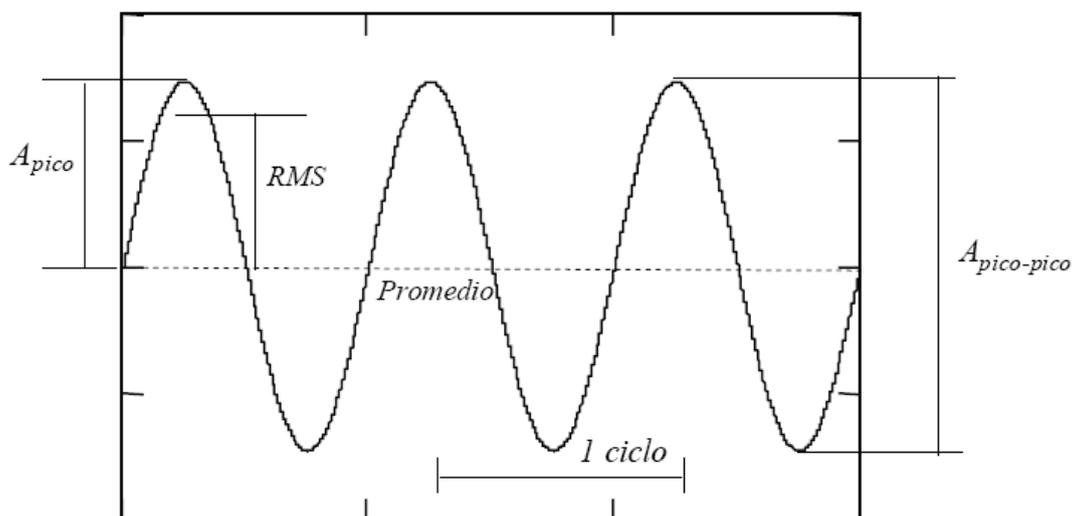


Figura 1.1. Medida de la amplitud de una onda senoidal

La amplitud puede medirse usando varios estándares. Los máximos positivos y negativos de una onda se conocen como valor pico (A_{pico}), y la distancia entre el pico negativo y positivo se conoce como valor pico a pico ($A_{pico-pico}$). Otro parámetro importante relacionado con la amplitud es el valor medio eficaz (root mean square o RMS). El RMS es la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda. En el caso de una onda senoidal el valor RMS es igual a $0,707 (\sqrt{2})$ del valor pico, pero esto es solo válido en el caso de una onda senoidal. El valor RMS de una señal de vibración es una medida importante de su amplitud y es ampliamente utilizado para cuantificar la severidad de la vibración en máquinas. Para calcular este valor, los valores instantáneos de amplitud de la onda se deben elevar al cuadrado y esos cuadrados se deben promediar durante un cierto tiempo y realizar la raíz cuadrada del resultado obtenido. El tiempo de promediado debe ser, por lo menos, un período de la onda para llegar al valor RMS [10].

Además de la amplitud y la frecuencia se debe tener en cuenta el concepto de fase. La fase es una medida de la diferencia de tiempo entre dos señales o entre una determinada vibración y una referencia (figura 1.2).

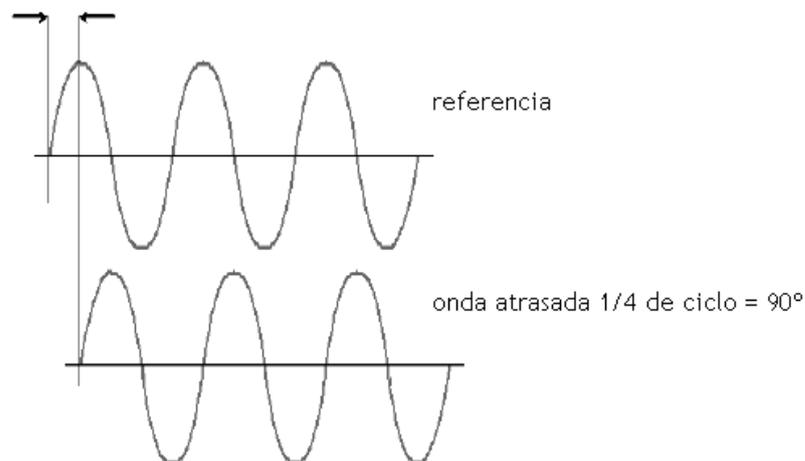


Figura 1.2. Medida de fase: Onda atrasada respecto de una señal de referencia.

El análisis de fase resulta muy útil para detectar fallos como desequilibrio, falta de alineación, excentricidades, holguras, cojinetes mal alineados, resonancia... ya que algunos de estos fallos ocurren a frecuencias 1X RPM, por lo cual es importante observar los desfases para identificar el problema.

El desfase de una señal respecto a otra se mide normalmente en grados o fracciones de periodo. Sin embargo, la amplitud de la vibración, tanto en análisis de forma de onda como espectral, puede ser medida en diferentes unidades.

1.3. Unidades de amplitud de vibración

Hasta ahora sólo se ha hablado del desplazamiento de un objeto vibrando como una medida de la amplitud de su vibración. El desplazamiento

es sencillamente la distancia desde una posición a la posición de referencia o punto de equilibrio. La unidad habitual de medida de desplazamiento es milímetros o micras en el Sistema Internacional y milésimas de pulgada en el Sistema Inglés. Los sensores de desplazamiento proporcionan una medida del movimiento relativo entre la parte rotatoria de la máquina y la parte donde se encuentra el sensor. El hecho de conocer no sólo las unidades de medida en el Sistema Internacional, sino también las unidades del Sistema Inglés facilita el manejo de aparatos de medida que entregan la información captada en diferentes unidades, dependiendo de su lugar de fabricación.

Aparte de un desplazamiento variable, un objeto vibrando tendrá una velocidad y una aceleración variables.

La velocidad se define como el cambio en el desplazamiento de una superficie por unidad de tiempo mientras la máquina vibra. Las unidades de medida son milímetros/segundo en el sistema métrico y en el sistema inglés se mide por lo general en pulgadas por segundo. La unidad de medida más común es la raíz cuadrada de la media de los cuadrados de las velocidades instantáneas (RMS). También se suele medir la velocidad desde cero hasta el valor pico (velocidad pico).

La aceleración se define como la proporción de cambio en la velocidad en la máquina. Esta medida nos da una indicación de las fuerzas dinámicas que generan la vibración. La unidad de medida en el Sistema Internacional es milímetros/segundo², y en el Sistema Inglés se mide en unidades *g*, o sea, la aceleración debida a la gravedad en la superficie de la tierra ($9,8 \text{ m/s}^2 = 32,2 \text{ feet/s}^2$).

La tabla 1.1 resume todo lo anterior, mostrando los tres parámetros medibles que permiten cuantificar la amplitud de la vibración. También se incluyen sus respectivas unidades más empleadas.

Parámetros medibles	Unidades típicas	Unidades abreviadas
Desplazamiento	Milímetros	mm
Velocidad	Milímetros/segundo	mm/s
Aceleración	X veces la aceleración de gravedad local	<i>g</i> 1 <i>g</i> $\approx 9,81 \text{ m/s}^2$

Tabla 1.1. Resumen de las unidades de medida de vibración.

El procedimiento de convertir una señal de desplazamiento en velocidad o de velocidad en aceleración es equivalente a la operación matemática de diferenciación. Por el contrario, la conversión de aceleración a velocidad o de velocidad a desplazamiento se realiza mediante la integración matemática. Es posible llevar a cabo estas operaciones mediante instrumentos que miden la vibración, y de esta manera convertir los datos de una unidad a cualquier otra. Desde un punto de vista práctico la diferenciación es un procedimiento ruidoso en sí, y muy raras veces se lleva a cabo. La integración, por otra parte, se lleva a cabo con mucha precisión, con un circuito eléctrico muy barato. Esa es una

de las razones por la que el acelerómetro sea el transductor estándar para medición de vibraciones, ya que su señal de salida se puede integrar fácilmente una o dos veces para mostrar velocidad o desplazamiento, respectivamente.

La integración no es adecuada para señales con una frecuencia muy baja (menor de 1Hz), ya que en esta zona el nivel de ruido se va incrementando y disminuye la precisión del procedimiento de integración. La mayoría de los integradores disponibles comercialmente funcionan correctamente por encima de 1Hz, lo que es suficiente para casi todas las aplicaciones de vibraciones.

Una señal de vibración grabada como desplazamiento frente a frecuencia se puede convertir en una gráfica de velocidad frente a frecuencia por el procedimiento de diferenciación, como se definió con anterioridad. La diferenciación supone una multiplicación por la frecuencia, y eso quiere decir que la velocidad de la vibración a cualquier frecuencia es proporcional al desplazamiento multiplicado por la frecuencia.

Para obtener aceleración a partir de velocidad, se requiere otra diferenciación, y eso implica otra multiplicación por la frecuencia. Con estas consideraciones se puede entender que con los mismos datos de vibración representados, las gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración tendrán apariencias diferentes. La curva de desplazamiento se centrará en frecuencias más bajas, y la curva de aceleración pondrá el acento en las frecuencias más altas, sacrificando las más bajas [58].

La gráfica de la figura 1.3 muestra la relación entre las medidas de vibración en desplazamiento, velocidad y aceleración. En ella se ve como la velocidad es considerada un parámetro útil para la representación de las vibraciones en un amplio rango de frecuencias [36]. También se aprecia como para el análisis de frecuencias de fallo inferiores a 100 Hz conviene medir la amplitud en unidades de desplazamiento, mientras que para el estudio de defectos a frecuencias por encima de 100 Hz es preferible emplear unidades de aceleración.

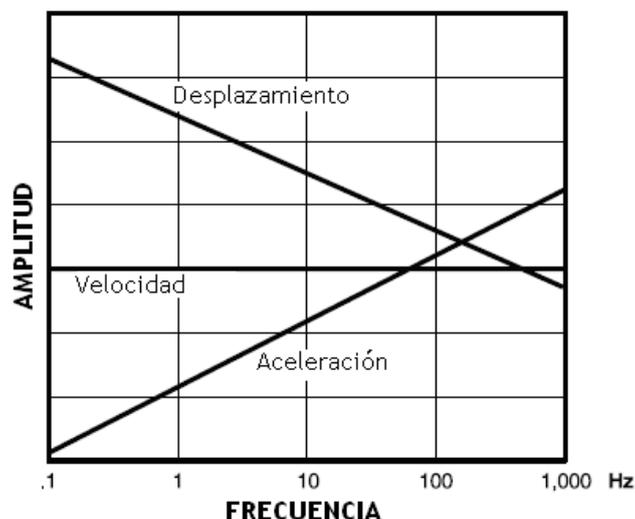


Figura 1.3. Rangos de frecuencias en los que conviene emplear cada una de las unidades.

Aparte de decidir en que unidad se van a tomar las medidas hay que escoger una escala adecuada que permita visualizar la amplitud de las vibraciones en el rango de frecuencias que interese sin perder información.

1.3.1. Escalas lineales y logarítmicas de amplitud

La elección de la escala en que va a ser visualizada la amplitud de las vibraciones es un aspecto importante del análisis vibratorio. En función de los componentes del espectro que se quiera ver será conveniente el empleo de una escala u otra. Puede parecer mejor estudiar los espectros de vibración con una escala lineal de amplitud, ya que eso es una verdadera representación de la amplitud de vibración medida en la realidad. Una escala lineal hace que se vean y se evalúen muy fácilmente los componentes de mayor amplitud en un espectro, mientras que los componentes de poca amplitud pueden pasar desapercibidos, o en el mejor de los casos, es difícil asignarles una magnitud. La escala lineal puede ser adecuada en casos donde los componentes tienen todos un tamaño similar, pero en el caso de vibración en maquinaria, los fallos incipientes en partes como rodamientos producen señales con amplitudes muy pequeñas. Si se quiere hacer un buen trabajo en establecer una tendencia en los niveles de estos componentes del espectro es mejor trazar el logaritmo de la amplitud en lugar de la misma amplitud. De esta manera se puede mostrar e interpretar visualmente un rango dinámico más de 100 veces mejor que lo que permite una escala lineal.

Para ilustrar tipos diferentes de presentación de amplitud, se muestra la misma firma de vibraciones en una escala lineal y dos tipos diferentes de escala logarítmica de amplitud.

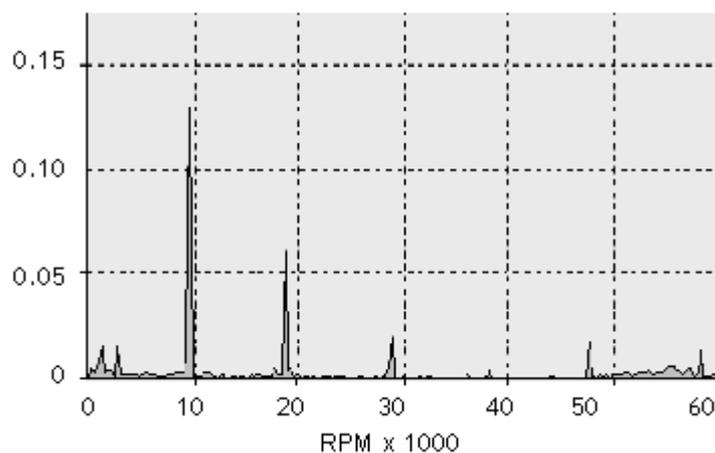


Figura 1.4. Espectro vibratorio en escala lineal de amplitud

Se observa que el espectro con escala de amplitud lineal (figura 1.4) muestra muy bien los picos largos, pero la información acerca de los niveles más bajos no está disponible. En el caso del análisis de la vibración en maquinaria, muchas veces interesa visualizar los componentes más pequeños del espectro, como es el caso del diagnóstico de rodamientos.

El espectro que aparece en la figura 1.5 corresponde a la misma vibración mostrada en la figura 1.4, pero en este caso se traza el logaritmo de

la amplitud de vibración en lugar de la amplitud misma. Ya que este espectro está en una escala logarítmica de amplitud, una multiplicación con un valor constante solamente transfiere el espectro hacia arriba en la pantalla, sin cambiar su forma o la relación entre sus componentes. En una escala logarítmica la multiplicación de la amplitud de la señal se traduce en una adición. Esto quiere decir que si se cambia la cantidad de amplificación de una señal de vibración esto no afectará a la forma del espectro [9].

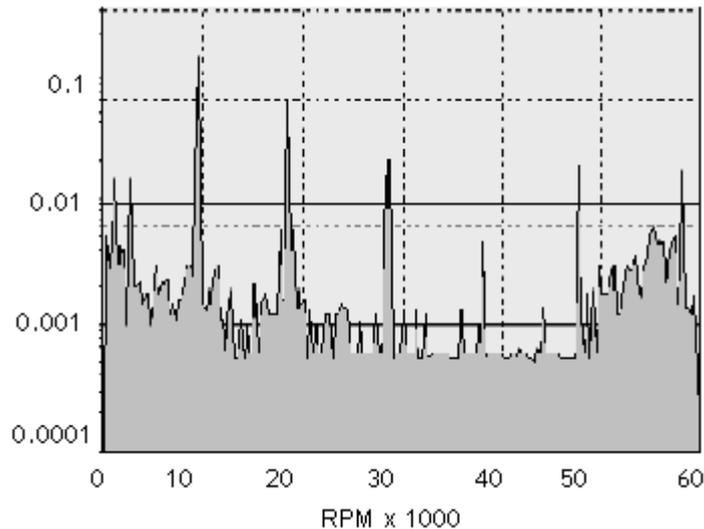


Figura 1.6. Espectro vibratorio en escala de logarítmica

El espectro de la figura 1.6, correspondiente también a la misma vibración que en los casos anteriores, está en decibelios, un tipo especial de escala logarítmica, muy importante en análisis de vibraciones.

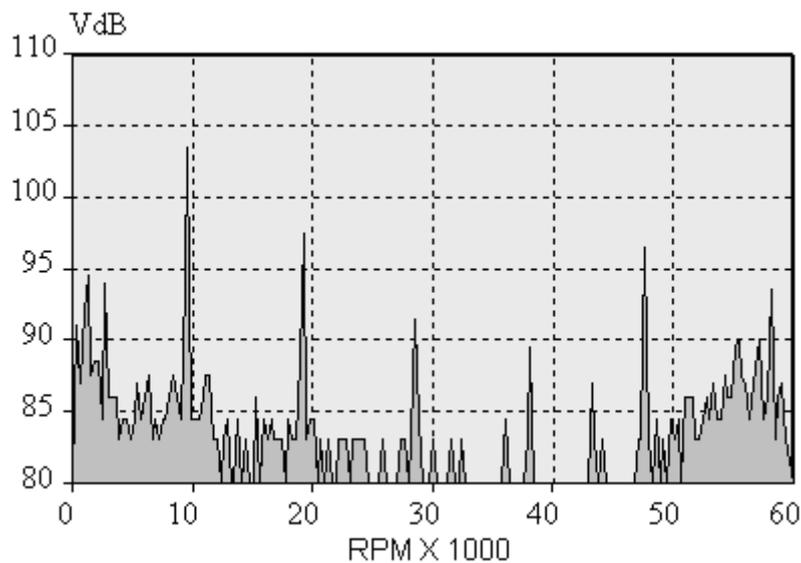


Figura 1.6. Espectro vibratorio en decibelios

Observando las dos figuras anteriores se puede ver que la escala en decibelios o escala dB es un tipo de escala logarítmica de gran utilidad. La escala dB es una escala de proporción que relaciona el nivel medido de amplitud con un nivel de referencia.

Se define el decibelio (dB) por la expresión siguiente:

$$L_{dB} = 20 \log_{10} \frac{L_1}{L_{ref}}$$

donde L_{dB} es el nivel de la señal en dB, L_1 es el nivel de vibración (en aceleración, velocidad o desplazamiento), L_{ref} es el nivel de referencia, equivalente a 0 dB.

La velocidad es la unidad de medida de amplitud de las vibraciones más habitual cuando se emplea escala en decibelios. El nivel de velocidad de vibración en dB (abreviadamente VdB) está definido como:

$$V_{dB} = 20 \log \frac{V}{V_{ref}} \quad V_{dB} = 20 \log \frac{V}{10^{-9} \text{ m/sec}}$$

La referencia o el nivel "0 dB" de 10^{-9} m/s es lo suficientemente pequeña como para que todas las mediciones en maquinaria resulten en números positivos de dB [10].

Una vez explicados los diferentes tipos de análisis, las unidades de medida de amplitud y las diferentes escalas a emplear, se va a profundizar en el análisis de frecuencia, ya que es el más generalizado y presenta ventajas frente al resto en la mayoría de casos.

1.4. Análisis frecuencial

El análisis del espectro consiste en transformar la información del análisis de la forma de onda (señal en el dominio del tiempo) a información en el dominio de la frecuencia.

En la figura 1.7 b) se ve que los diferentes componentes de la vibración están separados y presentan distintas amplitudes en el espectro frecuencial con lo que sus niveles pueden ser fácilmente identificados. Sería difícil de extraer esta información de la forma de onda en el dominio de tiempo (figura 1.7 a).

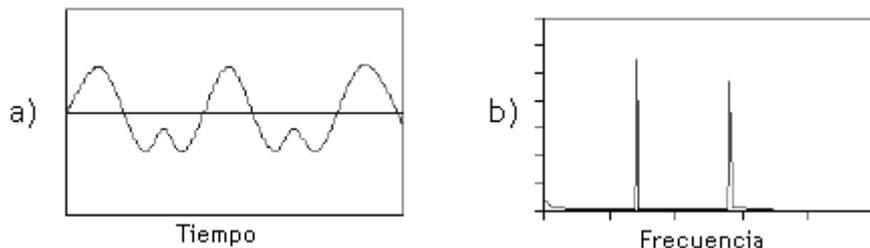


Figura 1.7. Dominio de Tiempo vs. Dominio de Frecuencia

En la figura 1.8 se observa que, en el caso de máquinas rotativas y sus elementos (motor, bomba, cojinetes, etc) algunas señales vibratorias que se solapan y son confusas en el dominio del tiempo están separadas en sus componentes individuales en el dominio de la frecuencia. La forma de la onda de vibración contiene una gran cantidad de información difícil de interpretar que

puede ser importante si es una indicación de un problema que está creciendo, como un fallo en un rodamiento [9].

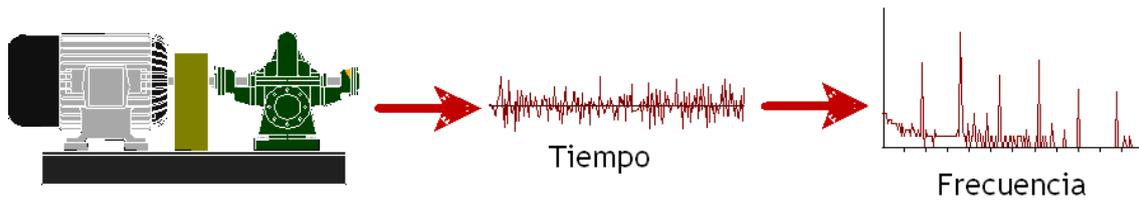


Figura 1.8. Comparación entre análisis de vibraciones en dominio del tiempo y de frecuencia.

Los efectos individuales se identifican más fácilmente en el dominio de la frecuencia, pero no hay que olvidar que hay circunstancias donde la forma de onda proporciona más información que el espectro, como puede ser el caso de máquinas rotatorias de baja velocidad (entre 6 y 300 RPM), cuyos análisis del espectro de frecuencias son menos claros y ofrecen menos información que el análisis de forma de onda (figura 1.9) [47].

También se argumenta que la razón para el uso generalizado del análisis de frecuencia actualmente es la gran disponibilidad del analizador FFT (Transformada Rápida de Fourier) a bajo coste económico [9].

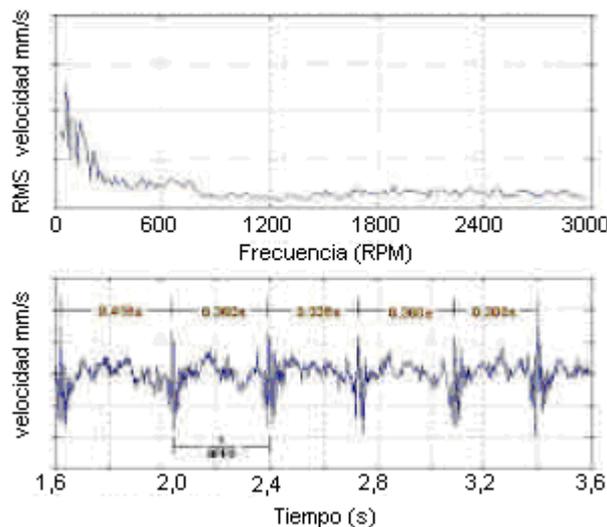


Figura 1.9. Análisis espectral y de forma de onda de un rodamiento con daños en la pista exterior de una máquina de baja velocidad.

Para profundizar en el análisis espectral es conveniente conocer los distintos componentes que se pueden encontrar y el proceso a seguir hasta llegar al diagnóstico del fallo en la máquina.

1.4.1. Componentes y proceso de análisis

En el espectro de vibración de una máquina rotativa (figura 1.10), normalmente habrá un componente a la velocidad de rotación, junto con varios armónicos de dicha velocidad. Los armónicos son señales a frecuencias que son múltiplos o submúltiplos de la frecuencia fundamental de la vibración, y constituyen un “paquete” de señales que proporcionan información sobre el

estado de la máquina analizada. Por ejemplo, si hay suficiente holgura en la máquina, el espectro generalmente tendrá subarmónicos, es decir, aparecerán en el análisis frecuencial señales a frecuencias submúltiplos de la frecuencia 1XRPM. Se denomina componentes síncronos a aquellos cuya frecuencia es múltiplo de la velocidad de giro del eje. Se pueden identificar muchos problemas por un pico síncrono, como desequilibrio, desalineación, holguras, flexión del eje, desgaste, etc. Los picos asíncronos son aquellos que no aparecen exactamente a una frecuencia múltiplo de máquina. Estos picos indican frecuencias de rodamientos, frecuencias de resonancia, cavitación, etc. [7].

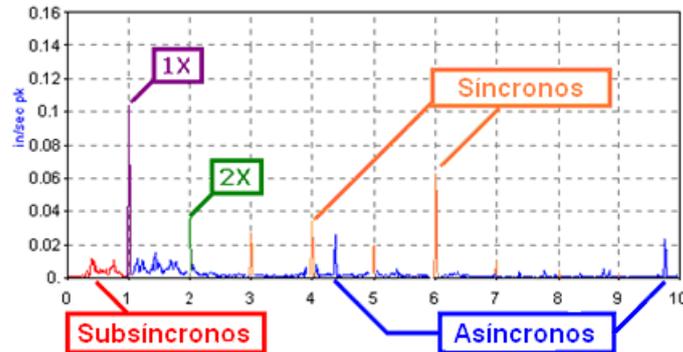


Figura 1.10. Componentes de la vibración.

El análisis de espectro se basa habitualmente en las Series de Fourier y de forma más concreta en la Transformada de Fourier, que con la llegada del análisis de las señales digitales llevó a la llamada Transformada Rápida de Fourier (FFT).

La FFT es un algoritmo para calcular la Transformada de Fourier de manera rápida y eficaz. El algoritmo pone algunas limitaciones en la señal y en el espectro resultante. Por ejemplo: la señal de la que se toman muestras y que se va a transformar debe consistir en un número de muestras igual a una potencia de dos. La mayoría de los analizadores FFT permiten la transformación de 512, 1024, 2048 o 4096 muestras. Esta limitación tiene interés ya que si se dispone de un analizador que permite la transformación de, por ejemplo, 512 muestras, es posible que no se puedan analizar vibraciones en una máquina a lo largo de un amplio rango de frecuencias, por lo que es posible que queden grupos de fallos sin analizar. El rango de frecuencias cubierto por el análisis FFT depende de la cantidad de muestras recogidas, de la proporción de muestreo y de la escala empleada, como se explica en el siguiente subapartado.

La figura 1.11 muestra el interés del análisis FFT, ya que, partiendo de una vibración compuesta proporciona información clara y fácil de interpretar (espectro de vibración).

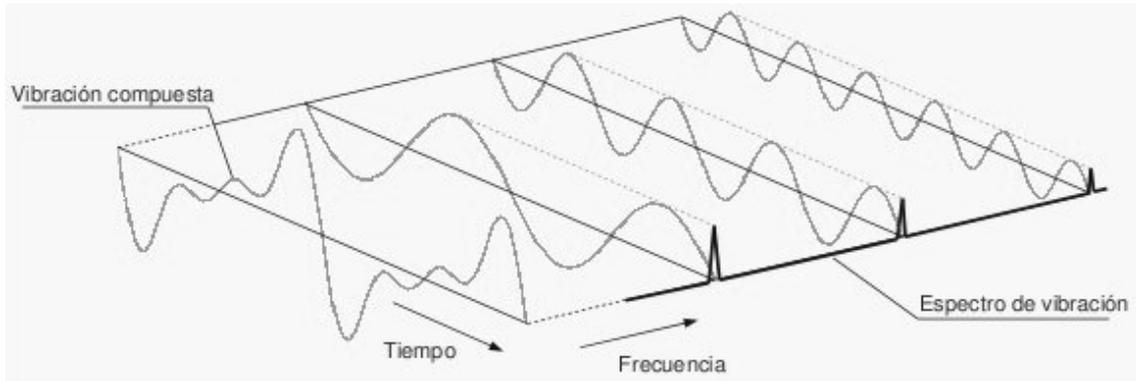


Figura 1.11. Procesado FFT de una onda vibratoria compleja.

1.4.2. Unidades del eje de frecuencias

Cuando se representan los espectros de vibración de maquinaria rotativa hay varias opciones para las unidades del eje de frecuencias. Probablemente la unidad más natural es el ciclo por segundo o hertzio (Hz). Otra unidad que se usa frecuentemente son las revoluciones por minuto (RPM). Un hertzio se convierte a RPM multiplicando por 60. Mucha gente opina que RPM es una escala conveniente ya que muchas máquinas se describen en términos de RPM. Esta práctica resulta en grandes números en el eje de frecuencias y por eso mucha gente prefiere usar Hz ya que resulta más sencillo trabajar con números más pequeños [9].

En lugar de expresar los espectros de vibración en unidades de frecuencia (Hz) muchas veces es deseable usar órdenes o múltiplos de las RPM de la máquina. Como ya se citó al comienzo del capítulo, el primer orden se denomina 1X RPM, el segundo 2X RPM, etc. En un espectro normalizado de órdenes cada uno de los armónicos de la velocidad está en la misma ubicación en la gráfica independientemente de la velocidad. Esto es especialmente importante si se quieren comparar varias mediciones de la misma máquina, tomadas en momentos diferentes, en los que la velocidad ha variado entre las mediciones.

A continuación se muestra un espectro no normalizado por orden con una escala de cero hasta 30000 RPM (figura 1.12). Muchos picos parecen ubicados a la misma distancia, pero puede resultar difícil distinguir cual es un armónico cerca de 20000 RPM. La figura 1.13 muestra un espectro normalizado con una escala de 0 a 10 órdenes. Ahora se nota que los armónicos de velocidad de funcionamiento son enteros en la escala de frecuencias y el pico más ancho junto a 7X RPM se reconoce inmediatamente como un componente no síncrono.

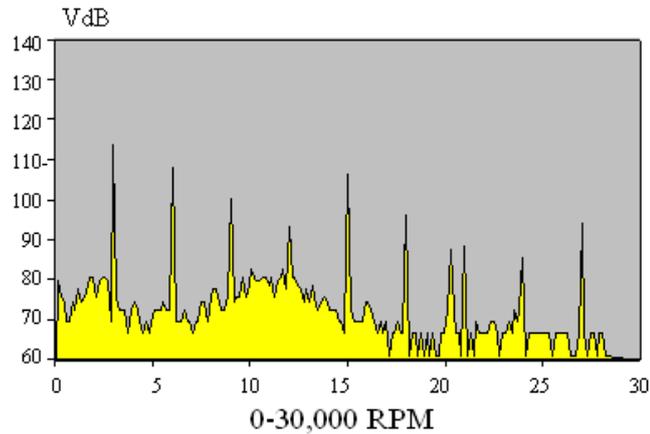


Figura 1.12. Espectro con eje de frecuencias en RPM.

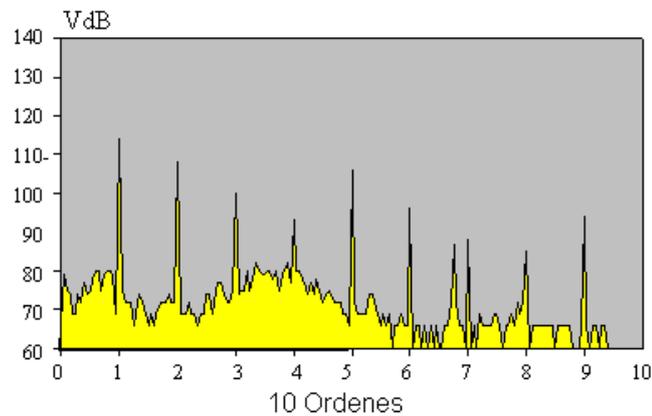


Figura 1.13. Espectro con eje de frecuencias en órdenes.

La normalización de espectros por orden tiene las siguientes ventajas:

- La velocidad de rotación fundamental se puede reconocer al instante en el orden 1.
- Armónicos de la velocidad de rotación serán números (órdenes) enteros.
- Un segundo eje en una máquina, activado, por ejemplo, por engranajes tendrá un orden igual a la proporción de los engranajes.
- Frecuencias de excitación tales como engranajes y paso de álabes se pueden reconocer fácilmente porque su orden es igual al número de elementos.
- Los tonos o frecuencias de fallo de rodamientos serán números no enteros, muchas veces serán los componentes principales no enteros.
- Las bandas laterales alrededor de los tonos de rodamiento u otras frecuencias de fallo se podrán reconocer fácilmente porque estarán en el orden de tono ± 1 , ± 2 etc.
- Debido a que la velocidad de la máquina casi nunca se mantiene exactamente igual de prueba a prueba, los picos no estarán en las mismas frecuencias y no se puede hacer los promedios de los

espectros. Los espectros normalizados tienen los picos en los mismos órdenes prueba tras prueba y se pueden hacer los promedios sin que haya dispersión.

Una vez que se han estudiado las diferentes unidades de medida y escalas empleadas en el análisis de vibraciones es conveniente profundizar en frecuencias y fenómenos que tienen lugar en una máquina debido a su configuración, elementos o modo de operación, independientemente de si hay algún defecto o no.

1.5. Frecuencias del sistema en condiciones normales de operación

Aparte de las ya citadas frecuencia de giro y frecuencias de excitación de engranajes y paso de álabes existen otras frecuencias que pueden aparecer siempre en el espectro, por estar asociadas a la construcción y funcionamiento de la máquina. Hay que prestar atención a sus amplitudes, cuyos niveles pueden indicar que existe algún problema.

1.5.1. Frecuencias naturales

Se puede hacer un modelo en forma de un número de resortes, masas y amortiguadores de cualquier estructura física. Los amortiguadores absorben la energía, los resortes y las masas no lo hacen. Si se le aplica energía a un sistema resorte-masa el sistema vibrará a su frecuencia natural y el nivel de las vibraciones dependerá de la fuerza de la fuente de energía y de la absorción inherente al sistema. La frecuencia natural de un sistema resorte-masa no amortiguado viene dada por la siguiente ecuación:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

donde F_n es la frecuencia natural, k es la constante del resorte, o rigidez, y m es la masa.

Se puede ver que si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuye. La energía de vibración se traslada frecuentemente largas distancias por ejes o tuberías y puede ser destructiva cuando encuentra una estructura remota con una frecuencia natural cerca de la de su fuente [11].

1.5.2. Frecuencias forzadas

El valor del análisis de las vibraciones de maquinaria está basado en el hecho de que elementos específicos en las partes rotativas de cualquier máquina producen fuerzas en la máquina que causan vibraciones a frecuencias específicas, denominadas frecuencias forzadas. Una de las frecuencias forzadas más importantes son las RPM del eje, y eso proviene del hecho de que cualquier rotor siempre presenta una cierta cantidad de desequilibrio residual. Esto imparte una fuerza centrífuga en los rodamientos o casquillos y causa la vibración de la estructura a la frecuencia fundamental ó 1X RPM.

Aparte de la velocidad de giro (1X RPM) existen otras frecuencias forzadas que van a aparecer en los análisis de vibraciones, dependiendo únicamente de los elementos que tenga la máquina, independientemente de si existe un defecto o no:

- Los llamados tonos o frecuencias de rodamientos, que son característicos de cada geometría de rodamiento, son fuerzas generadas por defectos en los anillos del rodamiento y en los elementos rodantes, como se explica en el anexo 2.

- La frecuencia de engranaje proviene de los impactos individuales de los dientes de un engranaje unos contra otros y es igual al número de dientes en el engranaje multiplicado por las RPM.

- Las frecuencias de paso de aspas o de álabes son similares a la de engranaje y son igual al número de álabes en el rodete o al número de aspas en un ventilador, multiplicado por las RPM (ver anexo 3 apartado 3.4.1).

Cada frecuencia forzada va a crear una señal en el espectro de vibración. La amplitud depende de la gravedad de la condición que lo causa. De esa manera, si en el análisis vibratorio aparece un pico de excesiva amplitud, la frecuencia de dicho pico indica el tipo de problema, y su amplitud indica la gravedad [26].

En la figura 1.14 se muestran las frecuencias forzadas de un tren de maquinaria con motor, cojinetes, engranajes y un compresor centrífugo.

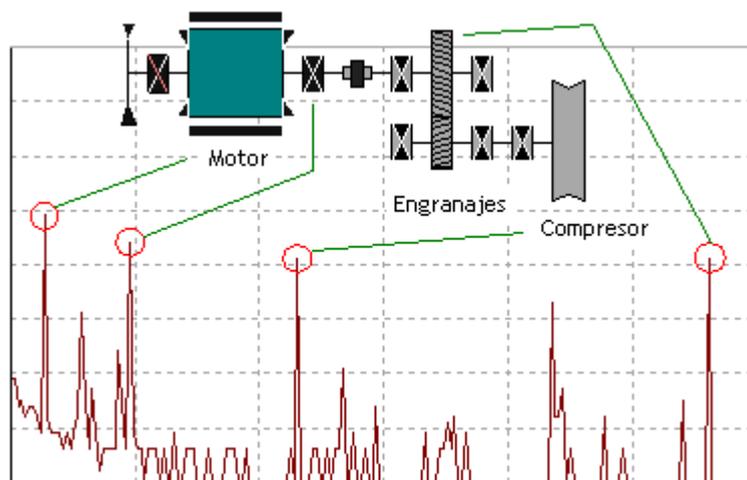


Figura 1.14. Espectro vibratorio con picos a las frecuencias forzadas del sistema.

Si la máquina fuera completamente lineal en su respuesta, en condiciones normales de operación, las frecuencias forzadas existirían por sí mismas, pero a medida que la máquina va desarrollando holgura, desgastes o juego excesivo, su estructura se hace no lineal. La señal de vibración que se genera en las frecuencias forzadas, especialmente en 1X RPM, distorsiona la velocidad de funcionamiento y provoca la aparición de armónicos en el espectro. Esto causa la aparición de bandas laterales. Por esta razón, los armónicos de velocidad de funcionamiento y las bandas laterales casi siempre

son una indicación de problemas en la maquinaria, y su número y nivel son una indicación de la gravedad del problema [9].

1.5.3. Resonancia

La resonancia es un estado de operación en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Una estructura típica tendrá muchas frecuencias naturales. Cuando ocurre el fenómeno de la resonancia los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

En una máquina que produce un espectro ancho de energía de vibración, la resonancia se podrá ver en el espectro como un pico constante aunque varíe la velocidad de la máquina [9].

A la hora de realizar una clasificación de la resonancia distinguiremos dos tipos [85]:

- Resonancia estructural: Está asociada a las partes no rotativas de la máquina (bancadas, estructuras, tuberías, etc.). Esta resonancia puede ser excitada por frecuencias asociadas a elementos rotativos de la maquinaria o a elementos externos. Las frecuencias de excitación externas se pueden transmitir a través de tuberías, estructuras de construcción, cimentación, etc.

- Resonancia de equilibrio: Está asociada a la frecuencia natural de los rotores de una máquina. A estas frecuencias naturales o de resonancia de un rotor se denominan velocidades críticas. Cuando la velocidad de un elemento rotativo se aproxima a la velocidad crítica se produce un aumento importante de la amplitud de vibración, mientras que si la máquina se aleja de la velocidad crítica se produce un descenso de la amplitud de vibración. Este fenómeno es muy normal que se produzca en turbomáquinas durante arranques y paradas, ya que en su aceleración o deceleración pasan una o varias veces por frecuencias de resonancia. A veces puede ocurrir que una velocidad crítica esté muy próxima o coincida con la velocidad de operación, originando una amplificación considerable de vibración. A este fenómeno se le denomina resonancia armónica.

Para determinar si una máquina tiene resonancias prominentes se puede llevar a cabo una o varias pruebas con el fin de encontrarlas [85]:

La prueba de impacto: Para realizar un test de impacto se requiere el uso de un martillo y un analizador FFT. Con el martillo se golpea el sistema excitando las frecuencias de resonancia y simultáneamente con el analizador se toma y almacena el espectro. Los picos del espectro nos indican las posibles frecuencias de resonancia del sistema. El resultado será la obtención de un diagrama de Bode, como el de la figura 1.15, que consiste en una gráfica de amplitud frente a frecuencia y otra de fase frente a frecuencia. La existencia de alguna frecuencia de elevada amplitud donde se produzca un cambio de fase de 180° nos indicará la existencia de una frecuencia de resonancia.

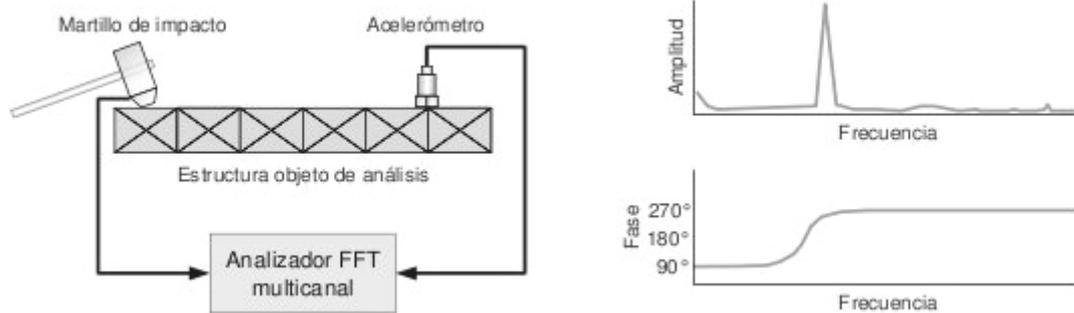


Figura 1.15. Prueba de impacto, análisis de frecuencia y de fase.

El arranque y rodamiento libre: Se enciende y se apaga la máquina mientras se graban datos de vibración. La forma de onda de tiempo indicará un máximo cuando las RPM igualan las frecuencias naturales.

La prueba de la velocidad variable: En una máquina cuya velocidad se puede variar en un rango ancho, se varía la velocidad y se tendrá un pico constante independiente de la velocidad a la frecuencia natural.

Las características de la vibración debida a resonancia son:

- Se presenta a la velocidad de giro del eje.
- Es predominantemente horizontal.
- Los valores de vibración en ambos apoyos de la máquina son similares.
- La vibración en los demás componentes del equipo es muy baja.

Como se ha explicado, las velocidades críticas provocan altas amplitudes de vibración que pueden ser catastróficas, por eso, se debe evitar a toda costa trabajar a estas velocidades. El objetivo es separar la frecuencia de operación de la frecuencia natural en un $\pm 20\%$ como mínimo. Las frecuencias naturales no pueden ser eliminadas, pero pueden minimizarse sus efectos o pueden desplazarse a otras frecuencias mediante diversos métodos:

- Reducir o eliminar la fuerza de excitación: mediante equilibrado de precisión, alineación de precisión de ejes y correas, cambio de aisladores gastados o rotos, etc..
- Modificar la masa o rigidez de la estructura.
- Cambio de régimen de giro en el equipo.
- Añadir amortiguamiento al sistema: el amortiguamiento es la capacidad interna de todo sistema para disipar la energía vibratoria. Se puede, por ejemplo, montar la máquina sobre calzos antivibratorios.

En ocasiones, es necesario aislar o amortiguar un equipo para evitar los daños que provocarían las vibraciones transmitidas a través del suelo, estructuras o tuberías a otros equipos más sensibles.

Cuando varias señales tienen la misma frecuencia puede darse el fenómeno de resonancia, pero también puede aparecer una nueva señal modulada, a una frecuencia diferente de la de dichas señales por separado.

1.6. Modulación y demodulación

La modulación es un efecto no lineal en el cual varias señales interactúan unas con otras para producir nuevas señales con frecuencias que no estaban presentes en las señales originales. Hay muchas formas de modulación incluyendo la modulación de frecuencia y de amplitud.

La modulación de frecuencia es la variación en frecuencia de una señal debido a la influencia de otra señal, generalmente de frecuencia más baja.

Muchas máquinas producen espectros de vibración que contienen modulación de amplitud y ésta causa la aparición de bandas laterales. Se puede diagnosticar varios tipos de problemas de máquinas examinando en detalle esas bandas laterales. Algunos ejemplos de máquinas que producen modulación de amplitud son las cajas de engranajes, donde la frecuencia del engranaje está modulada por la velocidad de revolución de cada engrane; y los rodamientos con elementos rodantes, donde los tonos de rodamientos se pueden modular por la velocidad de revolución.

La demodulación es el proceso de recuperación de la señal moduladora de una señal modulada. En el campo del análisis de vibración a veces ocurre que algunos componentes de la señal, como 1X RPM la velocidad de rotación, modulan otros componentes como las frecuencias de engranaje o tonos de rodamiento [45] [63].

Se puede usar un demodulador para detectar y recuperar esas señales moduladoras.

A la hora de implementar la demodulación tradicionalmente se han empleado técnicas como la rectificación, la Transformada de Hilbert o el PeakVue®. Estos métodos se basan en la búsqueda de impulsos de alta frecuencia, lo cual se complica por el hecho de que dicha periodicidad puede llegar a desaparecer debido a pequeñas variaciones en la velocidad de giro del rodamiento. Además, los métodos clásicos basados en la Transformada de Fourier tienden a promediar la vibración transitoria (como la que provocan los defectos en rodamientos), lo cual los hace más propensos a enterrarla en el ruido de fondo.

La forma más natural de superar estas dificultades es el empleo de métodos que tengan en cuenta la forma en que el contenido frecuencial de la señal varía en función del tiempo, como es el caso de la Transformada de Wavelet (WT). Este tipo de métodos se conocen como de análisis de tiempo-frecuencia. Desde su aparición a mediados de los 80 la teoría en relación a la WT se ha expandido muy rápidamente en casi todos los campos relacionados con el procesamiento de señal y en los últimos años su uso se ha extendido al terreno del análisis de vibraciones mecánicas. La WT es una técnica muy eficaz para separar los impulsos de corta duración y alta frecuencia, típicos, por ejemplo, de los defectos en rodamientos, de las componentes de larga duración y baja frecuencia que componen la vibración. Este tema se desarrolla de forma experimental y gráfica en el anexo 2 apartado 2.18.

Una vez definido el fenómeno vibratorio, sus unidades y escalas es necesario conocer los instrumentos de medida que se van a emplear para captar las vibraciones y transformarlas en señales susceptibles de ser medidas.

Una vez definido el fenómeno vibratorio, sus unidades y escalas es necesario conocer los instrumentos de medida que se van a emplear para captar las vibraciones y transformarlas en señales susceptibles de ser medidas.

1.7. Sensores de medida de vibraciones

El transductor de vibraciones es un dispositivo que produce una señal eléctrica en función del movimiento vibratorio al cual está sujeto. Un buen transductor no debe agregar falsos componentes a la señal y debe producir señales uniformes en todo el rango de frecuencias de interés.

1.8. Tipos de sensores

Los diferentes tipos de transductores responden a diferentes parámetros de la fuente de vibración, como muestra la tabla 1.2.

Nombre	Sensible a
Sensor de Proximidad	Desplazamiento
Sensor de Velocidad	Velocidad
Acelerómetro	Acelerómetro

Tabla 1.2. Sensores para la medida de vibraciones

A continuación se examinan las características de esos transductores.

1.8.1. Sensor de proximidad

El sensor de proximidad, también llamado transductor de desplazamiento, es una unidad de montaje permanente, y necesita un amplificador que acondicione la señal para generar un voltaje de salida proporcional a la distancia entre el transductor y el extremo del eje (figura 1.16). Su operación está basada en un principio magnético y por eso es sensible a las anomalías magnéticas en la máquina.

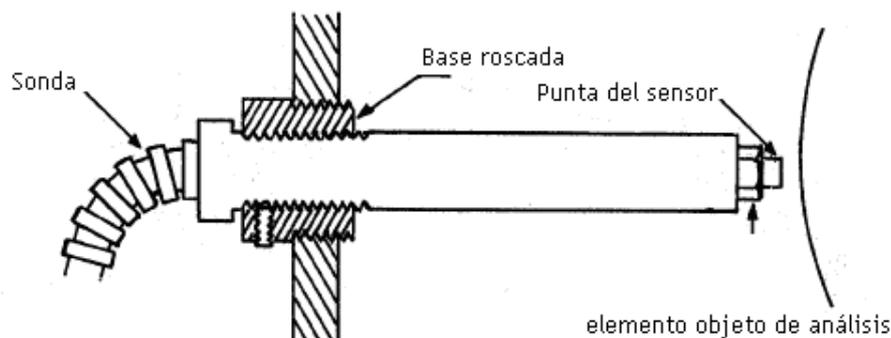


Figura 1.16. Sensor de proximidad. Montaje típico.

La frecuencia de respuesta media del transductor de desplazamiento llega hasta alrededor de 1000 Hz. Algunos de los sensores de proximidad más utilizados son:

_ *Sensores resistivos de desplazamiento*, los cuales tienen una resistencia variable que hace que la amplitud de la señal vibratoria sea función del desplazamiento del elemento sobre el que se encuentra fijado el sensor.

_ *LVDT* (Linear Voltage Displacement Transducer), que transforma el movimiento de su núcleo en una tensión alterna. Este tipo de sensores requiere un filtro Paso Bajo (figura 1.17) que deje pasar la baja frecuencia asociada a la señal de entrada y rechace la alta frecuencia asociada a la modulación.

