

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

**FACULTAD DE INGENIERIA DEPARTAMENTO
DE INGENIERIA MECANICA**



“Estudio de vibraciones mediante Cepstrum y comparación con otras técnicas para diagnosticar fallas en rodamientos y engranajes”

Informe de Habilitación Profesional presentado en conformidad a los requisitos para optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico

PROFESOR GUÍA:

Sr. Claudio Nabil Villegas Ulloa

NOMBRE ESTUDIANTE:

Sr. Sergio Lagos Martínez

CONCEPCION – CHILE

2014

SUMARIO

En el presente trabajo se aplicó "Cepstrum" a señales reales obtenidas de bancos de ensayo de la Universidad del Bio - Bio y a señales simuladas. Antes de explicar el "Análisis Cepstral" se hizo una breve introducción en cuanto al tipo de señales que existen, pues, las señales producidas por engranajes corresponden a señales discretas, no así en los rodamientos, que producen señales pseudo-cicloestacionarias.

En el análisis Cepstral la variable independiente se denomina quefrecy, se mide en segundos o milisegundos generalmente; no es tiempo en sentido clásico sino que es un "tiempo periódico". Para este análisis se trata al espectro como si fuera una señal en el tiempo y se hace otro espectro a partir del primero. La quefrecy corresponde al recíproco de la frecuencia. Las líneas que resultan de este análisis se denominan rahmonics, se pueden encontrar más de una familia de rahmonics en un mismo análisis y estos están separados a distancias uniformes dependiendo del tipo de característica a la que este referido. Se suele usar el cepstrum como una herramienta de ayuda al momento de analizar señales cuando en el "Análisis Frecuencial" o "Espectral" no se puedan apreciar claramente las fallas; por ejemplo para engranajes, donde las bandas laterales muchas veces están ocultas en el espectro.

El cepstrum por si solo se aplica con mayor seguridad para analizar señales discretas, como es el caso de los engranajes y solo se puede aplicar en rodamientos cuando estos generan armónicos discretos en el espectro. Se usa también para la detección y diagnóstico de fallas.

INDICE

CAPITULO 1: VIBRACIONES EN RODAMIENTOS Y ENGRANAJES

1.1) Introducción.....	1
1.2) Origen del Tema.....	1
1.3) Objetivos	
1.3.1) Objetivo General.....	1
1.3.2) Objetivos Específicos.....	1

CAPITULO 2: SEÑALES

2.1) Introducción.....	2
2.2) Clasificación de las señales.....	3
2.3) Señales generadas por maquinas rotativas.....	3
2.4) Dominio en frecuencia y quefrequency	
2.4.1) Dominio de la frecuencia.....	4
2.4.2) Dominio Quefrequency.....	4

CAPITULO 3: CEPSTRUM

3.1) Introducción.....	5
3.2) Terminología Cepstral.....	6
3.3) Definiciones del cepstrum.....	6
3.4) Aplicación del cepstrum al diagnostico de maquinas.....	8
3.5) Ventajas del cepstrum comparado con el análisis frecuencial.....	9
3.6) Consideraciones practicas del cepstrum.....	10

CAPITULO 4: DESCRIPCION DE ENGRANAJES Y RODAMIENTOS

4.1) Engranajes	
4.1.1) Introducción.....	12
4.1.2) Causas frecuentes de vibración.....	13

4.1.3) Vibraciones normales en un engranaje.....	13
4.1.3.1) Componentes armónicos de la frecuencia de engrane.....	13
4.1.3.2) Principales fuentes de vibraciones	14
4.1.3.2.1) Deflexión en el diente bajo carga.....	14
4.1.3.2.2) Efectos del desgaste.....	15
4.1.3.2.3) Componentes fantasmas.....	16
4.1.4) Fallas frecuentes que se generan en los engranajes.....	17
4.1.4.1) Desgaste de los flancos de los dientes.....	17
4.1.4.2) Desalineamiento del engrane.....	18
4.1.4.3) Problemas que generan modulación en amplitud en las vibraciones normales que generan los engranajes.....	19
4.1.4.4) Dientes dañados.....	20
4.1.5) Análisis espectral en engranajes.....	20
4.1.6) Detección de periodicidades mediante cepstrum.....	21
4.2) Rodamientos	
4.2.1) Introducción.....	21
4.2.2) Tipos de Fallas en los Rodamientos.....	22
4.2.3) Vibraciones generadas por picadura en las pistas de rodadura o elementos rodantes.....	22
4.2.4) Etapas de evolución de la falla.....	24
4.2.5) Análisis Cepstral aplicado a rodamientos.....	25

CAPITULO 5: MEDICIONES Y DISCUSIONES

5.1) Introducción.....	26
5.2) Simulación del rodamiento con una picadura en la pista externa o BPFO.....	27
5.3) Procedimiento de análisis para el caso de rodamientos en el banco de ensayos.....	29
5.3.1) Señal obtenida del punto 1.....	30
5.4) Procedimiento de análisis en el caso de caja de engranes.....	32
CAPITULO 6: CONCLUSIONES.....	35

INDICE DE FIGURAS

Figura nº 1, Tipos de Señales (ref: [2]).....	3
Figura nº 2, Relación señal ruido (ref: [11]).....	10
Figura nº 3, Elección del parámetro de vibración (ref: [11])	11
Figura nº 4, Efecto "puente" entre componentes adyacentes (ref: [11]).....	11
Figura nº 5, Deformación de los dientes debido a las fuerzas de transmisión (ref: [12]).....	14
Figura nº 6, Efectos del desgaste entre dientes (ref: [2]).....	15
Figura nº 7, Ilustración de la generación de componentes fantasmas (ref:[2]).....	16
Figura nº 8, Forma de desgaste de los dientes y cambios en la forma del espectro que este desgaste genera (ref: [12]).....	17
Figura nº 9, Distribución de esfuerzos a lo largo del diente (ref: [12]).....	18
Figura nº 10, Vibración modulada en forma periódica en amplitud (ref: [12]).....	19
Figura nº 11, Modulación brusca en amplitud de las vibraciones normales que genera el engrane, producida por una falla local en un diente (ref: [12]).....	20
Figura nº 12, Rodamiento de una hilera de bolas en corte (ref: [12]).....	23
Figura nº 13, Simulación de un BPFO más un desbalance.....	27
Figura nº 14, TDF aplicada luego de la convolución	27
Figura nº 15, Cepstrum aplicado a la convolución de $f(t)$ con $h(t)$ más el desbalance.....	28
Figura nº 16, Banco de ensayos utilizado para el análisis en rodamientos.....	29
Figura nº 17, Espectro de la señal (punto 1).....	30
Figura nº 18, Cepstrum de la señal (punto 1).....	31
Figura nº 19, Caja reductora (banco de ensayos "nuevo").....	32
Figura nº 20, Espectro de la caja reductora.....	33
Figura nº 21, Cepstrum aplicado a la caja reductora.....	34

INDICE DE TABLAS

Tabla nº 1, Fallas del rodamiento a una velocidad de 40 [Hz].....	29
Tabla nº 2, "Velocidades de entrada y salida de la caja reductora".....	32

CAPITULO 1: VIBRACIONES EN RODAMIENTOS Y ENGRANAJES

1.1) Introducción

Tanto los rodamientos o cojinetes como los engranajes o engranes son los elementos mecánicos más utilizados en el área industrial, por lo mismo requieren ser monitoreados periódicamente para saber su condición mecánica y evaluar el cambio en los momentos oportunos o programados, para evitar en el futuro pérdidas económicas asociadas a interrupciones no planeadas.

El análisis vibratorio se emplea como un método para prever fallas en maquinaria rotativa especialmente. Este análisis permite diagnosticar la condición mecánica de rodamientos o engranajes por medio de técnicas ampliamente utilizadas en el mantenimiento predictivo. El diagnóstico consiste en juzgar si la evolución de los diferentes parámetros en una onda de vibración son representativos de un estado normal de la máquina o se refiere a posibles fallas.

La necesidad de caracterizar una señal provocó que se desarrollaran técnicas no solo basadas en el dominio del tiempo sino que también en el dominio de la frecuencia y tiempo-frecuencia. La más utilizada es la Transformada Rápida de Fourier (dominio de la frecuencia), tanto para rodamientos y engranajes.

En la presente investigación se utilizó una herramienta un tanto desconocida o poco utilizada llamada "Análisis Cepstral" (dominio Quefreny) la cual presta ciertas ventajas al momento de analizar una señal vibratoria, respecto del típico análisis en el dominio de la frecuencia.

1.2) Origen del Tema

- Mostrar una herramienta poco utilizada, que presta ventajas para detectar fallas mediante análisis de vibraciones, basado en la información de bandas laterales principalmente.

1.3) Objetivos

1.3.1) Objetivo General

- Estudiar la técnica Cepstrum para demostrar su utilidad en el análisis vibratorio para rodamientos y engranajes.

1.3.2) Objetivos Específicos

- Aplicar Cepstrum a señales simuladas.
- Aplicar Cepstrum a señales obtenidas de bancos de pruebas del Laboratorio de Mecánica Aplicada.
- Utilizar LabView para procesar y analizar las señales.
- Concluir las reales ventajas del Análisis Cepstral.

CAPITULO 2: SEÑALES

2.1) Introducción

El termino señal se asocia a algo que contiene información, esta información puede ser sobre el estado o comportamiento de un sistema físico. Las señales se pueden presentar de variadas formas, en todos los casos la información está contenida en un patrón de variaciones. Las señales se representan matemáticamente como funciones de una o más variables independientes. Generalmente se asocia como variable independiente al tiempo, aunque puede ocurrir que la variable independiente no sea el tiempo. La variable independiente de la representación matemática de una señal puede ser continua o discreta. Las señales en tiempo continuo se definen en un conjunto temporal y se representan por tanto con una variable independiente continua, estas señales se denomina frecuentemente señales analógicas. Las señales en tiempo discreto se definen en instantes discretos del tiempo y, por tanto, la variable independiente toma valores discretos, es decir, los instantes discretos del tiempo se representan como secuencias de números. A las señales discretas se les conoce como señales digitales [1].

Las maquinas en su mayoría dan lugar a señales específicas de vibración, estas permiten caracterizar y separarlas unas de otras. Existen señales "estacionarias", es decir, sus propiedades no varían con el tiempo y señales "aleatorias" caracterizadas como "cicloestacionarias" donde sus propiedades varían periódicamente; ejemplos de tales señales son: para señales estacionarias, las que producen los engranajes, para señales aleatorias, típicamente son asociadas con el flujo de un fluido como la turbulencia o cavitación a pesar de tener una naturaleza aleatoria pueden tener una distribución con una frecuencia característica, para señales cicloestacionarias, señales provenientes del funcionamiento de un motor de combustión interna, donde ocurre un evento de combustión en cada cilindro en cada ciclo (pasando por lo tanto periódicamente), pero con variaciones aleatorias significativas de un ciclo a otro [2]. Cabe mencionar que el tipo de señal tiene una gran influencia en los tipos de procesamiento que se deben llevar a cabo para evaluar dichas señales.

