



# Universidad Austral de Chile

---

Escuela de Ingeniería Acústica

Profesor Patrocinante:  
Sr. Rolando Ríos Rodríguez  
MSc. Ingeniería Mecánica  
Facultad de Ciencias de la Ingeniería  
UACH

## **Técnica de la Demodulación en el Diagnóstico de Fallas en Máquinas Rotatorias**

Tesis presentada para optar al  
Grado de Licenciado en Acústica y al  
Título Profesional de Ingeniero Acústico

**Néstor Fabián Gatica Hernández  
Pablo Hernán Jiménez Rosende  
Valdivia Chile 2002**

Esta tesis ha sido desarrollada por dos alumnos de distintas carreras, el Sr Néstor F. Gatica H. estudiante de Ingeniería Acústica, y el Sr. Pablo H. Jiménez R. estudiante de Ingeniería Mecánica.

Este trabajo ha querido sentar un precedente del complemento que se presenta en la unión profesional de las carreras de Ingeniería Acústica e Ingeniería Mecánica, en el campo del análisis de vibraciones, y en otros campos de las ciencias de la Ingeniería.

Debido a que en materia de gestión ha sido bastante complejo unir ambas escuelas en un formato común, se hace la aclaración, en el caso del título correspondiente a cada uno de los mentores del trabajo.

## INDICE

**RESUMEN 1**

**ABSTRACT 2**

**OBJETIVOS 3**

**CAPÍTULO 1 :INTRODUCCION ..... 4**

1.1 CONCEPTOS DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO ..... 4

1.2 EVALUACIÓN DE LA CONDICIÓN DE MÁQUINAS ..... 5

1.2.1 *Vigilancia de Máquinas y equipos*..... 5

1.2.2 *Diagnóstico de fallas*..... 7

1.2.3 *Pronóstico de esperanza de vida*..... 8

**CAPÍTULO 2 :FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES MECÁNICAS ..... 10**

2.1 VIBRACIONES MECÁNICAS ..... 10

2.2 ADQUISICIÓN DE DATOS ..... 12

2.2.1 *Conceptos generales*..... 12

2.3 FENÓMENOS PRESENTES EN SEÑALES ALEATORIAS ..... 18

2.3.1 *Modulación en amplitud*..... 18

2.3.2 *Modulación de frecuencias*..... 19

**CAPÍTULO 3 :TÉCNICAS DE DIAGNÓSTICO DE FALLAS**

**EN MÁQUINAS ROTATORIAS ..... 21**

3.1 ANÁLISIS ESPECTRAL DE VIBRACIONES.....21

3.2 TÉCNICAS DE DETECCIÓN INCIPIENTE DE FALLA .....24

3.2.1 *Ondas de esfuerzo*..... 24

3.2.2 *Técnica de la Envolvente o Demodulación*..... 27

3.3 PROBLEMAS COMUNES EN MÁQUINAS ROTATORIAS ..... 33

3.3.1 *Vibración debida a Desbalanceo* ..... 33

3.3.2 *Desalineamiento de acoplamientos*..... 35

3.3.3 *Fallas en rodamientos*..... 38

3.3.4 *Cajas reductoras de engranajes*..... 42

3.3.5 *Problemas en Bombas y ventiladores*..... 48

<b>CAPÍTULO 4 :MATERIALES Y METODO</b>	<b>51</b>
4.1 INSTRUMENTACIÓN	51
4.1.1 <i>Portable RBMconsultant™ Model 2120</i>	51
4.1.2 <i>Acelerómetro Wilcoxon modelo 793</i>	52
4.1.3 <i>RBMware</i>	54
4.1.4 <i>Fototacómetro CSI 404B</i>	55
4.2 CADENA DE MEDICIÓN	57
4.2.1 <i>Ruido en la cadena de medición</i>	58
<b>CAPÍTULO 5 :CASOS INDUSTRIALES</b>	<b>60</b>
CASO HISTÓRICO N°1	60
CASO HISTÓRICO N°2	68
CASO HISTÓRICO N°3	72
CASO DE ESTUDIO N°1	78
CASO DE ESTUDIO N°2	83
<b>VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA DEMODULACION</b>	<b>89</b>
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>91</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>93</b>
<b><u>PUBLICACIONES Y REFERENCIAS ELECTRONICAS</u></b>	<b>94</b>

## RESUMEN

En las empresas con grandes volúmenes de producción y gran cantidad de máquinas y equipos, como son las empresas papeleras y mineras, es importante que el mantenimiento logre las altas exigencias de disponibilidad requeridos. Para lograr este objetivo, se utilizan una serie de técnicas como la termografía, análisis de vibraciones, ensayos no destructivos, etc., los cuales entregaran la condición de las máquinas y equipos según los síntomas que estos emiten al exterior, evitando así una falla inesperada. Sin embargo, muchas fallas presentan un carácter aleatorio, por lo cual se debe realizar un seguimiento y un análisis riguroso para predecir el momento de cambio o reparación, justo antes de la falla, aprovechando al máximo la vida útil del elemento o sistema.

Dentro de este concepto de mantención, que es llamado Mantenimiento Predictivo o Sintomático, existen diversas técnicas que evalúan la condición de la máquina o equipo, identificando cualquier problema o falla que se presente, ya sea de manera incipiente o avanzada. Para máquinas de alta velocidad, el análisis de vibraciones se ha convertido en una gran herramienta y es utilizado comúnmente en la empresa. Problemas como el desalineamiento o desbalanceo están siendo detectados rápidamente y la severidad de las fallas se pueden encontrar en tablas desarrolladas para máquinas de distintas potencias según las normas ISO.

Para máquinas y equipos de baja velocidad, el análisis de vibraciones espectral comienza a presentar algunas deficiencias, debido a la complejidad de conseguir un sensor con una sensibilidad que nos permita alcanzar el rango de las fallas que están ocurriendo a estas velocidades (comúnmente bajo 20 HZ), así como los problemas que presenta las excitaciones producidas por el contacto metal con metal en el espectro de frecuencias. Para superar esta problemática, se han desarrollado nuevas técnicas de detección de fallas, que permitan obtener una buena respuesta en el rango deseado. En este sentido, y como se vera mas adelante, las técnicas basadas en las ondas de esfuerzo se presentan como una buena alternativa, además de posibilitar la detección temprana de fallas.

## **ABSTRACT**

In large production and lots of machinery and equipment enterprises, as in paper and mining production, it is really important that maintenance workout reach the top exigency of availability needed. To hit upon this goal, many kinds of techniques are in use as like thermography, spectral analysis of vibrations, non destructive trials, etc. Those give us the machinery and equipment condition based on symptoms emitted outside by those, avoiding an unexpected failure. However, many failures shows a random pattern, whereas a close inspection and a severe analysis to those equipment must be done to predict the replacement and reparation time just before the failure occurs, exploiting at top the lifetime of the machinery system

Inside this maintenance concept so called Predictive or Syntomatic maintenance, there are many techniques who evaluate the machinery or equipment condition, identifying any failure or problem existent either incipient or advanced ones. For high speed machinery, spectral analysis of vibrations has become a useful tool and is frequently used on enterprises. Some problem like misalignment or unbalanced ones are quickly detected and the failures severity can be found on severity table's development for several kinds of powers according international standards.

In low speed machinery, spectral analysis start to show some imperfections due to difficulty of attain a sensor with a sensibility who allow us to reach the failure range that occurs at shaft speed (commonly below 20 HZ), as like problems due to some vibrations produced by metal to metal contact on the frequency spectrum. Overcoming those problems, a new failure detection techniques have been development, who allow us obtain a better response on the wished range. In this way, as is show inside this work, the stress waves based techniques show as the better choice, also allowing early detection of failures.

## **OBJETIVOS**

### **Objetivos generales**

- Estudiar y aplicar la teoría del análisis de vibraciones mecánicas a problemas reales que se presentan en la industria.
- Identificar las fallas comunes en máquinas rotatorias de la Planta.

### **Objetivos específicos**

- Seleccionar máquinas y equipos, sus puntos de medición, e identificar en ellas los elementos mecánicos a analizar.
- Analizar señales obtenidas anteriormente, visualizando sus espectros e identificar que tipo de fallas se pueden diagnosticar con un análisis tradicional de vibraciones.
- Analizar la técnica de Demodulación, su fundamento matemático, y su importancia en la detección temprana de fallas.
- Identificar que tipo de fallas se pueden detectar con la técnica de la Demodulación, y comparar los resultados con un análisis de vibraciones normales.

## CAPÍTULO 1: INTRODUCCION

### 1.1 Conceptos de Mantenimiento Predictivo

La finalidad del mantenimiento predictivo es evaluar en todo instante la condición de la máquina o equipo a través de la medición de síntomas que ella emite al exterior, identificando cualquier problema presente o inminente y prediciendo cuando deberían realizarse acciones correctivas [ 6 ].

Dentro de este concepto, es importante destacar que debido al desgaste a que están sometidos los equipos y máquinas de producción, las fallas son algo inevitable. Un problema en una máquina importante o cara, puede traer grandes consecuencias económicas. Es por esto que las empresas clasifican sus máquinas y equipos según una relación costo beneficio, y según su disponibilidad, logrando una mejor administración de los recursos y aumentando así la productividad.

Podemos clasificar las máquinas, según su relación costo - beneficio, en tres tipos:

Máquinas críticas: Son aquellas máquinas que son vitales para el proceso productivo, y su detención significa una gran pérdida de producción y costo. Son máquinas de una disponibilidad muy alta (funcionan 24 hr al día, 365 días al año), o aquellas máquinas caras en que un problema pequeño puede traer grandes consecuencias.

Máquinas semi-críticas: Existen máquinas que son esenciales para parte del proceso productivo, pero no en su totalidad. Estas requieren de cuidado, pues su detención significa una disminución de producción que puede afectar en la confiabilidad de un pedido.

Máquinas normales o no críticas: Estas máquinas no son esenciales para operación continua de la planta, pero de algún modo aportan en los procesos productivos. Es importante controlarlas para una buena organización de los stocks de repuestos.



Según los requerimientos de producción, las máquinas y equipos deben funcionar una cantidad tiempo determinado, exigiendo una disponibilidad en cada caso. Un paro de planta no programado trae como consecuencia una serie de gastos directos como mano de obra, repuestos, servicios contratados, y costos indirectos como son la pérdida de producción, seguridad, energía, y muchos otros. Es por esto que la planificación y programación de la mantención debe ser cuidadosa y destinar todos los recursos tecnológicos y humanos para maximizar el número de horas disponibles de una máquina o equipo, con el mínimo costo y máxima seguridad.

Para máquinas consideradas como críticas, la detección temprana de fallas puede traer grandes beneficios. Además de permitir una buena planificación de la mantención, evitando problemas imprevistos, las técnicas de detección incipiente de fallas nos entregan gran información para un buen manejo de los stocks de repuestos.

## **1.2 Evaluación de la condición de máquinas**

Para la implementación de un sistema de mantenimiento sintomático mediante control de vibraciones y ondas de esfuerzo, debemos tomar en cuenta una serie de etapas que el vibroanalista debe realizar. Para tener un control absoluto sobre las máquinas y equipos, es importante que el vibroanalista conozca en terreno el comportamiento de estos, obteniendo así todas las herramientas necesarias para un análisis confiable. Estas etapas deben ser desarrolladas cuidadosamente, y requieren de un grado de expertez del analista.

### **1.2.1 Vigilancia de Máquinas y equipos**

La función principal de la vigilancia de máquinas es detectar cuando existe un problema, ya sea incipiente o avanzado, y determinar cuan mala es la condición en que se encuentra. Suponiendo que existen variables físicas medibles (temperatura, variaciones de velocidad, estado vibracional, ,etc.), se puede determinar el estado de una máquina, esto siempre y cuando exista una correcta elección de las variables a controlar y de la(s) técnica(s) a utilizar.

Debido a la diversidad de fallas o problemas que se pueden presentar en un equipo, es muy difícil encontrar casos generales o recetas. Es más, dos fallas en equipos con iguales características no evolucionan de la misma forma. Es por esto que la etapa de vigilancia se transforma en una base muy importante para un posterior análisis.

Para estructurar un programa de vigilancia de máquinas y lograr un control sobre los distintos equipos que la componen, se tiene que:

- Conocer el funcionamiento de la máquina en terreno y los elementos que la componen.
- Identificar las fallas a controlar en cada máquina y equipo.
- Determinar que síntomas monitorear.
- Utilizar técnicas para detección incipiente de fallas.

Para máquinas consideradas críticas, la detección temprana de fallas puede traer muchos beneficios. Una vez detectado el problema, se pueden realizar seguimientos y vigilancias especiales, logrando diagnósticos acertados y aumentando la confiabilidad de los pronósticos de vida.

En máquinas de baja velocidad las técnicas de ondas de esfuerzo, en nuestro caso el detector de envolvente, permite detectar fallas que se producen en algunos elementos críticos de ellas como son descansos, engranajes, acoplamientos, etc., que es uno de los problemas que enfrenta el análisis espectral de vibraciones.

Para utilizar la Técnica de Demodulación es importante conocer el funcionamiento de la máquina o equipo. Esto permite conocer el rango de frecuencias en las cuales se va a detectar el problema y la selección de un pre-filtro adecuado. Como las ondas de esfuerzo son ondas de alta frecuencia (sobre 1 kHz), el transductor debe ser un acelerómetro cuyas características serán descritas mas adelante.

La adquisición de datos es el paso más importante en la evaluación de la condición de la máquina. Los puntos de medición deben ser estudiados cuidadosamente según la aplicación o el tipo de máquina, y el transductor debe ser ubicado en la zona de carga. La zona de carga depende de la geometría interna de la máquina y de las distintas fallas que generan cargas axiales o radiales.

Para las mediciones en terreno, se pueden seleccionar puntos en donde se realizan periódicamente según una ruta programada, o también se miden cuando el equipo emite algún síntoma de problemas. En máquinas consideradas como críticas, como son las máquinas papeleras, secadoras, calderas etc., la disponibilidad es muy exigente y se deben hacer seguimientos a aquellos problemas que puedan traer alguna consecuencia grave.

### **1.2.2 Diagnóstico de fallas**

Al producirse un problema en una máquina o equipo, existe algún cambio en las variables que se están vigilando. Algunos de estos cambios son perceptibles por los sentidos humanos, y pueden ayudar en el análisis. En esta etapa se debe diagnosticar cual es la falla que se ha generado, lo cual requiere de un gran conocimiento de el funcionamiento del sistema y un grado de experiencia del usuario.

La importancia de un diagnóstico de falla acertado es vital en el caso de máquinas críticas, donde los costos por pérdida de producción hacen que la detención de una de estas máquinas para su inspección resulte prohibitivo económicamente [ 6 ].

La técnica de Demodulación es un muy buen complemento a la hora de hacer buenos diagnósticos. Las máquinas de baja velocidad dejan de ser una problemática, y se pueden hacer diagnósticos de fallas incipientes de manera confiable.

Como se verá más adelante, las distintas fallas que se pueden diagnosticar en máquinas rotatorias hacen que en esta etapa se reúna toda la información necesaria y no se deben hacer diagnósticos sin utilizar todas las herramientas como en este caso son el análisis espectral de vibraciones y la Demodulación. Es más, estas técnicas deben ser también complementadas con análisis de aceites, temperatura y otros ensayos no destructivos si son requeridos.

Este trabajo pretende clasificar las distintas problemáticas más comunes en máquinas rotatorias que se pueden diagnosticar con un análisis espectral de vibraciones y cuales son el caso en que las ondas de esfuerzo, en nuestro caso la Demodulación, sirve como una herramienta complementaria para detección temprana de fallas.

### **1.2.3 Pronóstico de esperanza de vida**

Una vez diagnosticado el problema, ya sea incipiente o más avanzado, se deberá estimar cuanto tiempo puede funcionar la máquina sin que ella corra ningún riesgo. Un imprevisto en una máquina crítica es muy costoso y un mal pronóstico puede traer consecuencias. Es por esto que se destinan recursos para adquirir la tecnología necesaria que, junto con la experiencia del usuario, permitan establecer pronósticos de vida acertados.

Es importante destacar que existe una gran dificultad para hacer un pronóstico preciso y cambiar un elemento justo antes que falle. Los problemas que se presentan en máquinas rotatorias son de diversa naturaleza y su comportamiento va a depender de sus características y condiciones de funcionamiento.

Para determinar la condición mecánica de una máquina por medio de la vibración emitida, es necesario evaluar la severidad vibratoria. Para problemas como desbalanceo y desalineamiento existe una norma, actualmente vigente, que evalúa la severidad vibratoria. La norma ISO 10816 en su tercera parte, incluye las máquinas con potencias de más de 15 KW, y velocidades entre 120 r.p.m. y 15000 r.p.m., entregando valores de alarma en amplitud RMS, velocidad y desplazamiento.

Existen otros tipos de fallas, especialmente en máquinas de baja velocidad, en las cuales el análisis espectral encuentra algunos problemas. En estos casos, y como se verá más adelante, las técnicas de ondas de esfuerzo permiten identificar las fallas con más exactitud.

Los pronósticos de vida requieren de una gran experiencia del analista. Además de utilizar técnicas de diagnóstico y todas las herramientas necesarias, este deberá manejar otros conceptos que pueden ayudar a una buena planificación, evitando así cualquier imprevisto.

Algunos de estos conocimientos son:

#### **a) Próximo paro programado de la máquina**

Si se conoce cuando se realizará el próximo paro programado de la máquina, se tiene un tiempo de referencia que ayuda a pronosticar si la máquina, o el componente de ésta, logra estar disponible hasta ese día sin traer otras complicaciones.

Es importante destacar que estas técnicas de mantenimiento predictivo son basadas en el concepto de que todas las reparaciones, o la mayor parte, se deben hacer en los paros programados de máquinas, y cualquier imprevisto trae como consecuencia una serie de costos no deseados.

#### **b) Disponibilidad de los stocks de repuestos**

Las empresas de hoy en día hacen grandes esfuerzos para lograr un buen manejo de los stocks de repuestos. Al tener gran cantidad de máquinas y equipos, es difícil decidir cual o cuales de los repuestos necesarios deben estar en bodega para un eventual problema. Por otro lado existen repuestos caros y también otros que son difíciles de conseguir. Es por esto que detectar las fallas tempranamente con técnicas como el detector de envolvente se transforma en un concepto importante.

## CAPÍTULO 2 : FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES MECÁNICAS

En este capítulo solo se hará una descripción de tipo general de algunos conceptos necesario para la temática de este trabajo y un análisis más detallado se encontrará en la bibliografía expuesta en cada referencia.

### 2.1 Vibraciones mecánicas

Se define en numerosos libros a la vibración mecánica como el movimiento oscilatorio de una máquina, de una estructura o parte de ella, alrededor de su posición original de reposo [ 6 ]. Esta vibración genera una onda mecánica que se propaga a través de la estructura hasta que se disipa completamente. Las características de la onda, amplitud, frecuencia y fase están expresadas en la siguiente ecuación que es conocida como la ecuación de la onda.

$$D(t) = D_o \cdot \text{Sen}(2\pi f \cdot t + \phi); \quad (2.1)$$

En donde  $D_o$  = desplazamiento máximo o desplazamiento pico;  $f$  = frecuencia;  $\phi$  = fase

Esta onda es medida por medio de un transductor o sensor de vibraciones y es descrita por sus parámetros: desplazamiento, velocidad y aceleración. **Figura 2.1** muestra la representación de los parámetros en el dominio del tiempo, además de la relación entre la velocidad  $V(t)$  y la aceleración  $A(t)$ .

$$V(t) = \frac{d(D(t))}{dt} = V_o \cdot \text{Sen}(2\omega t + \phi + 90^\circ); \quad (2.2)$$

$$A(t) = \frac{d(V(t))}{dt} = \frac{d^2 D(t)}{dt^2} = A_o \cdot \text{Sen}(2\omega t + \phi + 180^\circ); \quad (2.3)$$

En donde  $V_o = D_o \cdot \omega$ ;  $A_o = V_o \cdot \omega$

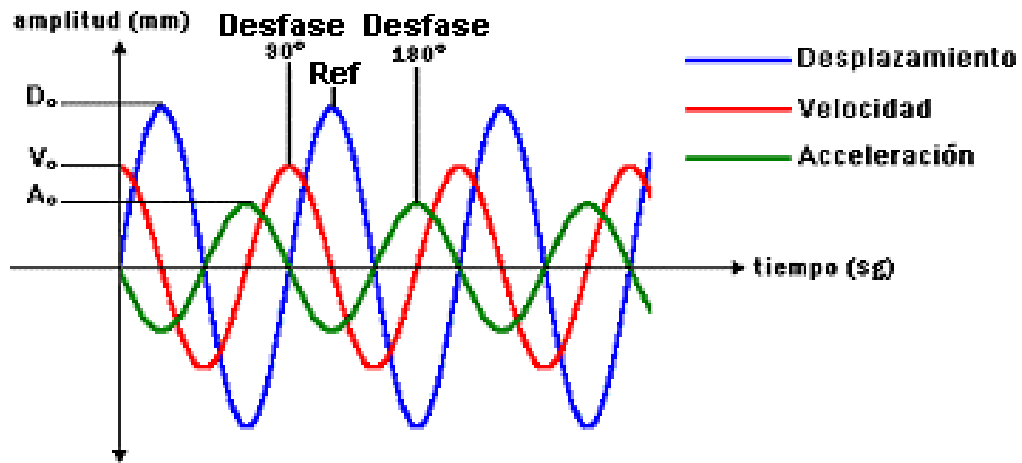


Figura 2.1

*Diferencias de amplitud y fase entre los parámetros de vibración armónica simple.  
Nótese que las tres tienen la misma frecuencia.*

La elección del parámetro de medición apropiado está relacionado con el rango de frecuencias en que se está midiendo. **Figura 2.2** muestra el comportamiento de los tres parámetros en el dominio de la frecuencia.

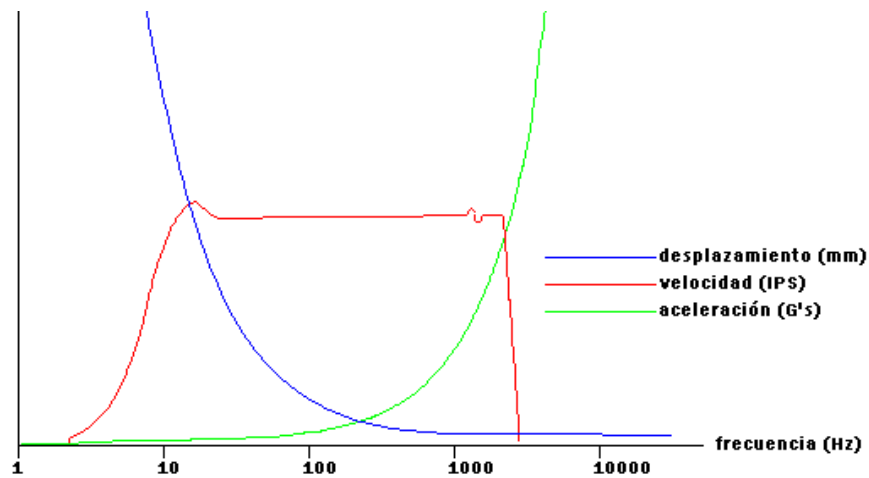


Figura 2.2

*Comportamiento de los parámetros de la señal en el dominio de la frecuencia. El eje de frecuencia se muestra en escala logarítmica [ 6 ].*

El desplazamiento es usado en baja frecuencia. La velocidad es directamente proporcional al esfuerzo y al desgaste en un sistema mecánico, por lo tanto su aplicación es mayor que el de los otros parámetros. Su rango de frecuencia comprende entre aproximadamente los 50 Hz y 1 kHz. Para altas frecuencias es mejor utilizar la aceleración, la cual ofrece la mejor medida de la fuerza asociada a una fuente particular de vibración.

## **2.2 Adquisición de datos**

Un análisis acertado debe llevar el respaldo de una adquisición de datos confiable. Esto es realizado por el recolector y analizador que toma muestras a tiempo real durante un intervalo determinado y las registra ya sea mediante un display en la pantalla del instrumento, la computadora donde se realiza la descarga de datos, o una impresión en tinta del espectro deseado. Este tipo de análisis se realiza mediante una descomposición espectral basada en el algoritmo FFT.

No es la intención de esta sección realizar un análisis detallado de toda la problemática que esto implica, sino realizar un recordatorio de los conceptos básicos para entender el comportamiento del mentado algoritmo. Un análisis más detallado se podrá encontrar en la bibliografía [ 4 ], [ 2 ] y [ 8 ].

### **2.2.1 Conceptos generales**

#### **a) Transformada de Fourier**

La transformada de Fourier es una herramienta matemática que permite transformar una señal conocida en el dominio del tiempo a su dominio en la frecuencia sin alterar la información contenida en ésta. Es aplicable tanto a señales discretas y continuas diferenciando si son señales periódicas o no periódicas. Consiste en una descomposición finita de esta función en series de funciones senoidales.



### b) Transformada discreta de Fourier (DFT):

La DFT es una representación discreta de la transformada de Fourier en ambos dominios, donde la integral infinita continua de la ecuación es remplazada por una suma finita. Esta se adapta mejor para el cálculo digital debido a que la información está acotada en el intervalo de la sumatoria. Se aplica a señales temporales discretas y periódicas, con periodo igual al número de puntos tomados para reconstruir la función.