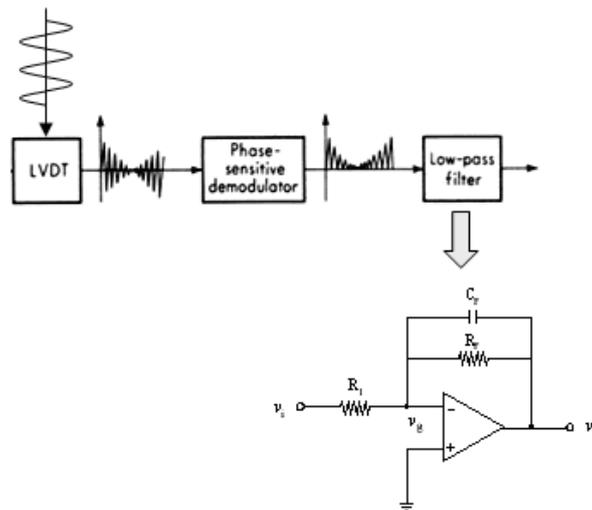


Figura 1.17. Montaje de un sensor LVDT con filtro Paso Bajo.

_ *Sensores Eddy*. Este tipo de sensor necesita una fuente de alimentación auxiliar. La corriente eléctrica crea un campo magnético que crea corrientes inducidas para medir distancias. Este tipo de sensores no necesita contacto físico y por ello son muy utilizados en la medición de vibraciones en ejes [44]. Su resolución es elevada y trabaja en altas frecuencias (mayor de 10 kHz). El montaje típico de este sensor (figura 1.18) necesita una fuente de excitación variable, demodulación y filtrado, por lo que su uso no está muy extendido.

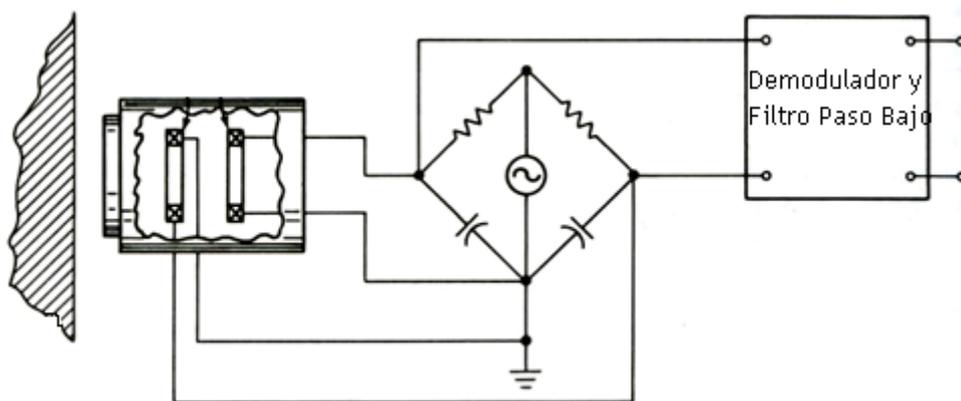


Figura 1.18. Montaje de sensor Eddy.

1.8.2. Sensor de velocidad

El principio de operación es similar al de los sensores de proximidad. El transductor de velocidad, o vibrómetro, es uno de los tipos más antiguos de transductor de vibración pero todavía se usa bastante. Es un transductor sísmico que contiene una bobina de alambre móvil, en un campo magnético, o un imán móvil dentro de una bobina de alambre (figura 1.19).

El movimiento relativo entre el campo magnético y la bobina induce una corriente proporcional a la velocidad del movimiento. De esta manera, la unidad produce una señal directamente proporcional a la velocidad de la vibración. Es autogenerador y no necesita acondicionadores electrónicos para funcionar. Tiene una impedancia de salida eléctrica relativamente baja que lo hace relativamente insensible a la presencia de ruido [66].

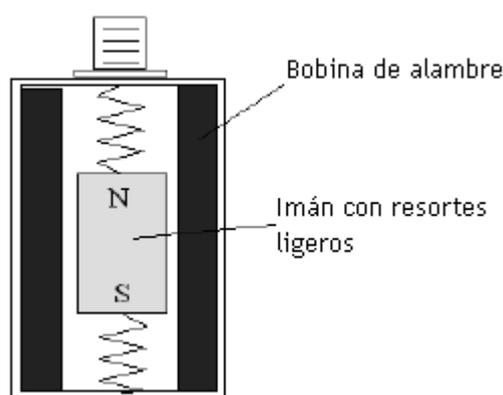


Figura 1.19. Transductor de velocidad.

Aún con todas estas ventajas, el transductor de velocidad tiene muchas desventajas que hacen que haya quedado obsoleto para instalaciones nuevas. Es relativamente pesado y complejo, y por eso es caro. Además, su rango de frecuencias es reducido (de 10 Hz a 1000 Hz). El resorte y el imán forman un sistema resonante de baja frecuencia, con una frecuencia natural de 10 Hz. La resonancia tiene que ser altamente amortiguada, para evitar un pico importante en la respuesta a esta frecuencia. El problema es que la amortiguación en cualquier diseño práctico es sensible a la temperatura, y eso provoca que la respuesta de frecuencia y la respuesta de fase dependan de la temperatura.

Un tipo más reciente de transductor de velocidad consiste en un acelerómetro piezoeléctrico con un integrador electrónico incluido que forma parte del sistema para convertir la señal en velocidad. Esta unidad es, en todos los aspectos, superior al sensor de velocidad sísmico clásico.

1.8.3. Acelerómetro

Se trata de un transductor cuya salida eléctrica es directamente proporcional a la aceleración experimentada por el elemento al que se encuentra unido en un rango ancho de frecuencias. Se puede considerar al acelerómetro piezoeléctrico como el transductor estándar para medición de vibración en máquinas y su configuración y funcionamiento se estudian a continuación.

1.8.3.1. Acelerómetro piezoeléctrico

El acelerómetro es uno de los transductores más versátiles, siendo el más común el piezoeléctrico por compresión. Este se basa en que cuando se comprime un retículo cristalino piezoeléctrico se produce una carga eléctrica proporcional a la fuerza aplicada.

Los elementos piezoeléctricos se encuentran comprimidos por una masa, sujeta al otro lado por un muelle y todo el conjunto dentro de una caja metálica (figuras 1.20 y 1.21). Cuando el conjunto está sometido a vibración el disco piezoeléctrico se ve sometido a una fuerza variable proporcional a la aceleración de la masa. Debido al efecto piezoeléctrico se desarrolla una tensión variable proporcional a la aceleración.

Este dispositivo, junto con los circuitos eléctricos asociados, se puede usar para medir velocidad y desplazamiento además de la determinación de formas de onda y frecuencia. Una de las ventajas principales de este tipo de transductor es que puede ser tan pequeño que su influencia sea despreciable sobre el elemento que vibra. El intervalo de frecuencia típica es de 2 Hz a 10 kHz, rango que ningún otro transductor puede igualar [9].

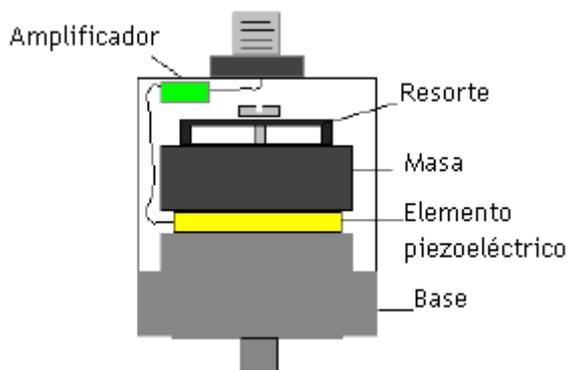


Figura 1.20.



Figura 1.21. Acelerómetro piezoeléctrico de cuarzo

Como ya se ha dicho, el rango de frecuencias del acelerómetro es muy amplio. La respuesta de alta frecuencia está limitada por la resonancia de la masa sísmica, junto con la elasticidad del elemento que genera el efecto piezoeléctrico. Esa resonancia produce un pico importante a la frecuencia natural del transductor, alrededor de 30 kHz para los acelerómetros que se usan normalmente. Una regla general es que un acelerómetro se puede usar alrededor de $1/3$ de su frecuencia natural (figura 1.22).

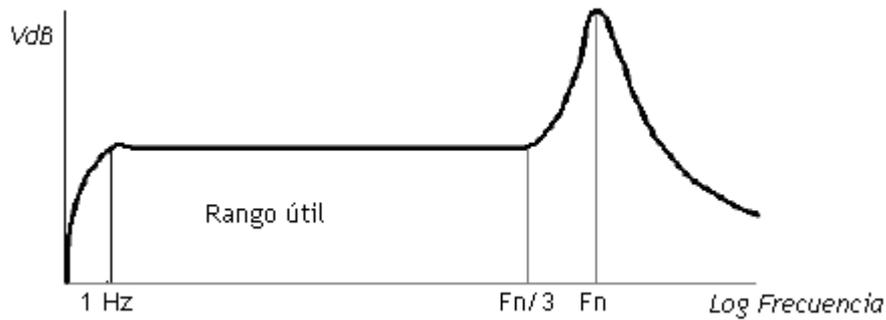


Figura 1.22. Rango de frecuencias recomendado para un acelerómetro.

El uso de este tipo de transductores es común en mantenimiento predictivo, donde se emplea para detectar defectos en máquinas rotativas y alternativas, detectando por ejemplo, el mal estado de rodamientos o casquillos en una etapa temprana antes de que se produzca la avería. Otro ejemplo es la detección en bombas impulsoras de líquidos del fenómeno de cavitación debido a las frecuencias características de éstos. Este tipo de sensor es el más empleado para la adquisición de datos de vibraciones en la maquinaria objeto de este proyecto.

Partiendo del acelerómetro piezoeléctrico estudiado se han desarrollado implementaciones de éste que incluyen elementos electrónicos para mejorar la calidad de las medidas.

1.8.3.2. Acelerómetro piezoeléctrico CIP

CIP es la abreviatura de Circuito Integrado Piezoeléctrico. Un acelerómetro CIP contiene un pequeño circuito integrado que aísla de manera efectiva el elemento piezoeléctrico del exterior. Se necesita una fuente en el aparato acondicionador de la señal para suministrar una corriente constante de unos miliamperios al circuito integrado. Esta corriente llega a través del mismo conductor que la señal que proporciona el acelerómetro, por lo que debe haber un condensador en serie para aislar la fuente de corriente continua de la corriente de la señal. Cuando se conecta un acelerómetro CIP a la fuente de energía el amplificador necesita unos segundos para estabilizarse. Durante este tiempo cualquier dato que la unidad recoja estará contaminado por las lentas variaciones del voltaje. Por esa razón, los recopiladores de datos deben de tener un retraso integrado para asegurar que la unidad se encuentra en condición estable.

1.8.4. Selección de sensores

Para la selección adecuada del sensor a utilizar se debe considerar la amplitud a medir, la temperatura de la superficie a medir y, fundamentalmente, el rango de frecuencias a medir.

La tabla 1.3 indica los rangos de frecuencias de los sensores de vibraciones típicos [30].

Tipo de transductor	Rango típico de frecuencia (Hz)
Desplazamiento sin contacto	0 – 10000
Desplazamiento con contacto	0 – 150
Velocímetro sísmico	10 – 1000
Acelerómetro de uso general	2 – 10000
Acelerómetro de baja frecuencia	0,2 – 2000

Tabla 1.3. Rango de frecuencias de transductores de vibración típicos.

Otro factor que debe tenerse en cuenta en la selección del sensor es el ruido eléctrico inherente a él. Por ejemplo, un acelerómetro de uso industrial tiene un ruido eléctrico típico de 500 μ g pico, mientras que un acelerómetro de baja frecuencia sólo tiene un ruido eléctrico típico de 10 μ g pico [30]

Una vez estudiados los distintos tipos de transductores es necesario conocer el proceso que sigue la señal captada hasta que es posible observarla de forma clara para poder analizarla.

1.9. Adquisición, procesamiento y análisis de las señales

El proceso simplificado que sigue la señal es el mostrado mediante diagrama de bloques de la figura 1.23. Como se trata de medir las vibraciones que tienen lugar en las máquinas no es necesario ningún excitador que haga vibrar el equipo. El esquema correspondiente para sistemas pasivos (aquellos que no necesitan excitador para vibrar) es el siguiente:

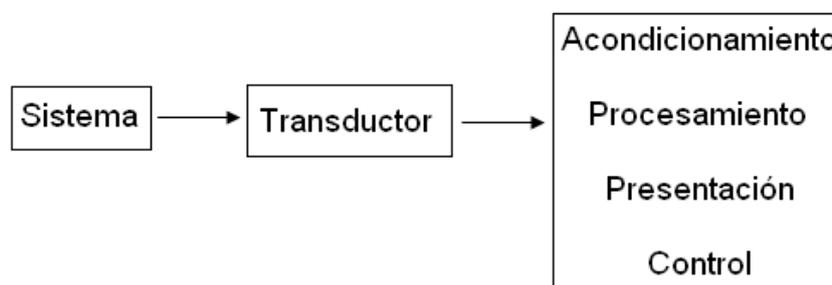


Figura 1.23. Proceso de medida y análisis de señales vibratorias.

El análisis de vibraciones consta de dos etapas bien diferenciadas. La primera es la adquisición de datos y la segunda es la interpretación de los mismos para hacer el diagnóstico de fallos [5 pág. 213]. El propósito de la medida puede ser o medidas de rutina, para vigilancia del estado y creación de una base de datos histórica para conocer el valor habitual en condiciones normales, o bien medidas antes y después de una reparación, para análisis y

diagnóstico de problemas. Para obtener datos válidos y útiles es necesario tener en cuenta las recomendaciones en la adquisición de datos, entre las que destacan:

- Determinar las características de diseño y funcionamiento de la máquina que están directamente relacionadas con la magnitud de las vibraciones como son la velocidad de rotación, tipo de cojinetes y posición, datos de engranajes (número de dientes, velocidad), etc.
- Seleccionar los parámetros de medida (desplazamiento, velocidad o aceleración) dependiendo de la frecuencia del elemento rotativo. Ello determina el transductor que es preciso utilizar.
- Determinar la posición y dirección de las medidas. Éstas se tomarán generalmente en cojinetes o puntos donde sea más probable que se transmitan las fuerzas vibratorias. En la figura 1.24 se indican las tres direcciones en que se deben tomar medidas en un rodamiento.

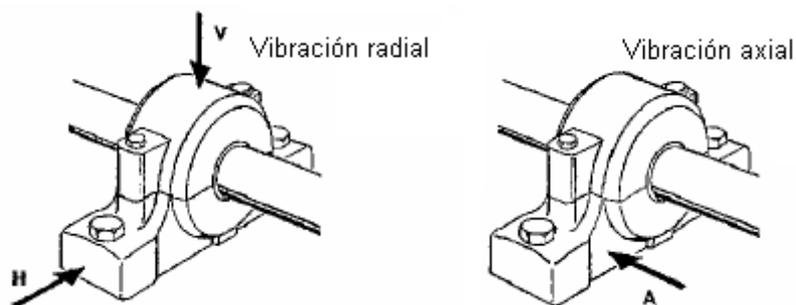


Figura 1.24. Sentidos de toma de datos en un soporte.

- Seleccionar los transductores y el equipo de acondicionamiento de la señal.
- Toma de datos: Es importante asegurar la calidad en la toma de datos pues de ello van a depender, en gran medida, los resultados del análisis efectuado. Para ello deben establecerse sin ambigüedades y de forma metódica los lugares de la toma de datos, que serán siempre los mismos, y la secuencia y sentido de las medidas, para que las mismas puedan ser comparadas con medidas anteriores y máquinas similares.

1.9.1. Acondicionamiento y Procesamiento de la señal

Un acondicionador de señal es todo dispositivo presente en la cadena instrumental diseñado para modificar una señal, es decir, es el elemento del sistema de medida que ofrece, a partir de la señal de salida del sensor, una señal apta para ser presentada o registrada o que simplemente permita un procesamiento posterior mediante un equipo estándar. Normalmente, son circuitos electrónicos que ofrecen, entre otras funciones de amplificación, filtrado, adaptación de impedancias, modulación y demodulación.

Actualmente, cuando se realiza un análisis de vibraciones en una máquina se emplean los denominados analizadores de espectro, que incluyen

las etapas de amplificación, procesamiento digital de señal (conversión analógico-digital), filtrado y análisis frecuencial [44].



Figura 1.25. Analizador de señales HP35670A.

Las características generales del analizador estándar mostrado en la figura 1.25 son las siguientes:

- Procesamiento digital de señales en tiempo real (hasta 102,4 KHz para un canal ó 25,6 KHz para 4 canales). Seguimiento de señal en dominio del tiempo y/o frecuencial.
- Filtro anti-alias incorporado, que elimina la distorsión causada por la frecuencia de muestreo.
- Análisis frecuencial basado en FFT en tiempo real.

Una vez acondicionada y procesada la señal vibratoria es necesario un dispositivo que permita su visualización.

1.9.2. Presentación y Control de la señal

En la actualidad, los programas de ordenador de análisis de vibraciones permiten representar la vibración que está siendo captada en ese instante y compararla con la señal correspondiente a condiciones normales de operación. De este modo se puede visualizar fácilmente la existencia o no de algún fallo, en función de los niveles de vibración detectados. Dichos programas incluyen también valores límites de vibración de acuerdo con la normativa existente e indican cuando se han sobrepasado dichos valores [71].

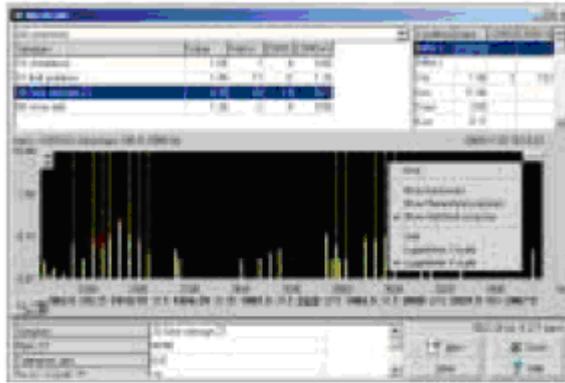
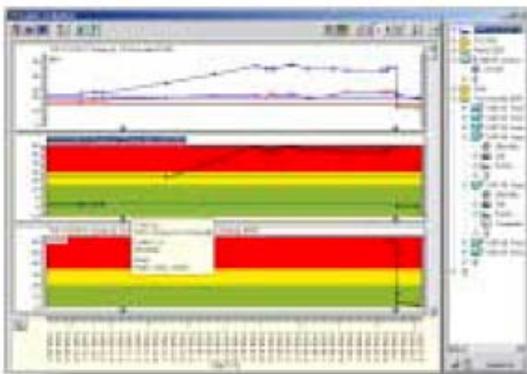


Figura 1.26. Espectro de la señal captada y procesada



Time/Date	Alarm type	Monitor	Status
1999-07-27 16:00:00	VIB 300Hz Unbalance	F-208-02	Faulted, O
1999-07-27 16:00:00	VIB 300Hz Acc	F-208-04	Fault, S
1999-07-27 15:58:00	VIB vertical	F-208-01	Faulted, HD
1999-07-27 15:54:00	VIB horizontal	W-100-01	Faulted, N
1999-06-22 09:15:00	Unsett	T-200-04	Fault, R
1999-07-06 11:08:00	VIB axial	T-200-04	Fault, R
1999-07-06 11:08:00	Temperature bearing	T-200-04	Fault, R
1999-04-16 07:38:00	Phase Out of balance	S-200-04	Fault, R

Figura 1.27. Límites de vibración admisibles. Figura 1.28. Alarmas por exceso de vibración.

La figura 1.26 muestra el espectro vibratorio de la señal captada, tras haber sido acondicionada y procesada. El mismo programa que hace posible la monitorización del espectro, permite también conocer la gravedad de la vibración atendiendo a unos valores estandarizados para cada máquina. En la figura 1.27, el color verde indica que la amplitud de esa señal está dentro de los valores recomendados. El color amarillo indica la presencia de algún defecto que hace aumentar la amplitud de la vibración, sin alcanzar niveles alarmantes. Por último, si la amplitud de la señal alcanza el color rojo está ocurriendo un problema grave, ya que genera un nivel inadmisibles de vibraciones.

La figura 1.28 corresponde a un histórico de todas las alarmas por exceso de vibraciones detectadas, lo que permite tener un control de los fallos y sus reparaciones.

A lo largo de este apartado se ha hablado de niveles máximos de vibración admisibles, por lo que a continuación se ofrecen algunas pautas para poder fijar dichos niveles.

1.10. Determinación de los distintos niveles de vibración

La determinación de los niveles normales de vibración es uno de los aspectos más importantes dentro del diagnóstico de máquinas por vibraciones.

Un método muy empleado para la determinación de los niveles normales de vibración es el análisis de tendencia. Si el estado de la máquina es bueno, los niveles de vibración mantienen sus valores constantes. Si aparece algún fallo, entonces estos valores comienzan a crecer en la medida que éste se desarrolla. Las máquinas poseen características propias dadas las condiciones en que fueron construidas y montadas (su acabado superficial, rigidez, ajustes, etc). Estas condiciones determinan un nivel vibracional característico en la misma. Si una de estas características varía, inmediatamente se reflejará en el nivel vibracional, lo que indicará que ha ocurrido una alteración en las condiciones originales de la misma. Con el análisis de tendencia se puede, además, determinar el momento de posible rotura tomando como referencia el valor máximo permisible del nivel vibración. Como es lógico, el análisis de tendencia exige que las medidas se efectúen sobre los mismos puntos y deben mantenerse las mismas condiciones del muestreo.

Los cuadernos de máquinas o cartas de control son elementos auxiliares de mucha ayuda, como expediente de los valores globales de los niveles de vibración en la máquina. En ellos pueden ser registrados periódicamente los valores medidos en los puntos seleccionados y todas las incidencias ocurridas durante las medidas, como se muestra en el ejemplo de la figura 1.29 [6 pág. 18].

Las máquinas se diferencian por su tamaño, por su rigidez, así como por su amortiguamiento, lo que incide en que los valores de los niveles de vibración no sean iguales, inclusive, entre máquinas idénticas operando bajo las mismas condiciones. Actualmente se toman como guía numerosas cartas de severidad que son el resultado de muchos años de experiencia en la implementación de las técnicas de diagnóstico por vibraciones mecánicas en la industria. Estas recomendaciones unidas al control del comportamiento de la máquina durante un período prolongado de operación, permiten determinar con mayor certeza el valor que se debe tomar como referencia. En la figura 1.30 se muestra un ejemplo de carta de severidad de máquinas rotativas para la selección del nivel máximo de vibración permisible según la Norma ISO 2372 [6 pág. 20].

Existen otras muchas tablas y gráficas aparte de las mostradas en las figuras 1.29 y 1.30. La mayoría de ellas se encuentra en normativa referente a vibraciones como por ejemplo: ISO 10816, ISO 1940. ISO 3945 y UNE 20 180 86.

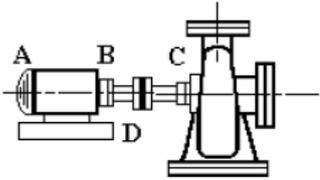
Carta de Control							
Tipo de máquina: Bomba Centrífuga							
Area de sistemas auxiliares							
RPM nominal.- 2750							
Hoja No 1			$v(\text{mm}\cdot\text{s}^{-1})$				
dirección	fecha	realizado	A	B	C	D	Observaciones
axial							
vertical							
horizon							
axial							
vertical							
horizon							
axial							
vertical							
horizon							

Figura 1.29. Ejemplo de cuaderno de control de una bomba centrífuga.

Intervalos de severidad de la vibración RMS de la velocidad en mm/s			Ajustes de calidad para diferentes Clases de máquinas			
			Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0.28			A	A	A	A
0.45						
0.71			B	B	B	B
1.12						
1.8			C	C	C	C
2.8						
4.5			D	D	D	D
7.1						
11.2						
18						
28						
45						
71						

A Equipo bien balanceado y alineado
B Pequeñas fallas

Clase I Máquinas con potencia menor a 15 Kw
Clase II Máquinas con potencia entre 15-75 Kw
rigidamente montadas

C Estado peligroso
D Inaceptable, rotura inminente

Clase III Máquinas grandes con masas en rotación en fundamentos rígidos
Clase IV Máquinas grandes con masas en rotación en fundamentos flexibles

Figura 1.30. Carta de severidad de vibración según la Norma ISO 2372.

Anexo 2

DetECCIÓN mediante el análisis de vibraciones de defectos comunes a máquinas rotativas.

En este anexo se analizan los fallos que pueden ocurrir en cualquier máquina rotativa. A este grupo pertenecen auxiliares de MACI tales como bombas, compresores, ventiladores, motores eléctricos auxiliares, etc. Se analizan los defectos comunes a estas máquinas rotativas independientemente de la función que éstas cumplan. Cada una de estas máquinas está formada por una serie de componentes más simples susceptibles de fallar y generar vibraciones, como pueden ser estator, rotor, juntas, rodamientos, ejes, correas, engranajes, etc.

2.1. Introducción

Cada máquina rotativa y elemento de unión genera una serie de fuerzas dinámicas durante su funcionamiento. Cada una de estas fuerzas dará lugar a vibraciones a diferentes frecuencias características de cada componente. Dado que todos los componentes de una máquina están unidos entre sí, las frecuencias de vibración de cada uno de los componentes de la máquina se transmiten a la totalidad de la misma. Sin embargo, el monitorizado de las frecuencias de vibración en puntos específicos de la máquina puede ayudar a aislar e identificar el componente defectuoso.

Cada máquina rotativa presenta vibración a una frecuencia característica que la diferencia de forma única, y se conoce comúnmente como firma de vibración. Esta señal está totalmente condicionada por su diseño, fabricación, uso y desgaste de cada uno de sus componentes. Cuando la máquina o alguno de sus componentes operan de forma continua a altas velocidades es inevitable el desgaste y la aparición de fallos. Al aparecer algún defecto el nivel de vibraciones aumenta. Aunque existen fallos propios de ciertas máquinas asociados a su diseño y modo de operación, hay otro gran grupo de problemas comunes a la mayoría de máquinas rotativas los cuales van a ser estudiados a continuación. Los fallos más comunes que causan altos niveles de vibraciones son:

- Desequilibrio de partes rotantes
- Alineación incorrecta de acoplamientos
- Ejes doblados
- Fallos en rodamientos, correas y engranajes
- Fallos eléctricos
- Holguras

De acuerdo a la lista anterior, puede decirse que si una o más partes están desequilibradas, mal alineadas, fuera de tolerancia dimensional, dañadas, tienen holguras o excentricidades, se darán elevados niveles de vibración. Dichas vibraciones ocurren a unas frecuencias determinadas, que son características del componente, su operación, unión o defecto.

Los problemas más habituales son: desequilibrio, desalineación, fallo en los rodamientos y holguras; a menudo son llamados “los cuatro grandes”. También hay que recordar que las máquinas a menudo presentan más de un problema. Por ejemplo, si una máquina ha estado largo tiempo desequilibrada, el cojinete empezará a fallar.

A continuación se van a analizar tanto los fallos que generan vibraciones como consecuencia de un defecto en el eje como aquellos que son causados por un mal posicionado del rotor respecto al eje o entre varios ejes.

2.2. Desequilibrio

El desequilibrio se origina por no estar la masa uniformemente distribuida respecto del centro de rotación del rotor, de modo que el centro de gravedad y el centro de giro no coinciden (figura 2.1). En otras palabras, hay una anomalía en el rotor que hace que exista una fuerza centrífuga que parte desde el centro de rotación en dirección radial y gira de forma síncrona con el eje, generando niveles de vibración excesivos.

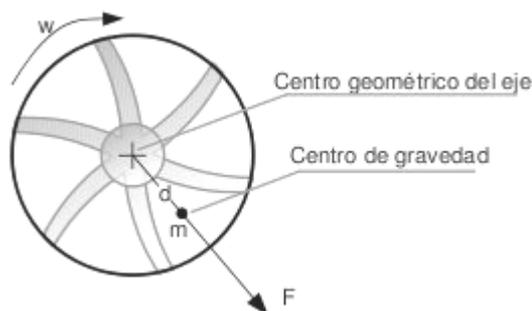


Figura 2.1. Rotor desequilibrado

Si una máquina rotativa está desequilibrada se tendrá una notable vibración a la frecuencia de la velocidad de giro de la máquina, es decir, un pico en el espectro a 1X RPM.

Cada rotor (ventilador, bomba, etc.) presentará algún desequilibrio residual. Como resultado siempre habrá un pico a 1X RPM en el espectro. Se tendrá, por tanto, que determinar si el desequilibrio presenta un problema real basándose en la amplitud de la vibración a 1X RPM.

Para determinar la severidad de un desequilibrio hay que tener en cuenta la velocidad de giro y el tamaño de la máquina. Como ya se sabe, la velocidad de giro del eje afecta a las fuerzas centrífugas, y de esta manera a la

velocidad de vibración. De hecho, las fuerzas de desequilibrio son proporcionales al cuadrado de velocidad, de acuerdo a la expresión [77]:

$$F = m \times d \times w^2$$

donde **m** es la masa desequilibrada (masa del rotor), **d** el radio de desequilibrio (distancia entre centro geométrico y centro de gravedad) y **w** la velocidad angular.

Por lo tanto, el nivel de vibración aceptable a 1X RPM, depende del tamaño y de la velocidad de la máquina. Es por esto que las máquinas de alta velocidad requieren un equilibrado mucho más preciso que máquinas de baja velocidad. La tabla 2.1 muestra la severidad de la vibración debido a desequilibrio para máquinas que operan en un intervalo de velocidad entre 1800 y 3600 RPM [analista].

1X Nivel de vibración			Diagnóstico	Nivel de intervención
in/sec pk	mm/s rms	VdB		
<0.134	<2.5	< 108	Ligero desequilibrio	Sin recomendaciones
0.134-0.28	2.5-5.0	108 - 114	Desequilibrio moderado	Deseable
0.28-0.88	5-15.8	114 - 124	Desequilibrio serio	Importante
>0.88	>15.8	>124	Desequilibrio extremo	Obligatorio

Tabla 2.1. Niveles de desequilibrio y gravedad del defecto.

2.2.1. Fuentes de Desequilibrio

Hay una serie de razones por las cuales la máquina no está en equilibrio, las cuales pueden clasificarse dentro de dos grupos: problemas debidos a un montaje defectuoso y fallos consecuencia del funcionamiento de la máquina.

En el primero de los casos, si la máquina no estaba originalmente equilibrada al instalarla, permanecerá desequilibrada y se dañarán los apoyos y sellos. En el caso de que el desequilibrio sea consecuencia del funcionamiento de la máquina, suele ser debido a las causas que se enumeran a continuación:

- Acumulación no uniforme de suciedad en el rotor
- Falta de homogeneidad en los materiales, especialmente en piezas fundidas (burbujas, agujeros, poros...)
- Diferencia de los materiales que forman un acoplamiento (como los ejes)
- Rotor agrietado
- Errores de mecanizado
- Distribución no uniforme de la masa en bobinas eléctricas
- Corrosión o desgaste desproporcionado del rotor
- Pesos de equilibrio perdidos

Una vez definido el fenómeno del desequilibrio es necesario diferenciar entre los distintos tipos, ya que los espectros resultantes del análisis de vibraciones van a presentar algunas diferencias.

Hay dos tipos de desequilibrio: estático y dinámico (en el cual se crea un par). Ambos están caracterizados por un pico a frecuencia 1X RPM en dirección radial. Tanto para un desequilibrio estático como dinámico los niveles de vibración axiales 1X RPM y 2X RPM serán bajos. Existe una tercera situación: rotor en voladizo, cuyo espectro presentará mayor amplitud de la vibración en dirección axial.

2.2.2. Desequilibrio estático

Es el tipo más simple de desequilibrio; es equivalente a un punto pesado en un único punto del rotor. Es llamado desequilibrio estático, porque se da aunque el rotor no gire y generalmente está producido por desgaste radial superficial no uniforme en rotores en los cuales su largo es despreciable en comparación con el diámetro.

El desequilibrio estático (figura 2.2), también llamado desequilibrio en un solo plano, es una situación en la cual el centro de rotación del rotor no corresponde a su centro de masa o en otras palabras, su centro de gravedad no está ubicado en su eje de rotación. La causa es una fuerza centrífuga que provoca un desplazamiento del eje de giro en la dirección radial. En ausencia de otros problemas el desequilibrio genera una forma de onda sinusoidal pura y por tanto el espectro presenta vibración dominante con una frecuencia igual a 1X RPM del rotor.

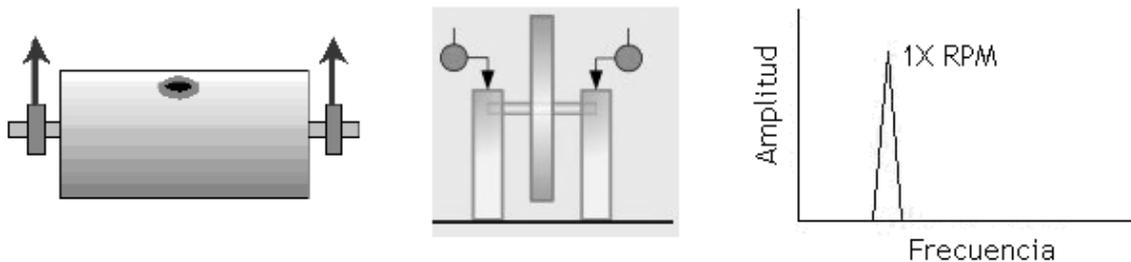


Figura 2.2. Desequilibrio estático: puntos de medida y espectro típico.

Las fuerzas de desequilibrio en maquinaria producen vibraciones en los cojinetes sobre los que se apoya el eje desequilibrado, por lo que dicho fallo puede ser detectado colocando los transductores en los casquillos o rodamientos. Las componentes horizontales y verticales de la vibración a la frecuencia 1X RPM medidas en cojinetes están desfasadas 90° entre sí. El desequilibrio estático aparece a 1X RPM en ambos apoyos del rotor, y las fuerzas en ambos apoyos se producen en la misma dirección.

Para resumir lo anterior se puede decir que los síntomas de una máquina desequilibrada son:

- Gran amplitud de la vibración radial a frecuencia 1X RPM.
- Diferencia de fase entre la medida en dirección horizontal y vertical en un cojinete de aproximadamente 90°, siendo aceptable una desviación de $\pm 30^\circ$.
- No existen diferencias de fase significativas en las lecturas de fase entre ambos lados del eje en las direcciones radiales.

Para corregir el problema se recomienda equilibrar el rotor en un sólo plano (en el centro de gravedad del rotor) con la masa adecuada y en la posición angular calculada con un equipo de equilibrado.

2.2.3. Desequilibrio dinámico

El origen del desequilibrio no es una fuerza, sino un par de fuerzas. Es decir, dos fuerzas de igual magnitud y de sentidos contrarios. El desequilibrio dinámico se da en rotores medianos y largos. Es debido principalmente a desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor. El espectro presenta vibración dominante y vaivén simultáneo a frecuencia igual a 1x RPM del rotor.

Un rotor con un desequilibrio dinámico o desequilibrio de par de fuerzas puede estar estáticamente equilibrado, pero al rotar producirá fuerzas centrífugas en los apoyos de ambos lados del eje, las cuales tendrán fases opuestas.

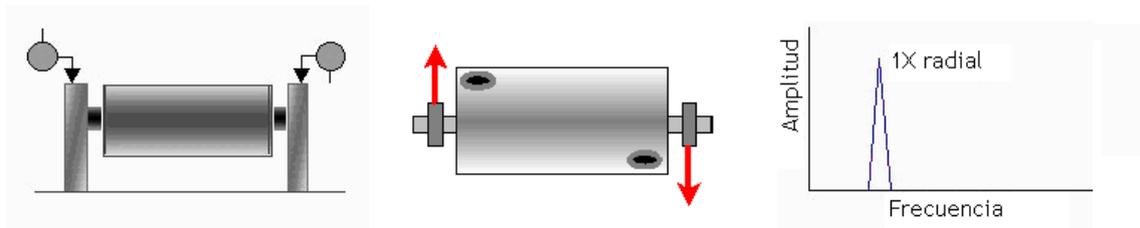


Figura 2.3. Desequilibrio dinámico: puntos de medida, fuerzas y espectro vibratorio.

La amplitud de la vibración a 1X RPM depende de la rigidez del montaje de la máquina, así como de la cantidad de desequilibrio. Para máquinas más “elásticamente” montadas la amplitud de la vibración es mayor que para aquellas de montaje más rígido, para el mismo desequilibrio. Las máquinas verticales son generalmente sustentadas desde su base, y suelen mostrar los niveles máximos a 1X RPM en la parte libre del rotor, sin tener en cuenta que componente está realmente desequilibrado. El espectro mostrará un fuerte pico a 1X RPM cuando se mida en la dirección radial.

Del mismo modo que se ha hecho con el desequilibrio estático, a continuación se resumen los síntomas de desequilibrio dinámico.

- Gran amplitud de la vibración radial a frecuencia 1X RPM.
- Diferencia de fase entre la medida en dirección horizontal y vertical en un cojinete de aproximadamente 90°, siendo aceptable una desviación de $\pm 30^\circ$.
- Desfase de 180° entre las medidas de fase tomadas en ambos extremos del eje.

En este caso, para corregir el problema se recomienda equilibrar el rotor en dos planos con las masas adecuadas y en las posiciones angulares calculadas con un equipo de equilibrado.

Si se analizan los síntomas enumerados para ambos tipos de desequilibrio se puede ver que cuando se está examinando un espectro sin considerar la información acerca de la fase no se puede distinguir el desequilibrio estático del dinámico, por lo que para el correcto diagnóstico de este tipo de fallos es fundamental realizar un análisis de fase. Para un desequilibrio estático las medidas de vibración a ambos extremos de la máquina estarán en fase. En el caso de desequilibrio dinámico, se tendrá un desfase de 180° entre las lecturas de fase a ambos lados del eje.

2.2.4. Rotor en voladizo

Ocurre en rotores que se encuentran en el extremo de un eje (figura 2.4). Es producido por desgaste en la superficie del rotor y ejes doblados. El espectro presenta vibración dominante a frecuencia $1X$ RPM del rotor, muy notoria en dirección axial y radial.

Las bombas y ventiladores montados en voladizo son comunes en la industria. Se tienen que examinar detenidamente los componentes rotativos, para asegurar si un componente está realmente en voladizo o soportado en ambos apoyos. En una máquina con un rotor desequilibrado en voladizo se producirán vibraciones a frecuencia $1X$ RPM en la dirección axial y también algunas en la dirección radial y tangencial en el rodamiento más cercano al rotor. Esto es debido al hecho que el desequilibrio provoca un momento de flexión en el eje y causa que el rodamiento o casquillo se mueva en la dirección axial.

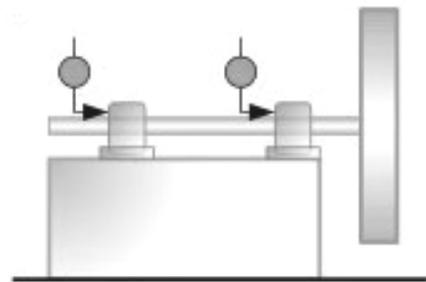


Figura 2.4. Medida de desequilibrio con rotor en voladizo.

Los síntomas que caracterizan este tipo de fallo son:

- Gran amplitud de la vibración radial a frecuencia $1X$ RPM.
- Gran amplitud de la vibración axial a frecuencia $1X$ RPM.
- Diferencia de fase entre la medida en dirección horizontal y vertical en un rodamiento de aproximadamente 90° , permitiendo una variación aceptable de $\pm 30^\circ$.
- Las medidas de fase en dirección radial en ambos lados del eje pueden estar desfasadas.

Para corregir el problema, primero debe verificarse que el rotor no tenga excentricidad y que el eje no esté doblado, luego debe realizarse el equilibrado adecuado.

Ya se ha razonado que es de esperar un pico claro a $1X$ RPM para las direcciones verticales y horizontales, y en las direcciones axiales para máquinas en voladizo, a lo que hay que añadir que en el correspondiente análisis de forma de onda (dominio del tiempo) se tiene una onda bastante senoidal (figura 2.5) [7].

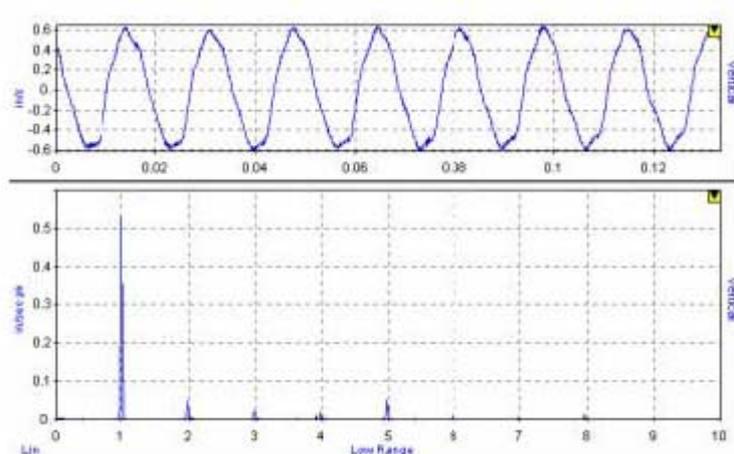


Figura 2.5. Forma de onda y espectro vibratorio de un desequilibrio.

El análisis de desequilibrio se puede hacer directamente identificando la velocidad de la máquina (1X RPM) y analizando las medidas obtenidas en dirección radial (y axial si es preciso). La parte más complicada consiste en asegurarse de no diagnosticar un desequilibrio cuando realmente se trata de un problema diferente.

Como se van a tratar todas las posibilidades de fallos en máquinas en apartados posteriores, se verá que varios de los problemas se muestran generando un gran pico a 1X RPM, incluyendo desalineación, holguras, ejes flexionados y rotor excéntrico. Por tanto hay que asegurarse de no errar en el diagnóstico, es decir, que observar un pico de 1X RPM en el espectro no siempre es suficiente para asegurar que la máquina tiene un fallo en el equilibrado.

2.3. Desalineación

De una manera breve se puede definir la desalineación como dos ejes acoplados cuyos centros geométricos no coinciden. Si los centros geométricos de los ejes que presentan desalineación, son paralelos pero no coinciden, entonces se dice que la desalineación es paralela. Si los ejes desalineados se encuentran en un punto, pero no son paralelos, entonces la desalineación es denominada angular. Casi todas las desalineaciones que se observen en la práctica son una combinación de los dos tipos de base (figura 2.6).

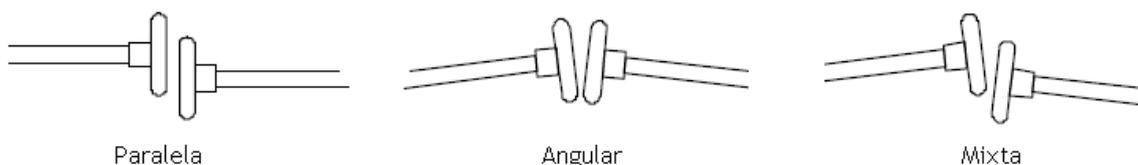


Figura 2.6. Tipos de desalineación

La desalineación es un problema habitual, y es importante porque el incremento de las fuerzas rotacionales generará tensión en apoyos y juntas. Se dice que la reducción de la desalineación es fundamental para que no aparezcan los llamados “fallos secundarios”. Es de vital importancia detectar si una máquina está correctamente alineada ya que diversos estudios realizados por usuarios y fabricantes de maquinaria rotativa acoplada por ejes han demostrado que la desalineación es la principal causa de por lo menos el 50% de los fallos en maquinaria rotativa.

Sin embargo, a pesar de saberse que es una de las causas de fallos más frecuentes y, por consiguiente, origina grandes pérdidas de producción y tiempos muertos, entre otros problemas, en la actualidad se hace muy poco para resolver este problema. Un estudio realizado en Suecia en 2008, donde se uso una muestra de 160 máquinas de una planta industrial, arrojó como resultado que menos del 7% de los trenes de máquinas se encontraban dentro de las tolerancias proporcionadas por el fabricante de la maquinaria [8].

Por tanto, es fundamental conocer el espectro correspondiente a las vibraciones de una máquina que está mal alineada, para subsanar dicho fallo cuanto antes y evitar que surjan problemas asociados a una incorrecta alineación, tales como fallos en rodamientos, engranajes, deformación de carcasas, etc. Para poder diagnosticar este tipo de fallo es necesario conocer las principales causas de desalineación en máquinas rotativas.

2.3.1. Causas de desalineación

La desalineación se produce generalmente por las siguientes causas:

- Montaje impreciso de los componentes
- La posición relativa de los componentes se altera después del montaje
- Distorsión debida a fuerzas ejercidas por el sistema de tuberías.
- Distorsión de apoyos flexibles debida a momentos de torsión.
- Crecimiento térmico. Se debe a los cambios de temperatura de las máquinas al alcanzar sus condiciones de operación permanentes. Si no se conocen los valores de cambio dimensional para cada uno de los apoyos el resultado final del trabajo de alineación será insuficientes.
- Superficies de acoplamiento enfrentadas que no son perpendiculares al centro geométrico del eje.
- Apoyos débiles (en inglés *soft foot*), debido a los cuales la máquina puede variar su posición, cuando se ajustan los tornillos de estos. Se profundizará sobre este tema en el capítulo dedicado a los fallos en las estructuras de soporte.

Como ya se ha introducido al principio de este apartado, existen diferentes tipos de desalineación (figura 2.6), los cuales van a ser analizados con mayor detalle a continuación.

2.3.2. Desalineación paralela

La desalineación paralela produce fuerzas cortantes y momentos de flexión en el extremo del acoplamiento de cada eje. También se producen niveles altos de vibración en dirección radial en los apoyos a cada lado del acoplamiento (figura 2.7). A menudo la amplitud de la vibración a frecuencia 2X RPM será superior a la amplitud de la vibración a 1X RPM. Cuando aumenta la severidad se generan picos en armónicos superiores (4X RPM, 8X RPM).

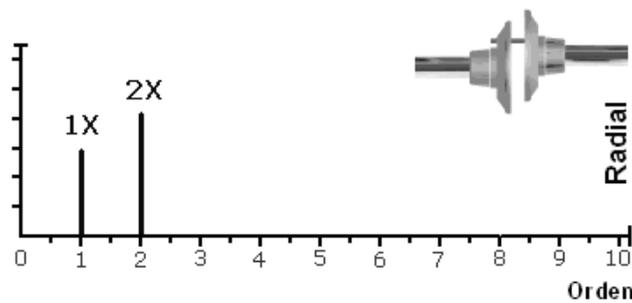


Figura 2.7. Vibraciones en dirección radial medidas en ambos extremos del eje.

La amplitud de las vibraciones en la dirección axial (figura 2.8) a frecuencias 1X RPM y 2X RPM será baja.

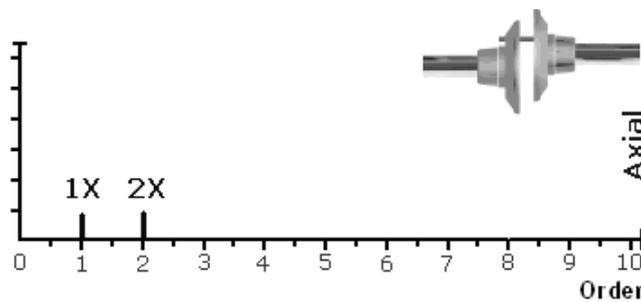


Figura 2.8. Vibraciones en dirección axial medidas en ambos extremos del eje.

2.3.3. Desalineación angular

La desalineación angular produce un momento de flexión en cada eje y esto genera una vibración de gran amplitud a 1X RPM y una vibración más leve a 2X RPM (en algunos casos también se presenta a 3X RPM) en la dirección axial en ambos apoyos, tal y como muestra la figura 2.9. La vibración estará 180° desfasada en la dirección axial del acoplamiento.

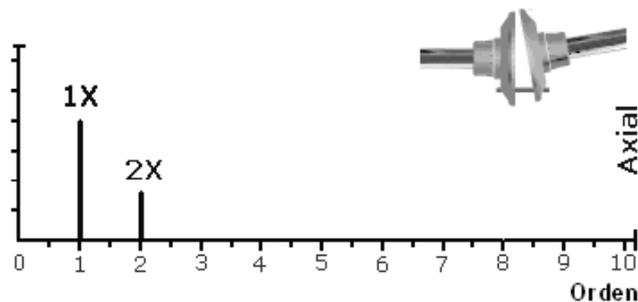


Figura 2.9. Vibraciones en dirección axial medidas en ambos extremos del eje.

Habrá también vibraciones de poca amplitud en la dirección radial a frecuencias 1X RPM y 2X RPM, como muestra la figura 2.10. Sin embargo estos componentes estarán en fase.