2.2) Clasificación de las señales

La figura n° 1, ilustra el desglose básico en diferentes tipos de señales. La división fundamental es en señales estacionarias y no estacionarias, como se menciono anteriormente, en señales estacionarias sus propiedades estadísticas no varían con el tiempo. Para señales deterministas, esto significa que se componen completamente de sinusoides de frecuencia discretas y por lo tanto su espectro consiste en líneas discretas en las frecuencias de esos sinusoides.

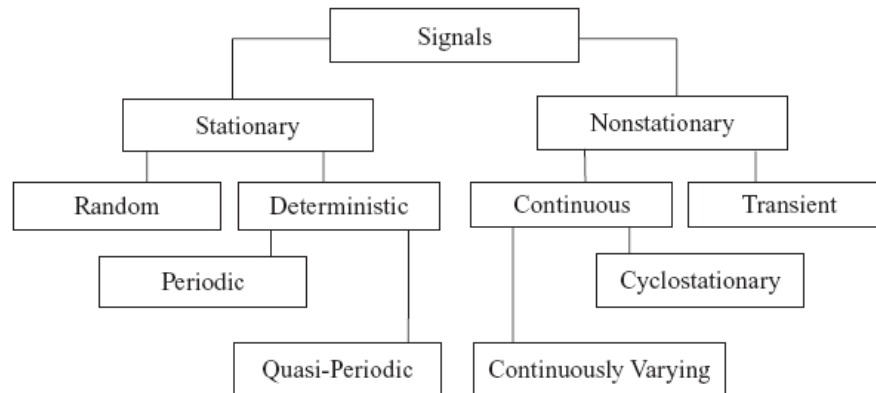


Figura n° 1

"Tipos de Señales" (ref: [2])

En el caso de señales aleatorias si bien es cierto es difícil predecir su valor en un momento dado, en las señales aleatorias estacionarias sus propiedades estadísticas no cambian con el tiempo.

Las señales no estacionarias se dividen en "variación continua" y "transitoria". No hay una regla rápida para distinguir entre estos dos tipos, pero en general se puede decir que solo existen señales transitorias durante un periodo finito de tiempo y se analizan generalmente como una entidad [2].

2.3) Señales generadas por maquinas rotativas

En el monitoreo de la condición mecánica, los cambios en las señales se atribuyen a cambios en el estado de las máquinas, por lo que es importante identificar factores que causan cambios en las señales de vibración. Para efectos de mediciones, éstas se toman generalmente a velocidad y carga constante, dando origen típicamente a señales estacionarias y/o cicloestacionarias.

2.4) Dominio en Frecuencia y Quefrecy

2.4.1) Dominio de la Frecuencia

El análisis en el dominio de la frecuencia es el método más utilizado en lo que refiere a vibraciones. Se pueden considerar en general tres rangos de frecuencia para el análisis y diagnóstico de fallas: zona de baja frecuencia, zona de frecuencias intermedias y zona de altas frecuencias. En general la detección de fallas en rodamientos se centra en las dos últimas.

Se puede identificar directamente del espectro el valor de la frecuencia sin necesidad de realizar cálculos adicionales, además muestra la o las componentes que más influencia tienen en el nivel total de la vibración. Gracias a la integración digital se puede analizar el espectro en unidades deseadas; aceleración, velocidad, desplazamiento. Estas podrían ser algunas ventajas del análisis en frecuencia; en cuanto a posibles desventajas al usar la Transformada Discreta de Fourier se podrían producir: Aliasing, el cual introduce componentes de baja frecuencia que no están presentes en la realidad, esto ocurre cuando en la señal de vibración existen frecuencias más altas que $f_s/2$, donde f_s es la frecuencia de muestreo. El otro problema que podría presentarse es Leakage o fugas laterales, este introduce frecuencias en torno a la frecuencia fundamental de una señal truncada, es decir, una señal a la cual se le aplicó la FFT no teniendo periodos de valor entero [3].

2.4.2) Dominio Quefrecy

En el Análisis Cepstral se trata a un espectro como si fuera una señal en el tiempo, y se hace otro espectro a partir del primero. El eje horizontal está relacionado con el tiempo, pero no es tiempo en sentido convencional, la quefrecy es la variable independiente y se mide en segundos, es el recíproco de la separación de frecuencias (en Hz) en el espectro de frecuencia original de un componente particular que se repite periódicamente. Así como la frecuencia en un espectro normal no dice nada sobre el tiempo absoluto, solo alrededor de intervalos de tiempo repetidos (tiempo periódico), la quefrecy solo da información sobre espaciamientos de frecuencia y no de frecuencia absoluta. [4].

CAPITULO 3: CEPSTRUM

3.1) Introducción

El Cepstrum se define como "el espectro en potencia del logaritmo del espectro en potencia" [5], es decir, la transformada inversa de Fourier del logaritmo del espectro.

$$C(\tau) = \mathfrak{F}^{-1}[\log(X(f))] \quad (1)$$

donde:

La abscisa τ del cepstrum tiene la dimensión de tiempo pero es conocida como "Quefreny",

$X(f)$ es un espectro en frecuencia y \mathfrak{F}^{-1} es la transformada inversa de Fourier.

Los efectos de la función fuerza y función transferencia son multiplicados en $X(f)$, también el logaritmo los transforma en sumas, y la relación de adición permanece en el cepstrum, sin embargo se pueden separar en diferentes regiones dentro del cepstrum.

La transformada de Fourier concentra familias de bandas laterales uniformemente espaciadas en el (logaritmo) espectro en líneas individuales en el cepstrum, haciendo más fácil el diagnóstico. Se dice que el cepstrum es una especie de "espectro del espectro". Por eso el nombre CEPStrum de SPECTrum [2].

Lo peculiar del cepstrum es la conversión logarítmica en el espectro, esto porque la función autocorrelación es semejante al cepstrum mismo, como lo muestra la siguiente ecuación:

Función autocorrelación

$$R_{xx} = \mathfrak{F}^{-1}\{F_{xx}(f)\} \quad (2)$$

donde $F_{xx}(f)$ es el espectro en potencia.

Por lo tanto, la característica distintiva del cepstrum es la conversión logarítmica en el espectro [2].

3.2) Terminología Cepstral

SPEcTrum	CEPStrum
FREQUency	QUEFRency
HARmonic	RAHmonic
MAGnitude	GAMnitude
PHASe	SAPHe
FILter	LIFter
Low pass filter	Short pass lifter
Frequency analysis	Quefrequency alanalysis

ref: Bogert, Healy and Tukey (yes the on of FFT fame, but two yeras earlier) - "The Quefrequency Alanl7ysis of Time Series For Echoes; Cepstrum, Pseudoautcovariance, Cross-cepstrum and Saphe Cracking". Proc. Symp. On Time Serie Analysis, Wiley, 1963.

Cabe mencionar que el cepstrum originalmente surgió dos años antes de ser presentado el algoritmo de la FFT (Transformada Rápida de Fourier), teniendo un co-autor en común (John Tukey), quien luego de presentada la FFT, se dio cuenta que el cepstrum quedaba mejor definido como "La transformada de Fourier inversa del logaritmo del espectro"[6].

3.3) Definiciones del cepstrum [7]:

3.3.1) Cepstrum Complejo

$$C(\tau) = \mathfrak{F}^{-1} \{ \log(F(f)) \} = \mathfrak{F}^{-1} \{ \ln(A(f)) + j\phi(f) \} \quad (3)$$

3.3.2) Cepstrum Real

$$C_r = \mathfrak{F}^{-1} \{ \log(|F(f)|) \} = \mathfrak{F}^{-1} \{ \ln(A(f)) \} \quad (4)$$

donde

$$F(f) = \mathfrak{T}\{f(t)\} = A(f)e^{j\phi(f)} \quad (5)$$

en términos de amplitud y fase del espectro. La función fase $\phi(f)$ debe ser desmenuada para una función de frecuencia continua. La variable independiente τ que se llama "quefrecy" es análoga a la variable de tiempo en la función autocorrelacion, y representa el tiempo de retardo o tiempo periódico en lugar de tiempo absoluto.

Vale la pena señalar que el "Cepstrum Complejo" es real a pesar de su nombre, ocurre un retardo de la información de la fase de la primera transformada y la amplitud logarítmica del espectro es uniforme, la fase del espectro es temporal [8]. Para la segunda definición se utiliza solo el logaritmo de la amplitud del espectro llamado antiguamente "Cepstrum en Potencia" que ahora se conoce como Cepstrum Real.

Para sistemas SIMO (single input, multiple output) o una entrada y múltiples salidas, cualquier señal de salida es la convolución de la señal de entrada con el impulso de la función respuesta de la ruta de transmisión, y esa relación convolutiva es convertida en una suma por la operación del cepstrum como lo siguiente:

$$\begin{aligned} y(t) &= f(t) * h(t) \\ \text{luego} \\ y(f) &= F(f) \cdot H(f) \\ \log(Y(f)) &= \log(F(f)) + \log(H(f)) \\ &\text{y} \end{aligned}$$

$$\mathfrak{T}^{-1}\{\log(Y(f))\} = \mathfrak{T}^{-1}\{\log(F(f))\} + \mathfrak{T}^{-1}\{\log(H(f))\} \quad (6)$$

Hay que destacar que el cepstrum complejo no será utilizado en este trabajo ya que exige desenvolver la fase y las señales que se analizaran son señales estacionarias, constituidas de componentes frecuenciales discretas donde la fase no está definida para frecuencias intermedias; lo mismo para componentes aleatorias estacionarias donde la fase es al azar [6]; es por esto que en este trabajo se utilizara el Cepstrum Real solamente.

3.4) Aplicación del cepstrum al diagnóstico de máquinas

Para el diagnóstico en maquinarias existen herramientas para separar componentes discretas en frecuencia de componentes aleatorias y cicloestacionarias. Es la base para separar señales de engranajes (determinísticas) y de rodamientos (cicloestacionarias de segundo orden) [9].

Esta herramienta sirve para detectar estructuras periódicas en el espectro como: armónicos y bandas laterales. Una división fundamental, como se mencionó anteriormente es en frecuencia discreta y componentes aleatorias (ambos estacionarias y cicloestacionarias), para que un número de técnicas hayan sido desarrolladas a lo largo de los años. Esta normalmente separa señales de engranajes y rodamientos, ya que las primeras son determinísticas, mientras que los segundos pueden ser tratados como cicloestacionarias [9].

Robert B Randall es uno de los principales impulsores en cuanto a la posibilidad de usar el cepstrum [6] para detectar y cuantificar familias de componentes espectrales espaciadas periódicamente, se dio cuenta que no solo detectaba familias de armónicos, sino que también familias de bandas laterales moduladas igualmente espaciadas. Fallas locales en engranajes dan una modulación impulsiva de las señales gearmesh (tanto en amplitud y modulación de frecuencia) que resultan en un gran número de bandas laterales espaciadas a la velocidad del engranaje en que la falla local está ubicada. La mayoría de bandas laterales son accesible solamente en un espectro con una escala de amplitud logarítmica, por lo tanto el cepstrum es una forma ideal para recoger la información (promedio) de un gran número de bandas laterales en un número relativamente pequeño de armónicos en el cepstrum, de los cuales el primero tiene la mayoría de la información.