Transformada discreta de Fourier

$$G(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} g(n) e^{-j \frac{2\pi kn}{N}} \quad (2.4)$$

Transformada discreta inversa de Fourier

$$g(n) = \sum_{k=0}^{N-1} G(k) e^{j \frac{2\pi kn}{N}} \quad (2.5)$$

Así una función temporal de periodo N provocará un espectro de frecuencias discreto en la banda  $\Delta f = 1/N$ .

### c) Transformada rápida de Fourier (FFT):

Debido a la complejidad de obtener las N componentes de frecuencia de N sampleos en el tiempo, se trató de encontrar un procedimiento más eficiente para calcular la DFT. Este proceso es llamado algoritmo FFT, donde la DFT se descompone en multiplicaciones de varias DTFs más pequeñas maximizando así el tiempo y espacio que se necesita sin alterar la información. Debido a las características de la DFT, el cálculo se hace mas eficiente cuando el número de muestras se puede descomponer en  $N = \Gamma_1 \Gamma_2 \Gamma_3 \dots \Gamma_v$ , donde los  $\{\Gamma_j\}$  son primos.

Transformada rapida de Fourier

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(F) e^{j2\pi Ft} dF \quad (2.6)$$

Transformada rapida inversa de Fourier

$$X(F) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi Ft} dt \quad (2.7)$$

#### d) Convolución

La Convolución de dos funciones matemáticas  $f(t)$  y  $h(t)$  es definida matemáticamente como

$$g(t) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\tau) h(t - \tau) d\tau \quad (2.8)$$

o mas comúnmente representada como

$$g(t) = f(t) \otimes h(t) \quad (2.9)$$

El teorema de la Convolución expone que la FFT transforma una Convolución en un espacio (ya sea tiempo o frecuencia), en una multiplicación en otro y viceversa. Su aplicación mayor es cuando  $f(t)$  representa una señal discreta arbitraria de entrada de un sistema físico y  $h(t)$  es la respuesta impulso del sistema.

Para explicar mejor el algoritmo FFT, se debe observar como funciona la DFT. Esto se muestra en la **Figura 2.3**.

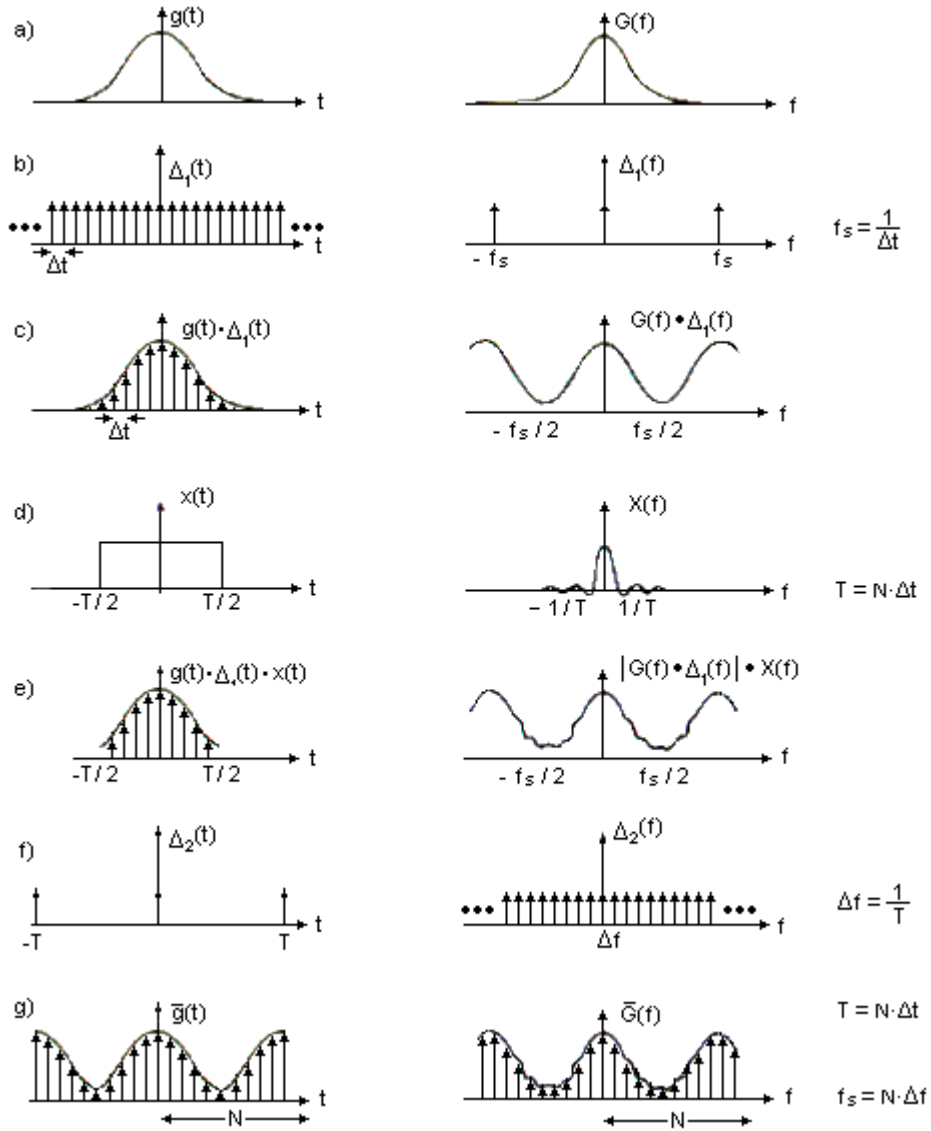


Figura 2.3

*Derivación de la transformada discreta de Fourier de la transformada integral [ 8 ].*

La **Figura 2.3** a) muestra un señal en el tiempo  $g(t)$  y su espectro de Fourier  $G(f)$ , ambas asumidas como infinitamente largas. El primer paso en un análisis digital es un muestreo discretizado de la señal, la cual, como se puede ver en la **Figura 2.3** b) se puede considerar como una multiplicación de un tren de pulsos  $\Delta_1(t)$  con un intervalo de muestreo  $\Delta t$ .

Su transformada de Fourier  $\Delta_1(t)$  es también un tren de pulsos, con pulsos todos múltiplos de una frecuencia de muestreo  $f_s = 1/\Delta t$ . La **Figura 2.3 c)** muestra el resultado de esta multiplicación en el dominio del tiempo, la cual en el dominio de la frecuencia corresponde a la Convolución de dos espectros. Así se ve cualquier componente de frecuencia en el espectro original  $G(f)$ , la cual está extendida sobre la mitad de la frecuencia de muestreo.

El siguiente paso es el procedimiento, representado en la **Figura 2.3 d ) y e)**. Se muestra el efecto de la limitación en el tiempo necesaria para encajar la señal en el tiempo en una muestra de longitud finita. Este es el equivalente de la multiplicación por una función ventana en el tiempo (rectangular en la Figura) que restringe la cantidad de datos. Así, nuevamente hay una Convolución en el dominio de la frecuencia, esta vez con la transformada de Fourier de la función ventana en el tiempo. Para la ventana rectangular ilustrada, la función espectral es una función  $(\text{seno}(x)/x)$  con ceros en los múltiplos de  $1/T$ , donde  $T$  es la longitud de la ventana. El efecto de la función ventana no es mayor en el suave espectro de frecuencia ilustrado, pero para señales que contienen componentes de frecuencia discretos (funciones delta). El efecto final es ilustrado en la **Figura 2.3 f ) y g)** y es conocido principalmente como el efecto rendija (picket fence). No es posible representar el espectro continuo de la **Figura 2.3 e )** en una memoria digital y así debe ser muestreado discretamente. Así como el nombre lo dice, puede ser visto como una vista a través de la hendidura de un enrejado. Análogo con los pasos **Figura 2.3 b ) y c )**, el muestreo discreto en el dominio de la frecuencia corresponde a un muestreo de una repetición periódica en el tiempo, con un periodo igual a la longitud de la muestra.

### e) Problemas que genera la DFT

- **Aliasing:** debido a la discretización se pueden crear frecuencias fantasmas en el espectro tal como muestra la **Figura 2.4**. Cuando este fenómeno ocurre se dice que estamos en presencia de Aliasing. Esto se evita usando el criterio de Nyquist que dice que la mayor frecuencia a samplear debe ser la mitad de la frecuencia de sampleo [ 8 ].

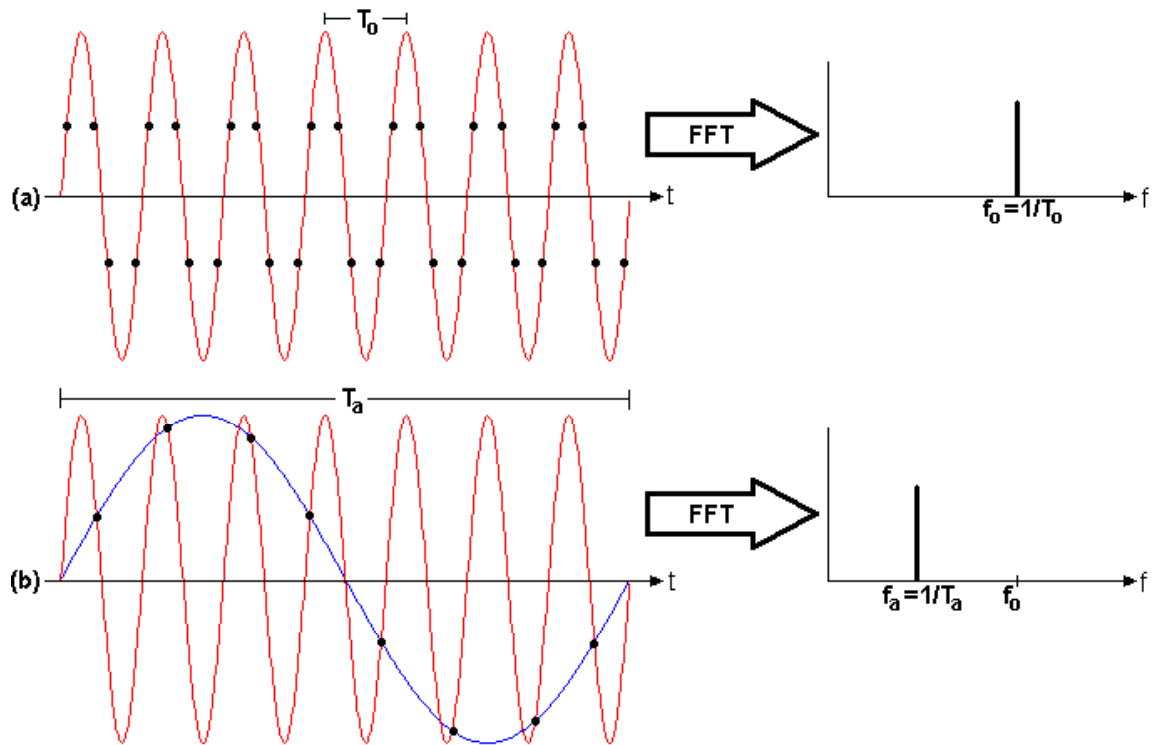
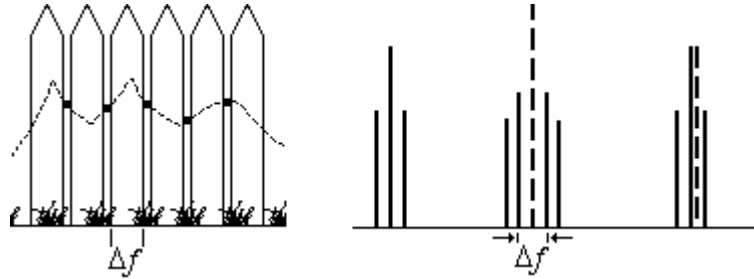


Figura 2.4

*Ejemplo de Aliasing. Nótese que dos frecuencias iguales pueden, debido al sampleo, dar distintas frecuencias.*

- **Fugas:** La DFT requiere para su cálculo repetir periódicamente las señales analizadas en el tiempo. Esto puede producir discontinuidades cuando los extremos se juntan, lo que genera un fenómeno conocido como fugas laterales: la energía escapa de una línea de resolución a varias otras líneas. Esto se evita forzando al contenido en memoria a ser periódico.

- **Efecto rendija (picket fence) :** Como el espectro es calculado a frecuencias discretas, la amplitud y frecuencia real de las componentes puede perderse tal como muestra la **Figura 2.5**. Esto se soluciona mejorando la resolución en frecuencia ya sea un mayor número de líneas o una frecuencia máxima de menor valor [ 8 ].



**Figura 2.5**

***Efecto rendija. La señal al ser sampleada puede presentar ciertas deficiencias en su representación espectral.***

## 2.3 Fenómenos presentes en señales aleatorias

Debido a que la mayoría de las vibraciones producto de fallas en maquinarias, no tienen un comportamiento lineal, la señal a medir resulta ser de una combinación de componentes independientes. Los tipos y grados de mezclas dan pie a variados fenómenos en la onda. Entre los mas importantes destacamos dos [ 7 ]:

### 2.3.1 Modulación en amplitud

La modulación en amplitud se produce cuando dos ondas se suman algebraicamente. Entre las formas mas comunes están las pulsaciones. La **Figura 2.6** muestra dos ondas produciendo el fenómeno de pulsación. Estas ondas se suman cuando están en fase y se restan cuando están en contrafase.

Las diferencias entre una pulsación y un fenómeno de una onda de alta frecuencia cabalgando [ 7 ] en una de baja frecuencia son varias.

- En una onda cabalgando a otra las envolventes superior e inferior están en fase, en una modulación están en contrafase.
- Cuando ocurre el fenómeno de una onda cabalgando a otra, el inverso del periodo de tiempo de la envolvente es igual a la de la componente de baja frecuencia. En la modulación de amplitud, el recíproco del periodo de tiempo de la envolvente es igual a la diferencia entre las frecuencias de las componentes.
- En la modulación de amplitud existe una relación causa efecto, esto es aunque existe dos componentes son parte de un mismo problema.

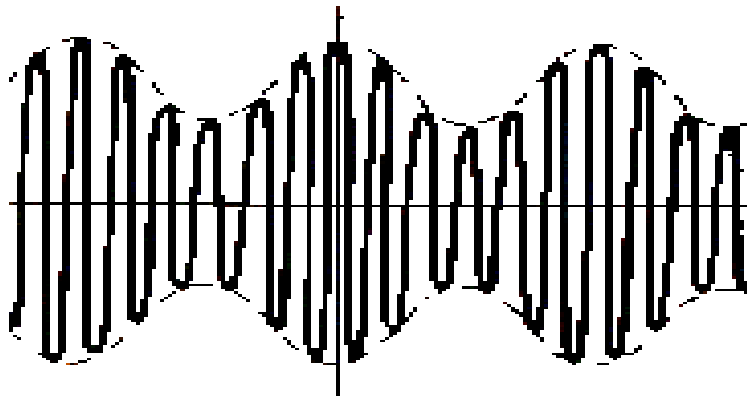


Figura 2.6

*Dos ondas en pulsación. Nótese la presencia de dos envolventes, una sobre la forma de onda y otra bajo.*

Otro tipo de modulación ocurre cuando dos componentes no son múltiplos exactos de la misma frecuencia. Las frecuencias parecerán estar en fase pero un análisis en el tiempo mostrara una modulación a la diferencia de frecuencias.

### 2.3.2 Modulación de frecuencias

Este fenómeno es provocado por una variación de la frecuencia en el tiempo. Cabe destacar que al contrario de la modulación de amplitud, la portadora es comúnmente una frecuencia excitada y su fuente de excitación es la onda moduladora, que correspondería a la velocidad de giro de la máquina. La **Figura 2.7** muestra una modulación en frecuencia.

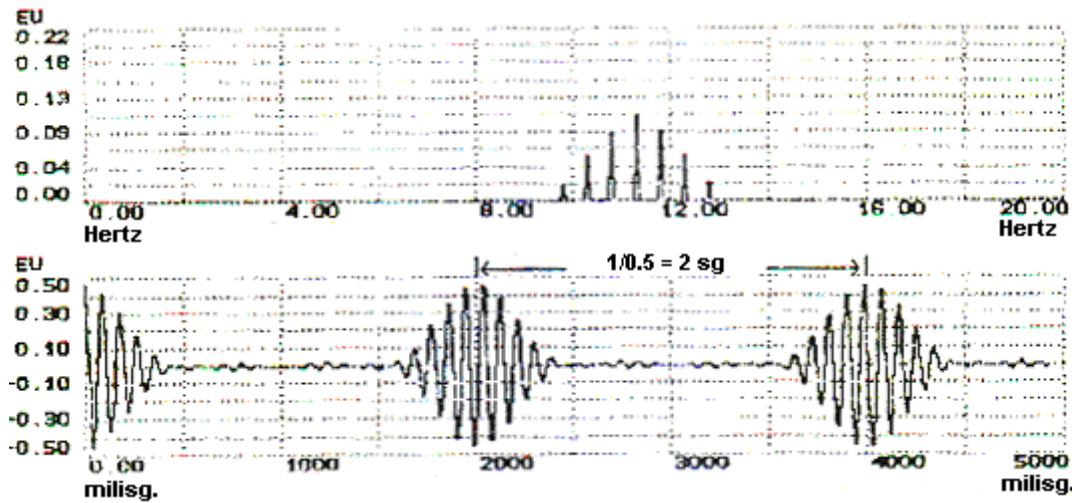


Figura 2.7

*Modulación en frecuencia con su respectivo espectro. Nótese las componentes de frecuencia espaciadas. Estas son conocidas como bandas laterales.*

La modulación de frecuencia corresponde a bandas laterales en alta frecuencia, comúnmente espaciadas a la baja frecuencia. Estos son parecidos a impactos periódicos como los producidos por una onda de esfuerzo.



## CAPÍTULO 3: TÉCNICAS DE DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN MÁQUINAS ROTATORIAS

### 3.1 Análisis espectral de vibraciones

El punto de partida del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias es el análisis frecuencial o espectral de las vibraciones que son medidas en puntos específicos de una máquina o equipo. Esta técnica consiste en descomponer la señal en el dominio del tiempo, captada por un sensor de vibraciones, en sus componentes (espectrales o frecuenciales) que la generaron, y luego asociar dichas componentes con las fuerzas dinámicas actuando sobre la máquina [ 6 ].

Las componentes de frecuencia de una señal de vibraciones pueden ser generadas por:

Vibraciones propias de la máquina: En los distintos tipos de máquinas rotatorias existen diversos componentes o elementos mecánicos que generan frecuencias que dependen de su geometría y de la velocidad de rotación de la máquina. Entre estos podemos destacar la frecuencia de paso de álabes (número de álabes x r.p.m.), frecuencia de engrane en cajas de engranajes (número de dientes x r.p.m.) etc.

Vibraciones generadas por condiciones inapropiadas de funcionamiento: Dentro de este tipo podemos encontrar equipos que trabajan en condiciones desfavorables.

Vibraciones provenientes de otras máquinas o vibración inducida: vibraciones inducidas mediante transmisión estructural o aérea desde otros equipos, o vibraciones normales debidas a un mal diseño.

Vibraciones generadas por fallas en las máquinas: Problemas de desbalanceo desalineamiento, solturas, holguras, rozamientos, rodamientos dañados, etc.

Las frecuencias generadas son las componentes más fáciles de identificar debido a que ellas pueden ser calculadas si se conoce la geometría interna del elemento y la velocidad de rotación de la máquina. Es más, algunas de las frecuencias calculadas pueden estar presentes en la mayoría de las máquinas sin que eso sea un indicador de un problema de vibración.

Para tener un control absoluto de las máquinas y equipos, se debe hacer mediciones en el momento de la puesta en marcha, es decir en el momento en que la máquina funciona por primera vez. Esto ayuda a establecer parámetros iniciales que son de vital importancia para un posterior análisis. El conjunto de mediciones realizadas en una máquina se transforma en un histórico de datos, y es un precedente importante a la hora de tomar decisiones.

Una vez conocido el comportamiento inicial de la máquina, se deben calcular las frecuencias generadas que pueden indicar algún tipo de problema. Como se menciona anteriormente, estas componentes son de distinta naturaleza y cualquier error de cálculo puede inducir a diagnósticos equivocados.

La presencia de componentes a la velocidad de giro de los ejes y/o armónicas de esta (múltiplos enteros), son síntomas de una falla como desbalanceo, desalineamiento u otras. Se define como una frecuencia sincrónica, una componente de frecuencia cuya velocidad es la velocidad de giro del eje, y una frecuencia subsincrónica una componente de frecuencia menor que la velocidad de giro de la máquina [ 6 ]. Esta última puede ser indicativo de fenómenos como el ‘oil whip’ , cuyo análisis escapa de la naturaleza de esta tesis.

Otro fenómeno que cabe destacar son las bandas laterales. Este fenómeno, que ocurre en el espectro de frecuencias, son componentes que se suman y restan a una frecuencia central o frecuencia modulada como se describe en la sección 2.3. Este fenómeno queda mejor descrito en la **Figura 3.1**.

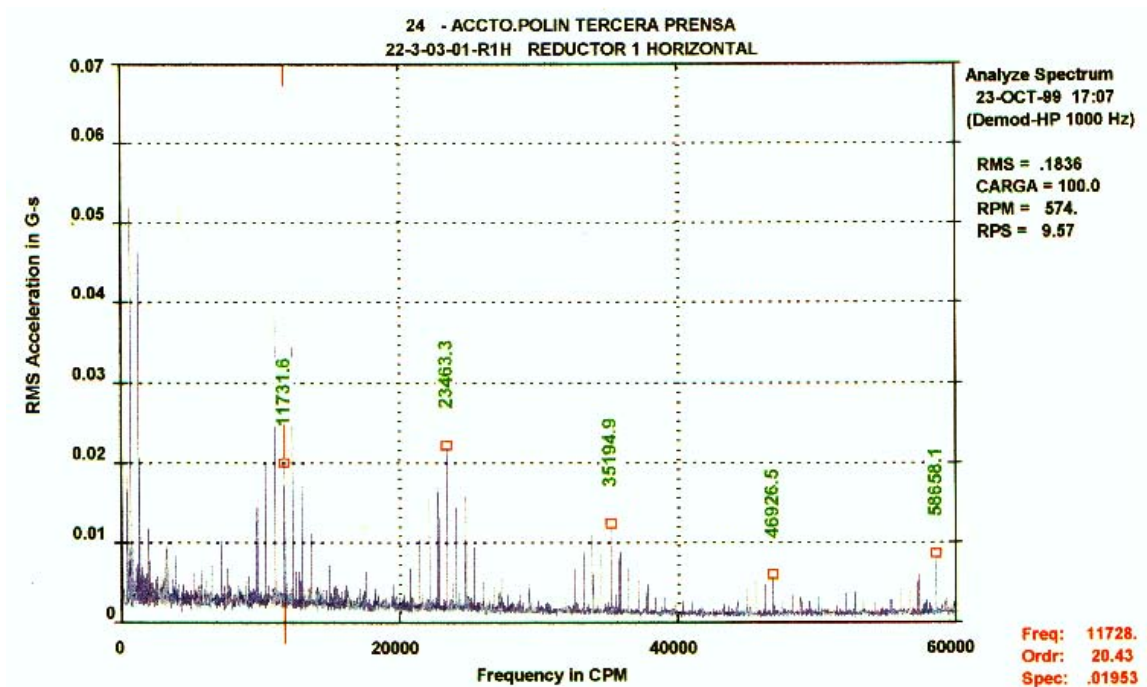


Figura 3.1

*Se muestra el fenómeno de bandas laterales en un espectro de frecuencias. La frecuencia central es la de mayor amplitud.*

Se cree que el fenómeno de bandas laterales es exclusivo de las cajas de engranajes, pero la experiencia muestra, como se verá mas adelante, que este fenómeno podría ser indicador de otro tipo de fallas. Cabe notar que en engranajes, las componentes subarmónicas (componentes de frecuencia cuya frecuencia es una fracción de otra frecuencia) podría ser indicativos de falla en algún diente.

Si se logra identificar un problema, es decir una componente que es síntoma de una falla, debemos realizar un seguimiento. Para determinar el grado de avance de una falla es necesario establecer parámetros en los cuales se pueda dar cuenta de la condición de la máquina. Este parámetro está representado por la amplitud de la vibración, y nos permite establecer niveles de alarma o de alerta.

Existen tres maneras diferentes para expresar los niveles de la amplitud de vibración. Estas son:

Valor peak to peak: Es la distancia entre el peak superior e inferior de la señal, este valor es expresado con mayor frecuencia para especificar la amplitud del desplazamiento. Se puede utilizar para controlar que un rotor no toque al estator [ 5 ].

Valor peak: El valor peak es la medida del valor cero a un peak superior o inferior de la señal. Este valor es usado para describir el nivel de la vibración medido con un velocímetro o con un acelerómetro. Esta medida se utiliza como una medición indirecta de los sobreesfuerzos generados por la vibración en los descansos hidrodinámicos.

Valor RMS: El valor raíz media cuadrada (root medium square) proporciona la medida de la magnitud de las fluctuaciones de la señal. Este valor corresponde a la raíz cuadrada de un número dado de puntos bajo la curva. Es usado en la ISO 2372 para definir la severidad vibratoria.