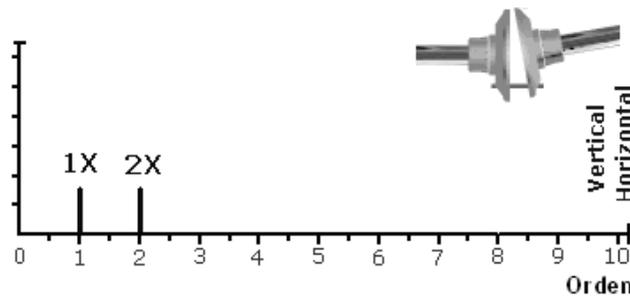


Figura 2.10. Vibraciones en dirección radial medidas en ambos extremos del eje.

Como ya se ha comentado, la mayoría de casos de desalineación son una combinación de desalineación paralela y angular. El diagnóstico, como regla general, se basa en una vibración dominante al doble de la velocidad de giro (2X RPM), con un incremento de la amplitud de la vibración a la velocidad de giro (1X RPM) tanto en la medida axial como en la radial. Junto a los picos producidos a 1X RPM y a 2X RPM, también suele aparecer una vibración a 3X RPM, como muestra la figura 2.11.

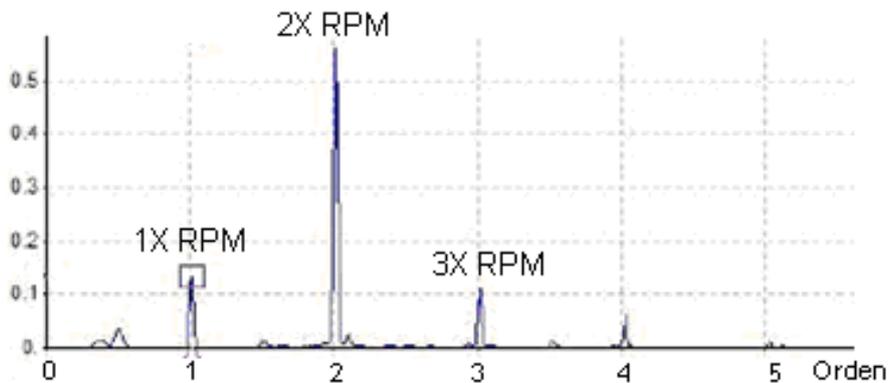


Figura 2.11. Espectro de vibraciones típico de la desalineación.

2.3.4. Efectos de la temperatura en la alineación

La mejor alineación de cualquier máquina siempre ocurrirá solamente a una temperatura de operación y se espera que esta sea su temperatura de operación normal. Es imperativo que las mediciones de vibración para el diagnóstico de desalineación sean hechas con la máquina a su temperatura de operación normal, puesto que los diferentes regímenes de dilatación térmica de ejes alineados pueden influir considerablemente en la correcta alineación. Si las propiedades térmicas de ambas máquinas en contacto son las mismas, no hay problema. Sin embargo, si hay una diferencia apreciable en dichas propiedades, debe realizarse la alineación antes de que las máquinas se enfríen, o bien, debe compensarse la diferencia. De este modo, aunque al comenzar a operar la maquinaria (aún en frío) los ejes se encuentren

desalineados y las vibraciones en el arranque sean mayores, al entrar en funcionamiento y calentarse, debido al diferente grado de dilatación térmica de ambas máquinas, se logrará la correcta alineación.

2.4. Diferencias entre desequilibrio y desalineación

Ahora que ya se han estudiado dos de las principales causas de vibraciones en los sistemas auxiliares del motor conviene aprender a diferenciarlas de forma precisa, ya que, como se ha visto, ambas presentan un pico a frecuencia 1X RPM en el espectro.

Una forma de distinguir entre desalineación y desequilibrio es aumentar la velocidad de la máquina. El nivel de vibración debido al desequilibrio aumentará en proporción al cuadrado de la velocidad, mientras que la vibración debida a la desalineación no aumentará. Otra prueba que se puede llevar a cabo es hacer funcionar el motor desacoplado. Si todavía persiste un pico alto a 1X RPM, entonces el motor está desequilibrado. Si el pico desaparece, el auxiliar es el que tiene el problema de desequilibrio, quizá de desalineación.

La tabla 2.2 muestra algunas de las características propias de cada tipo de fallo para facilitar el correcto diagnóstico de ambos problemas [13].

DESEQUILIBRIO	DESALINEACIÓN
Vibración de gran amplitud a 1X RPM	Vibraciones a frecuencias armónicas de 1X RPM. Destaca el pico a 2X RPM, característico de la desalineación.
Vibraciones axiales bajas	Importantes vibraciones axiales
Mediciones en fase	Mediciones en contrafase
Independiente de la temperatura	La amplitud de las vibraciones varía con la temperatura
Depende de la velocidad debido a la fuerza centrífuga	Baja sensibilidad a los cambios de velocidad

Tabla 2.2. Características propias de desequilibrio y desalineación.

2.5. Ejes doblados

Ahora se va a estudiar como diagnosticar un problema de flexión del eje de una máquina. A menudo este problema se confunde con desequilibrio o desalineación debido a que el espectro vibratorio obtenido del análisis de una máquina cuyo eje se encuentra doblado es similar al de los dos problemas anteriormente tratados. Este es un problema más común en ejes largos, producido por esfuerzos excesivos en el eje.

Un eje flexionado causa predominantemente vibración de gran amplitud a frecuencia 1X RPM en dirección axial con diferencia de fase de 180° medida en los dos soportes del eje del rotor. La vibración dominante se presenta generalmente a 1X RPM si la flexión está cerca al centro del eje (figura 2.12). Sin embargo, la vibración se presentará a 2X RPM si la flexión está más próxima al acoplamiento [analista].

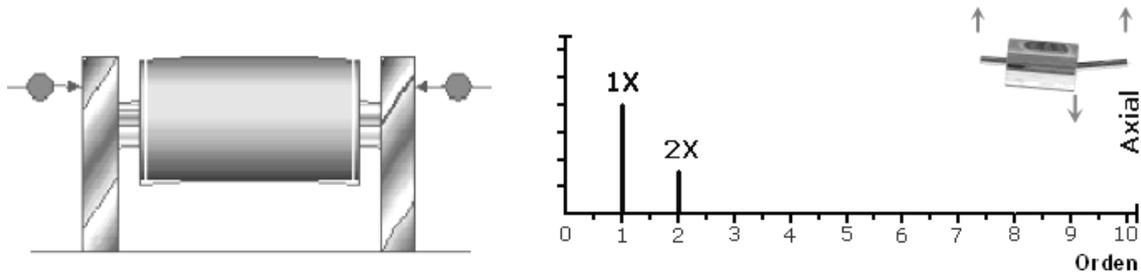


Figura 2.12. Eje pandeado y espectro vibratorio.

2.6. Excentricidad (Rotor excéntrico)

Otro de los problemas comunes en muchos de los auxiliares de un motor es la excentricidad. La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación está descentrado respecto de la línea del centro geométrico de la polea, engrane, apoyo, o rotor.

Los rotores excéntricos generan componentes de vibración radiales de gran amplitud a frecuencia 1X RPM. Este fenómeno es muy común, y se puede confundir con un desequilibrio. Para evitar dicha confusión es conveniente realizar medidas de fase en dos direcciones radiales distanciadas 90° (figura 2.13), obteniendo un desfase de aproximadamente 0° entre medidas.



Figura 2.13. Espectro vibratorio de un eje excéntrico.

La figura 2.13 refleja la situación en la que una máquina rotativa cuyo eje está excéntrico (motor) se encuentra unida a otra máquina (ventilador) mediante un sistema de transmisión por correas. Esto hace que en el espectro vibratorio se vea un aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de giro del motor y también del ventilador. La excentricidad en máquinas conducidas por poleas puede ser comprobada quitando la correa/s y comprobando de nuevo el pico 1X RPM en el motor.

2.7. Ejes agrietados

La presencia de un eje agrietado en las máquinas rotatorias presenta síntomas similares a la desalineación entre los ejes de máquinas acopladas, es decir presenta vibraciones de gran amplitud a frecuencias 1X, 2X y 3X RPM, siendo en este caso las vibraciones producto de las variaciones de la rigidez del eje como consecuencia de la grieta.

A pesar de la similitud entre los espectros correspondientes a desalineación y eje agrietado, las consecuencias de ambos problemas son muy diferentes. Un eje agrietado no detectado a tiempo conducirá a un fallo catastrófico de la máquina, mientras que la desalineación sólo reducirá la vida de algunos elementos de ella. De ahí la importancia de poder distinguir entre estos tipos de problemas. Algunas características que ayudan a diferenciar entre los dos tipos de problemas mencionados desde el punto de vista de las vibraciones son [19]:

- La desalineación genera vibraciones significativas en la dirección axial, no así un eje agrietado. Las vibraciones axiales generadas por un eje agrietado son pequeñas (figura 2.14).
- La desalineación genera vibraciones en los elementos de apoyo (casquillos o rodamientos) a ambos lados del acoplamiento, mientras que un eje agrietado genera vibraciones en ambos apoyos de la máquina cuyo eje está agrietado.
- La desalineación genera cargas adicionales en los apoyos de ambas máquinas acopladas, lo que se traduce en un aumento de la temperatura de éstos, no así el eje agrietado.

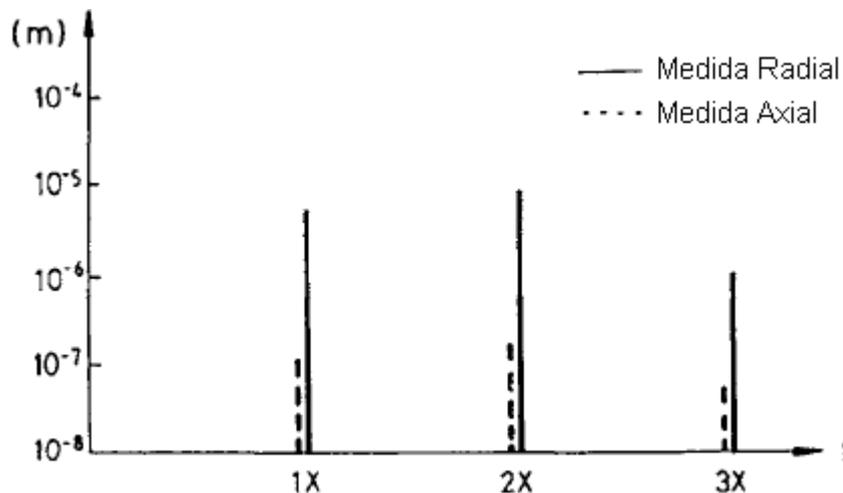


Figura 2.14. Espectros de vibraciones en eje agrietado [43].

2.8. Holguras

La holgura mecánica puede ser de dos tipos: holgura rotativa o no rotativa. Una holgura rotativa está causada por un juego excesivo entre las partes rotativas y estacionarias de la máquina, como pueden ser ejes y rodamientos, y la holgura no rotativa es una holgura entre dos partes que normalmente son estacionarias, como una pata de máquina y su base. Los dos tipos de holgura producirán armónicos 1X RPM en los tres ejes de vibración.

2.8.1. Holgura rotativa

Es el juego excesivo en cojinetes y rodamientos, que produce vibraciones a frecuencias armónicas de 1X RPM, que en algunos casos se pueden extender más allá de 10X RPM. Si se acentúan los armónicos superiores, se puede sospechar de impactos. Los impactos se ven mejor en la forma de onda de tiempo que en el espectro. Es por ello que si en el análisis espectral la amplitud de los armónicos de mayor orden es elevada es una buena idea examinar la forma de onda de la aceleración (análisis en el dominio del tiempo) para encontrar picos debido a impactos [9].

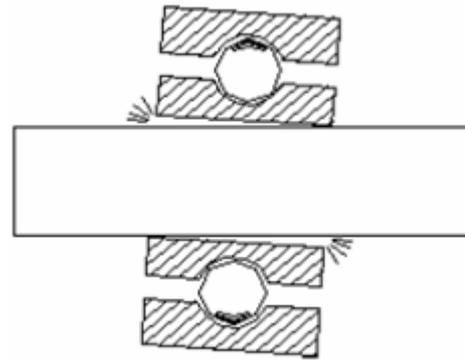


Figura 2.15. Holgura rotativa

Este tipo de holgura eje-agujero (figura 2.15) está producido por tolerancias de fabricación inadecuadas (con juego excesivo). También pueden aparecer holguras debido a un desgaste de los apoyos. Al llevar a cabo análisis vibratorios periódicamente, primero se detectarán otros síntomas de desgaste, seguidos de holguras.

A medida que la holgura se incrementa el número y amplitud de los armónicos aumenta. Algunos picos pueden ser más altos que otros cuando coinciden con resonancias u otras fuentes de vibración, por ejemplo una frecuencia de paso de álabes. Una holgura excesiva en un cojinete puede producir armónicos a 0,5X RPM, son los llamados componentes de medio orden o subarmónicos (figura 2.16). Éstos pueden ser producidos por fricciones o impactos severos, e incluso pueden aparecer vibraciones a frecuencia 1/3 de armónico [19].

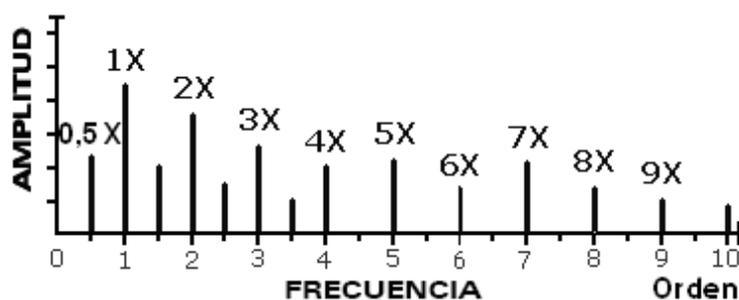


Figura 2.16. Espectro vibratorio de un defecto de holgura rotativa.

Un cojinete con holgura excesiva hace que defectos de relativamente menor importancia, tales como un leve desequilibrio o una pequeña falta de alineación, den lugar a vibraciones de mayor amplitud. En estos casos el cojinete en sí no crea las vibraciones, pero la amplitud de éstas sería mucho menor si la holgura fuera la correcta [11].

2.8.2. Holgura no rotativa

Una holgura excesiva entre una máquina y su base aumenta la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X RPM en la dirección de menor rigidez (figura 2.17). Esta es normalmente la dirección horizontal, pero depende de la disposición física de la máquina. Para generalizar se dice que la vibración generada por este tipo de problema es altamente direccional en la dirección de la sujeción [39].

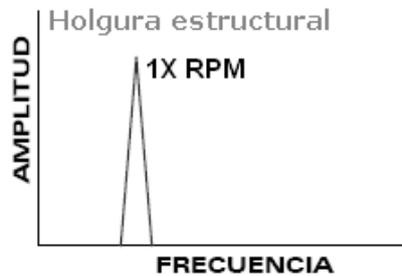


Figura 2.17. Espectro vibratorio de una holgura estructural.

Hay que establecer una diferencia entre holgura por fatiga estructural y holgura en sujeciones. El esquema de la figura 2.18 presenta todos los tipos de holgura no rotativa.

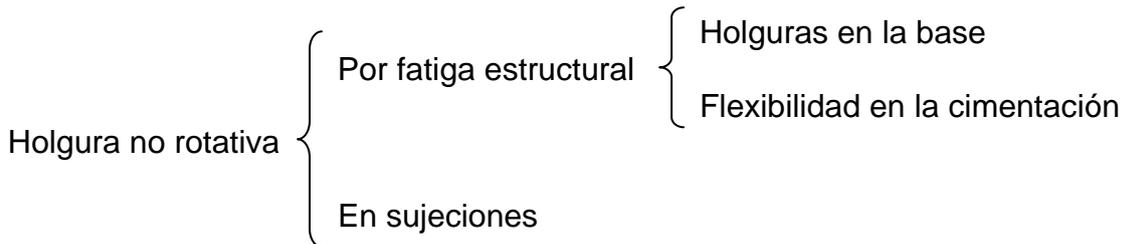


Figura 2.18. Tipos de holgura no rotativa.

La holgura por fatiga estructural consiste en el ablandamiento o sobredesplazamiento del pie de la máquina (*soft foot*) y será tratado con mayor detalle como fallo estructural o del soporte al final de este anexo. Dentro de la holgura por fatiga estructural es complicado distinguir entre holguras en la base o flexibilidad en la cimentación, especialmente en máquinas verticales. Es previsible que haya holguras entre el suelo y la base de la máquina si la amplitud de la vibración a 1X RPM en horizontal es superior a la amplitud de la vibración a 1X RPM en vertical. El movimiento de las carcasas del montaje, tornillos sueltos y la corrosión causan holguras en la base [9].

Si se sospecha que se trata de holgura estructural por flexibilidad en la cimentación, se puede usar la medida de fase para verificar esta condición. En caso afirmativo, habrá un desfase de 180° entre el apoyo y la base [11].

Se considera que existe holgura en sujeciones cuando hay holgura entre la máquina y la base (figura 2.19). En la figura 2.20 se ve que la holgura estructural en un pedestal muestra un espectro diferente del que se tenía con holgura en la cimentación. Para esta situación, el espectro tendrá componentes a 1X, 2X y 3X RPM (a menudo no más armónicos), con un pico a 0,5X RPM en los casos más severos [18 pág 100].

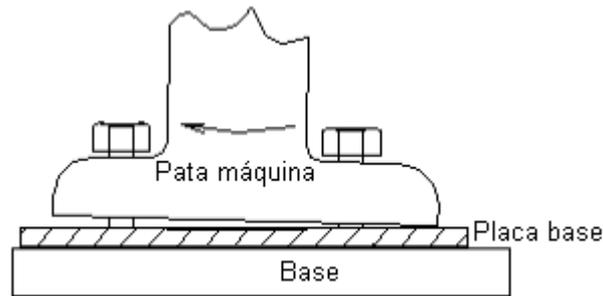


Figura 2.19. Holgura en sujeciones.

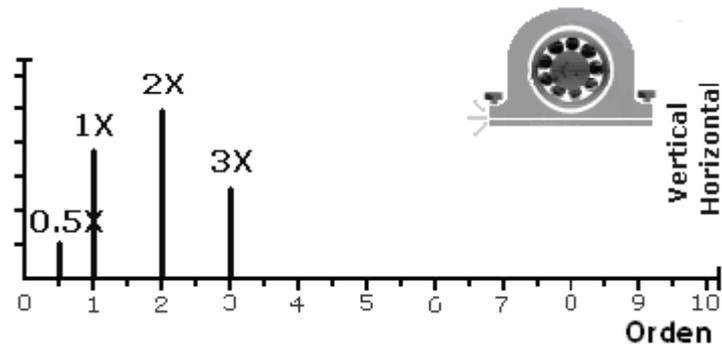


Figura 2.20. Espectro vibratorio de holgura máquina-base.

Una vez analizados los principales fallos en máquinas rotativas que generan vibraciones a frecuencia 1X RPM de giro del eje, la tabla 2.3 resume las principales características de las vibraciones generadas por los defectos estudiados hasta el momento.

Fallo	Efecto
Desequilibrio estático	Aumento de la vibración en dirección radial a frecuencia 1X RPM eje. Desfase de 0° entre medidas en dirección radial a ambos lados del eje.
Desequilibrio dinámico	Aumento de la vibración en dirección radial a frecuencia 1X RPM eje. Desfase de 180° entre medidas en dirección radial a ambos lados del eje.
Desequilibrio de rotor en voladizo	Aumento de la vibración en tanto en dirección radial como axial a frecuencia 1X RPM eje.
Desalineación paralela	Aumento de la vibración en dirección radial a frecuencia 1X RPM eje y sus armónicos, siendo el pico de mayor amplitud el correspondiente a 2X RPM
Desalineación angular	Aumento de la vibración en dirección axial a frecuencia 1X RPM eje y sus armónicos (2X y 3X RPM).
Ejes doblados	Aumento de la vibración en dirección axial a frecuencia 1X y 2X RPM eje, con una diferencia de fase de 180° entre los dos extremos del eje.
Rotor excéntrico	Aumento de la vibración en dirección radial a frecuencia 1X RPM. Desfase de 0° entre medidas radiales separadas 90°
Ejes agrietados	Aumento de la vibración en dirección radial y axial a frecuencias 1X, 2X y 3X RPM eje, siendo mayores las amplitudes de las vibraciones en dirección radial.
Holgura rotativa	Aumento de la vibración en dirección radial a frecuencia 1X RPM eje y sus armónicos (incluso 10X RPM). En casos severos pueden aparecer picos a 0,5X y 0,3X RPM.
Holgura no rotativa estructural	Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM en la dirección de menor rigidez.
Holgura no rotativa en sujeciones	Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM en la dirección de la sujeción. Aparición de vibraciones a 2X y 3X, y, en los casos más severos a 0,5 RPM.

Tabla 2.3. Fallos comunes a máquinas rotativas asociados a problemas en ejes y rotores.

Una vez analizados en profundidad los problemas en ejes y rotores de máquinas rotativas que generan vibraciones y las principales características de éstas, se van a estudiar los defectos propios de los cojinetes, que constituyen una de las principales fuentes de vibraciones en la maquinaria actual.

2.9. Cojinetes

En la maquinaria actual, que funciona a velocidades y cargas relativamente grandes, uno de los primeros factores que determina la vida operativa de la máquina es la apropiada selección y diseño de sus cojinetes.

Los cojinetes son puntos de apoyo de los ejes para sostener su peso, guiarlos en su rotación y evitar deslizamientos, y suelen ser, por diseño, el eslabón más débil en la mayor parte de la maquinaria, constituyendo habitualmente el primer punto de fallo. Por ello resulta de especial interés disponer de un buen conocimiento de la problemática de los cojinetes.

Los cojinetes se clasifican en cojinetes de fricción (o casquillos) y rodamientos. En los cojinetes de fricción, los ejes giran con deslizamiento en sus apoyos. En los rodamientos, entre el eje y su apoyo se interponen esferas, cilindros o conos, logrando que el rozamiento sea solo de rodadura cuyo coeficiente es notablemente menor. Los dos tipos tienen características operativas y modos de fallo propios que pueden ser controlados mediante técnicas de análisis vibratorio.

En primer lugar se estudian las causas que provocan vibraciones en los cojinetes de fricción o casquillos, y a continuación se analizarán los fallos en rodamientos.

2.10. Cojinetes de fricción o casquillos

Los cojinetes de fricción son elementos importantes en los motores de combustión y en sus auxiliares. Las complejas exigencias y las cada vez más elevadas cargas a las que están sometidos los casquillos de las máquinas obligan hoy en día a la utilización de materiales adecuados para la aplicación requerida y al control del estado de los casquillos para evitar posibles problemas.

Los cojinetes de fricción se caracterizan por un funcionamiento silencioso y pueden construirse partidos en dos, haciendo posible un montaje y desmontaje radial. Tienen el inconveniente de no ser apropiados en los casos en que se desee un elevado número de revoluciones, a no ser que la carga que gravita sobre ellos sea mínima. Este tipo de cojinetes está diseñado para formar una película fina y uniforme de lubricante entre el metal antifricción del casquillo y el eje, representada como la zona más oscura de la figura 2.21.

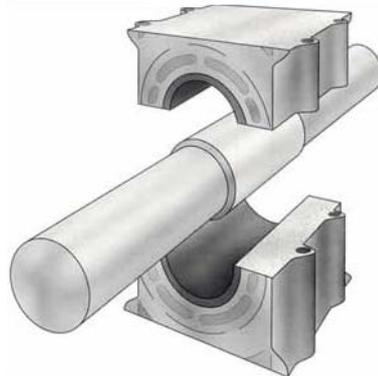


Figura 2.21. Casquillo y eje.

En condiciones normales de funcionamiento el eje está centrado en esta delgada película de lubricante y no crea fuerzas dinámicas o componentes de vibración a frecuencias que identifiquen de forma específica al casquillo.

El funcionamiento anteriormente descrito es común para todos los tipos de cojinetes de fricción o casquillos, sin embargo, se distinguen varios subgrupos. En función de los requerimientos de montaje y operación de cada máquina o conjunto de máquinas se escoge entre los diferentes tipos de casquillos:

- Cojinetes lisos
- Cojinetes de empuje (aseguran el guiado axial del eje)
- Arandelas de empuje axial (se combinan con cojinetes lisos)
- Bujes

La figura 2.22 muestra un casquillo liso, en ella se citan los conceptos más usuales en la terminología de los cojinetes

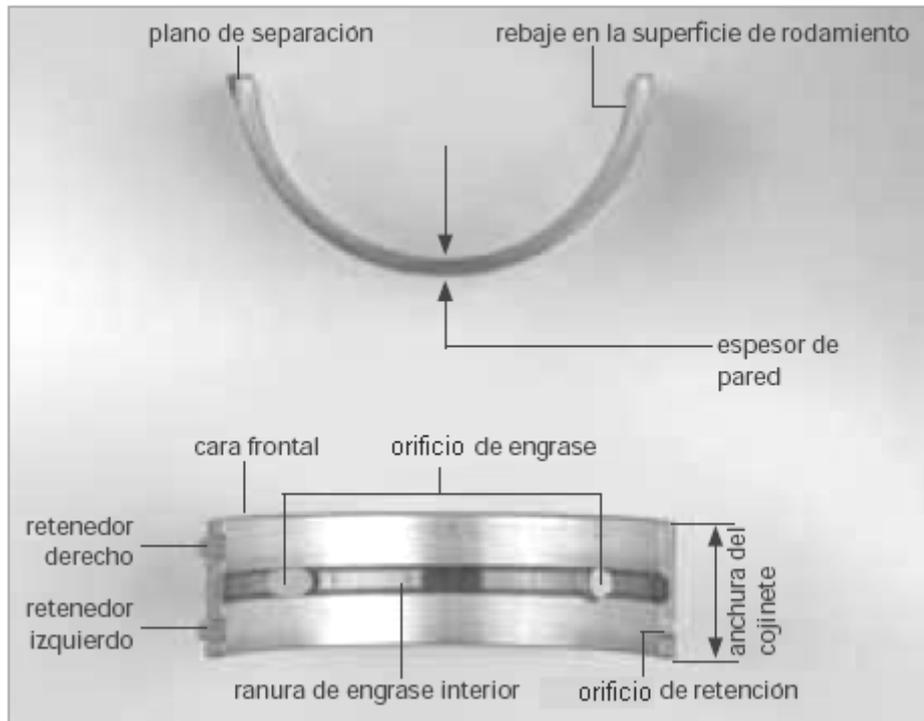


Figura 2.22. Cojinete de fricción liso.

Una vez conocida la función, tipos y geometría de los casquillos se van a analizar los principales problemas que generan vibraciones en estos elementos.

2.11. Fallos en casquillos

Si ocurre algún problema en los casquillos se generan, en la mayoría de los casos, picos en el espectro a frecuencias menores de 1X RPM del eje, es decir, picos subsíncronos. A veces, aparecen también los armónicos de estos picos subsíncronos, lo que indica una fuerte degradación del casquillo [9]. A continuación se van a analizar algunas causas que se tienen que investigar cuando se hace el diagnóstico de casquillos. Los elevados niveles de vibración ocasionados por cojinetes de fricción defectuosos son generalmente el resultado de una holgura excesiva (causada por desgaste), problemas de lubricación o desalineación.

2.11.1. Holgura excesiva

Una holgura excesiva provoca la aparición en el espectro de altos niveles de vibración a la frecuencia 1X RPM y sus armónicos, y en casos severos también se pueden ver picos a las frecuencias subsíncronas de 0,5X RPM y 0,5X armónicos, señalados en la figura 2.23 con un punto. A veces se pueden ver picos a frecuencias de un tercio y un cuarto de la frecuencia de giro del eje en ejemplos extremos de holgura. Para este tipo de fallos la dirección más apropiada de medida es la radial [9].

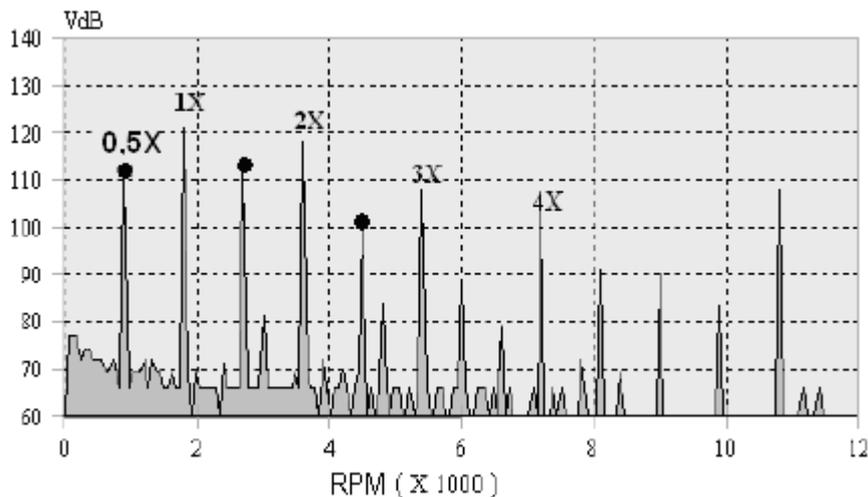


Figura 2.23. Espectro vibratorio de un casquillo con holgura.

Aparte de las vibraciones generadas por la propia holgura del casquillo, un cojinete con holgura excesiva hace que un defecto de relativamente menor importancia, tal como un leve desequilibrio o una pequeña falta de alineación en el eje, empeore, dando lugar a mayores vibraciones.

2.11.2. Problemas de lubricación

Varios de los fallos en casquillos que generan vibraciones están relacionados con problemas de lubricación. Estos problemas pueden estar ocasionados por una incorrecta posición del eje respecto del casquillo, por temperatura o viscosidad inadecuada del lubricante o por exceso o defecto de éste. A continuación se estudian los principales problemas de lubricación entre eje y casquillos que causan vibraciones.

2.11.2.1. Remolino de aceite (Oil whirl)

Hay que recordar que muchas veces el centro de giro del eje no coincide con el centro del cojinete, esto da lugar a que el espacio para el lubricante sea menor en algunos puntos que en otros (figura 2.24). Como consecuencia aparece un punto de alta presión entre el eje y el cojinete. El movimiento del eje bombea aceite creando una cuña de alta presión que soporta la carga del eje. La diferencia de presiones origina una fuerza tangencial en el eje en la

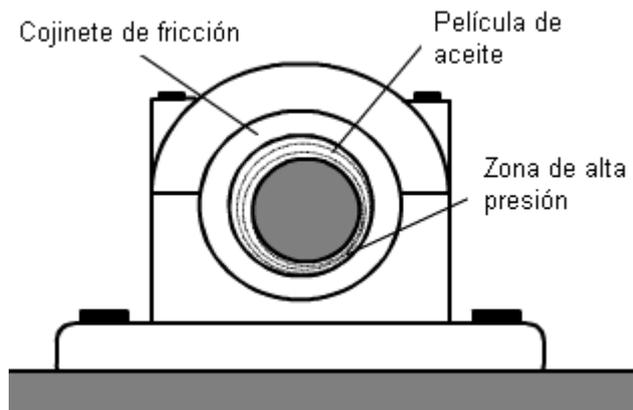


Figura 2.24. Remolino de aceite

dirección de la rotación que es la causa del remolino [23]. Este tipo de fallo se achaca a desalineación entre ejes, así como al mal diseño de cojinetes, excesivo desgaste, aumento de la presión del lubricante o cambio de viscosidad del aceite. A continuación se detalla cómo contribuyen un mal diseño y un desgaste de casquillos a la aparición del remolino de aceite.

El fenómeno de remolino de aceite es a menudo atribuido a diseños inadecuados del casquillo. Por ejemplo, si la carga estática del eje en el cojinete es muy ligera entonces la fuerza generada por la rotación de la película de aceite puede ser la fuerza dominante, en cuyo caso la máquina será muy susceptible al remolino de aceite. Un excesivo desgaste del casquillo contribuye al remolino de aceite. La tendencia de la máquina para desarrollar el remolino de aceite depende de la cantidad de excentricidad del eje con los cojinetes. Sin embargo, en un cojinete desgastado, el eje girará más y más excéntrico y aumentará el desgaste del casquillo y por lo tanto aumentará la probabilidad del remolino de aceite [18].

El remolino de aceite (oil whirl) es uno de los fallos más fácilmente reconocibles, ya que ocurre a una frecuencia de entre 0,40 y 0,48X RPM. La figura 2.25 muestra un espectro vibratorio correspondiente a remolino de aceite en un casquillo, y se observa el pico a 0,47X RPM. No hay que confundir este pico a 0,4-0,48X RPM en el análisis de frecuencias consecuencia del remolino de aceite con la vibración a exactamente 0,5X RPM, asociada a una holgura excesiva.

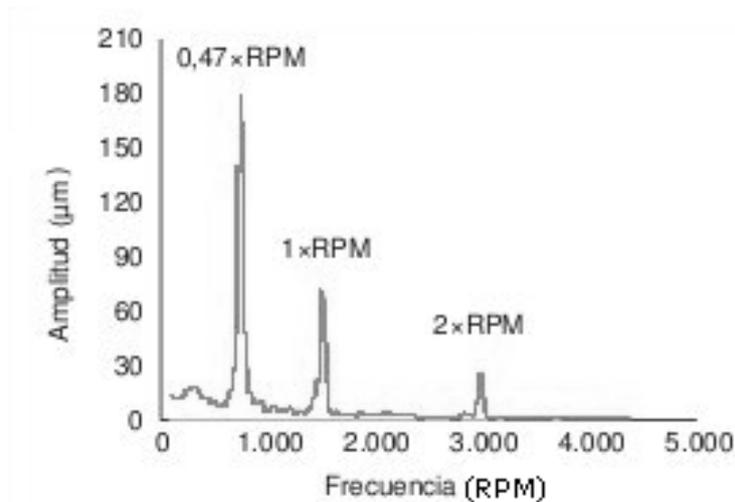


Figura 2.25. Espectro vibratorio de un casquillo sufriendo oil whirl.

Aparte de las vibraciones ya citadas a 0,4-0,48X RPM, si el eje rompe la película de lubricante, el rozamiento mecánico debido al contacto metal-metal llegará a ser evidente en la señal de vibración (figura 2.26). Este rozamiento mostrará una vibración a muy baja frecuencia, entre 1 y 2 Hz, y también tendrá componentes de baja amplitud a una frecuencia de aproximadamente 25 al 40% de la velocidad real del eje [25]. Sin embargo, hay que constatar que sólo un limitado número de sistemas de registro de vibraciones son capaces de detectar frecuencias de vibración por debajo de 10 Hz ó 600 RPM, por lo que muchas veces no se llegan a detectar estos fenómenos de rozamiento mecánico.



Figura 2.26. Casquillo dañado con marcas de roce metal-metal

Para solucionar el problema del remolino de aceite se pueden hacer correcciones temporales modificando la temperatura del aceite (viscosidad), introduciendo un leve desequilibrio o desalineación, de manera que aumente la carga sobre el eje, o rascando los costados del cojinete para evitar la acumulación de lubricante (cojinetes en forma de huevo). Pero la solución duradera pasa por reemplazar el casquillo por otro que haya sido diseñado correctamente de acuerdo a las condiciones operativas de la máquina, o por uno que esté diseñado para reducir la posibilidad de formación de torbellinos de aceite. Los casquillos con ranuras axiales utilizan dichas ranuras para aumentar la resistencia a la formación de remolinos de aceite en tres puntos espaciados uniformemente. Los cojinetes de lóbulos brindan estabilidad frente a los remolinos de aceite al proporcionar tres puntos de concentración de la película de aceite bajo presión que sirven para centrar el eje. Los cojinetes de riñón basculante son comúnmente utilizados para las máquinas industriales más grandes, que funcionan a velocidades más altas [33].

2.11.2.2. Latigazo de aceite

El latigazo de aceite ocurre cuando la frecuencia del componente de vibración debido a remolino de aceite (aproximadamente 0,4X RPM) coincide con la frecuencia natural del eje. En este caso se tiene una situación de resonancia y el resultado son niveles de vibración muy altos [9]. Esta situación se da, normalmente, cuando la maquina funciona a velocidades superiores al doble de la velocidad crítica del rotor, por lo que la frecuencia de la vibración generada en este caso es superior a 0,4X2X RPM críticas.

El latigazo de aceite a veces ocurre al arrancar, en máquinas con ejes largos. El elevado nivel de vibración en estos casos produce fatiga y desgasta aceleradamente la película de aceite.

Como ya se ha comentado, la solución al remolino de aceite y al latigazo de aceite es conseguir un juego en el casquillo y una carga radial adecuados. Cuando una máquina va ser puesta a su velocidad de funcionamiento, es importante pasar rápidamente a través de las velocidades críticas para evitar la generación de latigazo de aceite.

2.11.2.3. Torbellino de Histéresis

El origen de este tipo de vibración es similar al de la vibración ocasionada por el remolino de aceite y el latigazo de aceite, pero ocurre a frecuencias diferentes, en este caso, cuando el rotor gira entre la primera y la segunda velocidad crítica.

Un rotor funcionando por encima de la velocidad crítica tiende a flexionarse o arquearse. La amortiguación interna debida a histéresis, o sea la amortiguación de fricción, normalmente limita la deflexión a niveles aceptables. Sin embargo, cuando acontece un torbellino por histéresis, las fuerzas amortiguadoras se encuentran en fase con la deflexión, y por lo tanto aumentan dicha deflexión del rotor. Cuando dicho rotor está funcionando por encima de la primera velocidad crítica pero por debajo de la segunda, el torbellino por histéresis ocurre a una frecuencia exactamente igual a la primera velocidad crítica del rotor (1X RPM críticas).

El torbellino por histéresis es controlado normalmente por la acción de amortiguación provista por los cojinetes. Sin embargo, cuando la amortiguación estacionaria es baja en comparación con la amortiguación interna del rotor, es probable que se presenten problemas. La solución usual para este problema consiste en aumentar la amortiguación de los cojinetes y de la estructura de soporte de los mismos, lo que puede lograrse instalando un cojinete de riñón basculante o de algún diseño especial, como ya se comentó en el caso del remolino de aceite [33].

2.11.2.4. Látigo seco (Dry whirl)

Como ya se ha dicho, una inadecuada lubricación, incluyendo la falta de lubricación y el uso de lubricantes incorrectos, puede ocasionar problemas de vibración en un cojinete. En este caso, la lubricación insuficiente causa



excesiva fricción entre el casquillo y el eje (figura 2.27), y dicha fricción induce vibración en el resto del casquillo y en las demás piezas relacionadas. Este tipo de vibración se denomina látigo seco (dry whirl).

Figura 2.27. Casquillo dañado por lubricación deficiente.

La frecuencia de la vibración debida al látigo seco generalmente es muy alta (1kHz a 20 kHz) y produce el sonido chillón característico de los cojinetes que están funcionando en seco [9]. No es probable que dicha frecuencia sea algún múltiplo de las RPM del eje.

Siempre que se sospeche que el látigo seco es la causa de la vibración se deberá inspeccionar el lubricante, el sistema de lubricación y la holgura del cojinete.

2.11.3. Incorrecta alineación entre cojinetes

La figura 2.28 muestra una incorrecta alineación de los casquillos de un eje. Esto genera un elevado nivel de vibración a la frecuencia típica de los problemas de desalineación (1XRPM), independientemente de si la lubricación y holguras son adecuadas o no.

En una máquina con transmisión por poleas y correas, la incorrecta posición de algún cojinete puede hacer que el eje no se acomode correctamente, lo cual genera vibraciones en la polea cuyo eje se encuentra mal posicionado. Dichas vibraciones pueden ser transmitidas por la correa a la otra polea provocando la vibración del conjunto, incluidas vibraciones en la correa [33].

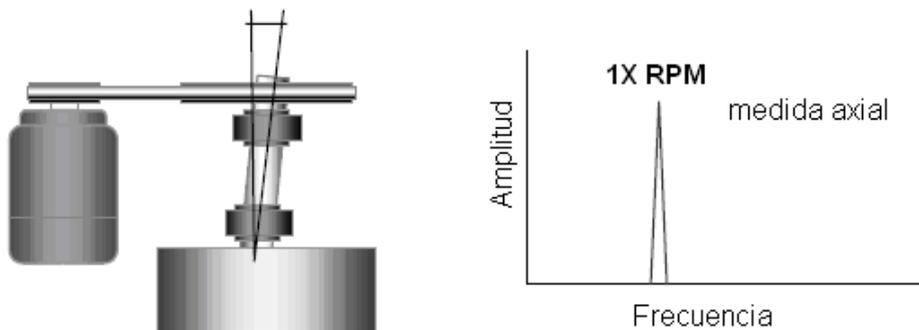


Figura 2.28. Vibración debida a casquillos mal alineados.

A continuación se resumen en la tabla 2.4 todos los fallos en cojinetes de fricción que generan vibraciones y los cambios en el espectro que produce cada uno de ellos.

Fallo	Efecto
Holgura excesiva	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a frecuencias 1X RPM y sus armónicos. - En caso más graves, aparición de picos a 0,5 X RPM y 0,5X armónicos. - En casos extremo, aparición de picos a 0,25-0,3X RPM y 0,25-0,3X armónicos
Remolino de aceite	Vibración a frecuencia 0,4-0,48X RPM
Latigazo de aceite	Vibración a frecuencia 0,4-0,48X RPM cuando la velocidad de giro es superior al doble de la velocidad crítica.
Torbellino de histéresis	Pico elevado a frecuencia 1X RPM crítica
Látigo seco	Vibraciones a alta frecuencia (1- 20 kHz) y sonido chillón
Incorrecta alineación entre cojinetes	Aumento de la amplitud de la vibración a frecuencias 1X RPM

Tabla 2.4. Fallos en casquillos y vibraciones que generan.

Una vez estudiados los fallos que tienen lugar en los casquillos o cojinetes de fricción y las vibraciones que estos fallos generan, se va a estudiar otro tipo de cojinetes: los rodamientos.

2.12. Rodamientos

Los rodamientos se diseñan para permitir el giro relativo entre dos piezas y para soportar cargas puramente radiales, puramente axiales o combinaciones de ambas. Cada tipo de rodamiento presenta unas propiedades que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. Los rodamientos son unos cojinetes en los que se intercala entre el eje y el soporte, una serie de bolas o rodillos que sustituye el rozamiento por fricción por el de rodadura que es mucho menor. Las ventajas, aparte de esta última comentada, son que el calentamiento y el desgaste son pequeños, admite mayores presiones tanto radiales como axiales y permite mayores velocidades.

Los rodamientos son elementos mecánicos rodantes, de alta precisión, capaces de transmitir las fuerzas que transmiten los ejes; además soportan a los mismos, lo cual implica que aparte de rodar deben tener la capacidad de soportar una determinada carga, tanto estática como dinámica. Son de variados tamaños y diseños. Se pueden dividir en dos grandes categorías, rodamientos para carga radial (máquinas rotativas, auxiliares de motores) y para carga axial; aunque esta división no es excluyente, ya que un rodamiento puede cumplir las dos categorías [41]. Dentro de la primera categoría, que es la que interesa en este caso, se encuentran los rodamientos rígidos de bolas, rodamientos de bolas a rótula, rodamientos de bolas con contacto angular, rodamientos de rodillos cilíndricos, rodamientos de agujas, rodamientos de rodillos a rótula, de rodillos cónicos.

En la figura 2.29 se presentan los factores a tener en cuenta a la hora de seleccionar rodamientos.

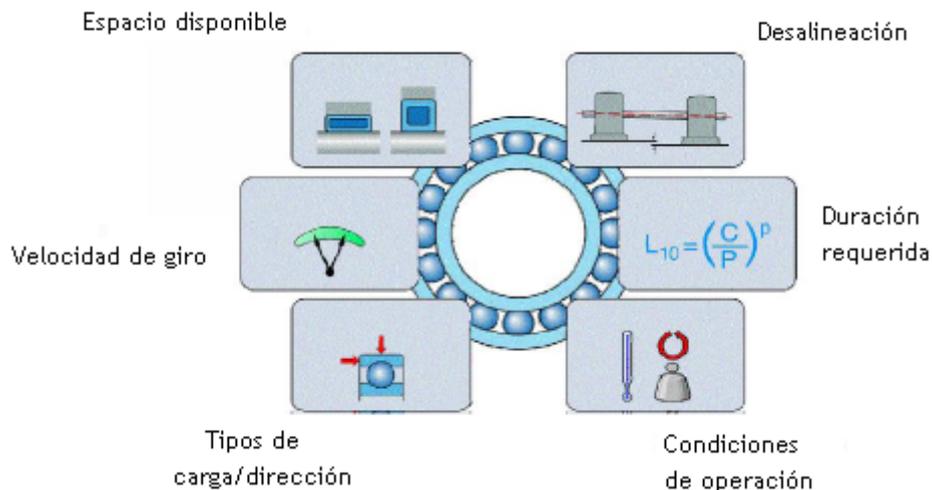


Figura 2.29. Factores para la selección de rodamientos.

Los rodamientos son muy utilizados en la industria, principalmente como elementos capaces de transmitir carga entre componentes rotatorios de elementos mecánicos. La tecnología hoy en día ha permitido poder alargar la vida útil de estos elementos; aun así, muchos rodamientos suelen fallar y esto a su vez puede causar paros imprevistos en procesos críticos de la industria. Estas paradas imprevistas afectan a la producción y provocan averías que resultan mucho más caras que los rodamientos dañados propiamente. El análisis de vibraciones en los rodamientos es una técnica muy utilizada para hacer un mantenimiento predictivo de estas instalaciones en la industria y así evitar estas paradas imprevistas ocasionadas por fallos en rodamientos [71].

Tras muchos años de experiencia se ha demostrado que, en la práctica, menos del 10% de todos los rodamientos funcionan durante su tiempo de vida esperado. Alrededor de 40% de fallos de rodamientos ocurren debido a una lubricación inadecuada, y alrededor de 30% ocurren debido a un montaje incorrecto, es decir, desalineación. Alrededor del 30% fallan por otras causas como sobrecarga y defectos de fabricación.

Antes de analizar las vibraciones en rodamientos hay que conocer su geometría, tipos y frecuencias características. Los principales componentes de un rodamiento se indican en la figura 2.30.

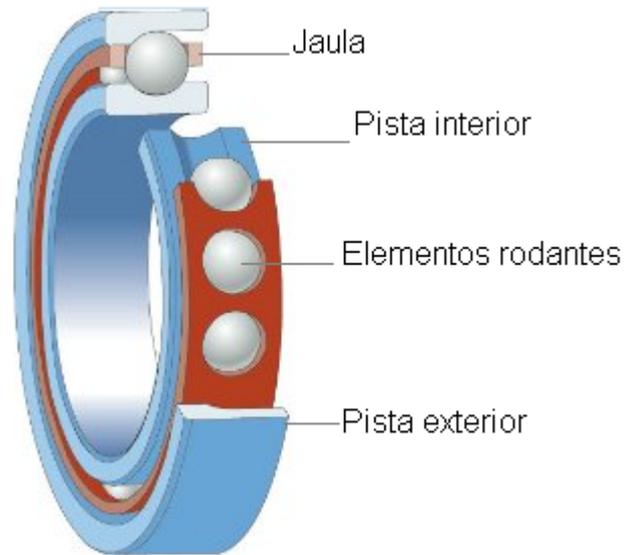


Figura 2.30. Elementos de un rodamiento.

Los elementos de rodadura pueden ser tanto bolas como rodillos, y los esfuerzos a los que van a estar sometidos dan lugar a un gran número de configuraciones posibles, como puede apreciarse en las figuras 2.31 y 2.32.

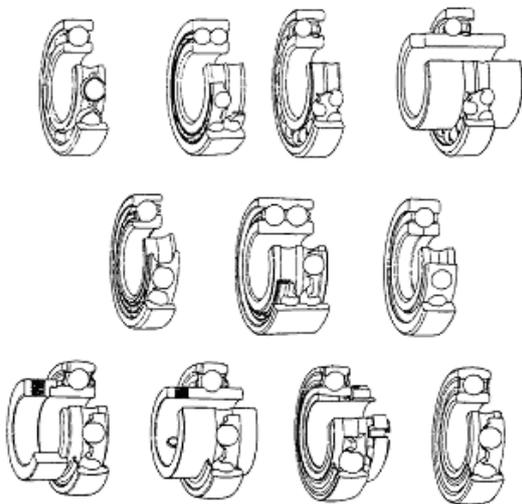


Figura 2.31. Rodamientos de bolas.



Figura 2.32. Rodamientos de rodillos.

Este capítulo es especialmente importante ya que los problemas en rodamientos son los fallos más comunes que se diagnostican por análisis de vibración. Un rodamiento defectuoso producirá componentes de vibración que no son múltiplos exactos de 1X RPM, en otras palabras, son componentes asíncronos, por lo que la existencia de componentes asíncronos en un espectro

de vibraciones debe hacer sospechar que pueden existir problemas en rodamientos.