En [10] indica que las señales generadas por fallas locales en rodamientos son "pseudo-cyclostationary", debido a que la frecuencia de repetición es afectada por el deslizamiento al azar. Por lo tanto el "Cepstrum" solo se puede utilizar para el diagnóstico de fallas en rodamientos cuando estas fallas generan armónicos discretos en el espectro. Esto a menudo es el caso para máquinas de alta velocidad, donde las resonancias son excitadas por las fallas que representan relativamente armónicos de bajo orden de las frecuencias de paso de los elementos rodantes involucrados, para las máquinas de baja velocidad no es el caso, pues el orden de frecuencias puede estar en los cientos o miles y esos armónicos altos están típicamente demasiado juntos [2].

El análisis de señales es usado con la finalidad de poder identificar componentes para su posterior resolución. Procesar las señales puede ser complejo si se considera que las respuestas medidas son una suma de componentes de múltiples fuentes incluyendo incluso componentes determinísticas (frecuencias discretas a velocidad constante), aleatorias estacionarias, y componentes aleatorias cicloestacionarias. Este último se produce típicamente por la modulación de señales aleatorias de frecuencias discretas, y frecuentemente se producen por la rotación y movimientos alternativos de máquinas.

3.5) Ventajas del cepstrum comparado con el análisis frecuencial [11]

El cepstrum puede ser considerado como una ayuda para la interpretación del espectro, en particular a las familias de bandas laterales, porque estas representan la información de una manera más eficiente. Una ventaja directa que presenta el cepstrum es en lo que respecta a los efectos en los caminos de transmisión (es levemente sensible), un cambio en la posición de un acelerómetro no influye mayormente en cepstrum, debido a la propiedad donde convierte en suma la convolución entre la función fuerza y función respuesta. En cambio, en el análisis frecuencial, un cambio de la posición del acelerómetro podría modificar la forma general del espectro y por lo tanto influir en los armónicos o bandas laterales.

Otra ventaja resulta del hecho de que toda familia de bandas laterales se reducen básicamente a una línea en el cepstrum, siendo considerablemente más simple de monitorear. Cabe aclarar que en la práctica suelen aparecer más de un armónico por familia de banda lateral, espaciados a la misma frecuencia. Se aprecia que el primero o armónico fundamental contiene la información de la altura media significativa de la banda lateral, mientras que los demás armónicos representan la distorsión del armónico fundamental. Por lo tanto después de haber reconocido una serie de armónicos, generalmente es suficiente considerar el primer armónico.

3.6) Consideraciones practicas del cepstrum [11]

En teoría, los problemas que surgen en el espectro consisten en componentes de frecuencia discretos (tales como los espectros de vibración en reductores), porque el logaritmo no existe para los ceros entre las componentes (en el caso de trabajar en escala logarítmica en el espectro). La figura n° 2 ilustra cómo la relación señal-ruido en un espectro tendría un efecto directo en la componente Cepstral correspondiente a una serie de componentes espectrales periódicas, por esta razón sólo es válido para comparar componentes cepstrales obtenidas en condiciones de ruido base similares.

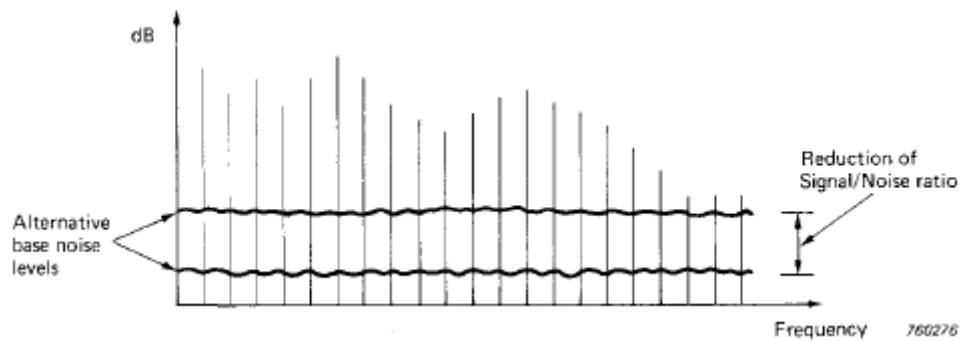


Figura n° 2

"Relación señal ruido" (ref: [11])

Para aplicaciones de monitoreo de la condición mecánica puede ser ventajoso limitar artificialmente el "rango dinámico" del análisis cepstral, con el fin de detectar un cambio mayor en el cepstrum de uno o ambos de los siguientes efectos:

- Un aumento de los armónicos de la frecuencia de engrane y bandas laterales.
- Un aumento en el número y/o la amplitud de las bandas laterales respecto a los armónicos de la frecuencia de engrane.

Ambos efectos significarían el deterioro del equipo (monitoreo de la condición), para determinar la causa de la falla sería conveniente apoyarse con el espectro.

Cabe aclarar que cuando se habla de rango dinámico se trabaja en decibeles, es la relación entre un valor máximo y mínimo. De alguna forma se limita la cantidad de información que se desea analizar. En este trabajo la escalas son absolutas, por lo tanto no se utilizaron en decibeles.

Lo que también podría afectar los valores del cepstrum de forma considerable es la elección del parámetro de vibración, ya sea la velocidad o la aceleración. En teoría, la elección de este parámetro no debería importar demasiado, ya que solo altera la pendiente local del espectro, básicamente un bajo efecto quefrequency. Sin embargo, como se ilustra en la figura n° 3, generalmente sería mejor elegir el parámetro que tiene el "espectro mas plano", de manera que las componentes significativas no queden fuera del rango dinámico.

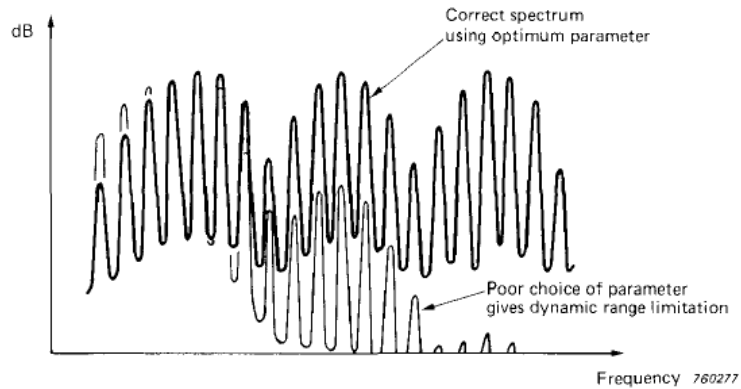


Figura n° 3

"Elección del parámetro de vibración" (ref: [11])

La ultima consideración tiene que ver con la limitación artificial de las componentes significantes del cepstrum, como el efecto "puente" entre los componentes adyacentes. La figura n°4 ilustra lo que podría ocurrir si:

- El factor de forma del filtro es demasiado pobre para un ancho de banda determinado.
- La separación entre los componentes es demasiado pequeña con respecto a la anchura de banda.

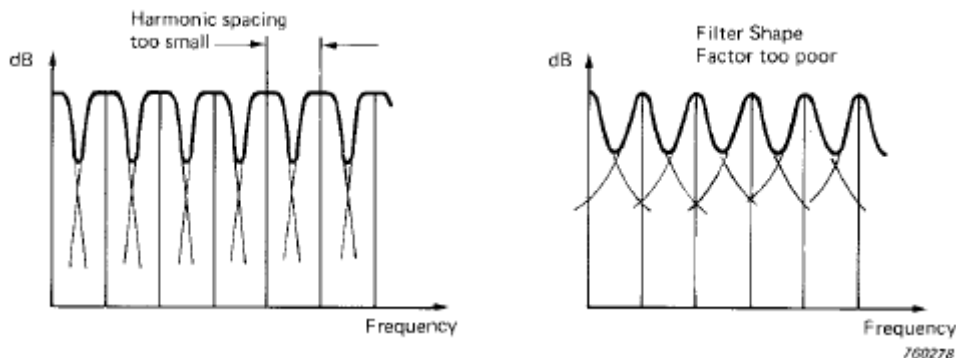


Figura n°4

"Efecto "puente" entre componentes adyacentes" (ref: [11])

CAPITULO 4: DESCRIPCION DE ENGRANAJES Y RODAMIENTOS

4.1) Engranajes

4.1.1) Introducción

Los engranajes son utilizados principalmente para transmitir potencia, son ampliamente usados en la industria y por esto es necesario contar con un plan de mantenimiento adecuado basado en la condición mecánica de estos que permita tener un cierto grado de confianza para obtener la mayor funcionalidad de ellos; y decidir con argumentos cuando amerita un cambio. Los motivos principales por los cuales es determinante el correcto funcionamiento en una caja de engrane son: evitar irregularidades en la relación de transmisión y evitar que la falla del engrane ocasione daños en el propio mecanismo y/o en el resto del equipo.

Existen principalmente 4 técnicas de monitoreo [12]:

1.- Análisis de Vibraciones

2.- Análisis de los residuos en el aceite

3.- Análisis de Temperatura

4.- Análisis Visual

En este trabajo se estudiará solo el análisis vibratorio aplicando "Cepstrum" y análisis en el dominio de la frecuencia usando la Transformada Discreta de Fourier (TDF). Por lo tanto a continuación se detallaran algunas características de las vibraciones en los engranajes.

El funcionamiento de los engranajes genera vibraciones y ruido principalmente. Dos o más ejes con sus correspondientes rodamientos, rotores formados por ruedas dentadas cuyo desgaste ocasiona desequilibrios rotóricos, así como el contacto y deslizamiento periódico entre dientes, son el origen de las vibraciones [5]. En la práctica es muy complejo separar la fuente de la vibración, la señal generalmente contiene información del propio funcionamiento del equipo, engranajes y rodamientos; es precisamente en los descansos donde se ubican los sensores que captan las señales para luego analizar.

Los espectros pueden ser difíciles de interpretar por lo nombrado recientemente, debido a que se producen modulaciones entre diversas frecuencias. Existen parámetros para relacionar la señal vibratoria con la falla; la forma de la señal y la frecuencia con la que se repite.

4.1.2) Causas frecuentes de vibración[12]:

4.1.2.1) El desequilibrio rotórico de una rueda producirá una vibración de tipo armónico a su velocidad de giro, afectando al modo que engranan los dientes, produciéndose la vibración a la frecuencia de engrane.

4.1.2.2) Una desalineación produce la deformación de la onda armónica fundamental de giro, lo que produce además de la componente 1X, armónicos múltiplos de la velocidad de giro.

4.1.2.3) Una excentricidad en una rueda, como consecuencia de un defecto de montaje o mecanizado, produciendo una oscilación armónica a la frecuencia de giro de la rueda excéntrica (Modulación de la onda).

4.1.2.4) El contacto periódico entre los dientes tiene un comportamiento vibratorio impulsivo. Debido al choque metal-metal, establecido en un corto intervalo de tiempo, que vendrá acompañado de una onda de deformación resonante en la estructura del material, junto con el frente de onda producido por las deformaciones locales debido a la presión ejercida por un diente sobre otro (depende de la carga). Ambos se propagan por el seno del material y a través del medio originando, un ruido audible característico, en el que intervienen frecuencias resonantes y la frecuencia de engrane.