Cuando se especifica el nivel de vibración de una máquina o equipo, debe utilizarse en lo posible el valor RMS.

### **3.2 Técnicas de detección incipiente de falla**

Como se ha dicho anteriormente, una detección temprana de la falla permitirá planificar de mejor forma el cambio del elemento. Entre las técnicas de mayor desarrollo se cuentan las ondas de esfuerzo.

#### **3.2.1 Ondas de esfuerzo**

Diversos estudios han demostrado que el primer síntoma que presentan los rodamientos y engranajes cuando se generan incipientemente en ellos ciertos tipos de defectos tales como grietas, hendiduras, rebordes y picaduras, es una vibración con componentes de alta frecuencia producto de la generación de ondas de esfuerzo y de otros tipos, que se caracterizan por ser ondas transientes de muy corta duración [ 3 ].

Problemas como el desbalanceo y el desalineamiento, que son problemas típicos de las máquinas rotatorias, generan ondas continuas que el análisis espectral detecta rápidamente, transformándose en una herramienta que incluso permite, con un instrumento y un transductor adecuados, desarrollar el diagnóstico y el análisis en terreno.

La diferencia está cuando las ondas están compuestas por componentes impulsivas de corta duración o transientes. Si se desea un análisis espectral en un rango amplio de frecuencias, se debe tomar en cuenta que se requiere de un corto tiempo de adquisición de la señal para el cálculo de la FFT y serán incluidos un menor número de estos transientes o impulsos. Es por esto que las técnicas de ondas de esfuerzo son una herramienta que complementa al análisis espectral y permite la detección temprana de fallas.

El objetivo principal de esta técnica es poder detectar ondas de esfuerzo, ondas periódicas de otros tipos, o excitaciones naturales de la estructura generadas por impactos o roces entre superficies que producen diferentes mecanismos de las máquinas rotatorias.

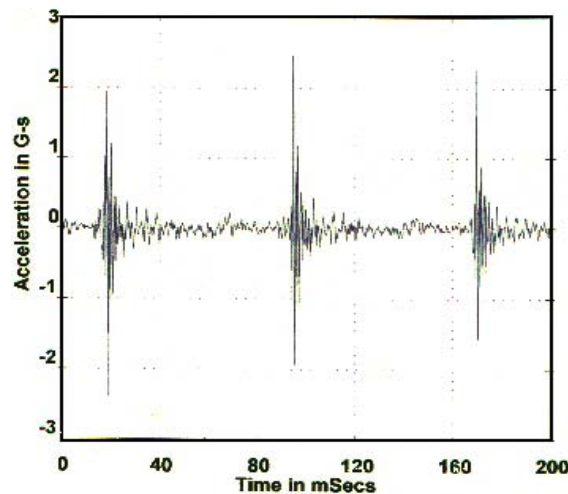
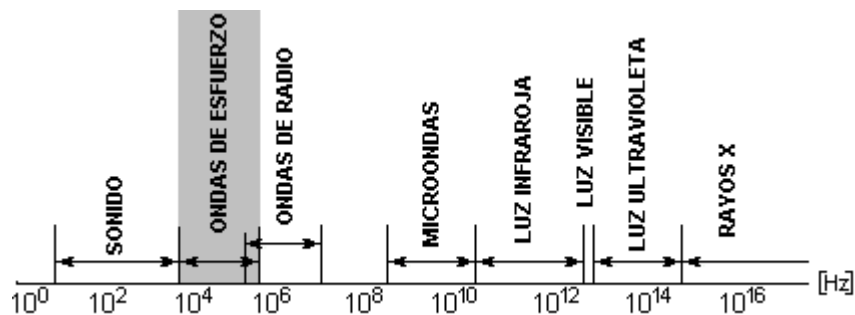


Figura 3.2

*Señal generada por una onda de esfuerzo. Nótese el carácter impulsivo críticamente amortiguado.*

La generación de ondas de carácter impulsivo se produce en la etapa temprana de una falla, y es importante que se utilice en forma anticipada, ya que cuando un problema está un poco más avanzado, las ondas pierden esta característica de impulso. Este tipo de ondas, llamadas “stress waves” u ondas de esfuerzo, son de naturaleza mecánica, y pueden ser detectadas con una frecuencia de sampleo alta y un análisis de envolvente, que serán descritos mas adelante en este trabajo.

Existen diversos estudios acerca de lo que es una onda, por lo cual es un concepto que sobrepasa el análisis de este trabajo. Podemos decir en general que las ondas se definen como una manera de transportar energía de un lugar físico a otro, y se caracterizan principalmente por el medio en que se propaga, la fuente emisora y su longitud de onda [ 4 ].



**Figura 3.3**

*Rango de frecuencias de distintos tipos de ondas.*

Como existen diversos tipos de onda, podemos clasificarlas según su rango de frecuencias en que actúan. La **Figura 3.3** muestra el rango de frecuencia de las distintas clases de ondas, entre las cuales podemos destacar las emisiones acústicas las cuales involucran a las ya mencionadas ondas de esfuerzo.

Este tipo de ondas son de naturaleza mecánica. Esto quiere decir que las ondas de esfuerzo se propagan en medios deformables o elásticos, a través de los cuales transmiten sus perturbaciones o alteraciones de un lugar a otro.

Las ondas de esfuerzo se caracterizan por ser ondas transientes y de corta duración. Se producen en un amplio rango de frecuencias, desde 1 kHz (60000 r.p.m.) o mas (20kHz en [ 3 ]), hasta 50 kHz (300000 r.p.m.). Estas ondas son de carácter impulsivo y críticamente amortiguado. Las ondas de esfuerzo son originadas principalmente por impactos que se producen por la acción del contacto metal con metal.

Existen diversos ejemplos de fallas que producen ondas de esfuerzo. Entre ellas podemos mencionar las grietas producidas por fatiga en dientes de engranajes, mal contacto o escasez de lubricación en engranajes, picaduras, hendiduras y rebordes sobre las pistas de rodamientos debido al desgaste, y algunas otras que se describen mas adelante en este trabajo.

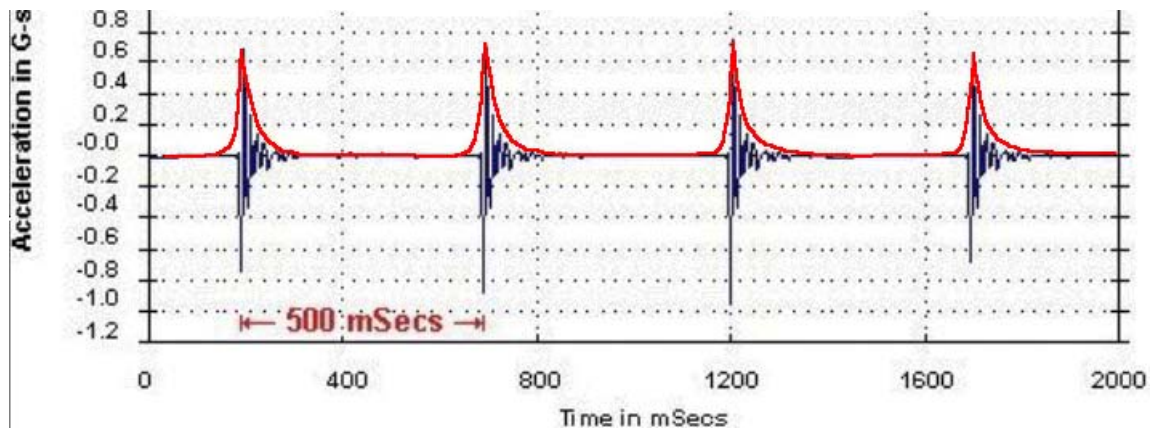
Es importante destacar que estas fallas producen ondas de esfuerzo en su etapa prematura. Una vez avanzada la falla las ondas que se emiten pierden su carácter impulsivo y dejan de ser ondas de impacto. Esto puede producirse por una pequeña picadura de una bola de rodamiento, que al paso del tiempo se transforma en una grieta mayor. En el momento que existe una picadura, se genera un pulso, de corta duración, producto del impacto de la bola con alguna de las pistas; cuando existe una grieta mayor, aumenta el tiempo de contacto entre las superficies, y al no ser impulsivos son difíciles de detectar.

### **3.2.2 Técnica de la Envolvente o Demodulación**

Una de las formas de determinar una falla incipiente, consiste en determinar la envolvente de la señal vibracional. El principio básico se basa en el hecho de que determinados fenómenos físicos producen una modulación de amplitud y/o frecuencia. Entre las causas de estos fenómenos están:

- Roce o fricción producidos periódicamente
- Resonancias estructurales excitadas por impactos periódicos
- Vibraciones características en diversos componentes de la máquina, tales como frecuencias de engrane, frecuencia de paso de los álabes o algún otro elemento.

El proceso de Demodulación consiste en modelar el peak producido en la onda de esfuerzo, mediante una representación de su envolvente de amplitud, tal como muestra la **Figura 3.4**.



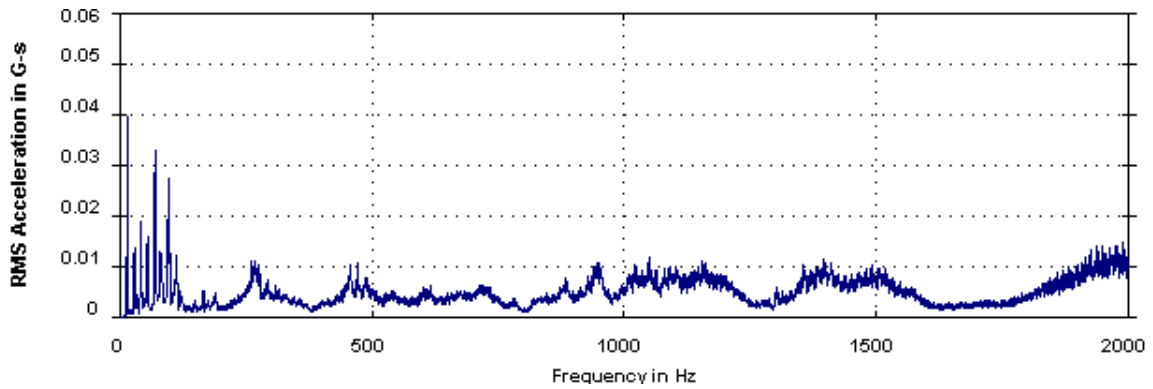
**Figura 3.4**

*Forma de onda de una onda de esfuerzo y en rojo una representación de la onda mediante la técnica de envolvente. La frecuencia de repetición de los peaks debería coincidir con la frecuencia de falla.*

Cada vez que una falla, ya sea una picadura o marca en el caso de rodamientos, o un diente picado o excéntrico en engranajes, entra en contacto con algún otro elemento mecánico, se genera un choque metal con metal. Este impacto generará una onda, más conocida como onda de esfuerzo, cuya repetición coincide con la frecuencia de la falla del elemento. Esto es, que la frecuencia de repetición de los distintos peak será la frecuencia de falla.

Esta nueva forma de onda, muestra las frecuencias de fallas mediante una representación espectral de la señal pasada por el demodulador.





**Figura 3.5**

*Espectro de frecuencia típico de una falla produciendo el fenómeno de ondas de esfuerzo. Nótese las componentes de alta frecuencia presentes.*

Una limitante de la Demodulación viene a estar dada por la dependencia de esta a la frecuencia máxima de análisis [ 4 ]. En un análisis normal, la constante de tiempo de muestreo está dada por

$$\Delta t = \frac{1}{2.56 \times F_{MAX}} \quad (3.1)$$

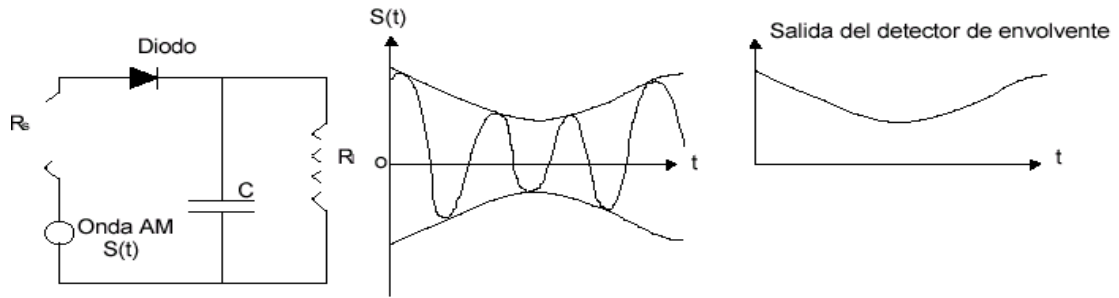
y la frecuencia de sampleo requerida será:

$$f_s = \frac{1}{\Delta t} \quad (3.2)$$

Hasta ahora se conocen dos formas de calcular u obtener la envolvente de frecuencias.

#### **a) Método de aproximación**

El método de aproximación se realiza mediante un circuito análogo, el circuito se ve en la **Figura 3.6**.



**Figura 3.6**

***Circuito y señales en un demodulador de aproximación. La carga y descarga del condensador está relacionada con la polarización del diodo.***

La señal primero es rectificada mediante un diodo, y luego filtrada mediante un filtro RC pasa bajos. Este método se basa en la carga y descarga del condensador producto de una señal modulada en amplitud ingresada al diodo.

#### **b) Método de computación**

El método de computación consta de un algoritmo basado en la Transformada de Fourier y su inversa. Los pasos a seguir se describen a continuación [ 3 ]:

- Se aplica la FFT a los N puntos tomados de la forma de onda.
- Se calcula el espectro a un lado, multiplicando por 2 los primeros  $N/2+1$  coeficientes.
- Se aplica la IFFT a los coeficientes modificados.
- Se eleva al cuadrado cada uno de los N puntos de la pre-envolvente, encontrando así la envolvente final.

Algunos sistemas ocupan la transformada de Hilbert para realizar la Demodulación. Se enfocará el análisis al procesador modelo 750, incluido en el analizador de vibraciones modelo CSI 2119.

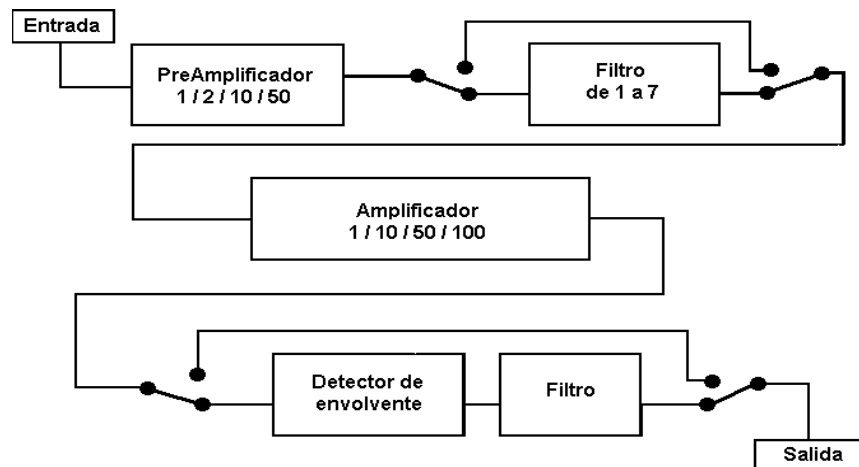


Figura 3.7

*Diagrama de bloque del procesador 750 incorporado en el analizador de vibraciones CSI 2119.*

El procesador modelo 750 consta de cinco etapas. Estas se ven el diagrama de bloque de la **Figura 3.7**.

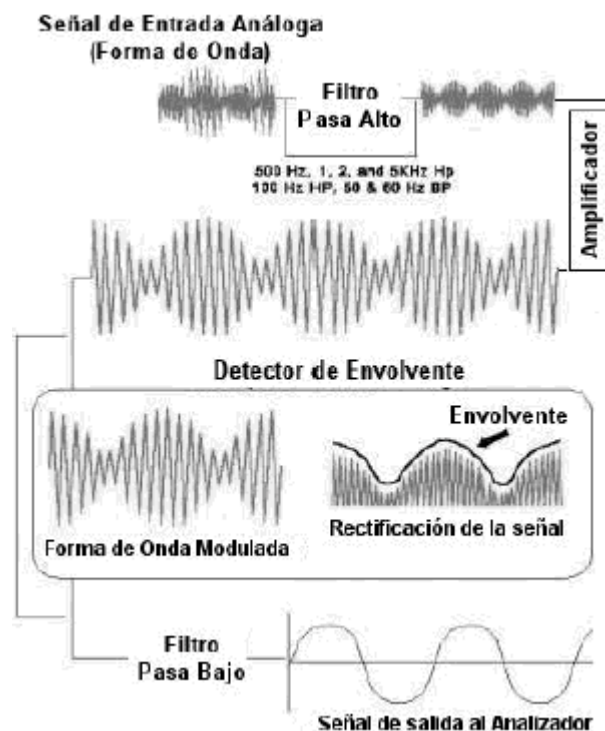


Figura 3.8

*Esquema del proceso de Demodulación. La figura muestra como es procesada la señal y su forma al salir del demodulador.*

La primera etapa consiste en un Preamplificador, cuya función es elevar la amplitud de las señales de entrada muy bajas, sin comprometer la SNR (relación señal - ruido).

La siguiente etapa consiste en un banco de filtros seleccionados mediante la interfaz del instrumento. El modelo 750 consta de distintos tipos de filtros: cuatro pasa altos con frecuencia de corte en 500, 1k, 2k, 5k Hz. Además, dos pasa banda y un pasa alto de 100 Hz, esto para aplicaciones en medición de corriente en motores eléctricos. La finalidad de este filtro es aislar las ondas de impulso y las altas frecuencias que están siendo moduladas por el problema. Cabe hacer notar que la amplitud de las ondas de esfuerzo es más baja que la de componentes del espectro situados en baja frecuencia.

La selección del filtro se debe hacer con un criterio basado en un amplio conocimiento de la frecuencia de la falla a analizar, esto debido que es necesario incorporar en la señal la mayor cantidad de información posible de la falla. La expertez del analista surge como una de las prioridades al momento de determinar el filtro y el ancho de la banda a evaluar.

La tercera etapa consiste en un amplificador post filtro. La idea de este nuevo amplificador se basa en el hecho que la señal que sale del filtro corresponde al porcentaje de menor amplitud, por lo tanto se necesitara aumentar la amplitud a su valor máximo para un buen análisis en las siguientes etapas.

En la etapa del demodulador, la señal de entrada es conocida como la ‘portadora’ (Carrier) y la señal de salida de esta etapa como la ‘banda base’ (Baseband). La portadora está compuesta por una señal de alta frecuencia modulada por una de baja frecuencia, y corresponde a la parte de la señal donde está la información de la falla. En esta etapa, la señal es rectificada y su señal continua eliminada. Un detector de envolvente entrega la forma de onda de la envolvente de los impulsos.

Finalmente la señal es pasada por un filtro pasa bajo para obtener la envolvente. Este filtro elimina todas las componentes residuales de la portadora, las cuales enmascaran las frecuencias de salida de la banda base. Debido a que la constante de tiempo del circuito promediador depende de la frecuencia de corte del filtro pasa bajo del demodulador, la frecuencia máxima de análisis determina la amplitud y la SNR [ 3 ].

### **3.3 Problemas comunes en máquinas rotatorias**

#### **3.3.1 Vibración debida a Desbalanceo**

El desbalanceamiento de rotores es un problema común en máquinas rotatorias, y su comportamiento se dice que es lineal. Si un eje está desbalanceado, el tendrá el mismo desbalance a través de los 360° de rotación.

El desbalanceamiento es una condición donde el centro de masas del disco no es coincidente con su centro de rotación. Al girar el rotor se genera una fuerza radial hacia afuera, lo que hace que el eje del rotor se flecte y la fuerza sea transmitida a los descansos de la máquina. La fuerza excitadora hace vibrar la máquina con una vibración armónica (o sinusoidal) con frecuencia exactamente igual a la velocidad de rotación de la máquina (1 x r.p.m. o simplemente 1x).

##### **a) Características vibratorias**

La vibración debida a un desbalance genera normalmente una señal con una forma de onda sinusoidal a la frecuencia de rotación del eje. El espectro vibratorio presenta una componente radial dominante a 1 x r.p.m. ( **Figura 3.9** )Debe tomarse en cuenta que una señal con una componente 1x predominante no siempre es desbalanceamiento.

La componente a 1x de la velocidad de la máquina tiene origen en el punto pesado que pasa frente al sensor una vez por revolución.

## b) Dirección de la vibración

Las componentes radiales son normalmente predominantes sobre las axiales, excepto en ejes en voladizo en donde puede haber una magnitud similar que normalmente es constante.

Como la rigidez de los descansos no es la misma en los diferentes planos, generalmente la rigidez en la dirección horizontal es menor que la vertical, entonces la vibración horizontal es normalmente 2 o 3 veces mayor que la vertical. Cuando la razón de vibración horizontal/vertical es mayor que 6 : 1 , normalmente indica otros problemas.

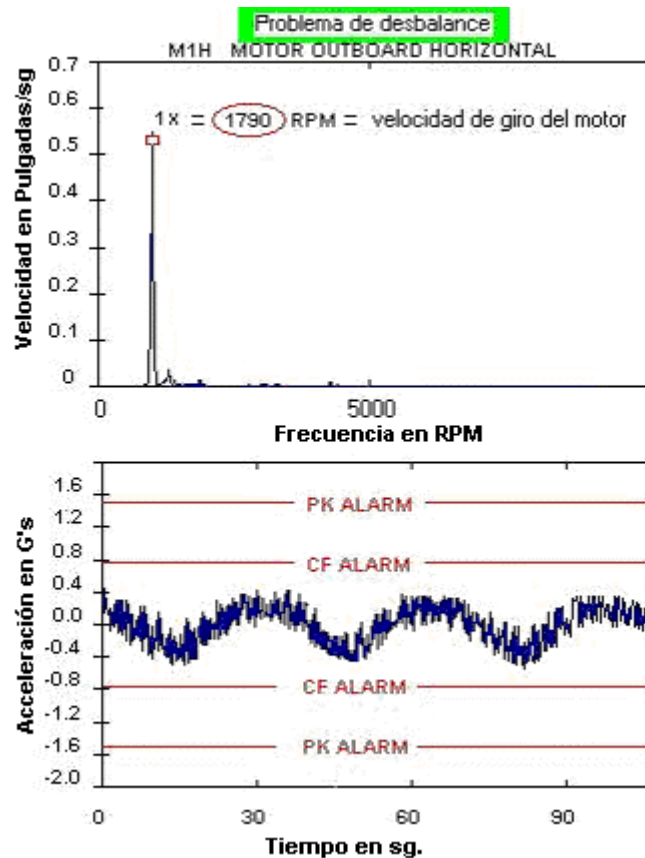
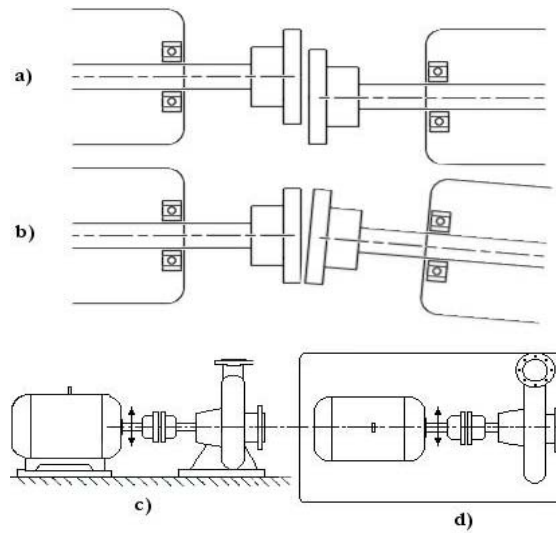


Figura 3.9

*Forma de onda y espectro de un rotor desbalanceado.*

### 3.3.2 Desalineamiento de acoplamientos

Entre los problemas comunes en equipos rotatorios podemos identificar el desalineamiento. El desalineamiento de acoplamientos es una condición donde los ejes de la máquina conductora y conducida no están en la misma línea de centros. Existe también el desalineamiento angular, (**Figura 3.10**), y la condición común es que se presente una combinación de ambos.



**Figura 3.10**

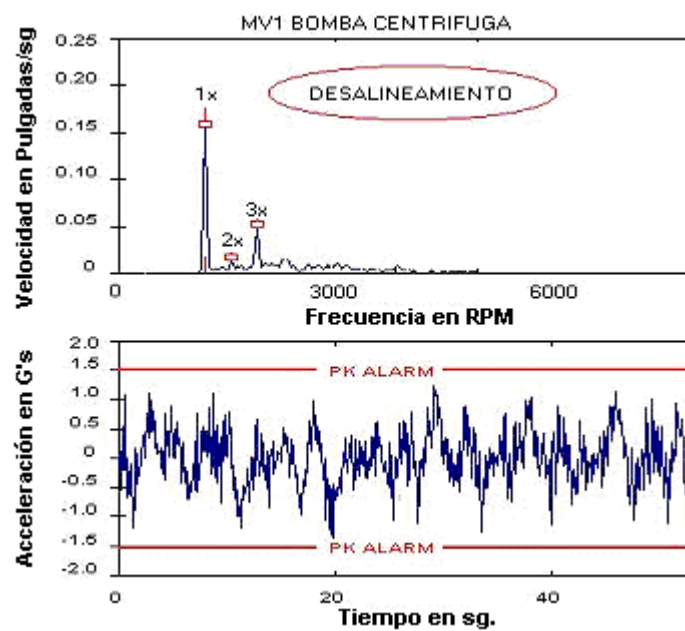
***Desalineamiento de acoplamientos. a) desalineamiento paralelo, b) desalineamiento angular, c) desalineamiento vertical, d) desalineamiento horizontal.***

El desalineamiento se puede producir por una serie de factores entre los cuales se destaca los siguientes:

- Problemas de montaje: se produce en la instalación de acoplamientos de motores y bombas.
- Problemas durante la operación: los equipos pierden su alineamiento inicial debido a problemas tales como esfuerzos producidos por deformaciones en cañerías, dilataciones desiguales de la máquina, o condiciones de operación desfavorables.