2.13. Fallos en rodamientos

La presencia de defectos en las pistas, así como el deterioro de las bolas o rodillos ocasionan vibraciones de alta frecuencia, donde, como se acaba de mencionar, la frecuencia no es un múltiplo integral de la velocidad de rotación del eje. La amplitud de la vibración depende generalmente de la gravedad y de la forma y tipo del fallo en el rodamiento. La vibración generada por el rodamiento normalmente no es transmitida a otros puntos de la máquina. Por tanto, el rodamiento defectuoso es, por lo general, el que se encuentra más cerca del punto donde ocurre el mayor nivel de vibración de este tipo.

Para realizar el diagnóstico de fallos en rodamientos por análisis de vibraciones es fundamental conocer las frecuencias que se pueden generar por problemas en los rodamientos, pero antes es conveniente conocer la geometría básica del rodamiento (figura 2.33). Todo lo que va a ser expuesto a continuación es válido tanto para rodamientos de bolas como de rodillos. Si bien hay que tener en cuenta que los defectos en rodamientos de rodillos suelen dar lugar a vibraciones de mayor amplitud a las frecuencias de fallo porque soportan mayor carga y por lo tanto los impactos son mayores [23].

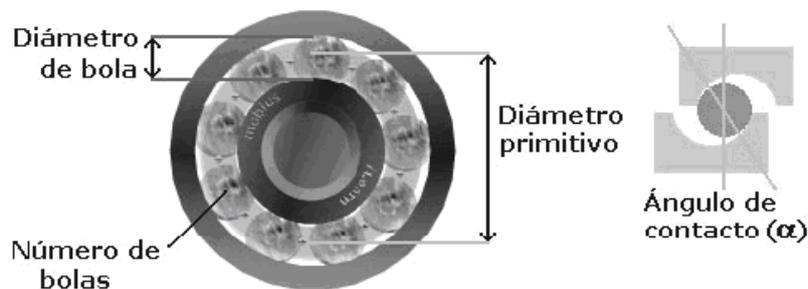


Figura 2.33. Principales parámetros geométricos del rodamiento.

Al analizar el espectro resultante de un análisis de vibraciones en rodamientos hay 4 frecuencias de fallo de interés (también llamadas tonos de rodamientos): de pista interior BPFi, de pista exterior BPFo, de giro de bolas BSF y de jaula FTF. Conociendo el valor de estas frecuencias, si, por ejemplo, al analizar el espectro se observa una vibración a la frecuencia BPFo se sabrá que el rodamiento presenta un defecto en su pista externa. Las frecuencias de fallo de rodamientos dependen de la geometría de éstos y de la velocidad de giro del eje, y se calculan tal y como muestran las siguientes expresiones, donde B_D es el diámetro de las bolas o rodillos, P_D es el diámetro primitivo del rodamiento, N_B es el número de elementos rodantes, α el ángulo de contacto y RPM la velocidad de giro del eje.

$$FTF = \frac{RPM}{2} * (1 - \frac{B_D}{P_D} * \cos \alpha)$$

$$BPFI = \frac{N_B}{2} * RPM * (1 + \frac{B_D}{P_D} * \cos \alpha)$$

$$BPFO = \frac{N_B}{2} * RPM * (1 - \frac{B_D}{P_D} * \cos \alpha)$$

$$BSF = \frac{P_D}{2 * B_D} * RPM * (1 - (\frac{B_D}{P_D})^2 * (\cos \alpha)^2)$$

En el análisis espectral puede aparecer una vibración a frecuencia 2X BSF, es decir, el doble del valor obtenido mediante la expresión correspondiente. Esto se debe a que la fórmula está dada para el caso en que la bola golpee la pista interior o la pista exterior, pero si la imperfección en la bola o rodillo golpea las pistas interior y exterior entonces la frecuencia será el doble. Otro punto que hay que tener en cuenta es que las frecuencias obtenidas a partir de las fórmulas no son exactas. Debido al deslizamiento, al desgaste y a las imperfecciones de los rodamientos (dimensiones no calculadas perfectamente), las frecuencias pueden diferir un poco. Para simplificar, existe una serie de relaciones que pueden ser muy útiles. Dichas relaciones entre la velocidad de giro del eje, el número de bolas (Nb) y las distintas frecuencias de fallo se muestran en la tabla 2.5 [7].

Para pista exterior estacionaria	Para pista interior estacionaria
$FTF = 0.4 \cdot \frac{RPM}{60}$ [Hz]	$FTF = 0.6 \cdot \frac{RPM}{60}$ [Hz]
$BPFO = 0.4 \cdot Nb \cdot \frac{RPM}{60}$ [Hz]	$BPFO = 0.4 \cdot Nb \cdot \frac{RPM}{60}$ [Hz]
$BPFI = 0.6 \cdot Nb \cdot \frac{RPM}{60}$ [Hz]	$BPFI = 0.6 \cdot Nb \cdot \frac{RPM}{60}$ [Hz]
$BSF = 0.23 \cdot Nb \cdot \frac{RPM}{60}$ para Nb < 10 [Hz]	$BSF = 0.23 \cdot Nb \cdot \frac{RPM}{60}$ para Nb < 10 [Hz]
$BSF = 0.18 \cdot Nb \cdot \frac{RPM}{60}$ para Nb > 10 [Hz]	$BSF = 0.18 \cdot Nb \cdot \frac{RPM}{60}$ para Nb > 10 [Hz]

Tabla 2.5. Frecuencias de fallo en rodamientos.

Hay que tener en cuenta que únicamente van a existir vibraciones a las frecuencias anteriores si los rodamientos tienen algún defecto. Una vez conocidas las cuatro frecuencias típicas o tonos que pueden aparecer en el análisis espectral en función de los defectos que presenten los rodamientos se puede comenzar a analizar el espectro obtenido. Como punto de partida se sabe ya que, si se observan picos asíncronos hay bastantes posibilidades de que estén relacionados con desgastes, grietas u otras anomalías en los rodamientos. Si también hay armónicos y bandas laterales, entonces las

probabilidades de problemas en los rodamientos son muy altas, incluso no se necesitará conocer las frecuencias de fallo exactas.

Los distintos modos de fallo en rodamientos producen vibraciones a frecuencias de vibración no síncronas indicativas, llamadas tonos de rodamiento, y sus armónicos. Si la amplitud de algún tono de rodamiento supera el valor máximo, éste es considerado significativo y se debe localizar el problema y su causa [9]. Si la amplitud de la vibración a una frecuencia de fallo o tono de rodamiento es baja no es indicativo de que haya un problema en el rodamiento.

En la figura 2.34 se observa un tono de rodamiento a 3,2X RPM que, en este caso corresponde a la BPFO, cuya amplitud es mayor que el límite, fijado en este caso en 0,006 pulgadas por segundo (81 VdB). Es decir, el análisis de vibraciones está indicando que existe un defecto en la pista exterior.

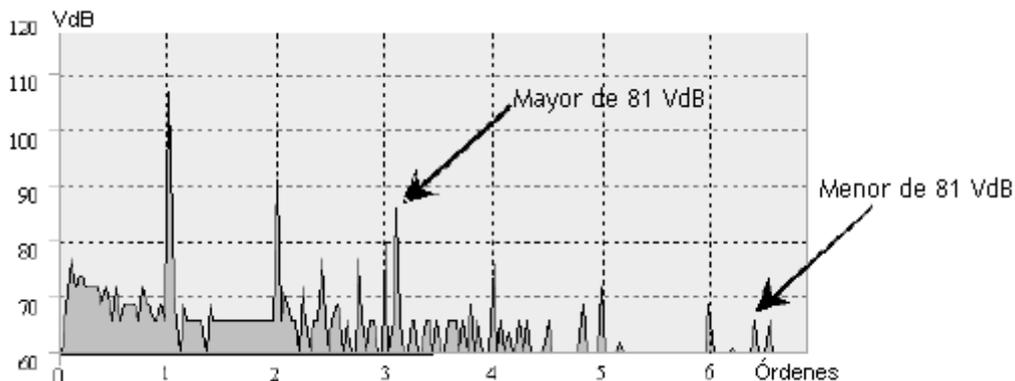


Figura 2.34. Espectro vibratorio de un rodamiento con fallo en pista externa.

Si el defecto en el rodamiento es de tamaño muy pequeño, como una grieta en una de las pistas, el espectro de vibración tendrá armónicos del tono de rodamiento y la amplitud de la vibración a la frecuencia de fallo será baja o nula. Si el defecto empieza como una astilla en un área más grande del anillo o pista, la amplitud de la vibración a la frecuencia fundamental del tono de rodamiento será mayor que la amplitud de los armónicos. A medida que el defecto empeora el nivel de amplitud del tono de rodamiento se va a incrementar y también el nivel de las bandas laterales que aparecerán a su alrededor.

Ya se han citado las frecuencias asociadas a los cuatro tipos de defectos que pueden darse en rodamientos, ahora se profundiza un poco más en cada uno de ellos.

2.13.1. Defectos en pista interna

Estos defectos son grietas o astillas de material en la pista interna producidas por errores de ensamble, esfuerzos anormales, corrosión, partículas externas, daño por corriente eléctrica (picadura eléctrica) o lubricación deficiente. Como muestra la figura 2.35 se producen una serie de

armónicos, siendo los picos predominantes los situados a las frecuencias 1X y 2X BPF (frecuencia de fallo de la pista interna), en dirección radial. Además, el contacto metal-metal entre los elementos rodantes y las pistas defectuosas producen vibraciones del orden de 1-10 kHz, lo que se podrá observar sólo si el rango de frecuencias escogido para el análisis lo permite.

Si se da esta situación el rodamiento debe ser reemplazado, debido a que el fallo seguirá incrementándose. Antes conviene revisar el estado de lubricación del rodamiento [39].

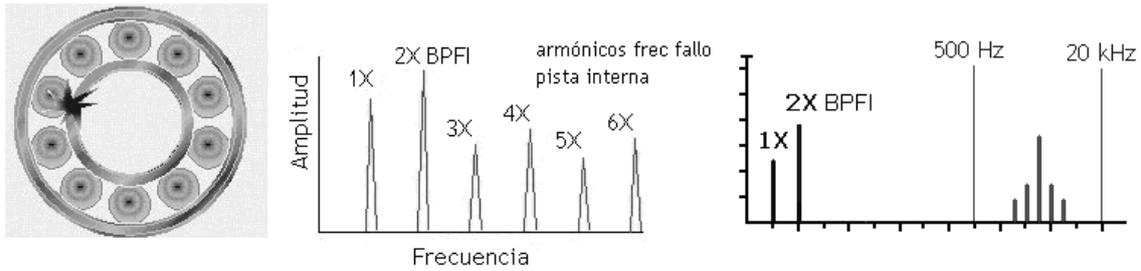


Figura 2.35. Defecto en la pista interna y espectro vibratorio.

Las bandas laterales de las frecuencias de fallo de rodamiento (figura 2.36) son una indicación clara de que el desgaste en el rodamiento va empeorando. Para todos los defectos que se analizan, las bandas laterales se encuentran separadas 1X RPM de la frecuencia de fallo.

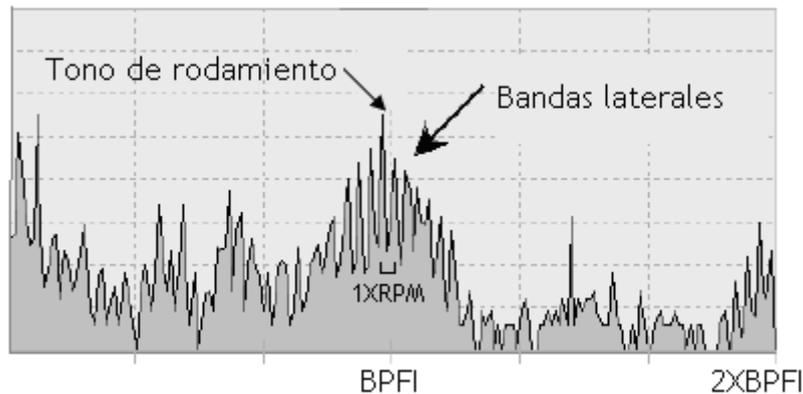
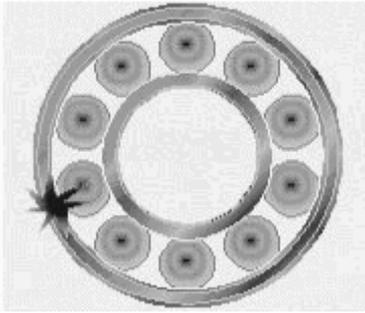


Figura 2.36. Espectro vibratorio de un rodamiento cuya pista interna está dañada.

Puede darse el caso de que si un rotor está fuertemente desequilibrado un defecto de rodamiento en la pista interior no produzca cambios de amplitud o bandas laterales. Esto se debe a que la fuerza centrífuga causada por el desequilibrio mantiene la pista interior cargada en el mismo lugar en su periferia todo el tiempo.

2.13.2. Defectos en la pista externa



Al igual que los defectos en la pista interna se trata de grietas o astillas de material, en este caso en la pista externa, como muestra la figura 2.37. Se producen una serie de armónicos, siendo los picos predominantes 1X y 2X la frecuencia de fallo de la pista externa (BPFO).

Figura 2.37. Pista externa del rodamiento deteriorada

Tanto para defectos en la pista interna como en la pista externa, en el caso de que éstos empeoren se observa que los picos a las frecuencias de fallo y sus bandas laterales en el espectro son sustituidos por “montículos”, como se aprecia en la figura 2.38. Esto se debe a la generación de ruido de banda ancha. Cuando se han alcanzado estos niveles de degradación es posible escuchar un ruido producido por el rodamiento situándose en una posición próxima a la máquina.

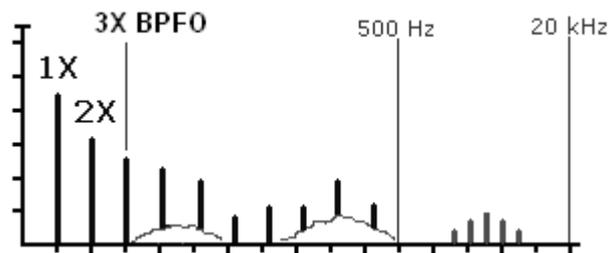
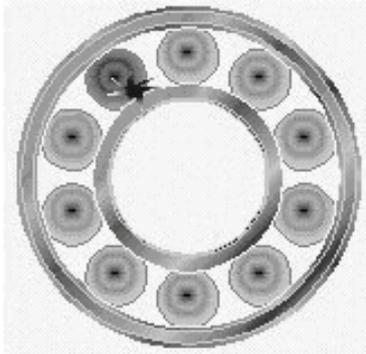


Figura 2.38. Espectro de vibración de un rodamiento muy deteriorado.

Si se compara la figura 2.38 con la figura 2.35, que correspondía a un fallo cuyo estado de degradación era menor, se ve que en esta fase disminuye la amplitud de la vibración a altas frecuencias (entre 1-10 kHz). Esto se resume de la siguiente manera: cuando surgen los primeros síntomas de problemas en el rodamiento se producen picos a muy alta frecuencia, pero a medida que el problema se va desarrollando estos picos se desplazan en cuanto a frecuencia, formándose nuevos picos (o “montículos”) a frecuencias más bajas [33]. Muchos especialistas afirman que el fallo es inminente en el rodamiento cuando los picos más altos generados por éste aparecen en frecuencias de aproximadamente 20X RPM.

2.13.3. Defectos en elementos rodantes

Estos problemas son consecuencia de la aparición de grietas, zonas desgastadas o astillas del material en los elementos rodantes (bolas o rodillos), como muestra la figura 2.39. Al igual que en las dos situaciones anteriores se



producen una serie de armónicos siendo los picos predominantes los situados a frecuencias 1X y 2X la frecuencia de fallo de los elementos rodantes (BSF) en dirección radial. Además, el contacto metal-metal entre los elementos rodantes y las pistas producen vibraciones del orden de 1-10 kHz.

Figura 2.39. Rodamiento con elemento rodante dañado.

2.13.4. Deterioro de la jaula

La jaula es uno de los elementos críticos en un rodamiento ya que tiene la misión de separar los elementos rodantes a una distancia adecuada para evitar el contacto entre elementos rodantes vecinos, con objeto de mantener al mínimo el rozamiento, y con él la generación de calor en el rodamiento. En el caso de rodamientos lubricados con grasa, parte de ésta se adhiere a la jaula permitiendo una lubricación continua. Las jaulas normalmente se fabrican de chapa embutida de acero y son muy resistentes a las tensiones y al roce generado por los elementos rodantes. En general no se ven afectadas por agentes lubricantes o disolventes orgánicos. No obstante, la presencia de agua plantea un riesgo de corrosión. Este elemento debe ser proyectado para su uso con las holguras suficientes y cargas de trabajo adecuadas para el buen desempeño de su función.

Cuando se da la deformación de la jaula, caja o cubierta que mantiene en su posición a los elementos rodantes se producen una serie de armónicos de la frecuencia de fallo en jaula (FTF), siendo los picos predominantes 1X y 2X FTF, tanto en dirección radial como axial, como muestra la figura 2.40.

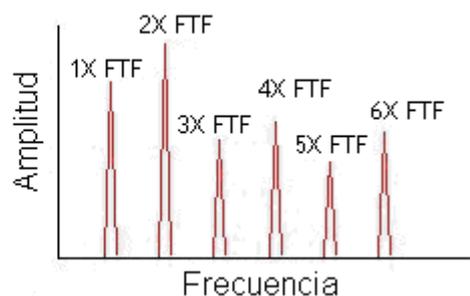
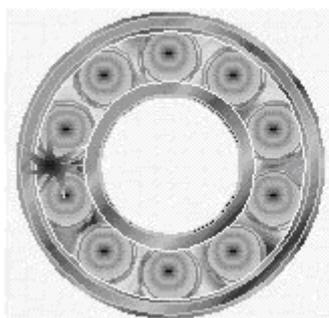


Figura 2.40. Espectro vibratorio de un rodamiento con jaula deformada.

Aparte de los problemas como desgaste, grietas o astillas en las pistas y elementos rodantes, existe otro modo de fallo en rodamientos que también genera vibración: los rodamientos mal alineados. Aunque ya se ha tratado el

problema de la desalineación de forma general, a continuación se analiza la desalineación de rodamientos en particular.

2.13.5. Desalineación de rodamientos

Se da cuando el rodamiento ha sido ensamblado torcido respecto de su alojamiento y/o de su eje interior. Genera armónicos a frecuencias 1X, 2X y 3X velocidad de giro del eje, siendo predominante 2X RPM en dirección axial, como muestra la figura 2.41.

Para corregir el daño se recomienda reinstalar el rodamiento. Debe verificarse con cuidado que el rodamiento aún se encuentra en buen estado, de lo contrario debe reemplazarse.

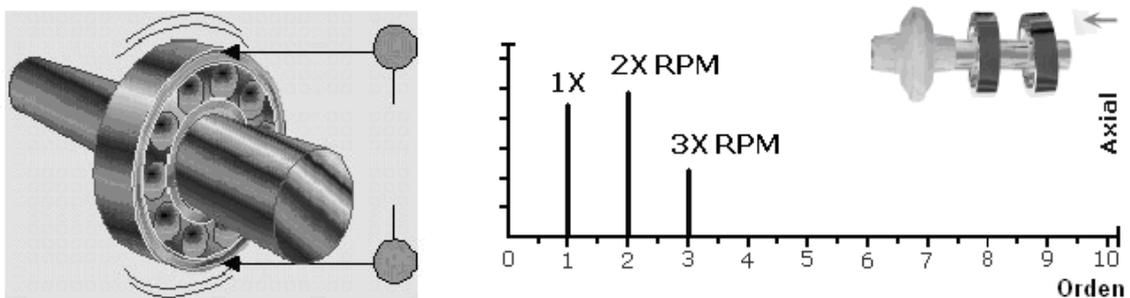


Figura 2.41. Rodamientos desalineado respecto al eje interior y su espectro vibratorio.

Si se realiza el análisis de fase en esta situación de montaje desalineado del rodamiento se podrá observar que la vibración está desfasada 90° cada cuarto de vuelta en la medida de vibración axial.

La tabla 2.6 resume los fallos que se pueden dar en rodamientos y los efectos que dichos problemas tienen en el espectro de vibración.

Fallo	Efecto
Defectos en pista interna	<ul style="list-style-type: none"> - Vibraciones a frecuencias 1X BPFI y sus armónicos, rodeadas de bandas laterales. - Vibraciones a alta frecuencia (1-10 kHz)
Defectos en pista externa	<ul style="list-style-type: none"> - Vibraciones a frecuencias 1X BPFO y sus armónicos, rodeadas de bandas laterales. - Vibraciones a alta frecuencia (1-10 kHz)
Defectos en elementos rodantes	<ul style="list-style-type: none"> - Vibraciones a frecuencias 1X BSF y sus armónicos, rodeadas de bandas laterales. - Vibraciones a alta frecuencia (1-10 kHz)

Deterioro de la jaula	Vibraciones a frecuencias 1X FTF y sus armónicos, rodeadas de bandas laterales.
Desalineación de rodamientos	Aumento de la amplitud de la vibración a frecuencias 1X, 2X y 3X RPM, siendo predominante el pico a 2X RPM.

Tabla 2.6. Fallos en rodamientos y vibraciones que generan.

Una vez conocidos todos los problemas en rodamientos y sus correspondientes espectros de vibración se profundiza en la gravedad de los mismos, puesto que en algunos casos el análisis de vibraciones mostrará leves defectos, mientras que en otros, se verá que es preciso sustituir el rodamiento dañado de inmediato para evitar defectos más graves.

2.14. Evolución de los defectos en rodamientos

El espectro resultante del análisis frecuencial de vibraciones para diagnosticar fallos en rodamientos se puede dividir en cuatro zonas en función de la frecuencia, en las cuales se apreciarán cambios a medida que aumente el deterioro en el rodamiento [18].

Zona A: RPM de la máquina y armónicos.

Zona B: Frecuencias de fallo en rodamientos (BPFI, BPFO, FTF, BSF).

Zona C: Frecuencias naturales de los componentes del rodamiento

Zona D: Altas frecuencias (HFD: High frequency detection)

La amplitud y forma de las señales de vibración evolucionan a lo largo del tiempo. Se distinguen cuatro etapas de degradación de los rodamientos, en las cuales la gravedad de los fallos en rodamientos va aumentando [18]

- Etapa 1

Las primeras indicaciones de un rodamiento defectuoso aparecen a frecuencias de 20-60 kHz. Éstas son frecuencias que tienen que ser evaluadas mediante técnicas HFD, es decir, el rango de frecuencias detectadas por el transductor y visualizadas por el analizador debe ser del orden de los 50 kHz. En esta primera etapa el espectro obtenido mediante un análisis común de vibración no aporta ninguna información sobre posibles problemas.

- Etapa 2

En esta etapa (figura 2.42) empiezan a aparecer pequeñas picaduras en las pistas de rodadura. Las bolas o rodillos al pasar sobre dichas picaduras generan vibraciones a las frecuencias naturales de los componentes de los rodamientos (Zona C), en el rango 500 Hz-10 kHz.

- Etapa 3

A partir de este momento las vibraciones a las frecuencias de fallo de los rodamientos y sus armónicos son claramente visibles y diferenciables en el

análisis frecuencial normal. Éstas pueden aparecer con bandas laterales separadas una frecuencia 1X RPM respecto de la frecuencia de fallo y sus armónicos (figura 2.43). El deterioro del rodamiento es visible ya que las pequeñas picaduras han aumentado en tamaño y cantidad.

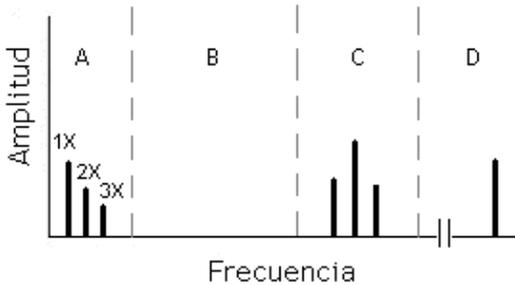


Figura 2.42. Etapa 2

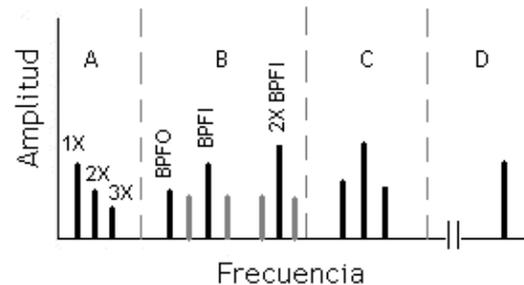


Figura 2.43. Etapa 3

- Etapa 4

En la fase final las muescas o picaduras se unen unas con otras creando irregularidades en las pistas y desprendimientos en los elementos rodantes. El rodamiento se encuentra seriamente deteriorado. Llegado este punto, incluso la amplitud del pico a muy alta frecuencia va a aumentar, pudiendo aumentar también la amplitud de sus armónicos. Las amplitudes de las frecuencias de fallo propias de los componentes del rodamiento se unen y forman una banda de alta frecuencia (zonas B y C), cuya amplitud y anchura van aumentando (figura 2.44).

En esta etapa las vibraciones son excesivas y producen mucho ruido. Si no se soluciona el problema la jaula puede romperse y los elementos rodantes quedar libres y chocar unos con otros. Con toda probabilidad, este hecho causará daños graves en la zona del eje que se encuentra bajo el rodamiento

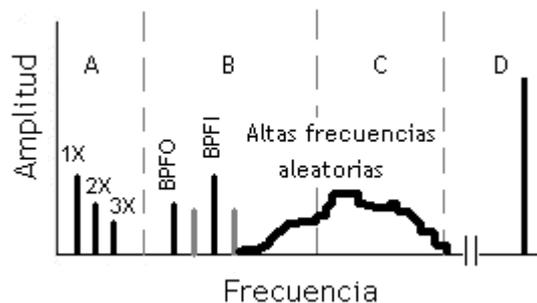


Figura 2.44. Etapa 4 de degradación de rodamientos.

A lo largo de este apartado se ha hablado de desgaste, grietas, picaduras y astillas. A continuación se estudian las causas que provocan dichos defectos en los rodamientos.

2.15. Causas comunes de fallos en rodamientos

Un rodamiento por lo general tiene una vida útil determinada por el número de revoluciones y la carga a la cual está sometido. Después de este tiempo, el elemento falla por fatiga del material. La fatiga es el resultado de tensiones de corte cíclicas que aparecen en la superficie de rodadura de la zona de carga del rodamiento. Después de un tiempo estas tensiones causan grietas las cuales gradualmente se extienden hacia el exterior de la superficie. Como el elemento rodante pasa sobre el defecto, este va deteriorando cada vez mas la zona donde está la grieta, esto es lo que se conoce como flaking o spalling (figura 2.45).

Las principales causas de defectos en rodamientos son las siguientes:

- Carga excesiva (figura 2.46)
- Falta de alineación
- Montaje defectuoso: a veces un rodamiento nuevo produce un tono de rodamiento, posiblemente debido a daños durante la instalación, el transporte o defectos de manufactura.
- Ajuste incorrecto
- Lubricación deficiente: la ausencia de suficiente lubricante o el empleo de un lubricante inapropiado conduce a cambios en la dinámica del rodamiento, reflejándose estos en los espectros de las vibraciones y acelerando el desgaste de las pistas de rodadura (figura 2.47).
- Deformación bajo carga
- Corriente eléctrica (Flutting): se denomina así a la desfiguración que sufren los componentes de un rodamiento cuando entre ellos se cierran arcos eléctricos debido a la circulación de corrientes a través de la máquina y que finalmente descargan a tierra.
- Humedad y/o ácidos: los ambientes con altos niveles de humedad donde predominen las sales o donde estén presentes ácidos o vapores de éstos favorecen el deterioro de las superficies en contacto (figura 2.48).

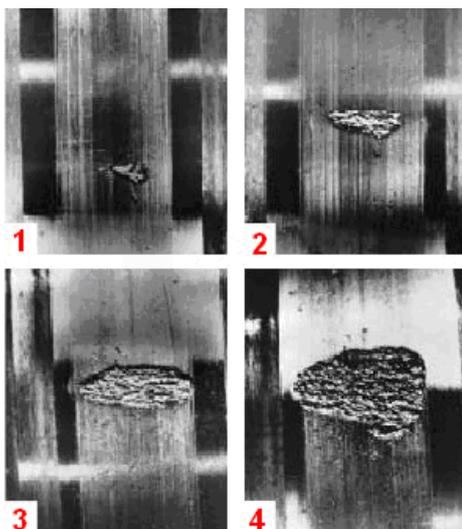


Figura 2.45. Evolución de una picadura

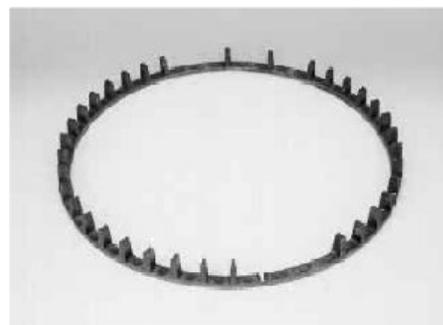


Figura 2.46. Jaula rota por carga excesiva

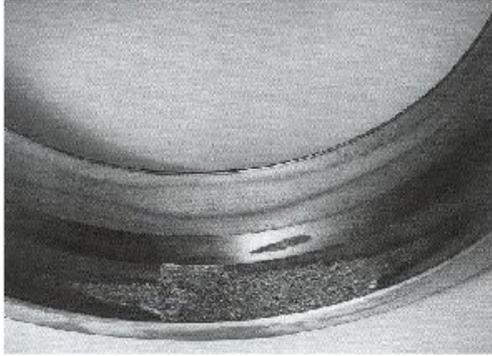


Figura 2.47. Desgaste en pista externa por lubricación deficiente



Figura 2.48. Bolas dañadas por ácidos

2.16. Análisis de un caso real de fallo en rodamientos

A continuación, y una vez conocidos todos los fallos en rodamientos, las causas que los provocan y los espectros de vibración que los caracterizan, se muestra un caso real de medida de vibración en rodamientos de una bomba acoplada a un motor [29].

En el primer espectro (figura 2.49) no se aprecia nada que haga pensar que el rodamiento está dañado, únicamente se observan los picos de vibración a frecuencias 1X y 2X RPM, indicativos de desequilibrio y desalineación del rotor de la máquina, por tanto, no es un fallo asociado a defectos en el rodamiento.

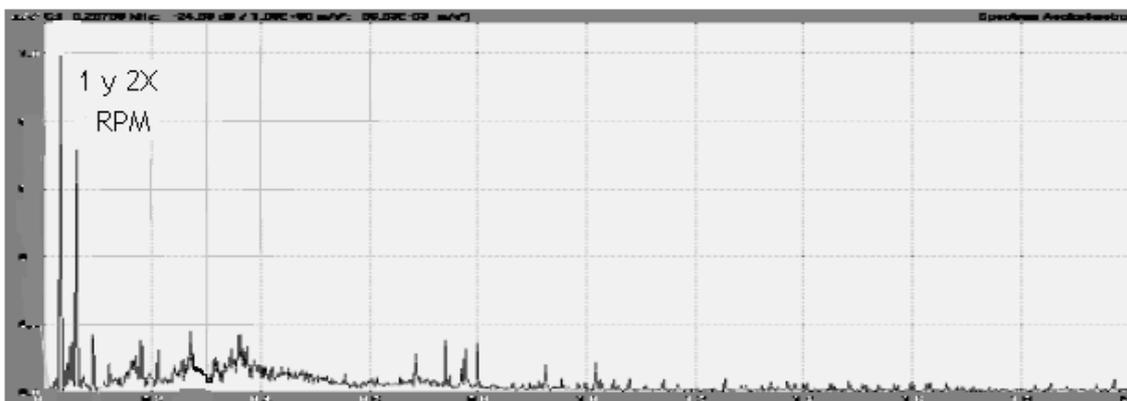


Figura 2.49. Vibración medida en el rodamiento de una máquina desequilibrada.

En el segundo espectro (figura 2.50) aparecen elevados niveles de vibración a las frecuencias correspondientes a los armónicos de la frecuencia de fallo en la pista externa (BPFO). La figura 2.50 muestra también la presencia de bandas laterales junto a los armónicos de BPFO a una distancia de 1X RPM. Aunque se ha dicho que los picos predominantes suelen estar a 1X y 2X frecuencia de fallo, en este caso concreto se ve el la vibración de mayor amplitud corresponde a 7X BPFO.

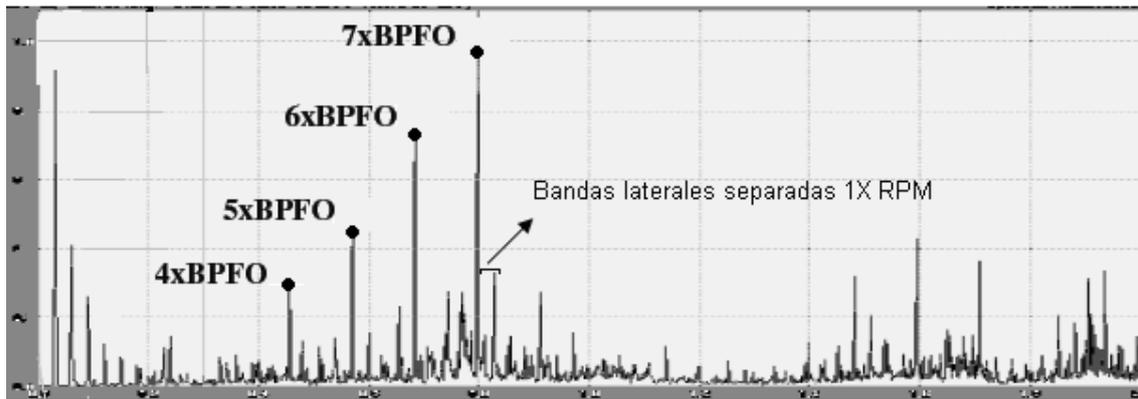


Figura 2.50. Espectro vibratorio de un rodamiento con defectos en la pista externa.

Una vez conocidas las frecuencias asociadas a los cuatro tipos de defectos que pueden darse en rodamientos, y tras haber profundizado en cada uno de ellos, es necesario señalar que se puede presentar cualquier combinación de estos cuatro defectos, y que las frecuencias que generan los fallos pueden sumarse o restarse de forma que en los espectros no aparezcan las frecuencias típicas BPFI, BPFO, BSF o FTF, lo cual complica el análisis. Se dice en estos caso que la señal está modulada. También puede darse el caso de que alguna de las frecuencias de fallo en rodamientos se sume o reste con otra frecuencia presente en el análisis, como 1X RPM o alguna asociada a otro tipo de fallo (engranajes, álabes, etc.). Para solucionar los problemas anteriormente nombrados se recurre a la demodulación de la señal vibratoria antes de realizar el análisis espectral.

2.17. Modulación del espectro en rodamientos

En rodamientos, la modulación de las frecuencias de fallo ocurre de varias formas diferentes. Si el anillo interno del rodamiento tiene un pequeño defecto, este defecto entra y sale del área de carga al ritmo de las RPM del eje. La amplitud de la vibración a la frecuencia de fallo es mayor cuando el defecto está en el área de carga y más baja cuando el defecto está fuera del área de carga, como ya se analizó en el anexo 1. Esto quiere decir que la amplitud de la frecuencia de fallo en la pista interna estará modulada y el espectro vibratorio tendrá bandas laterales a distancias iguales a las RPM del eje.

Si un elemento rodante presenta un defecto, éste también entrará y saldrá del área de carga, pero lo hará a la frecuencia fundamental de la jaula (FTF) [9]. Esto es debido a que las bolas o rodillos se mueven en el rodamiento a las RPM de la jaula. Esta condición producirá modulación de amplitud de la frecuencia de rotación de la bola y las bandas laterales espectrales estarán a una distancia igual a la FTF.

2.18. Demodulación de amplitud aplicada al análisis de rodamientos

Como se acaba de explicar, en rodamientos, una u otra forma de modulación de amplitud ocurre cuando los elementos rodantes con pequeñas grietas impactan contra las pistas de los rodamientos, o bien, cuando elementos rodantes en correcto estado impactan contra una pista defectuosa, causando ambas situaciones resonancia en las pistas. Las frecuencias de resonancia de las pistas son por lo general muy altas, entre 2 kHz y 10 kHz. Estas resonancias tienen una alta amortiguación debido al montaje físico del rodamiento. Esto quiere decir que un defecto en el rodamiento producirá una serie de señales muy cortas al ritmo de las bolas pasando por el fallo.

Si se lleva a cabo un análisis de la señal de vibración de un rodamiento con una grieta en su pista externa, se obtendrá un espectro vibratorio con un pico de poca amplitud a la frecuencia de fallo de la pista externa (BPFO) y un grupo de armónicos de bajo nivel de dicha frecuencia. Esto se debe al hecho de que los impulsos causados por las bolas en contacto con la grieta son muy breves en el tiempo y contienen muy poca energía. El ruido aleatorio en el espectro tiende a tapar dichas señales y eso hace difícil encontrarlas, especialmente en las primeras etapas de fallo en el rodamiento.

Un espectro vibratorio tiene muchas señales, aunque puede que no sean visibles. Un procedimiento para la extracción de una parte importante de la señal de vibración se conoce como la demodulación de amplitud. A continuación se describe este proceso, ya estudiado en el anexo 1, para el caso concreto de análisis de vibraciones en rodamientos.

Si se examina la forma de onda producida por el rodamiento (figura 2.50) se ve que se parece a una modulación de amplitud. La alta frecuencia de la resonancia del rodamiento está modulada por los impactos de las bolas contra la grieta del anillo exterior.

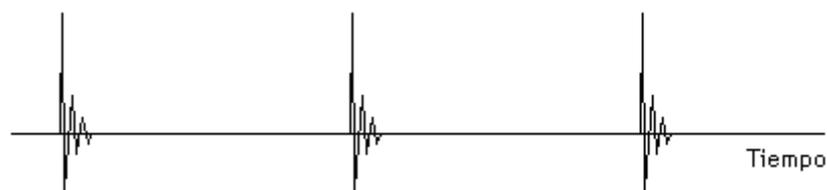


Figura 2.50. Vibración amortiguada de un rodamiento dañado.

Si se somete esta señal en el dominio del tiempo a un proceso de rectificado, los picos negativos se convierten en picos positivos. Si a continuación se pasa la señal obtenida a través del filtro paso bajo se elimina la oscilación debida a la resonancia y sólo queda la envolvente de la señal, como muestra la figura 2.51. La señal ya ha sido demodulada.



Figura 2.51. Envolvente de la señal de vibración en rodamiento

La señal envolvente tiene una proporción de repetición que es igual a la frecuencia de fallo en pista externa (BPFO). Es decir, si esta señal demodulada se analiza en el dominio de la frecuencia, la frecuencia de fallo en pista externa será el componente de mayor amplitud en el espectro.

Para resumir la utilidad de la demodulación en el análisis de vibraciones aplicado a rodamientos se va a comparar el espectro obtenido a partir de la onda registrada en el rodamiento defectuoso sin demodular (figura 2.52) con el espectro obtenido a partir de la onda ya demodulada (figura 2.53) [45]. En el primero de los espectros obtenido a partir de la señal modulada no se puede apreciar bien la gravedad del defecto en la pista externa, ya que la amplitud de la vibración a la BPFO y sus armónicos no destaca frente a la frecuencia natural.

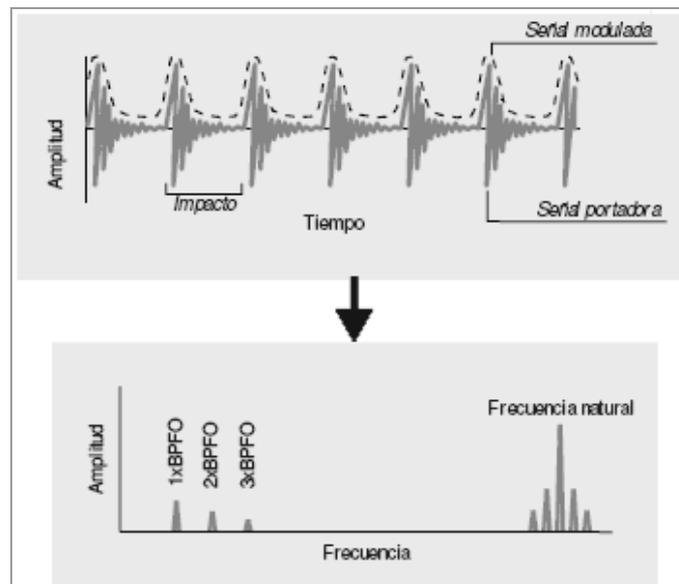


Figura 2.52. Espectro vibratorio de rodamiento defectuoso a partir de la señal modulada.

El segundo espectro corresponde también a un rodamiento con fallo en la pista externa, pero en este caso la señal ha sido demodulada antes de realizar el análisis frecuencial, lo que permite apreciar la elevada amplitud de la vibración a la BPFO y sus armónicos, señal de la severidad del problema en la pista externa del rodamiento.

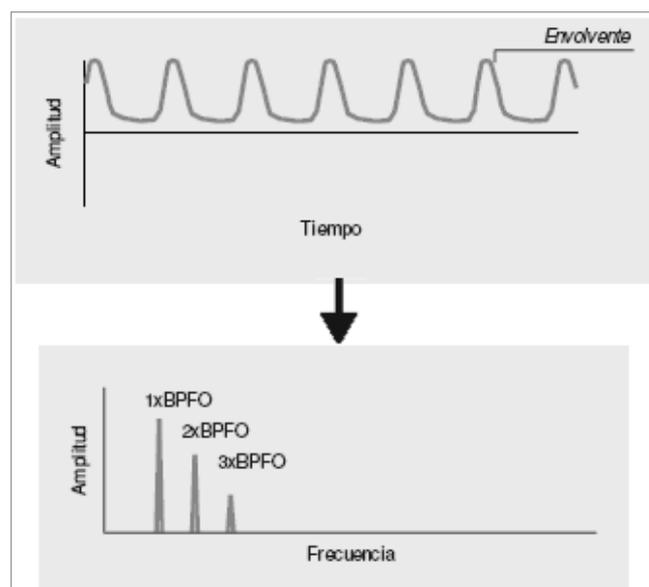


Figura 2.53. Espectro vibratorio de rodamiento defectuoso a partir de la señal demodulada.

2.19. Fallos en sistemas de transmisión de movimiento

En los siguientes apartados se analizan los fallos que tienen lugar en los sistemas de transmisión de movimiento de los elementos auxiliares del motor de combustión y la posibilidad de detectar e identificar dichos fallos a través de las vibraciones que generan. Se van a estudiar dos tipos de transmisión: por correas y por engranajes.

La mayoría de las máquinas auxiliares del motor de combustión utilizan correas o engranajes para transmitir movimiento entre sus elementos. El método a utilizar se selecciona dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, distancia entre ejes y precio.

Aunque los dos métodos de transmisión objeto de estudio pertenecen al grupo de sistemas de transmisión mecánica con movimiento de rotación, cada uno de ellos tiene modos de fallo propios que generan vibraciones a diferentes frecuencias.

En primer lugar se van a estudiar de manera detallada los defectos en correas que causan vibraciones y las frecuencias de las mismas.

2.20. Correas de mando

Las transmisiones por correa, en su forma más sencilla, constan de una banda colocada en tensión entre dos poleas: una motriz y otra conducida. Al moverse la correa transmite energía desde la polea motriz a la polea conducida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas.

Un motor lleva, además de la correa de distribución, otras correas auxiliares que mueven elementos importantes como pueden ser la bomba de refrigeración, bomba de lubricación... [14]

Las correas son un tipo de transmisión relativamente barato, pero están sujetas a muchos problemas. Hay muchas clases de correas y todas están sujetas a desgaste y a daños en su superficie, por lo que deben ser revisadas frecuentemente, mantenidas a la tensión correcta y deben estar limpias.

La transmisión por correa se clasifica dentro del grupo de transmisiones mecánicas con movimiento de rotación que emplean como fundamento básico para dar continuidad al movimiento la transmisión por rozamiento con un enlace flexible entre el elemento motriz y el conducido. Esta particularidad le confiere algunas ventajas [24]:

- Posibilidad de unir el eje conductor al eje conducido a distancias relativamente grandes.
- Funcionamiento suave, sin choques y silencioso.
- Diseño sencillo.
- Coste inicial de adquisición o producción relativamente bajo.

Los inconvenientes principales de la transmisión por correas son:

- Grandes dimensiones exteriores.

- La relación de transmisión cinemática varía un poco debido al deslizamiento elástico.
- Grandes cargas sobre ejes y apoyos, y por consiguiente considerables pérdidas de potencia por fricción.
- Vida útil de la correa relativamente corta.

En función de la forma de la sección transversal las correas de transmisión son clasificadas como: planas, trapezoidales o en V, redondas, eslabonadas, dentadas y nervadas o Poly V; siendo las correas trapezoidales las más empleadas en la unión de elementos auxiliares de motores [28]. En la tabla 2.7 se muestra una comparación entre los tipos básicos de correas mediante varios criterios, que permiten apreciar las amplias posibilidades de aplicación que ofrecen los diferentes tipos de correas y los motivos que hacen que la correa trapezoidal sea la más extendida.

Criterio	Plana	Trapezoidal	Eslabonada	Dentada	Poly V	Redonda
Carga en los ejes	muy grande	pequeña	Pequeña	Mínima	Grande	muy grande
Resistencia a los choques	muy buena	buena	Regular	Aceptable	muy buena	Buena
Eficiencia %	97 – 98	96 -97	95 – 96	98 – 99	96 – 97	95 – 96
Tolerancia a la desalineación	Pequeña	grande	Grande	Pequeña	pequeña	muy grande
Nivel de ruido	Muy bajo	muy bajo	Bajo	Bajo	Bajo	Bajo
Coste inicial	Bajo	bajo	Bajo	Moderado	moderado	Mínimo
Necesidad control de tensado	Alguna	escasa	Alguna	Escasa	Alguna	Alguna

Tabla 2.7. Tipos básicos de correas y criterios comparativos.

Continuando con el estudio de las correas es necesario conocer las frecuencias típicas que aparecen en estos sistemas. Una frecuencia importante cuando se analiza el espectro vibratorio es la denominada *frecuencia de correa* (F_c) y se calcula mediante la fórmula [35]:

$$F_c = \frac{\pi \cdot D \cdot RPM}{L}$$

donde D (mm) es el diámetro de la polea y L (mm) la longitud de un ramal de la correa. Cuando se usa la ecuación anterior, es importante emplear tanto el dato de las RPM como el diámetro de la misma polea; da igual que polea se use para el cálculo de F_c siempre y cuando D y RPM estén asociadas a la misma polea. Tanto la frecuencia de correa como la frecuencia de giro de las poleas motriz y conducida van a aparecer en el espectro vibratorio en condiciones normales de funcionamiento, independientemente de si existe fallo en el sistema o no. La amplitud de dichas frecuencias y sus armónicos es el indicativo de la presencia o no de algún defecto y de la gravedad del mismo.

Una vez estudiado el funcionamiento de este tipo de transmisiones, sus ventajas e inconvenientes y sus frecuencias típicas, se van a analizar los principales defectos que pueden ocurrir junto con las vibraciones que generan.

2.21. Fallos en correas de transmisión

Los principales problemas en correas que generan vibraciones son los siguientes:

2.21.1. Correas desgastadas

Los defectos de una correa desgastada detectables por medio de un análisis de vibración incluyen agrietamiento, partes de correa rotas, puntos duros y blandos, protuberancias en las caras y correas torcidas o deformadas durante su embalaje o almacenamiento. Algunos de estos problemas están representados en la figura 2.54.

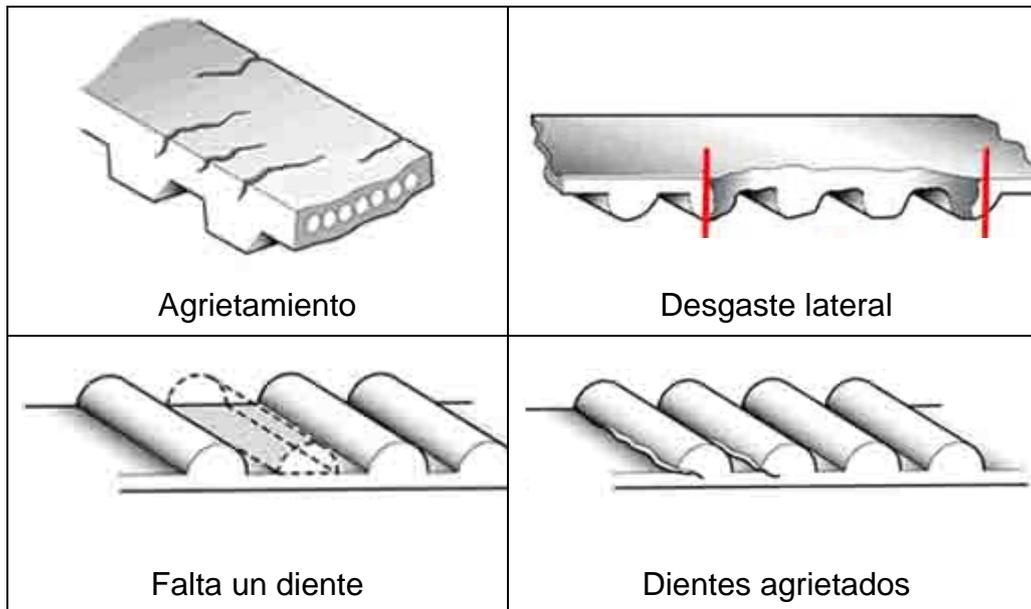


Figura 2.54. Defectos por los que una correa se considera desgastada.