4.1.2.5) Para el deslizamiento entre dientes no puede, sin embargo, proponerse un modelo vibratorio de tipo determinístico, pues está relacionado con la rugosidad superficial de los materiales en contacto y el comportamiento de la capa de lubricante. Se producen ininterrumpidas vibraciones de carácter aleatorio y de amplio ancho de banda que dependen del estado de las superficies, de la lubricación e incluso del tipo de materiales en contacto.

4.1.3) Vibraciones normales en un engranaje [12]

4.1.3.1) Componentes armónicos de la frecuencia de engrane:

Una componente vibratoria importante en la cajas de engranajes es la que se produce a la frecuencia de engrane, f_e es decir, cada vez que los dientes entran en contacto.

$$f_e = Z * RPM \quad (3)$$

Donde

Z = N° de dientes del engranaje.

RPM = Frecuencia de rotación de una de las ruedas que engranan.

Esta componente se debe al normal funcionamiento del engranaje, ocurre por la desviación en el perfil del diente respecto a su forma ideal de involuta; también existen componentes que se deben a errores en la fabricación propia del engranaje, conocidas como componentes fantasmas.

4.1.3.2) Principales fuentes de vibraciones

4.1.3.2.1) Deflexión en el diente bajo carga

La forma del perfil de los dientes es de envolvente de círculo o involuta, para que la relación de transmisión de velocidades sea constante. Cabe mencionar que si los dientes mantuvieran el perfil de involuta perfecta, el engranaje no generaría vibraciones. Debido a las fuerzas que se transmiten de un diente a otro cuando hacen contacto, inevitablemente, estos se deforman perdiendo la forma de involuta.

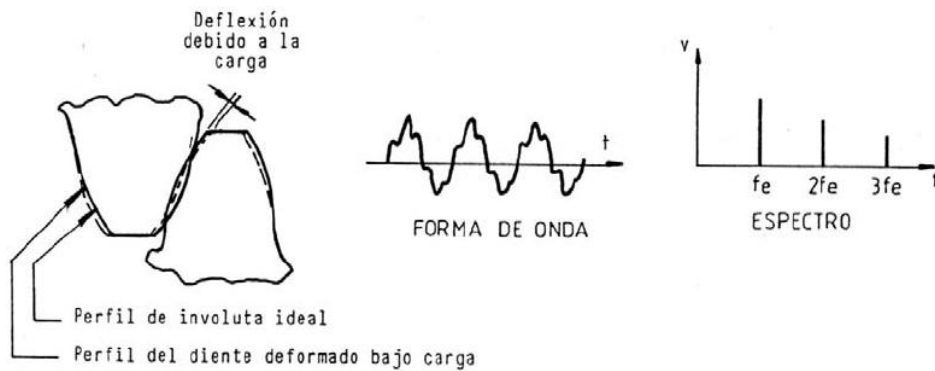


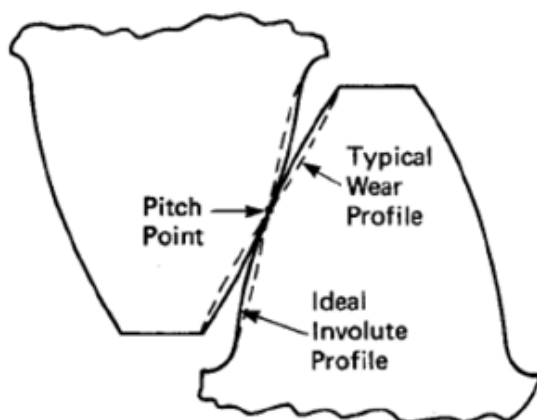
Figura nº 5

"Deformación de los dientes debido a las fuerzas de transmisión" (ref: [12])

4.1.3.2.2) Efectos del desgaste

Debido a que la velocidad de deslizamiento es cero en el círculo de paso y finito en cada lado, hay una tendencia para una "doble borde-semi círculo" patrón de desgaste como se muestra en la figura n° 6, que inicialmente da un incremento en el segundo armónico de la frecuencia toothmesh.

A)



B)

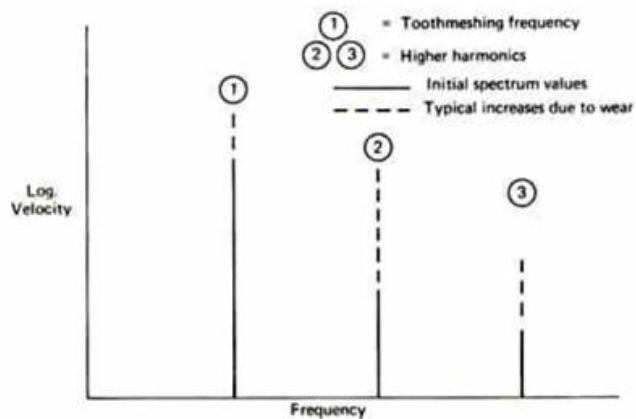


Figura n° 6

"Efectos del desgaste entre dientes" (ref: [2])

A) Desgaste entre dientes.

B) Evolución de los armónicos en el espectro.

4.1.3.2.3) Componentes fantasmas

Las llamadas componentes "fantasma" son errores sistemáticos resultantes del proceso de fabricación. El engrane que está cortando (N_1 dientes) es activado por otro engrane (N_2) (rueda índice). Esto significa que cualquier error en el engrane (N_2) se transfieren a todos los nuevos engranajes que se fabriquen, lo que puede producir vibraciones correspondientes a un número diferente de dientes (el número de dientes de la rueda índice) cuando el engrane este en funcionamiento [2].

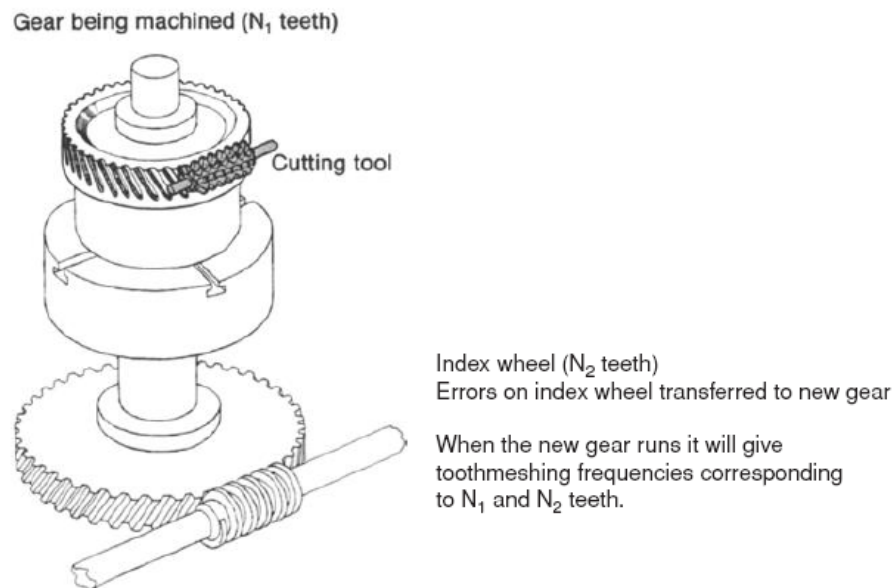


Figura n° 7

"Ilustración de la generación de componentes fantasmas" (ref:[2])

4.1.4) Fallas frecuentes que se generan en los engranajes [12]:

4.1.4.1) Desgaste de los flancos de los dientes

Los dientes deslizan durante el contacto entre ellos. En el único instante en que ellos no deslizan (ruedan sin deslizar), es cuando hacen contacto en el punto de paso (el cual queda aproximadamente en el medio del diente). Entre más alejado se realice el contacto entre los dientes desde el punto de paso, mayor será el valor del deslizamiento entre ellos y por lo tanto mayor será el desgaste.

El desgaste normal en los dientes debería ser entonces como el indicado exageradamente en la Figura n° 8. Es decir, el mayor desgaste se producirá en la punta y en la raíz de los dientes y teóricamente no debería haber desgaste en el punto de paso (al no existir deslizamiento entre los dientes en ese punto).



Figura n° 8

"Forma de desgaste de los dientes y cambios en la forma del espectro que este desgaste genera"(ref: [12])

El aumento de valor de los armónicos de la frecuencia de engrane con el desgaste de los dientes no es uniforme, puede, indistintamente, aumentar más cualquiera de los armónicos de la frecuencia de engrane. Esto va a depender de la forma de desgaste en los dientes. En general, el desgaste será frecuentemente más distintivo en el espectro por los cambios en el valor de los altos armónicos, que a la frecuencia de engrane misma.

4.1.4.2) Desalineamiento del engrane

Engranajes desalineados significa que no están haciendo un contacto uniforme a lo largo del diente como se ilustra en la fig. 9. Los engranajes desalineados aumentan el valor de las vibraciones normales a la frecuencia de engrane y múltiplos, de forma similar al desgaste de los flancos de los dientes.

Es importante que los engranajes trabajen alineados, para aumentar la vida de operación de ellos. Si los dientes trabajan desalineados (ver fig. 10), habrán esfuerzos excesivos en una parte del diente, lo que desgastará aceleradamente esa parte disminuyendo significativamente la vida de ellos. Incluso si el engrane está muy desalineado podría no hacer contacto en una parte de él.

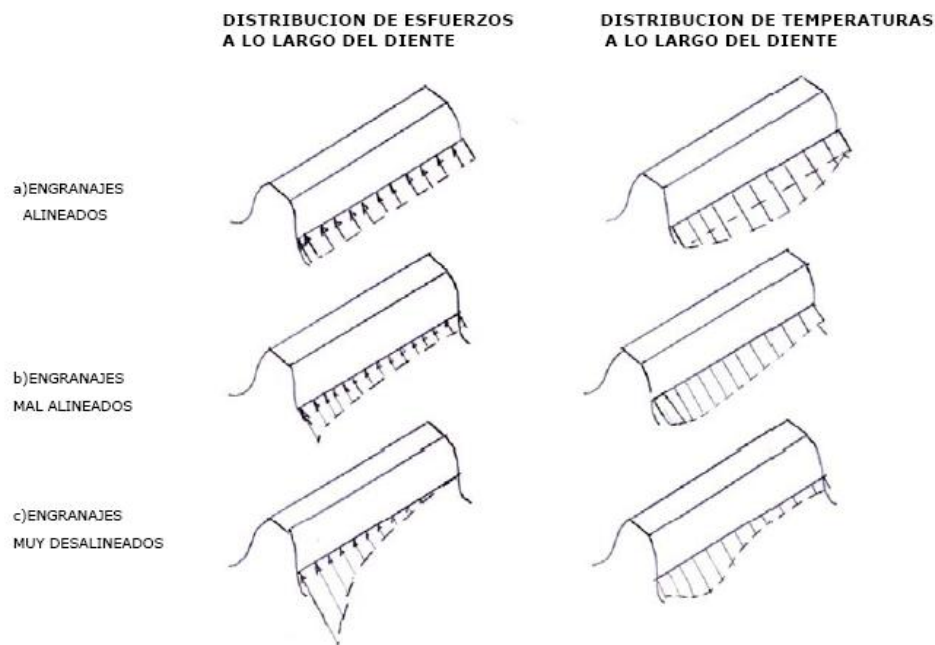


Figura nº 9

"Distribución de esfuerzos a lo largo del diente" (ref: [12])

- a) Engranajes alineados
- b) Engranajes mal alineados
- c) Engranajes excesivamente desalineados

4.1.4.3) Problemas que generan modulación en amplitud en las vibraciones normales que generan los engranajes.