### a) Características vibratorias del desalineamiento

En el espectro vibratorio podemos identificar componentes significativas de 1x, 2x y 3x que corresponden la velocidad de giro de la máquina y sus dos armónicos siguientes respectivamente (ver **Figura 3.11**). La amplitud de estas tres componentes entrega información para un diagnóstico exacto. La severidad de la falla se puede diagnosticar utilizando una carta de severidad, que entrega márgenes de amplitud para niveles de alarma en función de la potencia para las distintas máquinas rotatorias.



**Figura 3.11**

#### *Principales características vibratorias del desalineamiento de ejes*

Si el desalineamiento toma un carácter más severo, pueden aparecer componentes desde 4x a 8x, en forma similar a un problema de holgura. Por esta razón se debe seguir periódicamente a los equipos para evitar errores de diagnóstico.



## **b) Dirección de la vibración**

La dirección de la vibración entrega información acerca del problema. Si la dirección de la vibración es horizontal, hay desalineamiento paralelo vertical; si la dirección es en sentido vertical, hay desalineamiento paralelo horizontal; si el desalineamiento es angular, se generan altas componentes axiales. El caso común es el desalineamiento combinado, por lo que la componente axial es significativa en este tipo de problemas y debe ser incluida en la adquisición de datos.

Las fuerzas debidas al desalineamiento pueden ser distintas en las diferentes direcciones, y una componente horizontal desalineada puede ir acompañada de una vertical bien alineada. Este tipo de información es de vital importancia para un buen diagnóstico y en especial para el pronóstico de vida de los equipos.

Una característica que es importante considerar es el grado de desalineamiento dependiente de la temperatura. Todos los materiales se dilatan al aumentar su temperatura. Este es el caso de un motor eléctrico que se calienta y una bomba que puede calentarse o enfriarse según el fluido que maneja. Los cambios de temperatura producen dilataciones muy lentas en los equipos, lo que cambia su condición de alineamiento.

La mayor parte de los problemas de desalineamiento no son detectados con anticipación y sólo son corregidos cuando el acoplamiento, los ajustes en el eje o los rodamientos, se dañan hasta quedar fuera de servicio. Bajo estas condiciones, la señal obtenida puede aparecer con componentes de baja amplitud, y varios armónicos, confundiendo el diagnóstico con una holgura o un problema de poca importancia.

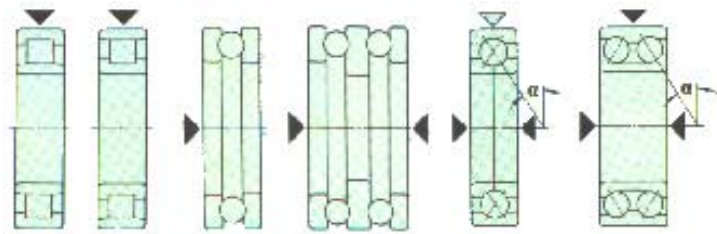
Para detectar este tipo de problemas se requiere de una vigilancia periódica de los equipos, y que las diferencias en el tipo de acoplamiento, velocidad de giro y condiciones de operación de los equipos hacen que cada falla sea un caso particular de diagnóstico.

### 3.3.3 Fallas en rodamientos

Los rodamientos son elementos donde el análisis de vibraciones se ha mostrado mas eficaz, por la capacidad de predecir los eventos que se puedan desarrollar en estos y por las planificaciones que se puedan desarrollar a partir de estos para prevenir una falla.

#### a) Disposición de las cargas

Es importante destacar que en la toma de mediciones en los descansos de los rodamientos se debe tener en cuenta la dirección y la magnitud de la carga que soporta el rodamiento (**Figura 3.12**) con el fin de evitar mediciones que puedan ser erróneas o que induzcan a diagnósticos ineficientes.



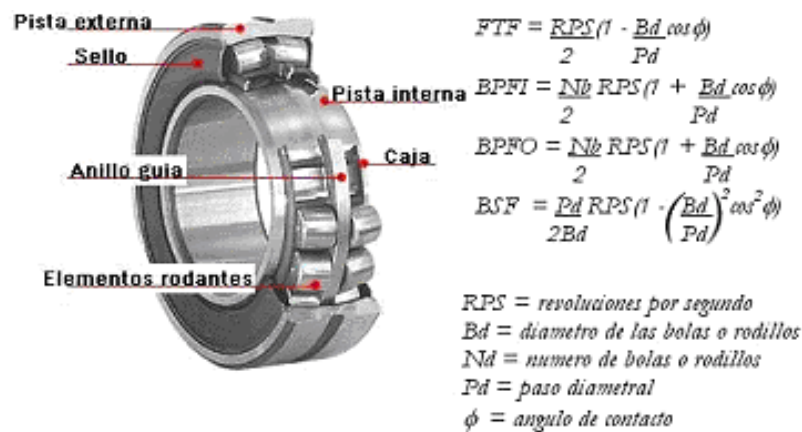
**Figura 3.12**

*Distintos tipos de rodamientos. Se muestra la carga que soporta cada tipo.*

#### b) Frecuencias de falla generadas por los elementos

Las frecuencias de falla están relacionadas con las frecuencias de los elementos rodantes y estas son frecuencia de paso de las bolas por la pista externa (BPFO), frecuencia de paso de las bolas por la pista interna (BPFI), frecuencia de giro del tren de elementos ( $F_{TF}$ ) y frecuencia de paso de las bolas (BSF). La **Figura 3.13** representa su posición y forma de calcular [ 6 ].

- BPFI, BPFO: estas frecuencias son generadas cuando las bolas o rodillos pasan por algún punto defectuoso en las pistas. Debido a las condiciones de diseño, la frecuencia generada es el producto del n° de bolas por la frecuencia de rotación. En la pista externa, el valor de la componente de frecuencia (BPFO) es un 40% de este cociente y en la pista interna (BPFI) un 60%, esto debido que en cada giro pasa más bolas por la pista interna que por la pista externa.
- FTF: esta frecuencia corresponde a la frecuencia que gira toda la unidad, incluido todos los elementos.
- BSF: la frecuencia de giro de las bolas o rodillos se genera cuando un defecto en los elementos golpea en las pistas en cada giro. A veces puede aparecer dos veces este valor tomando en cuenta que la bola golpea dos veces (una en cada pista) [ 2 ]. Debido a que las bolas no siempre golpean en las pista cuando están en la zona de carga, la amplitud de estas es pequeña, pero pueden aparecer como bandas laterales de alguna otras frecuencia separadas por la BSF.



**Figura 3.13**

*Frecuencias características de los rodamientos y sus elementos*

### **c) Defectos en rodamientos**

En el caso de rodamientos, la presencia de armónicos generados en las frecuencias de los elementos que lo constituyen, son por si solas síntomas de que algo está ocurriendo en el rodamiento. La evolución clásica de este tipo de defectos, sigue la dirección de la carga ejercida en el rodamiento. Así, en la mayoría de los casos, la falla aparece en la pista donde soporta mayor carga, y avanza a través de las bolas o rodillos a la pista siguiente, aunque también existen otros casos.

#### **c.1 Pistas**

Los defectos en pista, se caracterizan por la aparición de una componente de frecuencia de valor igual a la frecuencia de paso de la pista donde está ocurriendo. A medida que el defecto aumenta, la componente se vuelve de mayor amplitud y de banda ancha, además de aparecer varios armónicos.

#### **c.2 Elementos rodantes**

En los elementos como son rodillos y bolas, un defecto presentará un espectro de frecuencias con una de las frecuencias características de los rodamientos modulada por armónicos múltiples de la frecuencia de paso de los elementos (BSF); esto debido a que la presencia de un defecto en los elementos rodantes, no corresponde a un evento por si solo, y comúnmente, está acompañado por otro defecto. Aún así, aparecen comúnmente armónicos múltiples de la frecuencia de paso de los elementos rodantes en los espectros analizados. Esto podría ser evidencia de que una cantidad definida de elementos están defectuosos. Así la presencia por ejemplo de una componente de  $3 \times \text{BSF}$  podría ser indicador de que tres bolas o rodillos están defectuosos.

### **c.3 Juego interno**

Una instalación defectuosa podría provocar juego del rodamiento en el eje, lo cual se puede interpretar en un espectro, como componentes de frecuencia múltiplos de la velocidad de giro del eje, así como armónicos de ésta. Defectos de diseño como un montaje inadecuado, o una tuerca de apriete suelta, también pueden generar estas componentes. Es importante destacar que el diagnóstico de juego interno es muy delicado porque las componentes características de esta falla pueden ser confundidas fácilmente con un desbalanceo o desalineamiento. Se debe ser cuidadoso en identificar que las componentes armónicas sean de un mismo y bajo nivel (comúnmente mucho menor que el de un desalineamiento o desbalanceo).

### **c.4 Jaula porta elementos**

Como ya se dijo, un defecto en la jaula es producto de defecto en los elementos rodantes, por lo tanto es un defecto que rara vez aparece por sí solo. Su espectro corresponde a una componente o múltiplos de la frecuencia de giro de la jaula (FTF) modulada por bandas a la frecuencia BSF.

### **c.5 Lubricación inadecuada**

Debido a las condiciones de uso, un rodamiento debe mantenerse lubricado todo el tiempo. Un lubricante que no responda a las necesidades, o una lubricación inadecuada, puede provocar altas temperaturas en el interior del rodamiento, lo que implica que los elementos de éste comiencen a colapsar. Este tipo de fallas es detectado con una inspección de la temperatura del descanso y análisis periódicos de lubricación. Aun así, un espectro de frecuencias puede detectar defectos como el 'oil whirl', cuya frecuencia de giro corresponde comúnmente entre un 50% a 40% de la frecuencia de giro del eje.

### 3.3.4 Cajas reductoras de engranajes

Para diagnosticar problemas en los sistemas de transmisión por engranajes o cajas reductoras, se necesitan una serie de herramientas de alta tecnología. El equipo de medición, el programa de análisis y la experiencia del personal permitirán hacer un diagnóstico de estos problemas con exactitud, justificando así la inversión de un programa de mantenimiento.

Algunos de los problemas que se pueden identificar en este tipo de sistemas son:

- Engranajes excéntricos

Podemos clasificarlos en cuatro categorías:

- i. Un engranaje está excéntrico y tienen un factor común de dientes.
- ii. Uno o ambos engranajes están excéntricos, y no tienen factor común de dientes.
- iii. Engranaje fuera de redondez, o con puntos altos.
- iv. Engranaje instalado en un eje doblado.

- Engranajes sueltos y desgastados

- Engranajes desalineados

- Engranajes oscilantes ( backlash )

- Engranajes con dientes rotos, agrietados o desastillados

Para identificar cual es origen del problema, se puede decir que la geometría de los elementos, la disposición de los ejes, y las velocidades de giro, entregan información muy importante en la adquisición de datos ( **Figura 3.14** ) .



**Figura 3.14**

***Caja reductora de engranajes helicoidales***

Para una buena adquisición de datos, se deben conocer las frecuencias esperadas y el sensor adecuado para cada aplicación. La ubicación correcta de los sensores depende del tipo de engranaje, naturaleza del problema, y disposición de los ejes, tomando en cuenta además, cual puede ser el engranaje defectuoso. La mejor señal puede ser obtenida ubicando el transductor en la zona de carga tan próxima como sea posible al soporte del descanso del engranaje.

Para encontrar la mejor ubicación del transductor se pueden seguir las siguientes recomendaciones:

- i. Para engranajes rectos o cilindricos, la mejor señal se obtiene en la posición radial.
- ii. Para engranajes helicoidales, y otros con ángulo de contacto, la mejor señal se obtiene desde la posición axial ( **Figura 3.15** )



**Figura 3.15**

*Datos adquiridos en la posición axial; la cabeza de un perno da buenos resultados*

- i. Si la caja de engranajes está construida con nervios internos, la mejor señal se obtiene ubicando el transductor en la unión del nervio con la caja.
- ii. No se debe tomar datos desde las cubiertas de las cajas de engranajes o de las placas delgadas sobre el sello de aceite. Los datos adquiridos en la cabeza de un perno da mejores resultados, debido a que la transmisibilidad de frecuencias a través de los hilos de un perno no es atenuada (**Figura 3.15**) [ 7 ].

La diversidad de máquinas y equipos que se encuentra en la industria impide abarcar la amplia gama de problemas y sus diferentes causas. Sin embargo, algunos son de carácter común en las empresas, y serán desarrolladas con más detalle en los casos industriales.



Es importante destacar que las técnicas de detección de fallas anteriormente descritas, son complementarias para detectar algunos de estos problemas y el diagnóstico debe ser realizado utilizando ambas técnicas.

Entre las principales características vibratorias que se producen en una señal obtenida en una caja reductora de engranajes, podemos identificar las siguientes:

**a) Frecuencia de engrane (Fe)**

Si tenemos un par de engranajes, la frecuencia de engrane se encuentra multiplicando el número de dientes de cada engranaje por la velocidad de giro de su eje. El número de dientes del conductor por su velocidad de giro debe ser igual al número de dientes del engranaje conducido por su velocidad. En general tenemos que:

$$f_{ENG} = z \times \text{Velocidad de giro (r.p.m.)} \quad (3.3)$$

En donde:  $f_{ENG}$  = frecuencia de engrane ,  $Z$  = n° de dientes

La frecuencia de engrane se genera cuando existe un problema de engrane. Esta componente vibratoria, que es normal al funcionamiento del engranaje, se produce cada vez que los dientes entran en contacto. Esta se debe a la desviación en el perfil del diente respecto a su forma ideal. Las fuentes principales de estos problemas son la deflexión del diente bajo carga, los errores geométricos en el proceso de maquinado o fundición y el desgaste del flanco.

Un engranaje defectuoso puede generar un golpe o impacto cada vez que entra en engrane. La razón de repetición del impacto es la velocidad de la rueda. El impacto excita frecuencias naturales axiales o radiales según el tipo de engranaje. Las frecuencias están moduladas por la razón de repetición de este impacto y tienden a estar bien amortiguadas.

En este tipo de problemas se generan ondas de esfuerzo, las cuales serán descritas mas adelante.

## **b) Efectos de modulación**

### **b.1 Modulación en amplitud**

Si existe una variación en la carga aplicada sobre un reductor, la amplitud vibratoria de la componente de engrane generalmente es modulada debido a su sensibilidad con la carga aplicada en los dientes. Una posible causa de este problema es la excentricidad de una rueda de engranaje, la cual modulara la frecuencia de engrane con la frecuencia de rotación del eje [ 7 ].

Otro ejemplo de este fenómeno se produce cuando existe un problema localizado sobre un diente. Esto equivale a una modulación de la componente de engrane por un corto pulso de longitud del orden del periodo de engrane, pero repetido un vez por revolución.

### **b.2 Modulación de frecuencias**

Si la velocidad de rotación de los engranajes no es constante o los dientes no están espaciados uniformemente, se producirá una modulación en frecuencia de la componente de engrane. Esta componente hará aparecer toda la familia de bandas laterales con una separación entre ellas igual a la frecuencia moduladora.

Determinando la frecuencia a la que se encuentran separadas las bandas laterales se puede identificar el origen del problema, encontrando el eje defectuoso. Bandas laterales al lado derecho pueden indicar engranajes excéntricos, mientras que al lado izquierdo indican problemas de soldadura; si existen ambos problemas, las bandas aparecerán en los dos lados.

### **c) Armónicos de la frecuencia de engrane**

Si en la señal obtenida aparecen los armónicos de la frecuencia de engrane puede ser por variadas causas. Si el segundo armónico tiene una amplitud alta con respecto al primero y el tercero, esto debería indicar un problema de backlash o que uno de los engranajes está oscilando. Este fenómeno se produce debido a que los dientes están engranando en ambos lados y este doble engrane genera una segunda armónica.

Cuando la amplitud de los tres primeros armónicos es considerable, podríamos decir que existe un problema de desalineamiento de algún engranaje y la diferencia de amplitud entre estas nos entrega información para el diagnóstico.

### **d) Frecuencias fraccionadas de la frecuencia de engrane**

Si un par de engranajes tiene un engranaje excéntrico y un factor común distinto a uno entre el número de dientes del piñón y la corona, cada  $N$  AVO diente del engranaje excéntrico, siendo  $N$  el factor común, hará contacto con el engranaje bueno repitiendo este fenómeno periódicamente. Esto produce un desgaste apresurado para un número determinado de dientes que disminuye la esperanza de vida del reductor. Si dos engranajes tienen un factor común 1, cada diente debe tener contacto con todos los dientes de su conjugado para volver a engranar con el primero. Esto debe ser tomado en cuenta por el analista en los pronósticos de vida debido a que la calidad (AGMA) de los materiales no es normalmente entregada por los fabricantes de ruedas dentadas, y los diseñadores puede que no se preocupen de este detalle.

### **e) Frecuencia de encuentro entre dientes (HTF)**

La frecuencia de encuentro entre dientes normalmente no es medible debido a que es una frecuencia muy baja [ 6 ]. Sin embargo puede observarse en el dominio del tiempo si un par de engranajes tienen un diente roto cada uno. Cada vez que estos dientes rotos entran en contacto se genera un pulso mayor y la frecuencia de repetición de este evento es la HTF.

### 3.3.5 Problemas en Bombas y ventiladores

En la mayoría de los procesos productivos como el de la celulosa, el manejo de los fluidos es de gran importancia. Una gran cantidad de equipos son imprescindibles para el funcionamiento de calderas y secadoras, exigiendo al máximo su disponibilidad. Por otro lado, los líquidos corrosivos, condiciones de operación no adecuadas, y el desgaste debido al normal funcionamiento, hacen que existan una serie de problemas que son inevitables.

Las bombas y ventiladores presentan una vibración inherente a ellos. Esta vibración va a depender de la velocidad de giro y del número de álabes. Esta frecuencia se llama frecuencia de paso de álabes, y se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$f_{PASO\ DE\ ALABE} = N^{\circ} de\ alabes \times velocidad\ de\ giro \quad (3.4)$$

En ciertos casos pueden aparecer componentes armónicas de la frecuencia de paso de álabes (ver casos industriales).

Las causas de este fenómeno son varias entre las cuales se destacan las siguientes:

#### a) Pulsaciones de presión

Esta vibración es simplemente el resultado de las fuerzas hidráulicas generadas dentro de la máquina, y ocurre cada vez que un alabe de ella pasa frente a un difusor estacionario [ 6 ] .

Si tenemos el rotor centrado con respecto a la carcasa, las pulsaciones hidráulicas tenderán a balancearse entre ellas, y las vibraciones serán de baja amplitud. Sin embargo, si el juego álabes del rotor y los difusores de la carcasa no son uniformes a lo largo de la circunferencia, se pueden producir componentes de mayor amplitud a la frecuencia de paso de álabes.

Este problema genera vibraciones a la frecuencia de paso de álabes y armónicos de esta. Las causas pueden ser variadas:

- La máquina trabaja con un flujo menor que el flujo nominal de la bomba.
- Obstrucciones en ductos que perturban el flujo
- Rotor excéntrico o eje doblado.

#### **b) Problemas de cavitación**

El problema de cavitación se produce cada vez que una bomba opera bajo su capacidad de diseño o con inadecuada presión de succión. Esto genera burbujas en el líquido, que al llegar a un punto de mayor presión, desaparece bruscamente produciendo estallidos que se transforman en ruido y vibraciones.

El ruido que genera el fenómeno de cavitación es audible por el oído humano, y se asemeja al sonido de arena o piedras circulando por ella. La vibración generada es aleatoria y su espectro es continuo en un cierto rango de frecuencias.

Se debe tomar en cuenta que las amplitudes vibratorias de una bomba cuando está cavitando son bajas, sin embargo, la cavitación es extremadamente destructiva y produce problemas en otros componentes tales como sellos o descansos, incluso en el rotor.

#### **c) Hambruna de la bomba**

Este fenómeno se produce cuando el líquido no llena completamente cada alabe del impulsor en cada revolución, produciéndose un desbalanceamiento de masas del fluido dentro del rodete. La característica principal de este problema es una gran vibración a la frecuencia de paso de álabes. Esto puede ser confundido con desbalanceamiento, pero la amplitud de la vibración de la hambruna de una bomba varía con cada revolución.

Las vibraciones generadas son de amplitudes variables y altas, por lo cual pueden ser muy destructivas.

#### **d) Flujo turbulento**

Cuando existe un problema de flujo turbulento se genera una vibración aleatoria de ancho de banda típico entre 20 y 6000 r.p.m. (aprox. 1 a 100 Hz.)

Una de las causas posibles es que existen perturbaciones en el flujo que producen variaciones de presión y velocidad en él.

## **CAPÍTULO 4 : MATERIALES Y METODO**

### **4.1 Instrumentación**

El método de detección incipiente de fallas mediante ondas de esfuerzo es una técnica relativamente nueva pero está incorporada en la mayoría de los equipos de análisis de vibración actuales. A diferencia de la técnica del valor peak o peak-vue, la técnica de Demodulación está incorporada en la mayoría de los equipos y solo cambia el nombre de esta. Es así como para CSI es el análisis de Demodulación, para SKF se llama envolvente de aceleración, para IRD espectro de energía spike, para Entek Scientific Corp es procesamiento de la señal de envolvente, y para Predict-DLI espectro modulado [ 4 ].

En nuestro caso ocupamos el material que se detalla en adelante.

#### **4.1.1 Portable RBMconsultant™ Model 2120**

El modelo 2120 de CSI es un instrumento que permite realizar la mayoría de las funciones necesarias para tener un diagnóstico acertado. Con una autonomía de aproximadamente 15 horas, una memoria de 2.5 Mbytes y un peso de 2.18 Kg., se transforma en un instrumento cómodo y seguro para condiciones de trabajo adversas. Una interfaz amigable y un display en tiempo real, le permite al usuario moverse a través de todas las capacidades de análisis sin mayor problema y realizar un análisis en terreno de la maquinaria, lo cual es una gran ventaja para empresas de gran extensión. Trae incorporado la opción de medir rutas, lo que permite al usuario realizar mediciones de espectros según una ruta anteriormente seleccionada y cargada en memoria, lo que significa una gran ventaja a la hora de optimizar los tiempos de medición.

El instrumento trae incorporado la opción de realizar tres tipos de análisis en terreno fuera de la ruta.

- Single spectrum : Esta opción realiza un espectro normal de vibraciones para un punto determinado.
- Peak-vue: esta opción permite realizar un análisis de onda de esfuerzo con la técnica de peak-vue.
- Demodulation: finalmente la opción de realizar un espectro demodulado de ondas de esfuerzo. Este espectro permite una resolución de 1/3 de octava, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200 y 6400 líneas, números de promedio entre 1 y 9999, integración digital y analógica, un rango de frecuencia entre DC a 10 Hz mínimo y DC a 40 kHz máximo, además de varios filtros pasabanda seleccionables ( 20 a 150 Hz, 50 a 300 Hz, 100 a 600 Hz, 500 a 1kHz ) y pasalto ( 500 Hz, 1 kHz, 2kHz, 5kHz, 10 kHz ).



**Figura 4.1**

***Analizador de vibraciones CSI 2120-A***

#### **4.1.2 Acelerómetro Wilcoxon modelo 793**

Debido que las ondas de esfuerzo son de alta frecuencia se optó por un acelerómetro de buena respuesta en alta frecuencia. Se utilizó un acelerómetro piezoeléctrico Wilcoxon de sensibilidad 100 mV/g. Su amplia respuesta en frecuencia y una buena respuesta frente a la temperatura lo hacen un excelente accesorio por un bajo precio, especial para aplicaciones como son el monitoreo de máquinas.



Debido a que la sensibilidad de carga aumenta en las zonas resonantes del sensor, especial énfasis debe hacerse en la elección del montaje del acelerómetro. La **Figura 4.2** muestra que la mejor respuesta se consigue para un acelerómetro montado en un espárrago, pero esta situación no es común debido a las restricciones del diseño y el gasto que implica.

En la práctica los montajes más utilizados son puntilla manual (debido a la facilidad de acceso que implica) y magneto plano (el más eficiente para máquinas donde la estructura permita el acceso).

