

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

**FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**



“Implementación del Computed Order Tracking (COT) en el laboratorio de mecánica aplicada”

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. Julio Cesar Pacheco Barra

CONCEPCION – CHILE

2015

RESUMEN

En este proyecto se aplicó el método Computed Order Tracking, en señales simuladas y en señales obtenidas en el laboratorio de Mecánica Aplicada. Estas señales tienen la peculiaridad de ser medidas a velocidad variable, lo que genera una señal del tipo no estacionaria, las cuales, al obtener el espectro directamente de estas señales, son muy difíciles de analizar.

El método Computed Order Tracking (COT), transforma una señal en el dominio del tiempo, al dominio de la posición angular del eje, lo cual genera una señal del tipo estacionaria. Para la aplicación del método COT, se debe muestrear la vibración junto a un keyphasor (es una señal que genera un pulso cada vez que el eje da una vuelta). Con el keyphasor, se obtienen los tiempos en los cuales el eje da una vuelta y utilizando el supuesto de que el eje gira a aceleración angular constante en una revolución, se obtiene la curva que rige la posición del eje en el tiempo. Teniendo estos datos, se dan valores de posición del eje (a un paso constante), obteniéndose los tiempos en que el eje está en estas posiciones. Interpolando en la señal original se obtienen las amplitudes para estos datos. Luego, se grafican las amplitudes con respecto a las posiciones del eje, obteniéndose la señal en el dominio de la posición angular del eje, a la cual se puede calcular el espectro, llamado espectro en orden (frecuencia normalizada por la velocidad del eje).

Para comprobar el método COT, se generaron dos tipos de fallas en el laboratorio. La primera fue un desbalance en el eje que giraba a velocidad variable, en el cual, al aplicar el COT, se obtuvo un espectro similar al obtenido si es que se trabajará a velocidad constante, con una variación de la amplitud muy pequeña y con poco ruido espectral. La segunda prueba fue medir las vibraciones de una caja reductora, en este caso, las variaciones de amplitud fueron bastante considerables y se obtuvo un aumento en el ruido espectral.

En conclusión, el método COT, es una herramienta útil para medir las vibraciones en máquinas de velocidad variable y poder realizar un análisis en estas máquinas, sin embargo, para señales complejas se hace necesario de un método de interpolación más exacto (por ejemplo, utilizando una integración con un polinomio de segundo orden), para obtener un mejor resultado en amplitud.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
ORIGEN DEL TEMA	2
OBJETIVOS:.....	2
CAPÍTULO 1: VIBRACIONES.	3
1.1) Vibración Armónica Simple.....	3
1.1.1) Frecuencia.....	3
1.1.2) Amplitud.....	3
1.1.3) Fase.	4
1.2) Vibraciones compuestas.	4
1.3) Clasificación de Señales [1].	5
1.3.1) Señales estacionarias.	5
1.3.1.1) Señales deterministas.	6
1.3.1.2) Señales aleatorias.	6
1.3.2) Señales no estacionarias.	6
1.4) Magnitudes de vibración (desplazamiento, velocidad y aceleración) [2].....	6
1.5) Señales en el dominio de la frecuencia.....	7
CAPÍTULO 2: ANÁLISIS ESPECTRAL Y LAS VIBRACIONES PRODUCTO DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS DE UNA MÁQUINA.	9
2.1) Vibraciones por desequilibrios.....	10
2.1.1) Causas del desequilibrio [2].	10
2.1.2) Tipos de desequilibrio y correcciones recomendadas.	11
2.1.2.1) Desequilibrio en un único plano o en dos planos [2].....	11
2.1.2.2) Desequilibrio en un rotor en voladizo [2].	12
2.2) Vibraciones por desalineación [2].....	12
2.3) Vibraciones por ejes doblados [2].....	13
2.4) Vibraciones por descansos hidrodinámicos (Remolino de Aceite) [1].....	13
2.5) Vibraciones por rodamientos.....	13
2.5.1) Componentes y frecuencias de deterioro de un rodamiento [2].	13
2.5.2) Etapas de deterioro en rodamientos [2].....	14
2.6) Vibraciones por engranajes.	15
2.6.1) Frecuencias propias de un engranaje.	15

2.6.1.1) Frecuencia de engrane [1].	15
2.6.1.2) Sobrecarga.	16
2.6.1.3) Componentes fantasmas [1].	16
2.6.1.4) Desgaste de los dientes [2].	16
2.6.1.5) Desalineación [2].	16
CAPÍTULO 3: COMPONENTES DE MEDICIÓN.	17
3.1) Generador de vibraciones.	17
3.2) Transductor de vibraciones [2].	18
3.3) Acondicionamiento de señales.	19
3.4) Convertidor Analógico-Digital.	20
3.5) Computadora.	21
CAPÍTULO 4: COMPUTED ORDER TRACKING.	22
4.1) Procedimiento del COT [3].	23
4.1.1) Determinación de los tiempos de remuestreo.	24
4.1.2) Determinación de la amplitud de la señal.	25
4.2) Fuentes de error en el COT.	25
4.2.1) Los errores en la estimación de la posición angular del eje [4].	25
4.2.1.1) Error debido a la detección de los tiempos de llegada de impulsos.	26
4.2.1.2) Los errores debidos a la aceleración angular variable.	26
4.2.1.3) Los errores debidos a velocidades constantes durante el muestreo.	26
4.2.2) Error en la estimación de la amplitud remuestreo.	27
CAPÍTULO 5: APLICACIÓN DEL MÉTODO COT.	28
5.1) Simulación de una señal con frecuencia variable.	28
5.2) Mediciones de desbalance en el simulador de fallas.	30
5.2.1) Mediciones de desbalance con velocidad constante.	30
5.2.2) Mediciones de desbalances con velocidad variable.	32
5.3) Mediciones en una caja reductora.	34
5.3.1) Mediciones de la caja reductora con velocidad constante.	34
5.3.2) Mediciones de la caja reductora con velocidad variable.	37
5.4) Ventajas y desventajas del COT.	38
5.4.1) Ventajas.	38
5.4.2) Desventajas.	38

CONCLUSIÓN 39

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Movimiento armónico simple 3

Figura 2: Medidas de amplitud. 4

Figura 3: Vibración compuesta..... 5

Figura 4: Tipos de señales vibratorias 5

Figura 5: Magnitudes en frecuencia..... 7

Figura 6: Transformación de una señal en el dominio del tiempo, al dominio de la frecuencia 8

Figura 7: Fuerza centrífuga en desequilibrio..... 10

Figura 8: Desequilibrio en un único plano 11

Figura 9: Desequilibrio en un rotor en voladizo..... 12

Figura 10: Frecuencias de deterioro presentes en un rodamiento 14

Figura 11: Espectro generado por el desgaste de los dientes..... 16

Figura 12: Etapas en la medición de vibraciones 17

Figura 13: Simulador de fallas SpectraQuest 17

Figura 14: Transductor piezoeléctrico..... 18

Figura 15: NI 9234 20

Figura 16: NI 9229 20

Figura 17: NI cDAQ 9178 20

Figura 18: Señal de vibración medida a incrementos constantes de tiempo 23

Figura 19: Señal remuestreada a incrementos constantes del ángulo 23

Figura 20: Pulso keyphasor 26

Figura 21: Simulación de vibración con frecuencia variable 28

Figura 22: Simulación del tacómetro 28

Figura 23: FFT Simulación de vibración..... 29

Figura 24: Aplicación del COT en la simulación..... 29

Figura 25: FFT del COT o Espectro en orden 29

Figura 26: Simulador de fallas, planos de desbalance 30

Figura 27: Señal de vibración, de una máquina desbalanceada girando a 30 Hz 31

Figura 28: Espectro en frecuencia, de una máquina desbalanceada girando a 30 Hz..... 31

Figura 29: Espectro en orden, de una máquina desbalanceada girando a 30 Hz 31

Figura 30: Señal vibratoria de una máquina durante el arranque (entre 2 a 2,2 segundos) 32

Figura 31: Señal vibratoria de una máquina durante el arranque (entre 8 a 8,2 segundos) 32

Figura 32: Señal vibratoria de una máquina durante el arranque después de utilizar el método COT 32

Figura 33: Espectro en frecuencia, de una máquina durante el arranque 33

Figura 34: Espectro en orden, de una máquina durante el arranque..... 33

Figura 35: Caja reductora 34

Figura 36: Espectro en frecuencia, de la caja reductora 36

Figura 37: Espectro en orden, de la caja reductora	37
Figura 38: Espectro en frecuencia, de la caja reductora durante el arranque.....	37
Figura 39: Espectro en orden, dela caja reductora durante el arranque.....	37

INTRODUCCIÓN

Las vibraciones en máquinas rotativas son provocadas por fuerzas dinámicas, que se generan cuando la máquina está en funcionamiento, lo que causa que un cuerpo oscile alrededor de un punto de referencia.

Cualquier degradación de las condiciones mecánicas de una máquina generará nuevas fuerzas, lo que hará cambiar sus patrones de vibración. Utilizando las técnicas de procesamiento adecuado, el análisis de vibraciones puede identificar la degradación específica de un componente de la máquina antes de que genere daños graves.

El análisis espectral utilizando la transformada discreta de Fourier (TDF), es la técnica básica utilizada para la evaluación de la condición mecánica de maquinaria de trabajo en regímenes estacionarios.

Sin embargo, cuando las máquinas trabajan a velocidades variables, se generan señales no estacionarias en donde la TDF, no es directamente aplicable. Por lo tanto, para realizar análisis en estas máquinas es necesario hacerlas trabajar a velocidades constantes, perdiendo producción y tiempo, lo que se traduce en dinero.

Para dar solución a estos problemas, se han diseñado técnicas de Order Tracking (seguimiento de periodos), el cual es un método de análisis de frecuencia que relaciona los componentes espectrales de una señal de vibración a la velocidad de rotación instantánea de un eje, en lugar de una base de frecuencia.

Este proyecto detalla el procedimiento para el uso del Computed Order Tracking (COT). Los factores que afectan la precisión del método. La comparación entre el uso directo de la TDF y el uso del COT, sobre vibraciones simuladas y sobre vibraciones capturadas desde el simulador de fallas del laboratorio de mecánica aplicada.

ORIGEN DEL TEMA

Las señales de vibración de las máquinas rotatorias contienen una amplia información para el diagnóstico de averías de la máquina, y se ha reconocido ampliamente que el análisis de señales de vibración es una herramienta eficaz para el monitoreo de la condición de la máquina. La principal característica de las señales de vibración de las máquinas rotativas, es la fuerte influencia que la velocidad de rotación tiene sobre las señales observadas. Velocidades de rotación no constantes conducen a la no estacionariedad de la señal medida, que luego se vuelve difícil de interpretar. Para hacer frente a esto, se han desarrollado técnicas de "Order Tracking". Una de las principales ventajas del "Order Tracking", respecto a las técnicas tradicionales de monitoreo de vibraciones reside en su capacidad para identificar claramente los datos de vibración no estacionarias, y en gran medida excluye la influencia de la velocidad de giro variable.

OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL:

- Implementar el método Computed Order Tracking (COT), en el laboratorio de Mecánica Aplicada.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- Investigar el método COT.
- Crear programación para el uso del método COT.
- Realizar análisis de vibraciones de una máquina sin el método COT.
- Realizar análisis de vibraciones de una máquina con el método COT.
- Comparar los resultados entre ambos métodos.

CAPÍTULO 1: VIBRACIONES.

Vibración, es un movimiento oscilatorio que todo cuerpo presenta (máquina, estructura, piezas), debido a los diferentes tipos de energía que posee (cinética y potencial), lo que provoca un desplazamiento con respecto a su posición original (o de reposo). Cada máquina presenta una señal de vibración propia, y en ésta se encuentra la información de cada uno de sus componentes (la señal de una máquina se compone de la suma de las vibraciones de cada una de sus piezas).