Una vibración modulada en amplitud significa que su valor de amplitud varía continuamente en el tiempo. En la figura n° 10, se observa una vibración de frecuencia f_1 modulada periódicamente en amplitud con una frecuencia f_2 . En el espectro una vibración modulada periódicamente en amplitud presentará a ambos lados de ella otras componentes llamadas bandas laterales. La diferencia de frecuencias entre ellas corresponde a la frecuencia con que periódicamente se está modulando la vibración.

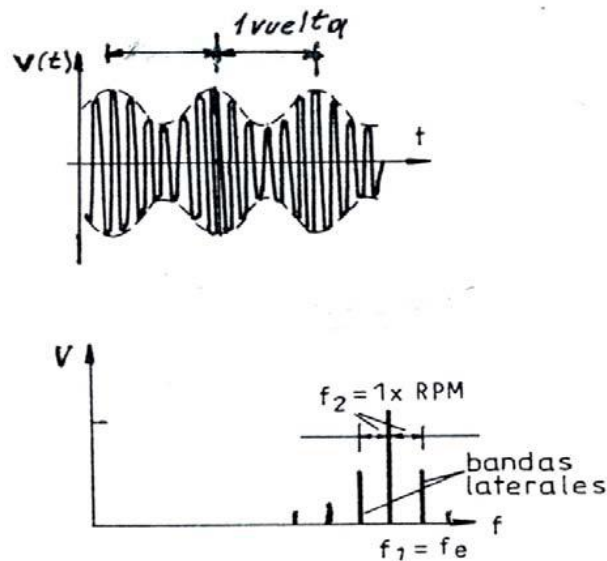


Figura n° 10

"Vibración modulada en forma periódica en amplitud" (ref: [12])

En la figura n° 10, la vibración que está modulada periódicamente en amplitud es la frecuencia de engrane f_e . La periodicidad de esta modulación es a cada vuelta del eje, por lo que la frecuencia con que se está modulando la vibración en este caso es a 1 X RPM. Por lo tanto en el espectro aparecerán bandas laterales en torno a f_e , separadas entre ellas a 1 X RPM. A la frecuencia de engrane se le llama la frecuencia modulada y a la frecuencia de rotación, 1 X RPM, se le llama la frecuencia moduladora (o también la frecuencia portadora).

4.1.4.4) Dientes dañados

Cuando una rueda dentada tiene fallas locales como son: dientes rotos, agrietados, desastillados o picados, se genera una modulación brusca de la componente de engrane durante un periodo de engrane, cada vez que el diente dañado entra al engrane. Esto es repetido una vez por revolución, como se observa en figura n° 11. Una modulación brusca en amplitud genera en el espectro muchas bandas laterales, pero de pequeño valor. Como las bandas laterales generadas en este caso son de pequeño valor, muchas veces son ignoradas, o quedan escondidas en el ruido de fondo del espectro.

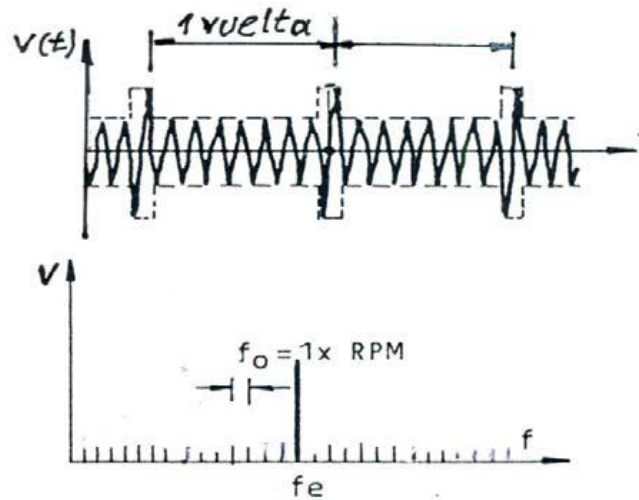


Figura n° 11

" Modulación brusca en amplitud de las vibraciones normales que genera en engrane, producida por una falla local en un diente" (ref: [12])

4.1.5) Análisis espectral en engranajes

El análisis espectral puede no detectar fallas en engranajes es un estado incipiente, sobre todo en fallas localizadas, las que afectan principalmente las bandas laterales, además es complejo evaluar el espaciamiento y evolución de familias de bandas laterales en el espectro [13].

4.1.6) Detección de periodicidades mediante cepstrum

Su finalidad es la identificación de conjuntos de multiplicidad armónica del espectro, ya que, bajo ciertas condiciones, permite la separación de dos o más señales que se han combinado por convolución. El espectro en potencia de la vibración original se ve ponderado por la función respuesta en frecuencia del camino de transmisión, lo que en la medición se verá como un todo. Al aplicar logaritmos mediante el cepstrum el efecto ponderador se transforma en aditivo, es decir, los efectos de la fuente de vibración y del camino de transmisión son aditivos en el cepstrum, y dado que generalmente tienen unos contenidos de Quefreny muy diferentes podrán ser separados fácilmente [14].

4.2) Rodamientos

4.2.1) Introducción

Al igual que con los engranajes los rodamientos además de ser generosamente utilizados por la industria, poseen más de un método para predecir su condición mecánica, en este trabajo como se mencionó anteriormente solo se abordara el análisis vibratorio tanto en el dominio de la frecuencia como en el dominio Quefreny.

La técnica que ha probado ser más efectiva en general en el diagnostico de fallas de rodamientos es el análisis frecuencial o espectral de vibraciones medidas en los descansos [12]. Cabe destacar que el análisis frecuencial para un mejor diagnostico es recomendable acompañarlo con otras herramientas o técnicas.

Como se dijo anteriormente se practicara el análisis frecuencial o espectral y en paralelo el análisis en el dominio Quefreny o mejor llamado "Análisis Cepstral", utilizado como una herramienta para situaciones particulares que podrían presentarse en la industria.

4.2.2) Tipos de Fallas en los Rodamientos

Si un rodamiento en servicio es correctamente lubricado, apropiadamente montado, mantenido libre de abrasivos, suciedad y agentes corrosivos y adecuadamente cargado, entonces se eliminan todos los tipos de fallas salvo una, que no se puede evitar y es la fatiga del material de las pistas y elementos rodantes o picadura [12]. Esta se considera una falla normal, sin embargo existen fallas diferentes denominadas fallas anormales, por ejemplo:

- Desgastes de pistas y elementos rodantes por contaminación del lubricante por polvo
- Falta o exceso de lubricación
- Desgaste o daño del canastillo
- Rodamientos sueltos en el eje
- Rodamientos sueltos en su alojamiento
- Paso de corriente a través del rodamiento
- Selección incorrecta
- Defectos de fabricación del rodamiento

4.2.3) Vibraciones generadas por picadura en las pistas de rodadura o elementos rodantes

La presencia de un defecto en la superficie de una de las pistas o en los elementos rodantes de un rodamiento produce una excitación cada vez que el defecto contacta otra superficie rodante. Los cambios abruptos en los esfuerzos de contacto en las interfaces entre los elementos rodantes y las pistas cuando un elemento rodante pasa sobre un defecto local, genera una fuerza impulsiva en el defecto. Esta fuerza impulsiva produce vibraciones y ondas de esfuerzos, las cuales pueden ser monitoreadas para detectar la presencia de un defecto.

Las frecuencias características de fallas dependerán de su ubicación, sea esta sobre la pista interna, pista externa o en los elementos rodantes y se designan: BPFO, BPFI, BSF. Ellas pueden ser determinadas a partir de la geometría del rodamiento y su velocidad de rotación.

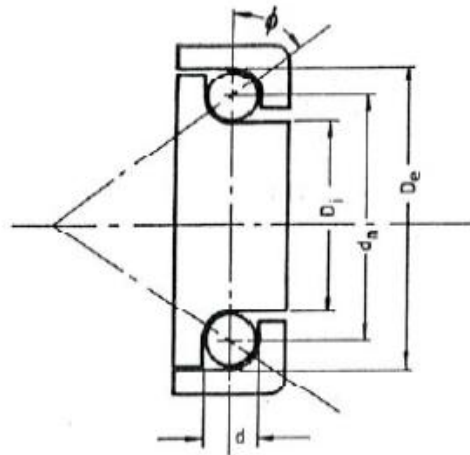


Figura n° 12

"Rodamiento de una hilera de bolas en corte" (ref: [12])

BPFO = (ball pass frequency of the outer race), frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista externa.

BPFI = (ball pass frequency of the inner race), frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista interna.

FTF = (fundamental train frequency), frecuencia de rotación del porta elementos o jaula que contiene los elementos rodantes.

BSF = (ball spin frequency), frecuencia de giro de los elementos rodantes.

RPM = frecuencia de rotación del eje (cpm).

$$BPFO = \frac{RPM * n}{2} \left(1 - \frac{d \cos \phi}{d_m} \right) \approx 0.4 * RPM * n \quad (8)$$

$$BPFI = \frac{RPM * n}{2} \left(1 + \frac{d \cos \phi}{d_m} \right) \approx 0.6 * RPM * n \quad (9)$$

$$FTF = \frac{RPM}{2} \left(1 + \frac{d \cos \phi}{d_m} \right) \quad (10)$$

$$BSF = \frac{RPM * d_m}{2 * d} \left[1 - \left(\frac{d}{d_m} \right)^2 \cos^2 \phi \right] \quad (11)$$

donde,

D_i = diámetro pista interna

D_e = diámetro pista externa

n = número de elementos rodantes

d_m = diámetro entre los centros de los elementos rodantes (diámetro medio)

d = diámetro de los elementos rodantes

ϕ = ángulo de contacto

4.2.4) Etapas de evolución de la falla [12]

Etapa A

El primer indicio de falla es una grieta microscópica bajo la superficie (punto donde los esfuerzos de corte tienen el mayor valor). Cuando pasan los elementos rodantes sobre esta grieta microscópica no se generan vibraciones, pero el cierre de la grieta genera ondas de muy bajo nivel.

Estas pequeñas señales normalmente no pueden ser discriminadas del ruido eléctrico propio de la cadena de medición de vibraciones. Para poder detectar las pequeñas excitaciones que se generan en esta etapa del deterioro del rodamiento se utilizan métodos resonantes.

Etapa B

Propagada la grieta sub -superficial hasta la superficie, se produce la pequeña picadura. En esta etapa el defecto es apenas visible al ojo. También, cuando los elementos rodantes pasan por esta pequeña picadura se producirán pequeños impactos excitando levemente las frecuencias naturales de las pistas de rodadura y soportes del descanso.

Etapa C

El paso de los elementos rodantes sobre las pequeñas picaduras hace que con el tiempo ellas vayan aumentando de tamaño. En la etapa C aparecen en forma visible en el espectro de velocidad, componentes múltiplos de BPFO , BPFI, o BSF , dependiendo si la o las picaduras están en la pista externa, pista interna o en los elementos rodantes.

Etapa D

Al aumentar el daño, aparecen más componentes de las frecuencias características de falla de los rodamientos y con pequeñas modulaciones (bandas laterales) a la velocidad de giro del rodamiento.