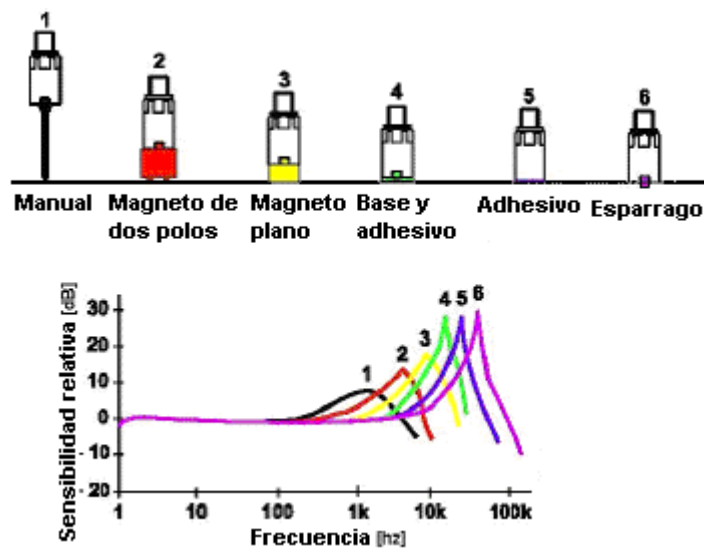


Figura 4.2

*Respuesta del acelerómetro en distintos montajes*

#### 4.1.3 RBMware

En un principio se utilizó para el análisis de los espectros un sistema experto ([ 6 ] [ 5 ]) llamado Mastertrend, una plataforma de 16 bits y que opera con Windows 3.1 para trabajo en grupo. Este fue actualizado en el análisis final por el sistema experto RBMware de los mismos fabricantes, el cual es una notable mejora con respecto al anterior. Este programa funciona con un mínimo de 64Mbytes en RAM, por lo que permite crear y administra todas las rutas de manera mas ordena y ágil. La gran versatilidad (tiene tecnología que permite manejar la información del análisis de vibraciones además de termografía, análisis de motores, análisis de aceite, etc.) y la facilidad de crear y administrar rutas manteniendo en la base de datos la información sobre cada uno de los equipos y elementos del área permite un fácil cálculo de todas la frecuencia, así como los armónicos de estas y también las bandas laterales que se producen. Además se pueden trazar varios espectros al mismo tiempo lo que permite hacer una comparación entre las distintas mediciones para monitorear la evolución de la falla. También incluye la función de generar órdenes de trabajo dentro del mismo programa, crear imágenes de los espectros y de los esquemas de área.

En fin MasterTrend junto con el analizador 2120 son una aguda arma que permite manejar con confianza las variables del análisis de vibraciones.

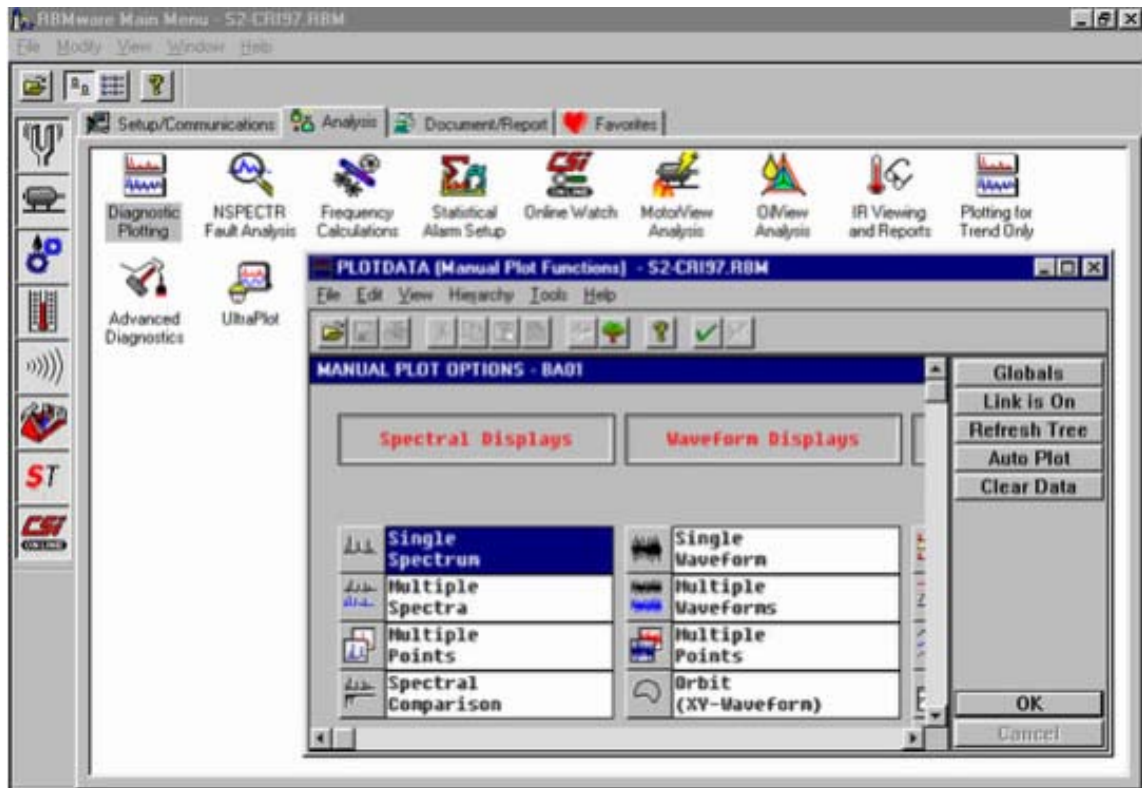


Figura 4.4

*Interfaz gráfica del sistema experto RBMware*

#### 4.1.4 Fototacómetro CSI 404B

Otro de los elementos entregados por CSI para el análisis de vibraciones consiste en un medidor de velocidad de giro, el cual se adhiere magnéticamente a una de las superficies externas al eje a medir, y a través de un láser que rebota sobre una superficie reflectante (un papel engomado adherido cuando el eje está quieto) mide la velocidad de cada giro del eje de la máquina y lo envía al analizador 2120. Las aplicaciones consisten (a parte de medir la velocidad de giro del eje) realizar promedios sincrónicos en el tiempo y mediciones de fase.



**Figura 4.3**

***Distintos accesorios de monitoreo para el CSI 2120***

## **4.2 Metodología de medición**

Uno de los problemas de la medición es encontrar un transductor que permita una acertada adquisición de datos. Tal como se dijo anteriormente, se recurre a un transductor sensible a las deformaciones producto de la aceleración, o acelerómetro, y por medio de una integración digital en el circuito de análisis, se puede establecer los valores de velocidad referidos a la señal.

El paso siguiente de la señal será, una vez convertida y amplificada por medio del acelerómetro, el proceso digital de esta señal.

La frecuencia de la vibración mecánica producida por una falla, rara vez es de forma armónica simple (puramente senoidal), y lo mas probable que sea de carácter compleja, o sea será la suma de distintas vibraciones obtenidas de distintas fuentes internas o externas al equipo medido (frecuencias de fallas, frecuencias de giro o paso de álabes, ruido del instrumento etc.) por lo tanto su análisis en el dominio del tiempo se torna altamente complejo.

Mediante un circuito digital que realice la FFT (Fast Fourier Transform) o cualquier otra transformada que lo permita (Hilbert, Wavelet [ 4 ] , etc.), se realiza una descomposición en frecuencia de los datos para poder diferenciar las componentes de frecuencia que caracterizan a la falla. Este circuito puede estar incluido en el instrumento que captura los datos o simplemente ser incluido como etapa posterior de análisis. La ventaja de tener en el instrumento un ‘display’ que muestre los espectros en tiempo real es que, en la medida que los componentes digitales sean más pequeños, permite un análisis en terreno de la medición que se está realizando. Para efectos prácticos, la mayoría de los instrumentos de medición de vibraciones tiene un display de baja resolución, para discernir si es que es necesaria una nueva medición del punto, pero tienen incluido una etapa posterior de análisis en una computadora externa al instrumento. Debemos recordar también que a medida que aumentamos la resolución en frecuencia de la FFT (número de líneas, promedios), es mayor el tiempo de exposición del transductor. Esto significa mayores tiempos en la ruta de medición, además que los transductores estarán expuestos por mas tiempo a altas temperatura y transientes térmicos. Finalmente la señal se muestra en la pantalla de la computadora o se imprime, y los datos son guardados en memoria para tener un histórico de este, además de monitorear la variación del valor RMS o la severidad de la falla.

#### **4.2.1 Ruido en la cadena de medición**

Para obtener datos que nos permitan un análisis acertado, es necesario reducir al mínimo el ruido en la señal capturada. El ruido en una medición se entiende como cualquier componente de la señal que no nos entregue información, o sea cualquier componentes señal no deseada. Las fuentes de ruido en una cadena de medición son comúnmente de tres tipos, ruido eléctrico del sensor, ruido eléctrico del instrumento y ruido ambiental [ 3 ] [ 5 ].

### **a) Ruido del sensor**

El rango dinámico del sensor está limitado por el voltaje de alimentación al amplificador y el ruido eléctrico de sus componentes. Las componentes del circuito como transistores, diodos y otros suman un ruido blanco (ruido con distribución uniforme de energía en frecuencia) que domina en alta frecuencia. En baja frecuencia el ruido es inversamente proporcional al valor de la frecuencia, y es conocido como el ruido de Schottky. Además en el acelerómetro el ruido en baja frecuencia es proporcional a la ganancia del circuito e inversamente proporcional a la sensibilidad del piezoeléctrico.

### **b) Ruido del instrumento**

El ruido dentro del instrumento de medición está caracterizado por tres tipos de fuentes.

1. El diseño electrónico inducirá ruido blanco y de Johnson debido a los componentes eléctricos.
2. El rango dinámico determina la banda de frecuencias del instrumento, la cual debería ser plana para evitar una distorsión de la información.
3. Finalmente algunos parámetros de configuración como el fondo de escala, la integración y el número de promedios. El fondo de escala deberá ser el mínimo posible sin reducir la SNR (relación señal ruido). La integración amplifica las bajas frecuencias provocando un ruido proporcional al inverso de la frecuencia llamado “caída de sky”. El número de promedios influirá en la confiabilidad en la recolección de los datos, un mayor número de promedios nos permite una mayor confiabilidad, pero un tiempo de medición y procesos mayores. Esto puede ser una arma de doble filo cuando las condiciones térmicas adversas hagan peligrar la integridad del instrumento, así como del medidor.

### **c) Ruido ambiental**

Debido a las características de la medición, existe dos tipos de fuentes de ruido externas a la cadena de medición: mecánicas y electromagnéticas.

Las fuentes mecánicas son de dos tipos. Las indirectas que pueden ser provocados por eventos como cavitación en bombas, fugas de vapor en secadoras, fugas de aire comprimido y frecuencias de engrane. Estas provocan altas amplitudes en alta frecuencia, lo cual podría saturar el amplificador. Esto puede ser evitado con un filtro pasa bajo que determine la frecuencia máxima de medición. Las directas, se caracterizan por un ruido de baja frecuencia producto de transmisiones estructurales, transientes térmicos o deformaciones mecánicas de la base del sensor. Una forma de evitar este problema es con sensor de baja sensibilidad a la base.

Las fuentes electromagnéticas producen ruido de inducción electromagnética provocada por cables, conexiones o señales de radio. Estos componentes están situados en baja frecuencia a la frecuencia de tensión de la red.

## CAPÍTULO 5 : CASOS INDUSTRIALES

Debido a que el análisis de ondas de esfuerzo, por su carácter de detección incipiente, necesita de un monitoreo de la máquina mucho antes de que la falla ocurra, no en todos los casos analizados con Demodulación se obtuvo los resultados deseados. Es por esto que se decidió dar un enfoque distinto a esta sección, la cual será dividida en dos partes. La primera consiste en los casos históricos, los cuales son casos donde la Demodulación ayuda a realizar un diagnóstico acertado y logra una detección incipiente. La segunda consistirá en los casos de estudio, que son casos complejos, en los cuales la Demodulación, si bien sirve como un complemento al momento de enfrentar el problema, el análisis se dificulta, ya sea por las características de la máquina o por el grado de avance o severidad de la falla. En definitiva se quiere sentar precedente de mediciones realizadas en terreno y realizar un análisis comparativo de las distintas fallas que presentan las máquinas rotatorias.

### CASO HISTÓRICO N°1

La **Figura 5.1** muestra el equipo 18-223 que pertenece al sistema de accionamiento del alimentador de alta presión del digestor continuo en la Planta de celulosa.



**Figura 5.1** *Accionamiento del Alimentador de alta presión. Nótese que el motor esta en voladizo, y los ejes están en posición horizontal.*



El motor de corriente alterna se encuentra en voladizo y gira a una velocidad que varía según la condición de carga de trabajo del alimentador, que es cercana a las 900 r.p.m. La caja reductora tiene 5 ejes y todos los pares de engranajes son helicoidales. El factor de reducción es de **126**, permite que el eje del alimentador de alta presión gire aprox a 8 r.p.m.

En la **Tabla 1** se encuentran algunos datos técnicos que nos entregan la información necesaria para el posterior análisis.

eje	n° de dientes	velocidad de giro (RPM)	F engrane (RPM)
1	27	823	22221
2	86	258	22221
2	24	258	6201
3	85	73	6201
3	25	73	1824
4	89	20	1824
4	21	20	430
5	66	7	430

**TABLA 5.1**

*Velocidades y frecuencias del reductor del digestor continuo.*

Como se puede ver en la tabla 5.1, todos los pares de engranajes tienen 1 como factor común de dientes, por lo cual se descarta la aparición de submúltiplos de las frecuencias de engrane. **(Cap 3)** También se debe mencionar que las velocidades de giro descritas en esta tabla pueden tener variaciones, y por tanto las frecuencias de engrane cambian según el día de medición lo cual complica el análisis.

Se realiza una inspección normal de ruta, en la cual se detectan algunos problemas en el motor como muestra la **Figura 5.2**. Se puede ver la presencia de los tres primeros armónicos de la velocidad de giro en los dos descansos. La presencia de estas frecuencias podría indicar problemas de desalineamiento, sin embargo existe una gran cantidad de armónicos de la velocidad de giro que requiere un análisis más riguroso.

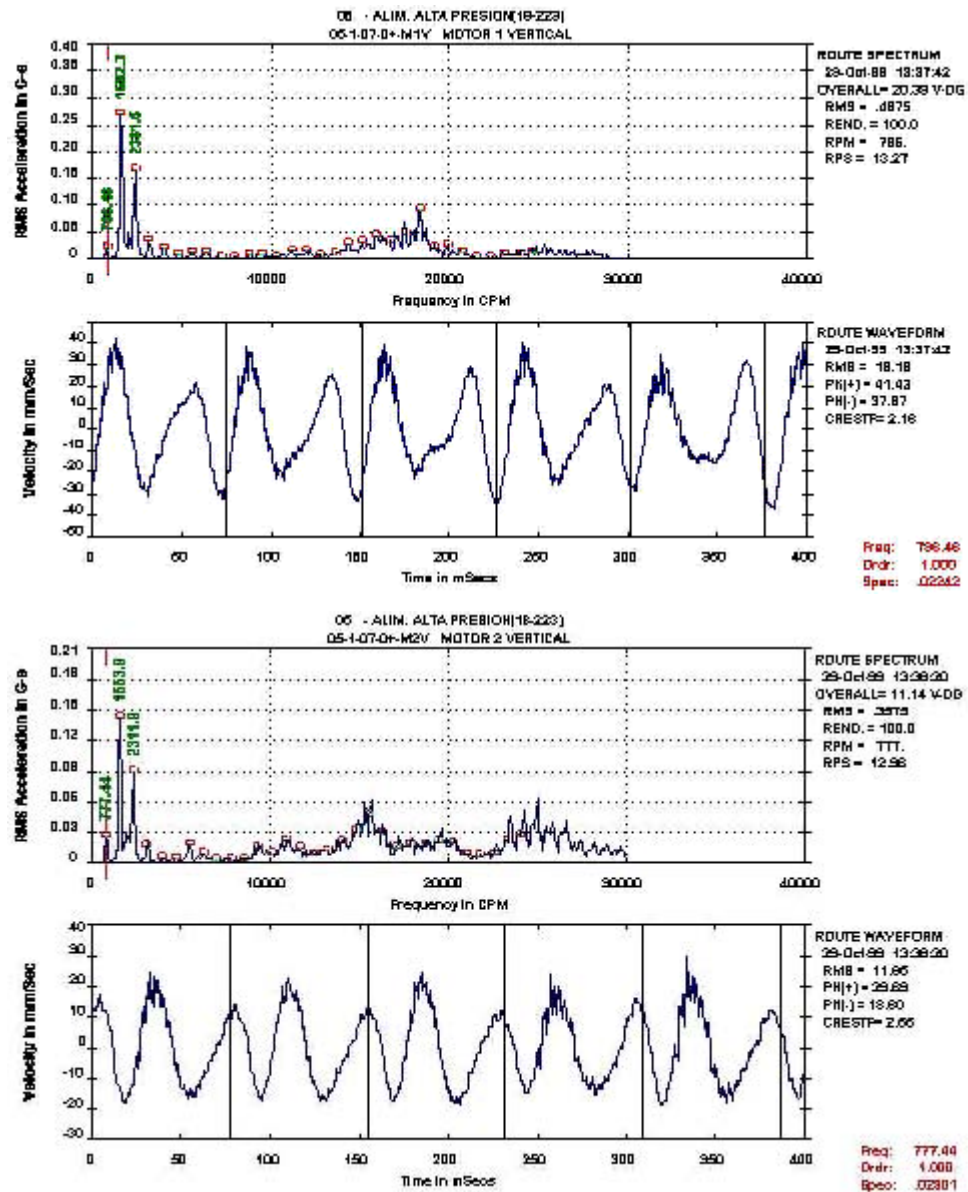


Figura 5.2

*Espectros de frecuencias en los descansos del motor en dirección vertical. Nótese la diferencia de amplitud entre ambos espectros..*

En el caso del reductor, se detectó una gran actividad en altas frecuencias con la presencia de impactos que generan ondas de esfuerzo. La **Figura 5.3** muestra los espectros normales de frecuencia de los ejes de entrada y salida, con una resolución de 6400 líneas.

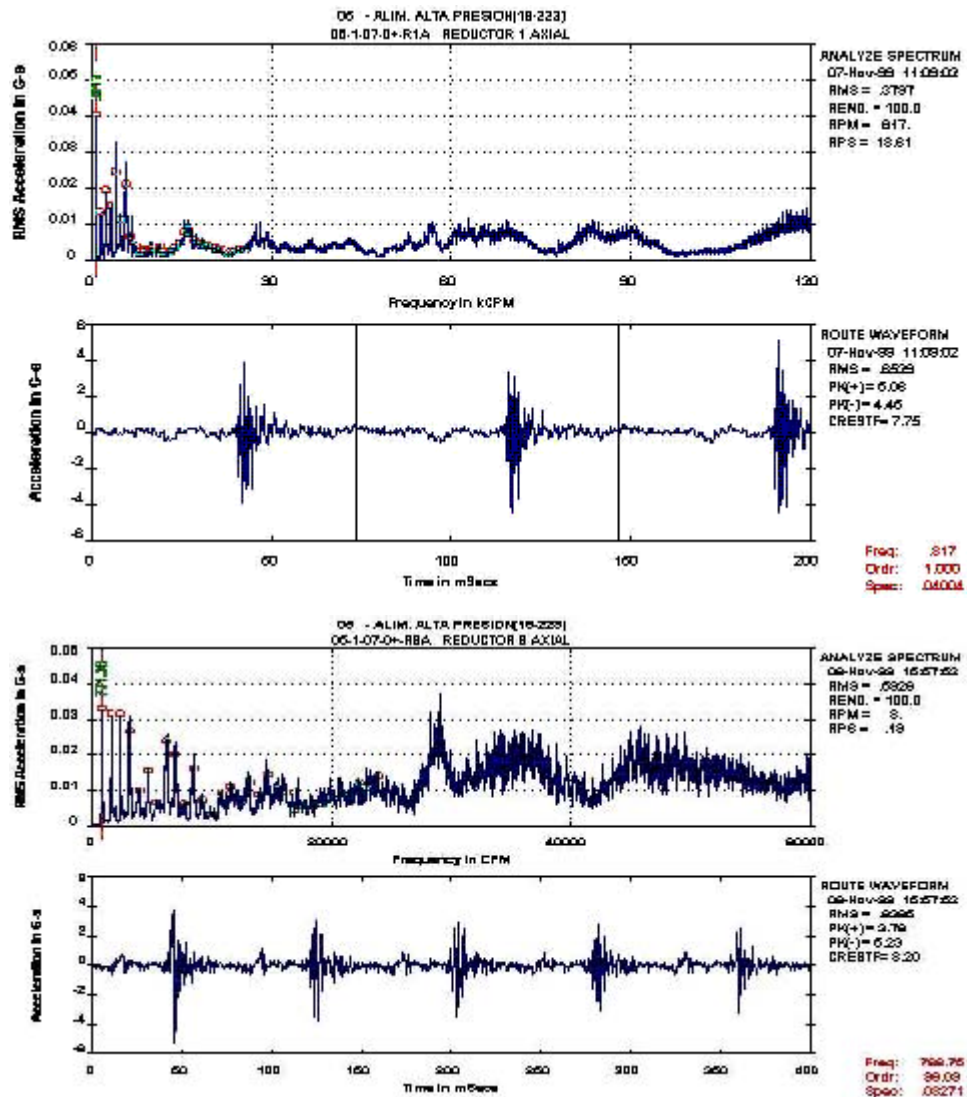


Figura 5.3

*Espectros de frecuencias de los ejes de entrada y salida en dirección axial. Nótese la presencia de ondas de esfuerzo en la forma de onda.*

Al detectar la presencia de ondas de esfuerzo, se realiza un análisis de Demodulación en los diferentes ejes. El eje de salida gira a 8 rpm, lo cual puede presentar dificultades en el análisis de vibración normal. La **Figura 5.4** muestra los espectros de Demodulación en el eje 1 y 4 con filtros de 2000 Hz en dirección axial.

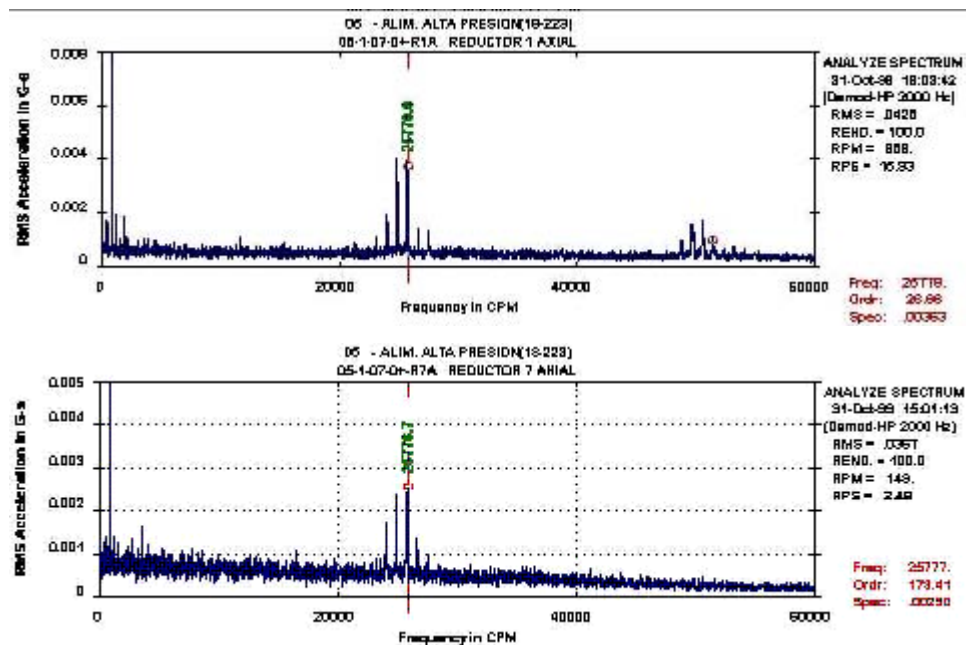


Figura 5.4

*Espectros de Demodulación con filtros 2000 Hz en el eje n°1 y n°4 en dirección axial.*

Se puede ver claramente la frecuencia de engrane del primer eje, con bandas laterales a la velocidad de giro del eje. En el espectro n°1 (R1 axial), se puede ver que el orden de la frecuencia de engrane es 27, lo que puede inducir a problemas en el engranaje de 27 dientes.

Por otro lado, las bandas laterales a ambos lados de la frecuencia de engrane indican que puede ser un problema de excentricidad de un engranaje y también de soldadura. Existe además la posibilidad que existan problemas de lubricación en la caja, lo cual complica severamente el análisis.

La velocidad de salida del reductor es aproximadamente de 8 rpm. La **Figura 5.5** entrega los espectros de Demodulación del eje de salida con dos filtros distintos.