Cuando el problema es una correa desgastada, normalmente se generaran 3 ó 4 múltiplos de la frecuencia de la correa. A menudo el pico a frecuencia $2X F_c$ puede ser dominante, en otros casos, el pico de frecuencia de correa fundamental puede no aparecer. Además, en el análisis vibratorio de correas desgastadas, algunas veces, aparecen vibraciones de poca amplitud en un amplio rango de frecuencias.

Una vez analizado el espectro y reconocido el fallo es conveniente detener la máquina e inspeccionar la correa con detenimiento para poder localizar la zona dañada y, o bien repararla o, si eso no es posible, sustituir la correa.

2.21.2. Correas destensadas

Esta situación ocurre cuando se sobrepasa la vida útil de la correa o por desgaste excesivo de la misma.

Si se alcanza esta situación, al realizar el análisis de vibraciones, normalmente, en el espectro aparecen cuatro picos ($1X F_c$ y sus primeros armónicos), con amplitudes inestables. Generalmente predomina el pico de $2X$ frecuencia de correa, como se observa en la figura 2.55 [39].



Figura 2.55. Fenómeno y espectro vibratorio de una correa destensada.

Como ya se ha citado anteriormente, el hecho de que aparezcan en el espectro vibraciones a las frecuencias $1X \text{ RPM polea conducida}$ y $1X \text{ RPM polea motriz}$ no es señal indicativa de ningún defecto siempre que las amplitudes de dichas vibraciones no presenten niveles excesivos.

2.21.3. Desalineación en poleas

Este problema puede ocurrir porque los ejes de las poleas no están alineados o porque las poleas no están paralelas. También pueden ocurrir ambos casos simultáneamente. En la figura 2.56 se muestran tres tipos diferentes de desalineación en poleas:

- 1) poleas no alineadas
- 2) ejes en planos no paralelos
- 3) ejes no paralelos, pero en planos paralelos

Este tipo de fallo produce un pico de vibración en la medida axial a frecuencia $1X \text{ RPM}$ de la polea conductora o de la conducida, generalmente la conducida, acompañado de armónicos de la frecuencia de la correa ($2X F_c$ y $3X F_c$), tal y como muestra la figura 2.56.

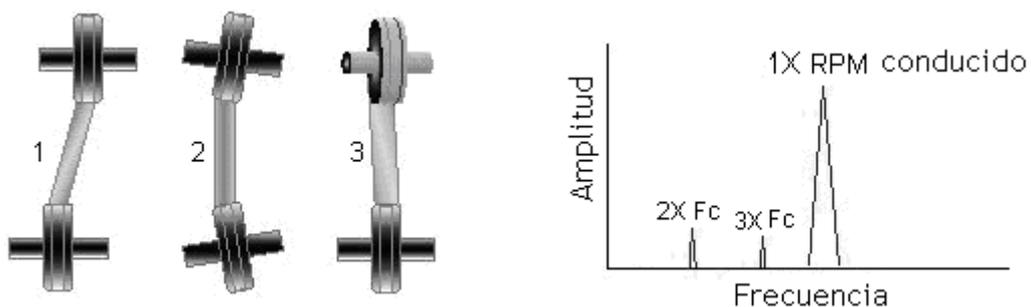


Figura 2.56. Tipos de desalineación en poleas y espectro vibratorio típico.

2.21.4. Excentricidad de poleas

En este caso se trata de un problema que ocurre cuando el centro de rotación no coincide con el centro geométrico en una polea.

Este fallo produce una vibración radial de gran amplitud a frecuencia 1X RPM de la polea excéntrica. Hay que tener en cuenta que una vibración a la frecuencia 1X RPM de una polea excéntrica generalmente se manifiesta también en la otra polea, dando lugar a dos picos en el espectro, uno de ellos a la frecuencia 1X RPM conductora y el otro a 1X RPM conducida, siendo mayor la amplitud de la vibración a la frecuencia de giro de la polea excéntrica (figura 2.57) [39].

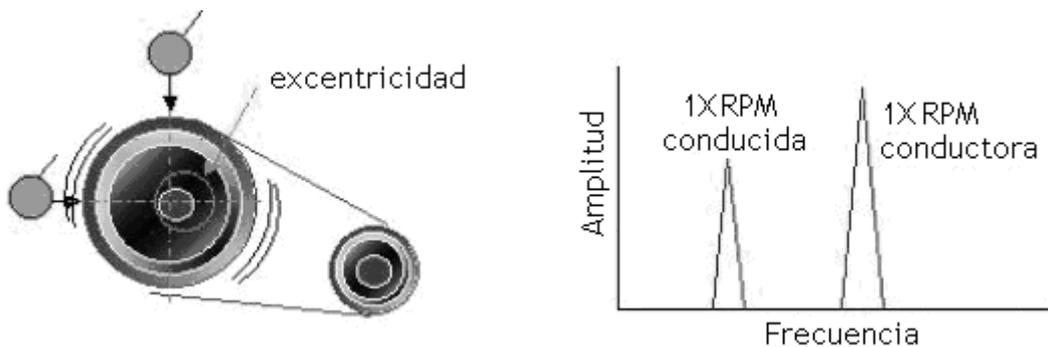


Figura 2.57. Polea conductora excéntrica y espectro vibratorio.

2.21.5. Resonancia

Como ya se explicó en el anexo 1, este fenómeno sucede si la frecuencia natural de la correa coincide o se aproxima a las RPM del motor o de la máquina conducida.

El espectro correspondiente a este tipo de fallo muestra grandes amplitudes de la frecuencia de resonancia y la frecuencia de correa, siendo la frecuencia de resonancia la predominante (figura 2.58).

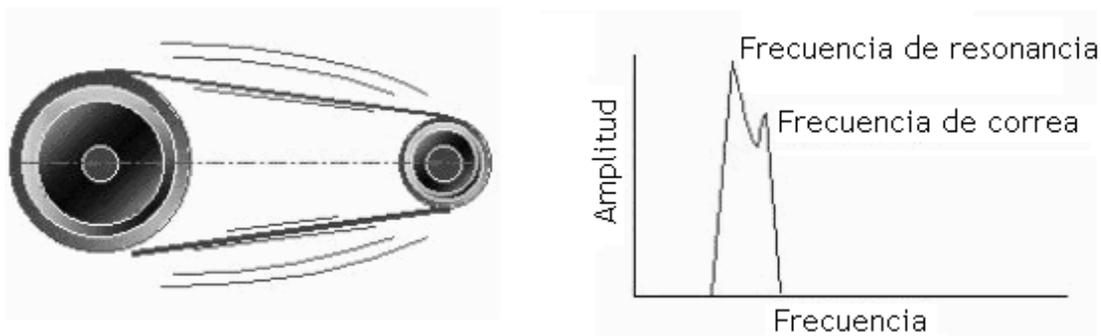


Figura 2.58. Correa en resonancia y espectro vibratorio del fenómeno.

La amplitud de la vibración en estos casos depende mucho de las dimensiones de la máquina y de la energía que este fenómeno pueda transmitir

al conjunto de la máquina. Para realizar el diagnóstico de esta situación es necesario tomar medidas de vibración radial y axial [39].

Para solucionar los problemas de resonancia y eliminar esta fuente de vibraciones se puede modificar la frecuencia natural de la correa. Esto se consigue cambiando la tensión de la correa o su longitud.

Una vez estudiados los fallos que ocurren en las correas de transmisión y antes de comenzar a analizar las transmisiones por engranajes, la tabla 2.8 resume los fallos propios de las correas y las vibraciones que estos generan.

Fallo	Efecto
Correas desgastadas	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a 1X frecuencia de correa y sus 4 primeros armónicos. - El pico de mayor amplitud suele corresponder a 2X F_c. - Aparición de vibraciones de poca amplitud en un amplio rango de frecuencias.
Correas destensadas	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X, 2X, 3X y 4X frecuencia de correa.
Desalineación de poleas	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a 1X RPM conducida. - Aparecen picos a 2X y 3X frecuencia de correa.
Excentricidad de poleas	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X RPM conductora y 1X RPM conducida.
Resonancia	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de resonancia (natural de la correa) y a frecuencia de correa.

Tabla 2.8. Fallos en correas y vibraciones generadas.

2.22. Transmisión por engranajes

Los engranajes son elementos muy empleados en los auxiliares de motores para transmitir movimiento entre ellos o entre alguno de ellos y el motor. Una transmisión por engranajes está formada por el acoplamiento de dos ruedas dentadas, una motriz (piñón) y otra conducida (rueda o corona), que, al estar los dientes de una en los huecos de la contraria y producirse el giro de la rueda motora, ésta arrastra a la conducida diente a diente. Este es el sistema de transmisión más utilizado, tanto para ejes paralelos como para cruzados o que se cortan, y sirve para un amplio rango de relaciones de transmisión, potencias y velocidades. Estos sistemas se caracterizan por tener una serie de ventajas como la transmisión de fuerza sin deslizamiento, independiente de la potencia transmitida, además de ser sistemas muy seguros, que requieren poco mantenimiento y proporcionan un elevado rendimiento. Como contrapartida, son transmisiones costosas, muy rígidas y que producen altos niveles de ruido.

Los tipos de engranajes más utilizados para la transmisión de movimiento en auxiliares de motores de combustión son los engranajes de dientes rectos y los de dientes helicoidales. Los primeros son los más sencillos y baratos, pero su geometría genera variaciones bruscas del esfuerzo que soporta cada diente durante el funcionamiento. Esto provoca vibraciones, ruido y desgaste excesivo de los flancos del diente, por lo que su uso resulta adecuado sólo para potencias bajas y régimen de giro lento. El funcionamiento de los engranajes helicoidales es más silencioso al tener mayor relación de contacto. Este tipo de engranajes se emplea para transmitir mayores cargas a mayores velocidades debido al engrane gradual entre los dientes de ambas ruedas.

Los fallos que se van a analizar a continuación pueden ocurrir tanto en engranajes rectos como en helicoidales, y los espectros vibratorios son similares para ambos tipos de engranajes, aunque la amplitud de las vibraciones va a ser mayor en el caso de trabajar con engranajes de dientes rectos. Además de esta diferencia, es conveniente tomar medidas en dirección axial para el caso de engranajes helicoidales y en dirección radial para dientes rectos [23].

2.23. Fallos en engranajes

Las transmisiones por engranajes también son susceptibles de ser diagnosticadas mediante el estudio e interpretación adecuados de sus registros de vibraciones. Midiendo vibraciones en la transmisión se pueden identificar problemas tales como una inapropiada relación en el número de dientes, excentricidad, desalineación y fractura o deterioro de los dientes.

Cuando dos o más ruedas dentadas están engranadas se generan frecuencias que dependen de la velocidad y del número de dientes. La llamada frecuencia de engranaje (GMF: Gear Mesh Frequency) se determina multiplicando el número de dientes Z de una rueda (piñón o rueda) por su velocidad de operación.

$$GMF = Z_{\text{piñón}} \cdot RPM_{\text{piñón}} = Z_{\text{rueda}} \cdot RPM_{\text{rueda}}$$

En el espectro de vibración de un engranaje sano se distinguen picos de bastante amplitud a la frecuencia del engranaje, pudiendo presentarse los tres primeros armónicos de esta frecuencia, siendo el pico a la frecuencia 1X GMF el de mayor amplitud. En los siguientes apartados se verá cómo a medida que se desgastan los dientes el componente de la vibración a la frecuencia de engranaje disminuirá en amplitud cuando los dientes se hacen más suaves y se adaptan. Después, a medida que va progresando el desgaste, incrementará la amplitud de los picos. Esta amplitud del componente del engranaje depende también de la alineación de los ejes en los que están montados los engranajes. Algunos de los problemas más comunes en engranajes, que tienen como resultado una vibración a la frecuencia de engrane (GMF), comprenden el desgaste excesivo, la inexactitud de los dientes, problemas de lubricación y la presencia de materias extrañas atrapadas entre los dientes.

El espectro de vibración de un juego de engranajes en estado normal muestra señales de baja amplitud a las frecuencias 1X y 2X RPM del piñón conductor y de la rueda conducida. Adicionalmente muestra bandas laterales alrededor de la frecuencia de engranaje GMF, como se ve en la figura 2.59 [39]. La separación y amplitud de estas bandas son exactamente simétricas si el sistema de engranajes funciona normalmente. Cualquier desviación de la simetría de la señal indica un incipiente problema en el engranaje.

El engranaje analizado se encuentra en buen estado si todas las señales de vibración se encuentran en niveles relativamente bajos. En el caso de engranajes nuevos, si existe algún componente elevado éste está causado por irregularidades durante la fabricación y/o montaje.

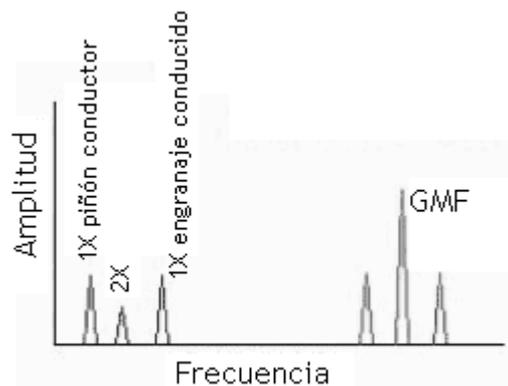


Figura 2.59. Espectro vibratorio de un engranaje en buenas condiciones.

Una vez conocido el espectro de vibraciones de un engranaje sin ningún defecto se van a estudiar los distintos problemas que pueden ocurrir en este sistema de transmisión con sus correspondientes análisis frecuenciales de vibraciones.

2.23.1. Dientes desgastados

Este fallo ocurre por operación más allá del tiempo de vida del engranaje, contaminación del aceite lubricante, elementos extraños circulando entre las ruedas o montaje erróneo. Su espectro se caracteriza por la aparición de bandas laterales alrededor de la frecuencia de giro del engrane defectuoso. Si el desgaste es avanzado, hay también sobreexcitación de la GMF.

Aunque estos problemas locales (dientes desgastados) afectan muy poco a las amplitudes de los tres primeros armónicos de la frecuencia de engranaje, provocan la presencia de bandas laterales a ambos lados de los tres primeros armónicos de dicha frecuencia, espaciadas la frecuencia de rotación de la rueda problemática (f). La figura 2.60 [23] corresponde a un espectro de vibración de un sistema de engranajes con un diente dañado. En él se pueden ver los picos de amplitud a la frecuencia GMF y sus primeros armónicos, así como las bandas laterales junto a dicho picos, distanciadas una frecuencia igual a la frecuencia de giro de la rueda que contiene el diente defectuoso (f).

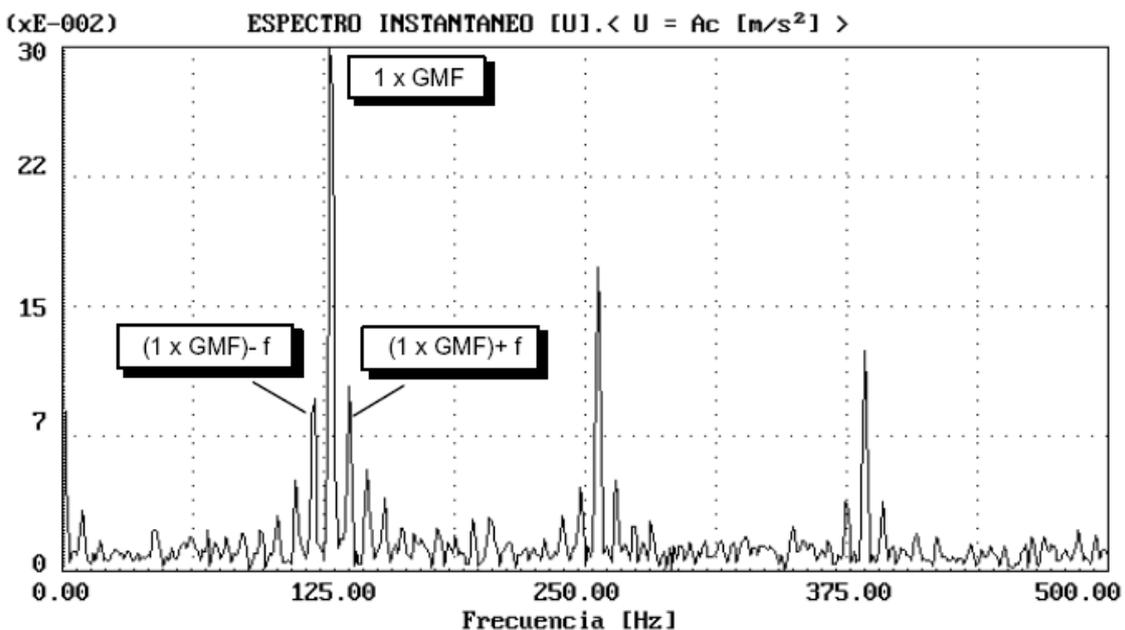


Figura 2.60. Espectro vibratorio de un engranaje con un diente dañado.

2.23.2. Excentricidad y/o Backlash

La excentricidad ocurre cuando el centro de simetría no coincide con el centro de rotación (situación señalada con una flecha en la figura 2.61). El backlash (juego excesivo entre engranajes) se produce cuando, al terminar el contacto entre dos dientes, los dos siguientes no entran inmediatamente en contacto, esto puede ser por un mal diseño de los dientes, por una relación incorrecta entre el número de dientes de las dos ruedas o puede estar asociado a un problema de excentricidad.

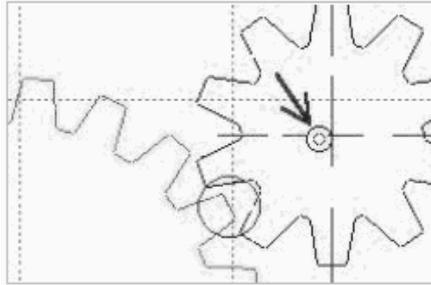


Figura 2.61. Juego de engranajes con problemas de excentricidad y backlash.

En el caso de existir alguno de estos dos defectos, o ambos de manera simultánea, el espectro resultante del análisis vibratorio es el mostrado en la figura 2.62. Se observa un aumento considerable del número de bandas laterales alrededor de la GMF y de sus primeros armónicos, separadas una frecuencia igual a las RPM de la rueda defectuosa (piñón o corona). Si se trata de un problema de backlash la amplitud de la GMF debe disminuir con el aumento de la carga.

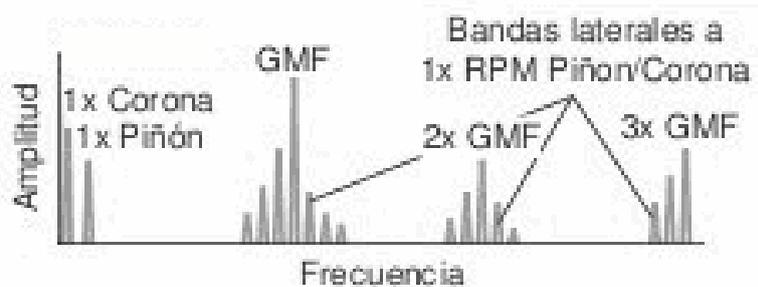


Figura 2.62. Engranaje con problemas de excentricidad y/o backlash.

La presencia de amplitudes altas a la frecuencia 1X RPM de la rueda problemática es algo habitual en lo que a vibraciones en engranajes se refiere. Este fenómeno está asociado a problemas de desequilibrio. Aunque en ruedas dentadas son poco frecuentes los problemas de desequilibrio, la transmisión puede estar montada en un sistema donde alguno de los ejes contenga un rotor con cierto grado de desequilibrio. Se sabe que este último produce vibraciones de frecuencia 1X RPM lo cual provoca que la circunferencia de paso de la rueda dentada gire excéntricamente, y puede conducir a un diagnóstico erróneo de excentricidad en la rueda dentada.

2.23.3. Engranajes desalineados

Este defecto se presenta cuando las ruedas dentadas han sido ensambladas con errores de alineación o cuando sus ejes no están paralelos.

Cuando una transmisión por engranajes presenta este defecto casi siempre se excitan los armónicos de segundo o mayor orden de la GMF, siendo las vibraciones a las frecuencias 1X, 2X y 3X GMF las que dominan el

espectro (figura 2.63). Normalmente, estos armónicos decrecen en amplitud respecto del anterior [23]. Aunque no es algo habitual, en algunos casos se pueden apreciar bandas laterales distanciadas una frecuencia igual a la frecuencia de giro de la rueda.

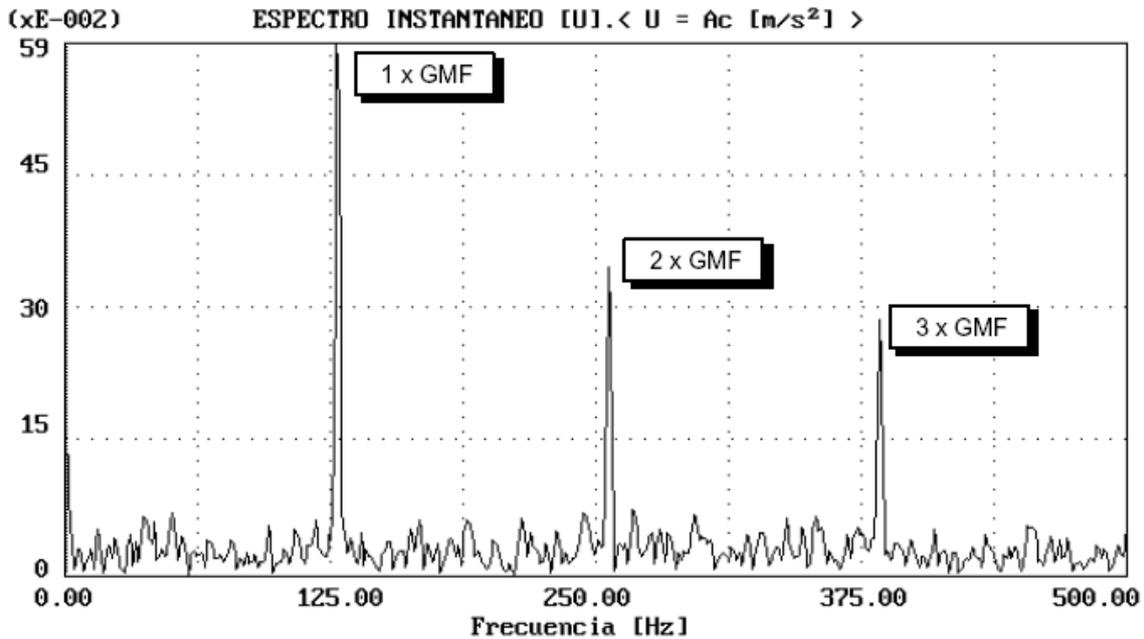


Figura 2.63. Análisis frecuencial de engranajes desalineados.

2.23.4. Sobrecarga en engranajes

Este defecto se caracteriza porque todos los dientes están recibiendo sobrecarga continua. La amplitud de la GMF en esta situación es alta (figura 2.64), pero esto no suele representar un problema de operación si las bandas laterales a su alrededor se mantienen bajas. Es decir, las variaciones en la amplitud de la GMF y sus armónicos (sin cambios significativos en las bandas laterales) no indican, por sí solas, la presencia de un problema grave de este tipo. En el espectro de la figura 2.64 la aparición de numerosas bandas laterales distanciadas de la GMF la frecuencia de giro del engranaje motriz (f) y el aumento de su amplitud son indicativos de sobrecarga en el engranaje.

Para que el análisis sea efectivo debe realizarse siempre a la máxima carga de operación de la máquina. Para localizar la causa que produce la sobrecarga debe buscarse algún elemento que esté aumentando el par transmitido por encima de lo normal (rodamiento defectuoso, problemas de lubricación y anomalías en general en el rotor conducido que dificulten el movimiento) [39].

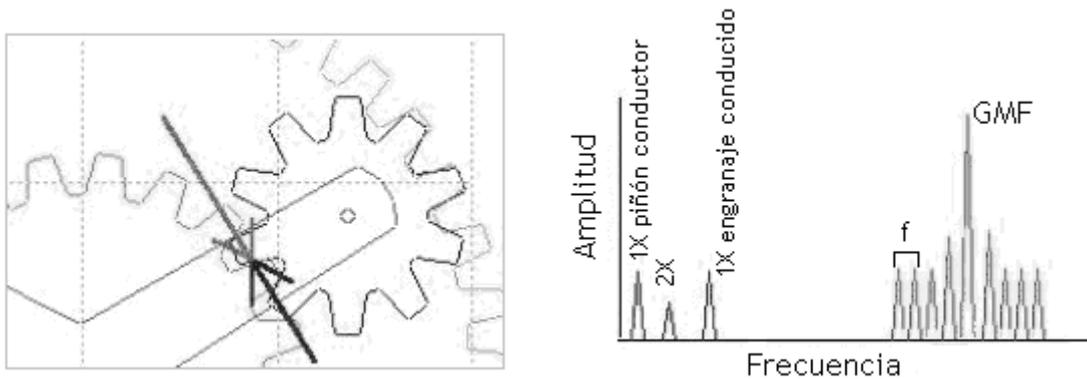


Figura 2.64. Engranaje sobrecargado: esquema y espectro vibratorio.

2.23.5. Holgura

La holgura o juego es un factor importante en el funcionamiento correcto del engranaje. Todos los engranajes deben disponer de cierta holgura para permitir las tolerancias de concentricidad y forma de los dientes. Una insuficiente holgura causa un rápido fallo debido a sobrecarga. Una holgura excesiva aumentará el desgaste de los dientes, reduciendo, también, la vida del engranaje.

Las holguras anormales alteran el espaciado de las bandas laterales que rodean la señal de frecuencia de engranaje (GMF). En vez de mantener un espaciado uniforme (igual a la frecuencia de giro de la rueda) como se ve en la figura 2.64 (engranaje sobrecargado), el espaciado será errático.

2.23.6. Problemas de Hunting o cazado

Los problemas de Hunting o cazado son consecuencia de problemas leves en la manufactura o manipulación indebida de los engranajes. Dichos defectos en la manufactura consisten en irregularidades en la geometría de las ruedas dentadas (excesos de material, rebordes, huecos), por lo que no guardan relación con el desgaste asociado al uso de los engranajes analizado en el apartado 2.23.1. Estos pequeños defectos producen que cuando dos determinados dientes del piñón y el engranaje conducido se encuentran generen vibraciones de choque.

Este fallo genera vibraciones de gran amplitud a bajas frecuencias, por debajo de los 10 Hz. La máxima vibración ocurre cada 10 ó 20 revoluciones del piñón dependiendo de la frecuencia de cazado del diente (HTF), la cual se define como el número de vueltas que una de las ruedas tendrá que dar antes de que el mismo par de dientes vuelva a engranar. Cuando los dos dientes dañados se encuentran, aparte de generar vibraciones, suele escucharse un ruido similar a un gruñido [39].

En la figura 2.65 se puede ver por un lado el esquema de engranaje, en el que se han marcado en oscuro los dos dientes con defectos de fabricación y por otro lado el espectro vibratorio generado por esta situación.

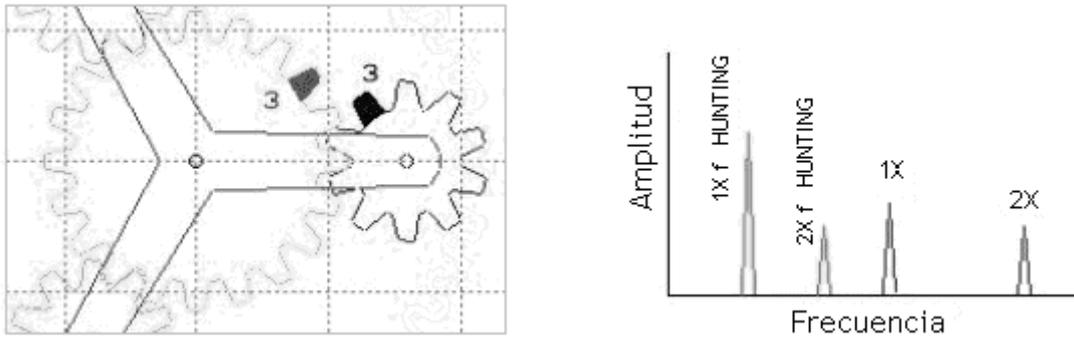


Figura 2.65. Engranajes con problemas de Hunting.

Aparte de los fallos ya analizados, otro problema que genera vibraciones en este tipo de sistemas de transmisión es la fijación deficiente de los engranajes al eje. Si esto ocurre, el espectro va a contener vibraciones de baja amplitud a lo largo de una banda muy ancha de frecuencias, lo cual quiere decir que el engranaje está vibrando de forma impredecible [9].

Una vez analizados los principales defectos en transmisiones por engranajes y las vibraciones que causan se presenta la tabla 2.9, que resume todo lo estudiado hasta el momento sobre fallos en engranajes.

Fallo	Efecto
Dientes desgastados	Aumento de la amplitud de vibración a GMF y sus primeros armónicos, con bandas laterales a \pm frecuencia giro rueda
Excentricidad / Backlash	Aumento de la amplitud de vibración a GMF y sus primeros armónicos, con bandas laterales a \pm RPM rueda defectuosa
Engranajes desalineados	Aumento de la amplitud de vibración a 1X, 2X y 3X GMF, sin bandas laterales
Sobrecarga en engranajes	Aumento de la amplitud de vibración a GMF y aparición de numerosas bandas laterales separadas \pm RPM rueda defectuosa
Problemas de Hunting	Vibración a bajas frecuencias <10 Hz (HTF)
Fijación deficiente ruedas-eje	Aumento del nivel de vibraciones en un amplio rango de frecuencias (Ruido blanco)

Tabla 2.9. Fallos en engranajes que generan vibraciones.

Hasta ahora se han analizado los fallos que generan vibraciones en engranajes, pero no se han citado las situaciones que causan dichos fallos. Por ejemplo, un diente desgastado puede ser consecuencia de una fabricación deficiente, puede ser el resultado de que la máquina esté trabajando en condiciones inadecuadas o la lubricación no sea la correcta. Las causas que provocan los defectos en los engranajes, que posteriormente generan vibraciones son las clasificadas en la tabla 2.10, donde aparecen en la parte superior los posibles defectos que pueden tener lugar en un engranaje, y en la parte izquierda se enumeran las causas que los producen [5 pág. 114].

CAUSAS		MODOS DE FALLO											
		FRACTURA						DESGASTE			CORROSIÓN	DEFORMACIÓN	
		DIENTE		FLANCO				DESGASTE	RAYADO	ESCARIADO		FLUENCIA PLÁSTICA	FLUENCIA TÉRMICA
		SOBRECARGA	FATIGA	ROTURA	PICADURA INICIAL	PICADURA AVANZADA	DESCONCHADO						
CONDICIONES DE TRABAJO, FABRICACIÓN Y DISEÑO	PROBLEMAS DE FABRICACIÓN		X	X	X	X	X	X				X	
	SOBRECARGA POR DESALINEACIÓN	X											
	CICLOS DE CARGA FRECUENTES		X										
	DISEÑO A FÁTIGA		X		X	X	X						
	CONDICIONES DE SERVICIO (VELOCIDAD / CARGA)				X	X	X	X	X	X	X		
LUBRICACIÓN	VISCOSIDAD							X	X	X	X		
	CALIDAD							X	X	X	X		
	CANTIDAD							X	X	X	X		X
	CONTAMINACIÓN							X	X	X	X		

Tabla 2.10. Causas que provocan problemas en los engranajes.

2.24. Casos reales de análisis de vibraciones en engranajes

Por último, se van a estudiar dos casos reales de análisis de vibraciones en ruedas dentadas.

Como se puede apreciar en la figura 2.66 el primer espectro muestra niveles notables de vibración en los tres primeros armónicos de la frecuencia de engrane (GMF), imagen característica de un error de transmisión, probablemente desalineación.

El segundo espectro (figura 2.67) añade a estas frecuencias unas claras bandas laterales distanciadas la frecuencia de funcionamiento del piñón a ambos lados de la frecuencia de engrane y sus armónicos, lo que indica un claro fallo en el piñón, lo más común es que se trate de un diente desgastado, aunque se podría considerar la posibilidad de que se tratase de sobrecarga en engranajes [29].

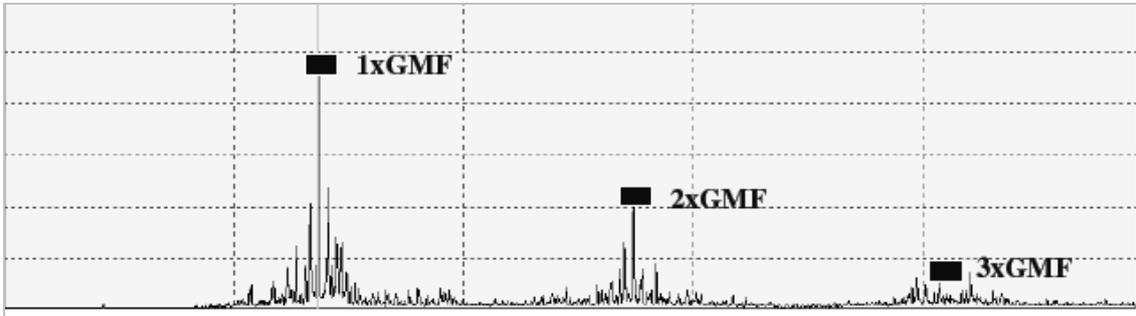


Figura 2.66. Espectro vibratorio de engranajes desalineados.

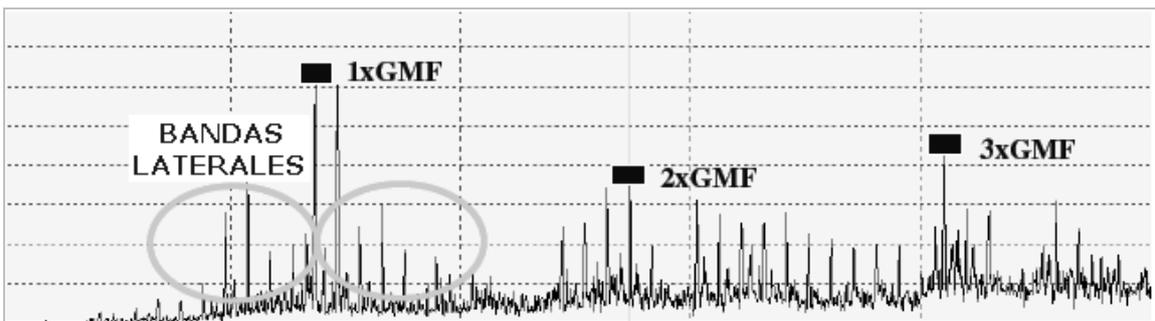


Figura 2.67. Espectro vibratorio de un engranaje con diente desgastado.

Para finalizar este segundo anexo dedicado a la detección mediante el análisis de vibraciones de los principales fallos presentes en la maquinaria rotativa se van a estudiar a continuación las vibraciones generadas en la base o soporte y transmitidas a la máquina. También se estudia la situación opuesta, es decir, vibraciones generadas en algún elemento de la máquina y transmitidas al soporte, donde pueden ser medidas con mayor facilidad.

2.25. Fallos en estructuras y/o soportes

Los motores de combustión y sus elementos auxiliares están fijados a un soporte o estructura. A continuación se analizan los fallos que pueden ocurrir en dichas estructuras y causar vibraciones. La importancia de este análisis radica en el hecho de que las vibraciones generadas por defectos estructurales son transmitidas a los elementos adyacentes, provocando problemas más graves. También se analizan en el apartado 2.19 las vibraciones que pueden transmitirse a la estructura-soporte desde algún componente del motor o de sus auxiliares.

2.25.1. Introducción

Si existe algún defecto en el soporte que genere vibraciones, estas se transferirán al motor y sus auxiliares provocando un funcionamiento incorrecto y acortando la vida del conjunto. También puede darse la situación opuesta: las vibraciones del motor y sus auxiliares se transfieren a la base, la cual sufre daños y puede a su vez transmitir vibraciones a su entorno.

En primer lugar se analizan los fallos en la base o soporte que generan vibraciones que posteriormente pueden ser transmitidas al motor y sus auxiliares. Algunos de los problemas estructurales más habituales son: apoyos débiles, tornillos flojos en la estructura, rotura de soldaduras, grietas o corrosión (deterioro de la estructura, pudiendo llegar a la rotura) y excitación de la frecuencia natural de la estructura.

2.26. Fallos estructurales que generan vibraciones

En la tabla 2.11 se muestran los principales problemas en el soporte del motor y de sus elementos auxiliares y las frecuencias de las vibraciones que se generan como consecuencia de los distintos fallos. Posteriormente, se analiza cada defecto y sus consecuencias [13].

Fallo en soporte	Efecto
Resonancia	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia natural de la estructura.
Apoyo débil (<i>Soft foot</i>)	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X RPM de la máquina. Mayor amplitud de la vibración en la dirección vertical.
Tornillos flojos Rotura de soldaduras	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X RPM de la máquina (1X RPM conductor o conducido en transmisión por correas).
Grietas	Aumento de la amplitud de la vibración a 1X y 2X RPM máquina, siendo mayor la amplitud de la vibración en zonas cercanas a la grieta.

Tabla 2.11. Fallos más frecuentes en soportes de máquinas rotativas.

2.26.1. Resonancia

El principal modo de fallo causante de vibraciones en una estructura fija es la resonancia y suele ocurrir cuando el equipo y/o la estructura son nuevos o se ha modificado algo.

Como ya se explicó en el anexo 1, este fenómeno ocurre porque la frecuencia natural de la estructura coincide, o está muy próxima, a una frecuencia provocada por el equipo en funcionamiento, sumándose las amplitudes. Por tanto, si al medir las vibraciones se observa que los niveles de vibración son mucho mayores en una dirección, característica propia de condiciones de resonancia, se deberá efectuar pruebas de impacto en el motor y estructuras circundantes. Al realizar dichas pruebas se comprobará que algún componente del soporte tiene una frecuencia natural similar a la de la máquina rotativa.

2.26.2. Apoyo débil (Soft foot)

Otro importante defecto que se da en las bancadas de las máquinas y que puede provocar desalineación, y con ello importantes niveles de vibración es el llamado *soft foot*, pie cojo, o simplemente apoyo débil. Se presenta cuando alguno de los apoyos de la máquina no se encuentra en el mismo plano que el resto. Se puede deber a defectos en la cimentación, en la base, deformaciones térmicas, corrosión o mal acabado.

El espectro típico muestra un pico destacable a frecuencia 1X RPM de la máquina, y si el equipo trabaja en posición horizontal y con las patas fijadas al suelo se notará un aumento de la amplitud de la vibración en la medida vertical, con el mismo espectro típico con pico en 1X RPM.

Si no se tiene un histórico de medidas globales puede resultar difícil detectar este tipo de fallo, puesto que en sus primeras etapas la amplitud de la vibración a 1X RPM es poco superior a la de la máquina funcionando en condiciones normales (sin fallos). Para subsanar esta limitación se sabe que en condiciones normales de funcionamiento la amplitud de la vibración obtenida de la medida en dirección vertical es menor que la amplitud en horizontal. Sin embargo, si el soporte de la máquina tiene un pie cojo, las amplitudes se igualan o incluso es mayor en vertical en el punto más cercano al apoyo defectuoso.

Tipo de <i>soft foot</i>	Causas
Paralelo	Montaje inicial defectuoso, cimentación inadecuada, holgura entre el suelo y la base del soporte, deformación térmica
Angular	
Por corrosión	Ambiente húmedo, falta de aislamiento
Por fuerzas externas	Vibraciones transmitidas por la máquina

Tabla 2.12. Tipos de *soft foot* y principales causas

En la tabla 2.12 se han clasificado los diferentes tipos de *soft foot* (figura 2.68) en función de las causas que dan lugar a su aparición.

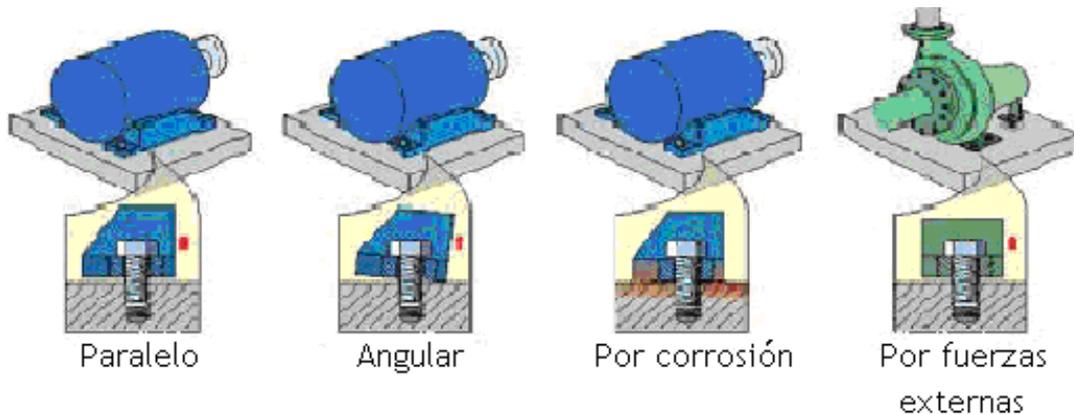


Figura 2.68. Diferentes tipos de *soft foot* que pueden darse en los apoyos.

Para ampliar más este tema conviene revisar el apartado 2.8 acerca de las vibraciones generadas por holguras.

2.26.3. Tornillos flojos o rotura de soldaduras

En los casos de tornillos flojos o rotura de soldaduras el espectro muestra como componente destacable el pico a frecuencia 1X RPM de la máquina. Por ejemplo, en el caso de tener un motor apoyado sobre una base con alguna unión débil (tornillo o soldadura) se genera una importante vibración a una frecuencia igual a 1X RPM motor.

Si en lugar de tener un único bloque apoyado en un soporte se tienen dos elementos unidos mediante transmisión por correas y existen tornillos o soldaduras que unen dichos elementos a la base, al analizar el espectro vibratorio se podrá observar una vibración de elevada amplitud a la frecuencia 1X RPM del equipo conductor y conducido. Si hay un fallo de este tipo en el soporte de una máquina que tiene alguna transmisión por correas o cadenas la frecuencia del mayor pico de vibración generado será 1X RPM del elemento conductor si el defecto se encuentra cercano a esta parte, mientras que su frecuencia será 1X RPM del equipo conducido si el problema tiene lugar en las proximidades del elemento conducido. Hay que tener en cuenta que se está hablando del pico de vibración cuya amplitud es mayor, sin embargo aunque el fallo este más próximo al elemento conductor la vibración a 1X RPM conducido también va a aparecer en el espectro, característica propia de las transmisiones por correas (apartado 2.20). Para ilustrar estas dos situaciones se puede observar la figura 2.69.

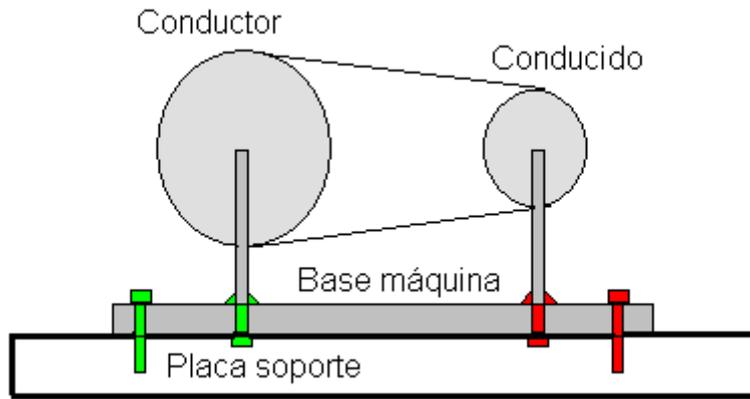


Figura 6.2. Diferentes uniones elemento-base-placa que pueden fallar.

Si alguna de las uniones representadas en color verde falla (aflojamiento de tornillos, debilitamiento de soldadura) se obtendrá un espectro de vibración con un pico a 1X RPM conductor. En el caso contrario será una de las uniones representadas en color rojo la que esté defectuosa y el pico de mayor amplitud aparecerá a 1X RPM conducido.

2.26.4. Grietas

No siempre las máquinas están fijadas a una placa base, a veces la estructura que soporta la máquina está formada por un conjunto de vigas, como es el caso de la figura 2.70 [12].

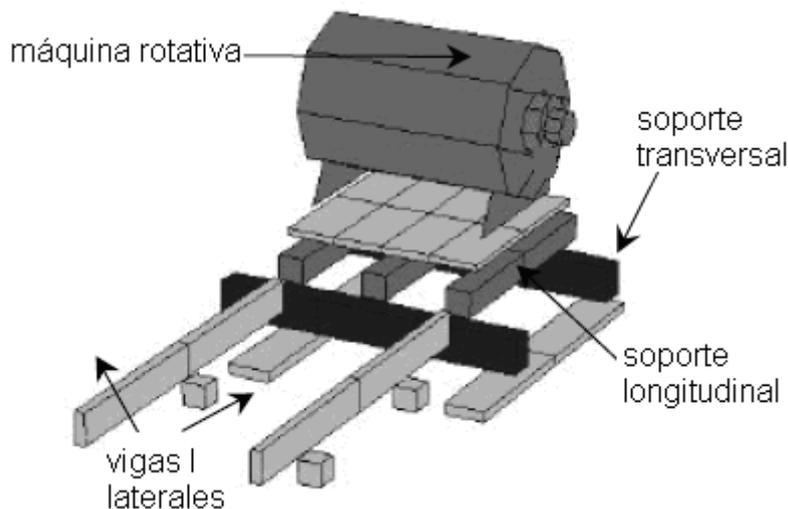


Figura 2.70. Conjunto de vigas soporte de máquina rotativa.

Uno de los problemas más serios en las máquinas y estructuras es el riesgo de un fallo catastrófico debido a la aparición de grietas en ellas. Este tipo de problemas no es muy frecuente, ya que las máquinas y estructuras son cuidadosamente diseñadas y minuciosamente inspeccionadas, tanto antes de su puesta en servicio como periódicamente durante su vida operativa.

Una de las técnicas utilizadas para diagnosticar la presencia de grietas en máquinas y estructuras es el análisis de vibraciones. Los fundamentos de esta técnica son ilustrados a continuación analizando el comportamiento dinámico de una viga agrietada (figura 2.71) [30].

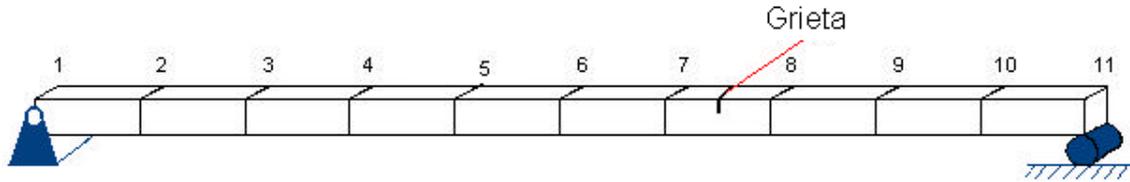


Figura 2.71. Viga agrietada.

El comportamiento vibratorio de una viga agrietada (en este caso concreto se trata del soporte transversal) cuando actúa sobre ella una fuente de excitación (giro de la máquina) es el mostrado en los espectros de las figuras 2.72 y 2.73, correspondientes a las vibraciones en los puntos 3 y 7 de la viga, respectivamente [30].

Suponiendo que la máquina esté perfectamente centrada sobre la viga, la fuerza de excitación que la máquina transmite a la viga se asemeja a una fuerza de excitación senoidal aplicada en el punto central (punto 5 figura 2.71). La frecuencia de dicha excitación viene determinada por la velocidad de giro de la máquina, que en este ejemplo corresponde a 5400 RPM (90 Hz).

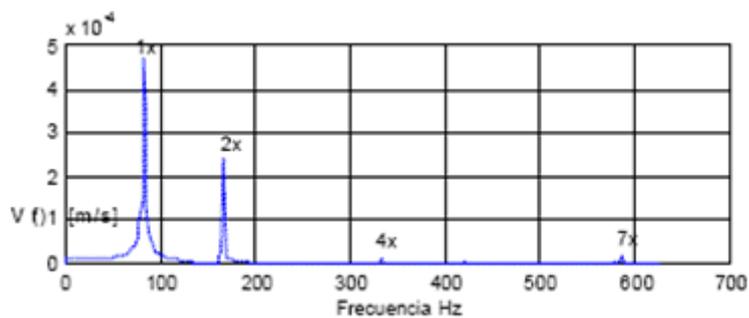


Figura 2.72. Espectro vibratorio de la viga en el punto 3.

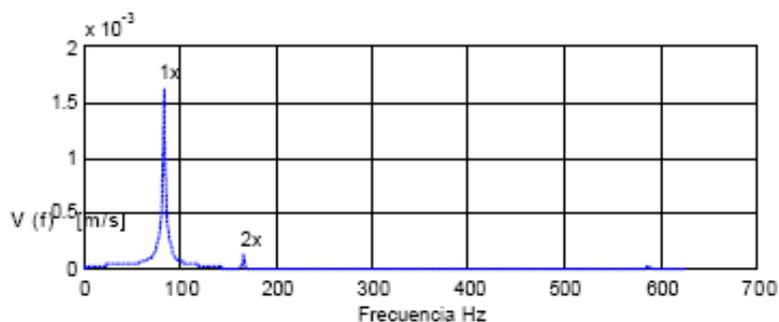


Figura 2.73. Espectro vibratorio de la viga en el punto 7.

Al encontrarse los puntos 3 y 7 a la misma distancia del centro de la viga donde está colocada la máquina, la amplitud de las vibraciones a la frecuencia 1X RPM (90 Hz) debería coincidir en ambos puntos. Sin embargo, se puede observar que la amplitud de la vibración a esta frecuencia es mucho mayor en la figura 6.6, ($1,7 \cdot 10^{-3}$ m/s frente a $4,8 \cdot 10^{-4}$ m/s) puesto que el punto 7 se encuentra mucho más próximo a la grieta.

En conclusión, si se analizan las vibraciones en un solo punto de la viga se puede saber que existe una grieta, ya que la amplitud de la vibración en 1X RPM será mayor que en condiciones normales, pero midiendo las vibraciones en dos puntos se puede acotar la zona de la viga donde se encuentra la grieta.

Una vez estudiados los problemas en el soporte que generan vibraciones que pueden ser transmitidas a la maquinaria se va a analizar el caso contrario: vibraciones transmitidas a la estructura soporte procedentes de un defecto en las máquinas.

2.27. Vibraciones transmitidas de la maquinaria a la base

En este apartado se abordan los problemas que tienen lugar en sistemas mecánicos y se transmiten a la base donde estos se encuentran situados. Estos sistemas o elementos incluyen, normalmente, partes rotativas, por lo que se generan vibraciones que son transmitidas al soporte y al entorno. Si las vibraciones transmitidas a la base varían de forma armónica (como es el caso de sistemas con elementos rotativos) las tensiones y deformaciones que tendrán lugar sobre los elementos de unión al soporte también variarán armónicamente, lo que podría llegar a provocar un fallo por fatiga de dichas uniones. Las vibraciones transmitidas de la maquinaria a la base pueden ser tanto radiales como axiales, dependiendo de la naturaleza de la vibración de un determinado elemento. Este hecho provoca que al medir vibraciones en la base se obtengan mayores valores de amplitud en una de las dos medidas, axial o radial, lo que es un indicativo del tipo de fallo que puede estar teniendo lugar en la máquina. La figura 2.74 muestra de forma esquemática la influencia de las vibraciones de una máquina rotativa sobre el soporte. X_g representa la diferencia de posición entre G y G' , es decir, el movimiento de traslación o la vibración axial en unidades de desplazamiento, mientras que el ángulo ψ representa la variación de la posición radial, o lo que es lo mismo, la vibración radial en unidades de desplazamiento [64].

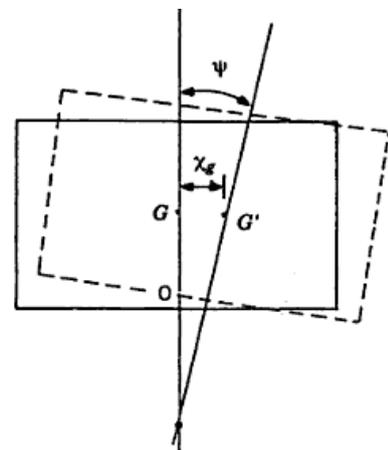


Figura 2.74. Esquema de vibraciones transmitidas a la base.

Cuando se trata de sistemas mecánicos con elementos rotativos, las fuerzas que excitan al sistema dando lugar a la vibración pueden tener su origen en desequilibrios, desalineaciones, excentricidades,...

Si una máquina rotativa con cierto desequilibrio se sujeta directamente sobre un soporte rígido, éste se verá sometido a la acción de una fuerza armónica debida al desequilibrio de la máquina rotativa, aparte de la carga estática asociada al propio peso de la máquina que ya soportaba en condiciones normales de funcionamiento. Esta fuerza armónica genera un elevado nivel de vibraciones que puede deteriorar las uniones entre la base y la máquina. Para reducir dicha fuerza, y por consiguiente las vibraciones transmitidas a la base, es conveniente colocar un elemento elástico entre la máquina y el soporte. Estos aisladores de vibración instalados entre el conjunto motor-auxiliares y la base permiten que ésta pueda ser rígidamente fijada (atornillada) al suelo, si fuera preciso.

A continuación se explica el origen de algunas de las vibraciones transmitidas del motor de combustión a la base, a parte de las ya comentadas en apartados anteriores, comunes a todas las máquinas rotativas [57].

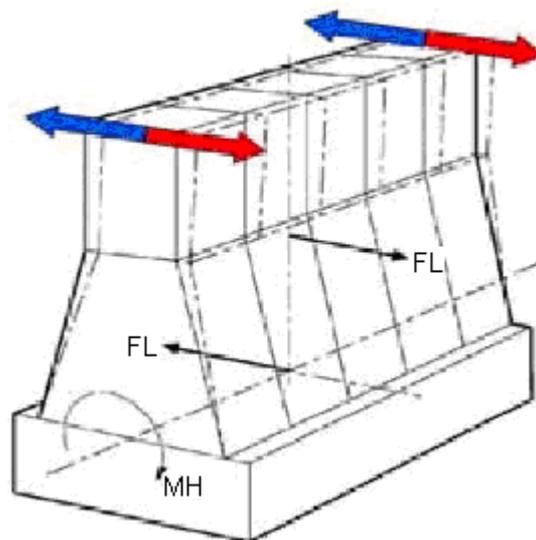


Figura 2.75. Bloque motor de 5 cilindros

Como resultado del proceso de combustión en el cilindro del motor se producen cambios constantes de presión que se repiten de manera cíclica en cada vuelta completa del cigüeñal. En los motores de 4 a 7 cilindros estas fuerzas transversales producen un momento resultante como el que se muestra en la figura 2.75 para un motor de 5 cilindros.

- . FL representa las fuerzas resultantes que se transmiten al soporte.
- . MH representa al momento resultante que tiende a “voltear” el motor sobre su base.
- . Las líneas de color azul y rojo representan las fuerzas que se producen en la parte superior del motor.

Para evitar movimientos excesivos de la parte superior del motor y vibraciones en el bloque los fabricantes instalan amortiguadores entre los

bloques de cilindros y la estructura soporte. Es necesario anotar que los amortiguadores no eliminan las vibraciones transversales del motor, solamente sirven para limitar sus desplazamientos, transformando parte de la energía de vibración en calor y transmitiendo la energía restante a los elementos estructurales.

Además de las fuerzas y momentos externos ya mencionados, las inercias de las masas sin compensar del motor producen fuerzas y momentos externos que actúan sobre el soporte del motor transmitiendo vibraciones verticales al mismo. Este problema se presenta con mayor frecuencia en motores de 4 a 6 cilindros y se manifiesta como una vibración al doble de la frecuencia de giro del cigüeñal.

El proceso de combustión también produce fuerzas inherentes al proceso, dependientes de la potencia desarrollada, que actúan en la dirección vertical sobre los cojinetes de la bancada y son transmitidas a la base del motor. La base (como cualquier estructura) posee frecuencias naturales de vibración que dependen de sus características de rigidez y amortiguación.

En general, la solución a estos problemas consiste en des-sintonizar las frecuencias de excitación de las frecuencias naturales del soporte de acuerdo con los resultados del análisis de vibraciones. Las dos soluciones más frecuentes consisten en:

1) Incrementar la rigidez de la estructura añadiendo elementos estructurales en lugares seleccionados.

2) Instalar amortiguadores activos de vibración con las características necesarias en lugares seleccionados (figura 2.76).



Figura 2.76. Amortiguador activo para soporte de motor.

La figura 2.77 muestra el espectro zoom de vibración medida en el soporte de un motor Diesel [57]. La línea roja corresponde a la vibración medida en dicho soporte antes de instalar amortiguadores y se puede ver como para una determinada velocidad de giro del motor la amplitud aumenta de modo considerable, probablemente debido a que esa frecuencia coincide con la frecuencia natural del soporte. Una vez instalado el sistema de amortiguación (línea azul) se puede observar que el pico de vibración ha desaparecido al no coincidir ya ninguna velocidad del motor con la frecuencia de la base.

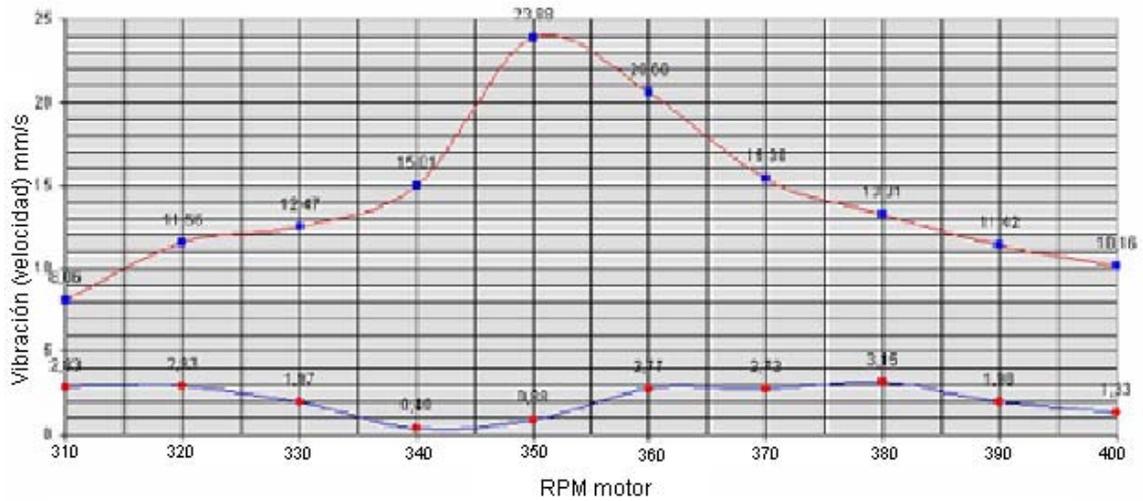


Figura 2.77. Espectro zoom de vibración en soporte sin y con amortiguadores.

Si un motor opera durante un tiempo prolongado en condiciones adversas de vibración es cuestión de tiempo que la energía de vibración fatigue las soldaduras de los elementos estructurales (muchas veces en lugares de difícil acceso para inspeccionar y reparar).

Anexo 3

Estudio de los componentes del sistema de refrigeración desde el punto de vista de las vibraciones.

En este anexo se analiza la importancia del sistema de refrigeración, así como los diferentes tipos de refrigeración existentes. Por otra parte, se van a estudiar los componentes de dichos sistemas y los fallos que generan vibraciones.

3.1. Introducción

Durante el funcionamiento del motor la temperatura alcanzada por los gases en el interior de los cilindros es muy elevada, superando los 2000 °C en el momento de la combustión. Esta temperatura, al estar por encima del punto de fusión de los metales empleados en la construcción del motor podría causar la destrucción de los mismos. El citado valor de temperatura es instantáneo, ya que la temperatura de los gases disminuye durante las fases de expansión y escape; aún así la temperatura media es muy elevada, y si no se dispusiera de un buen sistema de refrigeración para evacuar gran parte del calor producido en la combustión, la dilatación de los materiales sería tan grande que produciría en ellos agarrotamientos y deformaciones [17].

La necesidad de refrigeración es la principal causa del bajo rendimiento en los motores térmicos, ya que si se pudiera aprovechar toda la energía del combustible el trabajo útil obtenido sería elevado. Sin embargo, para asegurar la durabilidad del motor hay que evacuar gran parte del calor obtenido en la combustión hasta unos límites donde no perjudique la resistencia mecánica de las piezas ni el poder lubricante de los aceites de engrase. De toda la energía aportada por el combustible sólo una pequeña parte se aprovecha. Los gases calientes de la combustión calientan el bloque del motor y salen, en parte sin aprovecharse, por el escape. Por medio de la refrigeración y durante la expansión se pierde más del 30% del calor producido en la explosión y otro igual se pierde en el escape, quedando aproximadamente un 30% de calor útil para transformarse en trabajo mecánico.

Pese a la cantidad de energía perdida en la refrigeración, este sistema es fundamental para asegurar el tiempo de vida útil del motor. Para que el sistema de refrigeración trabaje eficientemente, tiene que estar libre de corrosión, obstáculos, y lodos. Un poco de corrosión restringe la circulación, causa cavitación y evita la transferencia del calor de la combustión al agua.

La principal clasificación de los sistemas de refrigeración existentes en la actualidad se basa en el fluido empleado como refrigerante y diferencia entre refrigeración por agua o aire.

3.2. Refrigeración por agua

La gran mayoría de los motores emplea agua como fluido de refrigeración, la cual se hace circular por canales internos dentro del conjunto enfriando las partes más calientes del mismo.

Este sistema consiste en un circuito de agua en contacto directo con las paredes de las camisas y cámaras de combustión, que absorbe el calor transferido y lo transporta a un depósito donde el líquido se enfría y vuelve al circuito para cumplir nuevamente su misión refrigerante. El circuito se establece por el interior del bloque y culata, para lo cual estas piezas se fabrican huecas, de forma que el líquido refrigerante circunde las camisas y cámaras de combustión circulando alrededor de ellas [16].

El sistema se basa en disponer una bomba centrífuga intercalada en el circuito y movida por el propio motor o por un motor eléctrico auxiliar. La bomba activa la circulación del agua con una velocidad proporcional al régimen de giro del motor. La bomba aspira el agua refrigerada de la parte baja del motor y la impulsa al interior del bloque a través de los huecos que rodean las camisas y cámaras de combustión (figura 3.1). El refrigerante sale por la parte superior de la culata y se dirige otra vez al radiador (u otro tipo de intercambiador), donde es enfriada nuevamente. Con esta circulación forzada, el agua se mantiene en el circuito a una temperatura de 80 a 85 °C, con una diferencia entre la entrada y la salida de 8 a 10 °C, controlada por medio de una válvula termostática que mantiene la temperatura ideal de funcionamiento sin cambios bruscos de temperatura en el interior de los cilindros, que podrían dar lugar a dilataciones y contracciones de los materiales [14] [74].

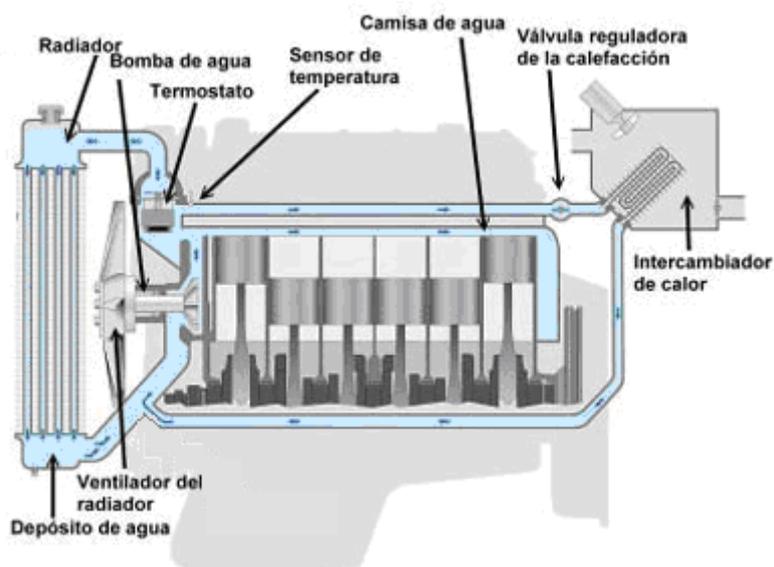


Figura 3.1. Sistema de refrigeración de un motor de combustión destinado al sector de la automoción.

Las ventajas de la refrigeración por agua se derivan de que este fluido posee elevado calor específico, densidad y conductividad térmica, de forma que el agua puede transmitir el calor a gran distancia con mucho menos caudal y diferencia de temperatura. Además amortigua los ruidos del motor.

3.3. Bomba centrífuga

Las bombas centrífugas deben su nombre al hecho de que elevan el líquido por la acción de la fuerza centrífuga que le imprime un rotor colocado en el interior de una carcasa. Las bombas centrífugas, debido a sus características, son las que más se aplican en la industria. Las razones de estas preferencias son las siguientes:

- No tienen órganos articulados y los mecanismos de acoplamiento son sencillos.
- La impulsión eléctrica del motor que la mueve o la unión con el cigüeñal son bastante sencillas.
- El caudal entregado es proporcional a la velocidad de giro del motor.

3.3.1. Componentes de la bomba de agua

El elemento central de las bombas de agua es el rotor que, según el tipo, puede tener un número variable de álabes, de forma recta o curvada, y montados radial o tangencialmente. La configuración y dimensiones del rotor determinan en gran medida la eficiencia de la bomba. Otros componentes son el eje y el cojinete, que en el caso de las bombas de agua, casi siempre, constituyen una unidad pre-ensamblada lista para el montaje [68]. El cuerpo o carcasa de la bomba se fabrica en fundición de aluminio o de hierro y, según el tipo de bomba, pueden ser anexionados diversos componentes, tales como, elementos de sujeción de los tubos flexibles, termostatos, etc. Los principales apoyos del eje son los rodamientos. Las bombas suelen contar con un rodamiento de bolas para absorber esfuerzos axiales y otro cónico de rodillos para absorber los esfuerzos radiales. Además del rotor, el eje y los cojinetes, los prensaestopas en el eje garantizan la estanquidad. Tienen como función principal proteger la bomba contra fugas en el punto donde el eje sale de la carcasa de la bomba. Su buen estado es esencial para garantizar la vida de servicio de la bomba de agua. En caso de existir holgura en los pernos que sujetan el prensaestopas el espectro de vibración que se obtendrá es el que corresponde a un tornillo con holgura, ya analizado en capítulos anteriores [73].

3.3.2. Tipos de accionamiento

La bomba del sistema de refrigeración puede estar accionada por un motor eléctrico mediante una correa, por la correa de distribución del sistema de accionamiento del árbol de levas o una correa trapezoidal o acanalada accionada por el cigüeñal [60].

Estas uniones mediante correas entre la bomba y el cigüeñal o entre la bomba y un motor eléctrico auxiliar son una importante fuente de vibraciones

del sistema de refrigeración, y ya han sido descritas en el capítulo correspondiente a fallos en correas de mando.

3.4. Espectro vibratorio de una bomba centrífuga

De todos los elementos que componen el sistema de refrigeración, la bomba centrífuga es el más susceptible de sufrir vibraciones.

Antes de analizar los espectros correspondientes a cada modo de fallo hay que conocer cual es el espectro de la bomba centrífuga cuando está trabajando en condiciones normales. En el caso de no existir ningún fallo se observarán picos de frecuencia a la frecuencia de red (en caso de estar conectada a un motor eléctrico), a la frecuencia natural del sistema y a la frecuencia de paso de álabes.

Tanto la frecuencia de red como la frecuencia natural del sistema son fijas, no dependen de la velocidad del rotor y no son útiles como indicadores de posibles fallos en la bomba, por eso se va a profundizar en la frecuencia de paso de álabes.

3.4.1. Frecuencia de paso de álabes

En una bomba o ventilador centrífugo, la frecuencia de paso de álabes es el número de aspas o álabes multiplicado por la velocidad de funcionamiento del rotor. El paso de álabes siempre aparece como un componente importante en el espectro de vibración de una bomba o de un ventilador. Por ejemplo, una bomba con 6 álabes tendrá un componente espectral en 6 veces las RPM ó 6X.

$$BFP = \frac{z \cdot RPM}{60}$$

donde *BFP* es la frecuencia de paso de álabes (Hz), *z* es el número de álabes del rotor de la bomba y *RPM* son las revoluciones por minuto del rotor de la bomba.

En la figura 3.2 se muestra el espectro que corresponde a una señal de vibración medida en la carcasa de una bomba operando en condiciones normales. Algunos picos o vibraciones máximas aparecen a frecuencias conocidas. En este caso existe un pico a la frecuencia de red de 60 Hz, otro a la frecuencia natural del sistema de 120 Hz y también existe otro a la frecuencia de paso de álabes de 170,9 Hz. Se trata de una bomba de seis álabes girando a su velocidad nominal, 1709 RPM [15].

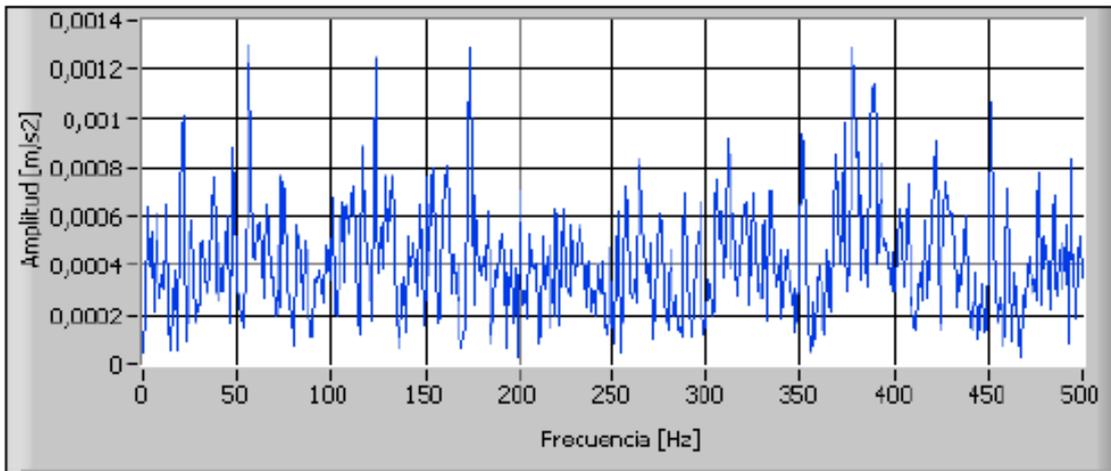


Figura 3.2. Espectro de vibración de una bomba en condiciones normales de operación

Una vez conocido el espectro en condiciones normales ya se pueden analizar las principales causas que provocan un aumento de las vibraciones, de su amplitud o la aparición de vibraciones anómalas.

3.5. Causas de vibraciones en bombas centrífugas

Además de los fallos comunes que generan vibraciones en máquinas rotativas en general, que ya se han explicado en capítulos anteriores, tales como desequilibrio, fallos en correas, desalineación, ejes doblados, defectos en rodamientos, holguras, etc; existen causas de vibraciones propias de las bombas centrífugas, como pueden ser la cavitación, defectos en el rodete, desgaste de los difusores, obstrucciones...

A continuación se estudian los modos de fallo propios de una bomba centrífuga.

3.5.1. Cavitación

El fenómeno de cavitación comienza a presentarse en una bomba centrífuga cuando la presión en la succión no es suficiente para mantener la presión a lo largo de todo el sistema por encima de la presión de vapor del fluido a la temperatura de operación. La cavitación consiste en la formación de burbujas de vapor que viajan a través del fluido hasta encontrar una región cuya presión es superior a la presión del vapor, donde colapsan e implosionan. Las burbujas se forman y se rompen muchas veces por segundo, esto genera ruido y vibraciones en el sistema. Estas burbujas o bolsas de vapor que implosionan sobre una superficie interna pueden causar daños mecánicos severos (figura 3.3). Cualquier material puede resultar dañado al estar expuesto durante un tiempo suficientemente largo a burbujas de vapor que se rompen y colapsan constantemente. Para solucionar el problema debe controlarse con más rigor la presión de succión y tener cuidado con el proceso de cebado de la bomba.



Figura 3.3. Desgaste producido por la cavitación en un rodete de una bomba centrífuga.

El espectro de la figura 3.4 muestra el efecto de la cavitación, que provoca el aumento de la amplitud de las vibraciones a la frecuencia de paso de álabes (BFP) y una vibración caótica que se presenta a altas frecuencias, del orden de 2000 Hz [39].

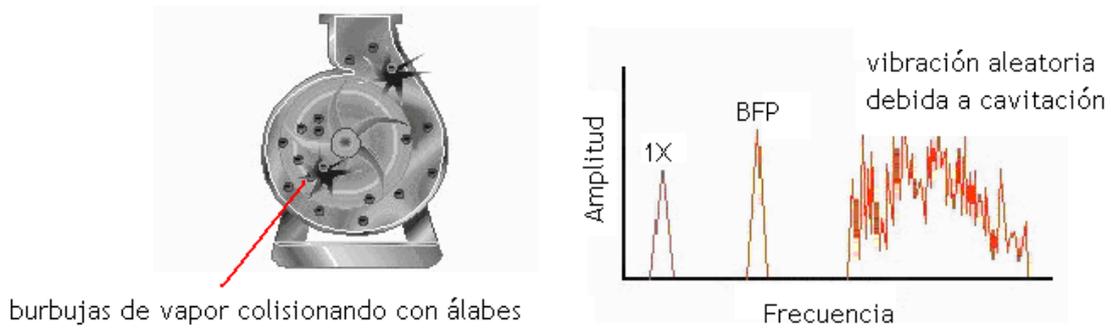


Figura 3.4. Cavitación en bombas centrífugas: Fenómeno y espectro de vibraciones.

La cavitación producirá este tipo de espectro en todos los puntos de medición de la bomba, y en el caso de tratarse de un motor de automoción también se obtendrá dicho espectro si se toman las medidas en el cárter.

Para ilustrar mejor el efecto de la cavitación sobre la BFP se muestra el análisis de espectro correspondiente a la bomba analizada anteriormente cuando funcionaba en condiciones normales de operación (figura 3.2), pero en este caso la bomba estará cavitando (figura 3.5) [15].

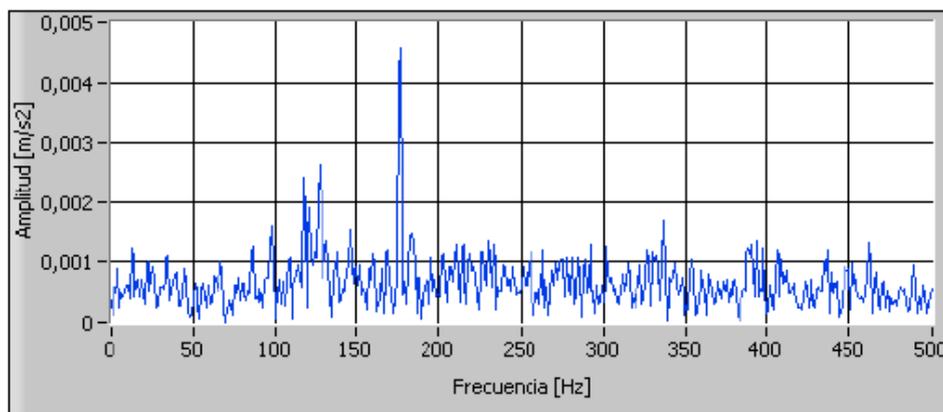


Figura 3.5. Espectro vibratorio de una bomba bajo cavitación.

Si se observa la amplitud de cada pico se ve como en esta situación el pico a la frecuencia de paso de álabes es más del triple del que había en condiciones normales ($0,0045 \text{ m/s}^2$ en cavitación frente a $0,0013 \text{ m/s}^2$ en condiciones normales).

La figura 3.6 muestra también al espectro de vibración de una bomba sufriendo cavitación. En él se aprecia el pico de vibración a BFP (10000 RPM), y en este caso, al ser más amplio el rango de frecuencias también se puede ver la vibración aleatoria a altas frecuencias, del orden de 120000 RPM, o lo que es lo mismo 2000 Hz [9].

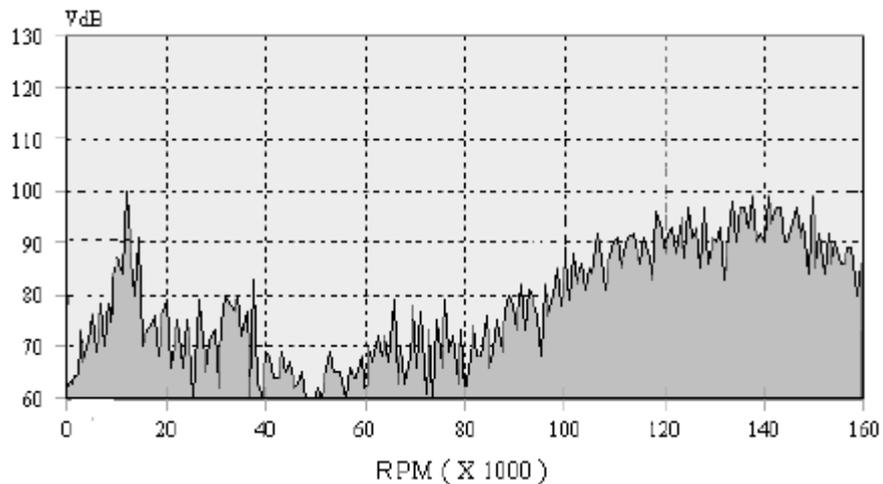


Figura 3.6. Espectro vibratorio de una bomba cavitando.

Además de las citadas vibraciones, la cavitación provoca un ruido característico que parece como si hubiese grava atravesando la bomba.

3.5.2. Problemas en álabes del rodete

En condiciones normales de funcionamiento las bombas centrífugas siempre tienen una componente de vibración importante en la frecuencia de paso de álabes, que es igual al número de álabes del impulsor por las RPM, como ya se ha indicado en el apartado 3.4.1. Si la amplitud de la BFP se incrementa de manera significativa por lo general quiere decir que hay un problema interno, como daño en los álabes.

El aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes es consecuencia del paso de un álabes defectuoso del rodete por la zona más próxima a la carcasa (figura 3.7). Esto ocurre una vez cada vuelta. Este hecho genera que la BFP sea excitada en sus primeros dos armónicos con bandas laterales.

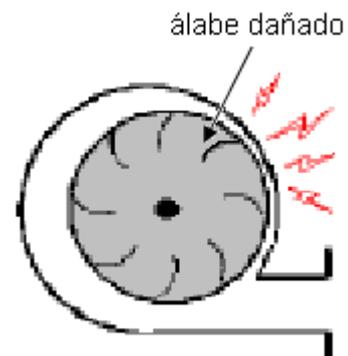


Figura 3.7. Álabes defectuoso provoca aumento de la amplitud de la vibración a BFP.

En la figura 3.8 se aprecian vibraciones de gran amplitud a frecuencias 1X BFP y 2X BFP, acompañadas de sus correspondientes bandas laterales como consecuencia de un álabe defectuoso [85].

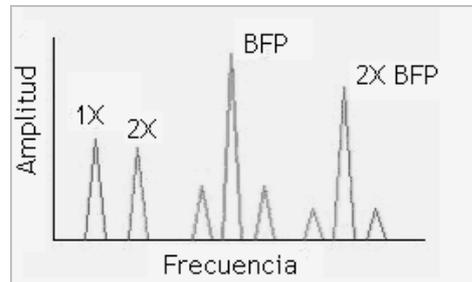


Figura 3.8. Espectro de una bomba con un álabe dañado.

Es posible que tras obtener un espectro vibratorio como el de la figura 3.8 se revise el rodete y no se encuentre ningún álabe dañado. Esto se debe a que existen otros defectos en la bomba que generan un espectro de vibración similar al provocado por un álabe defectuoso, tales como:

- Fallo o desgaste de los difusores
- Posicionamiento excéntrico del rodete en la voluta
- Codos u obstrucciones cercanas a la bomba

Dichas obstrucciones o remolinos que pueden causar vibraciones debidas a la frecuencia de paso de álabes (BFP) pueden evitarse con un buen diseño del rodete de la bomba (figura 3.9), ya que demasiados álabes pueden dar lugar a obstrucciones y un número insuficiente puede provocar remolinos.

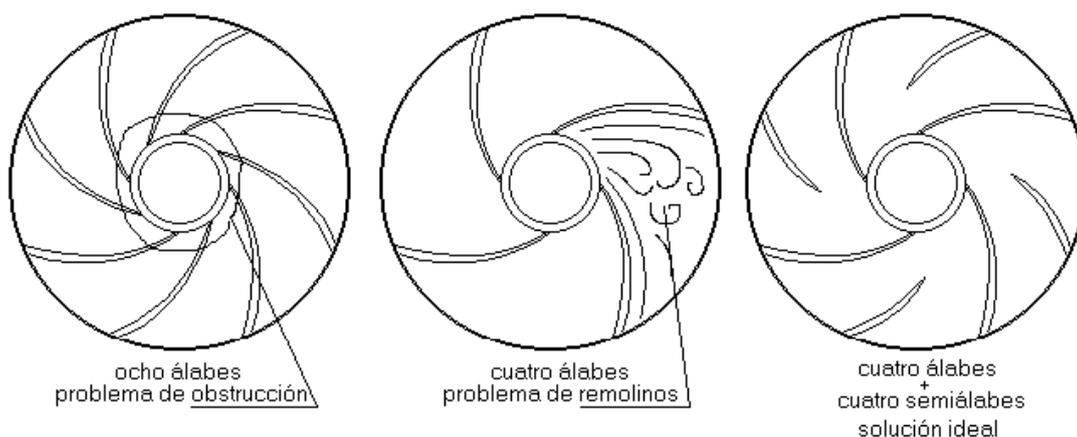


Figura 3.9. Diferentes configuraciones de álabes en rodete de bomba.

3.6. Medida de vibraciones en bombas de agua.

En el caso de bombas centrífugas los sensores de medida de vibraciones se suelen situar en los alojamientos de cojinetes o localizaciones equivalentes, tal y como se muestra en la figura 3.10 [37]. Las letras A, V y H indican medidas axiales, verticales y horizontales, respectivamente.

El espectro debe incluir un rango de frecuencia entre 5 Hz y $2z$ veces la velocidad, donde z es el número de álabes del rotor.

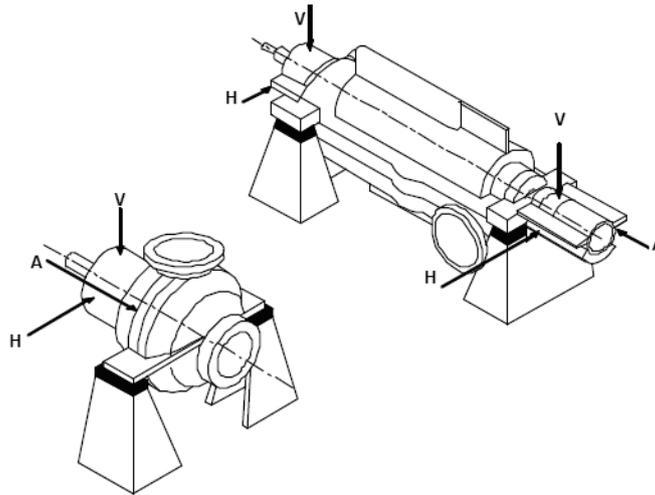


Figura 3.10. Ubicación de sensores para medida de vibraciones en bombas centrífugas con 1 y 2 apoyos.

La tabla 3.1 resume todos los fallos que causan vibraciones en una bomba centrífuga del sistema de refrigeración por agua.

Fallo	Efecto
Cavitación	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes y aleatoria a 2000 Hz aprox. - Ruido similar a grava en el rodete.
Álabe dañado	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes y de su 2º armónico, rodeadas de bandas laterales.
Rodete excéntrico	<ul style="list-style-type: none"> - Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X RPM rodete. - Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes.
Obstrucciones	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes, sin bandas laterales

Tabla 3.1. Fallos propios de una bomba centrífuga.

Una vez analizado el sistema de refrigeración por agua, sus componentes, fallos y vibraciones generadas, se estudiará el sistema de refrigeración por aire.

3.7. Refrigeración por aire

Este tipo de refrigeración se realiza mediante un ventilador y se emplea en motores de pequeña potencia. Consiste en evacuar directamente el calor del motor a la atmósfera a través del aire que lo circunda. El motor necesita contacto con el aire, para ello se dispone un ventilador movido por el propio motor o por un motor eléctrico auxiliar, que crea una fuerte corriente de aire que es canalizada convenientemente hacia los cilindros para obtener una eficaz refrigeración [16].

Las ventajas de este sistema son su sencillez, las pocas averías y su peso reducido. Como inconvenientes se tiene que los motores refrigerados por aire son más ruidosos que los refrigerados por agua y su refrigeración es menos eficiente.

3.8. Causas de vibraciones en sistemas de refrigeración por aire

Los principales fallos que generan vibraciones relacionados con el ventilador son el desequilibrio del rotor, rodamientos defectuosos y problemas en las aspas, que aumentan la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de aspas y provocan turbulencias.

La gran mayoría de los ventiladores empleados en refrigeración de motores son de tipo centrífugo y van a ser los analizados a continuación. Los fallos que se analizan son también aplicables a ventiladores de flujo axial, ya que éstos no presentan en principio ningún modo de fallo propio de su configuración.

3.9. Ventiladores centrífugos.

En los ventiladores centrífugos el fluido entra en dirección axial y sale en dirección radial. Los principales problemas que pueden tener lugar en los ventiladores centrífugos son: desequilibrio del rotor, defectos en los rodamientos, aspas dañadas y variaciones en la presión o velocidad de entrada. A continuación se profundiza en cada uno de ellos.

3.9.1. Desequilibrio del rotor

Si el ventilador está desequilibrado ocurrirá una alta vibración 1X RPM en la dirección axial y en ambas direcciones radiales. Este desequilibrio puede estar provocado por los depósitos que se acumulan fácilmente y de manera desigual en las aspas de los ventiladores. En el caso de que el motor trabaje en

un ambiente polvoriento es recomendable el uso de ventiladores de álabes rectos frente a ventiladores de álabes curvados, ya que las partículas se adhieren a los álabes curvados y pueden provocar el desequilibrio del rodete.

Para monitorizar vibraciones y detectar correctamente desequilibrio la mejor posición del transductor de vibración es en el rodamiento del ventilador, para permitir mediciones en dirección horizontal tal y como se muestra en la figura 3.11 [70].

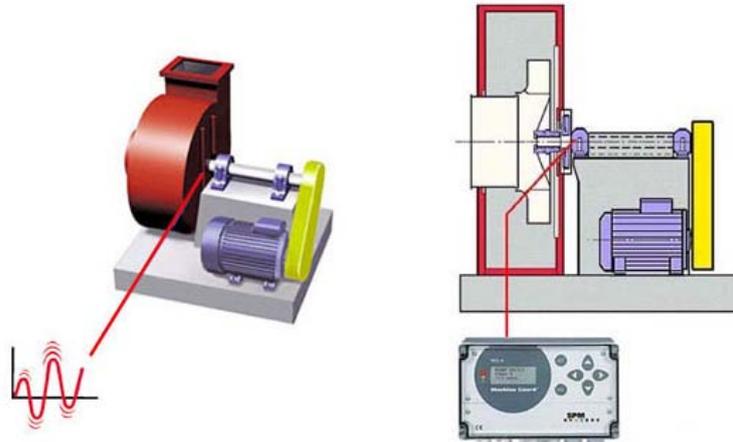


Figura 3.11. Medida de vibraciones debidas a un desequilibrio en un ventilador radial.

3.9.2. Fallos en rodamientos

En el caso de que las vibraciones sean producidas por rodamientos defectuosos suele deberse a que el rodamiento más cercano al ventilador normalmente soporta una elevada carga axial como resultado del movimiento radial. Este tipo de problemas da lugar a vibraciones de alta frecuencia, entre 1 y 20 kHz. La medida debería realizarse junto a los rodamientos, a ambos lados del eje, como se indica en la figura 3.12. Al tratarse de fallos en rodamientos se obtienen picos en altas frecuencias del espectro [70].

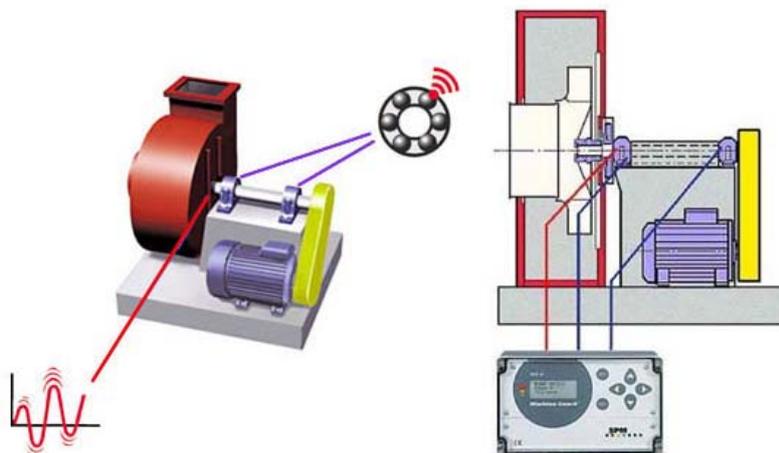


Figura 3.12. Medida de vibraciones debidas a rodamientos defectuosos en ventilador radial.

3.9.3. Defectos en las aspas

Al igual que en la bomba centrífuga, si alguna de las aspas del ventilador se deforma, se rompe o se agrieta, la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes (BFP) aumentará. Las aspas defectuosas también pueden generar bandas laterales alrededor de los dos primeros armónicos de la frecuencia de paso de aspas (figura 3.13) [39].

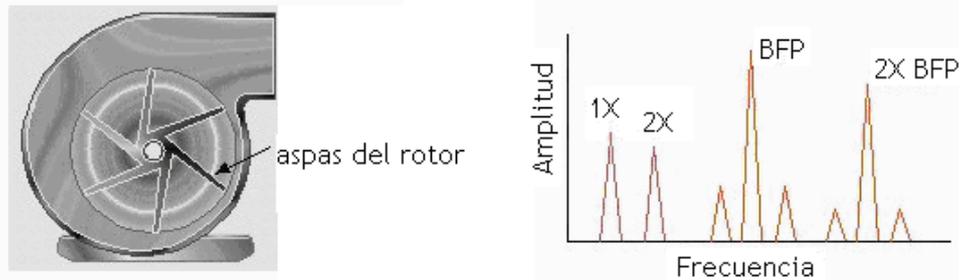


Figura 3.13. Excitación de la BFP en un ventilador radial.

3.9.4. Variaciones de presión o velocidad

Aunque no existan defectos en las aspas, las variaciones de velocidad o presión del aire pasando a través de un ventilador o red de ventilación pueden causar turbulencias anómalas. El espectro de la figura 3.14 muestra una vibración aleatoria a baja frecuencia que generalmente está entre 0,3 y 30 Hz, siempre por debajo de la velocidad nominal. En esta situación debe revisarse la construcción y el ensamblaje de los conductos y puede ser necesaria la instalación de rejillas o cambios de área o geometría de sección [39].

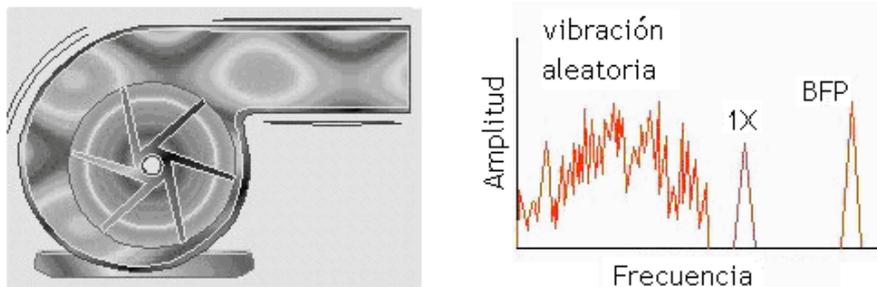


Figura 3.14. Espectro vibratorio consecuencia de variaciones de presión / velocidad.

Una vez analizadas las principales causas que generan vibraciones en ventiladores y sus consecuencias, se resume dicha información en la tabla 3.2.

Fallo	Efecto
Desequilibrio del rotor	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia 1X RPM. Varias posibles fuentes de desequilibrio (anexo 2)
Rodamientos defectuosos	- Aparición de vibración a frecuencia de fallo de rodamiento (anexo 3). - Aparición de vibraciones a altas frecuencias (kHz).
Defectos en aspas	Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de aspas y de su 2º armónicos, rodeadas de bandas laterales.
Variaciones de presión/velocidad	- Aparición de vibración aleatoria a bajas frecuencias (<30 Hz). - Aumento de la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso aspas, sin bandas laterales.

Tabla 3.2. Fallos propios de un ventilador.

3.10. Caso real de vibraciones en un ventilador.

A continuación se muestra un caso real de vibraciones en un ventilador [63], en el cual se pueden ver las distintas componentes del espectro generadas por diferentes fallos. Se trata de un ventilador radial de cuatro aspas accionado por un motor eléctrico auxiliar de corriente alterna. Dicho accoplamiento se realiza mediante poleas y correas trapezoidales.

El pico P1 del espectro de la figura 4.12 a 1760 RPM corresponde a la velocidad del motor. Aparecen también picos a las frecuencias múltiplos de la velocidad de giro del motor, P6 = 3520 RPM (2X), P10 = 5281 (3X), P7 = 12396 (7X) y P3 = 15890 (9X); que indican que las barras del rotor del motor eléctrico auxiliar están sueltas o dañadas [18 pág 124]. El resto de picos no son múltiplos de la frecuencia de correas, por lo que se pueden descartar fallos en la transmisión.

La presencia de picos a altas frecuencias no síncronas puede indicar problemas en rodamientos del motor y habría que calcular las frecuencias de cada elemento de los rodamientos. Por otra parte, los picos P2, P4 y P5 al tratarse de frecuencias bajas, cercanas a los 30 Hz, pueden deberse a turbulencias anómalas debidas a variaciones de velocidad o presión del aire (apartado 3.9.4).

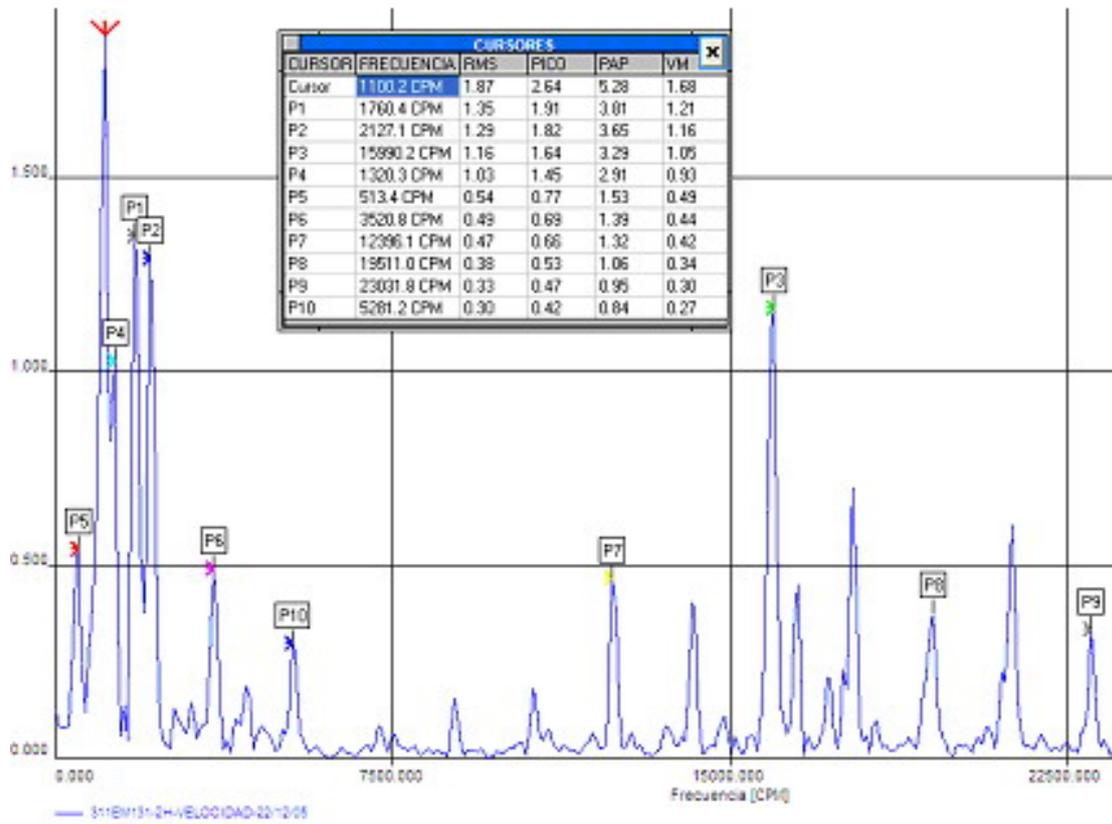


Figura 3.15. Espectro de vibración de ventilador accionado por motor eléctrico.