Etapa E

Al aumentar el daño, se empieza a picar los elementos rodantes y estos a la vez dañan a las pistas de rodadura. Cuando el rodamiento está dañado con múltiples defectos, su espectro vibratorio puede estar compuesto por un gran número de combinaciones de las componentes de fallas (sumas y resta entre ellas, por ejemplo $2BPFO + 3BSF$, $3BPFI + BPFO$, etc) y con “pasto en el espectro”.

4.2.5) Análisis Cepstral aplicado a rodamientos

El análisis Cepstral es una herramienta de post procesamiento que implica la Transformada inversa de Fourier a un espectro de frecuencias logarítmicas, que es utilizado para detectar y cuantificar las familias de armónicos espaciados uniformemente derivados de impulsos periódicos generados por fallas en rodamientos[15].

CAPITULO 5: MEDICIONES Y DISCUSIONES

5.1) Introducción

Para probar el "Análisis Cepstral" y abordar los objetivos propuestos, se aplicaron conceptos mencionados en capítulos anteriores para analizar señales reales, medidas en bancos de ensayos del Laboratorio de Mecánica Aplicada, el cual cuenta con dos de estos, uno que fue creado por alumnos de la misma universidad el año 1997, y el otro que fue adquirido recientemente (ambos detallados en el anexo I y anexo II, respectivamente).

Para realizar el análisis del espectro y cepstrum, primero se realizó una etapa de prueba en donde se diseñaron en el software Labview, tanto para la adquisición de datos, como para la ejecución del análisis mismo, programas en los que se simulaban fallas en el caso de los rodamientos, Transformada Discreta de Fourier para el análisis de espectro y luego cepstrum.

La adquisición de datos básicamente fue llevada a cabo con dos acelerómetros ubicados a 90° (para ambos bancos de ensayo), en los puntos de medición que se detallarán más adelante, los acelerómetros básicamente captan la señal analógica, esta es almacenada en una tarjeta de adquisición de datos (NI 95234) la cual transforma la señal analógica a señal digital que luego es procesada y analizada por un programa en labview .

5.2) Simulación del rodamiento con una picadura en la pista externa o BPFO

Antes de tomar las medidas reales se simuló lo que probablemente se observaría en el laboratorio, donde posiblemente existen rodamientos auto alineable con desperfectos. En la programación se simuló una falla o BPFO a 36 [Hz] más un desbalance. En la figura n° 13 se observa la señal en el dominio del tiempo con la picadura y un desbalance .

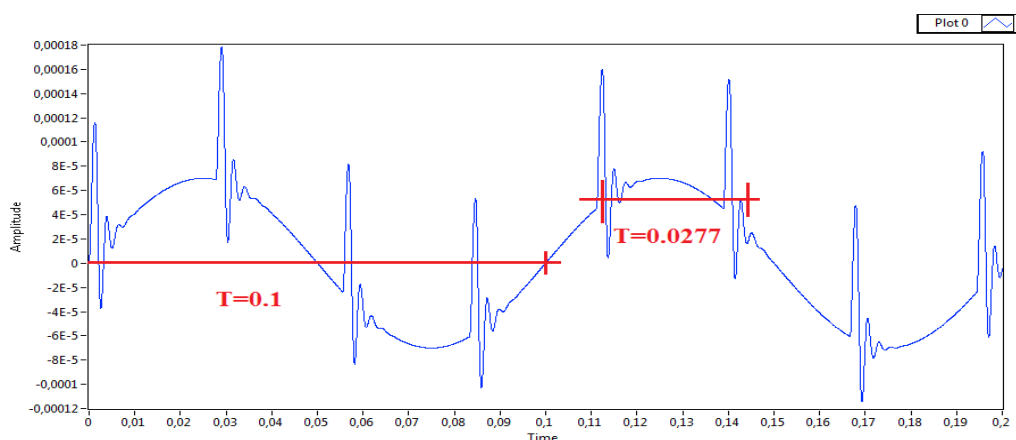


Figura n° 13

"Simulación de un BPFO más un desbalance"

La figura n° 14 muestra el espectro que resultó de la convolución del impulso $f(t)$ y la función respuesta $h(t)$ más el desbalance.

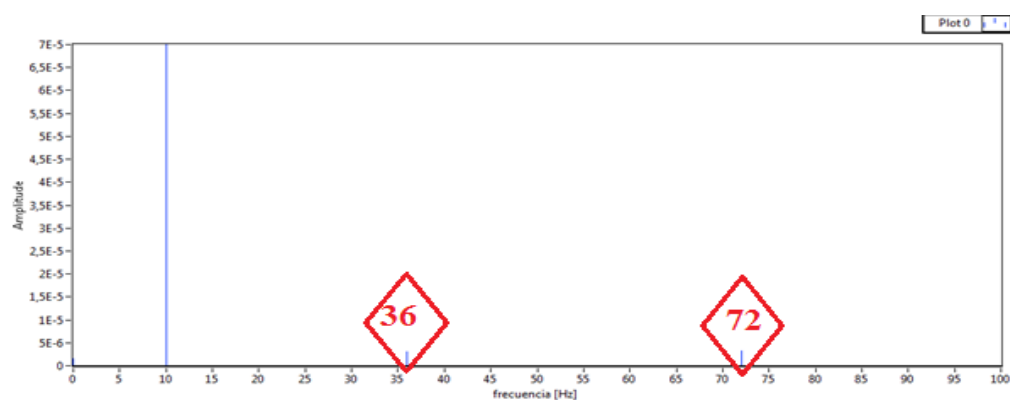


Figura n° 14

"TDF aplicada luego de la convolución"

En la figura n° 14, se observa claramente la primera componente que corresponde al desbalance, luego la siguiente componente corresponde a un armónico en este caso un BPFO a 36 Hz y luego la tercera componente indica el segundo armónico del BPFO a 72 [Hz].

En paralelo a la aplicación de la DTF se utilizó el "Cepstrum Real", como lo muestra la figura n° 15.

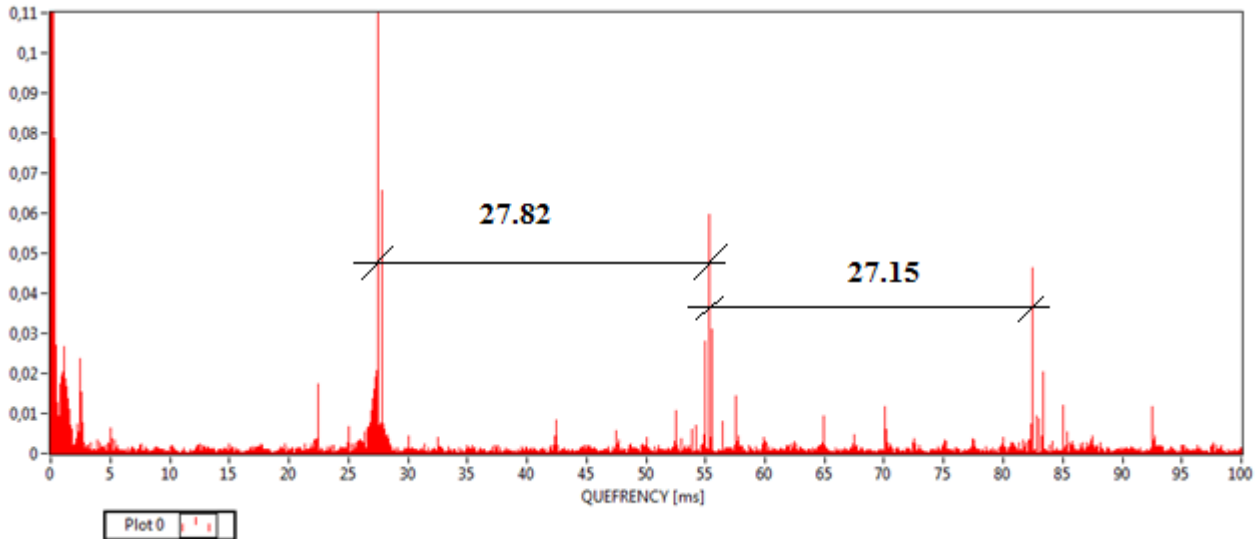


Figura n° 15

"Cepstrum aplicado a la convolución de $f(t)$ con $h(t)$ más el desbalance"

Mediante un análisis zoom utilizando las herramientas del software labview se puede ver con exactitud el valor de cada componente, en éste caso se observan tres componentes que sobresalen; la primera es a 27.48 [ms], la segunda 55.3 [ms] y la tercera a 82.45 [ms]. Lo importante que se debe considerar en el "Análisis Cepstral" es la "separación" de las componentes más notorias, en éste caso la separación entre la primera y segunda componente es 27.82 [ms]; entre la segunda y tercera componente la separación es 27.15 [ms]. Estas "separaciones" resultaron ser muy cercanas teniendo una diferencia de 0,67 [ms]. El inverso de la quefrequency como se mencionó en el capítulo 2, sección 2.4.2, corresponde a la frecuencia, para el caso estudiado el recíproco de la primera separación ($1/27,48$ ms) resultó ser de 36,39 [Hz] y para la segunda separación ($1/27.15$ ms) se obtuvo 36.83 [Hz]. Estas frecuencias representan el BPFO que se mencionó desde un principio, la aproximación, si bien es cierto tiene una pequeña diferencia se puede considerar que el cepstrum es bastante exacto.

5.3) Procedimiento de análisis para el caso de rodamientos en el banco de ensayos

Para probar el Análisis Cepstral en rodamientos , se midió en el banco de ensayos "antiguo". En este se tomaron dos muestras a velocidades distintas por cada punto y los puntos donde se ubicaron los acelerómetros fue en los propios rodamientos autoalineables en los puntos 1 y 2 de la figura n° 16.

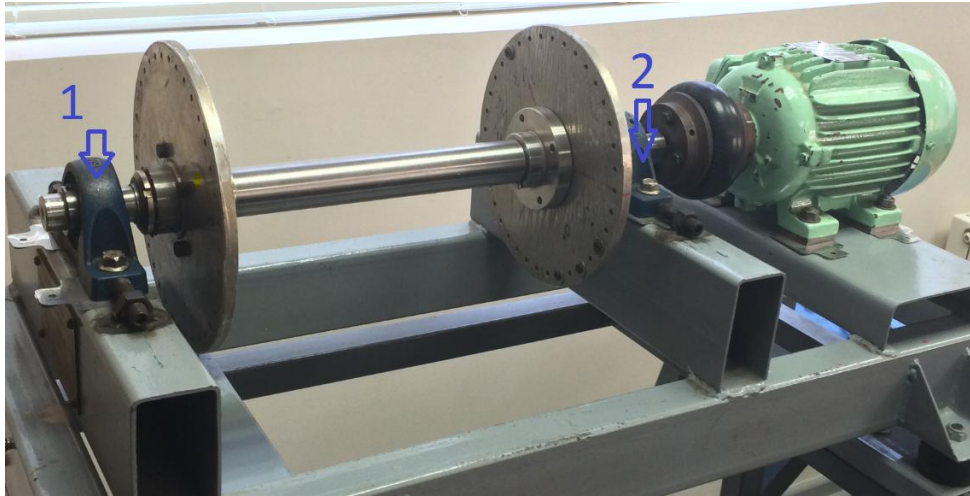


Figura n° 16

"Banco de ensayos utilizado para el análisis en rodamientos"

Para el análisis de cada rodamiento se utilizó la medición con la velocidad más alta, o sea, a 40 [Hz] con una resolución de 51.2 [KHz]. Con los datos del rodamiento (ver anexo I) se pueden obtener las frecuencias de fallas este, como muestra la tabla n° 1.