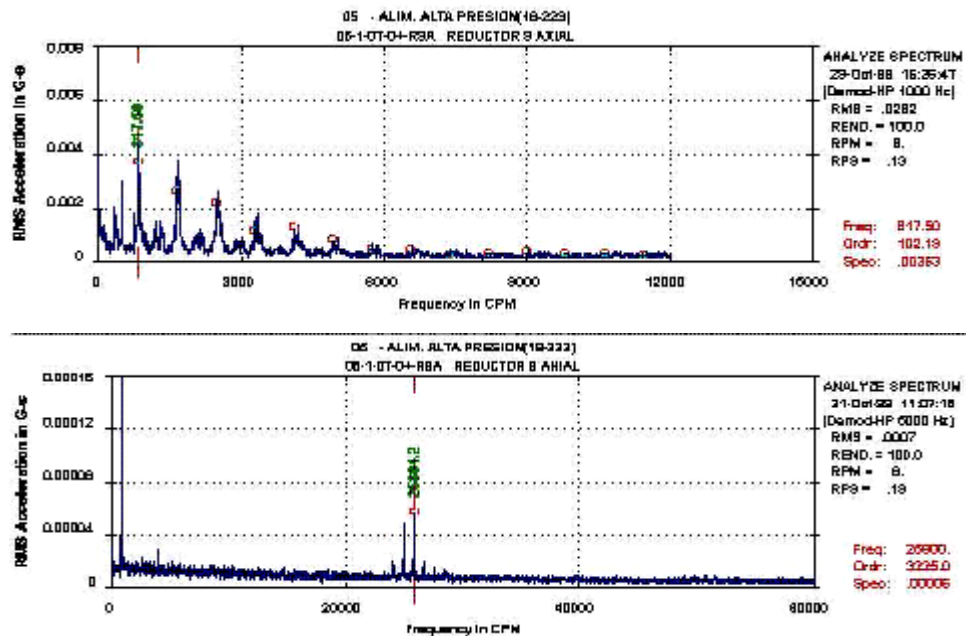


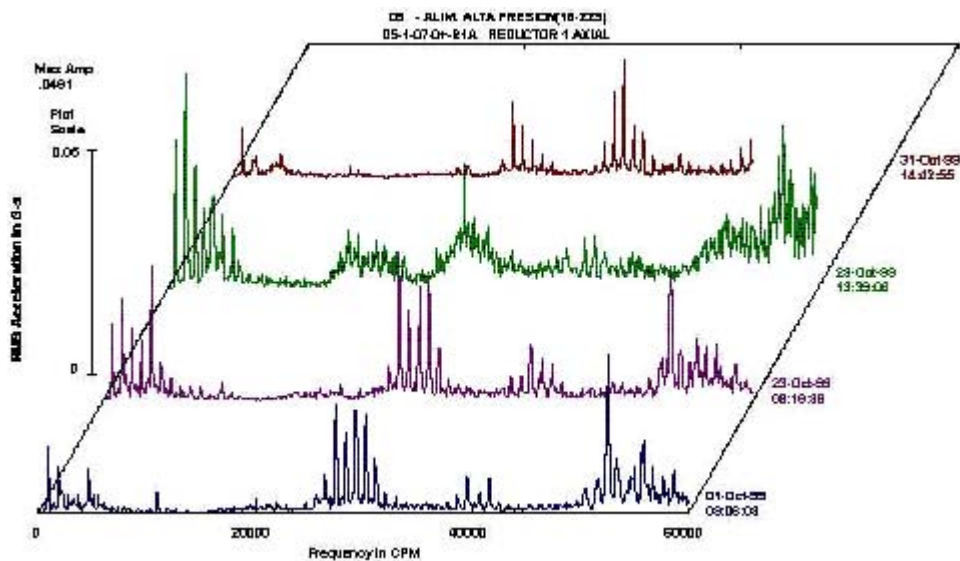
Figura 5.5

*Espectros de Demodulación en el eje de salida en dirección axial, con filtros de 1000 y 5000 Hz respectivamente.*

En el espectro de Demodulación con filtro de 1000 Hz se puede ver la velocidad de giro del eje con algunos armónicos. Esto indica que los impactos se propagan a través de todo el reductor. Por otro lado, el espectro con filtro de 5000 Hz indica nuevamente la presencia de la frecuencia de engrane del primer par de engranajes lo que confirma que existe un problema de engrane de dientes.

Se realiza un análisis a una muestra de aceite de la caja, en el cual se encuentran pequeñas partículas de metal en su interior. Se le hizo una revisión al sistema de lubricación de la caja, encontrando algunos problemas.

La **Figura 5.6** muestra el comportamiento del eje de entrada antes de la mantención del sistema de lubricación. Se puede ver la variación en los espectros indicando que para ciertas condiciones de servicio el equipo se comporta de maneras distintas y no se ve una evolución clara de la falla.



**Figura 5.6**

*Espectros de frecuencia del eje de entrada en dirección axial.*

En estos espectros se ve que existen varios armónicos de la velocidad de giro del eje, y una gran cantidad de bandas laterales alrededor de las frecuencias de engrane. El comportamiento del equipo varía con las condiciones de carga del digestor, lo cual hace que algunos días presente más actividad que en otros y tenga un comportamiento aleatorio.

Luego de la mantención ( **Figura 5.7** ) , bajó considerablemente la actividad en altas frecuencias, mostrando claramente las frecuencias de engrane. La disminución de la amplitud de la velocidad de giro del eje de entrada y sus armónicos, entregan un mejoramiento evidente del funcionamiento del equipo.

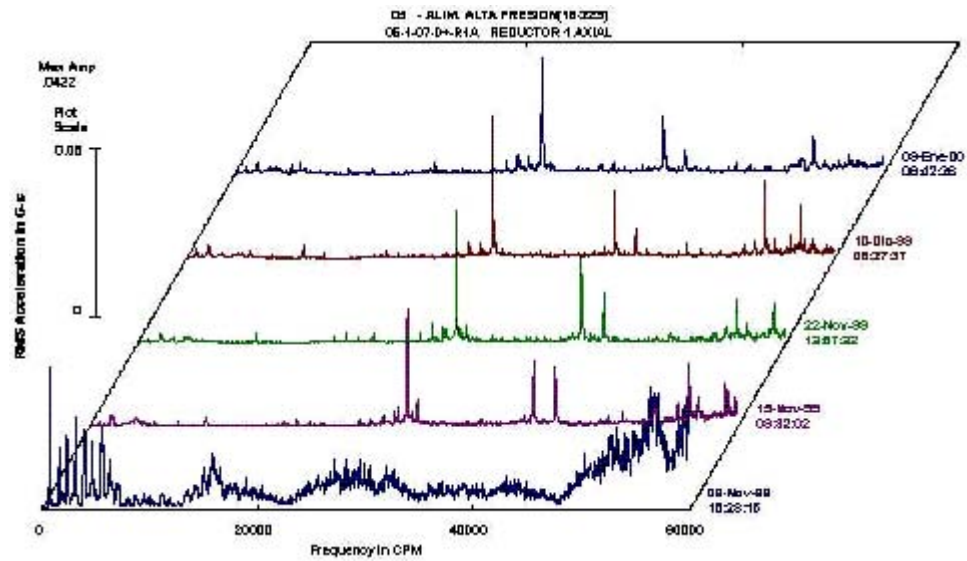


Figura 5.7

*Espectros de frecuencia del eje de entrada luego de la mantención del sistema de lubricación de la caja reductora.*

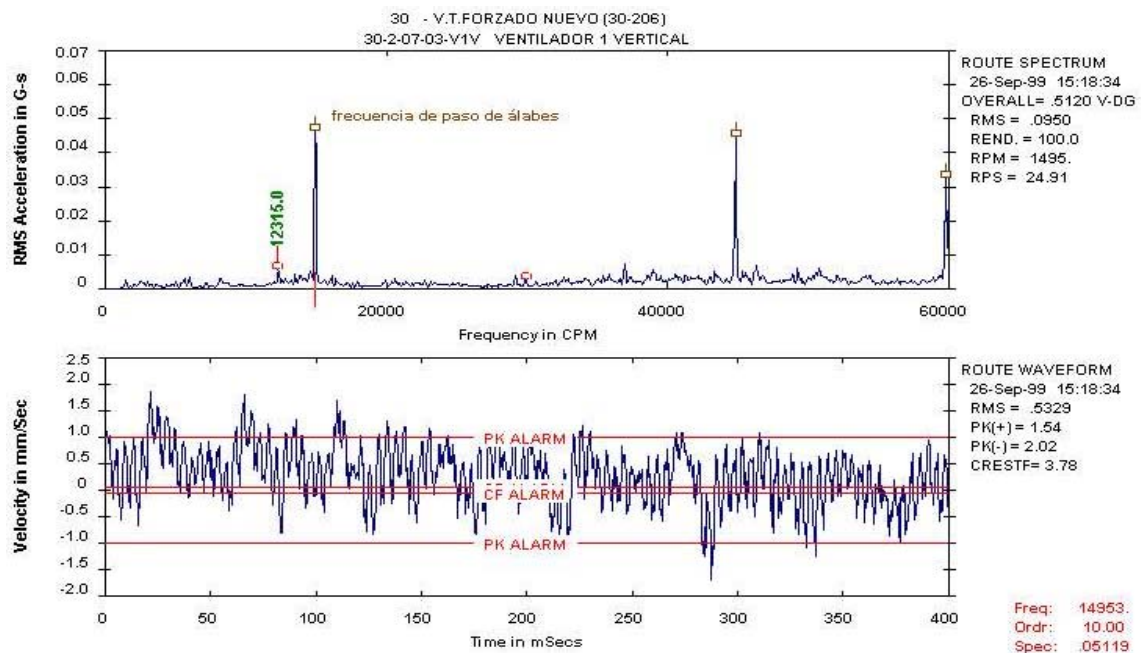
Se puede decir entonces que el problema de lubricación era una de las causas del problema. Sin embargo, como consecuencia de este problema se ha generado una falla en algún engranaje que puede ser del primer o tercer eje, por lo cual se debe realizar un seguimiento al equipo y detectar que elemento de éste puede haberse dañado.



## CASO HISTÓRICO N°2

El ventilador de tiro forzado de una caldera es accionado por un motor eléctrico de 6000 Volt y gira a una velocidad de 1491 r.p.m. El ventilador posee 10 álabes y es soportado por dos descansos, uno a cada lado de este. El descanso n°1 presenta un leve aumento de temperatura.

En una inspección de ruta realizada el 26 de Septiembre sobre el descanso 1, se obtiene el siguiente espectro en la dirección vertical (**Figura 5.8**).



**Figura 5.8**

### *Espectro normal de frecuencia en descanso n°1 en dirección vertical*

Se puede notar la presencia de la frecuencia de paso de álabes, que corresponde a un 10x de la frecuencia de rotación del eje, con una amplitud considerable. Por otro lado, aparece una frecuencia de aprox 8,2x de la frecuencia de giro del eje ( $\approx 12215$  r.p.m.) que puede ser síntoma de problemas en el rodamiento. También se puede identificar el fenómeno de modulación en amplitud en la forma de onda de la señal (Capítulo 2).



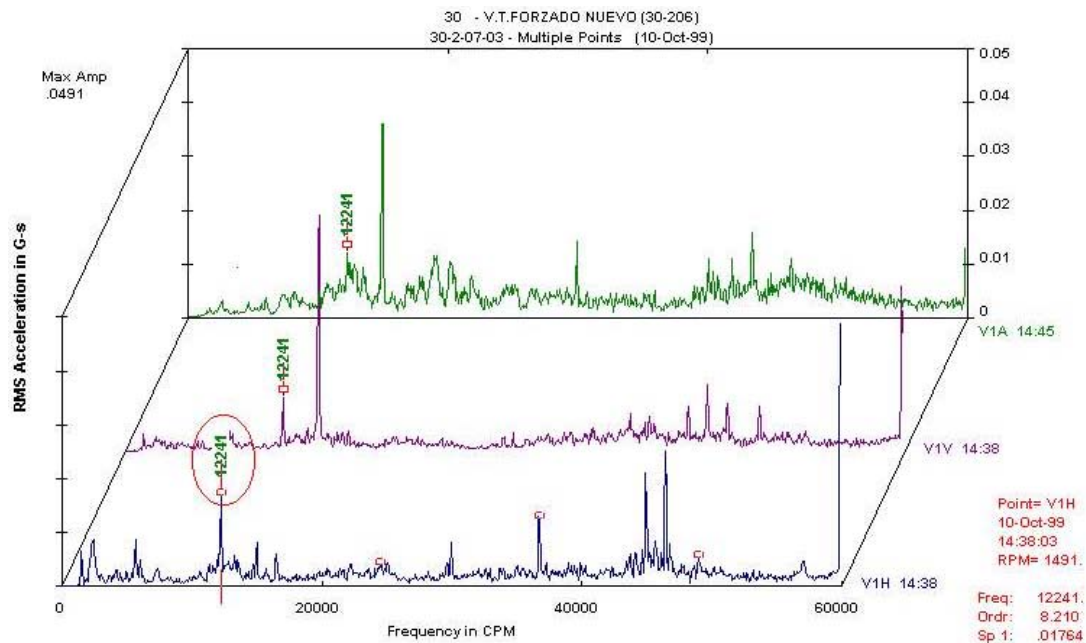
El rodamiento utilizado en este equipo es **SKF 23220 CC** y sus frecuencias de fallas lo muestra en la tabla siguiente:

<b>&gt;SKF 23220CC</b>	
<b>FTF</b>	<b>642.0</b>
<b>BSF</b>	<b>5146.9</b>
<b>BPFO</b>	<b>12197.2</b>
<b>BPFI</b>	<b>16130.6</b>

**Tabla 2**

*Frecuencias de falla de los rodamientos del caso.*

El día 10 de Octubre se realiza una inspección solicitada, con el objeto de detectar el problema con mayor exactitud y verificar si existe o no una falla incipiente en el rodamiento. Primero se comparan los espectros de las distintas direcciones verificando si la componente de frecuencia aparece en las tres direcciones (**Figura 5.9**).

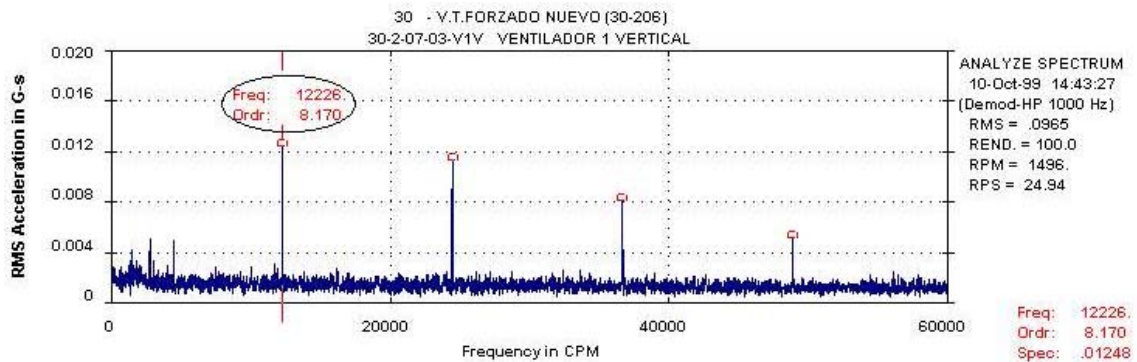


**Figura 5.9**

*Comparación de espectros de vibración de Ruta en el descanso n°1.*

Posteriormente se realiza un análisis de Demodulación, en el cual podemos encontrar mayor información acerca de que parte del rodamiento presenta el problema, ayudando al pronóstico de vida del elemento. La vida útil del elemento va a depender de que parte de él esté con problemas, es por esto que es importante hacer un diagnóstico exacto.

El espectro de Demodulación obtenido en la dirección vertical, se encuentra en la **Figura 5.10**.

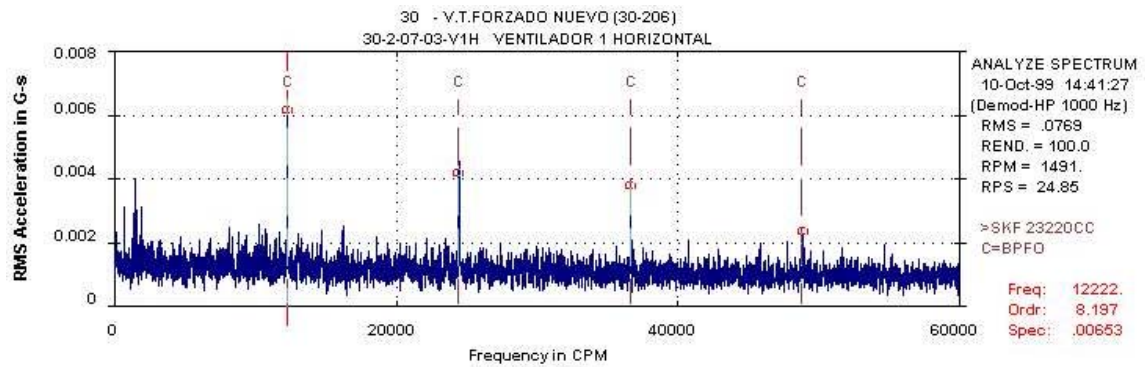


**Figura 5.10**

*Espectro de Demodulación con filtro de 1000 Hz en la dirección vertical.*

El espectro de Demodulación en la dirección vertical identifica claramente la presencia de esta componente 8.2x (12200 r.p.m.) con sus respectivos armónicos. Esta frecuencia corresponde a una falla incipiente en la pista externa (BPFO).

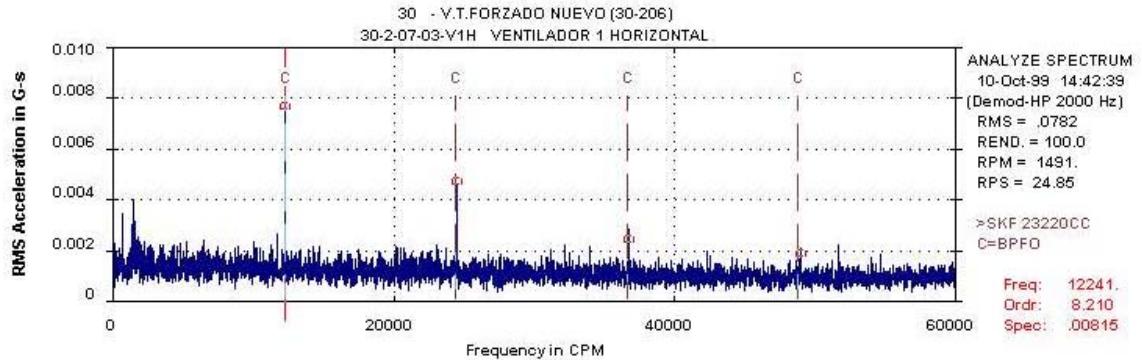
El espectro de Demodulación en la dirección horizontal se encuentra representado en la **Figura 5.11**. Nótese la coincidencia con las frecuencias de falla de la pista externa (BPFO) y la diferencia de amplitud de los armónicos.



**Figura 5.11**

***Espectro de Demodulación con filtro de 1000 Hz en dirección horizontal.***

A modo de comparación, se presenta un espectro de Demodulación (**Figura 5.12**) realizado con un filtro de 2 KHz, en el cual se encuentran presentes las mismas componentes del espectro anterior. Cabe destacar que ambos espectros son de la componente horizontal y fueron realizados con una resolución de 6400 líneas.



**Figura 5.12**

***Espectro de Demodulación con filtro de 2000 Hz en dirección horizontal.***

### CASO HISTÓRICO N°3

La bomba de vacío 21-231 pertenece a la sección de Blanqueo en el proceso productivo de la celulosa, y su velocidad de giro es de 1475 r.p.m. En el espectro de Ruta de la **Figura 5.13** , realizado el día 2 de Octubre, se detecta entre otras cosas, una gran cantidad de armónicos de la frecuencia de giro y la presencia de la frecuencia de paso de álabes que corresponde a 23600 ( 1475 rpm x 16 álabes ).

En el espectro de frecuencias en dirección vertical, baja considerablemente la actividad bajo las 40000 r.p.m. Sin embargo, se puede ver en la forma de onda que existe un pequeño impacto que se genera una vez por revolución.

Estos impactos periódicos generan ondas de esfuerzo, por lo cual se le hace un análisis de Demodulación que se muestra en la **Figura 5.14**.

El espectro de Demodulación confirma la presencia de impactos generados una vez por cada revolución, que son visualizados en la forma de onda. La causa de estos impactos puede ser de variadas fuentes, y requiere de un análisis más riguroso.

La **Figura 5.15** muestra los espectros de Demodulación en la misma dirección horizontal, pero ahora los datos fueron obtenidos con filtros de 2000 Hz y 5000 Hz.

En esta figura se ve que con estos filtros aparecen más armónicos de la velocidad de giro, lo cual nos lleva a sacar algunas conclusiones acerca de la utilización del filtro en esta técnica. Se producen también variaciones en la forma de onda, lo que complementa este análisis.

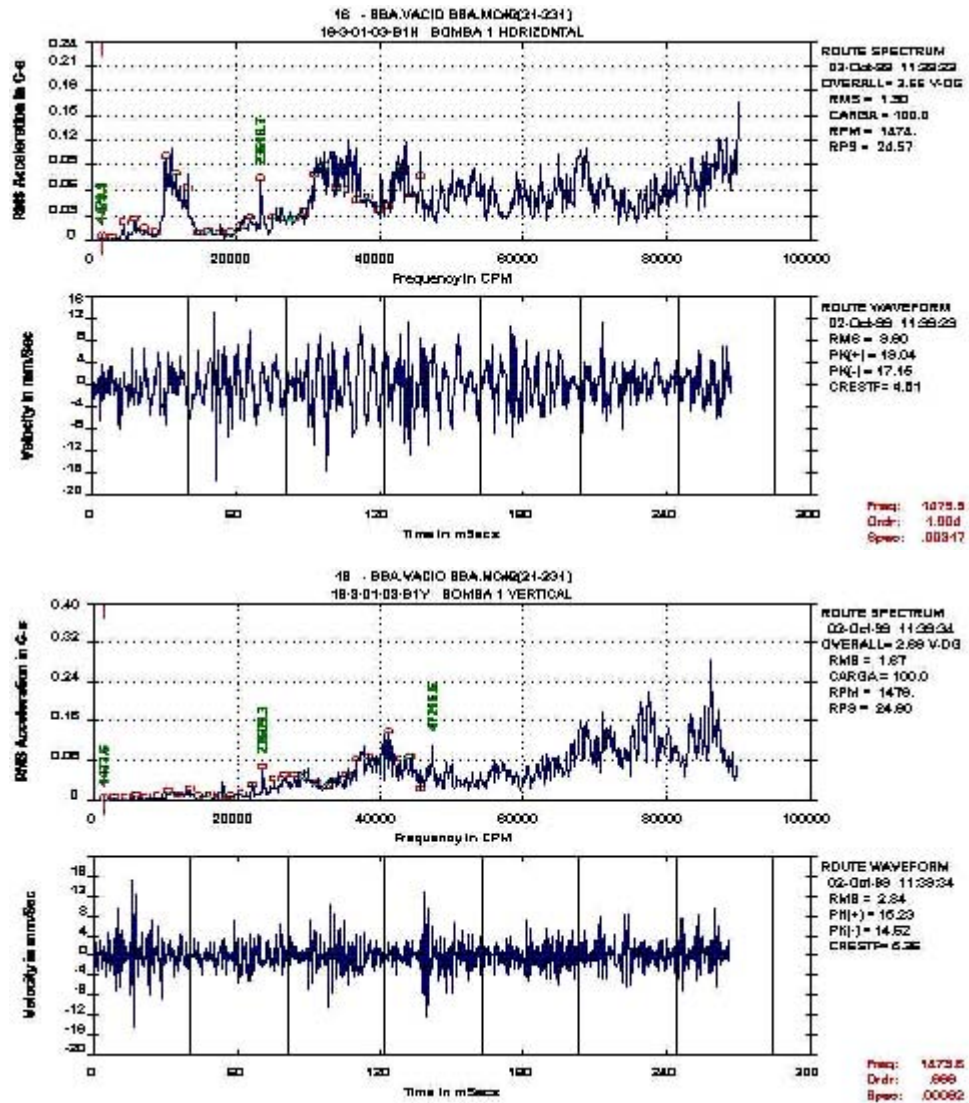


Figura 5.13

*Espectro normal de frecuencia en dirección horizontal y vertical.*

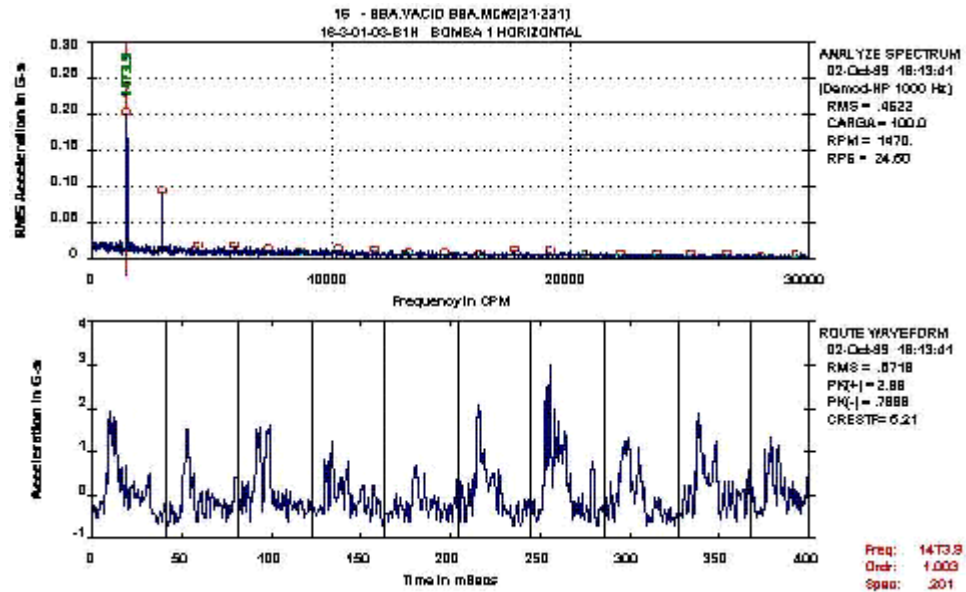


Figura 5.14

*Espectro de Demodulación en dirección horizontal, con filtro de 1000 Hz*

A modo de comparación en la **Figura 5.16** se presentan los espectros de Demodulación en las direcciones vertical y axial. Se puede ver que en todas las direcciones se presenta el mismo fenómeno, lo cual confirma la existencia de pequeños impactos generados una vez por revolución, que pueden ser síntomas de holgura. Sin embargo, estos síntomas pueden ser un problema severo que fue generado por otra causa.