Anexo 4

Estudio de los componentes del sistema de lubricación desde el punto de vista de las vibraciones.

En este anexo se analiza la importancia del sistema de lubricación, así como los diferentes tipos de lubricación existentes. También se van a estudiar los componentes de dichos sistemas, sus posibles configuraciones y los fallos que pueden ocurrir y generar vibraciones.

4.1. Introducción

Este sistema es el que mantiene lubricadas todas las partes móviles de un motor y de sus auxiliares, a la vez que sirve como medio refrigerante. Tiene importancia porque mantiene en movimiento mecanismos con elementos que friccionan entre sí.

La función del sistema de lubricación consiste en permitir la creación de una cuña de aceite lubricante en las partes móviles, evitando el contacto metal-metal, además contribuye a la refrigeración de las partes con alta temperatura al intercambiar calor con el ambiente cuando circula por zonas de temperatura más baja.

Los sistemas de lubricación se proyectan de forma que suministren la suficiente cantidad de aceite a todas las partes móviles del motor y sus auxiliares para realizar su engrase. El aceite se recoge de un depósito situado en la parte inferior del motor y por medio de una bomba se envía a los distintos puntos del motor, como cojinetes, cabeza de bielas, apoyos del árbol de levas, guías de válvula, paredes del cilindro, etc. y otros elementos auxiliares, como la bomba de refrigeración, el turbocompresor, etc [16].

Para ilustrar la importancia del sistema de lubricación, la figura 4.1 muestra el recorrido del lubricante por un motor de combustión destinado al sector de la automoción y sus auxiliares, señalando el recorrido del aceite y los elementos que necesitan lubricación para su correcto funcionamiento. De no ser así, estos elementos podrían deteriorarse y fallar [69].

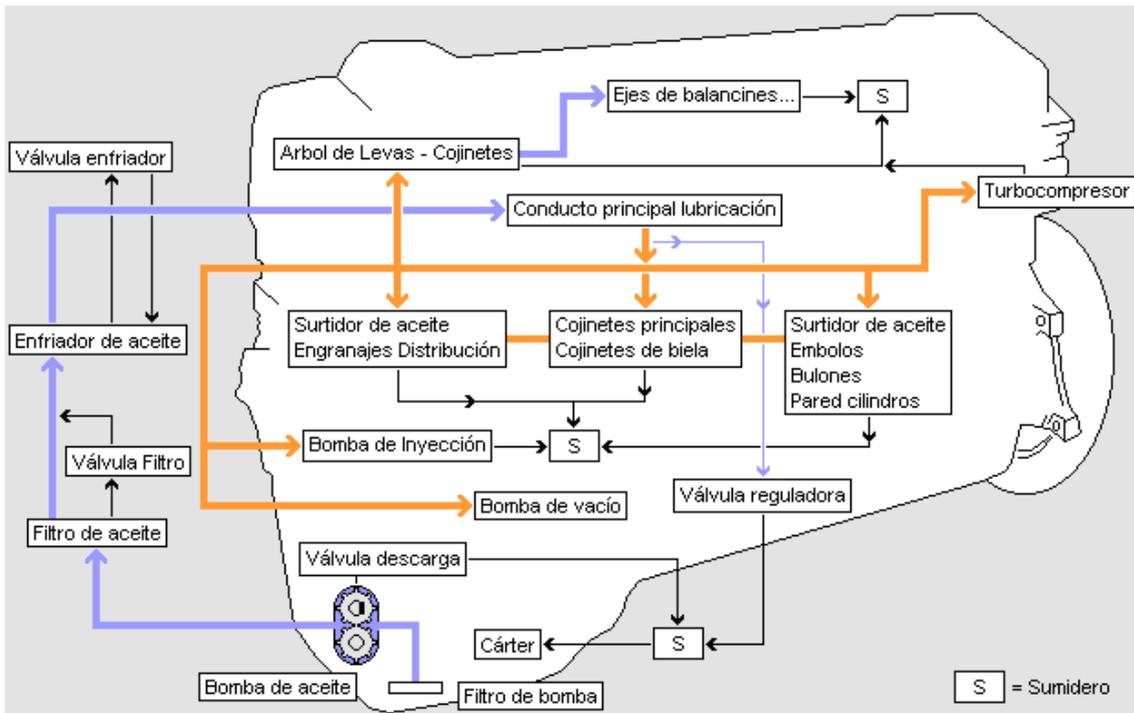


Figura 4.1. Diagrama de flujo del sistema de lubricación de un motor del sector de automoción.

Como ya se ha dicho, el principio de la lubricación consiste en intercalar un fluido en forma de película delgada entre las piezas metálicas que están en contacto y en movimiento. Para lograr dicho objetivo existen diferentes formas de realizar la lubricación, definidas en función del modo en que se introduce el aceite en el bloque motor.

4.2. Tipos de sistemas de lubricación

4.2.1. Lubricación por mezcla

Se aplica exclusivamente en pequeños motores de dos tiempos. Consiste en añadir al combustible una determinada cantidad de aceite, en proporciones que varían entre el 1 y el 4%. Esto se realiza mediante dos métodos posibles: el aceite se vierte directamente en el depósito principal, o bien se añade mediante una bomba desde un depósito auxiliar.

4.2.2. Lubricación por inmersión y barboteo

Aprovecha el movimiento de las bielas y su contacto con el aceite del depósito. Tanto las bielas como los codos del cigüeñal disponen de unas pequeñas palas que lanzan el aceite sobre las zonas a lubricar, como cojinetes, paredes de cilindros, etc. En muchos motores actuales se emplea este sistema de lubricación como complemento al sistema de lubricación forzada.

4.2.3. Lubricación forzada a presión

Es el sistema habitual en los motores de cuatro tiempos. El lubricante llega a las zonas donde se necesita, con una determinada presión, impulsado por una bomba y a través de conductos existentes en los diversos componentes.

Este método de lubricación es el más empleado y también es más complejo, por la cantidad de elementos que incorpora, los cuales van a ser descritos en el siguiente apartado.

4.3. Componentes del sistema de lubricación

Un sistema genérico de lubricación forzada está formado por los siguientes componentes (figura 4.2):

- Depósito de aceite
- Bomba de aceite
- Filtro de aceite
- Elementos de regulación, vigilancia y control

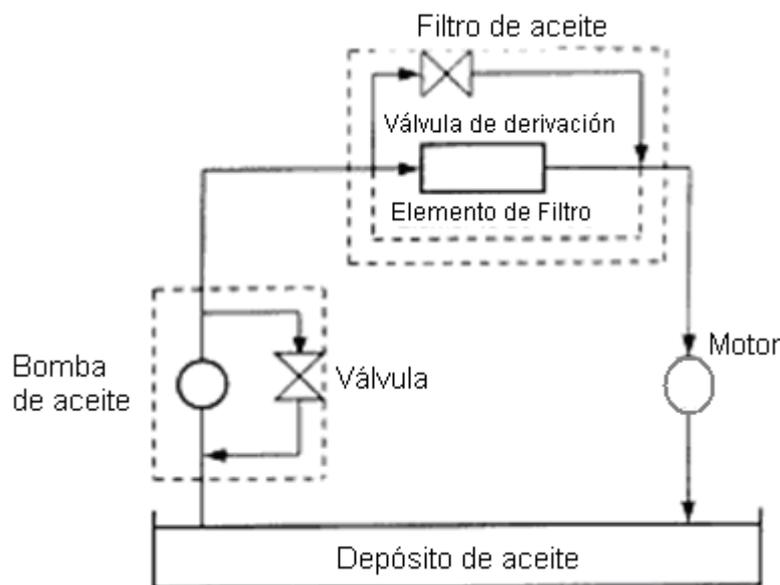


Figura 4.2. Esquema de un sistema de lubricación forzada.

Dado que la mayoría de los componentes del sistema de lubricación son fijos, se va a analizar el elemento que se mueve, ya que será el que genere vibraciones. Se trata de la bomba de aceite.

4.4. Bomba de aceite

La bomba de aceite es el principal componente del sistema de lubricación. Es el componente mecánico que sirve para poner en circulación el aceite, manteniendo un flujo y presión dentro de los límites apropiados a las características de diseño del motor. La bomba toma el aceite del depósito del motor y lo envía al filtro a una presión regulada. Después se distribuye a través de conductos interiores y exteriores del motor a las partes móviles que va a lubricar y/o enfriar.

Los tipos de bomba más utilizados son: bomba de engranajes externos, bomba lobular (o de rotor), bomba de sector (de engranajes internos o de media luna) y bomba de paletas. Estos tipos de bombas son capaces de suministrar una presión elevada, incluso a bajo régimen de giro del motor. Para mejorar su capacidad de aspiración, la bomba de aceite suele estar montada en el bloque motor, sumergida en el aceite; normalmente en el caso de motores de automoción está dentro del cárter [17].

Los diferentes tipos de bombas que pueden ser empleados para llevar a cabo la lubricación del motor están sometidos a las sollicitaciones mecánicas propias de una máquina rotativa, por lo que pueden padecer todos los fallos explicados en el anexo 2, tales como desequilibrio, desalineación, holguras, excentricidad, fallos en rodamientos, etc. siendo de especial importancia en algunos tipos de bombas de lubricación los fallos que tienen lugar en sistemas de transmisión mediante engranajes.

A continuación se estudian los distintos tipos de bombas de lubricación. También se van a analizar los fallos típicos de cada tipo de bomba junto con los espectros vibratorios correspondientes a cada uno de esos problemas.

4.4.1. Bomba de engranajes externos

Es el tipo de bomba más empleado para la lubricación. Su funcionamiento es el siguiente: El giro de los engranajes produce el arrastre del aceite que llega a través del filtro de bomba. El aceite pasa entre los huecos de los dientes de los engranajes por un lado del cuerpo de bomba, para salir por el otro extremo a las canalizaciones de engrase. El caudal de este tipo de bombas va de 1 a 600 l/min, su presión varía de 15 a 175 kg./cm² y su velocidad va de 500 a 3000 RPM [65].

En la figura 4.3 se muestra una bomba de engranajes externos y su principio de operación [48].



Figura 4.3. Esquema de funcionamiento de una bomba de engranajes.

El análisis de vibraciones de estas bombas tiene un componente de vibración importante a la frecuencia del engranaje (GMF), que es el número de dientes de una de las ruedas del engranaje por sus RPM. La amplitud de este componente depende mucho de la presión de salida de la bomba. Si la amplitud de la vibración a la frecuencia del engranaje aumenta de manera significativa y hay una aparición de armónicos o de bandas laterales en el espectro de vibración podría ser una indicación de un diente cuarteado o dañado.

Como ya se comentó en el apartado de fallos en engranajes, los engranajes de dientes rectos generan mayor cantidad de ruido y vibraciones que los engranajes helicoidales, por esta razón son estos últimos los más frecuentes en este tipo de bombas.

La figura 4.4 [9] muestra un espectro típico de una bomba de engranajes con 11 dientes en condiciones normales, mientras que la figura 4.5 muestra el espectro de la misma bomba con daños en algún diente del engranaje.

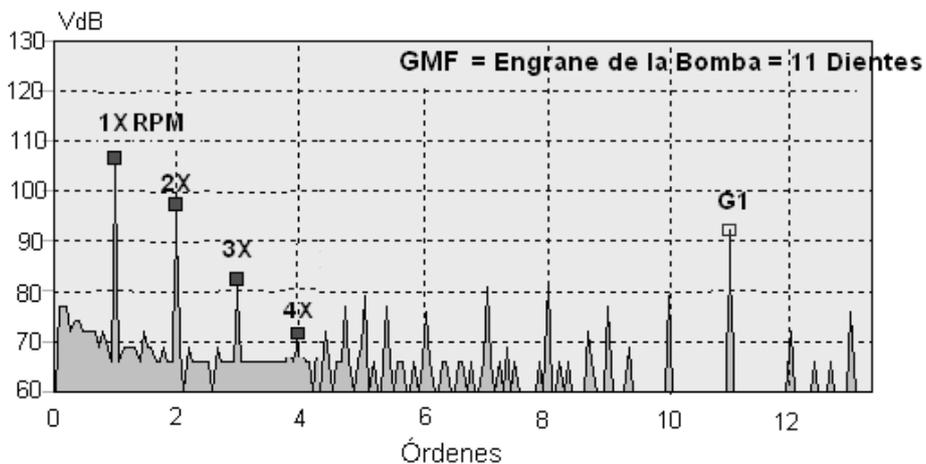


Figura 4.4. Espectro vibratorio de una bomba de engranajes en buen estado.

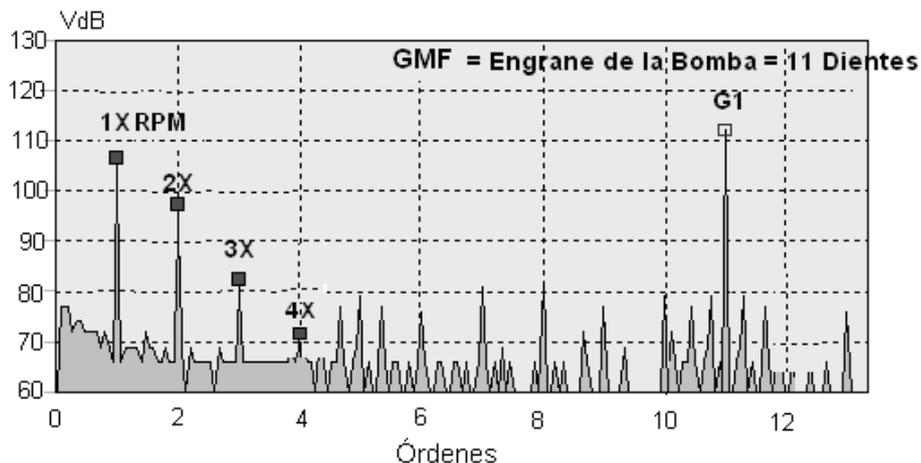


Figura 4.5. Espectro vibratorio de una bomba de engranajes con diente dañado.

Comparando el espectro de la figura 4.5 con el correspondiente a la bomba en perfecto estado (figura 4.4) se ve que la amplitud de la vibración a la frecuencia GMF ha aumentado considerablemente al existir daño en algún diente del engranaje. Este defecto también lleva asociada la aparición de bandas laterales alrededor de la GMF, como se puede apreciar en la figura 4.5.

Por otro lado, la amplitud de las señales a la frecuencia de giro (1X RPM) y sus armónicos no varía de una situación a otra, lo que hace posible descartar defectos relacionados con el eje, como desequilibrio, desalineación, excentricidad...

4.4.2. Bomba lobular

Los elementos de impulsión son dos rotores que se ajustan debido al perfil de su dentado y a su posición. Dentro de este grupo se distinguen dos tipos de bombas: de lóbulos internos y de lóbulos externos.

Las máquinas de lóbulos internos son bastante semejantes a las de engranajes, pero con un número de dientes menor (normalmente 3, aunque también existen modelos de 2 y 4 lóbulos). En esta configuración los dientes son mucho más anchos y más redondeados que los de una bomba de engranajes externos y su rango de funcionamiento es menor. Normalmente se utilizan para incrementos de presión bajos (régimen de giro lento) donde la presencia de partículas puede causar problemas de erosión de los dientes de una bomba de engranajes. De este modo se evitarán vibraciones por deterioro de dientes.

Este diseño es más eficiente que el de engranajes, a pesar de que el flujo proporcionado por las bombas de tipo lobular no es tan constante como el de la bomba de engranajes. Este tipo de bombas también es susceptible a acumular suciedad, la cual produce desgaste por abrasión en las partes internas y afecta la capacidad volumétrica de la bomba. Su elevado coste y sus bajas prestaciones de caudal y presión son sus principales inconvenientes [48]. En la figura 4.6 se muestra un ciclo de giro de una bomba lobular.



Figura 4.6. Esquema de funcionamiento de una bomba de lóbulos externos.

La otra configuración posible de este tipo de bombas es la mostrada por la figura 4.7, que corresponde a una bomba de lóbulos internos. En éste diseño, un rotor interior gira, gracias al movimiento transmitido por el árbol de levas, y en su movimiento impulsa al anillo o rotor exterior. Ambos engranajes giran en el mismo sentido. Conforme gira el rotor interno el aceite es aspirado a través del orificio de aspiración. El aceite es comprimido por los lóbulos del rotor y expulsado hacia las canalizaciones de engrase a través del orificio de impulsión. El rotor interior (motriz) dispone normalmente de cuatro lóbulos mientras que el rotor exterior tiene cinco lóbulos (siempre uno más que el interior). Este tipo de bombas es, junto con las de engranajes externos, uno de los más utilizados para suministrar una corriente de lubricación [69].

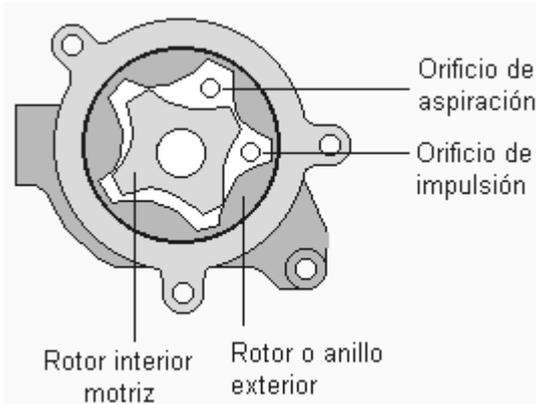


Figura 4.7. Bomba de lóbulos internos.

En lo referente a vibraciones generadas por problemas en bombas lobulares, aparte de los fallos en el eje, de frecuencia igual a la velocidad de giro (1X RPM), tales como desequilibrio, desalineación, excentricidad... también pueden ocurrir problemas en los lóbulos, como desequilibrios por suciedad o desalineaciones entre ellos.

En el caso de bombas de lóbulos externos este tipo de problemas generan vibración a la frecuencia de paso de lóbulo, es decir, el número de lóbulos multiplicado por la velocidad de giro [9]. En una bomba de cuatro lóbulos (figura 4.8), si existe algún fallo en los lóbulos se tendrá un espectro de vibración con un pico a la frecuencia 4X RPM, como muestra la figura 4.9. La amplitud de dicho pico dependerá, como siempre, de la severidad del problema.



Figura 4.8. Bomba de cuatro lóbulos

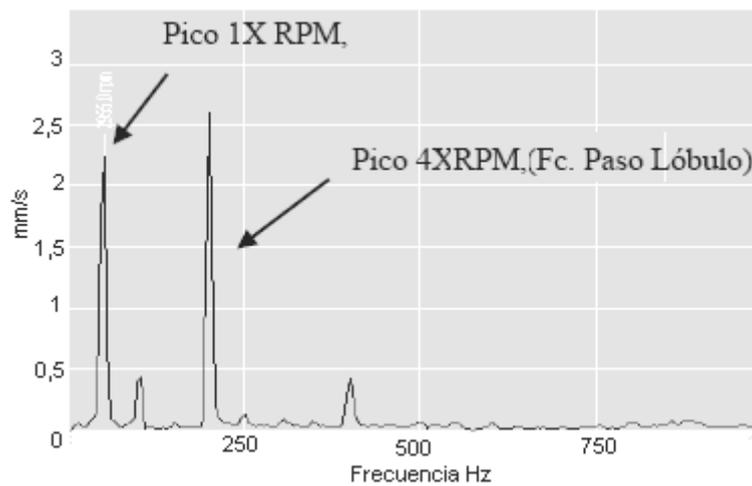


Figura 4.9. Espectro vibratorio de una bomba de lóbulos externos con defecto en algún lóbulo.

En el caso de las bombas de lóbulos internos, éstas padecen los problemas propios de máquinas rotativas y en especial los debidos a la transmisión mediante engranajes.

4.4.3. Bomba de media luna o de engranajes internos

Es una variante constructiva de la bomba de engranajes en la que uno de ellos, con dentado interior, está situado excéntricamente respecto del otro, por el que es arrastrado. Este segundo engranaje está montado sobre el cigüeñal, del que recibe el movimiento, y ambos están separados mediante un sector en forma de media luna sobre el que se ajustan, como se puede apreciar en la figura 4.10. Esta pieza está situada entre los orificios de entrada y salida, donde la holgura entre los dientes de los engranajes interno y externo es máxima. Ambos engranajes giran en la misma dirección, pero el interno gira más rápido que el externo. El fluido lubricante se introduce en la bomba en el punto en que los dientes de los engranajes empiezan a separarse, y es transportado hacia la salida por el espacio existente entre la semiluna y los dientes de ambos engranajes [69].

Este diseño es adecuado para grandes presiones y velocidades, así como para aceites con valor lubricante y viscosidad considerable.



Figura 4.10. Bomba de engranajes internos o media luna.

Las vibraciones que se van a dar en este tipo de bombas son las propias de fallos en engranajes y las comunes a todas las máquinas rotativas, debiendo prestar especial atención a los problemas de holguras, ya que un hueco inadecuado, por exceso o por defecto, entre la media luna y las ruedas, dará lugar a un aumento en el nivel de vibraciones [48]. El contacto entre la placa con forma de media luna y los engranajes en algunos puntos impiden retrocesos de aceite (figura 4.11). Si esto no ocurre así, como consecuencia de un mal dimensionado de las ruedas y/o de la media luna, el aceite lubricante, al existir huecos entre las partes, podrá retroceder y girar de forma aleatoria dentro de la bomba. Esto hará que el aceite no llegue al resto del sistema de lubricación ni a los elementos que deben permanecer lubricados, pudiendo provocar un fallo general del motor y/o de alguno de sus auxiliares, como el turbocompresor.

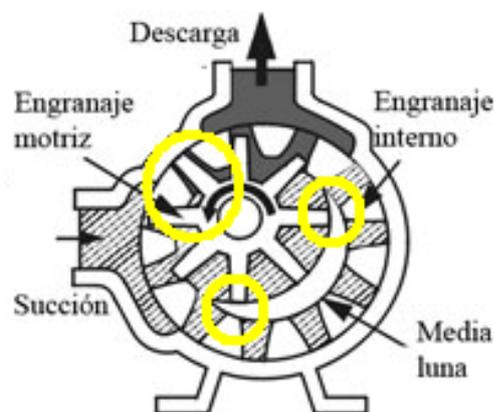


Figura 4.11. Zonas que impiden el retroceso del aceite en una bomba de lóbulos internos.

4.4.4. Bomba de paletas

Tiene forma de cilindro, con dos orificios (uno de entrada y otro de salida) en cuyo interior se encuentra un rotor con paletas fijadas. La ventaja de las bombas de paletas es que suministran un caudal uniforme con un bajo nivel de ruido. El eje del rotor con las paletas radiales es accionado por el motor de combustión. La excentricidad entre rotor y estator determina el caudal. Las bombas de paletas son relativamente pequeñas para las potencias que desarrollan y su tolerancia al contaminante es bastante aceptable.

El funcionamiento de este tipo de bombas es el siguiente: las cámaras entre las paletas giran al girar el rotor. En el lado de succión (entrada) el volumen de la cámara aumenta y se llena de aceite desde la línea de succión. En el lado de presión (salida) el volumen de la cámara disminuye y el aceite es empujado hacia la línea de presión.

En la figura 4.12 el aceite entra por el lado izquierdo, donde es recogido por las paletas y es impulsado hacia el lado de presión por las mismas hasta llegar a la salida.

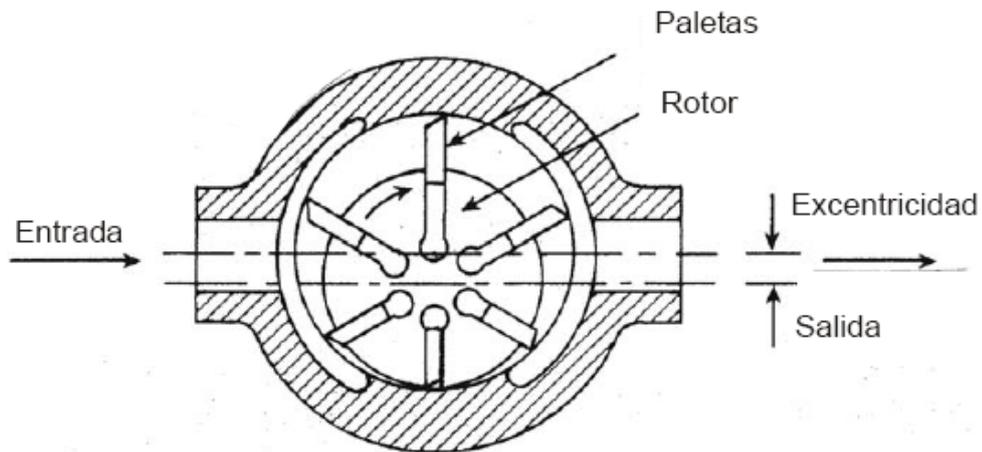


Figura 4.12. Bomba de paletas

Una vez conocidos los distintos tipos de bombas que se emplean en el sistema de lubricación es necesario saber mediante qué mecanismos puede ser accionada la bomba de aceite y qué tipos de fallos van a ocurrir.

4.5. Fallos en sistemas de accionamiento de la bomba de aceite

La mayoría de las bombas de aceite reciben su movimiento del árbol de levas mediante un sistema de engranajes o cadena, sin embargo, algunas bombas son accionadas por el cigüeñal [69]. En cualquiera de los dos casos, la velocidad de funcionamiento de la bomba depende de la velocidad de giro del motor. Si el motor gira a mayor velocidad, la bomba también lo hará, pudiendo producir una excesiva presión en el sistema de lubricación, lo cual no es conveniente. Para evitarlo, se instala a la salida de la bomba una válvula reguladora o de descarga cuya misión es mantener la presión adecuada a las necesidades del motor. Si la bomba envía una excesiva cantidad de aceite al

sistema de lubricación la válvula reguladora se abre y el aceite sobrante vuelve al depósito y, una vez establecida la presión deseada, se cierra.

Si se trata de una transmisión de movimiento desde el árbol de levas a la bomba de lubricación mediante un sistema de engranajes, los fallos y las vibraciones van a ser los típicos de estos elementos, mientras que si la transmisión se realiza a través de una cadena los fallos serán los propios de correas de mando (anexo 2).

Aunque la bomba sea el elemento más importante del sistema de lubricación desde el punto de vista de las vibraciones, se van a analizar el resto de componentes fundamentales del sistema de lubricación y los defectos que pueden darse en ellos, comenzando por el filtro de aceite.

4.6. Fallos en filtros de aceite

El filtro de aceite cumple una función esencial en el correcto funcionamiento del motor, ya que retiene las partículas abrasivas y los contaminantes que pueden dañar a elementos tales como pistones, superficies de deslizamiento o de contacto de los cilindros, cojinetes de motor... Si el filtro no funciona correctamente esas partículas se pueden alojar entre los componentes del motor, ocasionando grietas y roturas por su mal funcionamiento. También evita el envejecimiento prematuro del aceite, ya que éste, a lo largo de su recorrido por el motor, va recogiendo partículas como partículas metálicas (procedentes del desgaste de las piezas), carbonilla y hollín (restos de la combustión) [17].

El filtrado puede realizarse de dos maneras: en serie y en derivación. En el filtrado en serie todo el caudal de aceite pasa por el filtro. Este tipo de filtrado es el más utilizado. En el filtrado en derivación solo una parte del caudal de aceite pasa por el filtro.

Los filtros están provistos de un material textil y poroso y tienen una envoltura metálica. Los tipos de filtro de aceite más usados son los de cartucho recambiable, los monoblock y los centrífugos. Los dos primeros no generan vibraciones, por lo que no se profundiza en su modo de funcionamiento [88].

- *Filtro centrífugo*: el aceite entra por la parte superior del filtro y sale a través de toberas situadas en el fondo. La presión del aceite hace girar al conjunto, pudiendo alcanzar, dependiendo de la presión y temperatura, entre 4000 y 8000 RPM [68], por lo que si existe algún defecto en el interior del filtro cabe esperar una vibración de elevada amplitud a la frecuencia de giro del conjunto de filtrado. La fuerza centrífuga impulsa a las partículas contra la pared interior, quedando adheridos a un papel filtrante. A este tipo de filtros suelen adosársele imanes, que en caso de haber partículas metálicas dispersas en el aceite, tienen la misión de atraerlas fácilmente y evitar que dañen el filtro o pasen hacia el resto del circuito.

Estos filtros de aceite son empleados en aquellos motores que requieren un filtrado mayor, como por ejemplo los diésel de gran tamaño donde la carbonilla de la combustión tiende a depositarse en el motor.

Junto con la bomba de aceite y el filtro, otros elementos del sistema de lubricación que pueden generar vibraciones en caso de un funcionamiento incorrecto son las válvulas de control, cuyo funcionamiento, importancia y fallos se describen a continuación.



Figura 4.13. Filtro de aceite centrífugo.

4.7. Fallos que generan vibraciones en elementos de regulación

Como ya se vio en el esquema de funcionamiento del sistema de lubricación de un motor alternativo de combustión interna (figura 4.2) los principales elementos de regulación son la válvula reguladora de presión y la válvula de derivación del filtro.

La misión de la válvula reguladora de presión (figura 4.14) es limitar la presión máxima de aceite suministrada por la bomba. Cuando el aceite está muy frío y viscoso, se puede producir una sobrepresión en las líneas de aceite que podría afectar a algún componente del motor. Esta válvula consiste en un muelle tarado a la presión nominal del sistema que cuando es vencido por un exceso de presión envía parte del aceite de nuevo al depósito, sin pasar por el sistema.

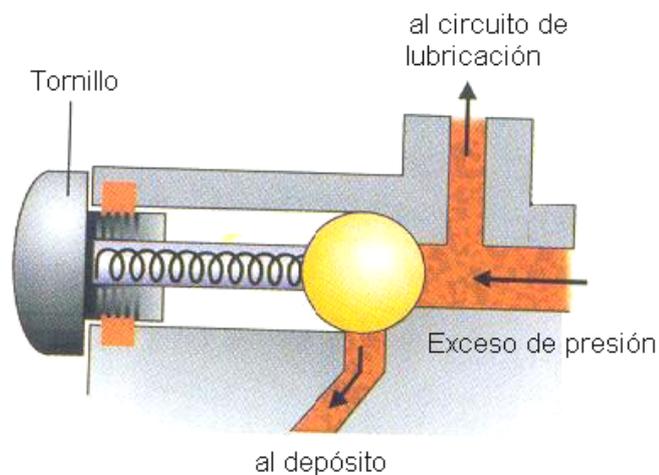


Figura 4.14. Válvula reguladora de presión.

La válvula de derivación del filtro evita el paso de aceite por el filtro en el caso de que éste se haya ensuciado demasiado, ya que cuando el filtro está muy sucio provoca una restricción de aceite en el circuito que podría dar lugar a una falta de lubricación en el motor [88].

Las principales causas que pueden generar vibraciones en una válvula son un mal dimensionado, fugas y resonancia de resortes.

En algunos casos, una válvula reguladora de presión debe absorber un alto diferencial de presión, lo cual puede manifestarse como una vibración. Un alto nivel de vibración constante, consecuencia de un mal dimensionado, podría conllevar el deterioro o daño severo de la válvula de control, instrumentos de medida, tuberías y soportes [89].

En el caso de vibraciones causadas por resonancia de resortes, ocurren cuando la frecuencia con que es vencido el muelle coincide con la frecuencia natural de su masa, entonces el resorte entra en resonancia. Esta situación ocurre generalmente a altas RPM y provoca la aparición de una vibración anómala en la válvula a la frecuencia propia del muelle, cosa que altera el punto de cierre y apertura de la misma. En estas condiciones el sistema de lubricación no opera correctamente y deja de cumplir su función.

Las fugas en válvulas suelen ser resultado de la erosión, la corrosión o del fallo de las juntas de estanqueidad o de las fijaciones. Al pasar el lubricante a presión por un orificio de fuga o una zona mal sellada, éste genera un flujo turbulento que tiene componentes de alta frecuencia detectables. El aceite al escapar a presión genera vibraciones en el punto de escape en un rango de frecuencia comprendido entre 2 y 40 kHz, por lo que el método más adecuado para diagnosticar con precisión fugas en válvulas es el análisis de ultrasonidos. Hay que tener en cuenta que las vibraciones en cualquier punto del sistema de lubricación o en un elemento del motor de combustión o alguno de sus auxiliares cercano a las válvulas de control pueden provocar un debilitamiento o rotura del sellado, lo que conlleva una pérdida de estanqueidad en la válvula. Como consecuencia de dicha pérdida de estanqueidad se producirán fugas que darán lugar a nuevas vibraciones.

Anexo 5

Análisis de vibraciones en motores eléctricos auxiliares

5.1. Introducción

La maquinaria eléctrica sufre los defectos comunes al resto de maquinaria rotativa, con la complicación adicional de defectos puramente eléctricos.

Las vibraciones en máquinas eléctricas, como motores o generadores, pueden ser tanto de naturaleza mecánica como eléctrica, ambas aparecen en el espectro y proporcionan información sobre las causas de los distintos defectos. Los fallos que tienen lugar en motores eléctricos se distribuyen como muestra la figura 5.1. [40].

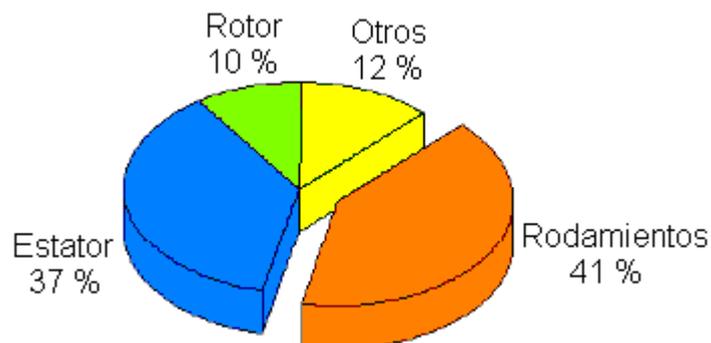


Figura 5.1. Localización de los fallos en motores eléctricos

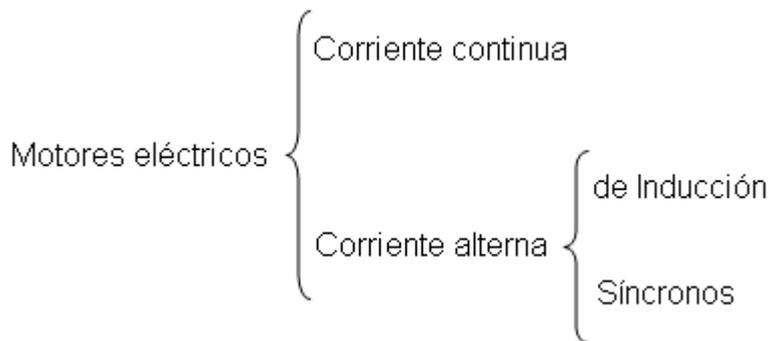
Aparte de los problemas mecánicos expuestos en anteriores capítulos, los campos electromagnéticos del motor pueden generar vibraciones. Si el motor está bien construido, la severidad de estas vibraciones es baja, sin embargo si hay excentricidad en el rotor o en el estator o si hay defectos en la jaula de ardilla, pueden tomar valores alarmantes. En líneas generales, la frecuencia de vibración resultante de los problemas de índole eléctrica será 1X RPM, y por tanto se parecerá al desequilibrio. Una manera de identificar rápidamente los defectos de procedencia electromagnética es desconectar el motor y observar si desaparecen de inmediato. Los de origen mecánico se mantienen mientras va perdiendo velocidad [82].

Los distintos tipos de motores que pueden ser empleados como elementos auxiliares presentan características diferentes en cuanto a construcción, funcionamiento y vibraciones se refiere. Los distintos motores

pueden clasificarse en motores de corriente continua y de corriente alterna. Dentro de este último grupo se encuentran los motores síncronos y los de inducción. Los motores de inducción o asíncronos son los más empleados como elementos auxiliares de los motores de combustión, por lo que van a ser estudiados con más detalle, analizando para el resto de motores únicamente las causas que generan vibraciones que no se dan en los motores asíncronos.

5.2. Tipos de motores eléctricos

El esquema 5.1 muestra los distintos tipos de motores eléctricos que se van a estudiar a continuación.



Esquema 5.1. Tipos de motores eléctricos.

5.2.1. Motores de corriente continua

Una vibración excesiva en motores de CC puede ser causada por devanados rotos, holguras, problemas en los SCR (rectificador controlado de silicio), conexiones flojas, fusibles dañados o un contacto incorrecto entre las escobillas y el conmutador. En este apartado se analizan los fallos propios de motores de corriente continua, dejando para apartados posteriores los fallos comunes a todos los tipos de motores.

Quizá el problema más típico propio de motores de CC es el fallo del SCR. La frecuencia de la vibración asociada a problemas en el SCR es la frecuencia de disparo del SCR, o lo que es lo mismo seis veces la frecuencia de línea o red ($6 \cdot f_L$) (figura 5.2).

En el caso de que se encuentren dañados los fusibles o las tarjetas de control de cortocircuito aparecerán picos de bastante amplitud entre las frecuencias $1X$ y $5X$ frecuencia de red [18 pág. 112].

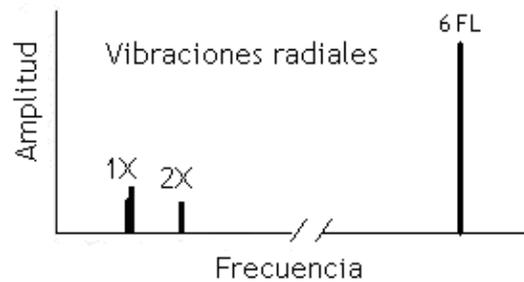


Figura 5.2. Vibraciones en un motor de corriente continua.

5.2.2. Motores eléctricos de corriente alterna (CA)

Hay dos tipos de motores eléctricos de corriente alterna: el motor síncrono y el motor de inducción. Cada uno de estos tipos puede usar corriente monofásica o trifásica. En aplicaciones industriales los motores trifásicos son los más comunes, debido a su mayor rendimiento. El motor síncrono está mucho menos generalizado que el motor a inducción, pero se usa en algunas aplicaciones especiales, que requieren una velocidad absolutamente constante o una corrección del factor de potencia. Los motores de inducción y los motores síncronos son similares en muchos aspectos pero tienen algunos detalles diferentes.

5.2.2.1. Motores síncronos

La característica fundamental de un motor síncrono es que su velocidad de giro es constante y depende de la frecuencia de la red eléctrica a la que está conectado y del número de polos del motor, siendo conocida esa velocidad como velocidad de sincronismo [18].

Aunque las causas que generan vibraciones en el motor síncrono coinciden en cierta medida con las del motor asíncrono, que se analizarán a continuación, existe un fallo propio de los motores síncronos. Si hay bobinas sueltas en el estator se genera vibración de gran amplitud a la frecuencia de paso de bobinas (Coil Pass Frequency, CPF), rodeada de bandas laterales a 1X RPM. La CPF se define como:

$$\text{CPF} = \text{número de bobinas en el estator} \times \text{RPM}$$

5.2.2.2. Motores de inducción (o asíncronos).

La diferencia entre el motor de inducción y el motor síncrono es que en el motor de inducción el rotor no es un imán permanente sino un electroimán. Este rotor tiene barras de conducción en toda su longitud, incrustadas en ranuras a distancias uniformes alrededor de la periferia. Las barras están

conectadas con anillos a cada extremidad del rotor. Debido a este ensamblado los motores de inducción se llaman motores de jaula de ardilla.

Si no hubiera fricción en el sistema el rotor giraría a una velocidad síncrona, pero no produciría un par útil [9]. Bajo esta condición no habría movimiento relativo entre las barras del rotor y el campo rotativo del estator, y no habría inducción de corriente en ellas. En el momento en que se aplica una carga al motor la velocidad se reduce, lo que provoca que las barras del rotor corten las líneas magnéticas de fuerza del campo del estator y creen la fuerza de repulsión en el rotor. El campo magnético inducido en el rotor se mueve en la dirección opuesta a la rotación, y la velocidad de este movimiento depende de la carga aplicada. Esto quiere decir que las RPM siempre serán inferiores a la velocidad síncrona. La diferencia entre la velocidad actual y la velocidad síncrona se llama deslizamiento. Cuanto mayor es el deslizamiento, mayor es la corriente inducida en las barras del rotor, y mayor el par. Por este motivo se puede saber si alguna barra está dañada o rota, ya que la corriente inducida en ella y la velocidad serán menores, y por tanto también disminuirán la frecuencia de deslizamiento (F_S) y la frecuencia de paso de polos (F_P). Estas frecuencias deben ser conocidas para poder analizar el espectro vibratorio obtenido, y se definen como:

$$F_S = \frac{2 \times F_L}{P} - RPM \qquad F_P = F_S \times P$$

donde F_L es la frecuencia de la línea eléctrica y P es el número de polos del motor [18].

En los motores asíncronos el doble de la frecuencia de red es un componente de vibración que aparece en condiciones normales de funcionamiento, es decir, el espectro siempre muestra vibraciones a 100 Hz (6000 RPM) ó 120 Hz para motores alimentados a 50 ó 60 Hz respectivamente [9].

Los motores de inducción son los más utilizados como elemento auxiliar de un motor de combustión interna, por lo que el análisis de vibraciones que se realiza a continuación se va a centrar en este tipo de motores.

5.3. Fuentes de vibración eléctricas

Las vibraciones ocasionadas por problemas eléctricos dependen de las condiciones de carga del motor. A medida que se modifica la carga, la amplitud de la vibración y/o las variaciones de fase pueden indicar cambios significativos en el estado del motor. Esto explica por qué los motores eléctricos que han sido probados y equilibrados en condiciones sin carga muestran cambios drásticos de los niveles de vibración cuando vuelven a ser puestos en servicio.

Las principales causas de vibraciones de naturaleza eléctrica son: barras dañadas o sueltas en el rotor y láminas del rotor o devanados del estator en cortocircuito. A continuación se estudian en detalle.

5.3.1. Barras del rotor dañadas o sueltas.

Si una barra del rotor tiene más resistencia que las otras debido a grietas o roturas habrá menos corriente inducida en ella, y cuando esté alineada con los polos producirá un poco menos de par en este punto del ciclo de deslizamiento. Esto se traduce en el aumento de amplitud de la vibración a la frecuencia $1X$ RPM en el espectro y en la aparición de bandas laterales alrededor del componente de vibración distanciadas la frecuencia de paso de polos (figura 5.3). Aparte de esto, si una barra del rotor está rota generará bandas laterales a F_p alrededor del tercer, cuarto y quinto armónicos (figura 5.4).

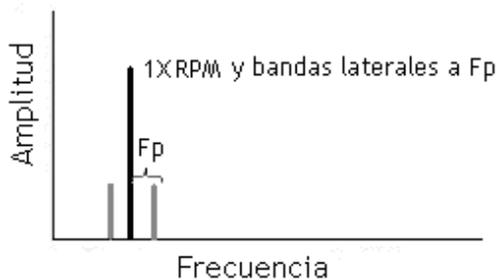


Figura 5.3. Barra del rotor dañada

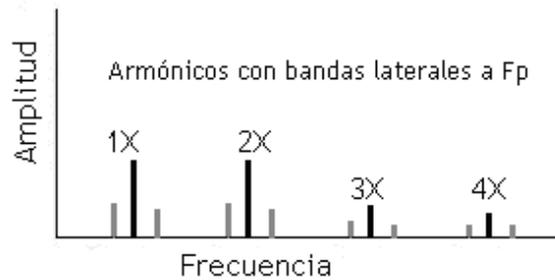


Figura 5.4. Barra del rotor rota

En el caso de existir barras sueltas en el rotor, en el análisis espectral aparecen bandas laterales separadas una frecuencia de $2.F_L$ alrededor de la frecuencia de paso de barras del rotor (RBPF) y /o sus armónicos, como se ve en la figura 5.5 [18 pág 124].

$$RBPF = \text{número de barras del rotor} \times \text{RPM}.$$

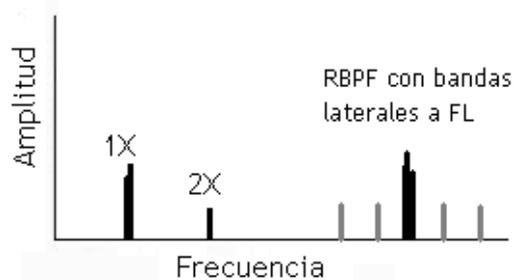


Figura 5.5. Espectro correspondiente a un rotor con barras sueltas.

5.3.1.1. Monitorización del estado de las barras del rotor

Es importante conocer el estado de las barras del rotor, ya que son numerosos los fallos que pueden producirse en ellas pudiendo llegar a la destruir el motor eléctrico. El estado de las barras del rotor en un motor de

inducción se puede estudiar haciendo un análisis de frecuencia de la corriente de entrada del motor.

La presencia de una barra de rotor defectuosa causa una ligera reducción en el par del motor cada vez que un polo del campo magnético rotativo pasa cerca de ella. Esto ocurre con el doble de la frecuencia del deslizamiento (en el caso de un motor de dos polos). Dicha reducción también resulta en una disminución de la corriente de entrada hacia el motor en la misma proporción. Esta reducción periódica en la corriente del motor en realidad es una modulación de amplitud de la misma. La cantidad de modulación está relacionada con la gravedad del problema en la barra del rotor.

Una buena manera para detectar si hay modulación de la corriente es buscar bandas laterales alrededor de 50 Hz, localizadas a una distancia igual a la frecuencia de paso de polos ($F_P = F_S \times \text{número de polos}$). Esto se puede hacer colocando una pinza a una fase de la línea de entrada y conectándola al analizador de espectros (figura 5.6).

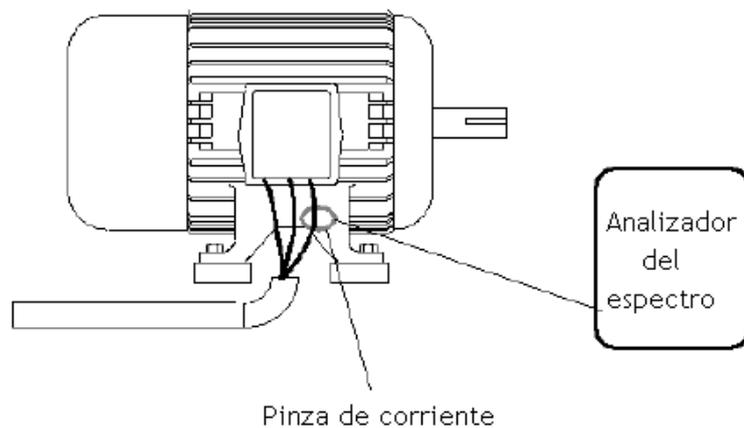


Figura 5.6. Esquema para el análisis de la corriente del motor.

Para esta prueba el motor deberá operar bajo carga ya que sin carga el deslizamiento será muy lento y no se desarrollará ningún par apreciable. Sólo es necesario medir una fase de un motor trifásico. El analizador de espectro deberá ser capaz de generar un espectro de alta resolución desde 0 Hz hasta 70 Hz o un espectro zoom, desde 50 a 70 Hz. La alta resolución y el espectro zoom son deseables, ya que las bandas laterales causadas por variaciones de carga se sitúan a una separación del doble de la frecuencia de deslizamiento de la frecuencia de línea, 60 Hz (prueba realizada en EEUU). Por ejemplo para un motor de dos polos que gira a 1760 RPM, la frecuencia de deslizamiento será de:

$$\frac{f_{RED} \cdot 60}{2} - 1760 = 1800 - 1760 = 40 \text{ RPM, lo que equivale a } 0,667 \text{ Hz.}$$

Las bandas laterales estarán ubicadas a dos veces esta frecuencia, 1,334 Hz.

Si las bandas laterales tienen una amplitud de -60 a -55 dB tomando como referencia la amplitud del pico de 60 Hz (0 dB) se considera que las barras del rotor se encuentran en correcto estado, pero si alcanzan valores de -

40 dB, por debajo del pico de 60 Hz, es una indicación de barras dañadas (figura 5.7)[9].

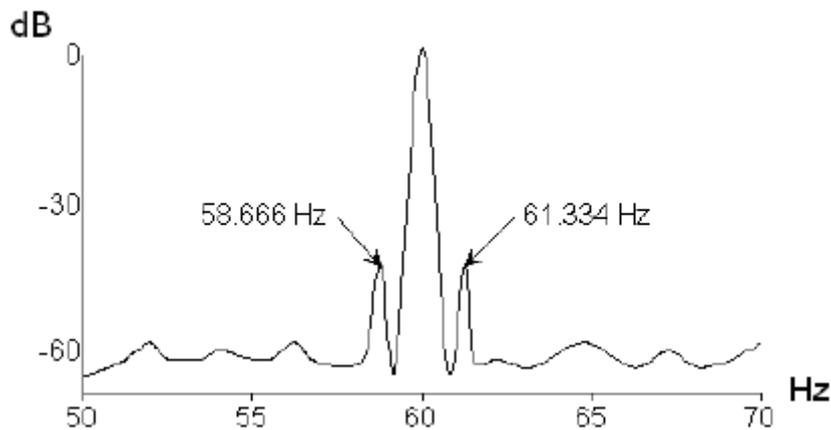


Figura 5.7. Espectro vibratorio de un motor de 1760 RPM con barras del rotor dañadas.

Aparte de los problemas en barras del rotor existen otros problemas de naturaleza eléctrica que generan vibraciones.

5.3.2. Láminas del rotor en cortocircuito

El rotor y el estator de motores CA están hechos de hojas delgadas aisladas unas de otras. Esto impide que las corrientes inducidas magnéticamente circulen en el hierro y provoquen calentamiento. Si las hojas están en cortocircuito, en algunos lugares ocurrirá un calentamiento local. Las hojas en corto aumentan la amplitud de la vibración a 100 Hz ($2.F_L$).

5.3.3. Cortocircuito entre devanados del estator

Se trata de un fallo bastante común que reduce la capacidad del motor de producir un campo magnético equilibrado. Esto se traduce en un aumento en la vibración de la máquina a frecuencia 1X RPM, y a más largo plazo conlleva a la degradación del aislamiento y daños en los rodamientos del rotor [40].

Una vez analizadas las vibraciones causadas por problemas eléctricos se van a estudiar aquellas relacionadas con fallos mecánicos propios de motores eléctricos.

5.4. Fuentes mecánicas de vibración en motores

Como ya se ha dicho al comenzar este capítulo, los motores eléctricos padecen todos los defectos mecánicos que se encuentran en otras máquinas rotativas, además de algunos específicos que se explican a continuación.

5.4.1. Flexión térmica del rotor

Un calentamiento desigual del rotor debido a una distribución de corriente desigual por una barra del rotor desalineada causa una flexión en el rotor. La flexión del rotor provoca un desequilibrio, con todos sus síntomas usuales. Se puede detectar por el hecho que desaparece cuando el motor está frío.

5.4.2. Rotor excéntrico

El rotor debe estar concéntrico respecto de las bobinas del estator. Si no es el caso, se genera un desequilibrio que puede afectar a rodamientos y modular alguna de las frecuencias presentes en el sistema.

Estos efectos causan generalmente bandas laterales a $\pm 2X$ la frecuencia de deslizamiento alrededor del pico $1X$ RPM causado por el desequilibrio. Además de lo anterior, un rotor excéntrico provoca vibraciones a la frecuencia $2.F_L$ rodeadas de bandas laterales separadas la frecuencia de paso de polos (F_P).

La frecuencia de paso de polos aparece en la zona de baja frecuencia, como se ve en la figura 5.8 [18].

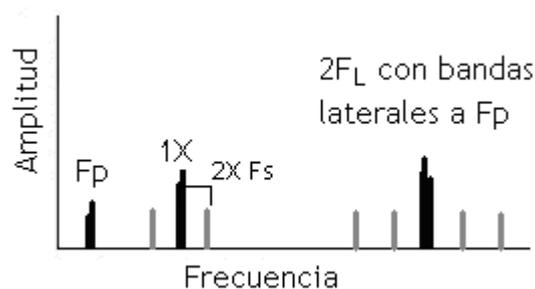


Figura 5.8. Espectro vibratorio de un motor eléctrico con rotor excéntrico.

5.4.3. Defectos en el estator. Holgura en devanados.

Un motor de inducción consta de una serie de bobinas en el estator, las cuales generan un campo magnético rotatorio. Este campo genera fuerzas en el estator. Si los enrollamientos eléctricos del estator del motor presentan una holgura, aunque sea leve, el nivel de vibración a 100 Hz ($2.F_L$) aumentará (figura 5.9). Esta situación es altamente destructiva, ya que se desgastan los

bobinados, lo que provoca cortocircuitos y fallo del estator. En algunas máquinas, como generadores CA, la holgura en los enrollamientos genera armónicos de medio orden de la frecuencia de excitación de 100 Hz [9].

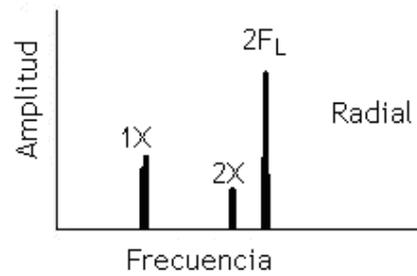


Figura 5.9. Vibraciones debidas a holguras en devanados del estator

5.4.4. Problemas de ajuste de fase. Conectores flojos.

Los problemas de ajuste de fase debido a conectores rotos o flojos pueden causar excesivos niveles de vibración a $2.F_L$, con bandas laterales a su alrededor espaciadas un tercio de la frecuencia de red ($1/3.F_L$) (figura 5.10).

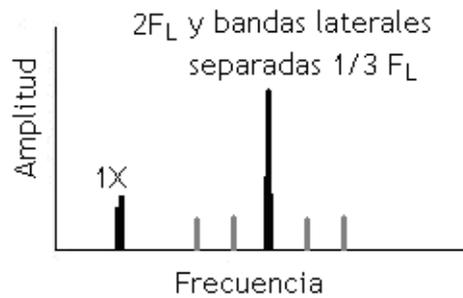


Figura 5.10. Excitación del doble de la frecuencia de red causada por conectores flojos

La tabla 5.1 muestra todos los fallos analizados a lo largo del capítulo, clasificados en función del tipo de motor e indicando frecuencias típicas y comentarios.

Fallo	Tipo motor	Efecto
Barras del rotor dañadas	asíncronos	Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM con bandas laterales a Fp
Barras del rotor rotas	asíncronos	Bandas laterales a Fp alrededor de 1X, 2X, 3X y 4X RPM
Láminas del rotor en cortocircuito	motores CA	Aumento de la vibración a frecuencia 2.F _L
Flexión térmica del rotor	motores CA	Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM (como desequilibrio)
Rotor excéntrico	todos	Vibración a 1X RPM con bandas laterales a $\pm 2X F_s$
Holgura devanados estator	todos	Aumento de la vibración a frecuencia 1X, 2X RPM y 2.F _L
Conectores flojos	todos	Aumento de la vibración a frecuencia 2.F _L con bandas laterales a 1/3.F _L
Problemas en SCR	motores CC	Vibración de gran amplitud a frecuencia 6. F _L
Bobinas sueltas	síncronos	Pico de vibración a CPF con bandas laterales a 1X RPM
Barras del rotor sueltas	asíncronos	Vibración a RBPF con bandas laterales separadas 2. F _L
Cortocircuito devanados estator	todos	Aumento de la vibración a frecuencia 1X RPM

Tabla 5.1. Fallos que generan vibraciones en motores eléctricos

Anexo 6

Sobrealimentación del motor: Turbocompresor

En este anexo se analiza la importancia del turbocompresor en la mejora del rendimiento del motor y su funcionamiento. Se estudian las partes que forman el turbo, así como los distintos fallos en cada una de ellas que pueden generar vibraciones. Una vez conocidos los fallos, con sus frecuencias correspondientes, se analiza el modo y posición en la que conviene colocar los sensores de medida de vibración para obtener los datos deseados.

6.1. Introducción

La función del turbocompresor consiste en sobrealimentar el motor, es decir, aumentar la presión del aire de entrada a los cilindros. Un motor sobrealimentado puede conseguir hasta un 40% más de potencia que un motor de iguales características no sobrealimentado [76].

Para realizar la sobrealimentación se necesita una máquina capaz de tomar el aire a la presión atmosférica y comprimirlo para conseguir una sobrepresión. De esta tarea se encargan los compresores. El compresor más empleado en motores es el turbocompresor centrífugo y está accionado por una turbina alimentada mediante los gases de escape.

6.2. Funcionamiento del grupo turbocompresor

El grupo de turbocompresión, habitualmente denominado turbo, aprovecha la energía con la que salen los gases de escape del motor para impulsar una turbina colocada en la salida del colector de escape. Dicha turbina se une mediante un eje a un compresor colocado a la entrada del colector de admisión. Gracias al movimiento giratorio que transmite la turbina a través del eje común, el compresor eleva la presión del aire que entra a través del filtro y consigue que mejore la alimentación del motor. El turbo impulsado por los gases de escape alcanza velocidades muy elevadas, por tanto, hay que tener muy en cuenta el sistema de lubricación de los cojinetes donde se apoya el eje común de los rodetes de la turbina y el compresor, ya que el mínimo desgaste o lubricación inadecuada dará lugar a un elevado nivel de vibraciones. También hay que saber que las temperaturas a las que va a estar sometido el turbo en su contacto con los gases de escape van a ser muy elevadas (alrededor de 750 °C), capaces de provocar dilataciones térmicas que variarán las dimensiones de los elementos, pudiendo generar vibraciones por roces entre distintas partes del bloque [20].

6.3. Partes del turbo

El conjunto está formado principalmente por una turbina y un compresor que se encuentran en sus respectivas carcasas, de formas opuestas y unidas ambas por un eje común, ubicado en la parte central (figura 6.1). Este eje está sometido a altas sollicitaciones mecánicas debido al giro, y además debe soportar elevadas temperaturas.

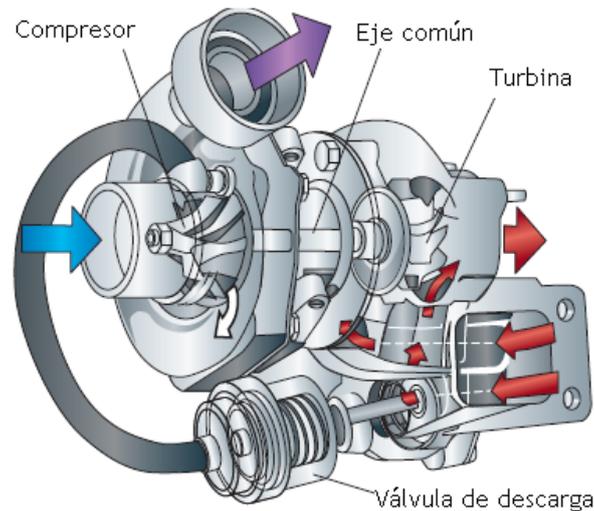


Figura 6.1. Turbocompresor

El eje se apoya sobre casquillos o rodamientos situados en sus extremos, los cuales han de trabajar en condiciones exigentes, y está en contacto con el circuito de lubricación para conseguir un perfecto movimiento y una buena refrigeración.

En una parte anexa al turbocompresor se encuentra la válvula de descarga, que se encarga de limitar la presión de sobrealimentación del turbo desviando una cantidad de gases de escape directamente al escape, sin pasar por la turbina.

Los turbos están formados por una serie de elementos comunes a todos ellos, sin embargo, pueden presentar notables diferencias constructivas y de funcionamiento atendiendo, principalmente, a la clasificación en turbos de geometría fija y turbos de geometría variable.

6.3.1. Turbos de geometría fija y variable

En este punto se va a diferenciar entre grupos de turbocompresión de geometría fija y variable, ya que el diseño de la turbina y los fallos que pueden ocurrir son, en parte, diferentes.

Un turbo de geometría fija tiene una turbina radial cuya principal ventaja es que produce el mismo trabajo en una sola etapa que una turbina axial en dos o más etapas. Las turbinas, al igual que compresores y otras

turbomáquinas, tienen en su espectro de vibración un componente importante a la frecuencia de paso de álabes. La amplitud de este componente depende de las características internas de la unidad. Si estas cambian, por ejemplo debido a un álabe agrietado, distorsionado o picado o a un aumento de la holgura, la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes aumentará [20].

Los turbos de geometría variable tienen la característica de que incluso para bajas revoluciones del motor se nota su efecto, eliminando el gran inconveniente de los turbos de geometría fija. Para conseguir esto, se dispone en el estator de la turbina una corona con un número de álabes móviles en su periferia.

En un turbo convencional, en el estado de funcionamiento a bajo régimen de rotación del motor la energía de los gases de escape es baja, y produce un giro lento de la turbina de escape y, como consecuencia, una presión de sobrealimentación mínima. Sin embargo, en un turbo de geometría variable, al poder cerrar casi totalmente los álabes fijos de la turbina, la sección de paso entre ellos es mínima (figura 6.2), lo que hace aumentar la velocidad de los gases a su paso por ellos, creando una mayor velocidad de giro de la turbina y por tanto del compresor, aumentando la sobrealimentación en estos bajos regímenes.

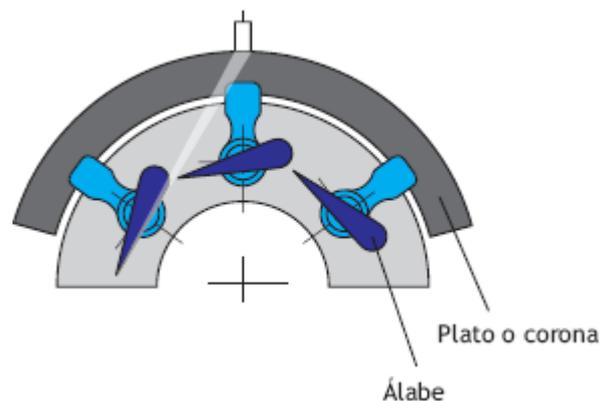


Figura 6.2. Álabes de turbina de un turbo de geometría variable.

Al aumentar la velocidad de giro aumenta de igual forma la velocidad de los gases de escape y por tanto su energía cinética. En esta situación se eleva la velocidad del rotor del turbocompresor, aumentando la presión de sobrealimentación y, a través de un tubo de conexión, varía la posición de los álabes móviles por medio de un conjunto de varillas. La posición final de los álabes móviles depende de la presión de sobrealimentación, estando estos totalmente abiertos (mayor sección de paso de gases) cuando se alcancen los valores máximos de presión establecidos. Con este aumento de la sección de paso de los gases de escape disminuye la velocidad con la que inciden en el rotor de la turbina, obteniéndose velocidades de giro del compresor iguales o inferiores a las conseguidas con regímenes bajos.

La lubricación en los turbos de geometría variable es aún más comprometida que en los turbos de geometría fija, porque además de los rodamientos tiene que lubricar el conjunto de varillas, ya que de no ser así, al adherirse suciedades a las varillas, las guías y compuertas se agarrotan y el

turbo deja de trabajar correctamente, con pérdida de potencia por parte del motor.

Una vez explicado el objetivo, funcionamiento y partes del turbo, se analizan las vibraciones que tienen lugar en dicho sistema.

6.4. Vibraciones en turbos

El correcto estado del turbo es fundamental para asegurar un funcionamiento eficiente y seguro del motor de combustión. Las vibraciones que se generan en un turbo son las típicas de una máquina rotatoria, es decir, las producidas por fallos en rodamientos y casquillos, ejes desalineados, desequilibrados, excéntricos o doblados, problemas de lubricación, y las producidas como consecuencia de fallos tanto en el compresor como en la turbina.

En la práctica, las principales averías que se detectan mediante el análisis de vibraciones en turbos son las siguientes [46]:

- Desequilibrio y desalineación.
- Holgura y/o desgaste excesivo de cojinetes.
- Pérdida de lubricación en cojinetes.
- Rotura de álabes, que puede desembocar en la destrucción del rotor.
- Ensuciamiento excesivo del rotor.
- Erosión, pérdida de material y corrosión.

Aparte de las vibraciones provocadas por las causas anteriores, pueden aparecer en el análisis espectral vibraciones propias del grupo de turbocompresión, algunas de las cuales están condicionadas por el diseño del sistema.

6.4.1. Características del diseño de turbos que influyen en las vibraciones

De forma abreviada se puede afirmar que los aspectos del diseño de los grupos de turbocompresión que influyen en su comportamiento dinámico y condicionan, por tanto, su estado vibratorio son los siguientes [46]:

- Situación del turbo respecto al motor: suele ir en un extremo, ya que la energía para el accionamiento del turbo se extrae de la energía desperdiciada en los gases de escape del motor, y el escape está situado en un extremo. Los gases se descargan a la atmósfera después de pasar por la turbina [90].
- La estructura soporte del turbo descansa sobre el propio motor, sólo en el caso de grandes potencias la estructura soporte del turbo es independiente

del propio motor. Este hecho hace que vibraciones en el motor puedan transmitirse a la base y de ahí al turbo, o viceversa.

- Las velocidades de giro del rotor de la turbina están comprendidas entre 20000RPM y 300000 RPM, dependiendo de la aplicación (generación eléctrica, motores industriales, automoción). Al escoger el rango de frecuencias a analizar hay que tener en cuenta que la elevada velocidad de giro genera vibración a alta frecuencia ($BFP = n^{\circ} \text{ álabes} \times \text{RPM}$), cuya amplitud aumenta notablemente en caso existir defectos en los álabes.
- Temperaturas de funcionamiento muy altas (600-900°C), lo que se traduce en una dilatación del aire y pérdida de oxígeno en una misma unidad de volumen, lo que hace que el excesivo calor de la mezcla en la cámara de combustión eleve la temperatura de funcionamiento del motor, por lo que la refrigeración tradicional del mismo puede resultar insuficiente. Debido a las altas temperaturas que alcanza el turbo, el aceite ha de realizar una doble función de lubricación y refrigeración, lo que significa que está sometido a condiciones mucho más duras y extremas que en un motor sin sobrealimentación. Por ello, los motores turboalimentados tienen el depósito de aceite sobredimensionado para tener una cantidad adicional para el uso de este mecanismo. Es importante destacar aquí la calidad del aceite a emplear en los motores con turbo, ya que una lubricación deficiente puede causar fallos en el turbo, y posteriormente en el motor de combustión [87].
- El conjunto rotatorio compresor-turbina suele apoyarse sobre casquillos lubricados a presión colocados en el eje que une el rotor del compresor y la turbina. Este tipo de cojinetes y su modo de engrase, sumados a las ya citadas temperatura y velocidad de giro del eje, requieren una perfecta lubricación y un exhaustivo control del estado de cada uno de los componentes del turbo [90].

En el siguiente subapartado se analizan de forma más detallada las vibraciones propias del grupo de turbocompresión.

6.4.2. Vibraciones en el conjunto turbocompresor-turbina

Las principales vibraciones que pueden darse en compresor y turbina son debidas, principalmente, a problemas en el eje, lubricación defectuosa, mal estado de cojinetes y rodamientos, desequilibrio del rotor por suciedad, incrustaciones o álabes dañados o erosionados.

Los espectros vibratorios del compresor centrífugo y de la turbina son similares. En ambos, incluso en condiciones normales de funcionamiento, aparece la frecuencia de paso de álabes. En el caso de que haya álabes dañados o erosionados habrá un incremento en la amplitud de la frecuencia de paso de álabes y también aparecerán bandas laterales a su alrededor. En algunos casos, en función de la gravedad del defecto en álabes, aumentará la amplitud de los armónicos de la frecuencia de paso de álabes.

El compresor y la turbina están unidos a través del eje común, por lo que cabe esperar que vibraciones en una de las partes puedan afectar al resto del conjunto.

La figura 6.3 muestra un espectro de vibración típico de un compresor centrífugo con 6 álabes [9]. En ella se puede observar la presencia del pico a la frecuencia de paso de álabes (BFP), sus armónicos (2X, 3X, 4X, 8X RPM) y bandas laterales junto a todos ellos, lo cual indica que hay álabes dañados.

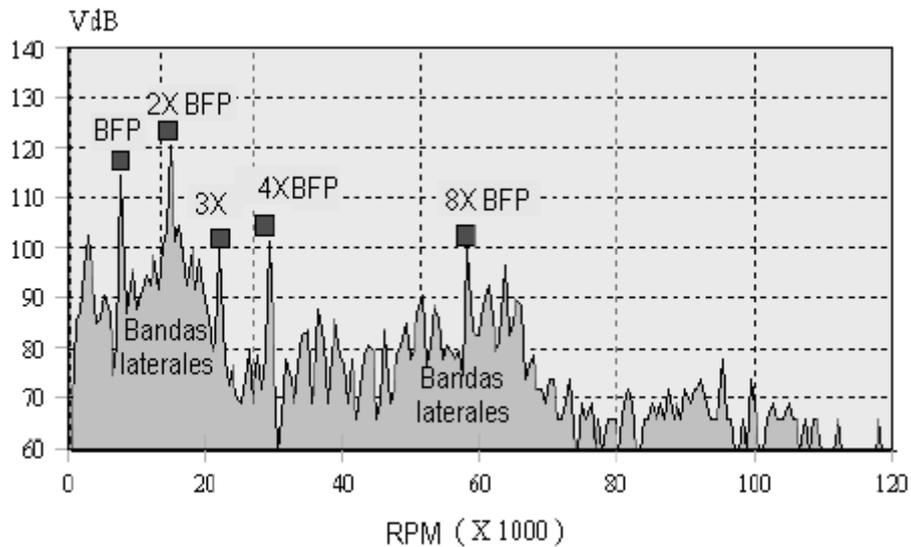


Figura 6.3. Espectro vibratorio de un compresor centrífugo con daños en los álabes.

Aparte de las vibraciones causadas por álabes dañados o erosionados, el turbocompresor y la turbina pueden sufrir desequilibrios dinámicos en caso de que se le peguen restos de aceites o carbonillas a los álabes del rodete, los cuales producirán vibraciones a frecuencia 1X RPM y armónicos, que entrando en resonancia pueden romper la película de engrase y provocar fallos muy graves. Esta situación es más frecuente en el caso de las turbinas, ya que son accionadas por los gases de escape del motor, los cuales contienen partículas procedentes de la combustión, mientras que el aire que pasa por el compresor proviene del ambiente y está libre de carbonillas [51].

Un fallo propio de los compresores centrífugos son las oscilaciones o turbulencias aerodinámicas. Éstas son un problema de dinámica de fluidos a la salida del compresor, que por lo general causan vibración a una frecuencia menor de 1X RPM. Muchas veces están causadas por una presión de salida incorrecta.

En lo referente a las vibraciones generadas en turbos de geometría variable (TGV) el ya citado movimiento de los álabes fijos de la turbina por medio de las varillas puede ser fuente de vibraciones si dichas uniones sufren algún defecto. Si alguno de los álabes está mal fijado generará vibraciones, que serán el resultado de combinaciones de excitación del paso de álabes y la distorsión de flujo debido al movimiento aleatorio. Si se analiza un turbo de geometría variable en el que los álabes fijos de la turbina están sueltos o mal fijados, en el espectro, aparte de las frecuencias típicas de turbinas, aparecerán vibraciones aleatorias a frecuencias próximas a 5000 Hz [14].

A continuación se citan los fallos más comunes del grupo turbocompresor, así como los puntos más adecuados para la colocación de los transductores, con el fin de lograr las medidas más útiles posibles. La tabla 6.1 resume todas las causas de vibración en turbos y las frecuencias a las que ocurre cada una de ellas [27 pág.433], siendo la frecuencia de funcionamiento la velocidad de giro del eje (1X RPM eje).

Frecuencia predominante	Causa de la vibración
0-40% de la frecuencia de funcionamiento	Holguras Cojinetes de empuje dañados Presión salida del compresor incorrecta
40-50% frecuencia de funcionamiento	Holguras en cojinetes Remolino de aceite
Frecuencia de funcionamiento	Desequilibrio Desalineación Excentricidad Fuerzas en tuberías Resonancias Acoplamientos defectuosos
Frecuencias poco comunes	Holguras en carcasa y apoyos Golpes de presión Fallos en las transmisiones Vibraciones en válvulas Álabes fijos de turbina mal fijados en TGV (5000 Hz).
Frecuencias muy altas	Látigo seco (Dry whirl) Álabes dañados (vibrac. a BFP) Rodamientos dañados

Tabla 6.1. Causas de vibración en turbinas (Frecuencia de funcionamiento = 1X RPM eje).

Para conocer el estado de las distintas partes se pueden medir vibraciones en puntos cercanos a cada elemento (compresor, turbina, cojinetes). Normalmente, los sensores se posicionan en cojinetes y en otros puntos significativos según el tipo de máquina. Es habitual colocar los

transductores directamente en la carcasa de los cojinetes guía, de los cojinetes de empuje y en otros puntos que se considere necesario (por ejemplo, en ejes). También se puede colocar un transductor de vibración en un punto que permita obtener un espectro de vibración de toda la máquina, es decir que puedan visualizarse los diferentes componentes de vibración citados en la tabla 6.1. Colocando un transductor adecuado en un punto de la carcasa del turbo, tal y como muestra la figura 6.4 pueden obtenerse espectros vibratorios en los que analizar el estado de los álabes de rotor de compresor y turbina y de los casquillos o rodamientos [81].

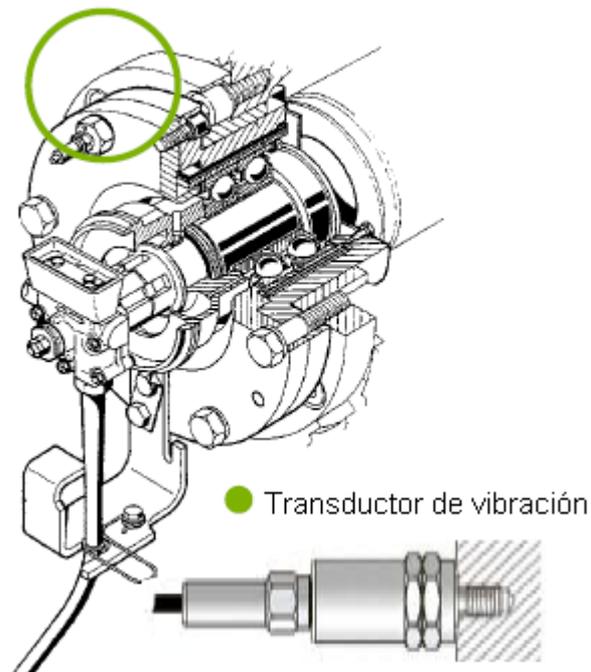


Figura 6.4. Localización de un transductor de vibración en un grupo turbocompresor.

Los transductores empleados suelen ser acelerómetros, sondas de proximidad y captadores piezoeléctricos para las pulsaciones de presión.

A continuación se muestran algunos casos reales de análisis de vibraciones en turbinas y los resultados obtenidos [38].

6.5. Casos reales de análisis de vibraciones en turbinas

En primer lugar se tiene el análisis correspondiente a una turbina con daños en el cojinete. La figura 6.5 muestra el espectro vibratorio de un caso típico de desgaste en un cojinete de empuje. En el espectro de vibraciones destaca la aparición de picos a frecuencias por debajo de $0,5X$ RPM, propios del desgaste de casquillos, y el crecimiento del nivel de base. Al haber una vibración de bastante amplitud a exactamente $0,5XRPM$ podría considerarse un problema de holgura. El nivel de amplitud de la BFP y sus bandas laterales no son los suficientemente altos como para considerar la existencia de un álabe dañado. Se puede apreciar que se trata de una turbina con siete álabes ya que la BFP es siete veces mayor que la velocidad de giro.

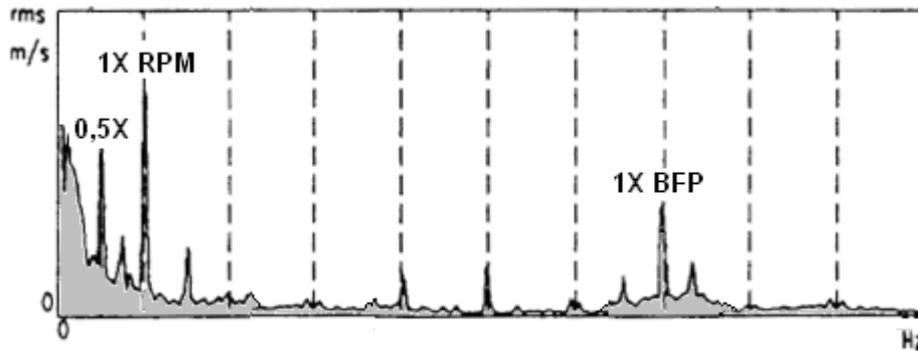


Figura 6.5. Espectro vibratorio de turbina con cojinete desgastado [daños].

Los defectos en cojinetes, tanto en casquillos como en rodamientos, son una de las causas de vibraciones más frecuentes en grupos turbocompresores. La detección a tiempo de dichos defectos es fundamental para evitar que las vibraciones generadas se transfieran a otros elementos o lleguen a destruir los cojinetes sobre los que se apoya el eje que une el compresor con la turbina. La solución para diagnosticar el estado de los cojinetes del turbo pasa por instalar transductores en los alojamientos de los cojinetes, tanto en el lado del compresor como en el de la turbina, tal y como muestra la figura 6.6 [81].

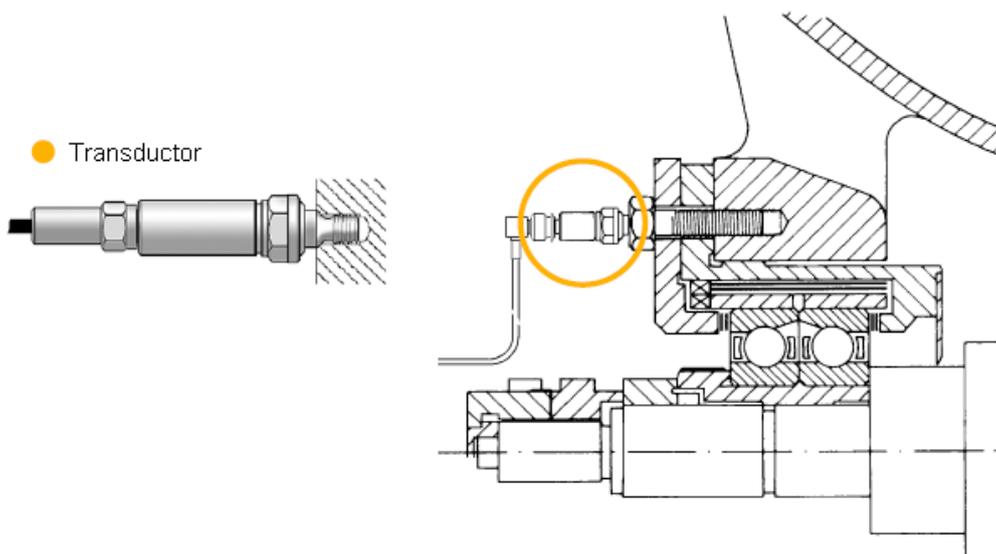


Figura 6.6. Transductor próximo al cojinete del lado del compresor o de la turbina.

Un segundo caso que se analiza corresponde a un espectro en el cual se aprecian vibraciones debidas a la interacción rodete-carcasa, consecuencia de álabe dañado, y resonancia en el rotor. Se tiene vibración elevada en la máquina debido a la coincidencia entre un armónico del paso de álaves y un modo propio del rotor. En la figura 6.7 se ha representado el espectro vibratorio donde destaca un pico a la frecuencia de paso de álaves cuya amplitud se ve aumentada por una resonancia [38]. Si no fuese así, es decir, si hubiese álaves dañados pero la BFP no coincidiese con un modo propio, la vibración a la BFP no sería tan elevada. La resonancia entre la frecuencia de paso de

álabes y alguna frecuencia propia de la turbina puede estar provocada por restos de aceite o carbonillas pegados a los álabes de los rodetes [76].

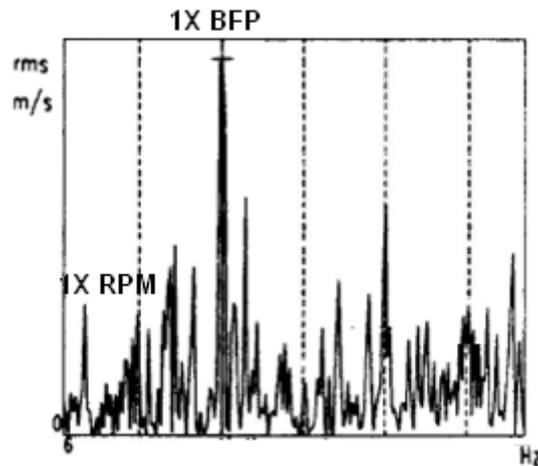


Figura 6.7. Vibraciones en turbina en resonancia.

Como ya se ha comentado al inicio del capítulo, los turbocompresores tienen las mismas fuentes de vibración que todas las máquinas giratorias, como desequilibrio, desalineación, holgura mecánica,... pero debe apuntarse que por lo general están montados sobre casquillos, lo cual genera otro conjunto de fuentes de vibración: las inestabilidades propias del giro en suspensión dinámica. Las inestabilidades más comunes son el remolino de aceite (oil whirl) y el latigazo de aceite, problemas ya explicados en el segundo anexo [49].

Anexo 7

Diagnóstico de MACI basado en vibraciones en las líneas de inyección

Aunque las líneas de inyección no constituyen un sistema auxiliar propiamente dicho, las variaciones anómalas de presión en ellas van a generar vibraciones. Estas variaciones de presión pueden tener su origen en diversos problemas que conviene conocer e identificar, puesto que en su mayoría están asociados a problemas en el sistema de inyección o combustión los cuales imposibilitan el correcto funcionamiento del motor. En las líneas de inyección siempre se dan variaciones de presión, consecuencia del funcionamiento del sistema, se trata de identificar aquellas variaciones que no están asociadas al proceso de inyección en condiciones normales de operación.

7.1. Introducción

El sistema de inyección constituye el sistema de alimentación de los motores de combustión interna. Para realizar la combustión es necesario inyectar una determinada cantidad de combustible finamente pulverizado en la cámara de combustión. Dicha misión está encomendada a los inyectores, que reciben el combustible de la bomba de inyección. El combustible debe ser inyectado en la cámara de combustión en condiciones adecuadas (cantidad, presión, grado de pulverizado), pues el correcto funcionamiento de un motor depende en gran parte de una inyección correcta [53 pág 16].

7.2. Principales componentes del sistema de inyección

Como ya se ha comentado, en todo motor de combustión interna el sistema de inyección es el encargado de dosificar y dar presión al combustible para que llegue a los cilindros en la mejor situación, y posteriormente pulverizarlo dentro del cilindro. Los elementos encargados de cumplir estas necesidades son la bomba de inyección, que se encarga de proporcionar combustible a cada inyector en el momento oportuno y a la presión requerida, en una cantidad determinada para cada condición de funcionamiento del motor, y los inyectores, que pulverizan el combustible en el interior de las cámaras de combustión de forma uniforme sobre el aire comprimido que las llena.

Existen diferentes tipos de bombas e inyectores dependiendo de su aplicación. No es objeto de este proyecto profundizar en las principales configuraciones de sistema de inyección, por lo que no se estudian los distintos tipos de bombas e inyectores. Sin embargo, conviene tener presente un esquema general del funcionamiento de dicho sistema. La bomba de inyección hace llegar el combustible, previamente filtrado, con la presión adecuada a los

inyectores situados a la entrada de los cilindros. La figura 7.1 muestra diferentes configuraciones del sistema de inyección atendiendo al tipo de bomba y situación de los inyectores [78].

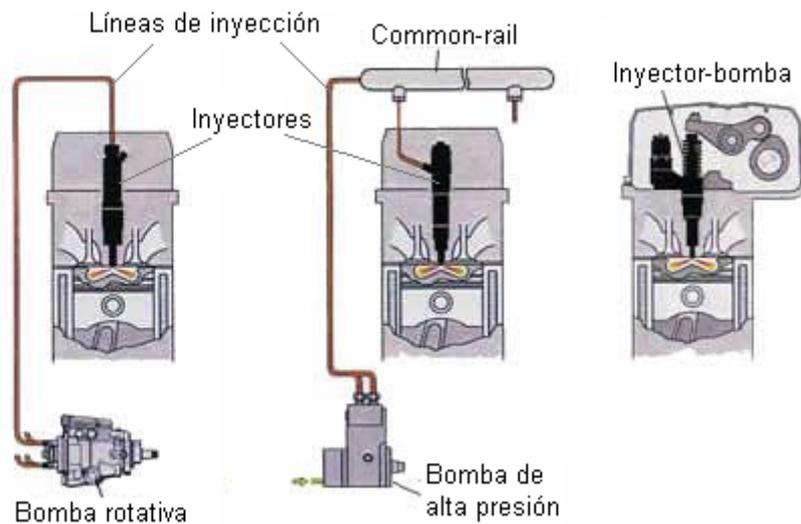


Figura 7.1. Distintas configuraciones del sistema de inyección.

El inyector, cualquiera que sea su tipo, se fija a la cámara de combustión por medio del portainyector. Las superficies de unión de inyector y portainyector deben tener un mecanizado perfecto, ya que de no ser así se producirían fugas de combustible, lo cual reduciría el caudal inyectado, haciendo que el motor funcione de forma defectuosa.

A continuación se van a estudiar con mayor detalle las causas que pueden dar lugar a variaciones de presión anómalas en las líneas de inyección, es decir en los conductos que unen la bomba de inyección con los inyectores. Las variaciones de presión pueden hacer que dichos conductos vibren de un modo determinado en función del origen de la variación de presión. Conociendo las diferentes formas de vibración se puede diagnosticar cuál es el problema que está modificando la presión del combustible a la entrada del inyector.

7.3. Variaciones de presión en las líneas de inyección

Aunque pueda parecer simple, los conductos de inyección tienen sus particularidades que los hacen una pieza vital del sistema. En el circuito de alta presión, los conductos entre la bomba de inyección y los inyectores se fabrican de acero, a causa de las altas presiones que alcanza el combustible durante el funcionamiento del motor [53 pág. 14]. En un motor real no todos los inyectores están a la misma distancia del émbolo correspondiente de la bomba de inyección, pero si se elabora cada conducto con la longitud mínima, éstos tendrían diferente longitud, por lo que la onda de presión que abre el inyector llegaría a unos inyectores antes que a otros y el comienzo de la inyección sería diferente entre los cilindros, esto evidentemente es indeseable, por lo que en la práctica todos los tubos se construyen de la misma longitud que el conducto del

cilindro más alejado [60]. En la figura 7.2 se puede observar que algunos conductos tienen curvas "innecesarias" para compensar el exceso de longitud. Estos tubos son de paredes muy gruesas relativas al diámetro exterior del tubo y, como ya se ha dicho, están hechos de acero resistente para evitar su expansión durante el trabajo.



Figura 7.2. Conductos de inyección de un MACI.

El comienzo de la inyección se produce siempre para la misma posición del pistón. La presión en la línea de inyección va aumentando y, cuando esta presión excede la fuerza que hace el muelle se abre la válvula de retención y se inyecta el combustible. Este proceso aunque es breve, toma cierto tiempo, por lo que el comienzo de la inyección debe hacerse un determinado tiempo antes de que el pistón haya alcanzado el punto muerto superior, a fin de que el combustible se evapore, mezcle e inflame antes de que el pistón llegue al punto adecuado después del punto muerto superior, y aproveche al máximo el incremento de presión producto de la combustión para producir trabajo útil [62]. El tiempo de anticipación al punto muerto superior en que comienza la inyección se mide en grados de ángulo de giro del cigüeñal y se conoce como ángulo de avance a la inyección. Mientras el combustible no salga por el inyector, la presión aumenta en toda la canalización [53 pág. 18].

Hasta ahora se ha visto el funcionamiento y las variaciones de presión características del proceso de inyección. A continuación se estudia cómo se puede emplear el análisis de vibraciones en los conductos de inyección para diagnosticar fallos en motores de combustión interna.

7.4. Diagnóstico de MACI basado en vibraciones en líneas de inyección

Existe una estrecha relación entre la vibración de un conducto de inyección a alta presión y el ángulo de avance a la inyección de combustible de un cilindro. Éste último constituye un parámetro importante para obtener una combustión adecuada y depende del estado de las partes que componen el mecanismo inyector. En este apartado se van a analizar las señales vibratorias

captadas en los conductos de inyección que alimentan diferentes cilindros. Dichas señales vibratorias pueden ser empleadas para diagnosticar un defecto provocada por un incorrecto ángulo de avance a la inyección, causado a su vez por un ajuste incorrecto entre partes o por el desgaste de alguna de ellas.

Como ya se ha comentado, en este caso, el análisis de vibraciones es una herramienta eficaz para detectar el ángulo de avance de inyección. Como se ha referido, este ángulo influye de forma significativa en el funcionamiento del motor. Si el ángulo de avance es demasiado grande la temperatura del aire en el cilindro es menor, por lo que las condiciones de la mezcla empeoran, lo que hace que el tiempo de combustión sea mayor y aumente el consumo de combustible. Por otra parte, si el ángulo es demasiado pequeño tendrá lugar una combustión incompleta. Por todo lo anterior, la correcta medida del ángulo de avance a la inyección supone una parte importante en el diagnóstico de motores.

A continuación se detalla el proceso de captación de las vibraciones en los conductos de inyección y el procesamiento y análisis de dichas señales hasta extraer el valor del ángulo de avance, con el fin de poder determinar el estado del sistema de inyección [52] [57].

7.5. Medida de vibración y determinación del ángulo de inyección

Las líneas de inyección de combustible a alta presión están unidas a la bomba de inyección y a los inyectores. Puesto que la presión en la bomba de inyección es pulsatoria, la señal vibratoria medida en las líneas de inyección tendrá unas características pulsatorias, y una frecuencia de vibración de acuerdo a la siguiente expresión [61]:

$$f = \frac{n \cdot j}{60 \cdot \tau}$$

Donde n es la velocidad del motor en RPM, j el número de cilindros y τ es un coeficiente que para motores de cuatro tiempos toma el valor de 2 y para un motor de dos tiempos será 1.

De este modo ya se conoce la frecuencia fundamental del sistema de inyección. Toda medida que se aleje notablemente de dicho valor será un indicativo de la existencia de algún problema. Para la obtención de los valores reales de vibración en un conducto de inyección se realiza un montaje según muestra la figura 7.3. El sensor capta las variaciones de presión y las transforma en variaciones de tensión (mV), como se ve en la figura 7.4. Una vez captada la señal, ésta es sometida a un proceso de filtrado y acondicionamiento, en el que se incluye el análisis FFT, para pasar la señal del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia. Se emplean para este propósito sensores de presión de capas gruesas o de alta presión, cuya célula de medición consiste en una membrana con una presión de referencia. En el centro de la membrana se encuentran dos elementos piezorresistivos activos, cuya conductividad varía bajo el efecto de un esfuerzo mecánico (presión) [91]. La presión del combustible actuando sobre dicho sensor genera un cambio en la relación de corriente/tensión eléctrica, siendo la cantidad de cambio proporcional a la presión.

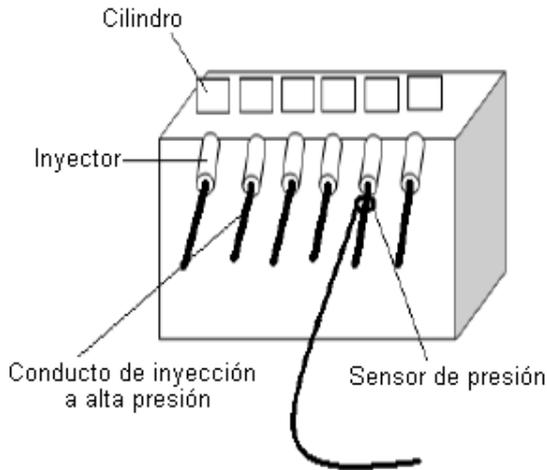


Figura 7.3. Localización del sensor de presión.

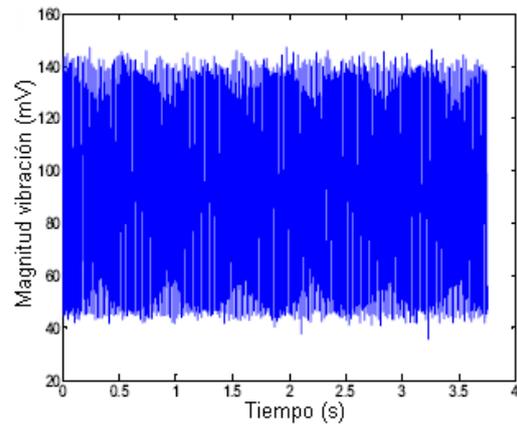


Figura 7.4. Señal vibratoria captada en el conducto de inyección.

La figura 7.5 muestra la vibración de la línea de inyección en el dominio de la frecuencia. Este ejemplo corresponde a un MACI de seis cilindros girando a 650 RPM. Sustituyendo estos valores en la ecuación anterior se obtiene una vibración cuya frecuencia fundamental es de 30 Hz y un segundo armónico de 60 Hz. Si se observa la figura 7.5 se ve que la vibración real medida en la línea de inyección tiene una frecuencia de 32 Hz (y un 2º armónico de 64 Hz). En este caso los valores reales de frecuencia de la vibración debida a la variación de presión no difieren mucho de los valores teóricos deseables, por lo que se puede asegurar que no existe ningún defecto en el sistema de inyección.

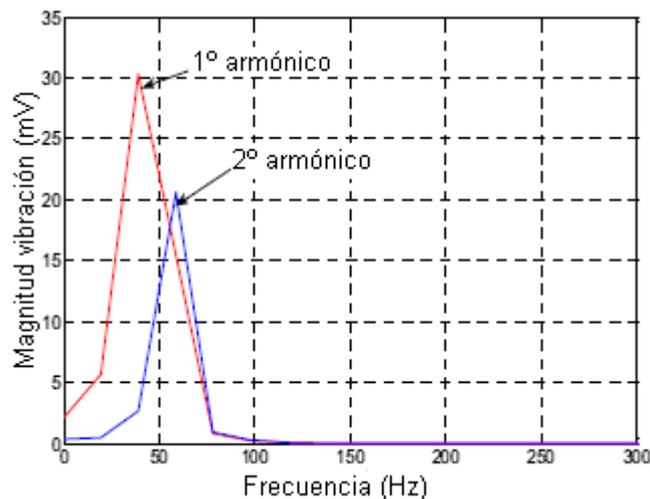


Figura 7.5. Primer y segundo armónico de la señal vibratoria captada.

Para realizar un análisis más completo habría que obtener el ángulo de avance a la inyección correspondiente a la frecuencia de la señal medida, para poder compararlo con el valor del ángulo de inyección aportado por el fabricante del motor. Para ello es preciso transformar un dato de frecuencia en un ángulo, lo cual se realiza a través de una serie de operaciones matemáticas de integración y diferenciación (ver referencia [61]). Si el valor de la frecuencia

de la vibración medida en la línea de inyección de uno de los cilindros fuese notablemente menor que el valor obtenido de forma teórica podría afirmarse que el ángulo de avance en ese cilindro es menor que el recomendado, lo que supone un defecto de combustible a la entrada del inyector, señal de un problema en las condiciones de la mezcla en la cámara de combustión. Si, por el contrario, la frecuencia de la vibración obtenida experimentalmente fuese superior al valor teórico deseado, el ángulo de avance sería mayor del recomendado y existiría exceso de combustible, por lo que puede estar teniendo lugar una combustión incompleta en dicho cilindro.

Las causas de estos problemas van a ser analizadas con la ayuda de un ejemplo de análisis de vibraciones y ángulos de avance en un motor real de seis cilindros.

Para el MACI tomado como ejemplo (figura 7.5) el ángulo de inyección recomendado por el fabricante es $20 \pm 2^\circ$. A continuación se muestran los ángulos de inyección obtenidos al transformar en ángulo el valor de frecuencia de vibración en la línea de inyección de cada cilindro (Tabla 7.1) [61].

	1 ^{er} cilindro	2 ^o cilindro	3 ^{er} cilindro	4 ^o cilindro	5 ^o cilindro	6 ^o cilindro
Valor experimental	20°	16°	21°	18°	20°	25°

Tabla 7.1. Ángulo de inyección experimental para cada uno de los cilindros.

En este ejemplo se ve que, de acuerdo con el ángulo de inyección, no existe ningún defecto en los cilindros 1, 3, 4 y 5, ni en las líneas de inyección e inyectores que los alimentan. En el caso del 2^o cilindro, un ángulo de avance tan bajo viene dado, como ya se ha comentado, por una mezcla pobre, producida por una baja presión de combustible, lo cual a su vez puede ser consecuencia de alguna fuga en el conducto de inyección, filtro de combustible obstruido o problemas en el regulador de presión o en la bomba de inyección. En el caso del 6^o cilindro, un ángulo de avance tan elevado puede estar causado por un exceso de combustible a la entrada del inyector, que puede dar lugar a una combustión incompleta. Este hecho suele ser indicativo de problemas en el regulador de presión de la bomba de inyección [62].