		1 X	2 X	3 X
BPFI	5.418 X RPM	216.72 [Hz]	433.44 [Hz]	650.16 [Hz]
BPFO	3.581 X RPM	143.7 [Hz]	287.4 [Hz]	431.1 [Hz]

Tabla n° 1

"Fallas del rodamiento a una velocidad de 40 [Hz]"

5.3.1) Señal obtenida del punto 1

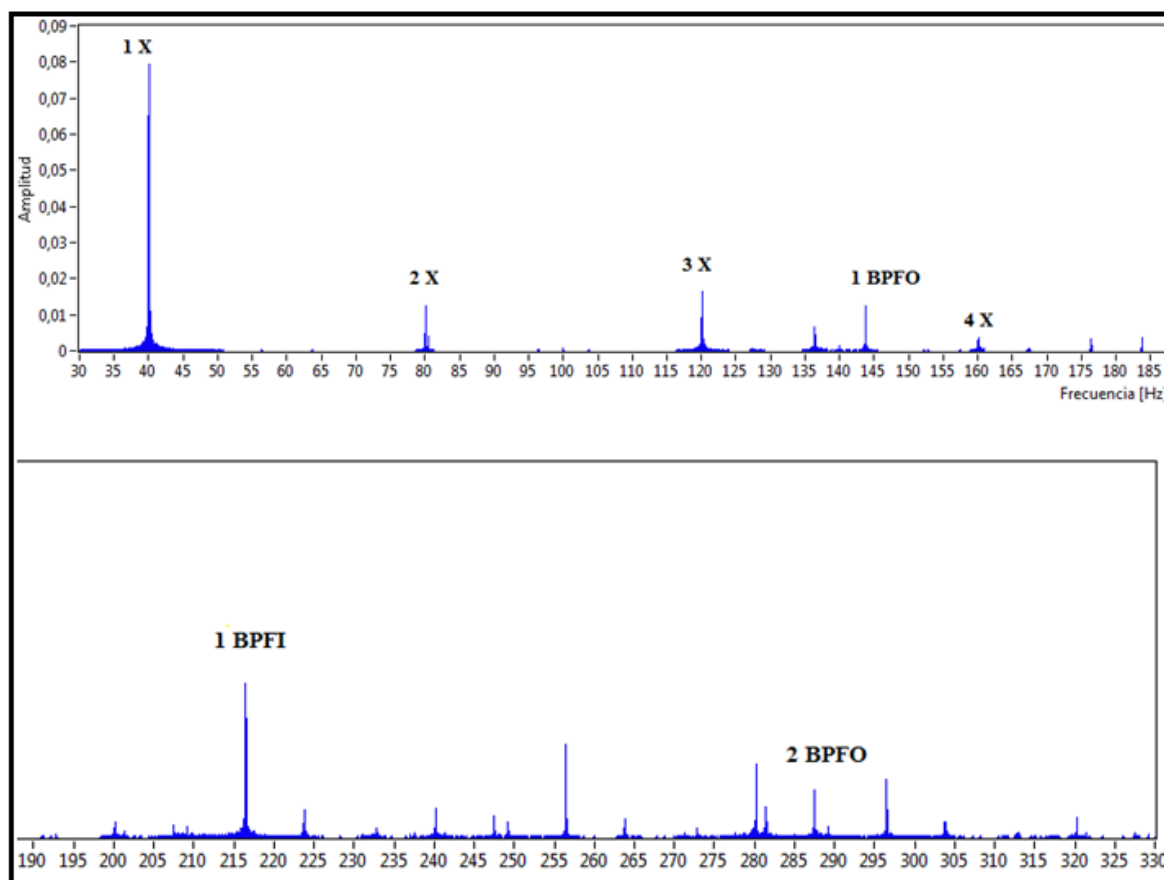


Figura n° 17

"Espectro de la señal"

De la figura siguiente se puede apreciar que:

La primera componente corresponde a la velocidad de rotación (1X con un evidente desbalance), luego 2X, 3X y 4X (armónicos de la velocidad de rotación), también se observan componentes que coinciden con fallas vistas en la tabla n° 1, como son: 1° BPFO, 1° BPFI y 2° BPFO. Cabe destacar que la componente de falla más notoria es el primer BPFI, lo que implica que existe un desperfecto a la frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista interna .

En paralelo al análisis espectral se aplicó cepstrum como lo muestra la figura n° 18.

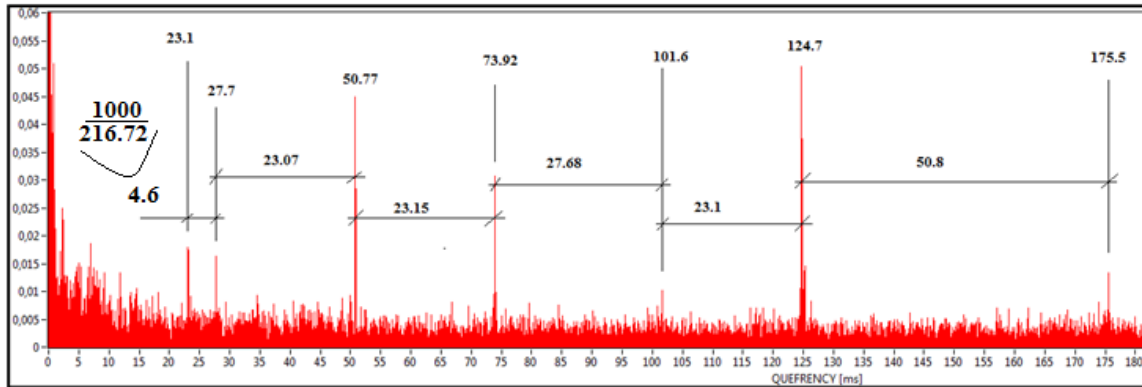


Figura n° 18

"Cepstrum de la señal"

De la figura n° 18 se pueden apreciar componentes que están separadas a ciertas "distancias", estas distancias en el análisis cepstral como se mencionó en secciones anteriores tienen un significado. Para este caso la separación de las dos primeras componentes es de 4.6 [ms] (entre esas componentes se encuentra la velocidad de rotación), este número corresponde a una frecuencia de falla (1° BPF), pues $1/0.0046$ [s] equivalen a 217.39 [Hz], existe una diferencia (mínima) de 0.67 [Hz] con el 1° BPF de la tabla n° 1. Se considerará entonces para este análisis que 4.6 [ms] corresponde al primer BPF. Las siguientes componentes están espaciadas a múltiplos de 4.6, por ejemplo, 23.07, 23.15 y 23.1, al dividir éstas separaciones por 4.6 se obtiene un número aproximadamente exacto 5.01, 5.03 y 5.02 respectivamente. Para el caso de 27.68 y 50.8 ocurre lo mismo, donde $27.68/4.6$ equivale a 6.01 y $50.8/4.6$ es igual a 11.04.

Por lo tanto se puede inferir que los armónicos en el cepstrum corresponden a modulaciones de la primera frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista interna, esto respaldado con la figura n° 17 del espectro donde se aprecia claramente el BPF.

El punto dos no se mostrará pues ocurre exactamente lo mismo que en el punto 1 analizado recientemente (Los armónicos están separados a la misma distancia, pero tienen menor amplitud. Lo mismo ocurre en el espectro aparece el BPF en menor amplitud). Cabe mencionar que los rodamientos que posee en este momento el banco de ensayo fueron instalados recientemente por lo que no se observan fallas características en mayor magnitud, de hecho se cree que las componentes que se muestran en el espectro se produjeron porque una vez instalado los rodamientos el equipo estaba con un desalineamiento considerable y lo más probable (no se puede asegurar) que el BPF que se aprecia tanto en el espectro como en el cepstrum se produjo por la desalineación del equipo, que posteriormente fue alineado por alumnos de la Universidad el año pasado.

5.4) Procedimiento de análisis en el caso de caja de engranes

El análisis Cepstral y espectral a una caja de engrane, se realizó en el banco de ensayos "nuevo" (ver anexo II), la caja de engrane se trata de una reducción (1.5 : 1), el número de dientes del piñón es 18 y el número de dientes del engranaje conectado al piñón es 27.



Figura n° 19
"Caja reductora"

La medición se realizó a una velocidad de 45 [Hz] (tacómetro digital), esa velocidad es transmitida directamente al eje, luego mediante poleas se transmite el movimiento del eje a la entrada de la caja reductora, el eje de la caja reductora gira a 1089 RPM (medida con un tacómetro manual en la polea conectada a la reductora). La tabla n° 2, señala las velocidades de entrada y salida medidas en la caja reductora en diferentes unidades de medida. La $f_e = 18 * \frac{1089}{60} = 326.7 [Hz]$

	RPM	Hz	ms
Velocidad de entrada	1089	18.15	55
Velocidad de salida	726	12.11	82.57

Tabla n° 2
"Velocidades de entrada y salida medidas en caja reductora"