En la **Figura 5.17**, se puede ver la incidencia del filtro pasa alto en la toma de datos. A medida que aumenta la frecuencia de corte del filtro, se puede observar que aumentan en número la cantidad de peaks que detecta la Demodulación, pero también es notoria la reducción en la amplitud de los peaks. Esto es porque a medida que se aumenta el filtro menor información estará contenida en señal disminuyendo la amplitud de los peaks, pero mayor será la porción de la señal donde está contenida la información por lo que estarán incluidas un mayor número de frecuencias.

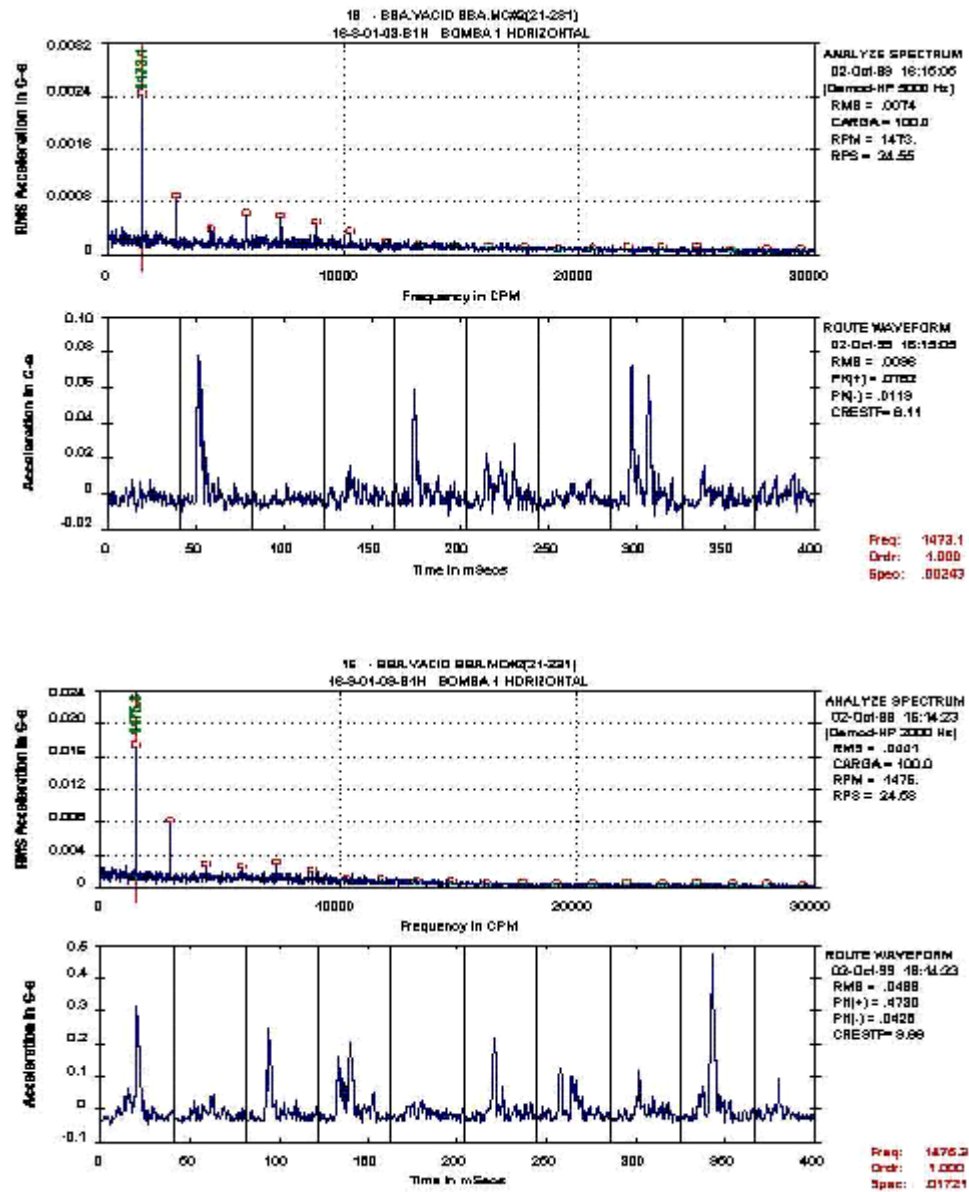


Figura 5.15

*Espectros de Demodulación en dirección horizontal, con filtros de 2000 y 5000 Hz.*



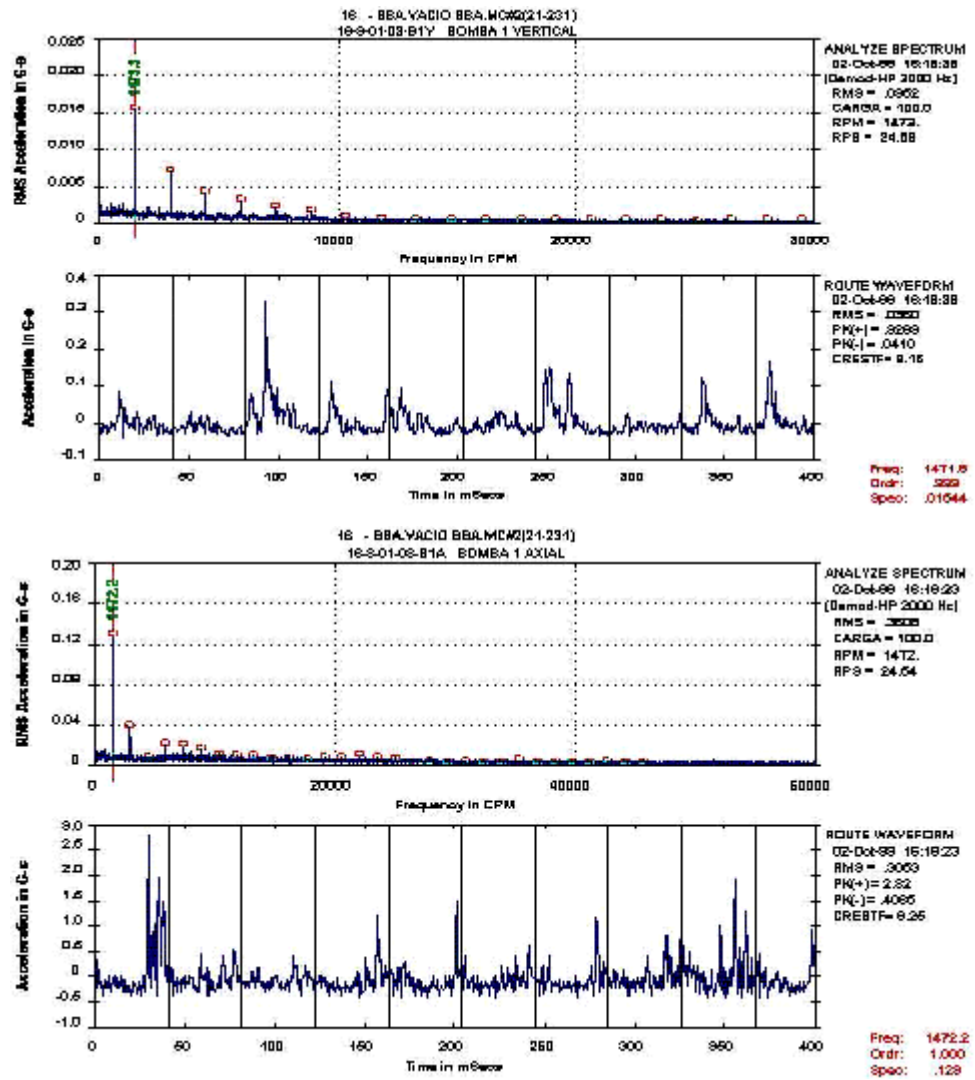


Figura 5.16

*Espectros de Demodulación en dirección vertical y axial con filtro de 2000 Hz.*



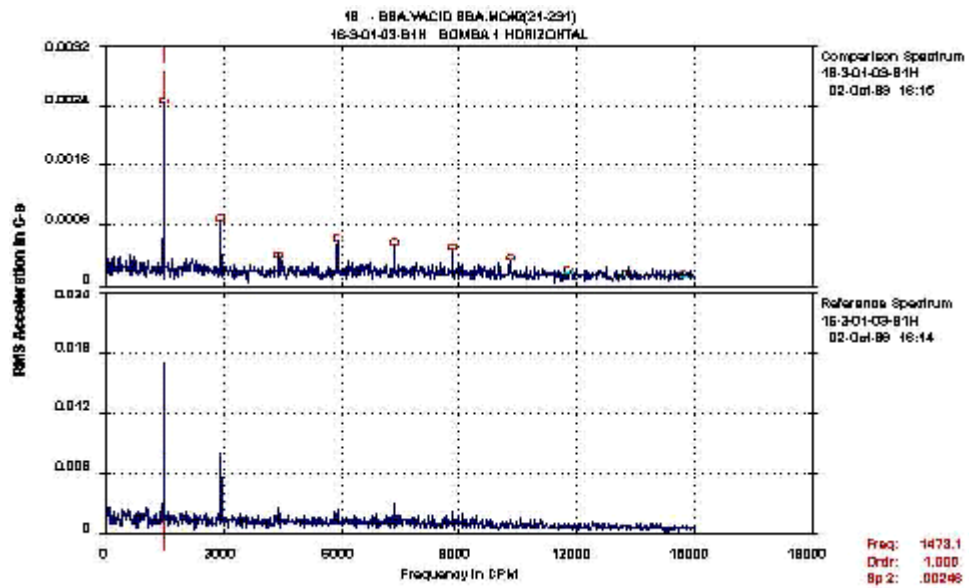


Figura 5.17

*Comparación de espectros de Demodulación en dirección horizontal, con filtros de 5000 Hz y 2000 Hz respectivamente.*

## CASO DE ESTUDIO N°1

El cajón de entrada de la máquina papelera 12 tiene una bomba de vacío accionada por un motor con su apoyo en posición vertical tal como se ve en la **Figura 5.18**.



**Figura 5.18**

*Bomba de vacío del cajón de entrada.*

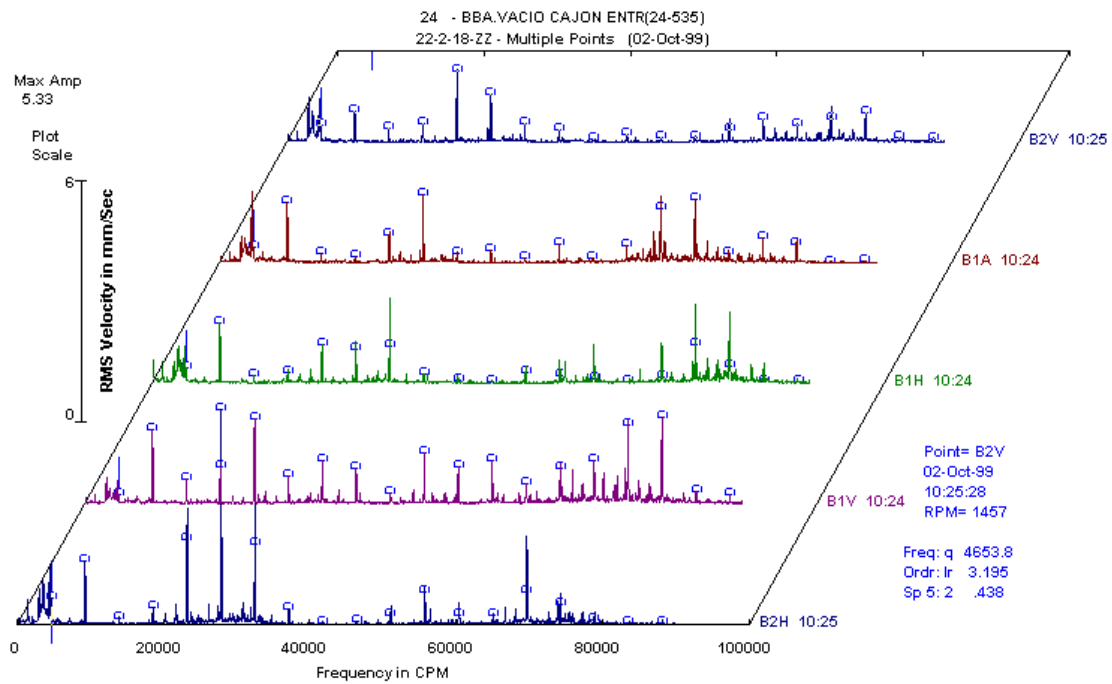
El eje de la bomba está apoyado en ambos lados por rodamientos SKF 6308 cuyas frecuencias de falla se muestran en la **Tabla 3**.

-- Component --	1st Freq
Fault Frequency	( CPM )
-----	
>SKF 6308	
FTF	570.7
BSF	3029.2
BPFO	4565.5
BPFI	7325.7

**Tabla 3**

*Frecuencias de los rodamientos del caso*

La **Figura 5.19** muestra las rutas durante el día 8 de octubre. Se observa en el espectro de frecuencia peaks marcados a la frecuencia de 4660 r.p.m., que corresponde a 3,2x la velocidad de giro del eje.

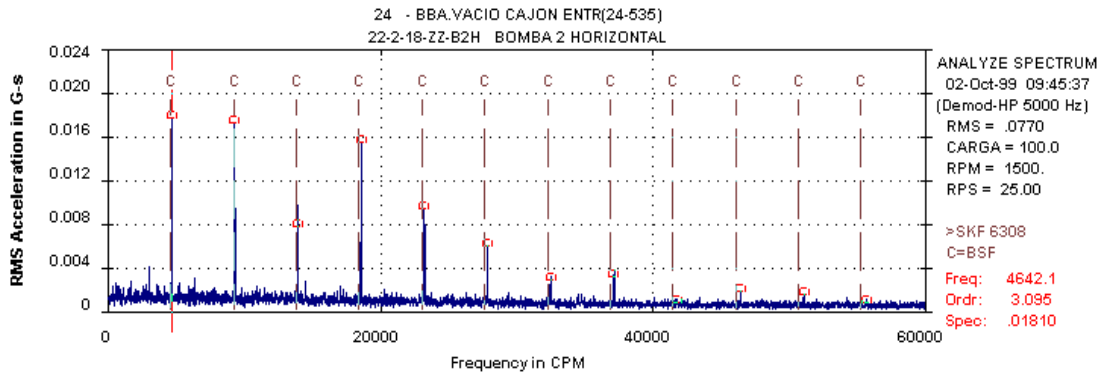


**Figura 5.19**

*Espectro de ruta del día 2 de octubre*

Esta frecuencia podría corresponder a la BSF del rodamiento. Debido a esto último y a la notoria actividad de alta frecuencia, se decidió tomar datos de Demodulación en los puntos. La **Figura 5.20** muestra las componentes obtenidas en el punto horizontal.

Un análisis a priori indica que la falla correspondería a un defecto de rodamientos, debido a que todos los otros puntos resultaron con espectros similares. Un hecho para destacar es el desfase producido en la frecuencia a medida que aumenta el armónico.



**Figura 5.20**

***Espectro de Demodulación del punto 2 horizontal***

Debido a que la frecuencia de la falla es muy cercana a 3x la frecuencia de giro del eje, se podría pensar que sería un problema de con el paso de álabes, pero los álabes de la bomba son 16 por lo que no es posible factorizar por tres. Cabe consignar que la bomba estaba en una carcasa de aluminio, por lo que la transmisión de la vibración se veía alterada. Además, La posición de la máquina impedía un montaje adecuado para la medición, lo que unido al hecho de que la máquina variaba de velocidad debido a problemas de carga, y que las condiciones de humedad y temperatura no eran las óptimas para el funcionamiento del equipo ha hecho pensar que la variación de frecuencia sería debido a una resonancia estructural del equipo, lo cual ha podido ser comprobado debido a la imposibilidad de realizar pruebas de laboratorio sobre superficies de aluminio.

Ahora se necesitaba discretizar cual posición sería la que correspondería el rodamiento con falla. Debido a que en ambos lados se ocupan el mismo tipo de rodamiento, se realizó una medición horizontal y vertical de ambos puntos. El resultado se muestra en la **Figura 5.21**.

Debido a que la amplitud de los peaks es mayor en la posición uno horizontal se tendería a pensar que el rodamiento fallado es el de la posición uno.

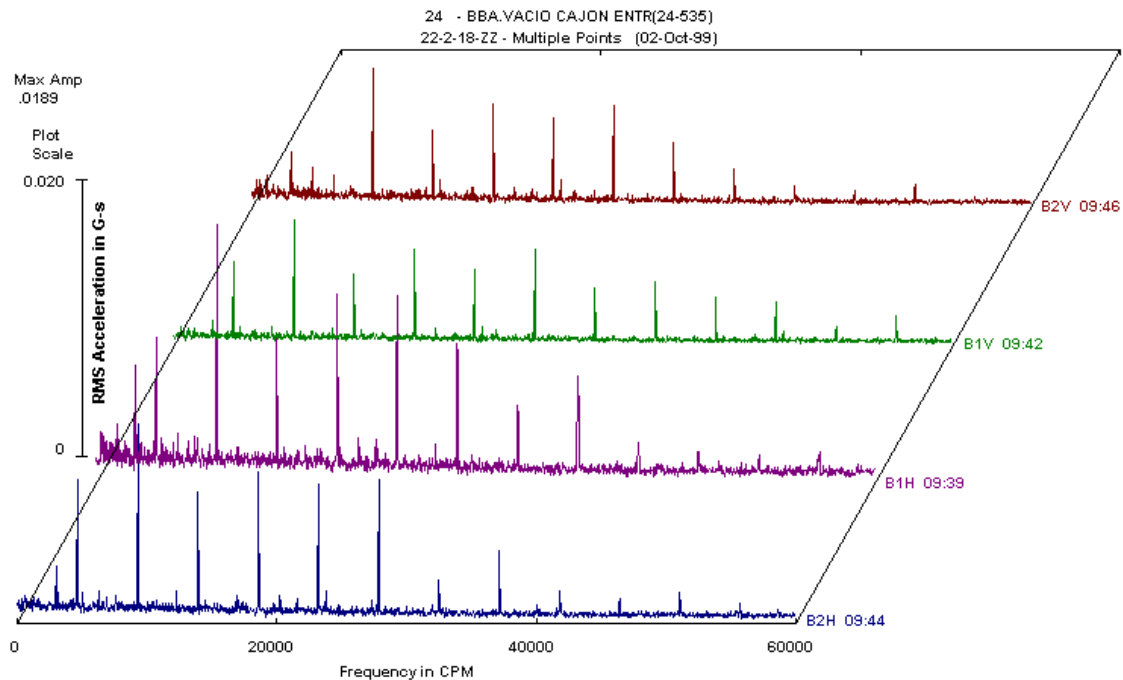


Figura 5.21

*Espectros de Demodulación de ambos puntos en la bomba*

Se mantuvo seguimiento sobre la máquina para ver la evolución de la falla. Se alteró la frecuencia de corte del filtro pasa alto para ver si otras componentes se observaba. Un mes después de tomado los primeros datos, se vio un cambio en el espectro. Los peaks se vieron enmascarado por armónicos a la velocidad de giro del eje, lo que significaría que una holgura se estaba transformando en el mayor problema (Figura 5.22).

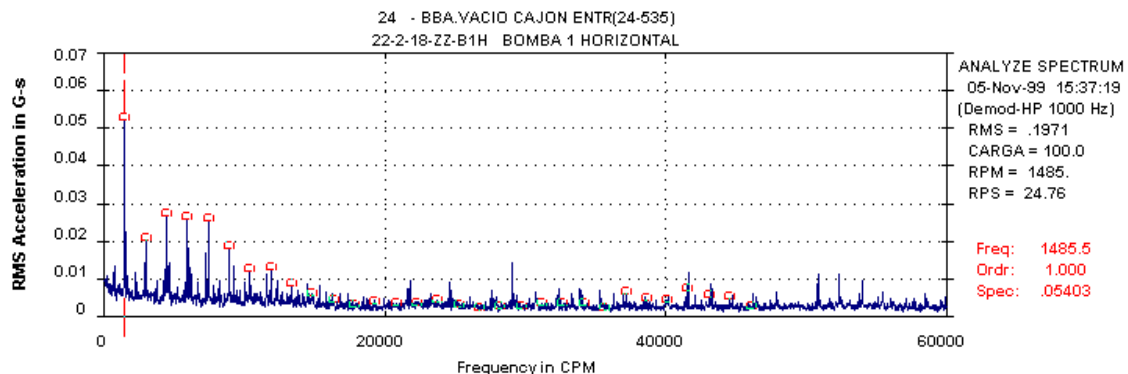
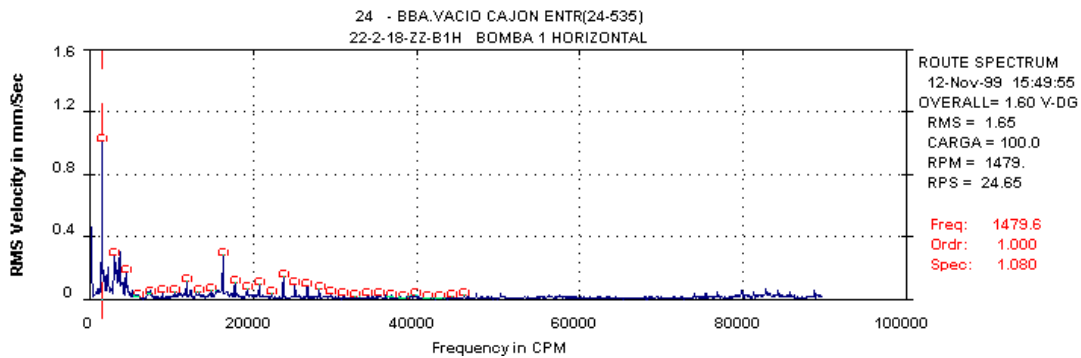


Figura 5.22

*Espectro Demodulación del día 5 de noviembre.*

Finalmente la bomba fue cambiada con fallas en las bolas del rodamiento y con evidencia de una holgura sobre el eje. Se tomó una muestra de la nueva bomba montada y en el espectro se evidenció una holgura la cual se supone fue la inducida por la falla en la máquina anterior (**Figura 5.23**). Además no hubo algún indicio de actividad de alta frecuencia, por lo que no fue necesario tomar una nueva medición de Demodulación.



**Figura 5.23**

*Espectro de ruta luego de cambiada la bomba*



**Figura 5.24**

*Rodete de la bomba del cajón de entrada. Se nota las marcas de holgura provocadas por el rodamiento dañado*

## CASO DE ESTUDIO N°2

El polín de la tercera prensa del cajón de entrada de la secadora dos, es accionado por el reductor **24-258** de marca Santasalo. Debido a las variaciones de carga producidas por la bomba de vacío (ver caso de estudio 1) el reductor está expuesto a variaciones de velocidad e impactos entre dientes. El esquema de la **Figura 5.25** muestra algunos detalles del reductor.

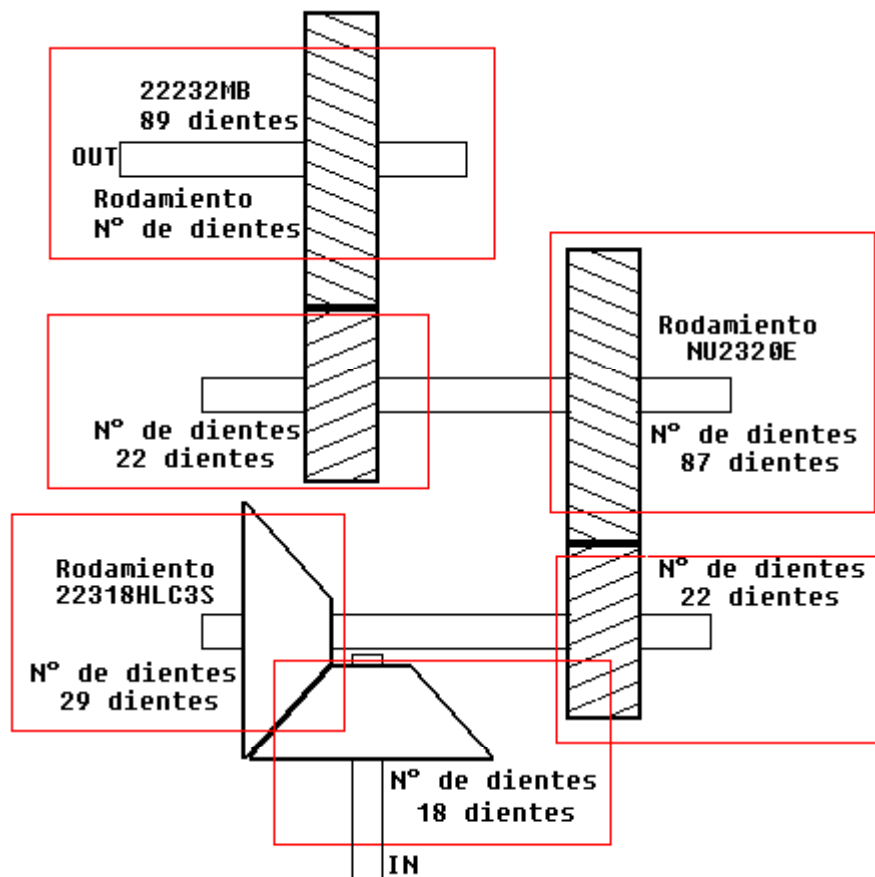


Figura 5.25

*Detalle de los elementos de la caja reductora del polín de la tercera prensa de la máquina Secadora 2.*

Las tablas siguientes muestran las frecuencias de los elementos del reductor cuando el motor gira a 652 r.p.m.