1.1) Vibración Armónica Simple.

La base de las señales de vibración en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales, son las más simples y representan las oscilaciones puras. Estas se obtienen cuando se hace vibrar libremente un sistema masa-resorte. La figura 1, muestra el experimento en donde se suelta la masa a una cierta distancia (distinta a la de equilibrio), la cual, en condiciones ideales, efectúa un movimiento armónico con una amplitud igual a la del punto de lanzamiento. Si se grafica esta vibración con respecto al tiempo, se obtiene una curva sinusoidal, en la cual se definen una serie de parámetros descritos a continuación.

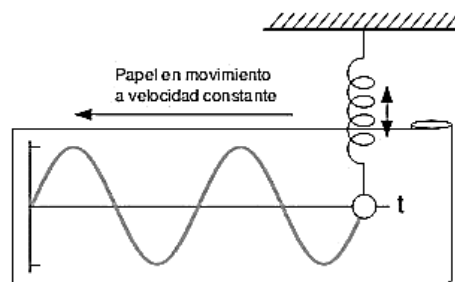


Figura 1: Movimiento armónico simple

1.1.1) Frecuencia.

Frecuencia, es el número de ciclos que realiza la masa en un tiempo dado, el cual se mide en [Hz]. La frecuencia es el recíproco del período (tiempo en que la masa realiza un ciclo).

1.1.2) Amplitud.

En las vibraciones, la amplitud representa la cantidad de movimiento que puede tener una masa desde una posición neutral, esta cantidad puede ser indicio de la severidad de la vibración.

Existen variadas formas de medir amplitud de una onda, como se muestra en la figura 2. Se puede medir la amplitud pico (p), la cual se puede medir en el lado positivo o negativo ya que la curva es simétrica, y sirve para evaluar la sobrecarga que generan las vibraciones. También es posible medir la amplitud pico a pico ($p-p$), la cual es igual a dos veces la amplitud pico, que se utiliza para medir los desplazamientos relativos de un equipo. Otra forma de medir la amplitud se denomina valor RMS (root mean square), el cual es la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda, este valor se utiliza para medir la energía de la forma de la onda.

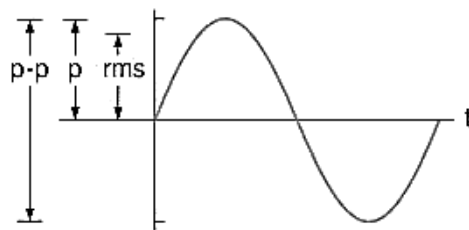


Figura 2: Medidas de amplitud.

1.1.3) Fase.

Es una medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas sinusoidales (es una diferencia de tiempo, pero se mide en ángulo).

La diferencia de fase entre dos ondas se llama desfase. Este desfase es utilizado para el diagnóstico de averías como desequilibrios, excentricidades, deformaciones en los ejes, desalineamientos, entre otros.

1.2) Vibraciones compuestas.

Las vibraciones en una máquina rara vez son del tipo armónica simple. Comúnmente su forma es compleja, ya que está formada de una serie de vibraciones simples, asociadas a sus componentes internos que se encuentran en movimiento.

Las vibraciones compuestas, están formadas por dos o más vibraciones, como se muestra en la figura 3, estas señales son imposibles de interpretar directamente, por lo que se han creado técnicas, como la transformada de Fourier (TDF), las cuales permiten descomponer estas señales y así poder realizar un análisis.

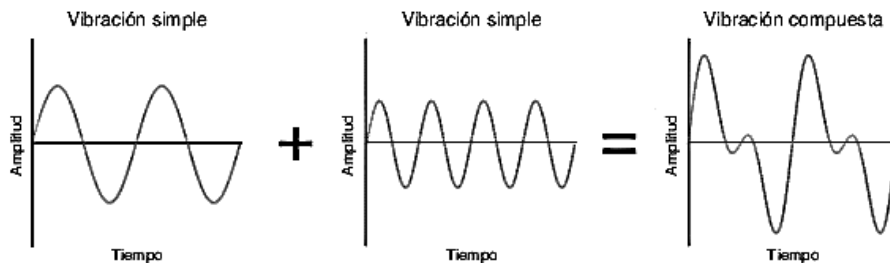


Figura 3: Vibración compuesta.

1.3) Clasificación de Señales [1].

Como se mencionó anteriormente, las señales obtenidas de las máquinas son del tipo compuesta y es posible su descomposición gracias a la TDF, una vez separada cada señal, es posible dividirlos en diferentes grupos y así poder realizar un análisis del porqué se producen estas señales. En la figura 4, se muestra los diferentes tipos de señales que podemos encontrar al realizar un muestreo.



Figura 4: Tipos de señales vibratorias

1.3.1) Señales estacionarias.

Las señales estacionarias, poseen parámetros estadísticos constantes en el tiempo. Lo que quiere decir, que si se observa la señal en cualquier instante de tiempo su amplitud y frecuencia no cambian significativamente. Este tipo de señal generalmente se produce en máquinas rotativas. Las señales del tipo estacionarias, se pueden dividir en 2 grupos, deterministas y aleatorias.

1.3.1.1) Señales deterministas.

Las Señales deterministas, son aquellas que se pueden representar matemáticamente de forma explícita, por lo tanto, están compuestas enteramente de sinusoides de frecuencia discreta, por lo que su espectro de frecuencia (TDF), consiste en líneas discretas en las frecuencias de esas sinusoides. Una vez la frecuencia, la amplitud y la fase inicial (es decir, en el tiempo cero), de estos componentes es sabido, el valor de la señal se puede predecir en cualquier momento, en el futuro o en el pasado.

Este tipo de señales a su vez, se subdivide en señales periódicas y no periódicas. Señales periódicas, tienen formas de ondas con un patrón que se repite a igual distancia en el tiempo. Las señales no periódicas, tienen formas de onda con una repetición variable en el tiempo, pero que parece ser periódica al ojo del observador, a veces una maquinaria rotativa producirá señales casi periódicas, especialmente equipos activados por banda.

1.3.1.2) Señales aleatorias.

Señales aleatorias son complejas, ya que su valor de amplitud y frecuencia no se puede predecir, pero para señales aleatorias estacionarias sus propiedades estadísticas no cambian con el tiempo.

1.3.2) Señales no estacionarias.

Una señal no estacionaria, es todo aquello que no cumpla las condiciones para estacionalidad. Este tipo de señales las podemos dividir en dos clases principales, continuas y transientes. No hay ninguna regla para distinguir entre estos dos tipos, pero en general se puede decir, que sólo existen señales transientes, cuando estas duran un período finito de tiempo, como puede ser un golpe de un martillo.

1.4) Magnitudes de vibración (desplazamiento, velocidad y aceleración) [2].

Anteriormente, se ha descrito que las vibraciones poseen una amplitud en base a su desplazamiento, sin embargo, también puede ser descrita por otros dos parámetros, velocidad y aceleración.

El desplazamiento, se define como la distancia al objeto desde una posición de referencia. Un objeto vibrando además de poseer un desplazamiento variable, también posee una velocidad variable y una aceleración variable. La velocidad, se define como la proporción de cambio en el desplazamiento y se mide en [mm/s]. La aceleración, es la proporción de cambio en la velocidad, medida en g o en [mm/s²].

Las unidades de amplitud seleccionadas para expresar cada medida tienen gran influencia en la claridad con la cual se manifiestan los fenómenos vibratorios. Como se observa en la figura 5, el desplazamiento muestra sus mayores amplitudes a bajas frecuencias (por debajo de los 10 Hz), en cuanto a la velocidad, esta muestra sus mayores amplitudes en un rango intermedio de frecuencias (entre 10 y 1000 Hz), y la aceleración se manifiesta de mejor forma a altas frecuencias (sobre los 1000Hz).

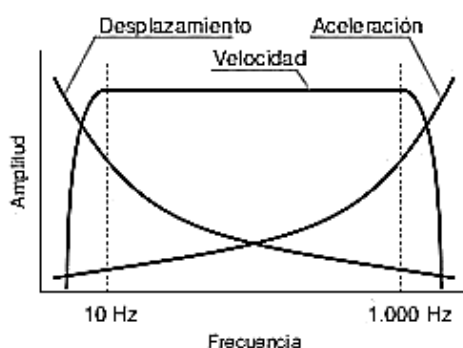


Figura 5: Magnitudes en frecuencia

Lo anterior, se puede ejemplificar mediante el movimiento de la mano. Podemos señalar que mover la mano a una distancia de una palma a 1 Hz, resulta fácil y probable llegar a hasta los 5 Hz. Ahora, consideremos realizar este movimiento a frecuencias de 100 o 1000 Hz, esto resultaría imposible para una persona, puesto que las fuerzas necesarias para realizar esa acción serían enormes y las amplitudes de desplazamiento serían muy pequeñas.

Esto es lo que se ilustra en la figura 5, en donde se muestra el comportamiento de las distintas unidades de amplitud en todo el rango de frecuencias. Los tres espectro muestran la misma información (desde el punto de vista de la frecuencia), pero su énfasis cambia de acuerdo a lo que se desea ver. El desplazamiento es difícil de leer en las frecuencias más altas. La velocidad es uniforme en un rango intermedio de frecuencias, es por esto que es el parámetro de vibración más comúnmente utilizado en el diagnóstico de las máquinas. La aceleración se muestra de mejor forma para altas frecuencias.

1.5) Señales en el dominio de la frecuencia.

Las vibraciones en el dominio del tiempo son las señales capturadas directamente desde la máquina, en estas señales se encuentra plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina. Sin embargo, esto supone un problema a la hora de realizar un diagnóstico, porque resulta imposible distinguir a simple vista el comportamiento de cada componente.

Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra el análisis en el dominio de la frecuencia. Para ello se emplea la gráfica de amplitud frente a frecuencia, que es conocida con el nombre de espectro.

Fue el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 - 1830), quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos. Entonces, lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier, es capturar una señal de una máquina, calcular todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último mostrarlas de forma individual en una gráfica de espectro.

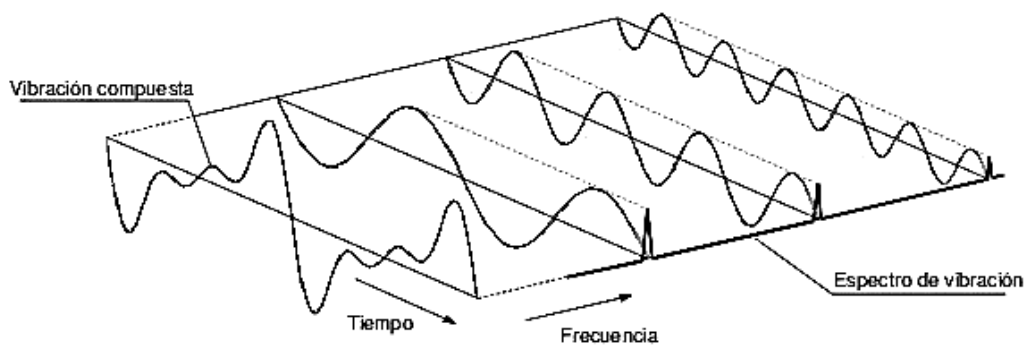


Figura 6: Transformación de una señal en el dominio del tiempo, al dominio de la frecuencia

La Figura 6, muestra el proceso que ocurre al utilizar la TDF, en donde, a una señal compuesta se le calculan las señales sinusoidales que la componen y las muestra en el dominio de la frecuencia.

CAPÍTULO 2: ANÁLISIS ESPECTRAL Y LAS VIBRACIONES PRODUCTO DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS DE UNA MÁQUINA.

Cuando se mide la vibración de una máquina, se genera información que es necesario analizar. El éxito de dicho análisis depende de la correcta interpretación que se le dé a los espectros capturados con respecto a las condiciones de operación en que se encuentra la máquina. Los pasos típicos en el análisis de vibración son:

- Identificación de los picos de vibración en el espectro.
- Diagnóstico de la máquina: determinación de la gravedad de problemas de máquina basándose en las amplitudes y la relación entre los picos de vibración.
- Recomendaciones apropiadas para las reparaciones, basados en la gravedad de los problemas de máquinas obtenidos del diagnóstico anterior.

Lo primero, es identificar el pico de primer orden (1x), correspondiente a la velocidad de rotación del eje. En máquinas con múltiples ejes, cada eje tendrá su frecuencia de rotación característica 1x. En muchas ocasiones, los picos 1x, del eje van acompañados de una serie de armónicos o múltiplos enteros de 1x. Existen armónicos de especial interés, por ejemplo, si se trata de un engrane de 20 dientes, normalmente, habrá un pico alto en el espectral 20x.

Una vez identificadas las frecuencias de interés, la siguiente cuestión es, si el valor de su amplitud es aceptable o inaceptable. Un valor de vibración aceptable, es aquel que no causa una reducción en la vida de la máquina ni causa daños en los equipos cercanos. Algunas máquinas están diseñadas para tolerar niveles de vibración extremadamente altos (como los molinos) y otros equipos son muy sensibles incluso al más leve nivel de vibración (por ejemplo los sistemas ópticos).

Existen variadas formas de determinar cuál es el nivel de vibración adecuado para una máquina dada. La mejor forma es mantener un registro de datos a lo largo del tiempo de los puntos críticos de la máquina, a partir de estos datos se establecerán criterios de referencia de los niveles aceptables. Otro método es recopilar datos de vibración y enviarlos al fabricante para que los evalúe (se debe tener en cuenta que la vibración varía en función de las condiciones de trabajo y del montaje de la máquina). También es posible medir la criticidad de las vibraciones de acuerdo a las normas para cada tipo de máquina, por ejemplo, para máquinas rotativas se utiliza la norma ISO 2372 o la norma ISO 10816 para elementos no rotativos.

2.1) Vibraciones por desequilibrios.

El desequilibrio, constituye la principal causa de avería de tipo mecánico en máquinas rotativas. Este fenómeno, es debido a la distribución no uniforme de masas sometidas a rotación.

2.1.1) Causas del desequilibrio [2].

Una máquina rotativa, está desequilibrada cuando el centro de gravedad o centro de masas del rotor no coincide con su centro de rotación. Esto origina una fuerza centrífuga que parte desde el centro de rotación en dirección radial y gira sincronamente con el eje generando una vibración excesiva (Figura 7).

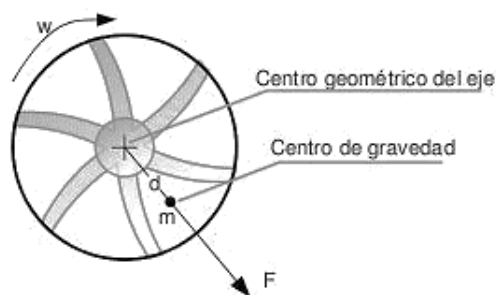


Figura 7: Fuerza centrífuga en desequilibrio.

Entre las características principales del desequilibrio podemos destacar las siguientes:

- La amplitud de la vibración es directamente proporcional a la cantidad de desequilibrio.
- La variación en el desequilibrio originará una variación en el ángulo de fase.
- La cantidad de desequilibrio (fuerza generada por el desequilibrio), se puede medir con respecto al peso y distancia desde el centro del rotor al peso. Un aumento del peso de desequilibrio o del radio originará un aumento directamente proporcional a la cantidad de desequilibrio donde:

$$F = m \cdot d \cdot \omega^2 \quad (1)$$

m: masa de desequilibrio.

d: radio de desequilibrio (distancia entre el centro geométrico y el desequilibrio).

ω : velocidad angular del eje.

Las fuentes de desequilibrio pueden tener origen y naturalezas muy diferentes, tales como:

- Aglomeración desigual de polvo en los rotores de un ventilador.
- Erosión y corrosión desigual del alabé de una bomba.
- Excentricidad.
- Flexión de rodillos o ejes.
- Pesos de equilibrado que faltan.

2.1.2) Tipos de desequilibrio y correcciones recomendadas.

2.1.2.1) Desequilibrio en un único plano o en dos planos [2].

También se conoce como desequilibrio estático y es, normalmente, el problema más fácil de diagnosticar. La causa es una fuerza (o un par de fuerzas), centrífuga que provoca un desplazamiento del eje de giro en la dirección radial. En ausencia de otros problemas, como se ilustra en la Figura 8, el desequilibrio genera una onda con forma sinusoidal, por lo tanto, el espectro presenta vibración dominante con una frecuencia igual a 1x RPM del rotor.

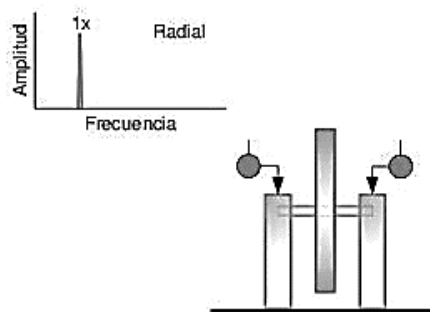


Figura 8: Desequilibrio en un único plano

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

2.1.2.2) Desequilibrio en un rotor en voladizo [2].

Ocurre en rotores que se encuentran en el extremo de un eje (Figura 9). El espectro presenta vibración dominante en 1x RPM del rotor, muy notoria en dirección axial y radial.

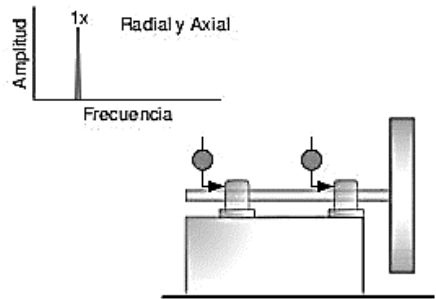


Figura 9: Desequilibrio en un rotor en voladizo

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

2.2) Vibraciones por desalineación [2].

Cuando dos máquinas se acoplan entre sí, hay un potencial de desalineación, que puede ser desalineación paralela, lo que significa que uno de los dos ejes se desplaza lateralmente, pero todavía paralela a la otra, o desalineación angular, donde el eje de uno está en un ángulo a la de la otra. La desalineación producirá unos niveles de vibración muy elevados en las proximidades del acoplamiento que pueden llegar a producir la degradación de los rodamientos, el desgaste del acoplamiento, la rotura de pernos, el sobrecalentamiento excesivo del sistema conductor, etc., por lo que es conveniente corregirla antes de que produzca daños más considerables que pueden llegar a producir paros en la máquina.

Tal desalineación introduce en los ejes deflexiones, que están fijadas espacialmente, pero que giran con respecto a los ejes. Así, los momentos de flexión inducidas dependerá de la rigidez del eje y tendrán que ser contrarrestado por las fuerzas en los cojinetes y los cimientos. Cuando la rigidez del eje varía con el ángulo de rotación, como la causada por ejemplo por un chavetero, la rigidez variará típicamente dos veces por revolución y así los desplazamientos fijos, darán momentos y fuerzas fluctuantes y vibraciones, variando a este ritmo.

2.3) Vibraciones por ejes doblados [2].

Si un eje que se equilibra inicialmente adquiere un arco permanente por alguna razón (dilataciones térmicas o sobrecargas), los resultados serán una combinación de los efectos de desequilibrio y falta de alineación. Sin embargo, se detectan vibraciones axiales significativas, además de la presencia de un segundo armónico.

2.4) Vibraciones por descansos hidrodinámicos (Remolino de Aceite) [1].

El remolino de aceite, es un fenómeno que puede ocurrir bajo ciertas condiciones en los cojinetes de película de fluido, en particular cuando están ligeramente cargados. La vibración típica del remolino de aceite es subsíncrona, presentando en el espectro una frecuencia en un rango entre 42-48% de la velocidad de rotación. Esto, producto a que el aceite adyacente al eje, viaja a la velocidad del eje y que en la superficie de apoyo tiene velocidad cero, la velocidad media del lubricante es aproximadamente la mitad de la velocidad del eje, pero un poco menos en la zona de presión crítica (zona en que soporta la carga).

2.5) Vibraciones por rodamientos.

Los rodamientos, son elementos mecánicos presentes en la mayoría de las máquinas rotativas. Su vida útil depende de diversos factores: la carga, la velocidad de trabajo, la lubricación, el montaje, la temperatura, desalineaciones, desequilibrios, etc. Por esto, es prácticamente imposible determinar su duración por métodos analíticos. La importancia y criticidad de estos elementos hace necesaria la utilización de otras técnicas, como el análisis espectral, que contribuyan a un mejor reconocimiento de su estado.

2.5.1) Componentes y frecuencias de deterioro de un rodamiento [2].

Los rodamientos, están formados por varios componentes claramente diferenciados: pista interior, bolas o rodillos, jaula y pista exterior. El deterioro de cada uno de estos elementos generará una o varias frecuencias características en los espectros de frecuencia, lo que permitirá una fácil identificación de la posible falla. Las cuatro posibles frecuencias de deterioro de un rodamiento son:

- BPFO (frecuencia de deterioro de la pista exterior). Es el número de bolas o rodillos que pasan por un punto de la pista exterior cada vez que el eje realiza un giro completo.

- BPFI (frecuencia de deterioro de la pista interior). Es el número de bolas que pasan por un punto de la pista interior cada vez que el eje realiza un giro completo.
- BSF (frecuencia de deterioro de los elementos rodantes). Es el número de giros que realiza una bola del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo.
- FTF (frecuencia fundamental de tren o de deterioro de la jaula). Es el número de giros que realiza la jaula del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo.

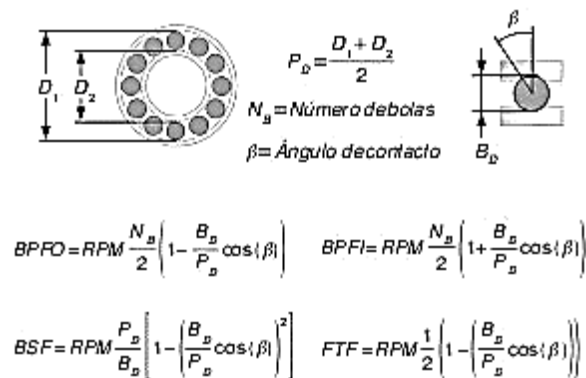


Figura 10: Frecuencias de deterioro presentes en un rodamiento

La Figura 10, ilustra las distintas frecuencias y sus métodos de cálculo, presentes al tener un rodamiento deteriorado. Sin embargo, no siempre es posible obtener todos los parámetros antes mencionados, como el ángulo de contacto o el diámetro de las bolas, es por esto que experimentalmente se obtuvieron las siguientes formulas, para un cálculo aproximado de las frecuencias de deterioro.

$$FTF = 0,4 \cdot RPM \quad (2)$$

$$BPFO = 0,4 \cdot N_B \cdot RPM \quad (3)$$

$$BPFI = 0,6 \cdot N_B \cdot RPM \quad (4)$$

2.5.2) Etapas de deterioro en rodamientos [2].

- Etapa 1: El rodamiento se encuentra en perfecto estado, por lo cual, en el espectro sólo se muestran las frecuencias de giro del eje y sus armónicos.
- Etapa 2: Aparecen espectros a altas frecuencias, lo cual representa el primer indicador del deterioro de un rodamiento. Estas vibraciones se deben a grietas microscópicas, que excitan las frecuencias naturales de las pistas a altas frecuencias. Estas vibraciones es posible identificarlas en el espectro de aceleración a frecuencias entre 1-20 kHz.

- Etapa 3: Aparecen las frecuencias características de los defectos (BPFO, BPFI, FTF o BSF). Mientras el daño progresa, la magnitud de estas frecuencias van en aumento. El estudio del progreso de la falla en este punto, es de suma importancia para planificar el cambio del rodamiento y así evitar daños mayores.
- Etapa 4: Cuando el rodamiento está muy dañado aparece ruido en el espectro, además aumenta la amplitud de la frecuencia de giro del eje y sus armónicos. También puede que desaparezcan las frecuencias características de los rodamientos, producto del ruido que se crea.

2.6) Vibraciones por engranajes.

Los engranajes, son elementos mecánicos que generan gran cantidad de frecuencias vibratorias propias, dificultando su análisis espectral. Estas frecuencias vibratorias están asociadas con los ejes de giro, el engrane entre dientes y las bandas laterales de la frecuencia de engrane, frecuencias de fallo de los rodamientos, las frecuencias del equipo que le acciona y del equipo accionado, y las frecuencias de elementos transmisores de potencia, como es el caso de las correas.

Sin embargo, las transmisiones mediante engranajes también son aptos de ser diagnosticados, estudiando adecuadamente su comportamiento vibratorio. Midiendo vibraciones en la transmisión se pueden identificar problemas tales como, una inapropiada relación entre el número de dientes, excentricidad, montaje en árboles deformados, holguras, desalineación, sobrecarga y la fractura o deterioro de los dientes.

2.6.1) Frecuencias propias de un engranaje.

2.6.1.1) Frecuencia de engrane [1].

Los dientes de los engranes rectos tienen un perfil de involuta, esta forma está diseñada para que la relación de transmisión sea constante y así tener una transmisión de energía óptima.

Al estar en funcionamiento, la fuerza transmitida genera que los dientes se deformen y pierda su forma, lo que genera vibraciones en estos elementos. La frecuencia de esta vibración se llama frecuencia de engrane (GMF) y está descrita por la ecuación (5).

En cuanto a la amplitud de las vibraciones, estas dependen significativamente de la carga al momento del ensayo.

$$GMF = Z \cdot RPM \quad (5)$$

Z: número de dientes

RPM: velocidad de giro de la rueda dentada.

2.6.1.2) Sobrecarga.

Como se dijo anteriormente, la amplitud de las vibraciones en los engranajes son fuertemente influenciados por la carga. Por lo que una sobrecarga en estos afectarán en mayor medida a la GMF.

2.6.1.3) Componentes fantasmas [1].

Son errores que se producen en el proceso de fabricación de los engranes. Si la rueda índice en el proceso de fabricación tiene algún error, significa que este error será transferido a los nuevos engranes fabricados, produciendo vibraciones al número de dientes de la rueda índice. Estos errores geométricos se pueden identificar cuando se trabaja con baja carga, puesto que este tipo de errores no son sensibles a la carga.

2.6.1.4) Desgaste de los dientes [2].

El desgaste en los dientes es producido durante el contacto entre ellos, puesto que durante el contacto, los dientes se deslizan entre sí. El único punto en que no existe deslizamiento, es el correspondiente al diámetro primitivo, y entre más alejado a este punto, mayor será el desgaste.

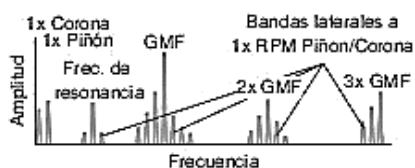


Figura 11: Espectro generado por el desgaste de los dientes

El desgaste de los engranajes provoca picos importantes en la GMF y sus armónicos. Además, el roce excita la frecuencia natural del engranaje, lo cual provoca la aparición de nuevas frecuencias en el espectro que podrían corresponder con la frecuencia de resonancia del piñón o la corona.

2.6.1.5) Desalineación [2].

Cuando dos engranes se encuentran desalineados, las cargas sobre los dientes estarán mal distribuidas, por lo que una menor área deberá soportar la misma fuerza, lo que produce un aumento en los esfuerzos y por tanto generará un desgaste acelerado en los dientes y disminución en su vida útil.

CAPÍTULO 3: COMPONENTES DE MEDICIÓN.

En este capítulo, se analizarán las distintas etapas y componentes utilizados en el proyecto, desde la generación de las vibraciones (en un simulador de fallas), hasta su análisis visual en la computadora, como se ilustra en la Figura 12.

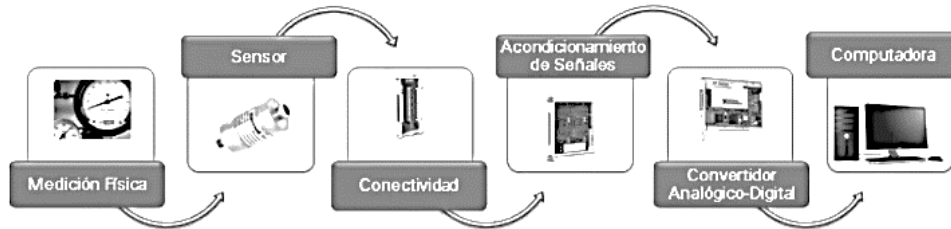


Figura 12: Etapas en la medición de vibraciones

3.1) Generador de vibraciones.

Para este proyecto se utiliza un simulador de fallas de la empresa SpectraQuest (Figura 16), el cual es utilizado como una herramienta de aprendizaje, para una comprensión de las diferentes firmas de vibración, el cual se basa en experimentos controlados en un dispositivo que emula la máquina en el mundo real. Puesto que teóricamente, el análisis de un solo fallo de la maquinaria puede ser beneficioso, hay muchas ocasiones en que el análisis de la interacción entre la rigidez dinámica, la resonancia, y la velocidad es esencial con el fin de obtener una comprensión de los espectros de vibración mundo real.



Figura 13: Simulador de fallas SpectraQuest

Como se muestra en la Figura 13, este equipo es impulsado por un motor eléctrico (1 HP), el cual es controlado por un variador de frecuencia programable, y que es capaz de girar entre 0-6000rpm. Este motor está acoplado (por un acople flexible), a un eje de $\frac{3}{4}$ " de diámetro, apoyado sobre dos descansos hidrodinámicos. Este eje posee dos planos de balanceo (los cuales se utilizarán en la primera parte de los ensayos). El movimiento del eje es transmitido mediante correas a una caja de engranajes, la reducción entre el eje y la caja es de aproximadamente 2,5:1 y la relación de reducción en la caja es de 1,5:1. La caja de engranajes está compuesta por dos engranajes, uno de 18 dientes y el otro de 27 dientes, los cuales están soportados por rodamientos NKS 6002 (de nueve bolas).

Además de estos componentes, el simulador de fallas, posee otros accesorios como un compresor y una bomba, pero estos no serán descritos, puestos que no son utilizados en este ensayo.

3.2) Transductor de vibraciones [2].

El transductor, es el elemento que transforma la vibración mecánica en una señal eléctrica analógica, para ser procesada, medida y analizada. Existen transductores para la medición de los tres parámetros en los que la vibración se puede expresar como desplazamiento, velocidad y aceleración. La utilización de cada uno de estos tipos de transductores dependerá de la aplicación que se requiera dar, como se discute en el punto 1.4, y del costo de cada aparato. En este capítulo sólo se hablará de los transductores de aceleración, puesto que estos son los utilizados en la parte de experimentación.

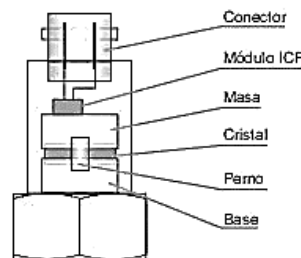


Figura 14: Transductor piezoeléctrico

Los acelerómetros, son transductores que producen una señal proporcional a la aceleración. Los más comunes son los acelerómetros piezoeléctricos, que hacen uso de las propiedades piezoeléctricas de ciertos cristales y cerámicas. Tales elementos generan una carga eléctrica proporcional a la tensión. La Figura 14, ilustra un diseño típico, en el cual sus elementos se intercalan entre una masa y la

base, todo el conjunto se sujeta en la compresión a través de un resorte. Su funcionamiento se produce cuando la base del acelerómetro está conectada a un objeto que vibra, la masa se ve obligada a seguir el movimiento de la base por los elementos piezoeléctricos, que actúan como un resorte muy rígido, la fuerza de inercia variable de la masa hace que los elementos piezoeléctricos se deformen ligeramente, produciendo una carga eléctrica proporcional a la variación en la aceleración.

3.3) Acondicionamiento de señales.

El acondicionamiento de señal, es la etapa encargada de filtrar y adaptar la señal proveniente del transductor a la entrada del convertidor analógico / digital.

Las etapas de acondicionamiento comúnmente encontradas en estos equipos son:

- **Amplificación:** La señal de entrada es amplificada, de modo que su máximo nivel coincida con la máxima tensión que el convertidor pueda leer, para así obtener la máxima precisión posible de la señal.
- **Aislamiento:** el aislamiento eléctrico se produce entre el transductor y el ordenador, para proteger al mismo de transitorios de alta tensión que puedan dañarlo. Un motivo adicional para usar aislamiento es, el garantizar que las lecturas del convertidor no son afectadas por diferencias en el potencial de masa o por tensiones en modo común.
- **Multiplexado:** El multiplexado es la conmutación de las entradas del convertidor, de modo que con un sólo convertidor se puede medir los datos de diferentes canales de entrada.
- **Filtrado:** El propósito del filtro es eliminar las señales no deseadas de la señal que se está observando. Uno de los filtros más usados en el área de las vibraciones es el anti-aliasing. Es un filtro pasa bajo que elimina totalmente las señales de mayor frecuencia que la máxima a medir, ya que si no son eliminadas aparecerían superpuestas a la señal medida, con el consiguiente error.
- **Excitación:** A veces es necesario generar excitación para algunos transductores, que necesitan de la misma, bien por su constitución interna.

Para este proyecto, se utilizan dos tipos de tarjetas de adquisición de datos, las cuales presentan algunos de estos sistemas de acondicionamiento de señales.

- NI 9234 (Figura 15): Esta tarjeta realiza medidas de frecuencia de audio de alta precisión desde sensores piezoeléctricos, posee dos sistemas de acondicionamiento, uno de excitación de corriente y un filtro anti-aliasing.
- NI 9229 (Figura 16): La cual realiza medidas de voltaje y posee un sistema de acondicionamiento de aislamiento entre canales.



Figura 15: NI 9234



Figura 16: NI 9229

3.4) Convertidor Analógico-Digital.

El convertidor analógico/digital, es un sistema que presenta en su salida una señal digital a partir de una señal analógica de entrada (normalmente de tensión), realizando las funciones de cuantificación y codificación.

- La cuantificación, implica la división del rango continuo de entrada en una serie de pasos, de modo que para infinitos valores de la entrada la salida sólo puede presentar una serie determinada de valores.
- La codificación, es el paso por el cual la señal digital se ofrece según un determinado código binario, de modo que las etapas posteriores al convertidor puedan leer estos datos adecuadamente.

En este proyecto, se utiliza el equipo NI cDAQ-9178 (Figura 17), el cual es un chasis de 8 ranuras diseñado para sistemas pequeños y portátiles de pruebas de medidas mixtas. Posee E/S analógica, E/S digital y contadores/temporizadores.



Figura 17: NI cDAQ 9178

3.5) Computadora.

Como se mencionó en el punto anterior, la señal digitalizada se encuentra en formato binario en la computadora. Para poder visualizar y así analizar las señales medidas, se hace necesario el uso de software para convertir estas señales.

En este proyecto, se utiliza el software Labview para abrir y ajustar las señales de acuerdo a nuestros propósitos. Labview (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench), es una plataforma y entorno de desarrollo para diseñar sistemas, con un lenguaje de programación visual gráfico. Es una herramienta gráfica de programación, esto significa que los programas no se escriben, sino que se dibujan, facilitando su comprensión. Los programas en Labview son llamados instrumentos virtuales (VI), cada VI consta de dos partes diferenciadas:

- Panel Frontal: El Panel Frontal es la interfaz con el usuario, se utiliza para interactuar con el usuario cuando el programa se está ejecutando. En esta interfaz se definen los controles (usados como entradas, pueden ser botones, marcadores, etc.), e indicadores (son las salidas de la programación, pueden ser gráficas).
- Diagrama de Bloques: es el programa propiamente dicho, donde se define su funcionalidad, aquí se colocan íconos que realizan una determinada función y se interconectan (el código del programa).

La programación utilizada en este proyecto será explicada en forma detallada en el Anexo 1.

CAPÍTULO 4: COMPUTED ORDER TRACKING.

El análisis espectral es la técnica básica utilizada para la evaluación de la condición mecánica de maquinaria de trabajo en regímenes estacionarios. Sin embargo, esta técnica no es directamente aplicable al análisis de las vibraciones procedentes de las máquinas no estacionarias que trabajan a velocidades variables, como motores diésel o transmisiones en palas electromecánicas (en donde su movimiento no es constante, sino que al recoger el material están estáticas, para rotar y dejar el material en otro punto), por lo que el análisis en este tipo de máquinas se transforma en un problema.

Cuando se aplica la TDF, a las vibraciones procedentes de las máquinas que trabajan a velocidades de rotación variables, cada componente espectral se extiende sobre varias líneas espectrales contiguas, dependiendo de los cambios de velocidad en la máquina. Debido a esto, es imposible analizar el espectro resultante. Para ejemplificar esto, considérese una máquina con un desbalanceo, como se vio anteriormente cuando ocurre un desbalanceo, se originan vibraciones de forma sinusoidal con una frecuencia igual a la velocidad de rotación, por lo tanto el espectro de esta vibración mostrará una componente única a la velocidad de funcionamiento. En contraste, si existen cambios de velocidad en la máquina, se observara un espectro con líneas contiguas de acuerdo con los cambios en la velocidad, en el cual es imposible realizar un análisis.

Para estos casos, se utilizan técnicas de Order Tracking para resolver el problema de análisis de vibración no estacionario. Para lo cual, en vez de utilizar las mediciones a incrementos constantes de tiempo, la señal se remuestrea a incrementos constantes en el ángulo del eje. Una vez hecho esto, se puede utilizar la TDF, para obtener un espectro de orden. El espectro de orden de la vibración es independiente de los cambios en la velocidad durante la adquisición de datos. Este espectro permite realizar un diagnóstico de una manera similar a la realizada si la velocidad de rotación permanece constante.

4.1) Procedimiento del COT [3].

En la utilización del método COT, primero se registra la vibración en incrementos constantes de tiempo (Δt) y a la vez se muestrea una señal keyphasor (la señal keyphasor es típicamente un evento de una vez por eje de revolución que se utiliza para medir la velocidad del eje y es la referencia para medir el ángulo de fase de la vibración), utilizando hardware convencional.

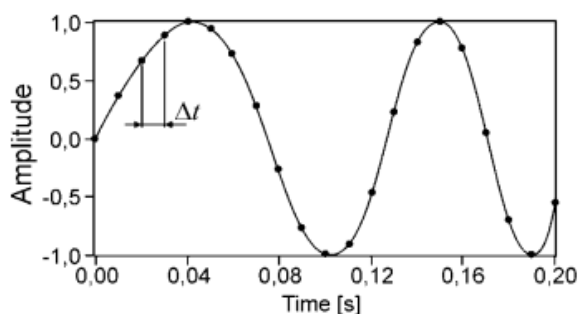


Figura 18: Señal de vibración medida a incrementos constantes de tiempo

Luego se vuelve a muestrear esta señal, mediante software (Labview), utilizando la señal del keyphasor (o tacómetro), para extraer las amplitudes de la señal a incrementos constantes del ángulo de rotación ($\Delta\theta$)

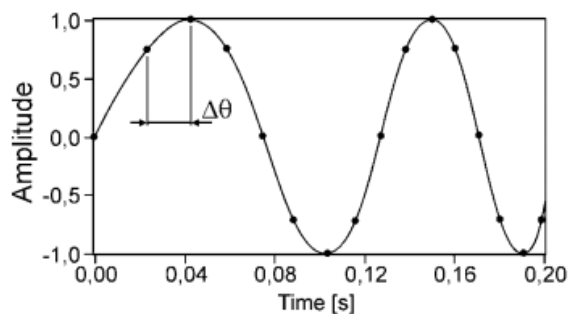


Figura 19: Señal remuestreada a incrementos constantes del ángulo

La Figura 18, ilustra una señal sinusoidal muestreada a incrementos constantes de tiempo (Δt). Estos datos deben ser vueltos a muestrear a incrementos constantes del ángulo del eje ($\Delta\theta$). En este ejemplo de la Figura 19, los remuestreos se realizaron en ocho puntos por revolución.

Durante el remuestreo, ocurren dos procesos de estimación distintos:

1. La primera implica la colocación correcta de los remuestreos sobre el eje tiempo. Este es el proceso de determinación de tiempo de la muestra.
2. La segunda estimación coloca los remuestreos en el eje amplitud. Este es el proceso de interpolación.

4.1.1) Determinación de los tiempos de remuestreo.

Para determinar los tiempos de remuestreo, se trabaja bajo el supuesto que el eje está experimentando aceleración angular constante. Con esta base, el ángulo del eje, θ , puede ser descrito por una ecuación cuadrática de la forma siguiente:

$$\theta(t) = b_0 + b_1 \cdot t + b_2 \cdot t^2 \quad (6)$$

Los coeficientes desconocidos b_0 , b_1 y b_2 se obtienen mediante el ajuste de tres llegadas sucesivas del keyphasor (t_1 , t_2 y t_3), que se producen en incrementos conocidos ángulo del eje, $\Delta\varphi$. Por ejemplo, si hay un pulso del keyphasor por vuelta en el eje, estos incrementos se producen a intervalos de $\Delta\varphi = 2\pi$ [radianes].

Esto produce las tres condiciones siguientes,

$$\theta(t_1) = 0 = 0 \text{ [rad]} \quad (7)$$

$$\theta(t_2) = \Delta\varphi = 2\pi \text{ [rad]} \quad (8)$$

$$\theta(t_3) = 2\Delta\varphi = 4\pi \text{ [rad]} \quad (9)$$

Los tiempos de llegada t_1 , t_2 y t_3 , se conocen de la toma de muestras de la señal del keyphasor. Sustituyendo estas condiciones en la ecuación (6), y organizándolas en un formato de matriz, nos da la siguiente expresión:

$$\begin{pmatrix} 0 \\ \Delta\varphi \\ 2\Delta\varphi \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & t_1 & t_1^2 \\ 1 & t_2 & t_2^2 \\ 1 & t_3 & t_3^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ b_2 \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Este conjunto de ecuaciones se resuelve para los valores desconocidos $\{b_i\}$. Una vez conocidos estos valores, en la ecuación (6), se puede despejar el valor de t , produciendo:

$$t = \frac{1}{2b_2} \left(\sqrt{4b_2(\theta - b_0) + b_1^2} - b_1 \right) \quad (11)$$

En esta ecuación, se puede introducir cualquier valor de θ entre 0 y $2\Delta\varphi$, obteniendo el tiempo correspondiente para este ángulo. Esto forma la base del algoritmo. Posteriormente, los datos se remuestran con la llegada de cada nuevo pulso keyphasor. Este pulso keyphasor más reciente establece el tiempo de llegada de t_3 , mientras que las dos llegadas anteriores del keyphasor determinan t_1 y t_2 .

Para evitar la superposición en el ángulo, se calculan los tiempos de remuestreo solamente sobre el medio centro del intervalo $t_1 - t_3$. Esta condición impone un límite en θ que se puede utilizar en la ecuación (11):

$$\frac{\Delta\varphi}{2} \leq \theta < \frac{3\Delta\varphi}{2} \quad (12)$$

4.1.2) Determinación de la amplitud de la señal.

Una vez calculados los tiempos de remuestreo (para incrementos constantes del ángulo), la amplitud correspondiente a estos tiempos puede ser determinada por interpolación entre los datos muestreados originalmente. Hay diferentes métodos de interpolación que pueden ser utilizados, los métodos de interpolación más comúnmente utilizadas en la actualidad son las lineales y cúbicas.

Una vez que la amplitud en los tiempos de remuestreo es estimada, se obtiene la señal de dominio de ángulo, y al usar la FFT en esta señal, se transforma en una señal en el dominio del orden.

4.2) Fuentes de error en el COT.

Las estimaciones realizadas, y las imprecisiones inherentes al procesamiento de señales digitales son las principales fuentes de error en el método COT. Las estimaciones que afectan la precisión del método son:

1. La estimación de la posición angular del eje.
2. La interpolación entre los datos originales, para la obtención de las amplitudes de la señal COT.

4.2.1) Los errores en la estimación de la posición angular del eje [4].

El primer paso en el método es, determinar la posición angular del eje θ , que corresponde al tiempo de la muestra original t . Esta determinación se hizo suponiendo una aceleración angular constante, por lo que la posición angular del eje $\theta(t)$, se puede calcular utilizando la ecuación (11). La precisión de los coeficientes calculados b_0 , b_1 , y b_2 , depende de la precisión de la determinación de los tiempos de llegada del pulso.

4.2.1.1) Error debido a la detección de los tiempos de llegada de impulsos.

El tiempo de llegada del pulso, es el momento cuando el pulso del keyphasor llega al nivel del umbral, como se muestra en la Figura 20. Debido a que en la llegada del pulso keyphasor, la señal posee una cantidad grande de puntos muestreados, por lo que se hace difícil saber con exactitud cuando el eje ha dado una vuelta, lo que repercute en la precisión del método COT.

Para dar una solución a este problema, se trabajó bajo el supuesto que la duración del pulso keyphasor es siempre la misma, por lo tanto el tiempo de llegada de entre dos señales consecutivas del keyphasor, es igual al tiempo de término de las mismas señales. Lo que hace más simple la tarea de determinar los tiempos de vuelta, ya que el término de la señal es más súbito que cuando comienza.

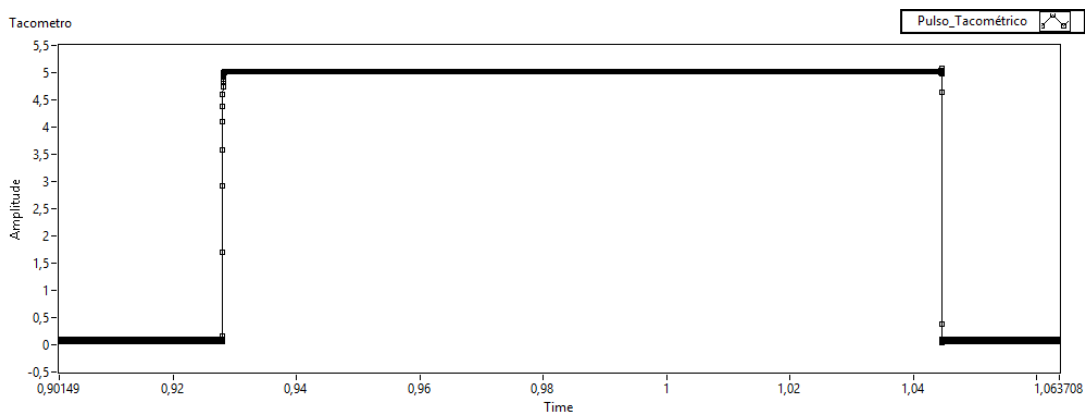


Figura 20: Pulso keyphasor

4.2.1.2) Los errores debidos a la aceleración angular variable.

Otra fuente de error en la determinación de la posición angular del eje $\theta(t)$, es debido a la variación en la aceleración angular, porque el método COT, asume un eje con aceleración angular constante. Si este supuesto no fuera válido, entonces la posición angular del eje determinado y la amplitud remuestreada serían inexactas, causando ruido espectral.

4.2.1.3) Los errores debidos a velocidades constantes durante el muestreo.

Al igual que el error mencionado anteriormente, este error ocurre cuando la aceleración angular no es constante. En este caso, cuando se muestrea una señal, y en partes de esta, la velocidad angular se mantiene constante, al determinar las constante $\{b_i\}$, la constante b_2 es cero, por lo que la ecuación (11) se indetermina.

Para solucionar este error, se modifica el supuesto de aceleración angular constante, a velocidad angular constante. Por lo que el cálculo de los tiempos de remuestreo se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\theta(t) = b_0 + b_1 \cdot t \quad (13)$$

$$t = \frac{\theta - b_0}{b_1} \quad (14)$$

4.2.2) Error en la estimación de la amplitud remuestreo.

Para determinar la amplitud correspondiente al tiempo de volver a muestrear en un incremento de ángulo constante, $\Delta\theta$, es necesario interpolar entre los datos muestreados originales para incrementos de tiempo constantes. Por lo que utilizar métodos de interpolación de baja exactitud (como la interpolación lineal), causa ruido en el espectro de la señal.

CAPÍTULO 5: APLICACIÓN DEL MÉTODO COT.

Para comprobar y analizar el método COT, se diseñaron dos pruebas. La primera es una simulación de una vibración con frecuencia variable con software Labview, a la cual se le aplicará la TDF y el método COT por separado, para así comparar resultados. Como segunda prueba, se realizaron mediciones en el banco de ensayos mencionado en el punto 3.1, realizando pruebas de desbalance y mediciones en una caja reductora, tanto para velocidades constantes y velocidades variables, con una duración de 10 segundos.

Cabe señalar, que las amplitudes estarán sin unidades de medición, puesto que este trabajo se basa en analizar el método COT, en cuanto a su funcionamiento y no, en realizar los análisis de acuerdo a normas de amplitud.

5.1) Simulación de una señal con frecuencia variable.

Como primera prueba para comprobar el correcto funcionamiento de la programación del método COT, se simuló una señal con frecuencia variable como se muestra en la Figura 21, y un pulso keyphasor, que indicaba cuando la señal completaba un ciclo (Figura 22).

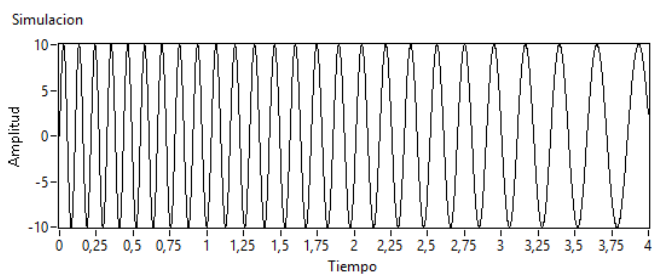


Figura 21: Simulación de vibración con frecuencia variable

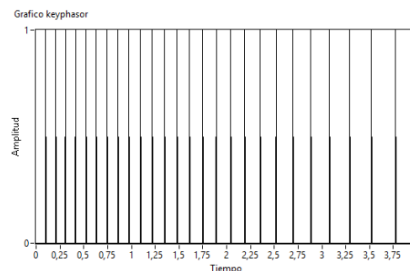


Figura 22: Simulación del tacómetro

En las Figuras 21 y 22, se puede apreciar claramente que a medida que avanza el tiempo, la frecuencia de nuestra señal simulada va disminuyendo, como se visualiza claramente en la Figura 22, el periodo entre cada ciclo va aumentando cada vez más.

Si a esta señal no estacionaria se le aplica la TDF, para obtener el espectro en frecuencia, se obtiene lo mostrado en la Figura 23, en donde es imposible realizar un diagnóstico.

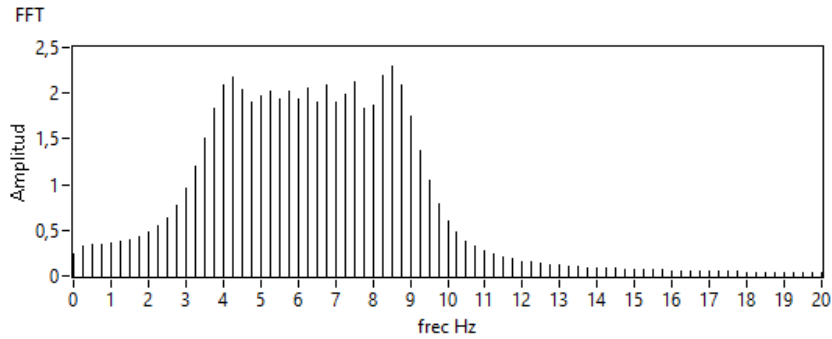


Figura 23: FFT Simulación de vibración

Para casos como este, en donde tenemos señales no periódicas producto de las velocidades variables, fue diseñado el método COT, donde se convierte una señal del dominio tiempo al dominio orden (posición del eje), producto del uso del keyphasor que entrega la información de cuándo el eje da un giro.

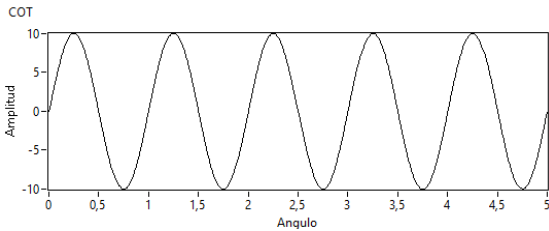


Figura 24: Aplicación del COT en la simulación

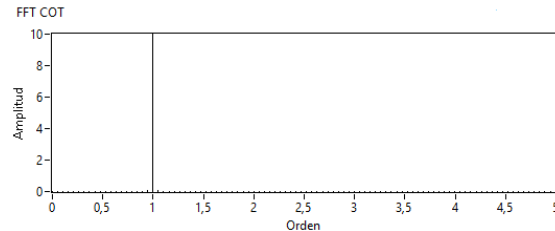


Figura 25: FFT del COT o Espectro en orden

Aplicando el método COT, en la simulación se obtiene lo mostrado en la Figura 24, una señal estacionaria a la cual es posible aplicar la TDF y así realizar un análisis de lo que está ocurriendo. En la Figura 25, se puede distinguir claramente una línea en el orden 1 (frecuencia a la cual gira el eje), lo que ejemplifica las vibraciones producidas por un desbalance.

En resumen, el método COT transforma una señal no estacionaria en estacionaria, lo cual ayuda al análisis de este tipo de máquinas sin que tengan que cambiar sus condiciones de trabajo. Además, como se ve a continuación, esta transformación no sólo es de no estacionaria a estacionaria, sino que también es en el sentido contrario, lo cual ayudará a aislar ciertas señales desde un conjunto.

5.2) Mediciones de desbalance en el simulador de fallas.

Una vez comprobado que es posible utilizar el COT, se pasa desde el área de la teoría a llevarlo a la práctica. Como primer caso se tomó las vibraciones más básicas y fácil de estudiar, las cuales son las vibraciones producidas por masas desbalanceadas como se muestra en la Figura 26.

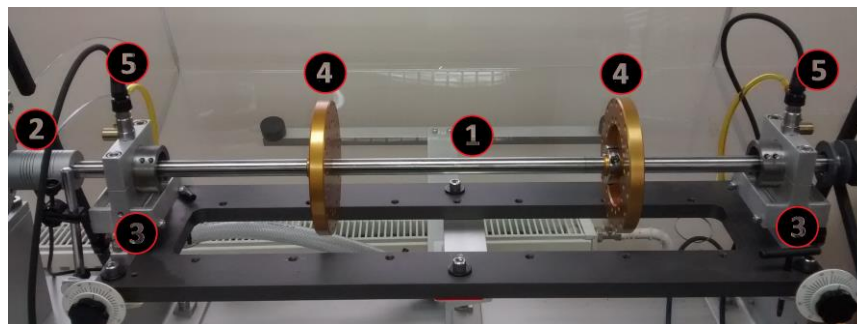


Figura 26: Simulador de fallas, planos de desbalance

En la Figura 26, se puede apreciar que el eje (1), está acoplado (2), con un motor eléctrico (no aparece en la imagen), que haremos girar a velocidades constantes y variables, el eje se encuentra sobre dos descansos hidrodinámicos (3), a los cuales se encuentran acoplados los acelerómetros (5), con los cuales se realizarán las mediciones, además al eje se encuentran unidos dos planos de desbalance (4), a los cuales se les agregarán masas de prueba para aumentar las vibraciones y realizar el experimento.

En los casos que se verán a continuación, sólo se analizarán los espectros, puesto que las señales son difíciles de analizar.

5.2.1) Mediciones de desbalance con velocidad constante.

A modo de comparación, el primer ensayo es con velocidad constante, esto se realizó de este modo, puesto que se sabe que el simulador SpectraQuest, no posee una velocidad de rotación 100% constante, sino que varía en torno a la velocidad programada, por lo que el uso del COT, ayudará a mejorar el espectro.

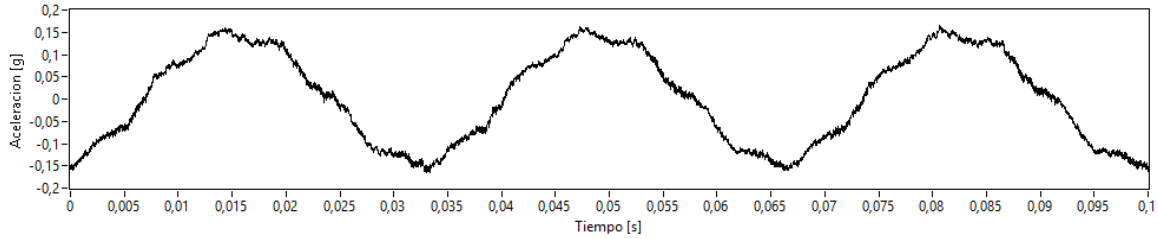


Figura 27: Señal de vibración, de una máquina desbalanceada girando a 30 Hz

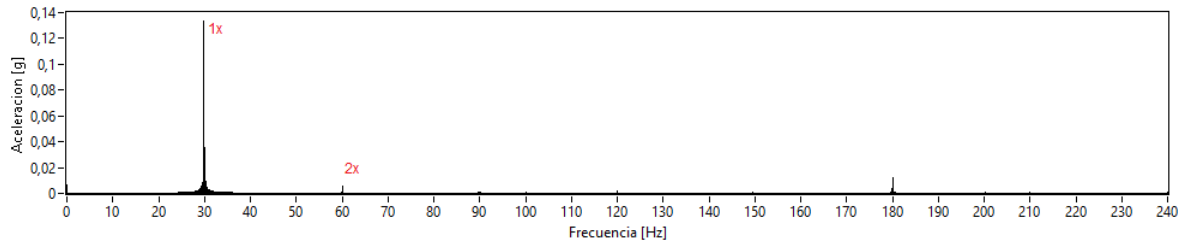


Figura 28: Espectro en frecuencia, de una máquina desbalanceada girando a 30 Hz

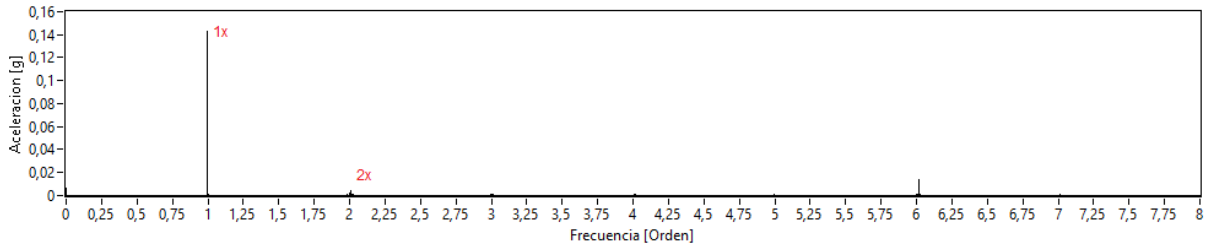


Figura 29: Espectro en orden, de una máquina desbalanceada girando a 30 Hz

La Figura 27, muestra la vibración producida por una maquina desbalanceada, en donde se aprecia que la masa que esta fuera del centro de gravedad genera una gran fuerza, lo que hace que la señal obtenida posea una forma casi sinusoidal.

En la Figura 28, se puede distinguir claramente la frecuencia a 1x y su armónico de vibración en 2x. Alrededor de la frecuencia 1x, se puede apreciar pequeñas bandas laterales las cuales pueden ser debido a que la máquina no gira con velocidad constante.

Comparando el espectro en orden (Figura 29), con el espectro en frecuencia, se puede distinguir que ahora, la frecuencia 1x posee menos bandas laterales, además, que aumentó su amplitud (en un porcentaje muy pequeño).

5.2.2) Mediciones de desbalances con velocidad variable.

Para comprobar el funcionamiento del COT, en la práctica se realizaron las mediciones durante el arranque del simulador de fallas, lo que quiere decir, que se obtuvo una rampa de velocidad ascendente, lo que genera una señal no estacionaria como se apreciara a continuación.

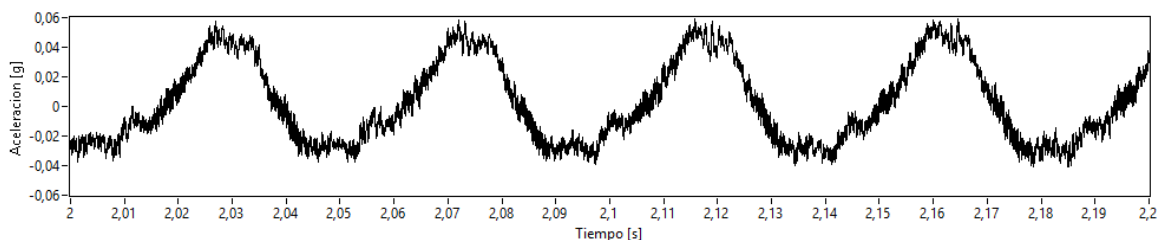


Figura 30: Señal vibratoria de una máquina durante el arranque (entre 2 a 2,2 segundos)

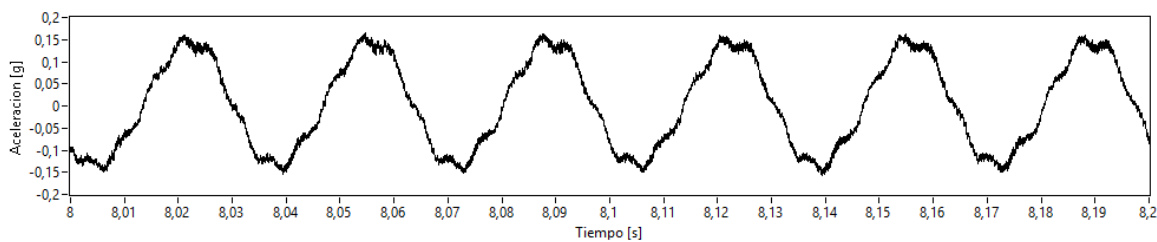


Figura 31: Señal vibratoria de una máquina durante el arranque (entre 8 a 8,2 segundos)

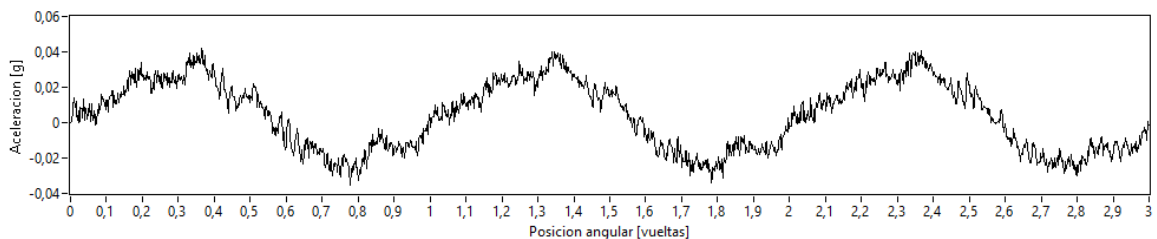


Figura 32: Señal vibratoria de una máquina durante el arranque después de utilizar el método COT

Al comparar las figuras 30 y 31, se aprecia que durante dos instantes de tiempo (el primero a los 2 segundos y el segundo a los 8 segundos) con la misma duración, la señal vibratoria va aumentando el número de ciclos, esto indica claramente que la máquina no gira a velocidad constante, sino que su velocidad aumenta en el tiempo.

Luego, al aplicar el COT, se obtiene una señal estacionaria (Figura 32), la cual da un ciclo por vuelta.

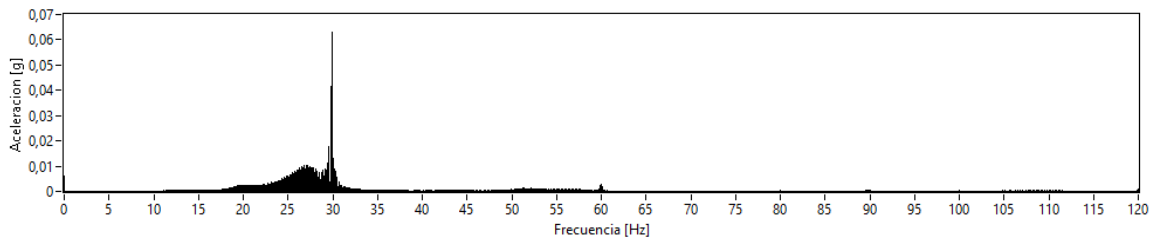


Figura 33: Espectro en frecuencia, de una máquina durante el arranque

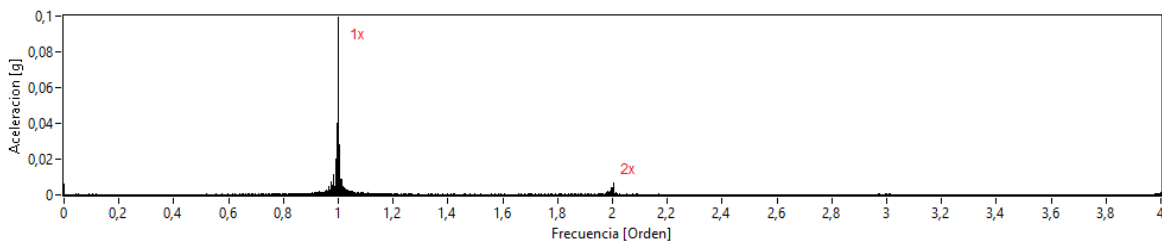


Figura 34: Espectro en orden, de una máquina durante el arranque

En la Figura 33, se puede apreciar que el espectro no posee líneas claras. Distinguiendo que en un comienzo, posee líneas contiguas de baja amplitud hasta llegar a un pico en 30 Hz, lo que quiere decir, que durante la medición de estas vibraciones, la máquina fue acelerando hasta llegar a una velocidad constante.

Una vez aplicado el COT, a la señal antes mencionada, se obtiene el espectro de la Figura 34, en donde se puede apreciar claramente la vibración producida por el desbalance a 1x y sus respectivos armónicos. Además se puede apreciar que las amplitudes aumentan al doble en comparación al espectro en frecuencia.

Los resultados (en cuanto a las amplitudes de vibración), no se pueden comparar con los resultados del punto 5.2.1, puesto que estos ensayos fueron realizados en ocasiones diferentes y por tanto con desbalances diferentes.

5.3) Mediciones en una caja reductora.

Como prueba final para comprobar el correcto funcionamiento del COT, se medirán las vibraciones de una caja reductora. Este tipo de señales es muy complejo, puesto que consta tanto de las señales del equipo impulsor y del equipo impulsado, además de los componentes internos de la misma caja.

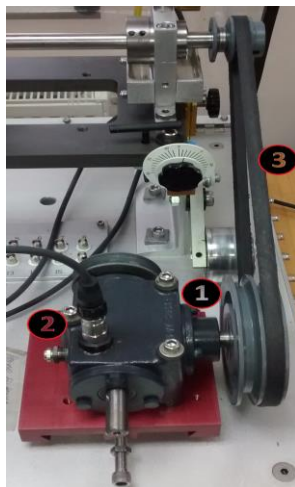


Figura 35: Caja reductora

En la Figura 35, se muestra la caja reductora (1), utilizada en el ensayo. Esta caja es impulsada mediante una correa (3), que transmite el movimiento descrito en la Figura 29. Para la medición de las vibraciones se utiliza un acelerómetro (2), montado sobre la caja reductora.

5.3.1) Mediciones de la caja reductora con velocidad constante.

Al igual que con el desbalance, primero se utilizó el COT, con vibraciones a velocidad constante (40 Hz), para observar los pequeños cambios que se obtienen al aplicar este método.

Como se mencionó anteriormente, los componentes de vibración en una caja de engranajes son de diversos tipos. Por esto, y para facilitar la tarea del análisis, se calcularon las frecuencias fundamentales que se podrían encontrar en el espectro, las cuales se describen a continuación.

- Vibraciones a la frecuencia de giro del motor: debido a que la caja reductora es impulsada por el motor (y el eje desbalanceado), además de estar en el mismo banco de ensayos, las vibraciones de los planos balanceadores son transmitidas hasta la caja reductora y captadas por el acelerómetro. Por lo que en nuestro espectro deberán aparecer vibraciones a 40 Hz (orden 1) y sus respectivos armónicos.

- Entrada al reductor: el movimiento transmitido por el motor llega a la entrada del reductor, haciendo girar el eje de entrada a 16 Hz (relación 2,5:1 entre el motor y el reductor). Este eje, es el que genera el movimiento en el primer engrane de 18 dientes y que es soportado por rodamientos de 9 bolas. Por lo que las posibles vibraciones son:
 - Vibraciones a la frecuencia de giro del eje: si este eje tiene algún problema de desbalanceo, desalineación, deflexión en el eje, se encontrarán vibraciones a la frecuencia de 16 Hz (orden 0,4) y sus armónicos.
 - Vibraciones por los rodamientos: cuando los rodamientos en donde descansa el eje poseen algún defecto o desgaste, es posible encontrar vibraciones a sus frecuencias características:
 - BPFO: si el rodamiento tiene algún problema en la pista exterior, se apreciarán vibraciones a 57,6 Hz (orden 1,44), (calculado con la ecuación 3) y sus armónicos.
 - BPFI: si el rodamiento tiene algún defecto en la pista interior, se encontrarán vibraciones a 86,4 Hz (orden 2,16), (calculado con la ecuación 4) y sus armónicos.
 - Vibraciones por el engranaje: producto del engrane entre dientes, se producen vibraciones a la frecuencia de engrane (GMF, ecuación 5), por lo que se verán vibraciones a los 288 Hz (orden 7,2) y sus armónicos.
- Salida del reductor: el movimiento es transmitido a la salida del reductor por medio del engranaje, haciendo girar el eje de salida a 10,67 Hz (relación 1,5:1 entre la entrada y salida del reductor). Este eje es impulsado por el movimiento en el segundo engrane de 27 dientes es soportado por rodamientos de 9 bolas. Por lo que las posibles vibraciones son:
 - Vibraciones a la frecuencia de giro del eje: al igual que el eje de entrada, si el eje tiene algún problema de desbalanceo, desalineación o deflexión, se encontrarán vibraciones a la frecuencia de 10,67 Hz (orden 0,27) y sus armónicos.
 - Vibraciones por los rodamientos: para el caso de la salida, si existe algún problema se encontrarán vibraciones del tipo:
 - BPFO: 38,4 Hz (orden 0,96) y sus armónicos.
 - BPFI: 57,6 Hz (orden 1,44) y sus armónicos.
 - Vibraciones por el engranaje: como el engrane es directo entre la entrada y la salida, la GMF se mantiene.

Una vez obtenidas las frecuencias características de los componentes en funcionamiento, se procede al análisis del espectro en frecuencia y el espectro en orden. Cabe mencionar que como se observa en el capítulo 2, es posible encontrar otras frecuencias además de las mencionadas, producto de las componentes fantasmas del engranaje.

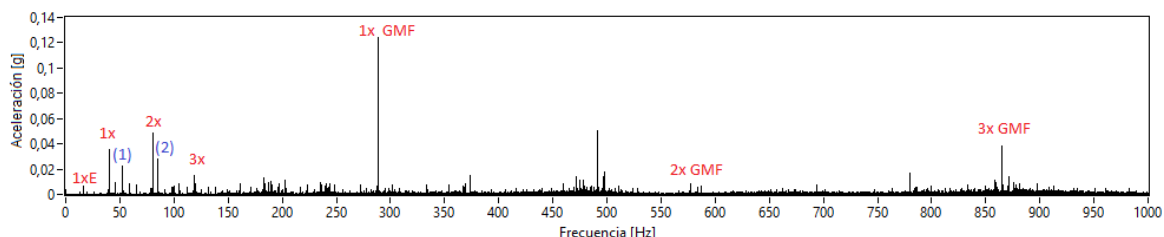


Figura 36: Espectro en frecuencia, de la caja reductora

La Figura 36, es el espectro en frecuencia obtenido de las vibraciones del reductor con el motor eléctrico girando a 40 Hz. Las frecuencias encontradas al inspeccionar este espectro, se obtienen vibraciones del desbalance del eje principal (1x), un posible desbalance del eje de entrada al reductor (1xE) y las frecuencias de GMF del engrane.

Como observación de este espectro se tienen los puntos (1) y (2), los cuales podrían ser frecuencias del rodamiento que soportan el eje de entrada del reductor (BPFO y BPF1 respectivamente), pero no se encuentran grandes armónicos de estas frecuencia. Para saber con exactitud si es un problema en los rodamientos o no, se tendría que tener un seguimiento de este equipo para ver el avance de estas vibraciones, pero como estos son equipos de laboratorio, sólo se ocupan para realizar los ensayos y no se tiene un seguimiento del comportamiento de sus partes.

Otro detalle en este espectro, es la amplitud del segundo armónico de la GMF, el cual es muy bajo en comparación a 1x y al 3x del GMF. Pero comparando este resultado con el que se verá en la Figura 39, se puede concluir que para 40 Hz en el motor, se genera una zona antiresonante cercana a los 570 Hz.

También se analizó el pico que se observa en torno a los 500 Hz, pero no se encontró una fuente a esta vibración.

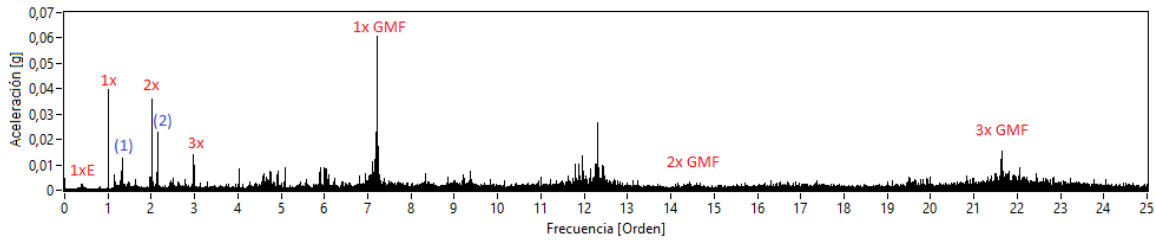


Figura 37: Espectro en orden, de la caja reductora

En la Figura 37, que corresponde al método COT, se pueden observar las mismas frecuencias que el espectro en frecuencia. Pero en este caso se tiene mucho más ruido y además las amplitudes del espectro son menores, esto puede ser en consecuencia al tipo de interpolación usada, puesto que al ser lineal, se pierden algunos detalles que si se pueden observar en el espectro en frecuencia.

5.3.2) Mediciones de la caja reductora con velocidad variable.

Ahora se analizará el caso de las vibraciones producidas por la caja reductora sometida a una rampa de velocidades, en donde se obtendrá una señal no estacionaria imposible de analizar directamente.

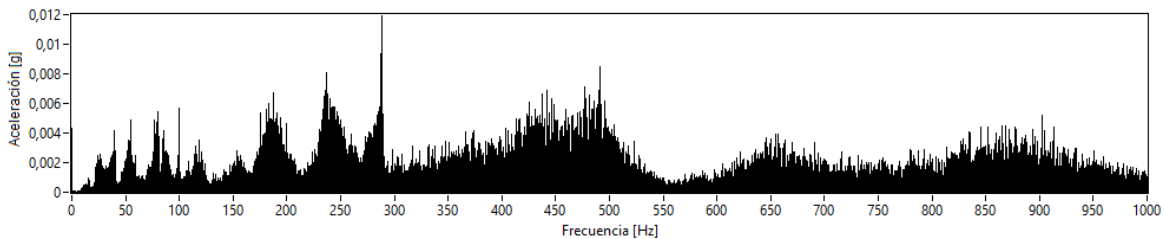


Figura 38: Espectro en frecuencia, de la caja reductora durante el arranque

En la Figura 38, se observa el espectro en frecuencia para la rampa de velocidades, el cual es imposible de analizar.

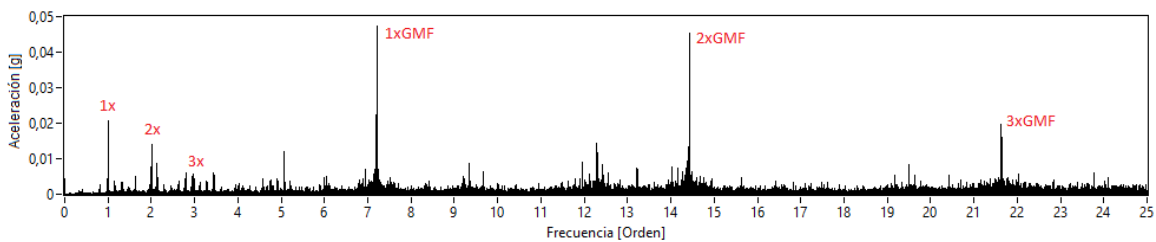


Figura 39: Espectro en orden, de la caja reductora durante el arranque

En la Figura 39, se aprecia que el espectro obtenido con el COT, es muy similar al obtenido cuando se mide con velocidad constante, salvo que la amplitud es más baja, esto es producto tanto de la interpolación del COT, como de las vibraciones muestreadas, puesto que vibraciones como las del desbalance, dependen de la velocidad a que se trabaje, por tanto, a medida que se va aumentando la velocidad, la amplitud también va aumentando y al aplicar la TDF se obtiene un promedio de estas amplitudes.

5.4) Ventajas y desventajas del COT.

Como conclusión a las comparaciones realizadas anteriormente, se detallaran las ventajas y desventajas de usar el COT en el análisis de vibraciones.

5.4.1) Ventajas.

- El método COT, permite convertir señales no estacionarias en estacionarias y así realizar un análisis de estas.
- Del mismo modo que convierte señales no estacionarias en estacionarias, también convierte las estacionarias en no estacionarias, lo que ayuda a aislar las señales que se desean analizar.
- El método COT, se basa en cambiar el dominio de una señal a otro dominio (del tiempo, a la posición angular), por lo que es posible usar la TDF, sin ninguna modificación.

5.4.2) Desventajas.

- Para poder realizar el remuestreo, es necesario un pulso keyphasor, por lo que se hace necesario un equipo que realice esta función y que lo haga en sincronía con la captura de vibraciones.
- Para realizar un remuestreo se necesita tiempo, el cual puede variar dependiendo del tiempo total de medición y del intervalo de muestreo (Δt), por lo que el análisis no es inmediato.
- Para analizar señales de larga duración, es recomendable analizar no sólo el espectro sino la señal remuestreada, puesto que para distintas velocidades, se obtienen distintas amplitudes y al usar la TDF, lo que se verá es un promedio de las amplitudes, pudiendo dejar fuera amplitudes mayores que pueden generar un problema en la máquina.

CONCLUSIÓN

El método Computed Order Tracking, es una herramienta efectiva para el análisis de señales vibratorias no estacionarias producidas por máquinas rotatorias de velocidad variable. Permite reordenar estas señales y así convertirlas en señales estacionarias, las cuales pueden ser analizadas con los métodos tradicionales, como el análisis espectral. Además, en máquinas que funcionan en paralelo a otras, el COT, permite aislar la máquina que funciona a velocidad variable de las que funcionan a velocidad continua, puesto que en el proceso de transformar las señales no estacionarias, también se transforman las estacionarias. Este proceso es favorable en el caso que se esté analizando vibraciones de gran amplitud, pero es perjudicial cuando se requiere analizar fallas que comienzan a surgir y que van avanzando con el tiempo (como las de los rodamientos), puesto que estas señales pueden ser enmascaradas por el ruido generado al transformar una señal estacionaria en una no estacionaria.

Para optimizar la precisión de este método, en frecuencia y amplitud, se hace necesario el uso de más keyphasors por revolución. Puesto que para máquinas con velocidades altamente variables, se aplicará el supuesto de aceleración angular constante (método COT) entre cada uno de estos keyphasors, obteniendo una mejor exactitud frente a cambios repentinos en la velocidad de giro. El límite de keyphasors que se podrán utilizar, estará dado por las dimensiones del eje, la velocidad máxima a la cual trabaja la máquina y la frecuencia de muestreo de la tarjeta de adquisición de datos; mientras mayor sea la velocidad de giro, menor será la cantidad de keyphasors, puesto que se debe dar tiempo a que el pulso sea completo y si el eje gira a gran velocidad solo se obtendrá un valor constante de voltaje en el tacómetro.

Para aplicar el COT en la industria, se deben tener algunas consideraciones:

- Es necesario tener un equipo con el cual medir la posición del eje en sincronía a la medición de señales. Se necesita tiempo para el remuestreo de las señales por lo que no es posible tener un monitoreo permanente.
- Para señales complejas se hace necesario de un método de interpolación más exacto, utilizando una interpolación polinómica, para obtener un mejor resultado en amplitud.
- Para señales de larga duración, en primera instancia se recomienda analizar la señal de vibración para ver las zonas de mayor amplitud y obtener el espectro sólo en esta zona, puesto que al obtener el espectro se mide el promedio de las amplitudes para cada frecuencia, por lo que es posible obtener menores amplitudes de las que realmente se presentan.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Robert Bond Randall. Vibration based condition monitoring. School of mechanical and manufacturing engineering, University of New South Wales, Australia.
- [2] Curso de vibraciones [en línea] < <http://www.sinais.es/curso-vibraciones.html>> [Consulta: 30 Septiembre 2015]
- [3] Erik D. S. Munck y Ken R. Fyfe. Computed Order Tracking Applied to Vibration Analysis of Rotating Machinery. Department of Mechanical Engineering, University of Alberta, Edmonton, Alberta.
- [4] P.N. Saavedra and C.G. Rodríguez. Accurate assessment of Computed Order Tracking. Department of Mechanical Engineering, University of Concepcion, Concepcion, Chile, 2005.