La figura n° 20, muestra el espectro de la señal proveniente de la reductora

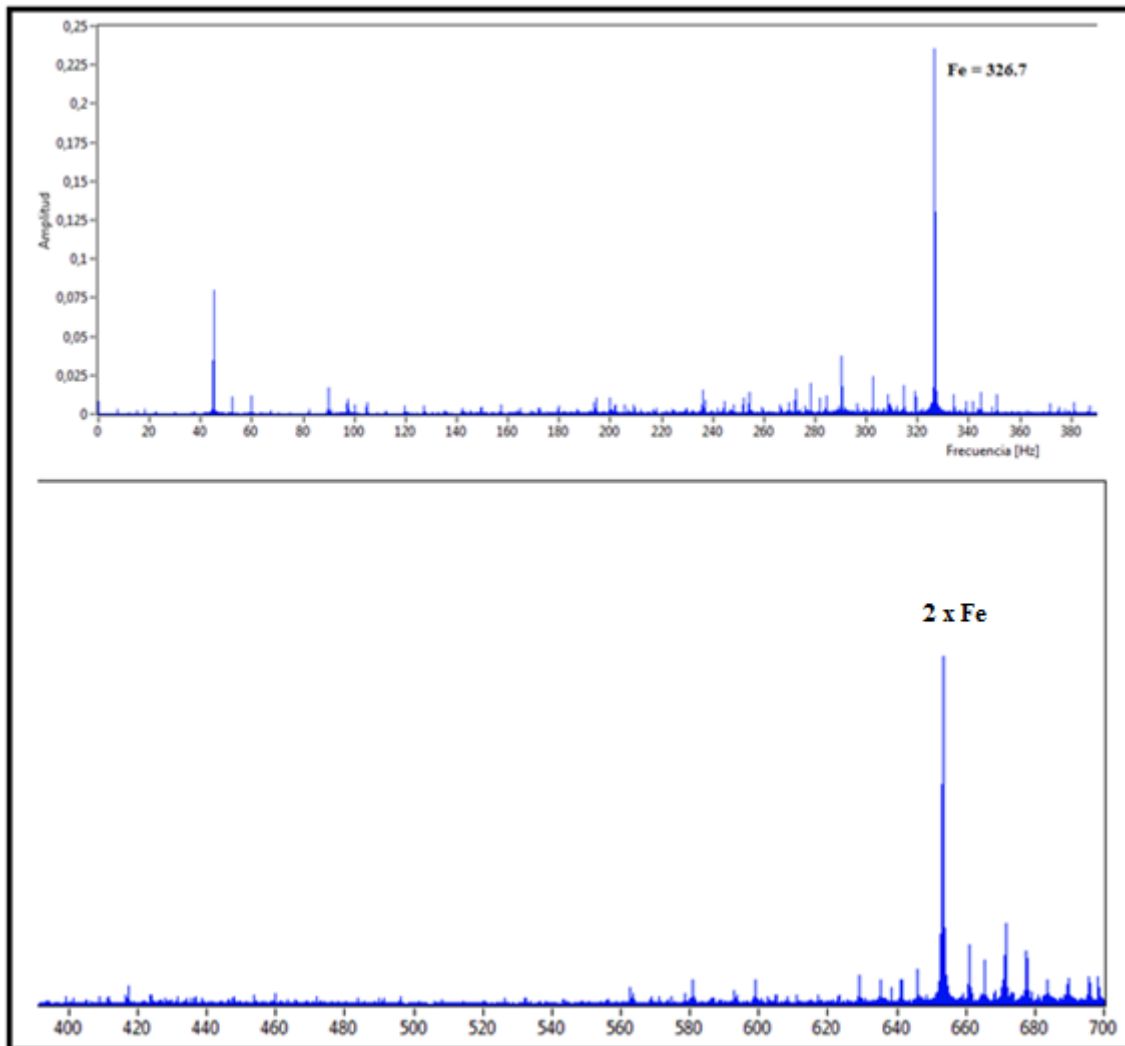


Figura n° 20
"Espectro de la caja reductora"

De la figura vista anteriormente se pueden apreciar tres componentes, la segunda corresponde a la frecuencia de engrane $f_e = 326.7 [Hz]$ y la tercera componente corresponde al primer armónico de la frecuencia de engrane ($2 \times f_e$).

La figura n° 21, muestra el cepstrum de la señal proveniente de la caja reductora.

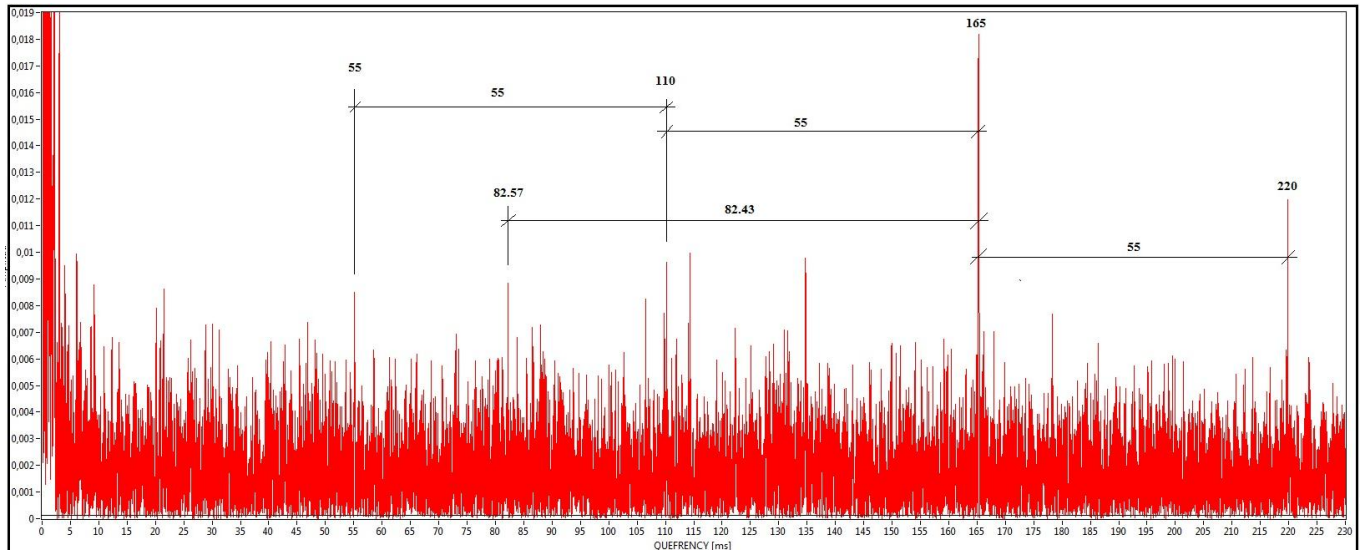


Figura n° 21

"Cepstrum aplicado a la caja reductora"

En la figura siguiente se observa una componente a una quefrecy de 55 [ms], luego se observan tres componentes más o armónicos de 55 [ms], los 55 [ms] como se mencionó antes corresponde a la velocidad de giro del piñón de entrada; para la velocidad de salida que corresponde a 82.57 [ms] se aprecia una componente a dicha quefrecy y su segundo armónico a 165 [ms] (existe una diferencia mínima entre el primer y segundo armónico).

En [16] se explica un ejemplo donde ocurre algo similar al caso analizado anteriormente ; aclarando que cuando un engrane tenga una falla en un diente generará un impacto a la velocidad de rotación del eje, en el caso anterior cada 55 [ms], lo mismo para el engrane conectado 82.57 [ms]. Otro punto a considerar es que cuando coinciden dos rahmonics de familias distintas, este rahmonic tendrá una amplitud mayor a los demás; para el caso de la figura n° 21 ocurre algo similar en el rahmonic a 165 [ms]. Donde coinciden el 3er rahmonic a 55 [ms] y el 2do rahmonic a 82.57 [ms].

CAPITULO 6: CONCLUSIONES

En la presente investigación se estudió una herramienta que es poco utilizada y que se conoce casi, desde el mismo tiempo que se presentó la Transformada Rápida de Fourier (FFT). El "Cesptrum" que se pronuncia "*kepstrum*", es la herramienta que se utilizó para analizar en paralelo al análisis espectral, las señales reales medidas de bancos de ensayo y señales simuladas. Luego de analizar varias mediciones y consideraciones tomadas de la bibliografía, se pudo concluir que si es aplicable el cepstrum en engranajes sin ninguna restricción, para rodamientos también es aplicable pero se debe cumplir que las señales analizadas deben generar armónicos discretos en el espectro.

Se deben tener en cuenta ciertas consideraciones, como el tipo de análisis que debe aplicarse depende del tipo de señal que produce la falla.

Consideraciones al aplicar cepstrum a señales provenientes de rodamientos:

- Es conveniente apoyarse usando el análisis espectral, como el análisis que se hizo en el capítulo 5, sección 5.3.1, donde se observa el BPFÍ claramente en el espectro, luego el cepstrum muestra componentes o rahmonics que resultaron estar espaciados a múltiplos de la quefrecny del BPFÍ. Se debe destacar que sin la ayuda del espectro hubiese sido muy difícil relacionar el BPFÍ con los rahmonics vistos en el Cepstrum.

Consideraciones al aplicar cepstrum a señales provenientes de engranajes:

- Las vibraciones en cajas de reductores, normalmente contienen bandas laterales debido a la modulación de la frecuencia de engrane y sus armónicos, un incremento en el numero y/o intensidad de tales bandas laterales usualmente indica un deterioro de la condición.
- En el capítulo 5 sección 5.4, en el análisis cepstral se pueden discriminar rahmonics espaciados uniformemente a una distancia que corresponde a la velocidad de entrada a la caja reductora, lo mismo para los rahmonics separados a la distancia correspondiente a la velocidad de salida. Incluso se observó que los rahmonics se superponen o "suman", en el análisis mencionado anteriormente se sumaron el tercer y segundo rahmonics correspondientes a la velocidad de entrada y salida respectivamente.

Respecto a la detección de fallas, el cepstrum tiene ventajas (en comparación con el análisis de espectro normal) en ser capaz de extraer la periodicidad no inmediatamente evidentes para el ojo en el espectro, y en ser insensible a efectos secundarios tales como la ruta de transmisión.

Para generalizar, se considera al cepstrum como una herramienta extremadamente útil para dos tareas:

Para la detección de fallas:

- Es una medida sensible del crecimiento de familias de armónicos / bandas laterales.
- Los datos se reducen a una sola línea por familia.
- Es insensible a la ubicación del punto de medición.

Para el diagnóstico de fallas:

- Es una medida exacta de la separación de la frecuencia componentes.
- Se puede calcular a partir de cualquier sección de un espectro.
- Se puede utilizar para la separación de diferentes familias de bandas laterales.

****Lo importante finalmente en el Análisis Cepstral es determinar las separaciones entre componentes, luego esas distancias se deben relacionar con fallas comunes tanto en engranajes o rodamientos.***

BIBLIOGRAFIA

- [1] Tratamiento de Señales en Tiempo Discreto; Tercera Edición; Alan V. Oppenheim and Ronald W. Schaffer
- [2] Vibration-based Condition Monitoring; Industrial, Aerospace and Automotive Applications; Robert Bond Randall School of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of New South Wales, Australia.
- [3] Estudio de Fallas Comunes en Rodamientos Rígidos de una Hilera de Bolas Mediante Análisis en el Dominio del Tiempo y de la Frecuencia; Tesis presentada para optar al grado de Licenciado en Acústica y al título profesional de Ingeniero Acústico; Cristian Mondaca.
- [4] Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Diagnosis, Edition 1, by R.B. Randall, B. Tech., B.A. Bruel & Kjaer
- [5] Condition Monitoring, Volume , Issue 1, June 2011
- [6] A History of Cepstrum Analysis and its Application to Mechanical Problems
- [7] New Applications Of The Cepstrum in OMA R.B. Randall¹, S. Manzano², B. Peeters³, J. Antoni⁴ and W.Smith⁵.
- [8] Cepstral Methods of Operational Modal Analysis. Robert B. Randall
School of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of New South Wales, Sydney, NSW, Australia.
- [9] Use of the cepstrum to remove selected discrete frequency components from a time signal, R.B. Randall, N. Sawalhi.
- [10] Antoni, J. and Randall R. B. (2002) "Differential Diagnosis of Gear and Bearing Faults", ASME Journal of Vibration and Acoustics, 124, pp. 165-171.
- [11] Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Diagnosis, Edition 2, by R.B. Randall, B. Tech., B.A. Bruel & Kjaer
- [12] Apunte "Análisis de Vibraciones de Maquinas Categoría I "
- [13] "Técnicas de Análisis de Vibraciones para el Monitoreo de la Condición Mecánica de Cajas de Engranajes" P. Saavedra
- [14] "Análisis Comparativo de Técnicas de Procesamiento de Señales de Vibración en Transmisión de Engranajes"
- [15] Dynamics of Machinery III, 2008; Mircea Rades
- [16] Envelope and Cepstrum Analyses for Machinery Fault Identification; Hans Konstantin-Hansen and Henri Herlufse