Rodamientos	RPM	FTF	BSF	BPFO	BPFI
22318HL	404.07	165.26	1066.74	1652.64	2388.05
NU2320	102.18	41.79	269.75	417.91	603.87
2232MB	25.26	10.33	66.68	103.30	149.27

**Tabla 4**

Reductor 3° prensa				
eje	RPM	dientes	Fe	HTF
entrada	651.0	18.0	11718.0	22.44827586
primario	404.1	29.0	11718.0	
	404.1	22.0	8889.5	4.644470868
secundario	102.2	87.0	8889.5	
	102.2	22.0	2247.9	1.148071451
salida	25.3	89.0	2247.9	

**Tabla 5**

#### ***Frecuencias características de rodamientos y cajas de engranes del caso***

Se realiza una medición de ruta el día 23 de octubre. Los espectros de los puntos correspondientes a los dos primeros ejes se ven en la **Figura 5.26**. La medición del punto tres axial tiene una banda de análisis distinta, debido a que gira a 102 r.p.m. utilizando un filtro menor.

En el espectro normal se ven claros peaks a la frecuencia de engrane con bandas moduladas por la frecuencia de giro del eje de entrada (652 r.p.m. en azul) y a la velocidad de giro del eje secundario (404 r.p.m. en rojo) lo que, según lo descrito en el capítulo 3, correspondería a un problema en el engrane del par cónico. Además se nota que las bandas laterales son de mayor amplitud al lado derecho de la frecuencia de engrane, evidenciando que existe un problema de excentricidad de los engranes.

Además aparece una nueva frecuencia de 18200 r.p.m. modulada por la velocidad de giro del primer eje (404 r.p.m.). La presencia de esta frecuencia es una incógnita y puede corresponder a cualquier combinación de frecuencias.



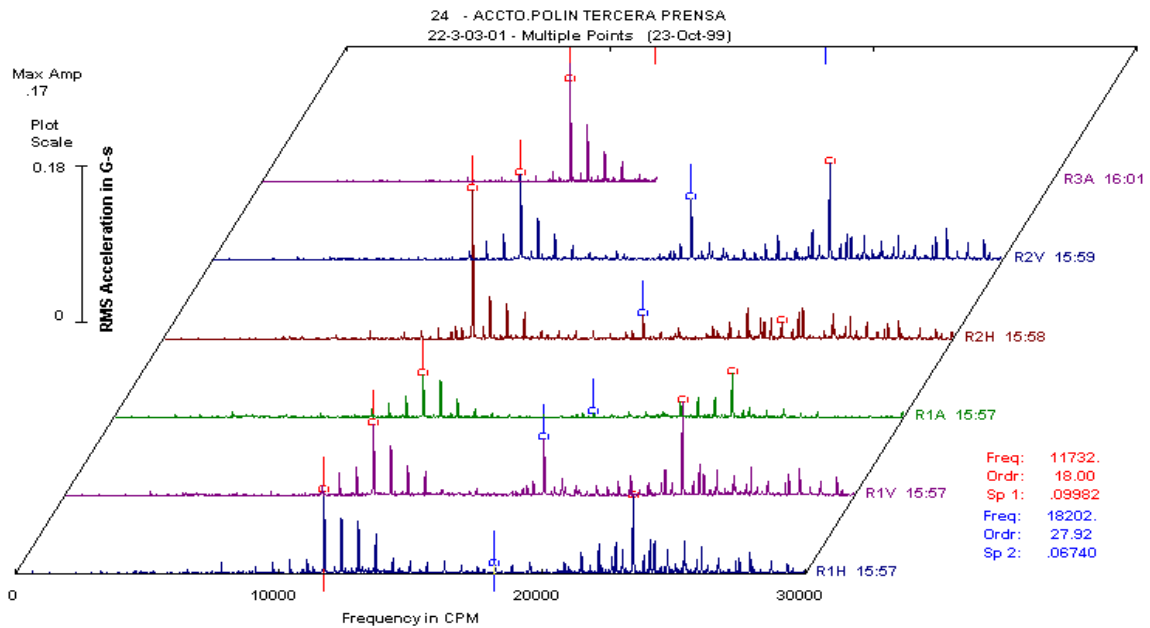


Figura 5.26

*Espectros de frecuencia correspondiente a la ruta del día 23 de octubre*

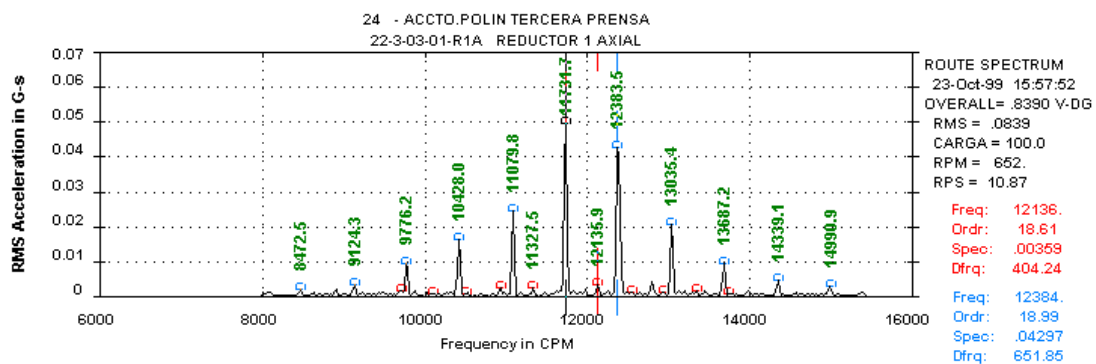


Figura 5.27

*Zoom del espectro de frecuencia del punto uno axial del día 23 de octubre*

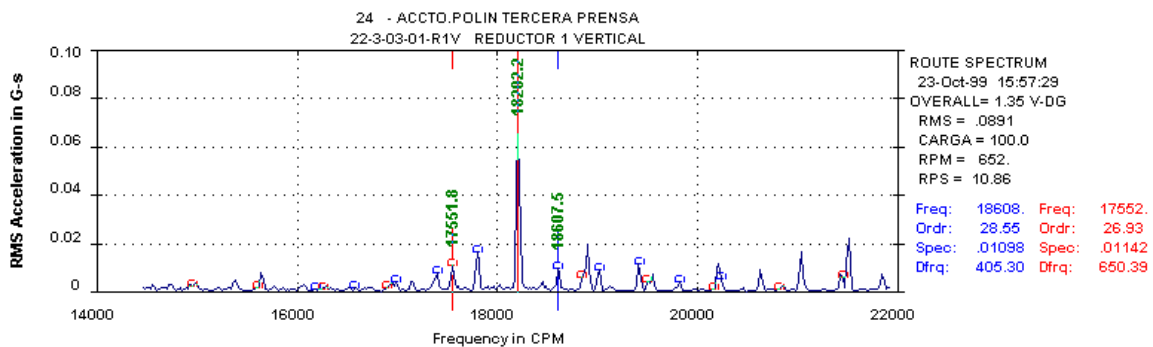
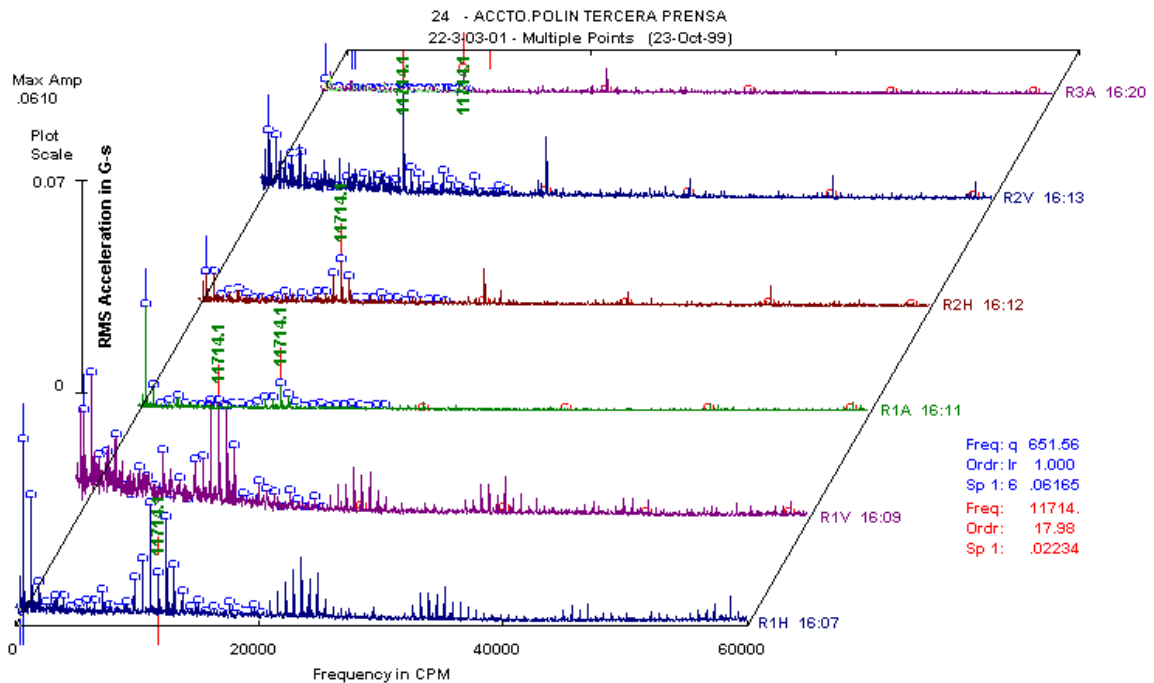


Figura 5.28

*Zoom del espectro de frecuencia del punto uno vertical del día 23 de octubre*

La **Figura 5.29** muestra los mismos puntos, pero ahora realizado un análisis de Demodulación.



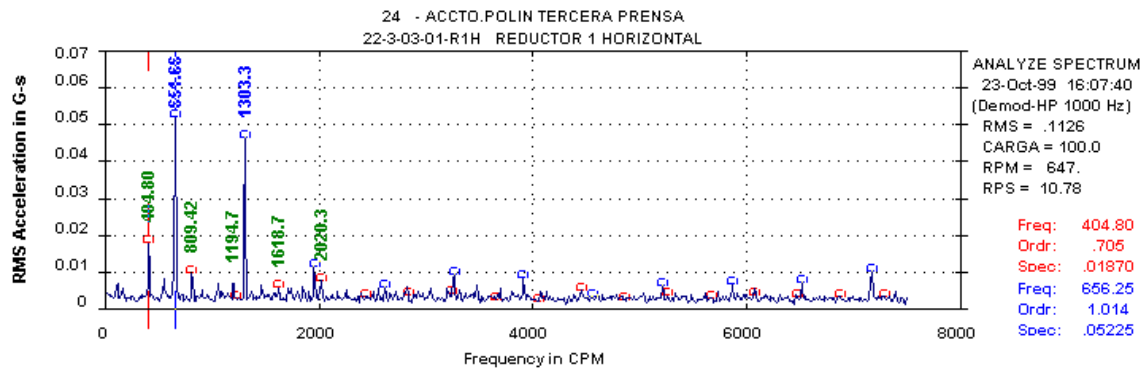
**Figura 5.29**

***Espectros de Demodulación del 23 de octubre***

Se puede ver en el espectro que existen varios armónicos de la frecuencia de engrane del primer par de engranes, (cerca de 4 armónicos) moduladas por la frecuencia de giro del eje de entrada, confirmando lo visto en el análisis normal de vibraciones. Debido a que no existe una relación de factor común entre dientes, la presencia de estos armónicos de la frecuencia de engrane hacen pensar que algunos dientes estarían picados. Además, varias componentes múltiplos del 1x hacen pensar que la falla estaría provocando una holgura en los ejes. Esto está un poco difuso sobretodo en baja frecuencia, debido a que aparecen componentes múltiplos de la frecuencia de giro del eje secundario (404 r.p.m.) tal como se ven en la **Figura 5.30**.

Si se ve nuevamente la figura 5.30, podremos observar que el grado de la falla está bastante avanzado, debido a que en el espectro normal aparecen bien marcados los armónicos de la frecuencia de falla, lo que justifica que el espectro Demodulación no

estuviera tan claro, y las ondas de esfuerzo emanadas del reductor, no tendrían un carácter tan impulsivo como al principio de la falla.



**Figura 5.30**

*Zoom en baja frecuencia del punto horizontal uno el 23 de octubre*

Se toma una nueva medición un par de semanas después, para ver como evoluciona esta combinación de frecuencias; el espectro se ve en la **Figura 5.31**.

Cabe destacar que las amplitudes se redujeron notoriamente, pero el peak correspondiente a la frecuencia de giro del eje secundario se mantuvo mas o menos a la misma amplitud. Esto se explica mejor en la comparación de la **Figura 5.32**. nótese que la frecuencia de giro cambio de 650 r.p.m. el 23 de octubre a 634 el día 8 de noviembre. Esto significo cambiar la resonancia del sistema, por lo que las amplitudes variaron y la frecuencia de engrane cambio en un valor cercano a 500 r.p.m. Además, la medición del día 8 de noviembre se realizó una medición con una frecuencia máxima de 6000 r.p.m., lo que altera las amplitudes, debido a la dependencia de la constante de tiempo del circuito promediador de la Demodulación con la frecuencia máxima [ 5 ].

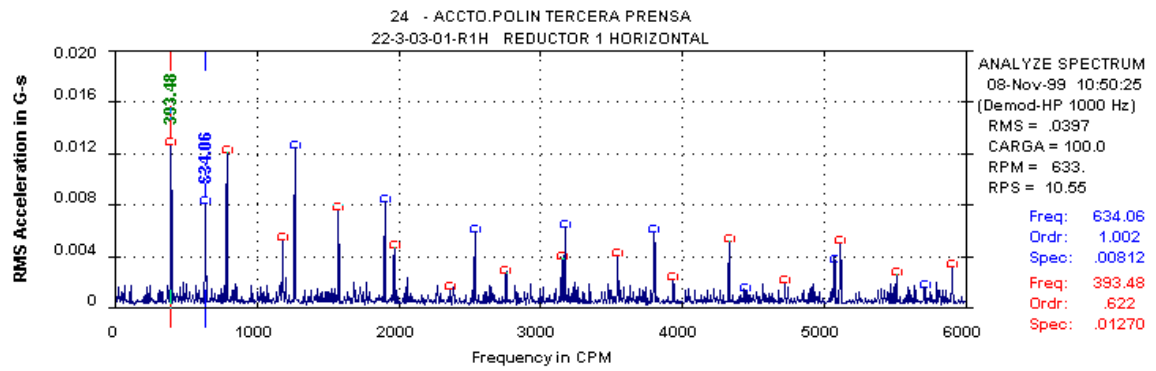


Figura 5.31

*Zoom en baja frecuencia del punto horizontal uno el 23 de octubre*

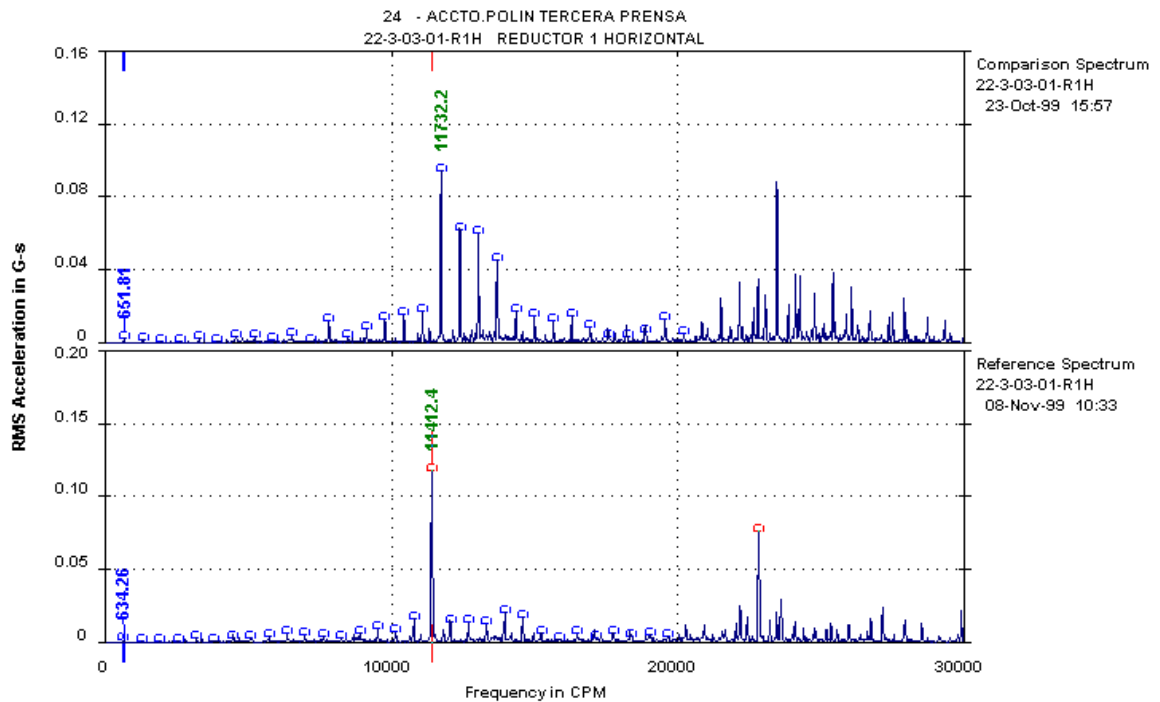


Figura 5.32

*Comparación entre los espectros normales de los días 23 de octubre y 8 de noviembre*

## VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA DEMODULACION

En los casos que se han expuesto anteriormente se ha hecho un análisis de los distintos parámetros manejables con la técnica de la Demodulación para comprobar los efectos de estos en la toma de la señal y en su proceso. La intención de este trabajo no fue demostrar que es mejor o peor, sino demostrar la necesidad de manejar las variables de la señal bajo control para así poder realizar un acertado análisis que nos permita identificar efectivamente el tipo de falla presente.

De este trabajo se ha podido concluir varios puntos que permitirán al usuario inicial de este tipo de técnicas, evaluar las ventajas y desventajas a la hora de elegir el instrumento ha usar para evaluar las fallas.

1. La característica impulsiva y críticamente amortiguada de las ondas de esfuerzo permite a la técnica realizar un acertado reconocimiento de la componente de frecuencia. El hecho se basa en mover la energía de impulsos de alta frecuencia, a la baja frecuencia mediante al envolvente de impactos.
2. Uno de los defectos en la modulación, de la cual se ha hablado mucho en la bibliografía [ 4 ] [ 5 ], es la dependencia del circuito promediador con respecto a la frecuencia máxima. Esta diferencia es notoria solo en el espectro de frecuencia como un aumento del ruido de fondo. Esto podría ser una desventaja a la hora de evaluar la severidad de la falla, pero debe recordarse que esta técnica debería ser utilizada como un indicador de la falla en su etapa incipiente. Una vez que la falla se hace mayor la onda de esfuerzo pierde su carácter impulsivo y la falla puede ser monitoreada fácilmente con un análisis normal de vibraciones evaluando la severidad de la falla para determinar el momento del cambio.
3. Debido a que las ondas de esfuerzo son de alta frecuencia el análisis de estos se realiza en magnitudes de aceleración, permitiendo evitar así una etapa integradora en el instrumento que ensuciaría el espectro con transientes externos a los datos debidos a vibraciones.

4. Debido a que las componentes de frecuencias no cambian cuando se varía la frecuencia máxima de análisis, resulta extremadamente conveniente para evaluar la componente de frecuencia del tipo de falla que esta ocurriendo. Como en el dominio del tiempo esta aseveración es inversa, no es recomendable utilizar los espectros de Demodulación para un análisis de tendencia tal como se expuso en el punto anterior
5. Debido a que la técnica detecta envolventes de impactos, la forma de onda presentara peaks separados por un determinado  $\Delta t$ , pero la señal será promediada como si existiera en toda la muestra. Por ejemplo si el tiempo de contacto de los peaks es equivalente a 1% del periodo, la potencia espectral asociada a esta falla será reducida en un factor de 100. Esto puede provocar que la envolvente tenga dificultad para discernir la amplitud de las componentes de frecuencia.

## CONCLUSIONES

- La técnica de análisis normal de vibraciones representa una gran herramienta para la detección de fallas en máquinas rotatorias que componen los diversos procesos productivos de las empresas. Sin embargo, se requiere de una gran inversión en tecnología y capacitación, por lo que las empresas deben utilizar esta herramienta de manera muy eficiente.
- La complejidad que presentan algunas máquinas y equipos en algunas aplicaciones de velocidad o carga variable, la dificultad de las mediciones en terreno, y otras variables externas como problemas de transientes de temperatura, lubricación, o vibraciones inducidas por otros equipos, son un problema ineludible y pueden llevar a diagnósticos errados. Es por esto que se debe conocer el funcionamiento de la máquina o equipo en terreno, y ver la evolución de su comportamiento mediante seguimientos periódicos, evitando así los imprevistos.
- La técnica de Demodulación es un buen complemento del análisis normal de vibraciones en la detección de fallas en máquinas rotatorias, y debe utilizarse para diagnósticos de falla incipientes. El uso exclusivo de esta técnica puede dejar de lado información importante en el análisis, que puede traer como consecuencia un pronóstico de vida equivocado.
- Debido a que la técnica detecta envolventes de impactos, la forma de onda presenta peaks separados por un determinado  $\Delta t$ , pero la señal será promediada como si existiera en toda la muestra. Por ejemplo si el tiempo de duración de cada impacto equivalente únicamente al 1% del periodo entre impactos, la potencia espectral asociada a esta falla será reducida por un factor de 100. Esto puede provocar que la envolvente tenga dificultad para discernir la amplitud de las componentes de frecuencia.

- Para problemas en rodamientos, la técnica de Demodulación permite detectar con exactitud que parte del elemento está con problemas, siempre que esté en su etapa incipiente. A medida que el defecto crece, la excitación que se produce pierde su carácter impulsivo, y por lo tanto las frecuencias altas no se excitan de la misma forma y puede llegar a creerse que el elemento se mejoró. En estos casos, se utiliza el análisis normal de vibraciones que entrega más información de la severidad de la falla.
- En las cajas reductoras de engranajes, la técnica de Demodulación permite identificar problemas en los ejes que giran a baja velocidad. Para realizar una medición de vibración normal de un eje que gira a baja velocidad, se requiere de un transductor de bajo ruido, alta sensibilidad y un rango dinámico amplio.



## BIBLIOGRAFIA

- [ 1 ] ATECMA, Manual del seminario y curso de Vibroanálisis, Santiago, Chile.
- [ 2 ] Bruel & Kjaer, frequency analysis,VCI, Estocolmo, Suecia.
- [ 3 ] Edgar Estupiñán, Diagnóstico de fallas en máquinas de baja velocidad utilizando análisis de vibraciones, Facultad de ingeniería, Universidad de Concepción, Chile, 2001.
- [ 4 ] Álvaro Fuentes & Pablo Faundez, Procesamiento digital de señales acústicas mediante wavelets, Escuela de Acústica, Universidad Austral de Chile, Valdivia, Chile, 2000.
- [ 5 ] Javier Hernández, Diagnóstico de rodamientos y reductores mediante emisiones de ondas de esfuerzo, Escuela de Acústica, Universidad Austral de Chile, Valdivia, Chile, 2000.
- [ 6 ] Pedro Saavedra, Análisis de vibraciones de máquinas rotatorias Nivel I y II, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Chile.
- [ 7 ] VCI, Manual de análisis de vibraciones, Florida, USA, 1992.
- [ 8 ] J.G. Proakis & D.G. Manolakis, Tratamiento digital de señales,Prentince Hall, Madrid, España, 1998.

## PUBLICACIONES Y REFERENCIAS ELECTRONICAS

<http://www.emersonprocess.com>

- Dave Druiff, Demodulation in Detail: CSI Model 750 Preprocessor Applications.
- Todd Reeves, Vibration Analysis of Gears.

<http://www.svdinc.com/classroom/classroom.html>

- Diagnost method for rolling element bearing.
- Maintenance Philoshopie.

<http://www.predict-dli.com>

- Alan Friedman, Demodulation.
- A. Barkov ,N. Barkova, Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings