



UNIVERSIDAD
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL
PIRHUA

EVALUACIÓN, REDISEÑO Y VALIDACIÓN DE ESTRUCTURAS MEDIANTE ANÁLISIS VIBRACIONAL POR FUNCIONES AVANZADAS

César Miguel López Lamadrid

Piura, noviembre de 2013

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

López, C. (2013). *Evaluación, rediseño y validación de estructuras mediante análisis vibracional por funciones avanzadas*. Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánico Eléctrica. Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una [licencia](#)
[Creative Commons Atribución-](#)
[NoComercial-SinDerivadas 2.5 Perú](#)

Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura

UNIVERSIDAD DE PIURA
FACULTAD DE INGENIERIA



“Evaluación, rediseño y validación de estructuras mediante análisis vibracional por funciones avanzadas”

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico

César Miguel López Lamadrid

Asesor: Jorge Machacuay Arévalo
Co-asesor: Ciro Martínez Trinidad

Piura, Noviembre 2013

*A mi familia,
que con su esfuerzo y
dedicación me han brindado la
oportunidad de un futuro mejor y
a mi mentor por ser un gran maestro
no sólo de conocimientos, sino de la vida.*

Resumen

El objetivo principal del presente estudio es evaluar la situación actual de una estructura de laboratorio al ser excitada por un motor de inducción mediante un desbalance controlado, para observar las deformaciones en tres dimensiones e identificar la frecuencia del problema, mediante los análisis experimentales *Operation Deflection Shape* (ODS) y modal.

En el primer capítulo se desarrolla la teoría fundamental del análisis vibracional, las características de la vibración en los componentes mecánicos, la adquisición de datos, el procesamiento de los mismos y la teoría de los análisis ODS y modal.

El segundo capítulo trata sobre la situación actual del módulo estructural. Para ello se realizó la ingeniería básica de la composición del sistema, además se realizaron las pruebas vibracionales para evaluar la condición actual y por último se validó el modelo teórico-experimental.

En el tercer capítulo se plantean cuatro soluciones al problema encontrado y se realiza la ingeniería de detalle de las soluciones planteadas, también se hace una evaluación técnica y económica de las soluciones, y por último se valida la solución con las pruebas vibracionales.

Índice

Introducción	1
Capítulo 1: Teoría vibracional básica	
1.1 Introducción	3
1.2 ¿Qué es la vibración? y ¿Por qué es útil para la industria?	3
1.3 Movimiento armónico simple	4
1.4 Características de la vibración en los componentes mecánicos	5
1.5 Unidades de medición de las vibraciones	6
1.6 Respuesta total del sistema vibratorio	8
1.7 Vibración compleja	10
1.8 Adquisición de datos	11
1.8.1 Selección del tipo de medida	11
1.8.2 Tipos y selección de transductores	12
1.8.2.1 Tipos de transductores	12
1.8.2.2 Selección de los transductores	15
1.8.3 Montaje y localización de transductores	16
1.8.3.1 Montaje de transductores	16
1.8.3.2 Localización de los transductores	17
1.9. Procesamiento de datos	18
1.9.1 Número de muestras de datos	18
1.9.2 Aliasing	20
1.9.3 Ventanas	20
1.9.4 El ancho de banda	22
1.9.5 Resolución	22
1.10 Diagnóstico de fallas	23
1.10.1 Desbalance	24
1.10.2 Desalineamiento	25
1.10.3 Excentricidad	27
1.10.4 Resonancia y velocidades críticas	27
1.10.5 Fallas en rodamientos	28
1.10.6 Fallas electromagnéticas	30
1.10.7 Holguras	34
1.10.8 Aflojamiento mecánico	36

1.11	Criterios y normas sobre el análisis de vibraciones	40
1.12	Análisis de las Formas de Deflexión en Operación (ODS)	41
1.12.1	Introducción	41
1.12.2	Funciones avanzadas necesarias para realizar un ODS	42
1.12.3	¿Qué es el Operation Deflection Shape (ODS)?	45
1.12.4	Clasificación del análisis ODS	46
1.12.5	Medidas requeridas para mostrar un ODS	48
1.12.5.1	Medidas requeridas para un estado estacionario	48
1.12.5.2	Medidas requeridas para un estado no estacionario	50
1.13	Análisis modal	51
1.13.1	Introducción	51
1.13.2	Análisis modal teórico	52
1.13.3	Análisis modal experimental	53
1.13.4	Procesamiento de datos para el análisis modal experimental	55
1.14	Bump Test	60
1.15	Prueba de arranque y parada	61
1.16	Elementos finitos	61

Capítulo 2: Situación actual del módulo estructural

2.1	Descripción del módulo	63
2.1.1	Reseña	63
2.1.2	Composición del módulo de prueba	63
2.1.2.1	Selección del motor	64
2.1.2.2	Diseño de disco de desbalance	64
2.1.2.3	Cálculo de la fuerza de desbalance	65
2.1.2.4	Cálculo de las reacciones del motor	65
2.1.2.5	Cálculo de los pernos soportes del motor	66
2.1.2.6	Diseño de la estructura soporte	67
2.1.2.7	Cálculo de los pernos de la estructura soporte	69
2.1.2.8	Selección del variador de frecuencia	69
2.1.2.9	Diseño de la cimentación	70
2.2	Instrumentos y equipos a utilizar	71
2.2.1	Analizador DCX	71
2.2.2	Acelerómetros	72
2.2.3	Expert Alert	72
2.2.4	Real time analyzer	73
2.2.5	Ansys Mechanical	73
2.2.6	ME'scope VES	73
2.3	Instalación del sistema	73
2.4	Características vibracionales del sistema	74
2.4.1	Frecuencias importantes del motor	74
2.4.2	Frecuencias importantes de los rodamientos	74
2.5	Descripción de la prueba	74

2.6 Realización de las pruebas	74
2.6.1 Modelamiento y simulación del sistema mediante software de elementos finitos	74
2.6.2 Pruebas experimentales	86
2.6.3 Toma de datos	90
2.6.4 Diagnóstico del sistema	100
2.6.5 Análisis de formas de deflexión en operación (ODS)	100
2.7 Validación del modelo	102
2.7.1 Error en frecuencia	102
2.7.2 Comparación grafica de frecuencias	103
2.8 Diagnóstico	104

Capítulo 3: Propuestas de mejoras del módulo por problemática encontrada y validación de la solución

3.1 Recomendaciones y alternativas de solución	105
3.1.1 Rigidizar con 2 arriostres en dirección axial	105
3.1.2 Rigidizar con 2 arriostres en dirección horizontal	106
3.1.3 Rigidizar con 2 arriostres en dirección axial y 2 en dirección horizontal	107
3.1.4 Cambiar el motor por uno más robusto	108
3.2 Evaluación técnica y económica de las soluciones planteadas	109
3.3 Determinación de la mejor solución	111
3.4 Descripción e implementación de la mejor solución	112
3.4.1 Modelamiento y simulación de la mejor solución mediante software de elementos finitos.	112
3.4.2 Fabricación y ensamblaje de los arriostres	120
3.4.3 Análisis modal	121
3.4.4 Inspección realizada	123
3.4.5 Diagnóstico del sistema	133
3.4.6 Análisis ODS	133
3.5 Validación del modelo	135
3.5.1 Error en frecuencia	135
3.5.2 Comparación grafica de frecuencias	136
3.6 Diagnostico	137

Capítulo 4: Conclusiones y recomendaciones

4.1. Conclusiones	139
4.2. Recomendaciones	141
4.3. Trabajos futuros	141

Bibliografía	143
---------------------	-----

Anexo A: Componentes del sistema – datos técnicos

Anexo B: Planos

Anexo C: Informes de elementos finitos

Introducción

El motivo principal de la presente tesis es desarrollar la evaluación y validación de un módulo estructural de laboratorio con el fin de realizar una metodología para el estudio de estructuras soporte en plantas industriales. El problema encontrado en la industria nos muestra estructuras instaladas con problemas graves de vibración. Se busca dar soluciones a este problema minimizando la misma.

El tema de investigación surgió debido a la necesidad de la empresa VIBRO TECHNOLOGY, debido al requerimiento de varios complejos industriales de ampliar sus instalaciones, ya sea agregando maquinaria en las estructuras edificadas o construyendo naves industriales adicionales sobre las instalaciones construidas, lo que ocasiona la variación de todas las características dinámicas del sistema, presentando excesiva vibración.

Para desarrollar satisfactoriamente el estudio se necesitó un análisis previo del módulo proporcionado, en el cual se debe estudiar los componentes utilizados; después se realizó el modelado del sistema en el software de elementos finitos “Ansys”, posteriormente se realizaron las pruebas experimentales como las tomas vibracionales del sistema para observar el comportamiento dinámico, la prueba de *bump test*, la prueba de arranque y parada para encontrar las frecuencias naturales experimentales y validar las frecuencias naturales del modelo teórico expuesto en el programa Ansys. Adicionalmente se realizó un análisis ODS para validar los primeros modos de vibración del sistema.

Después de encontrar la frecuencia del problema y verificar que se trata de una frecuencia natural, se realizó la variación de las frecuencias naturales, para alejar al sistema de la franja del efecto de resonancia, para ello se plantean cuatro soluciones, para luego escoger la mejor solución técnico – económico para implementarla y validarla.

El estudio ha permitido obtener un modelo confiable entre la teoría y la realidad para lograr una metodología y solucionar los problemas vibracionales excesivos en estructuras, cuando las fallas en máquinas son incipientes, y el problema recurrente es el fenómeno de resonancia, para el cual se predice mediante simulaciones, el punto o los puntos más críticos que puede tener una estructura si es que se modifican alguno de sus parámetros.

Capítulo 1

Teoría vibracional básica

1.1 Introducción

Las máquinas y estructuras vibran en respuesta a una o más fuerzas excitadoras. La magnitud de la vibración no depende exclusivamente de la fuerza sino también de las propiedades del sistema (masa, rigidez y amortiguamiento) y estas propiedades dependen de la velocidad de la máquina.

La complejidad del análisis vibracional consiste en la aplicación de técnicas de eliminación, esta complejidad se debe a que hay numerosas fallas que producen vibraciones de características similares.

Hablar de análisis vibracional en la actualidad se relaciona a un ahorro significativo en una parada de planta, implementación de programas de mantenimiento, identificación de problemas por diseño, fabricación, instalación, desgaste, y análisis de causa raíz de fallas crónicas.

En este capítulo se tratará el fundamento de las vibraciones, por esta razón se iniciará con el estudio del movimiento armónico simple, seguido de los tipos de transductores, el procesamiento de datos, las fallas comunes que se pueden presentar en los componentes a utilizar y por último los conceptos de *Operation Deflection Shape* (ODS) y análisis modal.

1.2 ¿Qué es la vibración? y ¿Por qué es útil en la industria?

La vibración es el cambio de posición de un cuerpo (mecánico o estructural) en el tiempo respecto a una posición de equilibrio, generada por una o varias fuerzas oscilatorias llamadas fuerzas excitadoras.

La ciencia del análisis de las vibraciones tiene sus inicios en la época de Pitágoras, y varios científicos han aportado ideas a esta ciencia tan compleja, como es el caso de Aristóteles, Galileo, Newton, Hooke, Bernoulli y Fourier. Una de las aportaciones más importantes fue el análisis de Fourier que consiste en expandir en series de senos y cosenos muchas de las funciones más conocidas; esta aportación es una de las más interesantes e importantes en el campo de las vibraciones mecánicas, ello se debe a que los analizadores de vibraciones modernos trabajan en base al algoritmo de la serie de Fourier.

En la industria se busca aumentar la eficiencia de las máquinas, logrando aumentar el rendimiento de la producción y mantener o mejorar la calidad de los productos. Las vibraciones son una forma de energía que se desperdicia, pero siempre habrán vibraciones producto de la transmisión de fuerzas cíclicas a través de los mecanismos, estos mecanismos presentarán un desgaste progresivo aumentando con tiempo las vibraciones debido al funcionamiento normal de estos. En la práctica se trata que la vibración en una maquina sea la menor posible, para minimizar las perdidas antes mencionadas.

1.3 Movimiento armónico simple

El movimiento armónico simple es un movimiento periódico que es descrito por una función armónica (seno o coseno) en función del tiempo; es la base de las señales de vibración ya que una onda compleja se representa como la combinación de varias funciones armónicas simples. Un movimiento armónico simple puede ser representado en el siguiente ejemplo:

Si se desplaza la masa de la figura 1.1 hasta una cierta distancia del punto de equilibrio y después se suelta, el resorte regresará la masa al punto de equilibrio con energía cinética y rebasará la posición de equilibrio, desviando el resorte en la dirección opuesta. Si no hubiera fricción en el sistema, la oscilación continuaría en la misma proporción y en la misma amplitud para siempre.

Este movimiento armónico sencillo idealizado, casi nunca se encuentra en sistemas mecánicos reales. Cualquier sistema real tiene fricción y eso hace que la amplitud de la vibración disminuya gradualmente ya que la energía de fricción se convierte en calor. La Figura 1.1 muestra una gráfica del desplazamiento de la masa contra el tiempo:

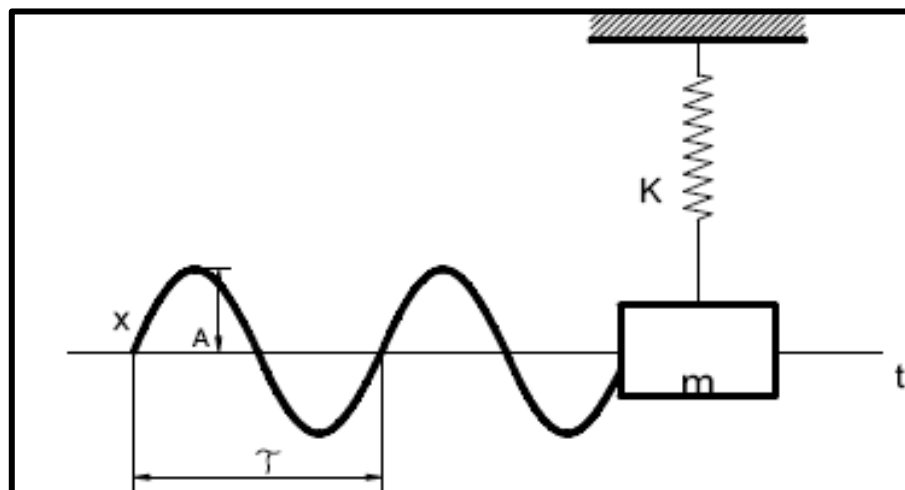


Figura 1.1: Desplazamiento de la masa en el tiempo

Fuente: Vibraciones Mecánicas, Universidad de Simón (cap. I)

1.4 Características de la vibración en los componentes mecánicos

Las características fundamentales de la vibración son; frecuencia, amplitud y fase.

- Frecuencia ($f = 1/T$): Es el número de ciclos en un determinado período de tiempo. Sus unidades son: Ciclos por segundo (Hertz), Ciclos por minuto (CPM) o múltiplos de la velocidad de operación de la máquina (Órdenes).

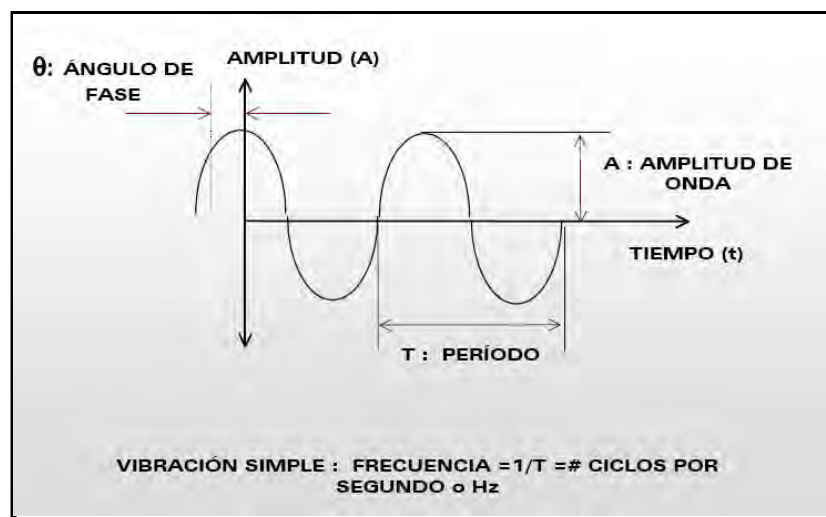


Figura 1.2: Características de la vibración

Fuente: Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico (A-MAQ)

- Amplitud (A): Es el desplazamiento máximo de la vibración. Puede ser expresada en múltiples formas, tales como:

Pico	: Es la distancia máxima de la onda del punto de equilibrio. (A p)
Pico – Pico	: Es la distancia de una cresta negativa hasta una cresta positiva. (A p-p)
RMS	: Es la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda, solo para una onda sinusoidal ($A_{RMS} = 0.707 A_p$).

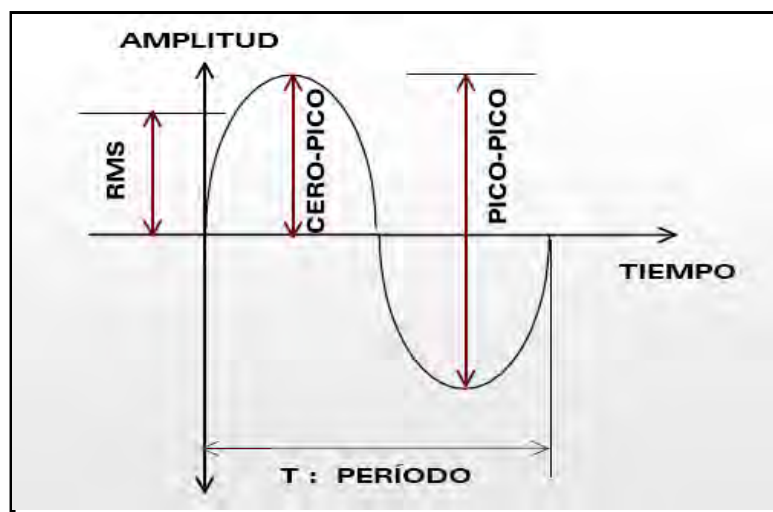


Figura 1.3: Formas de expresar la amplitud

Fuente: Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico (A-MAQ)

- Angulo de fase de la vibración (ϕ): Es la posición angular de un objeto en cualquier instante con respecto a una referencia de la misma frecuencia (Grados).

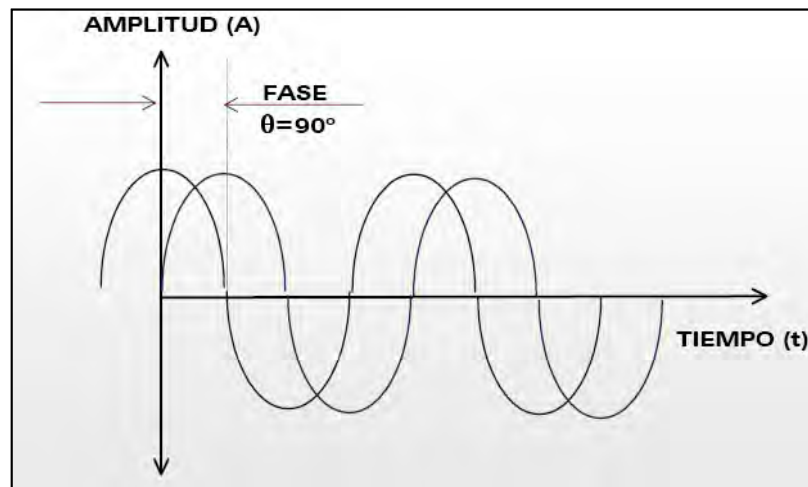


Figura 1.4: Angulo de fase

Fuente: Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico (A-MAQ)

1.5 Unidades de medición de las vibraciones

Las vibraciones pueden medirse en tres unidades distintas, pero relacionadas entre sí, estas son:

- Desplazamiento: Es la distancia que viaja un objeto. Es la medida dominante a bajas frecuencias, inferiores a 600 CPM. Está relacionado a los esfuerzos de flexión, se expresa en mils pico a pico (1 mils = 0.001 pulg.) u micrones pico a pico (1 μ = 0.001 mm). La ecuación del desplazamiento de un movimiento armónico simple es:

$$d(t) = D \sin(\omega t) \quad (1.1)$$

Dónde:

d = desplazamiento instantáneo

D = desplazamiento máximo o pico

t = tiempo

ω = frecuencia

- Velocidad: Es la tasa de cambio del desplazamiento con respecto al tiempo. Es la medida dominante en el rango de frecuencia de 600 CPM hasta 60,000 CPM. Esta, relacionada a la fatiga, se expresa en pulg/seg. o mm/seg. pico o rms. La ecuación de la velocidad de un movimiento armónico simple es:

$$v(t) = \frac{dd}{dt} = \omega D \cos(\omega t) \quad (1.2)$$

Dónde:

v = velocidad instantánea

- **Aceleración:** Es la tasa de cambio de la velocidad con respecto al tiempo. Es la medida dominante a altas frecuencias, mayores que 60,000 CPM. Está relacionada a las fuerzas presentes en los componentes de las máquinas, se expresa en g's, m/seg² o pulg/seg² pico o rms ($1g = 386.1 \text{ pulg/seg}^2$). La ecuación de la aceleración de un movimiento armónico simple es:

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2d}{dt^2} = -\omega^2 D \sin(\omega t) \quad (1.3)$$

Dónde:

a = aceleración instantánea.

En la figura 1.5 se observa que la aceleración y el desplazamiento están desfasados en 180 grados y la velocidad está desfasada de la aceleración y desplazamiento en 90 grados.

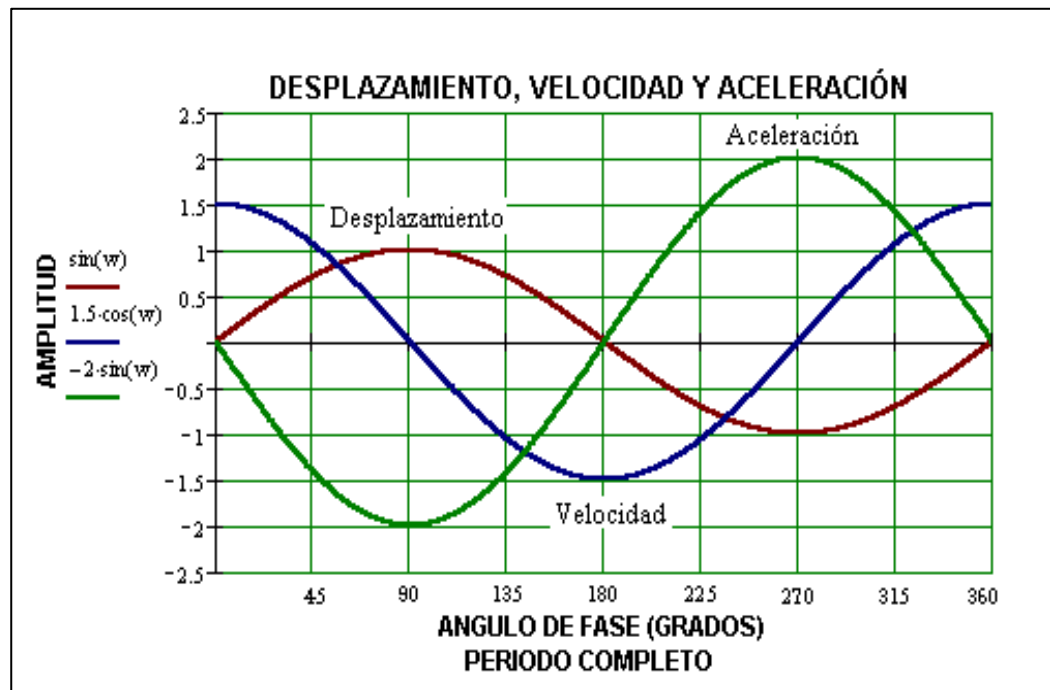


Figura 1.5: Desplazamiento, velocidad y aceleración

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. II)

Para un movimiento armónico los valores pico para desplazamiento, velocidad y aceleración pueden ser calculados con las siguientes fórmulas:

$$Velocidad = 2\pi f D \quad (1.4)$$

$$Aceleracion = 2\pi f V = (2\pi f)^2 D \quad (1.5)$$

Dónde:

D: Desplazamiento pico (mils)

V: Velocidad pico (pulg/seg)

f : Frecuencia (CPS)

A: Aceleración pico (pulg/seg²)

1.6 Respuesta total del sistema vibratorio

Al aplicarse una fuerza vectorial de excitación en un sistema, por ejemplo rotor-cojinete, el sistema responde con tres fuerzas vectoriales cuyas magnitudes están de acuerdo a sus características estructurales:

- Masa: Peso dividido entre la gravedad.
- Rigidez: Depende de la elasticidad de la compresión
- Amortiguación: Capacidad de un sistema para disipar la energía vibratoria.

Cuando un sistema está sometido a una fuerza de excitación armónica forzada $F = F_0 \text{ Sen } (\omega t)$, su respuesta de vibración tiene lugar a la misma frecuencia de la fuerza de excitación. Para una fuerza de desbalance se tendría: $F_0 = M a$, donde $a = \omega^2 r$, teniendo como resultado que $F = M \omega^2 r \text{ Sen } (\omega t)$

Para el caso del desbalance

Considerando un sistema de un grado de libertad con amortiguamiento viscoso se tiene lo siguiente:

$$F = F_R + F_I + F_A \quad (1.6)$$

Dónde:

F : FUERZA = $M \omega^2 r \text{ Sen } (\omega t)$

F_R : FZA. RÍGIDA = $K x(t)$

F_A : FZA. AMORTIGUACION = $C v(t)$

F_I : FZA. INERCIAL = $ma(t)$

Obteniéndose:

$$M \omega^2 r \text{ Sen } (\omega t) = K x(t) + m a(t) + C v(t) \quad (1.7)$$

Reemplazando en la ecuación 1.7, las ecuaciones 1.1, 1.2 y 1.3

$$M \omega^2 r \text{ Sen } (\omega t) = K X \text{ sen } (\omega t) - m X \omega^2 \text{ sen } (\omega t) + C X \omega \cos (\omega t) \quad (1.8)$$

Dónde:

r = radio del eje

m = masa del eje

ω = velocidad angular

M = masa de desbalance

C = coeficiente de amortiguamiento

K = constante de rigidez

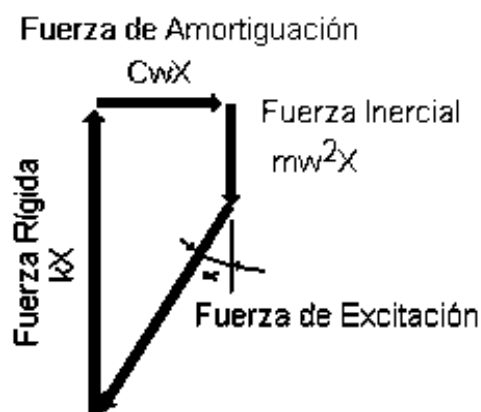


Figura 1.6: Relación entre las Fuerzas de Rigidez, Inercial y de Amortiguación

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. II)

Fuerza rígida

La fuerza rígida, es la resistencia proporcionada por la geometría del sistema y el tipo de materia del que está constituido, $FR(t) = KX \sin(\omega t)$, donde K es la constante de rigidez y X es la deformación del sistema, debido a la aplicación de la fuerza $M\omega^2 r \sin(\omega t)$. Se observa que la amplitud de la fuerza rígida KX es independiente de la velocidad (ω) del rotor.

Fuerza inercial

La fuerza inercial es la fuerza del movimiento de la masa, $FI(t) = -mX\omega^2 \sin(\omega t)$, donde m es la masa inercial, X es la deformación del sistema y ω la velocidad del rotor (rad/seg). Se observa que la amplitud de la fuerza inercial $mX\omega^2$ varía con el cuadrado de la velocidad del rotor y tiene una dirección contraria a la fuerza rígida.

Fuerza de amortiguación

La fuerza de amortiguación es la capacidad de un sistema para disipar energía cinética en otro tipo de energía $FA(t) = CX\omega \cos(\omega t)$, donde C es la constante de amortiguamiento del sistema. Se observa que la amplitud de la fuerza de amortiguación $CX\omega$ varía en forma proporcional a la velocidad del rotor y tiene una dirección de 90° con respecto a la fuerza rígida.

Como se observa la fuerza rígida y la fuerza inercial tienen la misma dirección pero diferente sentido; cuando estas fuerzas son iguales, se eliminan y queda el control vibracional en la fuerza de amortiguamiento, en este punto es donde se da el fenómeno de resonancia y es donde se encuentra la frecuencia crítica.

$$F.rigida = F.inercial$$

$$K X \sin(\omega t) = m X \omega^2 \sin(\omega t)$$

$$\omega_{crit} = \sqrt{K/m} \quad (1.9)$$

1.7 Vibración compleja

El movimiento periódico complejo puede ser descompuesto en movimientos armónicos simples; una onda compleja puede ser representada por la suma de dos o más ondas sinusoidales pertenecientes a diversas frecuencias. En la figura 1.7 estas frecuencias son de 100, 200 y 300 CPS, formando una onda compleja

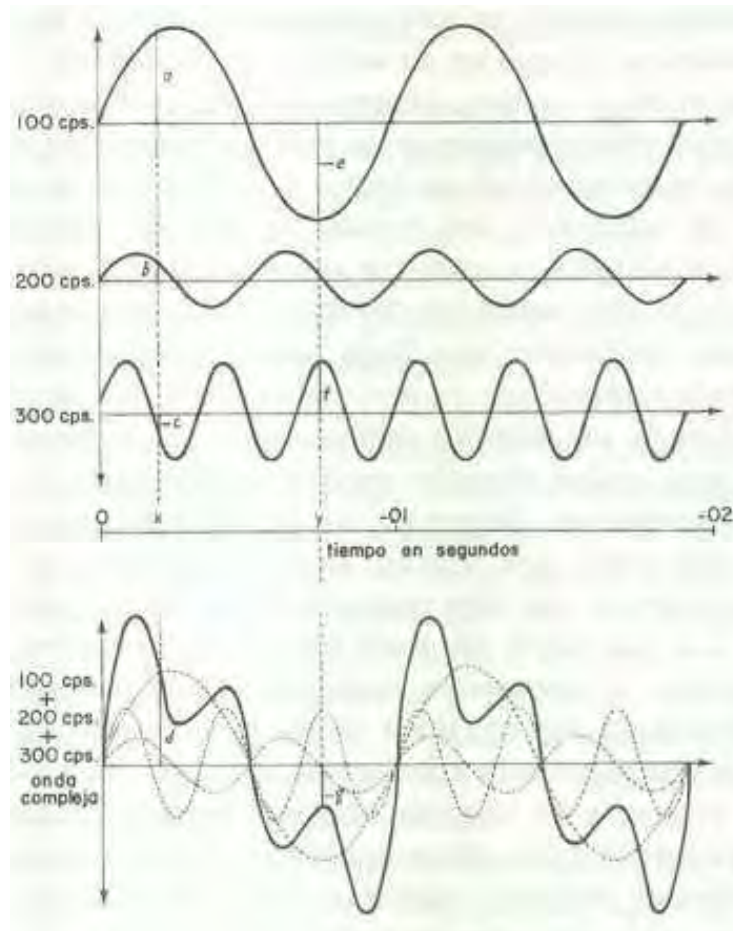


Figura 1.7: Frecuencias componentes de una onda compleja

Fuente: www.pianomundo.com.ar/rockpop/diferencias-sonido-piano-teclado/

En el análisis de equipos rotativos, las formas de onda compleja son muy comunes, una máquina posee varios componentes girando a diferentes frecuencias. Físicamente se tendrían varias frecuencias forzadas al mismo tiempo, por lo que la vibración resultante será la suma de todas las vibraciones a las diferentes frecuencias de trabajo.

Bajo estas condiciones, la forma de la onda resultante no será sinusoidal e incluso podría llegar a ser muy compleja.

Para una máquina rotativa típica, es difícil obtener información acerca de su funcionamiento interno, solamente estudiando la forma de onda de la vibración no se podrá analizar correctamente, por lo que se debe utilizar complementariamente otra técnica de diagnóstico.

1.8 Adquisición de datos

Los datos de vibración de una máquina se adquieren por medio de un transductor o sensor, que convierte la vibración mecánica en una señal eléctrica, que es enviada a un medidor, un osciloscopio o a un analizador. Las unidades de la señal eléctrica son los milivoltios (mV).

La amplitud se calcula dividiendo la magnitud del voltaje por un factor de escala en mV/ (unidad a convertir) que se relaciona al transductor utilizado.

La calidad de la señal de la vibración depende del tipo de máquina, del rango de trabajo del transductor, de la forma de montaje del transductor, de la selección de los puntos de toma y de las limitaciones de los instrumentos utilizados (transductores, colectores y analizadores).

Una apropiada adquisición de datos asegura monitoreo confiable, diagnóstico de fallas efectivo, buena evaluación del equipo, pruebas precisas de aceptación del equipo.

Antes de adquirir los datos se debe realizar un análisis costo-beneficio en base al propósito de los datos (monitoreo, diagnóstico, evaluación de condición o pruebas de aceptación), el tiempo de adquisición y el tamaño de la muestra. Esto se debe evaluar para que los datos adquiridos se visualicen apropiadamente en la pantalla del colector y que las vibraciones sean analizadas y evaluadas correctamente.

1.8.1 Selección del tipo de medida

La medida se selecciona en base a las frecuencias de vibración presentes en la máquina, el tipo de análisis a ser efectuado y a la información que se desea obtener.

Las vibraciones pueden obtenerse por tres medidas diferentes: desplazamiento, velocidad y aceleración.

- El desplazamiento:

El desplazamiento absoluto se usa para frecuencias de 0 a 600 CPM y se relaciona a los esfuerzos, se puede medir con un acelerómetro si es doblemente integrada, o con un velocímetro si la señal es integrada.

El desplazamiento relativo se usa para frecuencias de 0 a 60,000 CPM, es medido con un sensor de no contacto instalado en los alojamientos de los cojinetes. Este evalúa la relación del desplazamiento del rotor en relación con el desplazamiento de la carcasa.

- La velocidad se usa para el monitoreo de máquinas para frecuencias de 600 a 60,000 CPM y se relaciona con la fatiga, se mide directamente con un sensor de velocidad o con un acelerómetro donde la señal es integrada.
- La aceleración es la medida óptima para frecuencias superiores a 60,000 CPM y se relaciona con la fuerza, es medido directamente con un acelerómetro.

Tabla 1.1: Tipo de medición, rango de frecuencia y aplicaciones

Medición	Rango de frecuencias	Parámetro físico asociado	Aplicación
Desplazamiento relativo	0-60,000 CPM	Esfuerzo y movimiento	Movimiento entre caras del eje
Desplazamiento absoluto	0- 600 CPM	Esfuerzo y movimiento	Movimiento estructural
Velocidad	600 – 60,000 CPM	Energía y fatiga	Condición general de la máquina
Aceleración	60,000 – 600,000 CPM	Fuerza	Condición general de la máquina

Fuente: Vibraciones básicas de máquinas – Vibration Institute (Cap. II)

1.8.2 Tipos y selección de transductores

Un transductor de vibraciones es un sensor que convierte las vibraciones mecánicas en señales eléctricas, esta señal es la réplica analógica del movimiento vibratorio, que es procesada y acondicionada por los colectores o analizadores de vibración.

Los transductores de vibración tienen una sensibilidad (constante de respuesta en mV/mil, mV/(pulg/seg) o mV/g), la cual es constante en un rango de frecuencias; fuera de ella se debe aplicar un factor de corrección, por lo que es preferible trabajar en el rango de frecuencias constante.

1.8.2.1 Tipos de transductores

Los transductores de vibración se clasifican en: Sensor de no contacto, sensor de velocidad (sísmico) y acelerómetro.

Tabla 1.2: Transductores de vibración

Nombre:	Sensible a
Sensor de no Contacto	Desplazamiento
Sensor de Velocidad	Velocidad
Acelerómetro	Aceleración

Fuente: Introducción al análisis de vibraciones – Azima DLI (Cap. III)

A continuación se describe cada uno de estos transductores en términos de su principio de operación, su aplicación y sus limitaciones.

- Sensor de no contacto

El sensor de no contacto llamado también transductor de corriente de Eddy o captador de proximidad, mide el desplazamiento relativo estático y dinámico del eje con respecto al alojamiento de cojinetes, se utiliza como monitor de vibración en rotores livianos de alta velocidad instalados en carcassas robustas, tales como: turbinas, bombas centrífugas, compresores, etc. Debido al peso y la rigidez de la carcassa, las vibraciones pueden ser muy severas en el eje pero no pueden ser significativas en la carcassa; en estos casos, es necesario medir la vibración real del eje con los sensores de no contacto. (Ver figura 1.8).

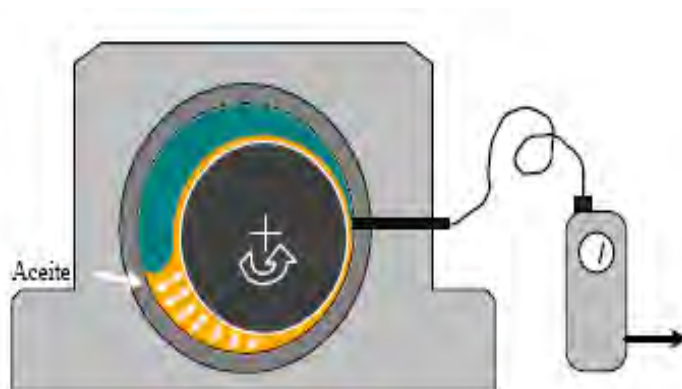


Figura 1.8: Sensores de no contacto montado en el alojamiento de cojinetes

Fuente: Introducción al análisis de vibraciones – Azima DLI (Cap. III)

Su principio de operación es muy exacto y está compuesto por un driver externo que produce una señal de radio frecuencia que a la vez alimenta a una bobina cubierta con un material cerámico en el extremo del sensor, para generar un campo magnético alrededor de ella. Cuando un material conductor se acerca a la punta de la sonda se producen corrientes de Eddy sobre la superficie del material y la potencia es absorbida por interferencia del campo magnético (Ver figura 1.9).

La cantidad de energía que es absorbida es inversamente proporcional a la distancia entre el objeto y la punta de la sonda, es decir mientras más cercano esté el objeto más potencia es absorbida. Esta variación en el campo magnético es procesada por el driver y convertida en una salida estándar calibrada (mV/mil). Esta salida normalmente es de 200 mV/mil (Norma API 670) de vibración o cambio de distancia pico a pico entre el objeto medido y la punta de la sonda, el sensor de señales produce una tensión de corriente alterna proporcional a la vibración y una señal de corriente continua proporcional a la separación o “gap”.

El sensor de no contacto requiere de un accesorio externo (driver) que genere una señal eléctrica de muy alta frecuencia 1.5 MHz que va a la bobina.

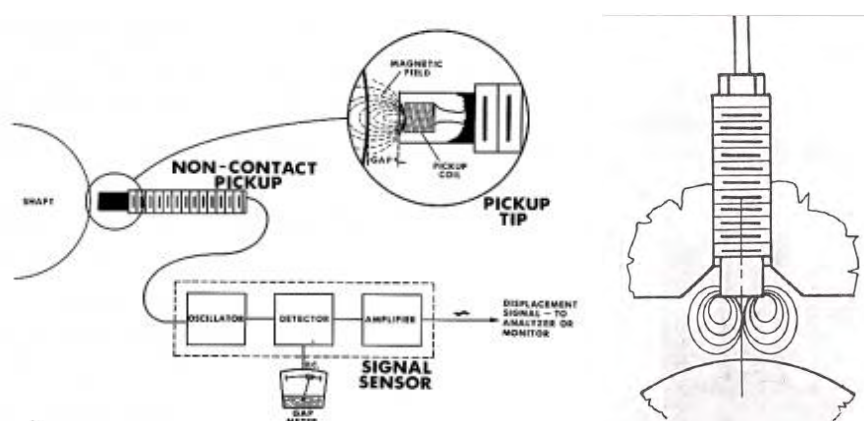


Figura 1.9: Funcionamiento del sensor de no contacto

Fuente: www.apitqu.blog.mercubuana.ac.id

- Sensor de velocidad (Sísmico)

El sensor de velocidad es un transductor auto-excitado, porque interiormente tiene una bobina suspendida con dos resortes y un amortiguador dentro de un campo magnético fijo (ver figura 1.10).

Al medir las vibraciones, el transductor vibra con la máquina y la bobina tiende a permanecer estática, entonces al existir un movimiento relativo entre el imán permanente y la bobina, ésta genera una señal eléctrica que depende de la velocidad de la vibración. De esta manera, la unidad produce una señal directamente proporcional a la velocidad de la vibración, tiene una impedancia de salida eléctrica relativamente baja que lo hace insensible a la inducción del ruido.

Generalmente se utiliza para medir vibraciones en alojamientos de cojinetes en un rango de frecuencias de 10 hasta 1,000 Hz

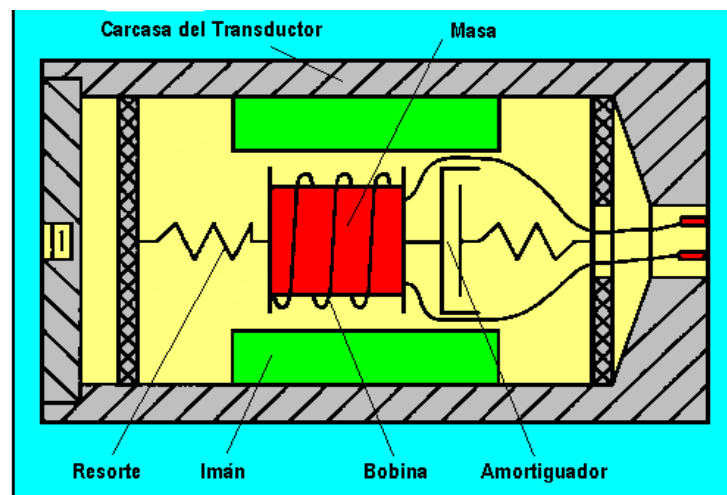


Figura 1.10: Transductor Sísmico

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. II)

La sensibilidad del sensor para frecuencias inferiores de 10 Hz es baja, porque la bobina no se queda fija en el espacio sino que tiende a seguir el movimiento del imán permanente, entonces las lecturas deben ser corregidas por un factor que depende de la frecuencia.

Como su funcionamiento se basa en componentes móviles es de esperar un deterioro más acelerado que los otros transductores. Es relativamente pesado, complejo, costoso en referencia al acelerómetro.

El problema es que la amortiguación en cualquier diseño práctico es sensible a la temperatura, provocando que las respuestas de frecuencia y de fase dependan de la temperatura.

- Acelerómetro

El acelerómetro es un transductor utilizado para medir vibraciones en las carcasas y en los alojamientos de cojinetes, típicamente se suministran con los colectores de datos, el acelerómetro está compuesto por; un amplificador electrónico de alta

ganancia, una pequeña masa montada sobre cristales piezoeléctricos que produce una pequeña señal eléctrica proporcional a la aceleración cuando hay una fuerza aplicada (ver figura 1.11)

El acelerómetro es sensible a las amplitudes de vibración de altas frecuencias mayores a 1000 Hz, debido a esta característica es útil para analizar las vibraciones en; turbinas a gas, compresores centrífugos, cajas de engranajes, rodamientos, etc.

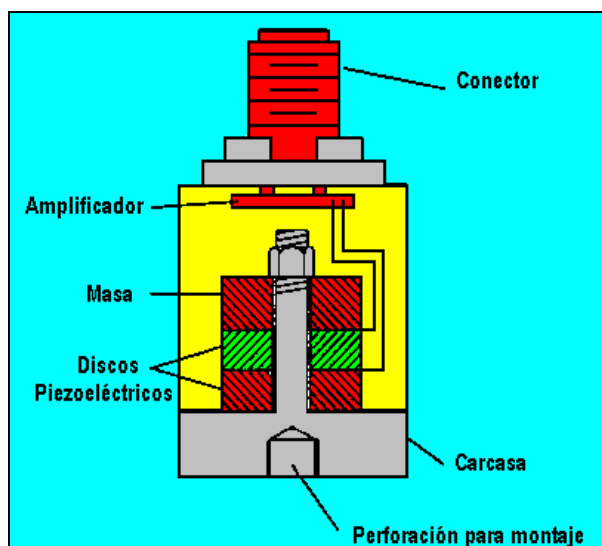


Figura 1.11: Acelerómetro piezoeléctrico

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap II)

Cuando el transductor vibra, las fuerzas gravitacionales sobre la masa deforman el cristal produciendo una carga de energía eléctrica. Esta energía es proporcional a la aceleración de la vibración absoluta de la carcasa y se mide comúnmente en G's.

1.8.2.2 Selección de los transductores

La selección del transductor es muy importante en el análisis vibracional, por ello una mala selección del transductor conlleva a que los datos no reflejen el estado verdadero de la maquinaria, llevando a realizar un análisis incorrecto; así tengamos un analizador de vibraciones muy sofisticado entregaría una información incorrecta.

Para realizar una buena selección del transductor a utilizar, primero se deben determinar los parámetros vibracionales determinantes para nuestro propósito. A continuación se presentan los criterios mínimos para una buena selección:

a) Velocidad de la máquina y frecuencias dominantes

El rango de frecuencias del transductor debe ser compatible con las frecuencias generadas por los componentes mecánicos de la máquina, varios problemas dentro de una máquina pueden generar frecuencias de vibración desde 0.5 a 50 veces la velocidad de rotación, de lo contrario se debe seleccionar otro transductor

b) Temperatura en el punto de montaje

La temperatura es un factor importante, por lo que cuando un transductor trabaja a una temperatura mayor a su temperatura máxima admisible, éste se daña, sin opción a calibrarse. Se recomienda utilizar sensores con temperaturas máximas admisibles mayores a las temperaturas superficiales donde se desea medir.

c) Modo de medición

Para obtener una buena medición, se recomienda usar las unidades naturales del transductor, y se deben tener en cuenta las unidades adecuadas para el rango a analizar.

d) Limitaciones del colector

Los colectores de datos también cuentan con un rango de frecuencia de respuesta para el cual el colector no responde apropiadamente, por lo que se recomienda que el transductor sea compatible con el colector.

e) Limitaciones de espacio

En máquinas con muchos accesorios los espacios son muy reducidos, se recomienda usar sensores de acuerdo al tamaño del espacio disponible, sin descuidar la seguridad en el montaje.

f) Tipo y longitud del cable

El cable que transmite la señal al colector de datos puede causar errores de lecturas, o al no ser flexibles y resistentes a la rotura pueden ocasionar malas lecturas; además nótese que todos los tipos de transductores generan relativamente bajas señales de corriente alterna (AC)

g) Masa relativa del rotor sobre la carcasa

Cuando la masa de la carcasa de la máquina es mucho más grande que la masa del rotor, por ejemplo; Una turbina de gas, la fuerza del rotor no es suficiente para causar vibración significativa en la carcasa (acción amortiguante), entonces, un sensor de no contacto es preferible. Con una máquina de carcasa liviana, la carcasa tiende a seguir la vibración del eje, entonces, un sensor sísmico o un acelerómetro son adecuados.

1.8.3 Montaje y localización de transductores

1.8.3.1 Montaje de transductores

El método de montaje del transductor afecta a la respuesta del sensor. Por ejemplo en la tabla 1.3 se observa el límite de frecuencias para diversas formas de montaje de un acelerómetro de 100 mV/g de sensibilidad. El método de montaje seleccionado debería proporcionar una respuesta plana en el rango de frecuencias que se debe analizar.

Fuera del límite de frecuencias especificado se puede medir pero la amplitud de vibración no será precisa y pueden aparecer frecuencias resonantes por excitación de las frecuencias naturales de la sonda o del pick up magnético (ver figura 1.12.)

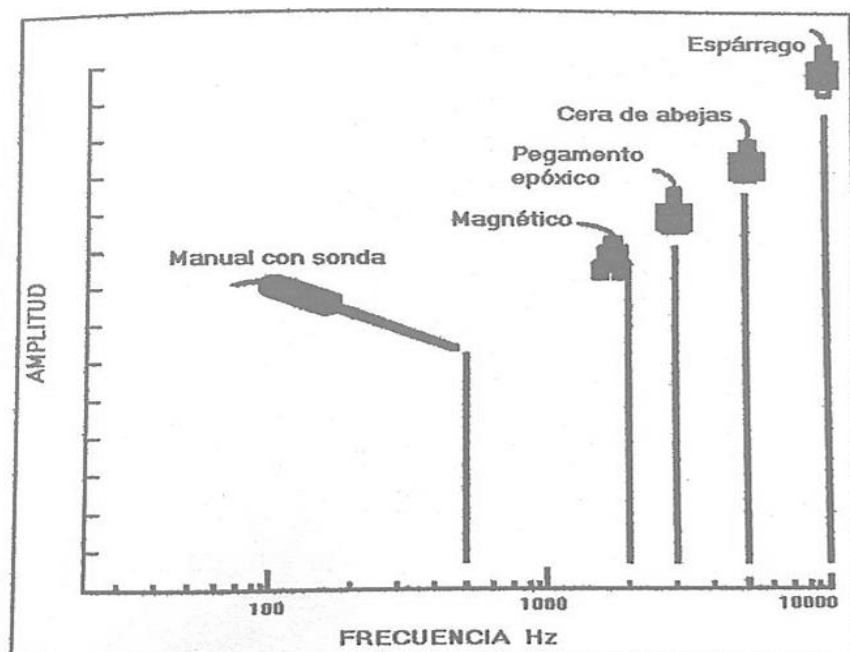


Figura 1.12: Frecuencias máximas permisibles de un acelerómetro dependiendo del método de montaje utilizado

Fuente: Vibraciones básicas de máquinas – *Vibration Institute* (Cap II)

Tabla 1.3: Rango de Frecuencias para un Acelerómetro de 100 mV/g de Sensibilidad

MÉTODO DE MONTAJE	LÍMITE DE FRECUENCIAS CPM
Sonda de 9 pulgadas	30,000
Magnético	120,000
Pegamento epóxico	240,000
Cera de abejas	300,000
Espárrago	600,000

Fuente: Vibraciones básicas de máquinas – *Vibration Institute* (Cap II)

1.8.3.2 Localización de los transductores

Los puntos de medición se deben seleccionar adecuadamente para poder obtener una buena precisión de las lecturas vibracionales. Los sensores deben montarse lo más cerca y en el lado de carga de los cojinetes o lo más cercano a la fuente de vibración evitando colocarlos en planchas delgadas y en guardas.

Las posiciones horizontal y vertical a la línea central del cojinete son utilizadas para sensar las vibraciones causadas por fuerzas radiales, la posición axial es utilizada para sensar vibraciones causadas por fuerzas axiales.

Si el cojinete antifricción es radial la toma debe ser radial y si es de contacto angular las tomas serán radial y axial. En la figura 1.13 se observa los lugares óptimos de montaje de los transductores para la adquisición de datos.

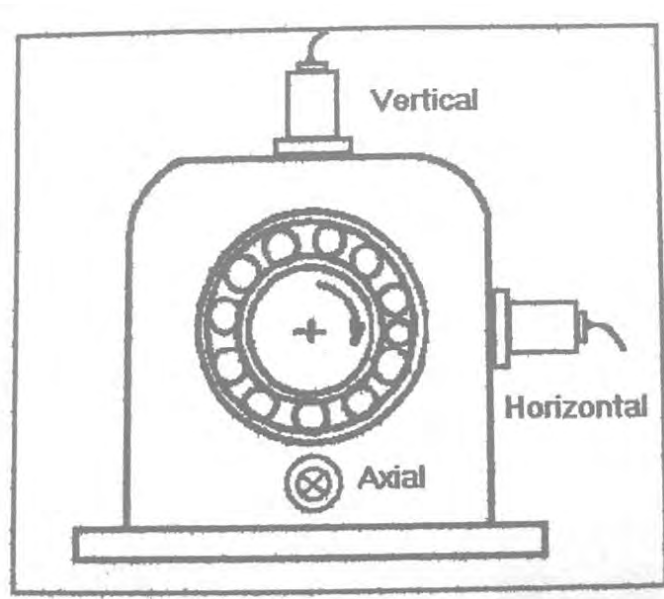


Figura 1.13: Puntos óptimos de medición

Fuente: Vibraciones básicas de máquinas – *Vibration Institute* (Cap. II)

1.9 Procesamiento de datos

El procesamiento de datos es una de las partes más importantes del análisis vibracional. Esto se debe a que si no se realiza una adecuada selección de parámetros de resolución, no se podría tener espectros confiables dando un análisis incorrecto.

Los transductores envían una señal analógica al colector esta señal es digitalizada por medio de un convertidor A/D; teniendo la señal digitalmente se puede obtener un sinfín de aplicaciones. Ver figura 1.15.

Los modernos colectores de datos son instrumentos computarizados que tienen incorporados el algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier (FFT) para el análisis espectral (ver figura 1.16), así como programas para monitoreo, análisis de forma de onda, análisis de orbitas, valores globales, envolventes, programas de alineamiento y balanceo in situ, etc.

Para realizar un buen análisis se requiere que el número de líneas (ver figura 1.14) sea el adecuado para evitar los fenómenos que distorsionan los datos en el procesamiento, además se deben de tener en cuenta el tipo de ventana y el ancho de banda a analizar.

1.9.1 Número de muestras de datos

El número de muestras de datos es 2.56 veces mayor que el número de líneas seleccionado, esto se realiza para evitar las frecuencias fantasmas o aliasing. Las líneas de resolución utilizadas para el cálculo del FFT generalmente son; 100, 200, 400, 800, 1,600, 3,200, 6,400 y 12,800; a mayor cantidad de líneas mayor precisión en la discriminación de frecuencias cercanas uno de otra, pero también se debe de tener en cuenta que el tiempo de muestreo es mayor conforme se incrementa el número de líneas.

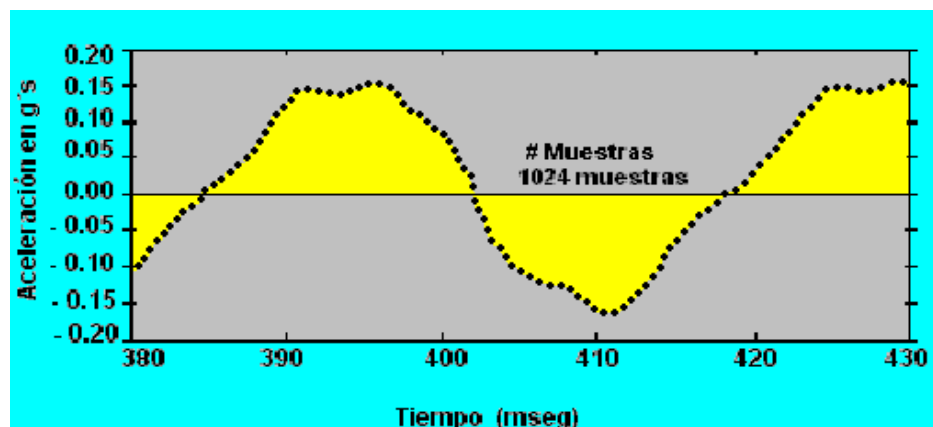


Figura 1.14: Puntos muestreados por el Analizador o Colector FFT

Fuente: Vibraciones básicas de máquinas – *Vibration Institute* (Cap III)

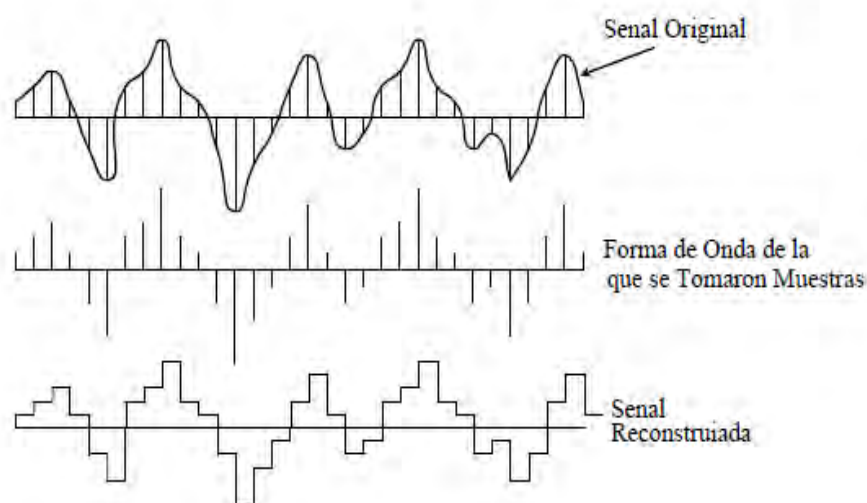


Figura 1.15: Conversión analógico digital

Fuente: Introducción al análisis de vibraciones – Azima DLI (Cap. IV)

Para cualquier colector de datos los tamaños de las muestras serán los siguientes:

Tabla 1.4: Tamaño de la muestra por el número de líneas seleccionadas

Número de líneas en el espectro	Tamaño de la muestra en la forma de onda
100	256
200	512
400	1,024
800	2,048
1600	4,096
3,200	8,192
6,400	16,384
12,800	32,768

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. II)

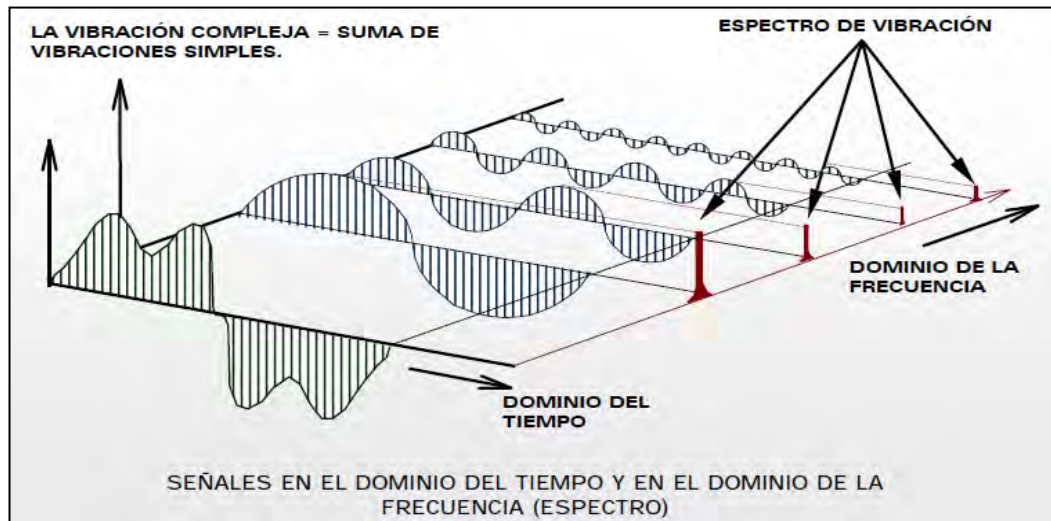


Figura 1.16: Forma de onda compleja y el espectro de frecuencias

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. II)

1.9.2 Aliasing (Frecuencias fantasmas)

Aliasing es un fenómeno en el cual aparecen falsas frecuencias, esto ocurre en el espectro cuando el régimen de muestreo es más bajo que las frecuencias presentes en los datos.

Este problema se soluciona colocando un filtro pasa bajo digital, que elimina las frecuencias en los datos que son suficientemente altos que causan el aliasing.

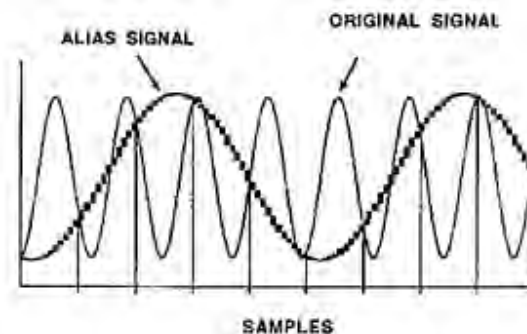


Figura 1.17: Frecuencia falsa o aliasing

Fuente: www.chandrankantha.com/articles/spectrum/spectrum.html

1.9.3 Ventanas (*windowing*)

Para explicar el uso de ventanas es necesario conocer el proceso que realiza el analizador FFT al procesar las muestras de la señal de entrada durante un tiempo específico, este dispositivo guarda las muestras en un buffer (almacenamiento temporal de información digital) para después procesarla.

El algoritmo FFT requiere que los datos tomados comiencen y terminen en una amplitud igual a cero. Si la señal no comienza ni termina en cero la forma de onda será truncada, generando una discontinuidad en la señal muestreada. Al reconstruir la forma de onda no reflejarán los datos muestreados originalmente. Esta forma de onda causa errores en el espectro llamadas fugas (*leakage*) – la energía se distribuye hacia frecuencias más altas.

La adquisición de datos no es controlada para obtener un muestreo periódico, por lo que se utilizan las ventanas para forzar que los puntos extremos de los datos sean cero.

Una función ventana es multiplicada por cada señal muestreada para obtener un registro igual a cero al comienzo y al final.

La forma de un espectro presentando fugas depende de la cantidad de información que ha sido almacenada antes de su truncamiento. Para poder realizar el procesamiento de datos es necesario un algoritmo que cambie el muestreo de datos en la memoria del analizador (forma de onda digitalizada) en un espectro.

La función ventana (*windowing*) evita las fugas de señales de vibración forzando a la forma de onda que empiece y termine en cero, utilizando la parte central es decir cerca de un tercio del total de datos tomados; por ejemplo; si se toman 1,024 datos puntuales, 400 son utilizados para calcular el FFT.

Tipos de ventanas

Los diferentes tipos de ventanas que existen sirven para mejorar la precisión de la amplitud a expensas de empeorar la precisión de la frecuencia y viceversa. Al utilizar las ventanas se introducen errores y ruidos en el procesamiento FFT, por esta razón se usa un factor de ventana para garantizar la resolución.

a) Rectangular o Uniforme

Esta ventana tiene poca precisión en la amplitud de vibración (menor al 56.5%); es utilizada en la toma de datos controlada por un disparador (tacómetro, fotocélula o sensor magnético) en eventos transientes, como las pruebas de impacto.

b) *Hanning*

Esta ventana se utiliza en el monitoreo vibracional de máquinas, tiene buena precisión de la amplitud (inferior al 16%) y buena resolución en frecuencia.

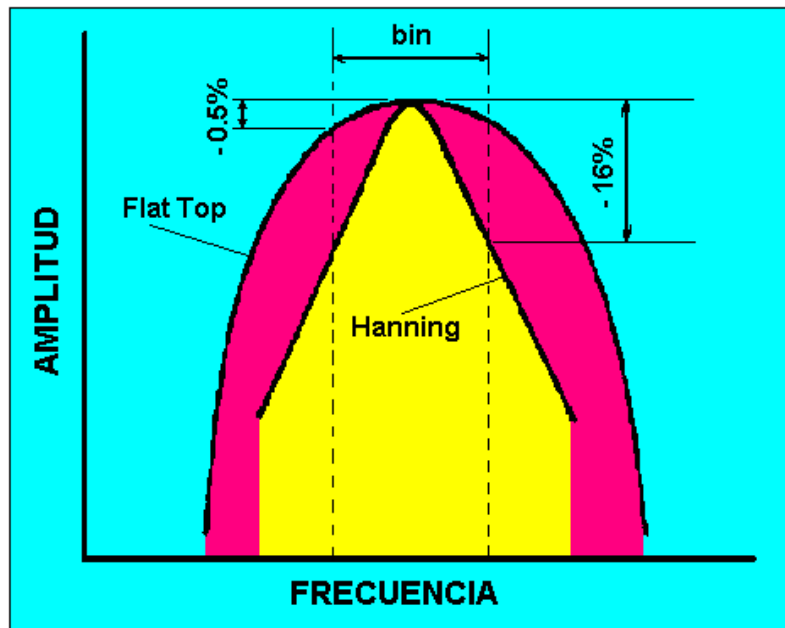
c) *Flat Top*

Esta ventana tiene una excelente precisión de la amplitud (inferior a 0.5%) y mala resolución en frecuencia. Es recomendable para líneas espectrales discretas y evaluación de condición.

Tabla 1.5: Factor de ventana en FFT

Valores de los factores de ventana (F. V.)	
Uniforme	1
<i>Hanning</i>	1.5
<i>Flat Top</i>	3.8

Fuente: Vibraciones básicas de máquinas – *Vibration Institute* (Cap. III)



**Figura 1.18: Comparación entre las ventanas
*Hanning y Flat Top***

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. II)

1.9.4 El ancho de banda

El ancho de banda o *bin* es la longitud, medida en Hz, del rango de frecuencias en el que se concentra la mayor parte de la potencia de la señal. Para efectuar en forma eficiente un análisis espectral es importante lograr una buena resolución de la frecuencia, es decir que los picos de vibración cercanos del espectro sean medidos cada uno en su respectivo *bin* (ancho entre líneas de muestreo).

1.9.5 Resolución

Resolución es la frecuencia requerida para poder diferenciar dos frecuencias muy cercanas, al no tener buena resolución se corre el riesgo de no ver las 2 frecuencias, sino solo 1.

La separación de frecuencias es la diferencia entre los dos picos de vibración más cercanos que se desea discriminar.

$$R = 2 \times \text{Ancho de Banda (AB)} = \frac{\text{Rango de Frecuencias} \times \text{Factor de Ventana}}{\# \text{ Líneas FFT}}$$

$$\text{Separación de Frecuencia} > (2 \times \text{Ancho de banda})$$

1.10 Diagnóstico de fallas

El diagnóstico de fallas es la interpretación de los datos adquiridos; para realizar un buen diagnóstico se deben emplear varias técnicas como el análisis espectral, formas de onda, orbitas, y fases. Ver tabla 1.6.

La dificultad en el diagnóstico se da por la complejidad de encontrar la falla, esto se debe a que hay varios problemas que pueden darse a una determinada frecuencia; por ejemplo, el caso de un desbalance, eje combado, excentricidad en alojamientos, la frecuencia característica del problema es a la 1X, pero dependiendo de la inspección y de otras herramientas se puede identificar y diagnosticar su problema.

Tabla 1.6: Técnica de diagnóstico para máquinas rotativas

Técnica	Uso	Descripción	Instrumentos
Análisis de forma de onda	Modulación, impulsos, cortes de onda, falta de simetría	Amplitud vs Tiempo	Osciloscopio, colectores y analizadores
Análisis de orbitas	Movimiento del eje, giro de aceite, inestabilidad de cojinetes	Desplazamiento relativo del rotor	Osciloscopio, y analizadores
Análisis de fase	Relación entre la fuerza y el movimiento, relación entre la vibración y el desplazamiento	Tiempo relativo entre 2 señales vibracionales	Luz estroboscópica, fotocélula, osciloscopio, colectores y analizadores
Análisis de espectros	Frecuencias naturales, bandas vecinas, suma y resta de frecuencias, frecuencias de trabajo	Amplitud vs frecuencia	Analizadores FFT y colectores de datos.

Fuente: Vibraciones básicas de máquinas – *Vibration Institute* (Cap. IV)

Las frecuencias presentes en los espectros se deben a las fuerzas que causan dichas vibraciones. Todo elemento rotativo dentro de la máquina produce fuerzas a sus frecuencias de trabajo y estas a su vez generan vibraciones. Estas fuerzas aumentan por desgaste de la máquina, instalaciones, fallas o modificaciones de diseño.

La frecuencia identifica que componente es el afectado y la amplitud relaciona la gravedad relativa.

El análisis utilizado en esta tesis es el análisis espectral, para el cual se describirá un breve procedimiento:

1. Identificar la velocidad de operación y sus armónicas.
2. Identificar las frecuencias pertenecientes al sistema (frecuencias de paso de álabes, frecuencias de engrane, frecuencias electromagnéticas, etc.).
3. Identificar frecuencias no sincrónicas y sus múltiplos (rodamientos)
4. Identificar frecuencias independientes, como las frecuencias naturales o frecuencias de máquinas vecinas.
5. Identificar bandas vecinas

El sistema a estudiar en la siguiente tesis consta de un motor eléctrico instalado con un disco de desbalance soportado por una estructura metalmecánica. El desbalance será

controlado mediante una masa en el disco para amplificar la fuerza de excitación a la frecuencia de trabajo.

A continuación se realizará una relación entre los problemas de máquina y sus firmas de vibración correspondientes.

1.10.1 Desbalance

El desbalance de masas se presenta cuando el centro geométrico y el centro de masas del rotor no coinciden, generando una fuerza que actúa centrífugamente y cambia de dirección conforme gira el rotor.

El desbalance es una falla que se presenta una vez por revolución, es decir la frecuencia de la velocidad del rotor (1X); genera una onda sinusoidal perfecta, algunas veces es confundido con el desalineamiento. Sin embargo, el desbalance causa una fuerza rotativa en la dirección radial; la fuerza de desalineamiento es direccional. El desbalance de masas tiene un ángulo de fase fijo con respecto a una referencia del eje.

Hay dos tipos de desbalances:

- **Desbalanceo Estático**

Generalmente producido por desgaste radial superficial no uniforme en rotores en los cuales su largo es despreciable en comparación con el diámetro. El espectro presenta vibración dominante a la frecuencia de velocidad del rotor (1x).

- **Desbalanceo Dinámico**

El desbalanceo dinámico ocurre en rotores medianos y largos. Es debido principalmente a desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor. El espectro presenta vibración dominante a la frecuencia de velocidad del rotor (1x). Ver figura 1.19

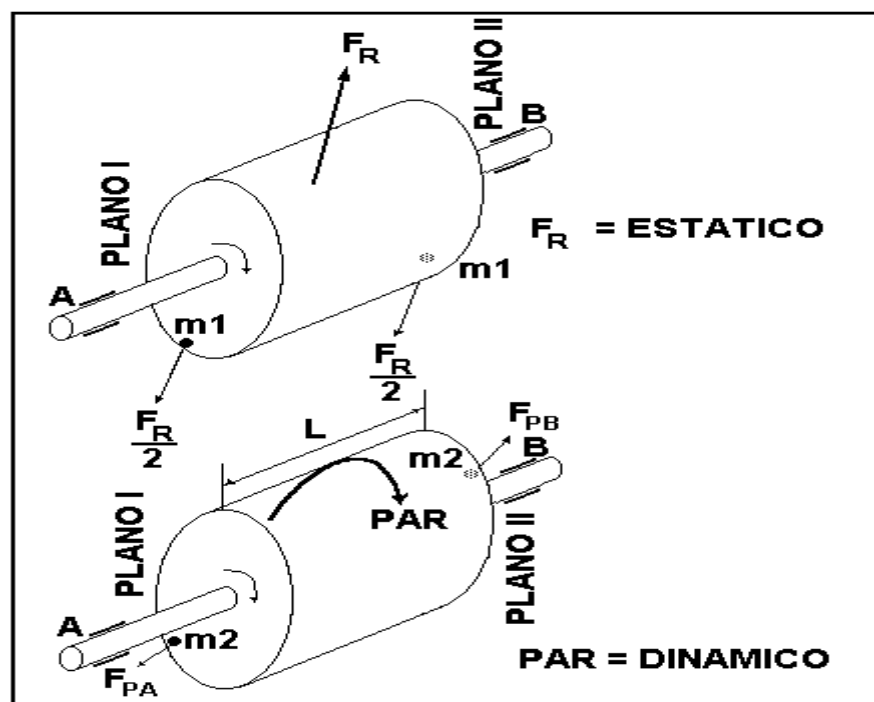


Figura 1.19: Desbalance estático y dinámico visto en dos planos

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. VIII)

1.10.2 Desalineamiento

El desalineamiento es una condición en la que las líneas centrales de los ejes acoplados no coinciden; para que esto no ocurra los ejes de rotación de la máquina se deben encontrar colineales, esto es aplicable tanto para máquinas horizontales como verticales.

En diversos estudios realizados por usuarios y fabricantes de maquinaria rotativa acoplada por flechas, se ha demostrado que el desalineamiento es la principal causa de por lo menos el 46% de las fallas en maquinaria rotativa. Se ha encontrado que la desalineación ocurre más frecuentemente que el desbalance. Ver figura 1.20

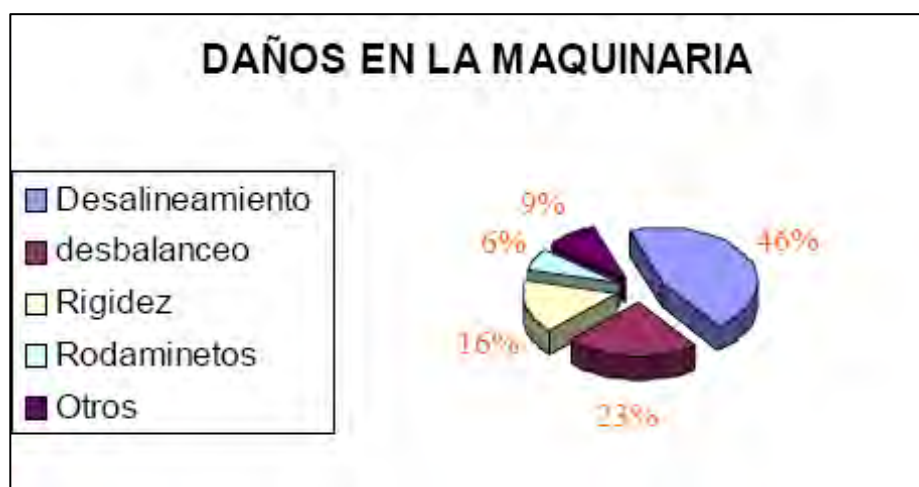


Figura 1.20: Datos estadísticos de daños en la maquinaria

Fuente: SKF. Condition Monitoring. Cali. Agosto p13

El desalineamiento de ejes lleva a muchas consecuencias, como: disminución de vida útil de rodamientos, sellos, ejes y acoples, incremento de temperatura en carcasa, fugas de aceite, grasa y otros fluidos en sellos, daño en cimentaciones y bases, daño o aflojamiento de tornillos de fijación, deformación de carcasas, e incremento en el consumo de energía eléctrica

Tipos de desalineamiento:

Un gran número de los desalineamientos que se observan en la práctica son una combinación de dos tipos de desalineamientos:

- Desalineamiento paralelo

Si las líneas centrales de los ejes desalineados están paralelas pero no coinciden, entonces es un desalineamiento paralelo (*Offset*).

El desalineamiento paralelo produce una fuerza de cizallamiento y un momento de flexión en la extremidad acoplada de cada eje. Se producen niveles altos de vibración a la segunda armónica de la velocidad de operación ($2x$) en dirección radial y a la primera armónica ($1x$) en la dirección axial. En la mayoría de los casos la $2x$ es más alta que la $1x$. Los niveles axiales a la $1x$ y $2x$ serán bajos en desalineamiento paralelo y su fase será de 180° .

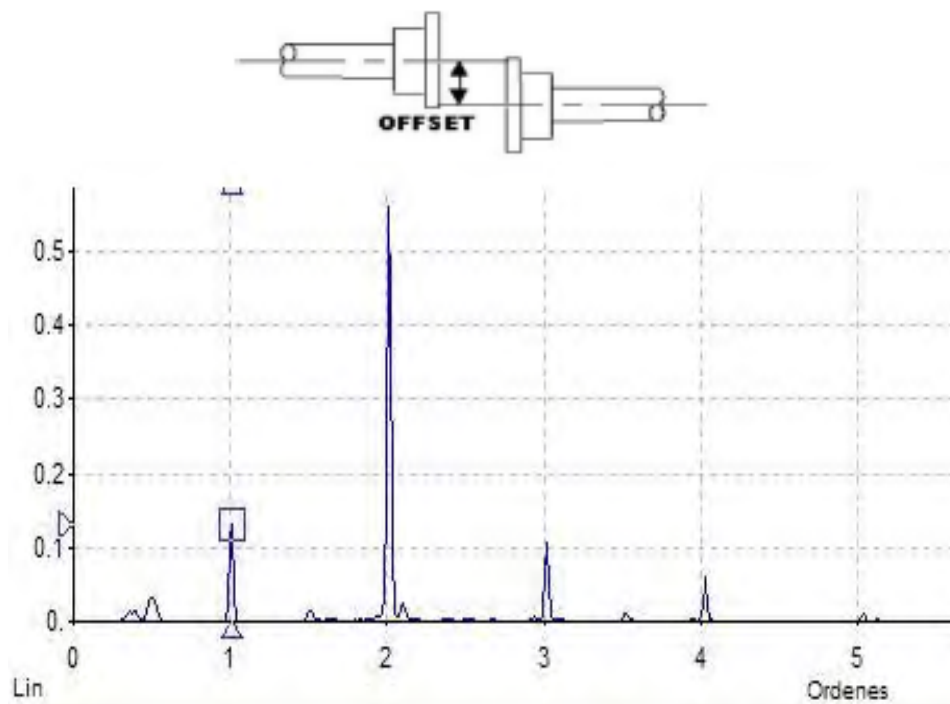


Figura 1.21: Espectro característico de desalineamiento paralelo en dirección radial

Fuente: Consideraciones prácticas y económicas del Alineamiento de Maquinaria- Ricardo Santamaría

- Desalineamiento angular

El desalineamiento angular produce un momento de flexión en cada eje. Se caracteriza por tener en la dirección axial una fuerte vibración a la 1x y una vibración menor a la 2x, además 180° de fase. También habrá niveles relativamente fuertes en direcciones radiales y/o transversales a la 1x y 2x, pero en fase.

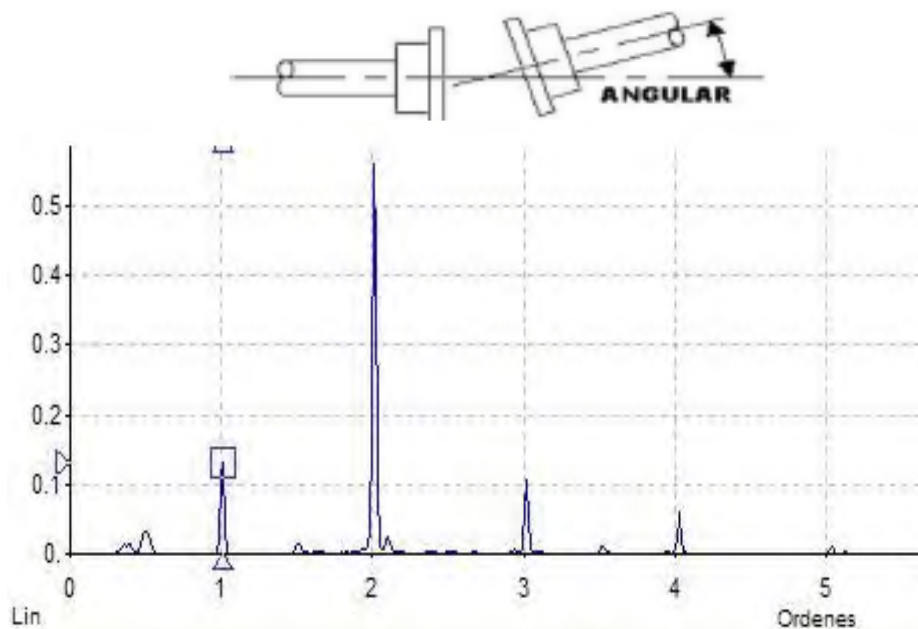


Figura 1.22: Espectro característico de desalineamiento angular en dirección radial

Fuente: Consideraciones prácticas y económicas del alineamiento de maquinaria - Ricardo Santamaría

1.10.3 Excentricidad

La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación no coincide con el centro geométrico en una polea o engranaje. La mayor vibración ocurre a la velocidad de operación (1X) del elemento con excentricidad, fácilmente confundible con el desbalance, pero el mayor pico se presenta en dirección de la línea que cruza por los centros de los dos rotores.

1.10.4 Resonancia y velocidades críticas

La resonancia es aquella condición de una máquina o estructura, en la cual la frecuencia de una fuerza vibrante; tal como el desbalance de masa, se iguala con la frecuencia natural del sistema. El grado de amplificación depende de la magnitud de la fuerza y la amortiguación, así como la proximidad de la frecuencia excitadora a la frecuencia natural.

Cuando la fuerza vibrante es provocada por una máquina rotatoria, la resonancia se denomina velocidad crítica.

1.10.5 Fallas en rodamientos

Los problemas de rodamientos con elementos rodantes son las fallas más comunes que se identifican y diagnostican en análisis de vibración. Un rodamiento defectuoso producirá un pico a una frecuencia no sincrónica, es decir que la componente no es un múltiplo exacto de 1x, esto se debe a que cuando las billas o rodillos pasan sobre un defecto en las pistas o canastillas, se genera un pulso como resultado de una combinación de las frecuencias de los rodamientos.

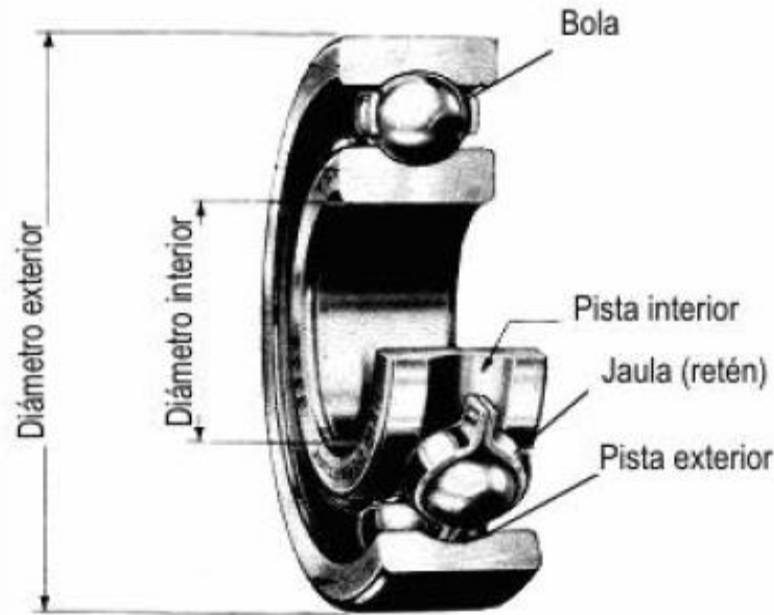


Figura 1.23: Partes internas de un rodamiento de bolas

Fuente: Estudio de fallas comunes en rodamientos rígidos de una hilera de bolas mediante análisis en el dominio del tiempo y de la Frecuencia – Cristian Mondaca p 12

Los rodamientos generan frecuencias de fallas propias de su geometría y velocidad de operación que pueden ser moduladas por las velocidades de giro de las pistas:

1. BPFO: Frecuencia de falla de la pista exterior (*ball pass frequency outer race*)

$$BPFO = \left(\frac{N}{2}\right) \times \frac{RPM}{60} \times \{1 - (B/P \cos \phi)\} \quad (1.10)$$

2. BPFI: Frecuencia de falla de la pista interior (*ball pass frequency inner race*)

$$BPFI = \left(\frac{N}{2}\right) \times \frac{RPM}{60} \times \{1 + (B/P \cos \phi)\} \quad (1.11)$$

3. BSF: Frecuencia de falla de la billa (*ball spin frequency*)

$$BSF = \left(\frac{P}{2B}\right) \times \frac{RPM}{60} \times \{1 - (B/P)^2 \cos^2 \phi\} \quad (1.12)$$

4. FTF: Frecuencia de falla de la canastilla (*fundamental train frequency*)

$$FTF = \frac{RPM}{120} \times \{1 - (B/P \cos \phi)\} \quad (1.13)$$

Dónde:

N: Número de elementos rotantes

P : Diámetro primitivo, en pulgadas.

B: Diámetro de la billa o del rodillo; valor promedio para los rodamientos cónicos, en pulgadas.

Las fórmulas se dan el HZ o CPS

Las frecuencias naturales de los componentes de rodamientos instalados se dan comúnmente entre 500 y 2000 Hz aproximadamente. Cada componente vibrará a su respectiva frecuencia natural cuando es impactado

Las medidas de diagnóstico deben realizarse en la zona de carga tan cerca al rodamiento como sea posible. La medición radial debe emplearse en rodamientos radiales; las mediciones axiales pueden ser mejores para los rodamientos de contacto angular.

Para tomar decisiones sobre el estado de un rodamiento la consideración más importantes es el cambio brusco que pueda experimentar entre una lectura y otra de cualquiera de los siguientes parámetros: vibración, ruido, señal de muy alta frecuencia (HFD) o temperatura. Esto nos advertirá que el rodamiento está pasando de una etapa de deterioro a otra más avanzada.

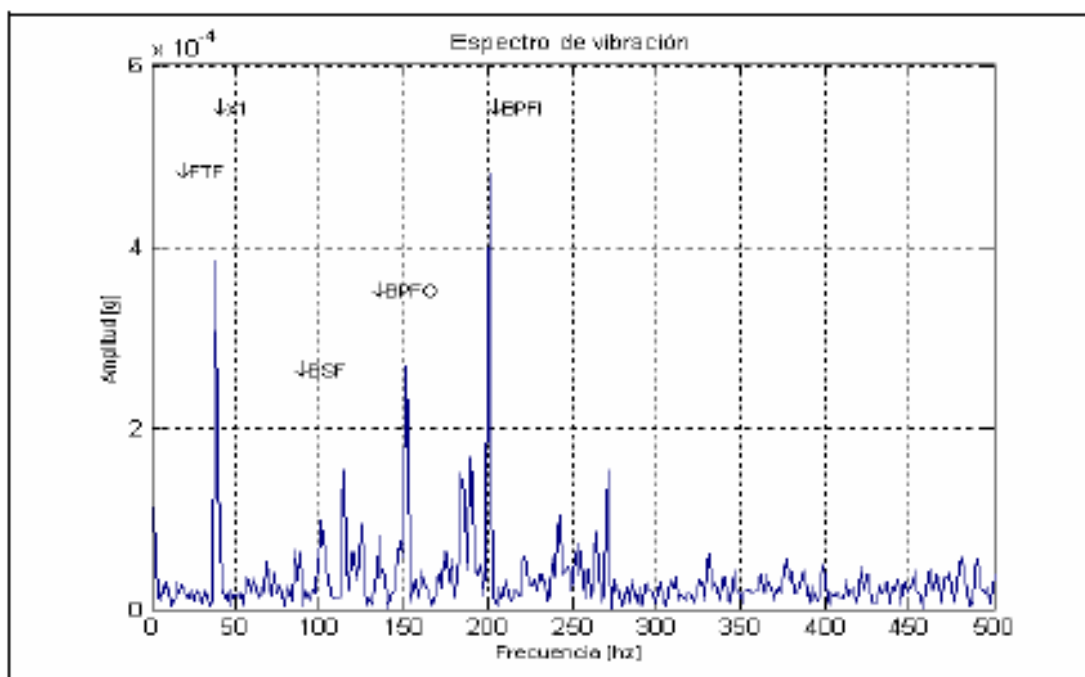


Figura 1.24: Frecuencias de rodamientos en un motor que gira a 2200 RPM

Fuente: Estudio de fallas comunes en rodamientos rígidos de una hilera de bolas mediante análisis en el dominio del tiempo y de la Frecuencia – Cristian Mondaca p 68

1.10.6 Fallas electromagnéticas

Las máquinas eléctricas presentan los mismos problemas que otras máquinas rotativas: desbalance, desalineamiento, resonancia, problemas de rodamientos, etc. Sin embargo, se adicionan problemas de campo magnético producidos por el rotor y el estator. Estas fallas se presentan en máquinas que transforman la energía eléctrica en energía mecánica o viceversa.

Estas máquinas constan generalmente de un rotor y un estator devanado. Si se suministra una corriente eléctrica se produce un campo magnético rotatorio en el entrehierro, sus principios de operación se da de la siguiente manera:

El campo magnético del estator al girar y pasar por las barras del rotor (en corto circuito con los anillos de los extremos) induce corrientes en las barras que son proporcionales a la velocidad del campo magnético que corta las barras del rotor. La corriente inducida en la barra crea su propio campo magnético que interactúa con el campo magnético del estator generando una fuerza en las barras del rotor.

La barra diametralmente opuesta genera otra fuerza igual y de sentido contrario, que en conjunto crean un torque (ver figura 1.25) que hace girar al rotor. Estas fuerzas son proporcionales al cuadrado de la corriente e inversamente proporcionales a la resistencia de la barra.

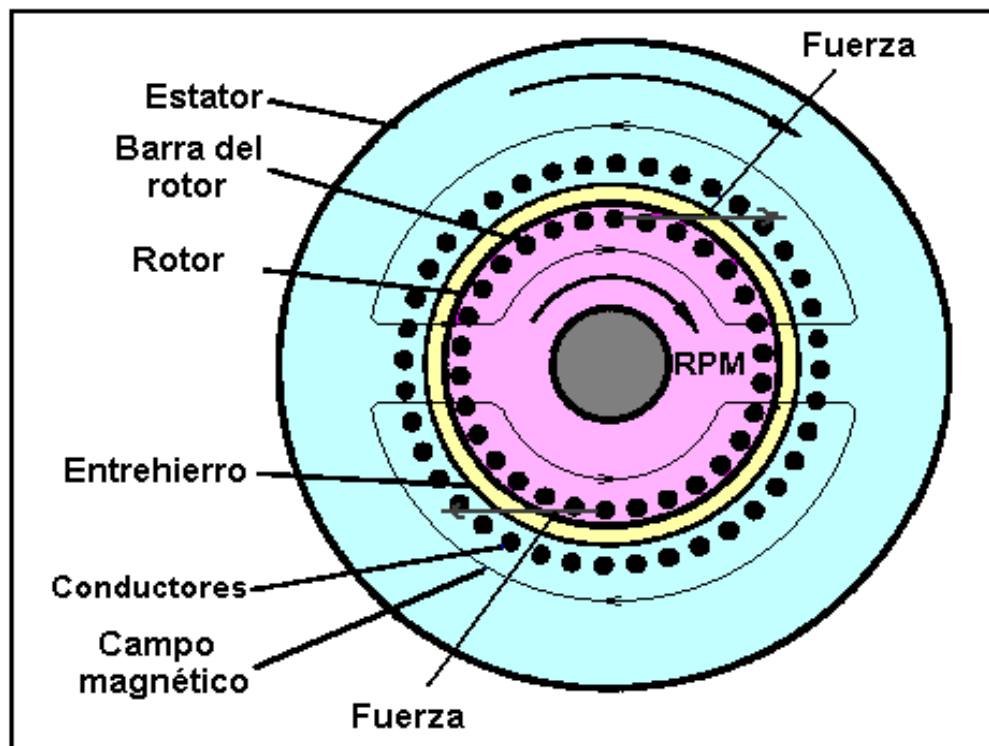


Figura 1.25: Par de fuerzas en barras opuestas del rotor

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. III)

Componentes necesarios para el análisis:

- Frecuencia de trabajo del rotor (50 Hz o 60 Hz)
- Número de polos,
- Número de slots,
- Velocidad del eje.

Frecuencias importantes en máquinas eléctricas

- Velocidad del rotor: RPM.
- Frecuencia de la línea (FL)
 $FL = 3600 \text{ CPM a } 60\text{Hz}.$
- La velocidad del campo magnético del estator o velocidad síncrona (N_s)
 $N_s (\text{CPM}) = 7200/\#p$ $\#p = \text{Número de polos}.$
- Deslizamiento (S)
 $S = N_s - \text{RPM}.$
- Frecuencia de paso de polos (FP)
 $FP = \#p \times S.$
- Frecuencia de las Barras del Rotor (FPBR)
 $FPBR = \#Barras \times \text{RPM}$ y sus *sidebands* a múltiplos de $2FL$.
- Frecuencia de los Slots del Estator (FS)
 $FS = \#\text{Slots} \times \text{RPM}$ y sus *sidebands* a múltiplos de $2FL$.

Los problemas más frecuentes encontrados en máquinas eléctricas son:

- Excentricidad del estator

Si el rotor está centrado magnéticamente en el estator, entonces hay dos fuerzas de atracción ($F = KI^2/G^2$, K: constante, I: amperaje del estator y G: gap o entrehierro) iguales y opuestas que se eliminan. Si hay excentricidad, las fuerzas no serán iguales y existirá una fuerza resultante que causará vibración.

En la figura 1.26, se observa en detalle lo que ocurre en un giro del campo magnético (N_s : velocidad sincrónica) cuando hay excentricidad en el estator de un motor de inducción de dos polos, para un mejor entendimiento consideraremos, un eje que pasa por el entrehierro más estrecho y el más amplio y otro eje perpendicular a éste.

Posición 1 en 0° : Las fuerzas están balanceadas debido a que el entrehierro es igual en ambos polos entonces las fuerzas de atracción del campo magnético del estator al rotor son iguales y opuestas.

Posición 2 en 90°: Las fuerzas están desbalanceadas debido a que el entrehierro es diferente en ambos polos, la fuerza de atracción del campo magnético del estator al rotor es mayor en el lado del entrehierro más estrecho.

Posición 3 a 180°: Las fuerzas están balanceadas, similar a 0°.

Posición 4 a 270° : Las fuerzas están desbalanceadas, similar a 90° .

Por lo tanto, en cada giro del campo magnético se producen dos fuerzas y como el campo magnético gira a 3600 CPM (en este caso NS=FL), entonces existirán problemas de excentricidad cuando hay vibraciones a la frecuencia de 2FL (7200 CPM).

Estas vibraciones a la frecuencia de 2FL generalmente no están acompañadas por vibraciones de bandas vecinas (*sidebands*) a múltiplos de la frecuencia de paso de polos F_p (#polos x deslizamiento), porque se originan en el estator y no dependen de las RPM del rotor ni de la frecuencia del deslizamiento.

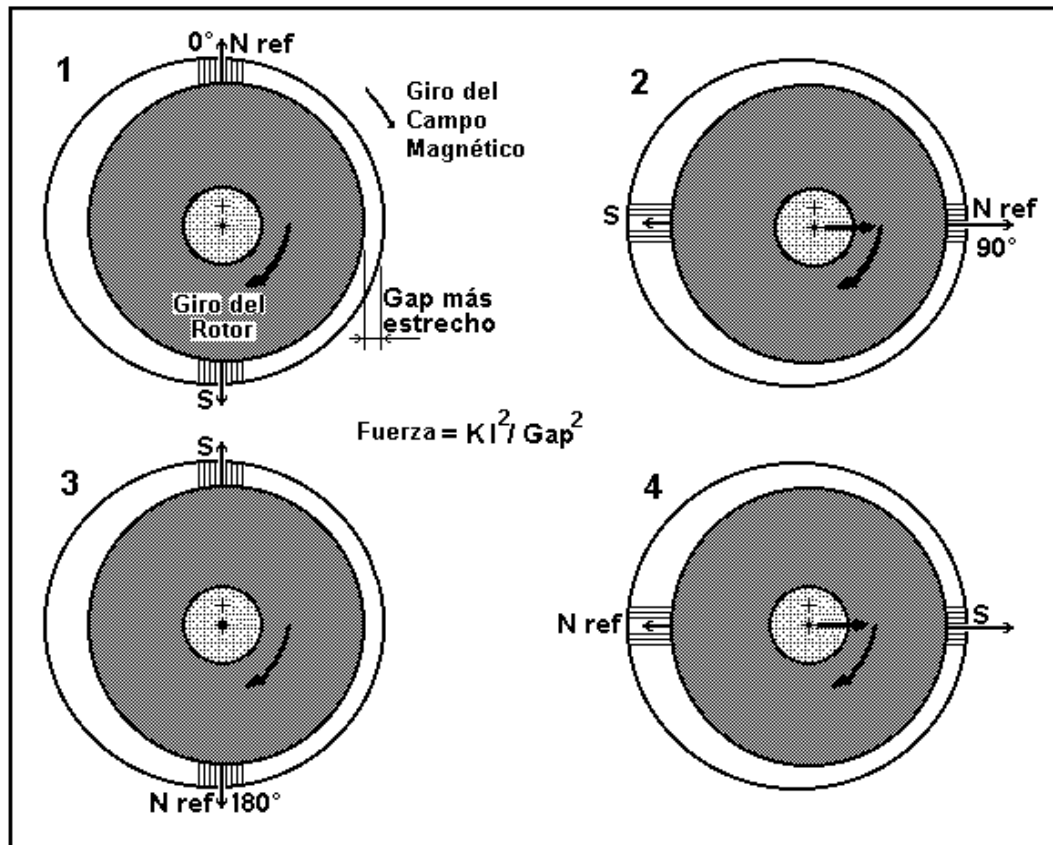


Figura 1.26: Dos fuerzas de atracción del campo magnético del estator excéntrico al rotor, por cada giro del campo

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. III)

La magnitud de las fuerzas electromagnéticas desbalanceadas que actúan sobre los componentes del motor es elevada. Por ejemplo: para un motor de 1491.4 KW (2.000 HP) con una excentricidad en el entrehierro del 10%, las fuerzas dinámicas desbalanceadas alcanzan 6672.3 N (1.500 lbs). Esto comparado con la fuerza aceptable para desbalanceo mecánico que es de solo 569.3 N (128 lbs.), nos da una idea de la magnitud del problema.

Otras causas para la variación del entrehierro en motores y generadores son: estator excéntrico, “pata coja”, soldadura del estator, flexibilidad del estator, rotor combado, holguras en el cojinete.

- Fuera del centro magnético

Los campos magnéticos del rotor y el estator deben estar balanceados, de lo contrario se generan fuerzas axiales que intentaran atraer el rotor de regreso a su centro magnético. Si las restricciones axiales son elásticas, el rotor puede desestabilizarse causando vibración axial. Las causas de este problema son: cojinetes axialmente desalineados, fuerza de acción de un ventilador, motor desnivelado, rodamientos recalentados, etc.

- Excentricidad del rotor

En la figura 1.27, se observa un rotor excéntrico que gira en el centro geométrico del estator, es decir el rotor al no coincidir su centro geométrico con su centro de giro, el rotor trabaja como una leva y causa entrehierros diferentes entre el rotor y estator. La mayor fuerza de atracción del campo magnético del estator al rotor será en el entrehierro más estrecho.

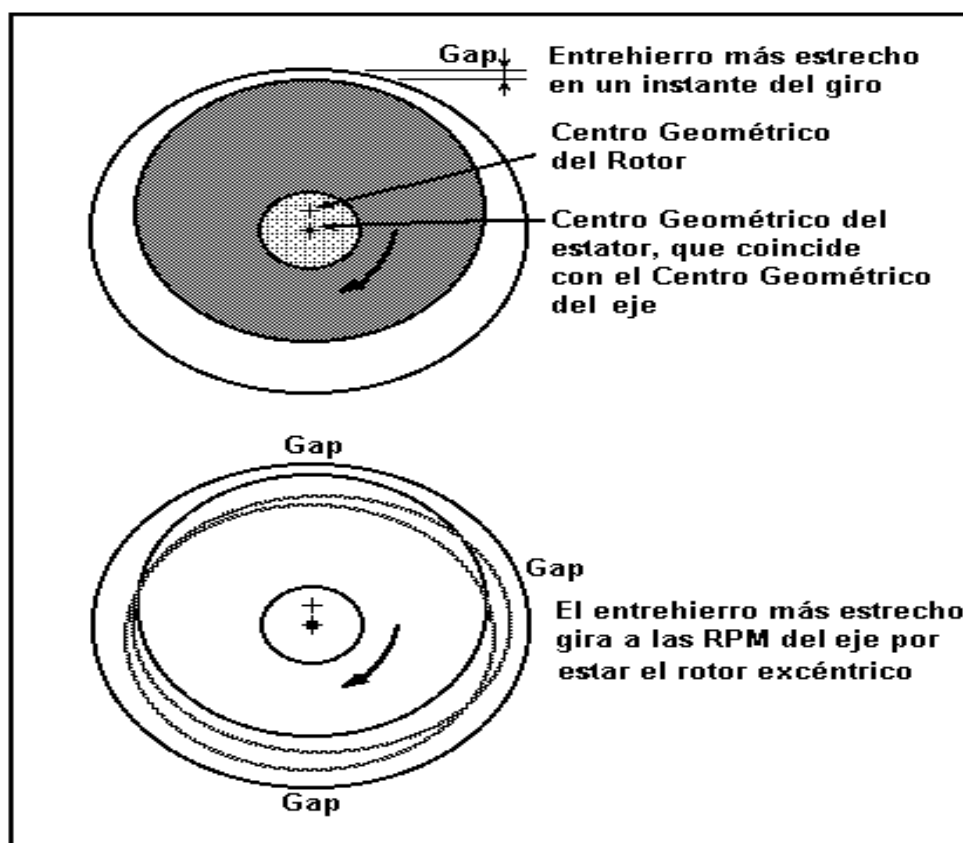


Figura 1.27: Excentricidad del Rotor

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. III)

Debido a la excentricidad se generan vibraciones a la frecuencia de 2FL y como el entrehierro más estrecho gira a la 1X el cual depende de la velocidad sincrónica N_s , entonces en el espectro de frecuencias la vibración a 2FL generalmente está acompañada por vibraciones de bandas vecinas (*sidebands*) a múltiplos de la frecuencia de paso de polos F_p ($\# \text{polos} \times \text{deslizamiento}$).

- Barras rotas del rotor

Las barras de rotor rotas o fisuradas no llevan corriente, lo que genera un desbalance en el campo electromagnético y un aumento de corriente en el rotor para equilibrar el campo; las altas corrientes causan un calentamiento y una expansión de las barras con relación al rotor y debido a la diferencias en la resistencia eléctrica de las barras individuales, el calentamiento y la expansión serán desiguales.

Los síntomas de barras rotas son similares a la excentricidad del rotor porque ambas están modulados por bandas vecinas (*sidebands*) a la frecuencia de paso de polos ($FP = \#p.s$), y vibraciones a la $1X$ y sus armónicas. Esta falla es inobservable sin carga y desaparecerá cuando se corta la energía eléctrica. Afecta principalmente a máquinas eléctricas grandes, especialmente a motores que arrancan bajo carga.

- Cortocircuito en láminas del rotor

Los cortocircuitos en láminas del rotor causan calentamiento desigual del rotor, el cual a su vez, provoca que el rotor se combe. Esto se manifiesta por sí mismo en el espectro, con una componente de vibración a la $1X$.

- Excitación de paso de ranuras (*slots*)

Este es un fenómeno de alta frecuencia que es causado por la variación de la densidad del flujo en el entrehierro. La reluctancia de cada ranura es más alta que la reluctancia de la superficie de metal entre las ranuras de los devanados del estator, de modo que las densidades del flujo son más bajas sobre las ranuras. Este es un detalle de diseño; sin embargo, este es un problema cuando la variación del entrehierro es grande.

- Problemas en la fase eléctrica

Los problemas de fase son debidos a: soldadura, rotura de las conexiones, falsos contactos por corrosión o desgaste en las superficies de contacto de una o más fases de corriente y pueden causar vibraciones elevadas a la frecuencia de $2FL$ y se encuentra rodeada con *sidebands* a $1/3FL$ si es una sola fase la del problema o un conector defectuoso de ésta. Otro detalle es que cuando una máquina trifásica falla una fase, está funcionará pero con sobre esfuerzos, generando desbalances electromagnéticos y mucho ruido.

1.10.7 Holguras

La holgura mecánica provoca apariciones de armónicos a la velocidad de operación ($1X$) y en casos serios se presentan semi órdenes de $0.5 X$. Cuando la holgura es severa aparecen frecuencias a $1/3X$ y $1/4 X$.

- Holguras en elementos rotativos

Este tipo de holguras se caracterizan por presentar un espectro con bandas anchas de frecuencias relacionadas con la frecuencia de giro del rotor, logrando

distinguirse: armónicos ($1x$, $2x$, $3x$, etc.), sub-armónicos ($0.5x$) y medios armónicos ($1.5x$, $2.5x$, $3.5x$, etc.)

Generalmente se manifiestan más claramente en las direcciones radiales (horizontales y verticales) que en la dirección axial. Conforme el desgaste aumenta se generan cambios en el espectro de frecuencias, lo que permite hacer una clasificación de la severidad de la holgura en cuatro grupos:

- Holgura incipiente: presencia de los primeros cuatro o cinco armónicos de la velocidad de giro, con armónicos superiores de menor amplitud
- Holgura potencialmente seria: incremento de la amplitud del primer armónico de la velocidad de giro y aparición de medios armónicos de muy baja amplitud
- Holgura seria: aumento de la amplitud de los armónicos y medios armónicos de la velocidad de giro.
- Holgura severa: se caracteriza por presentar medios armónicos, armónicos y sub-armónicos de la frecuencia de giro del rotor, de forma que en el espectro se observa una banda ancha de energía.

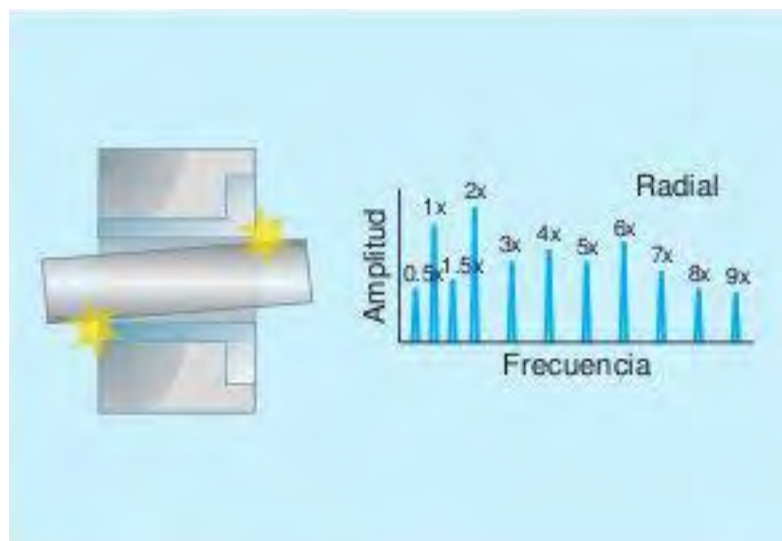


Figura 1.28: Holgura mecánica eje-agujero

Fuente: Diagnostico de averías - Vibro Technology

La holgura en rodamientos se presenta de las siguientes maneras:

Holgura interna en el rodamiento: suelen presentar una firma espectral caracterizada por la presencia de vibración síncrona (armónicos de la velocidad de giro), vibración sub-síncrona ($0.5x$ RPM) y no síncrona ($1.5x$ RPM, $2.5x$ RPM, $3.5x$ RPM, etc.). A veces pueden ir moduladas por la FTF.

Holguras entre rodamiento y eje: aparecen varios armónicos de la frecuencia de giro y normalmente el múltiplo dominante es el $3x$ RPM.

Holguras entre rodamiento y caja: presenta varios armónicos a la frecuencia de giro, destacando por su mayor amplitud los picos a $1x$ y $4x$ RPM.

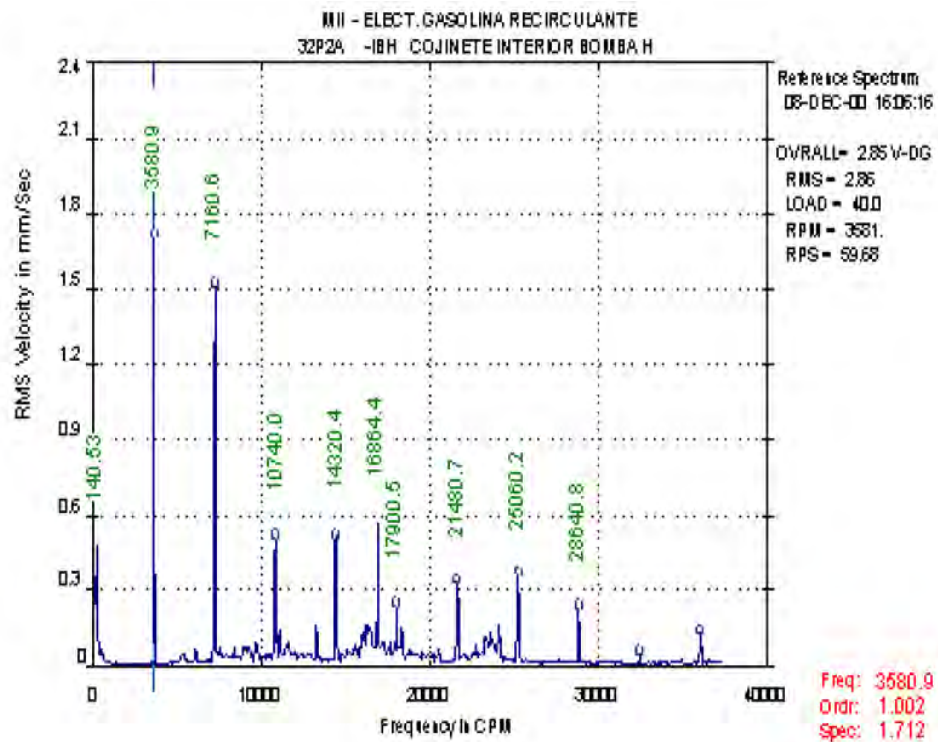


Figura 1.29: Espectro Típico de Holgura en Rodamientos en un Motor Eléctrico que Gira a 3580.9 RPM

Fuente: Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo – ASME (Cap. V)

1.10.8 Aflojamiento mecánico

El aflojamiento mecánico o también llamado soltura no es una causa de vibración sino, es la reacción a otros problemas presentes en la máquina tales como: desbalance, desalineamiento, excentricidad, etc. Este tipo de soltura se presenta por deterioro de las bases o aflojamiento de los pernos de anclaje de *skids* o patines.

- Soltura estructural

La soltura estructural es asociada a los elementos mecánicos no rotativos de la máquina, como: anclajes de fijación a la bancada, uniones entre tuberías, cajas de rodamientos, etc. Normalmente se manifiesta más claramente en la dirección radial que en la dirección axial, con la presencia en el espectro de frecuencias de varios armónicos de la velocidad de giro del eje. Un indicador de la severidad de la soltura es la comparación de la amplitud de los armónicos a $2x$ y $3x$ con respecto a la frecuencia a $1x$, de forma que cuando la amplitud de dichos armónicos está por encima del 50% de la amplitud del pico a $1x$, nos indicará una mayor severidad de la soltura.

El motivo por el que este tipo de solturas se manifiestan en los espectros con varios armónicos de la frecuencia de giro ($1x$, $2x$, $3x$, $4x$, etc.) se ilustran en la figura 1.30. El rotor presenta un ligero desequilibrio como fuerza de excitación debidas al aflojamiento de los anclajes entre el soporte del rodamiento y la bancada. En las cuatro etapas de la figura se observa como a medida que el punto pesado de

desequilibrio va girando hasta completar una vuelta completa, se producen cuatro fuerzas o impulsos, indicadas en las cuatro figuras, dos de las cuales son debidas al desequilibrio y las otras dos al retorno de cada uno de los lados del soporte a la bancada. Esto origina varios armónicos en el espectro de vibración.

Para identificar y localizar si existen o no solturas entre dos elementos estructurales, como pueden ser una pata de un motor y su bancada, debidos al aflojamiento de los pernos o rotura del anclaje, existe un método muy sencillo que consiste en tomar lecturas de vibración y fase, en todas las direcciones posibles de medida (axiales, horizontales y verticales) en los dos elementos en estudio.

Los datos obtenidos proporcionan dos posibles resultados bien diferenciados, en función de los cuales determinaremos con total fiabilidad la existencia o no de solturas entre ellos.

Si los espectros obtenidos en la misma dirección en los dos elementos presentan amplitudes similares y además las lecturas de fase son idénticas nos indicarán que existe una buena unión entre los dos elementos.

Si por el contrario, las amplitudes de los picos armónicos de la frecuencia de giro en las mismas direcciones de medida en los dos elementos son distintas, y además se hallan diferencias importantes de fase entre estas, nos confirmarán la existencia de solturas entre ambos elementos.

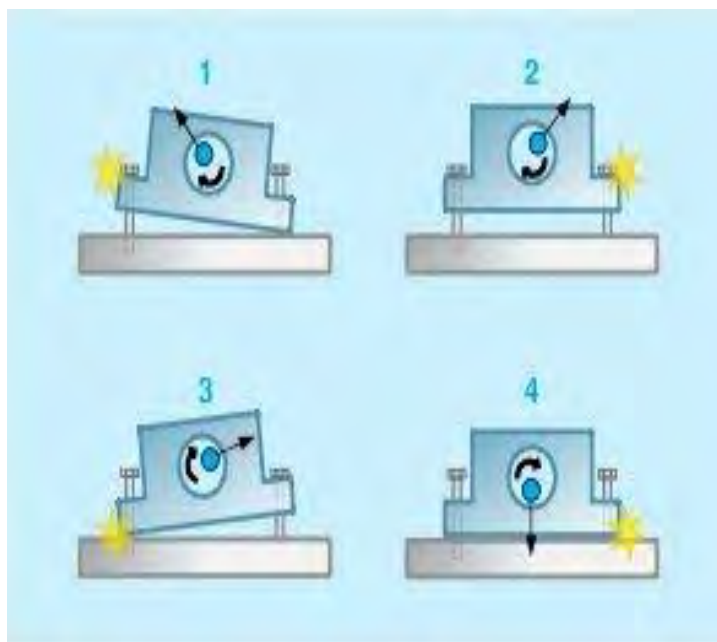


Figura 1.30: Solturas en mal anclaje

Fuente: Diagnostico de averías - Vibro Technology

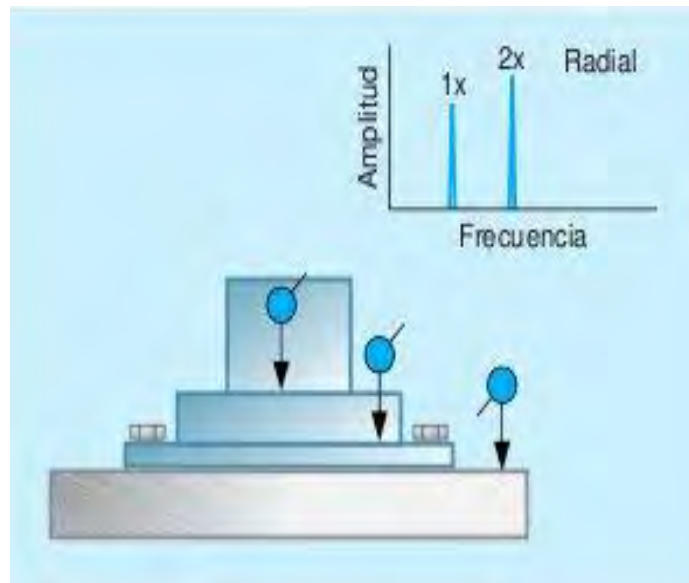


Figura 1.31: Solturas en una bancada

Fuente: Diagnostico de averías - Vibro Technology

Tabla 1.7: Resumen de problemas en máquinas industriales

Equipos	Modo de falla	Causa
Ventiladores	Desbalance de masas	Acumulación de sólidos en paletas
	Desalineamiento	Falta de lubricación en los acoplamientos
	Velocidades críticas	Mala selección del equipo
	Resonancia	Rajaduras y mal diseño del soporte
	Solturas	Mal montaje
	Aerodinámica	Excesivo o escaso flujo
	Problema de aislamiento	
	<i>Oil Whirl</i>	Desgaste de la película de aceite
	Rodamientos	Desgaste, desbalance o desalineamiento
	Patas cojas	Falta de planitud en la cimentación o mal ajuste
	Excentricidad del impulsor	Desgaste de los alabes
	Fajas y poleas	Desgaste y mal alineamiento de poleas
Rodamientos	Defectos de pista interior	Desgaste y mala operación de la maquina
	Defectos de pista exterior	Desgaste y mala operación de la maquina
	Defecto de bolas	Desgaste y mala operación de la maquina
	Defectos de Jaula	Desgaste y mala operación de la maquina
	Solturas	Desgaste y mal montaje
Motores Eléctricos y Generadores	Entrehierro desigual	Mal armado
	Excitación de paso de slots	Falla en el aislamiento
	Centro Magnético	Mal montaje o desalineamiento
	Excentricidad del estator	Mal armado
	Fallas del devanado del estator	Mal armado
	Resonancia del estator	Rajaduras o mal diseño
	Desalineamiento del estator	Mal montaje
	Barras del rotor rotas	Golpes, falta de aislamiento o sobretensiones.
	Barras del rotor sueltas	Mal armado
	Excentricidad del rotor	Mal montaje y desgaste
	Acoplamiento trabado	Falta de lubricación del acoplamiento
	Desbalance	Acumulación de residuos del ventilador
	Falla del conmutador y escobillas	Desgaste y cortos circuito.
Reductor	Falla de dientes rotos	Desgaste
	Solturas en los engranajes	Mal montaje
	Resonancia	Mal diseño
	Desalineamiento	Mal montaje
	Juego entre dientes	Mal montaje
	Excentricidad de engranes	Desgaste, mal montaje
	Desgaste excesivo de engranes	Mala lubricación
	Distorsión de caja de engranajes	Sobre esfuerzos

Fuente: César López Lamadrid

1.11 Criterios y normas sobre el análisis de vibraciones

Una vez identificado el problema de la máquina a analizar, por su firma de vibración, se debe de responder la siguiente pregunta: ¿el problema es lo suficientemente grave para requerir mantenimiento?

Empezaremos realizando la evaluación de las máquinas que no se encuentran en las normas de vibración, lo que se hace es evaluar las condiciones de los datos de referencia, estos son necesarios para evaluar la condición de una máquina; las máquinas de un mismo diseño operan a niveles de vibración normales diferentes, por varios factores como: instalación, tuberías y cimentación. Por lo que el nivel de referencia puede ser una guía en la evaluación de la condición.

Los datos de referencia proporcionan los datos iniciales para seleccionar un tipo de tendencia. La elaboración de tendencias consiste en almacenar las firmas de vibración grabadas a tiempos específicos (horas, semanas y meses) y guardar los cambios en los niveles de vibración a las frecuencias forzadas vs. Tiempo; se compara esta referencia con espectros que se grabaron más tarde en la misma máquina y se realiza un análisis de tendencia para observar que tanto ha cambiado el nivel de vibración y poder indicar la condición de ésta.

Las normas más utilizadas en la industria son las normas ISO 10816 para máquinas rotativas y estructuras, medidas en piezas no giratorias, y la ISO 1940 para balanceo; adicionalmente se agrega una norma propuesta por Azima – DLI. A continuación una breve reseña de cada una de estas normas:

- 1) ISO 10816- 1:2009
Vibraciones mecánicas - Evaluación de vibración de maquinaria mediante medidas en piezas no giratorias - Parte 1: Reglas generales
- 2) ISO 10816-2:2009
Vibraciones mecánicas Evaluación de vibración de maquinaria mediante medidas en piezas no giratorias - Parte 2: Turbinas de vapor estacionarias y generadores de más de 50 MW, con velocidades normales de funcionamiento de 1500 r / min, 1800 r / min, 3000 r / min y 3600 r / min.
- 3) ISO 10816-3:2009
Vibraciones mecánicas - Evaluación de vibración de maquinaria mediante medidas en piezas no giratorias- Parte 3: Máquinas industriales con una potencia nominal superior a 15 kW y velocidades nominales entre 120 r / min y 15000 r / min medida in situ
- 4) ISO 10816-4:2009
Vibraciones mecánicas - Evaluación de vibración de maquinaria mediante medidas en piezas no giratorias- Parte 4: Turbinas de gas con cojinetes de película de aceite

- 5) ISO 10816-5:2000
Vibraciones mecánicas Evaluación de vibración de maquinaria mediante medidas en piezas no giratorias- Parte 5: Conjuntos de máquinas de generación de energía hidráulica y plantas de bombeo
- 6) ISO 10816-6:2009
Vibraciones mecánicas - Evaluación de vibración de maquinaria mediante medidas en piezas no giratorias- Parte 6: Máquinas reciprocantes con potencias superiores 100 kW
- 7) ISO 10816-7:2009
Vibraciones mecánicas - Evaluación de vibración de maquinaria mediante medidas en piezas no giratorias- Parte 7: Bombas rotodinámicas para aplicaciones industriales, medidas incluidas en los ejes giratorios
- 8) ISO 1940-1:2003 / Cor 1:2005
Criterios y garantías para el equilibrado in situ de los rotores medianos y grandes.
- 9) ISO 1940-2:1997
Vibraciones mecánicas - Requisitos de equilibrar la calidad de rotores rígidos - Parte 2 errores de balanceo
- 10) Normas Comerciales (Tabla Azima DLI de gravedad de vibración en maquinaria)

La tabla 1.8 se aplica a un gran número de máquinas rotativas con una confianza razonable. Es un compilado de datos de un rango importante de maquinaria industrial, ya que Azima – DLI cuenta con una larga experiencia en el análisis vibracional.

Tabla 1.8: Tabla de gravedad de vibración, Azima- DLI

Nivel de Vibración	< 30 Hz	30 Hz - 1000 Hz	> 1000 Hz
Extremo	10 mils p-p	125 VdB rms	11.2 G rms
Excesivo	4.2 mils p-p	117 VdB rms	4.46 G rms
Tolerable	1.5 mils p-p	108 VdB rms	1.58 G rms
Aceptable	0.6 mils p-p	100 VdB rms	0.630G rms

Fuente: Introducción al análisis de vibraciones – Azima DLI (Cap. VII)

1.12 Análisis de las Formas de Deflexión en Operación (ODS)

1.12.1 Introducción

El ODS es un análisis que representa como se deforma un sistema mecánico (máquina o estructura) bajo condiciones reales de funcionamiento, proporcionando de esta manera información muy útil para la comprensión y evaluación del comportamiento dinámico de cualquier sistema mecánico. Es una de las aplicaciones más versátiles para

realizar un análisis dinámico. Por su facilidad en la toma de datos, la brevedad en obtener resultados y la clara evaluación del comportamiento obtenido.

Un análisis de esta envergadura requeriría mucho tiempo y costos de operación muy elevados, pero al ser las mediciones en su funcionamiento normal, no requiere ninguna pérdida para la empresa en parada de los procesos.

El análisis ODS es utilizado para detectar la causa de los excesivos niveles de vibración, para observar la posible excitación de las resonancias estructurales o la presencia de velocidades críticas así como para verificar las predicciones de respuesta de los modelos con elementos finitos.

1.12.2 Funciones avanzadas necesarias para realizar un ODS

- FFT (Transformada rápida de Fourier)

FFT es la abreviatura usual del inglés *Fast Fourier Transform*, el cual es un algoritmo que permite calcular la transformada de Fourier discreta (DFT) y su inversa.

Fourier a través de la transformada de Fourier, encontró la forma de representar una señal compleja, que se encuentra en el dominio del tiempo, en el dominio de la frecuencia (a) y viceversa (b).

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (1.14)$$

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) e^{j2\pi ft} d\omega \quad (1.15)$$

En la ecuación 1.14, a la función $X(\omega)$ se le llama transformada de Fourier de $x(t)$; en forma similar, a la ecuación 1.15 que permite obtener $x(t)$ a partir de $X(\omega)$ se le llama transformada inversa de Fourier.

Para aplicar la transformada rápida de Fourier (FFT) a la señal vibratoria de una máquina, la señal debe estar muestreada discretamente; es decir, que la función $x(t)$ de la ecuación 1.14, debe estar conformada por N valores $x(t_1)$, $x(t_2)$... $x(t_N)$; cuando esto ocurre, la integral que define la Transformada de Fourier (1.14) se convierte en la siguiente sumatoria conocida como transformada discreta de Fourier (DFT), que como se puede apreciar en la ecuación 1.16 es un número complejo:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(t_n) e^{\frac{-j2\pi kn}{N}} \quad (1.16)$$

Dónde:

$x(t)$: Muestras de la forma de onda

n : Índice de la muestras

N : Número total de muestras

k : Frecuencia de análisis ($k = 0 \dots N-1$)

Para obtener $X(k)$, la transformada discreta de Fourier requiere del cálculo de N funciones exponenciales, lo cual resulta en un esfuerzo enorme de cálculo cuando N es un valor grande.

La importancia de la DFT estriba en que es posible utilizar un algoritmo, llamado transformada rápida de Fourier (FFT), que ayuda a calcular la DFT de forma eficiente y rápida, reduciendo el número de operaciones.

En conclusión, lo que hace un analizador de vibraciones que trabaja con la transformada rápida de Fourier es capturar la vibración de una máquina a través del acelerómetro (forma de onda compleja), esta señal que se encuentra en el dominio del tiempo, la muestrea discretamente y enseguida ejecuta la FFT a la transformada discreta de Fourier; obteniéndose de este modo la señal en el dominio de la frecuencia. Ver figura 1.16

- Espectros

El espectro, $S_x(f)$, es la medida básica de cualquier analizador y no es más que la transformada rápida de Fourier (FFT) de la señal $x(t)$; con la que se logra transformar la señal de dominio en el tiempo al dominio en la frecuencia, mediante la siguiente expresión:

$$S_x(f) = FFT[x(t)] \quad (1.17)$$

Al aplicar la FFT a la señal $x(t)$ se obtiene que el espectro sea un número complejo:

$$S_x(f) = \text{Parte Real}\{FFT[x(t)]\} + \text{Parte Imaginaria}\{FFT[x(t)]\} \quad (1.18)$$

En conclusión, $S_x(f)$, está compuesto por una parte real y una parte imaginaria, y con la teoría de números complejos se puede obtener la magnitud y la fase de $S_x(f)$:

$$S_x(f) = \sqrt{\{\text{Parte Real}\{FFT[x(t)]\}\}^2 + \{\text{Parte Imaginaria}\{FFT[x(t)]\}\}^2} \quad (1.19)$$

$$\phi = \arctan\left(\frac{\text{Parte Imaginaria}\{FFT[x(t)]\}}{\text{Parte Real}\{FFT[x(t)]\}}\right) \quad (1.20)$$

- Auto power spectrum

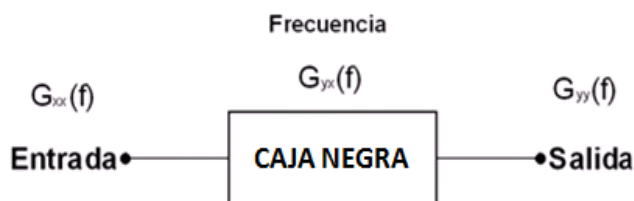


Figura N° 1.32: Relaciones cuadráticas en un sistema

Fuente: *Operating Deflection Shape* - Vibro Technology

El *auto power spectrum* de una señal, $G_{xx}(f)$, es una medida de potencia que se obtiene de multiplicar el espectro, $S_x(f)$, por su conjugado, $S_x^*(f)$ y está gobernada por la expresión:

$$G_{xx}(f) = [S_x(f)][S_x^*(f)] \quad (1.21)$$

Se deduce por las propiedades de números complejos que el *auto power spectrum* es un número real positivo y proporciona información sobre la magnitud al cuadrado de las componentes del espectro de frecuencias.

$$G_{xx}(f) = \{\text{Parte Real}\{\text{FFT}[x(t)]\}\}^2 + \{\text{Parte Imaginaria}\{\text{FFT}[x(t)]\}\}^2 \quad (1.22)$$

Cabe indicar que, la magnitud del espectro (f), también se puede hallar a partir de la expresión (1.22), tan sólo extrayendo la raíz cuadrada al *auto power spectrum*:

$$S_x(f) = \sqrt{G_{xx}(f)} \quad (1.23)$$

La expresión (1.23) proporciona la amplitud asociada a cada frecuencia de la señal analizada.

- *Cross power*

El *cross power spectrum*, $G_{yx}(f)$, es una medida de potencia que relaciona a dos señales, $x(t)$ y $y(t)$, a cada componente de frecuencia y viene expresada mediante la siguiente ecuación:

$$G_{yx}(f) = [S_y(f)][S_x^*(f)] \quad (1.24)$$

En la expresión (1.24): $S_y(f)$, es el espectro de salida y $S_x^*(f)$, es el conjugado del espectro de entrada:

$$S_y(f) = \text{Parte Real}\{\text{FFT}[y(t)]\} + \text{Parte Imaginaria}\{\text{FFT}[y(t)]\} \quad (1.25)$$

$$S_x^*(f) = \text{Parte Real}\{\text{FFT}[x(t)]\} - \text{Parte Imaginaria}\{\text{FFT}[x(t)]\} \quad (1.26)$$

Al realizar el producto de (1.25) con (1.26) a través de (1.24), se deduce que el *cross power spectrum* es un número complejo, razón por la cual, en la banda de análisis proporciona información sobre la magnitud y la fase relativa entre las dos señales analizadas.

- Función de transferencia

En teoría, la función de transferencia, $H(f)$, básicamente relaciona, a través de sus respectivos espectros, la salida (respuesta) con la entrada (excitación) de un sistema mecánico; tal como se puede apreciar en la siguiente expresión:

$$H(f) = \frac{S_y(f)}{S_x(f)} \quad (1.27)$$

En la práctica, sin embargo, al realizar un ensayo se tiene que enfrentar al ruido de las máquinas circundantes, al ruido eléctrico de la instrumentación, al viento, etc., debido a que una máquina no está individualmente en una planta. Con la finalidad de minimizar la influencia de estos factores en los resultados finales, diversos estudios recomiendan realizar la siguiente modificación a la expresión (1.27): multiplicar y dividir a la vez por $S_x^*(f)$, obteniéndose:

$$H(f) = \frac{S_y(f) S_x^*(f)}{S_x(f) S_x^*(f)} \quad (1.28)$$

De (1.28), se observa que el numerador está gobernado por el *cross power spectrum* mientras que el denominador por el *auto power spectrum*, en tal sentido, la Función de Transferencia queda redefinida de la siguiente manera:

$$H(f) = \frac{G_{yx}(f)}{G_{xx}(f)} \quad (1.29)$$

Al efectuar las ecuaciones (1.21) y (1.24) se observa que la Función de Transferencia es un número complejo, por tal motivo, proporciona información de magnitud y fase relativa entre las dos señales analizadas (entrada y salida).

1.12.3 ¿Qué es el *Operating Deflection Shape* (ODS)?

El ODS se define como un análisis que representa cómo un sistema mecánico (máquina o estructura) se está deformando mientras funciona; sin embargo, en una definición más amplia el ODS se puede definir como una vibración forzada entre dos o más puntos de un sistema, que en su forma más simple podría ser representado por el sistema de un grado de libertad (1 GDL) mostrado en la figura 1.33:

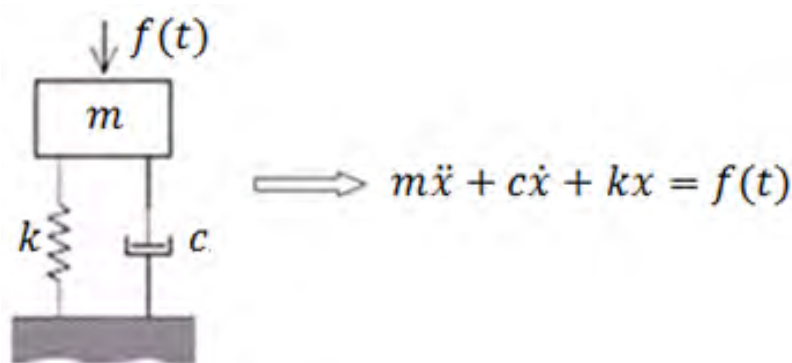


Figura 1.33: Sistema de un grado de libertad (1 GDL)

Fuente: *Operating Deflection Shape*- Vibro Technology

Aplicando la segunda ley de Newton al sistema de la figura 1.33 se obtiene la ecuación diferencial ordinaria que gobierna el movimiento:

$$\underbrace{m\ddot{x}}_{\text{fuerzas inerciales}} + \underbrace{c\dot{x}}_{\text{fuerzas de amortiguamiento}} + \underbrace{kx}_{\text{fuerzas elásticas}} = \underbrace{f(t)}_{\text{fuerzas excitación}}$$

Dónde:

m: Masa.

\ddot{x} : Aceleración.

c: Coeficiente de amortiguamiento.

$f(t)$: Fuerza de excitación.

\dot{x} : Velocidad.

k: Rigidez.

x: Desplazamiento.

La expresión de la segunda ley de Newton representa la forma general para describir sistemas con un grado de libertad y constituye la ecuación del movimiento de un sistema vibratorio forzado amortiguado.

El ODS es muy útil y combinándolo con el análisis modal se pueden hallar las frecuencias naturales del sistema, además si se utiliza el análisis por elementos finitos se puede deducir el movimiento de los modos de vibración. Uniendo estas técnicas avanzadas se puede descartar los problemas de resonancia, si se cumple que el modo de vibración es igual al mostrado en el ODS.

En conclusión, el ODS permite saber cómo se está comportando dinámicamente cualquier sistema mientras funciona, permitiendo de esta manera detectar la causa de los excesivos niveles de vibración, observar la posible excitación de las resonancias estructurales o la presencia de velocidades críticas así como detectar las zonas de baja rigidez.

1.12.4 Clasificación del análisis ODS

- Por el tipo de dominio de análisis del ODS

El análisis ODS se puede expresar tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia.

- ODS en el dominio del tiempo: se puede aplicar tanto para un sistema lineal como para un sistema no lineal. El ODS en el tiempo permite visualizar cual es la deformación de la máquina o estructura en su condición de toma de datos y que tanto se está moviendo dicha máquina, pero sin definir las frecuencias presentes en el sistema.

Este sistema es muy limitado debido a que el análisis no dice mucho de las posibles causas, prácticamente resulta difícil distinguir a simple vista sus comportamientos característicos.

Un ODS en el dominio del tiempo (figura 1.34) es obtenido desde un conjunto de mediciones de señales aleatorias o impulsivas o senoidales o producto de excitaciones ambientales.

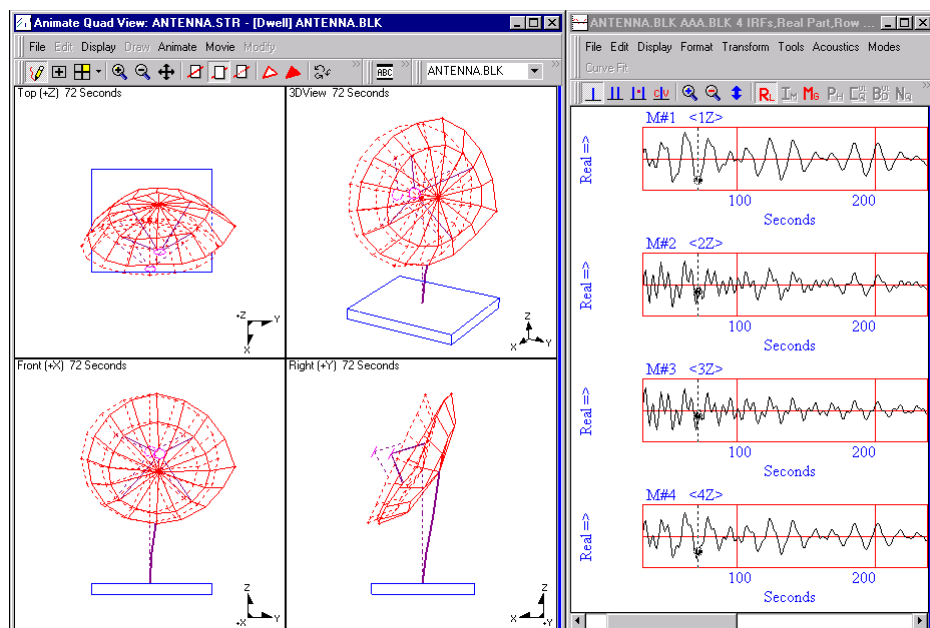


Figura 1.34: ODS en el dominio del tiempo

Fuente: *Operating Deflection Shape- Vibro Technology*

- ODS en el dominio de la frecuencia: se aplica tanto para un sistema lineal como para un sistema no lineal, permite visualizar la deformación de la máquina o estructura a una determinada frecuencia, con este análisis se puede evaluar qué frecuencia es la causante del problema.

Un ODS en el dominio de la frecuencia (figura 1.35) se obtiene desde un conjunto de mediciones de espectros o *cross power spectrum* o funciones de respuesta en la frecuencia (FRF) u ODS FRF.

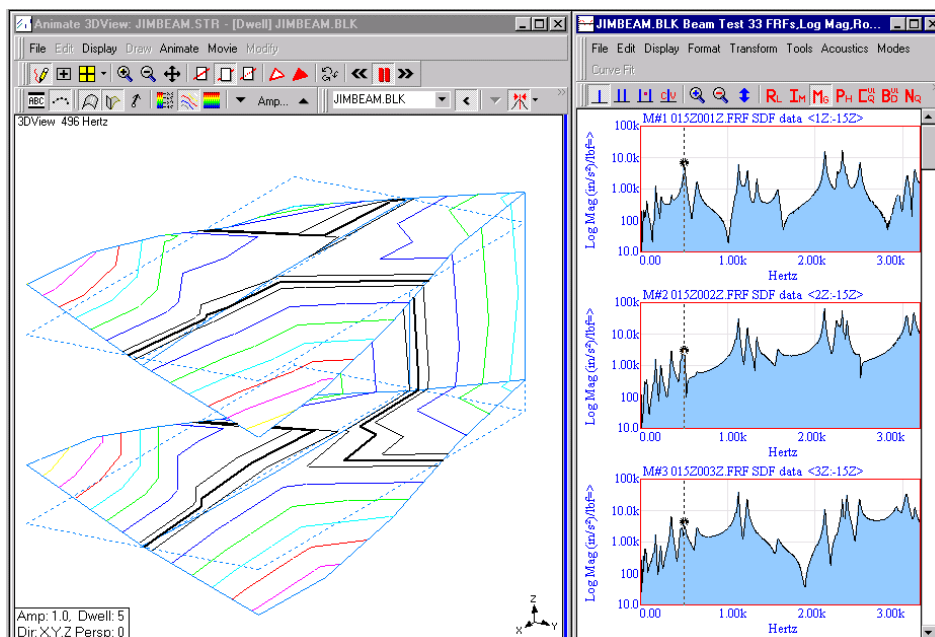


Figura 1.35: ODS en el dominio de la frecuencia

Fuente: *Operating Deflection Shape- Vibro Technology*

- Por el método de adquisición de datos del análisis ODS

En general, para un análisis ODS es necesario conocer la magnitud y la fase relativa en todos los puntos de la máquina o estructura analizada. A fin de satisfacer esta necesidad se pueden implementar dos métodos de medición:

- Método simultáneo: En este método se adquieren simultáneamente todas las respuestas de los diferentes grados de libertad. La aplicación de este método es muy costoso debido a que se requiere de una gran cantidad de sensores y un equipo que sea capaz de recolectar la data proveniente de los diferentes sensores.
- Método del conjunto de mediciones: Este método adquiere simultáneamente algunas respuestas móviles (desde los sensores móviles) además de una respuesta fija (desde el sensor de referencia); cabe indicar que con la finalidad de garantizar la fase relativa entre todas las mediciones durante la prueba, la respuesta del sensor de referencia debe ser registrada con cada una de las medidas realizadas por los sensores móviles. Este detalle es igual que usar la fase del *cross power spectrum* entre cada respuesta móvil y la respuesta de la referencia (Ver expresión 1.24).

El método más utilizado en la industria por su costo y eficiencia es el método del conjunto, pero se debe de tener en cuenta el espectro de referencia; esto es importante debido a que la dinámica de los sistemas no siempre son estacionarios, esto nos lleva a que los valores en un determinado tiempo varíen, y si no se tiene la misma referencia para todas las tomas se estaría cometiendo un error matemático en la adquisición de datos.

1.12.5 Medidas requeridas para mostrar un ODS

Durante el periodo de adquisición de datos los niveles de carga no son constantes, generando que los niveles de vibración de una máquina o estructura varíen dependiendo de la carga. Para las condiciones estacionarias y no estacionarias se pueden realizar las siguientes mediciones teniendo en cuenta sus requerimientos:

1.12.5.1 Medidas requeridas para un estado estacionario

- *Cross power spectrum*

$$G_{yx}(f) = [S_y(f)][S_x^*(f)] \quad (1.24)$$

Para asegurar una buena señal del *cross power spectrum*, el punto de referencia debe localizarse en una zona de la máquina o estructura que presente el mayor movimiento; caso contrario la señal de referencia tendrá una amplitud baja [$S_x^*(f) \approx 0$] y por consiguiente el *cross power spectrum* tenderá a cero.

La desventaja que presenta el *cross power spectrum* es la sensibilidad a los cambios de los niveles de carga y por ende a los niveles de amplitud de vibración.

- Transmisibilidad

La transmisibilidad es usada cuando las fuerzas de excitación no pueden ser medidas. Es calculada de la misma manera que la función de transferencia (ver expresión 1.29) con la diferencia que mientras la función de transferencia es la relación entre la respuesta de salida y la fuerza de excitación (entrada); la transmisibilidad es el cociente entre la respuesta de salida (dada por el sensor móvil) y la respuesta de referencia (dada por el sensor de referencia).

La transmisibilidad es la relación entre dos señales, por lo que al variar los niveles de carga del sistema medido, se asume que el efecto sobre ambas señales es el mismo y al efectuar el cociente entre estas señales, despreciamos el efecto de cambio de carga debido a que influye tanto a la señal móvil y a la señal de referencia. Es a partir de este detalle que la transmisibilidad se puede recomendar tanto para un análisis de ODS de un sistema en estado estacionario como para un sistema en estado no estacionario.

El único inconveniente de la transmisibilidad es que los picos mostrados en sus gráficas no necesariamente corresponden a las resonancias. Por el contrario, las frecuencias de resonancia son mostradas como puntos planos (figura 1.36). Por lo tanto, si la Transmisibilidad es usada para mostrar un ODS se recomienda por lo menos hacer uso del *auto power spectrum* a fin de localizar los picos de las frecuencias resonantes.

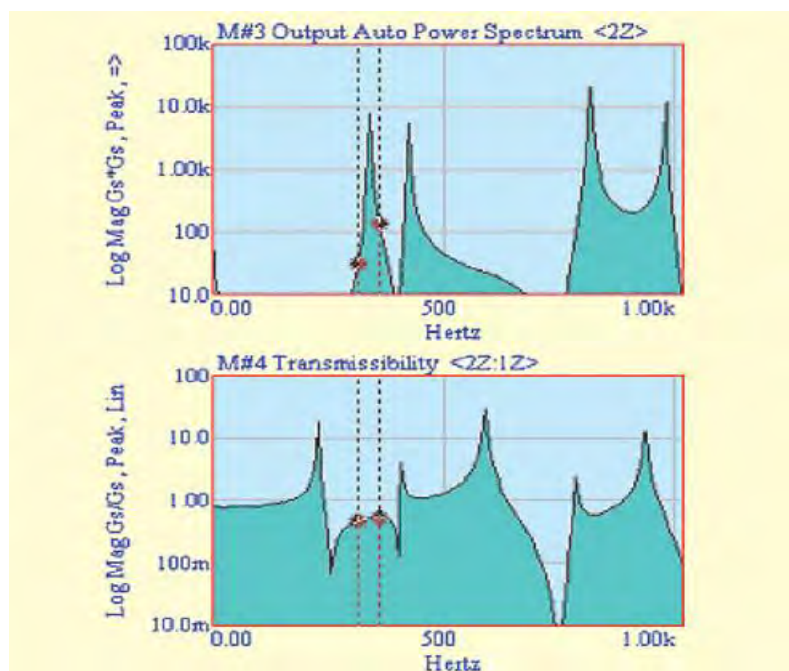


Figura 1.36: Auto Power Spectrum y Transmisibilidad

Fuente: *Operating Deflection Shape- Vibro Technology*

La figura 1.36 muestra las gráficas del *auto power spectrum* y de la Transmisibilidad, en dichas gráficas a la frecuencia de resonancia, ubicada dentro del ancho de banda mostrada con líneas punteadas. El *auto power spectrum* muestra un pico mientras que la transmisibilidad presenta una curva plana.

1.12.5.2 Medidas requeridas para un estado no estacionario

- ODS Función de respuesta en la frecuencia (FRF)

El ODS FRF es otro tipo de medición desde el cual el análisis ODS puede ser obtenido de una forma más directa. El ODS FRF es un número complejo que resulta de la combinación de la magnitud del espectro de la respuesta de salida (dada por el sensor móvil) con la fase del *cross power spectrum* entre la respuesta de salida y la respuesta de referencia (dada por el sensor de referencia) tal como se puede apreciar en la expresión:

$$ODS\ FRF(f) = |S_y(f)| \frac{G_{yx}(f)}{|G_{yx}(f)|} \quad (1.30)$$

En la ecuación (1.30), la relación $(G_{yx}(f))/|G_{yx}(f)|$ da como resultado un número complejo que representa gráficamente a un vector unitario como consecuencia de estar dividiendo un número complejo $[G_{yx}(f)]$ entre su módulo $|G_{yx}(f)|$.

Por otro lado, el término $|S_y(f)|$ representa a la magnitud o módulo del espectro de la respuesta de salida, razón por la cual es un número real positivo. En consecuencia, el producto de $|S_y(f)|$ con $(G_{yx}(f))/|G_{yx}(f)|$ es un número complejo.

En conclusión, el ODS FRF proporciona el movimiento verdadero en cada punto del sistema, así como la fase relativa entre el sensor móvil y el sensor de referencia. Además presenta picos en las frecuencias resonantes (figura 1.37), haciendo más fácil identificar los modos de vibración en cada una de las frecuencias resonantes, siendo una ventaja ante la transmisibilidad.

Un detalle importante es que el ODS FRF no toma en cuenta los efectos de las señales no estacionarias como consecuencia de la variación de los niveles de la fuerza de excitación; razón por la cual, las magnitudes de un conjunto de ODS FRF deben ser corregidos a fin de que los cambios en los niveles de la fuerza de excitación sean tomados en cuenta en los conjuntos de mediciones.

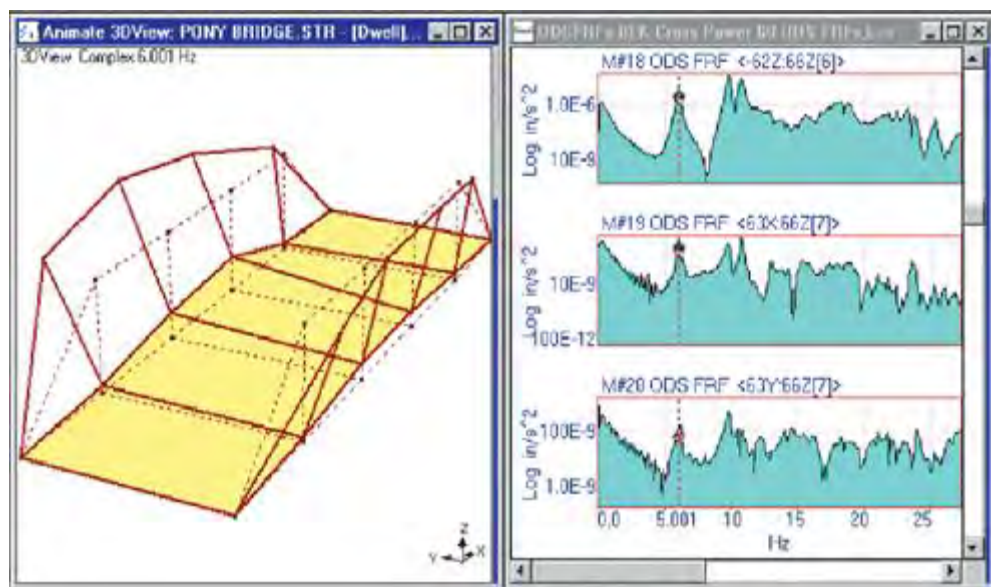


Figura 1.37: Modos de vibración de un puente con ODS FRF

Fuente: Operating Deflection Shape- Vibro Technology

La corrección se realiza multiplicando la magnitud de cada ODS FRF en un conjunto de mediciones “i” por el factor de escala mostrado en la ecuación (1.31).

$$F.E(i) = \frac{\sum_{i=1}^{N^{\circ} C.M} ARM(i)}{(N^{\circ} C.M)[ARM(i)]} \quad (1.31)$$

Dónde:

F.E (i): Factor de escala para el conjunto de mediciones (i)

N° C.M: Número de conjunto de mediciones

ARM(i): Valor promedio del *auto power spectrum* de la respuesta de referencia para el conjunto de mediciones (i)

El ODS FRF también puede ser usado para sistemas en estado estacionario en cuyo caso el valor de F.E(i) es igual a uno.

1.13 Análisis modal

1.13.1 Introducción

En las últimas dos décadas, el análisis modal se ha convertido en una de las tecnologías más importantes para realizar mejoras y optimizar las características dinámicas. Hoy en día los diseños en ingeniería tienden a ser más ligeros, y a la vez más resistentes. A demás las nuevas normas de seguridad y confiabilidad de las estructuras modernas impuestas por gobiernos o consumidores crean nuevos desafíos para el diseño de las estructuras de ingeniería. En el campo vibracional, cuando la vibración de una estructura es motivo de preocupación, el desafío consiste en mejorar las propiedades dinámicas por análisis numéricos o experimentales, o una combinación de ellos.

El análisis modal es un método por el cual se obtienen las propiedades dinámicas de un sistema real: frecuencias naturales, modos de vibración y amortiguamiento que, a su vez, dependen de la rigidez, la masa y las condiciones de borde.

El análisis modal se puede obtener experimentalmente, a través de las mediciones de la función de transferencia (FRF), y numéricamente mediante el método de los elementos finitos (MEF).

El análisis modal tiene cuantiosas aplicaciones en ingeniería mecánica, aeronáutica, estructuras civiles y edificaciones, en problemas biomecánicos, estructuras espaciales, instrumentos acústicos, el transporte y en las centrales nucleares.

1.13.2 Análisis modal teórico (físico- matemático)

Las frecuencias naturales y los modos de vibración durante la vibración libre de un sistema o estructura se pueden hallar matemáticamente, pero no se consideran la amortiguación, la no linealidad y las condiciones de contorno. Es común utilizar el método de los elementos finitos (MEF, o FEM por sus siglas en inglés) para desarrollar el análisis, los resultados del análisis FEM pueden tener formas arbitrarias y resultados aceptables.

El modelo matemático de la representación física a estudiar, depende de la complejidad del sistema; los problemas a resolver pueden ser de un grado de libertad a N grados de libertad, pero pueden ser movimientos libres o forzados, y amortiguados o no amortiguados. Las ecuaciones lineales resultantes son distribuidas en matrices. La interpretación física de los valores propios y vectores propios, resuelven las ecuaciones del sistema, y estas representan las frecuencias y modos de vibrar correspondientes. Generalmente para diseño se requieren las 6 primeras frecuencias naturales.

Para los problemas básicos, se utiliza un material linealmente elástico el cual obedece la ley de elasticidad de Hooke, la ecuación matricial de un sistema masa-resorte con amortiguamiento es dada por:

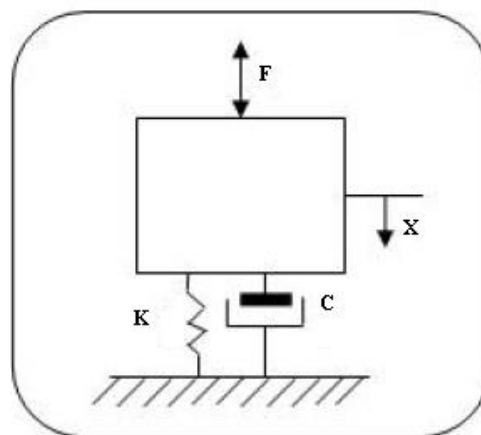


Figura 1.38: Vibración forzada amortiguado de 1GDL
Fuente: Análisis modal experimental de una estructura aeronáutica

$$[M]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [K]u = F \quad (1.32)$$

Dónde:

$[M]$ es la matriz de masa,
amortiguación

u es el desplazamiento

\dot{u} es la velocidad

\ddot{u} es la 2a derivada de tiempo del desplazamiento

$[C]$ es la matriz de

$[K]$ es la matriz de rigidez,

F es el vector fuerza

La amortiguación al ser diferente de cero es un problema de valor propio cuadrático. Sin embargo, para análisis modal vibracional, la amortiguación es generalmente ignorada, dejando solo el primer y tercer término en el lado izquierdo:

$$[M]\ddot{u} + [K]u = 0 \quad (1.33)$$

Esta es la forma general de los sistemas propios encontrados en ingeniería estructural usando el método de los elementos finitos. Adicionalmente, el movimiento armónico es típicamente asumido para la estructura que si \ddot{u} es tomada a ser igual λu , donde λ es un valor propio (con unidades de cuadrado de tiempo reciproco, ejemplo., s^{-2}), y la ecuación se reduce a:

$$[M]u\lambda + [K]u = 0 \quad (1.34)$$

En contraste, la ecuación para el problema estático es:

$$[K]u = F \quad (1.35)$$

La cual es esperada cuando todos los términos teniendo un tiempo derivativo son fijados a cero, al tener todos los datos podemos hallar ω y así obtener las frecuencias naturales y los modos de vibración.

1.13.3 Análisis modal experimental

El análisis modal experimental se realiza en un sistema real. Este análisis nos permite determinar las frecuencias naturales, los modos de vibración y el amortiguamiento. A comparación del análisis por elementos finitos este análisis nos permite obtener todos los parámetros dinámicos reales, además permite transformar un sistema de N grados de libertad en N sistemas de un grado de libertad, cabe indicar que un sistema de 1 grado de libertad está conformado por una masa concentrada, un resorte que representa la rigidez y un amortiguador que caracteriza al amortiguamiento (ver figura 1.38)

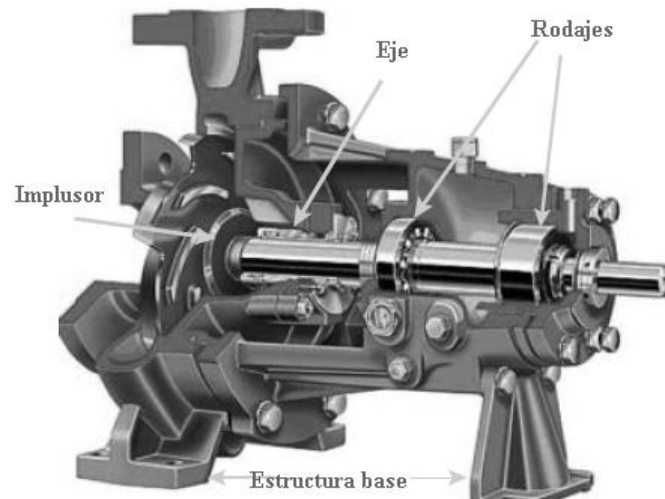


Figura 1.39: Sistema continuo N grados de libertad

Fuente: Revista Vibration del Vibration Institute N°29

Para tener una mayor comprensión, detallaremos el siguiente ejemplo. El sistema mostrado en la figura 1.39 es una bomba con su estructura base. La bomba básicamente está compuesto por un eje, un impulsor y estructura base; razón por la cual en los resultados del análisis modal es de esperar que aparezcan frecuencias naturales concernientes al eje (E), al impulsor (I), y a la estructura base (EB).

El análisis modal experimental consiste en obtener la FRF (función de respuesta de frecuencia) de una entrada conocida, que en este caso es una fuerza medida por un martillo modal (transductor de fuerza), y sus respuestas vibratorias en los diferentes lugares medidos por acelerómetros, los acelerómetros captarán diversas frecuencias naturales las cuales serán denotadas con los subíndices “E”, “I”, y “EB” para referirse a las frecuencias naturales del eje, del impulsor, y de la estructura base respectivamente; estas medidas son enviadas a un analizador que se encarga de calcular los datos FRF. La FRF es una función matemática compleja. La matriz FRF es generalmente simétrica, lo que refleja la reciprocidad estructural del sistema. Con fines didácticos se ha prescindido de las frecuencias naturales de la carcasa. Ver figura 1.40

En la figura 1.40, se aprecia que solo se muestra la primera frecuencia natural de cada uno de los componentes del sistema (eje, impulsor y estructura base); sin embargo, se debe tener presente que cada uno de ellos presenta más de una frecuencia natural. Se puede recalcar que cada frecuencia natural se puede modelar como un sistema de 1 grado de libertad, pero estos solo son modelos representativos, sin embargo son una herramienta muy valiosa a la hora de realizar un análisis dinámico.

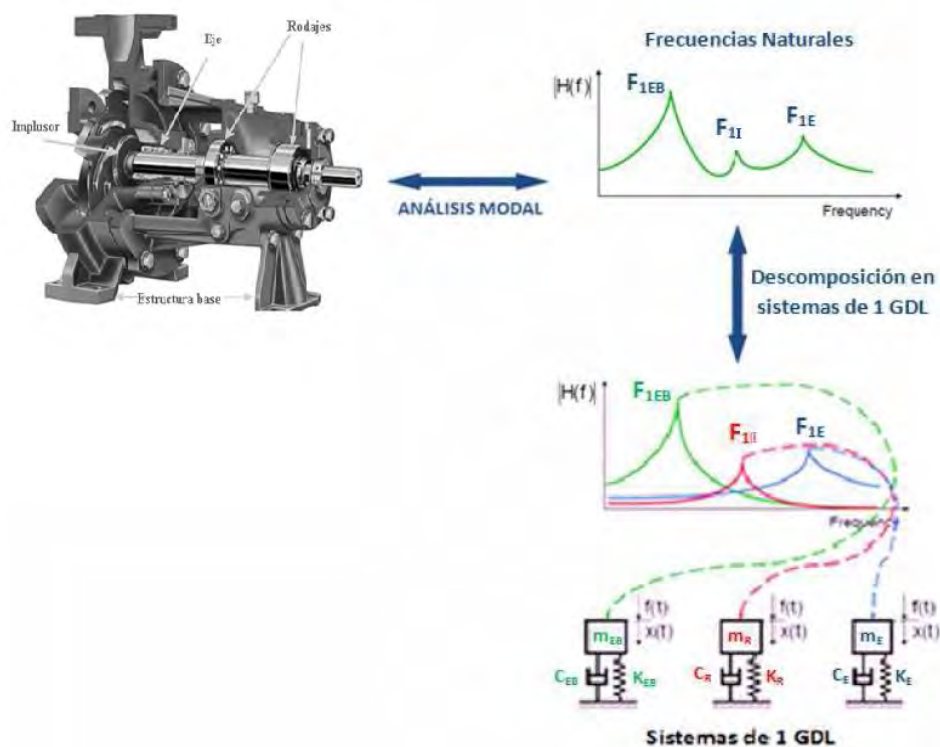


Figura 1.40: Frecuencias naturales de una bomba

Fuente: Análisis modal Vibro Technology

Una interrogante de la prueba de análisis modal es qué cantidad de datos necesita el FRF para poder realizar un correcto modelamiento. Para comenzar se necesita, una fuerza en una ubicación fija mientras los puntos de recolección de respuesta se van moviendo alternativamente o se adquieren simultáneamente. Los datos medidos del FRF constituyen una columna de la matriz FRF.

En resumen, el análisis modal experimental consta de tres fases constituyentes: la preparación de pruebas, mediciones de respuesta de frecuencia y la identificación de parámetros modales. Para realizar la prueba se necesita la fuerza de excitación, la ubicación de excitación, el hardware para medir la fuerza y sus respuestas; la determinación de un modelo de geometría estructural que consta de puntos de respuesta a medirse y la identificación de mecanismos que podrían conducir a mediciones inexactas.

1.13.4 Procesamiento de datos para el análisis modal experimental

- Análisis en el dominio del tiempo de un sistema de 1GDL

El sistema real visto anteriormente se determina como un sistema de un grado de libertad, para nuestro caso sería un sistema vibratorio forzado amortiguado como se muestra en la figura 1.41

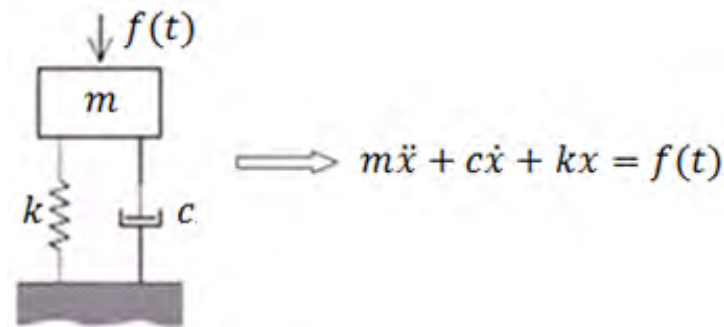


Figura 1.41: Sistema de 1 GDL

Fuente: Análisis modal Vibro Technology

Aplicando la segunda ley de Newton al sistema de la figura 1.41 se obtiene la ecuación diferencial ordinaria que gobierna el movimiento:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (1.36)$$

Dónde:

m: Masa.

k: Rigidez.

\ddot{x} : Aceleración

x: Desplazamiento.

c: Coeficiente de amortiguamiento.

f(t): Fuerza de excitación.

\dot{x} : Velocidad

Resolviendo este sistema

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = Q \cos \omega t \quad (1.37)$$

Dividiendo entre “m” e introduciendo las siguientes notaciones:

$$\omega^2 = k/m$$

$$2n = c/m$$

$$q = Q/m$$

Remplazando los términos obtenemos:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega^2 x = q \cos \omega t \quad (1.38)$$

La solución general es:

$$x(t) = e^{-nt} [C_1 \cos \omega_d t + C_2 \sin \omega_d t] + ([M \cos \omega t + N \sin \omega t]) \quad (1.39)$$

estado transitorio estado estacionario

Dónde:

C1 y C2: Constantes de integración que dependen de las condiciones iniciales.

$\omega_d = \sqrt{\omega_n^2 - n^2}$: Frecuencia amortiguada.

ω_n : Frecuencia natural.

$$M = \frac{q(\omega_n^2 - \omega^2)}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2} \quad (1.40)$$

$$N = \frac{q(2n\omega)}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2} \quad (1.41)$$

Cabe mencionar que después de determinado tiempo el estado transitorio desaparecerá y el sistema quedará funcionando en su régimen estacionario $x_e(t)$:

$$x_e(t) = ([M \cos \omega t + N \sin \omega t]) \quad (1.42)$$

Con la finalidad de analizar el comportamiento del factor de amplificación (G) y el ángulo de fase (ϕ), la ecuación anterior se escribirá de la siguiente manera:

$$x_e(t) = A \cos(\omega t - \phi) \quad (1.43)$$

Dónde:

$$A = \sqrt{M^2 + N^2} = \frac{\frac{q}{\omega_n^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{\omega_n^4}}} \quad (1.44)$$

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{N}{M}\right) \quad (1.45)$$

Reemplazando A en x_e e introduciendo una nueva notación conocida como factor de amortiguamiento (ζ), se obtiene:

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c\omega_n}{2k} \quad (1.46)$$

$$x_e(t) = \frac{Q}{k} G \cos(\omega t - \phi) \quad (1.47)$$

Se deriva que el factor de amplificación (G) y el ángulo de fase (ϕ) vienen gobernados por las siguientes ecuaciones respectivamente:

$$G = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(\frac{2\zeta\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (1.48)$$

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{\frac{2\zeta\omega}{\omega_n}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}\right) \quad (1.48)$$

Si se grafican las funciones anteriores en función de $\frac{\omega}{\omega_n}$ y para diferentes valores de factor de amortiguamiento (ζ), se obtiene la figura 1.42:

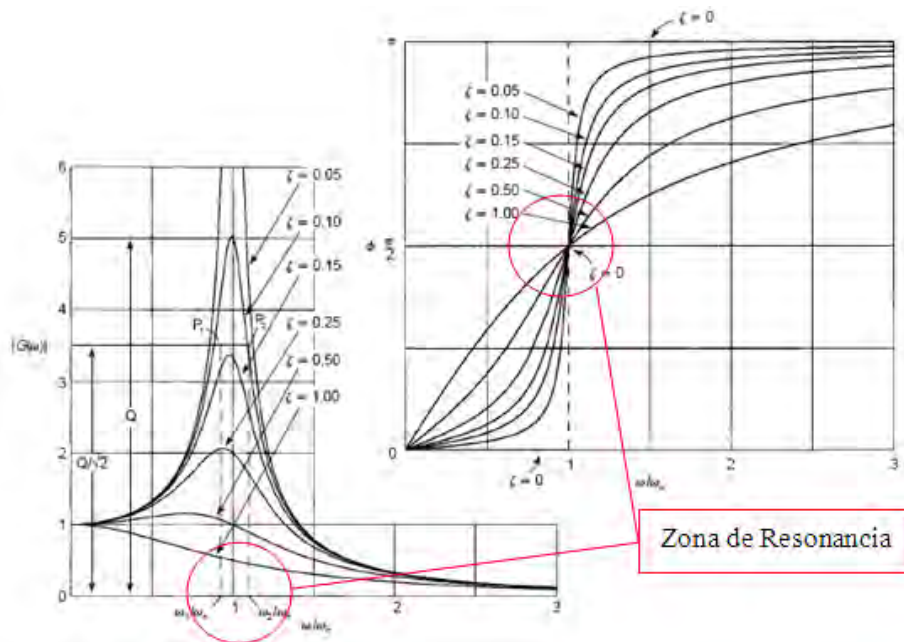


Figura 1.42: Factor de amplificación y ángulo de fase

Fuente: Análisis modal Vibro Technology

En la figura 1.42 se puede observar que conforme la frecuencia de excitación (ω) se aproxima a la frecuencia natural (ω_n) las amplitudes de vibración aumentan considerablemente y el ángulo de fase varía aproximadamente en 180° , este detalle ocurre como consecuencia del fenómeno de resonancia.

- Análisis en el dominio de la frecuencia de un sistema de 1GDL

Para comprender lo que el analizador ejecuta internamente es necesario convertir las funciones en el dominio del tiempo a funciones en el dominio de la frecuencia.

En el dominio de la frecuencia, la relación $H(\omega)$, llamada función de respuesta de frecuencia (FRF), corresponde a la razón existente entre la excitación y la respuesta del sistema

$$H(\omega) = \frac{x(\omega)}{f(\omega)} = \frac{1}{-m\omega^2 + ic\omega + k} \quad (1.49)$$

De la ecuación anterior, se puede observar que la FRF es un número complejo que relaciona la respuesta o salida $x(\omega)$; que puede ser desplazamiento, velocidad o aceleración, con la excitación o entrada $f(\omega)$, tal como se puede apreciar en la figura 1.43.

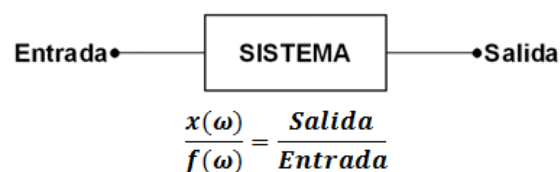


Figura 1.43: FRF relaciona la salida con la entrada

Fuente: Análisis modal Vibro Technology

La FRF al ser un número complejo está conformado por una parte real y otra parte imaginaria, detalle que permite que la FRF también pueda ser expresada en términos de su magnitud y su fase. La expresión de la magnitud y de la fase se puede apreciar en las siguientes ecuaciones:

$$\left| \frac{x(\omega)}{f(\omega)} \right| = \sqrt{(\text{Re})^2 + (\text{Im})^2} \quad (1.50)$$

$$\phi \left| \frac{x(\omega)}{f(\omega)} \right| = \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}}{\text{Re}} \right) \quad (1.51)$$

Desarrollando y agrupando la parte real e imaginaria

$$\frac{x(\omega)}{f(\omega)} = \frac{k - m\omega^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} + \frac{-ic\omega}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \quad (1.52)$$

Parte Real Parte imaginaria

Ordenando, y simplificando obtenemos la parte real e imaginaria

$$\text{Re} \left| \frac{x(\omega)}{f(\omega)} \right| = \frac{1}{k} \left[\frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right] \quad (1.53)$$

$$\text{Im} \left| \frac{x(\omega)}{f(\omega)} \right| = \frac{1}{k} \left[\frac{-2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right] \quad (1.54)$$

Hallando la magnitud y la fase.

$$\left| \frac{x(\omega)}{f(\omega)} \right| = \frac{1}{k} \left[\frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}} \right] \quad (1.55)$$

$$\phi \left| \frac{x(\omega)}{f(\omega)} \right| = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right) \quad (1.56)$$

El motivo para realizar un análisis en el dominio de la frecuencia es que a través de este análisis además de obtener la magnitud y la fase se pueden obtener la parte real y la parte imaginaria, las cuales guardan relación directa con los parámetros dinámicos obtenidos experimentalmente y nos permiten obtener las frecuencias naturales, los modos de vibración y el amortiguamiento.

La Tabla 1.9, resume la relación que existe entre la parte real y compleja de la FRF, obtenida experimentalmente, y la determinación de los parámetros dinámicos.

Tabla 1.9: Función de transferencia – parámetros dinámicos

Función de Transferencia	Medidas	Real	Imaginaria
<i>Dynamic Compliance</i>	$\frac{\text{Desplazamiento}}{\text{Fuerza}}$	Amortiguamiento	Modo
<i>Mobility</i>	$\frac{\text{Velocidad}}{\text{Fuerza}}$	Modo	Amortiguamiento
<i>Accelerance</i>	$\frac{\text{Aceleración}}{\text{Fuerza}}$	Amortiguamiento	Modo

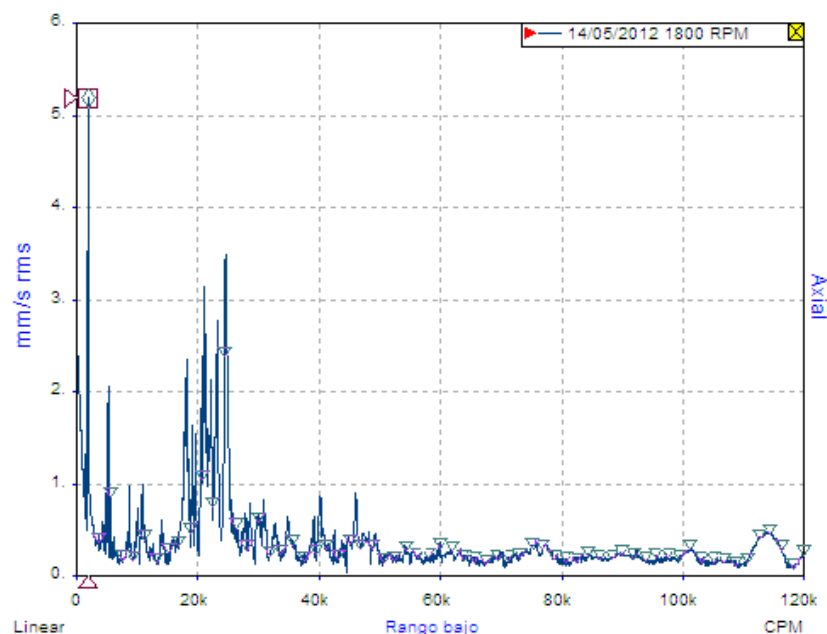
Fuente: Análisis modal Vibro Technology

1.14 Bump test

El *bump test* llamado comúnmente “prueba de impacto”, se usa para identificar las frecuencias naturales que existen en una máquina o estructura. Esta prueba es muy sencilla de realizar, consiste en golpear el sistema, con un material que no cause aplastamiento o tenga un coeficiente de restitución elevado (en la mayoría de los casos se suele usar un taco de madera, una comba de madera o goma) y se toman los datos de respuesta en los puntos que escojamos, obteniendo un espectro con picos a las frecuencias naturales del sistema.

La prueba se realiza a máquina parada y sin interferencias de otra máquina aledaña, por lo que el golpe debe ser lo suficientemente fuerte para excitar el sistema.

La ventaja de esta prueba es que es muy rápida, fácil de realizar y no se requiere de un equipo muy avanzado para coleccionar los datos; por otra parte sus desventajas ante el análisis modal es que solo se hallan las frecuencias naturales.

**Figura 1.44: Bump test en el sentido radial**Fuente: *Performing a Bump Test with the DCX – Azima DLI*

1.15 Prueba de arranque y parada

Las pruebas de arranque y parada (es una forma de análisis transitorio) son realizadas para determinar si las frecuencias naturales existen entre el reposo y un régimen de arranque de una máquina. Con esta prueba se pueden obtener las frecuencias naturales, ya sea de la máquina misma o la estructura soporte.

Esta prueba es muy popular en máquinas cuya inercia es muy elevada o máquinas de gran potencia, debido a que en los arranques y en las paradas pasan por sus frecuencias naturales ocasionando problemas muy severos en sus componentes o estructuras. El *bump test* requeriría una fuerza muy grande para poder excitar el sistema.

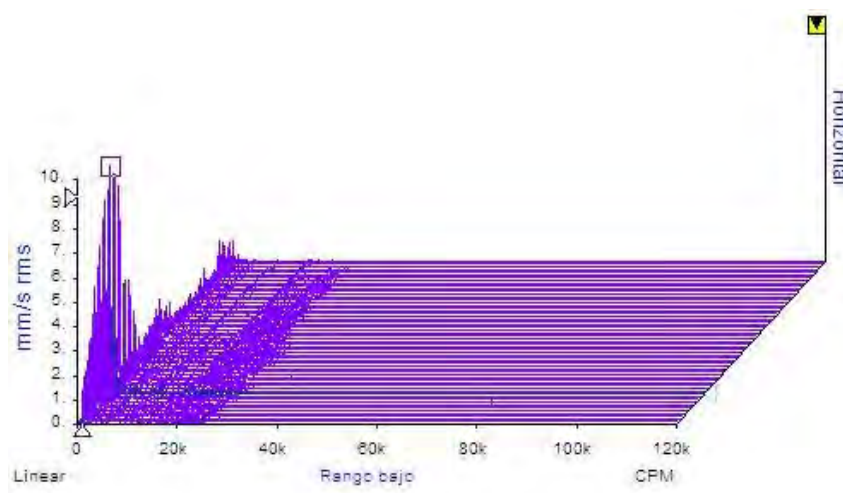


Figura 1.45: Prueba de arranque

Fuente : *Run-up and Run-down Testing* – DCX-Azima DLI

1.16 Elementos finitos

El método de elementos finitos es una herramienta poderosa en la solución numérica de un amplio rango de problemas de ingeniería (mecánica, acústica y electromagnetismo). Este análisis consiste en discretizar un sistema continuo en formas geométricas simples llamada elementos finitos.

Es un procedimiento numérico aplicable a un gran número de problemas con condiciones de borde impuestas (en las estructuras las condiciones de borde serian: restricciones y cargas externas). Varios de estos problemas no tienen solución analítica o es muy difícil obtenerla, por lo que se convierte en la única alternativa de resolución. Con este método se pueden resolver sistemas los cuales no son fáciles de resolver mediante modelos matemáticos simples, en una computadora moderna pueden modelarse problemas muy complejos con relativa facilidad. La solución de estas nos da el comportamiento aproximado del sistema complejo.

Se utilizan muchas formas geométricas de elementos en el análisis de elementos finitos para aplicaciones específicas. Los diversos elementos que emplean los códigos de software comerciales FEM de propósito general pueden ubicarse en las siguientes categorías: elementos de línea, elementos de superficie, elementos sólidos y elementos de propósito específico (transferencia de calor, electromagnetismo, etc.).

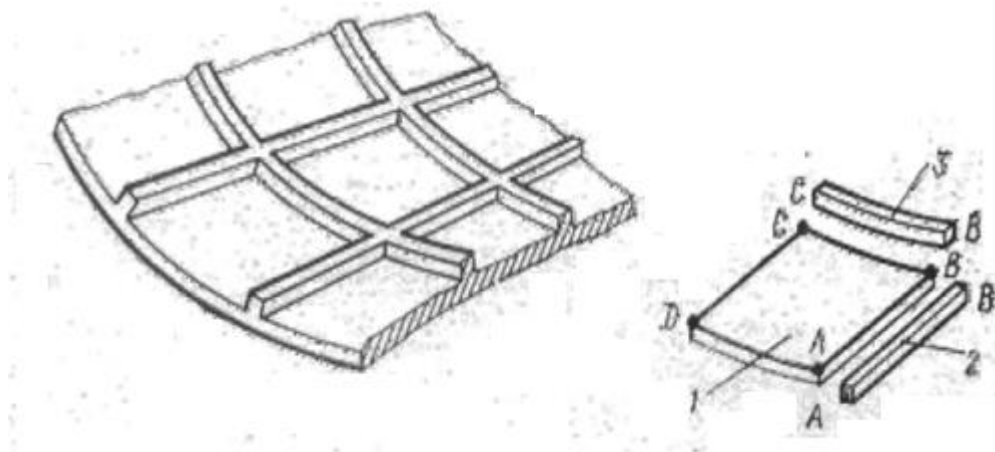


Figura 1.46: Discretización de una superficie

Fuente: Ubaldo Yancachajlla Tito

Los pasos para realizar un análisis por elementos finitos se da a continuación:

1. El tipo de análisis que se va a realizar
2. Propiedades de materiales y propiedades mecánicas, térmicas, etc.
3. Modelado mediante un software CAD
4. Mallado: Red de elementos y nodos que discretizan una región. Se obtienen ecuaciones diferenciales.
5. Condiciones de borde: Aplicaciones de cargas, condiciones de temperaturas, presiones, etc.
6. Solución: Resolución de ecuaciones diferenciales.
7. Resultados y análisis: Ploteo de resultados.

El realizar un análisis de elementos finitos implica muchos conocimientos en este tema, debido a que el software no se equivoca, por su matemática robusta, el mayor error en el análisis depende mucho de la persona que la realiza y de las decisiones que toma.

El método de los elementos finitos resuelve gran cantidad de problemas de resistencia, estabilidad y dinámica de las construcciones. Este se usa para el análisis de fenómenos no lineales, con su ayuda se logra resolver problemas multidimensional complejos de optimización y otros.

La ventaja del método son: las posibilidades de utilizar elementos de distintos tipos, seleccionar una región arbitraria, simplicidad en asumir la construcción de elementos de alta exactitud. Además se puede ahorrar tiempo y dinero en la realización de modelos de prueba, siendo una de las herramientas más utilizadas en la actualidad.

En la presente tesis se utilizara el software de elementos finitos Ansys, facilitado por la empresa ESSS Perú, además se ha utilizado el software CAD SolidWorks, para el modelamiento. Estas herramientas se usaran con el fin de desarrollar los modelos de mejora para solucionar el problema de resonancia estructural.

Capítulo 2

Situación inicial del módulo estructural

2.1 Descripción del módulo

2.1.1 Reseña

Las máquinas industriales son diseñadas para cumplir un propósito, y una necesidad determinada. El propósito del módulo para esta investigación es realizar el estudio del problema de resonancia que se presenta en una estructura cuando es excitada a una frecuencia cercana a una frecuencia natural (15% en ambas direcciones). Esta excitación puede ser inducida por una máquina cercana.

Se realizara un análisis modal por medio de un *bump test* del sistema; para posteriormente realizar tomas de inspección para efectuar un diagnóstico de las fallas encontradas, además se realiza un análisis modal por medio del software de elementos finitos Ansys, dando como resultado las frecuencias naturales teóricas y sus modos de deflexión. Posteriormente se ejecutara un análisis ODS para verificar el problema real del sistema, el módulo ha sido diseñado para poder representar una máquina sobre una estructura soporte, el cual en la industria representa varios tipos de máquinas como es el de caso de un ventilador, una electrobomba, un generador, etc.

2.1.2 Composición del módulo de prueba

El módulo a estudiar ha sido realizado por César López Lamadrid y el Ing. Juan Torres en cooperación con la empresa Vibro Technology SRL.

Para realizar la prueba es necesaria una estructura que tenga una frecuencia natural fácil de excitar (0 – 3600 rpm) pero al mismo tiempo debe ser robusta para soportar una máquina con fuerzas de excitación entre 1000 N a 3000 N. El módulo debe tener una altura entre 0.5 m a 1 m para ser manipulable, además es necesario un motor eléctrico de 3600 rpm, un variador de frecuencia para variar las rpm del motor a una frecuencia cercana a una frecuencia natural, y por último también se debe realizar una cimentación para fijar al suelo la estructura base. Adicionalmente también se diseña un disco de desbalance para excitar el módulo, simulando una carga, debido a que el motor por sí solo no podría generar una fuerza de excitación suficiente para excitar la estructura.

2.1.2.1 Selección del motor

El motor que se necesita para la prueba no requiere de una gran potencia debido a que no existe una carga considerable, los elementos que ejercen resistencia al motor son el disco de desbalance y la masa de desbalance, por lo que el motor debe tener una potencia baja y alcanzar altas velocidades para tener un amplio rango de acción; es decir, un motor eléctrico de 2 polos que alcance 3600 r.p.m.

Las marcas comerciales encontradas fueron Weg, Delcrosa, y Siemens. Según el catálogo Siemens de motores eléctricos, el motor seleccionado tiene las siguientes características. Ver anexo A:

Tabla 2.1: Características del motor

Marca : Siemens		
Modelo : 1LA7 082-2YA80		
Potencia = 1.8 Hp = 1.34 Kw	Tn = 3.7 N-m	Frame = 80M
Masa = 10 Kg	Ta = 12.1 N-m	I arr = 6.3 In A
Voltaje = 220ΔΔ-380 YY	ω = 3450 Rpm	η _{mec} = 0.7
Corriente = 5.8 A – 3.3 A	Cos δ = 0.86	
# de Barras = 20	# de Slots = 24	
Rodamientos : 6004 - 2Z - C3	# paletas del ventilador = 12	

Fuente: Catálogo Siemens

Cabe resaltar que el motor irá sobre la estructura soporte; además, la carcasa del motor es de aluminio.

2.1.2.2 Diseño de disco de desbalance

El propósito del disco de desbalance es lograr una fuerza de desbalance capaz de excitar a la estructura soporte a una frecuencia cercana a su frecuencia natural.

El disco debe tener las dimensiones adecuadas para poder ejercer una fuerza capaz de excitar la estructura; teniendo en cuenta que este disco será accionado por el motor debe presentar un agujero donde se pueda introducir al eje del motor, además contará con 8 agujeros a cada 45° de 6.35 mm (1/4") y estos con radio de 50.8 mm (2") al centro del disco, para poder colocar masas y generar una fuerza de desbalance controlada.

Para que el disco no dañe los rodajes del motor eléctrico, éste será de aluminio por su baja densidad, además el disco contará con un agujero transversal para poder colocar un prisionero entre el eje y el disco y así no pueda deslizarse del eje del motor. Ver anexo B.

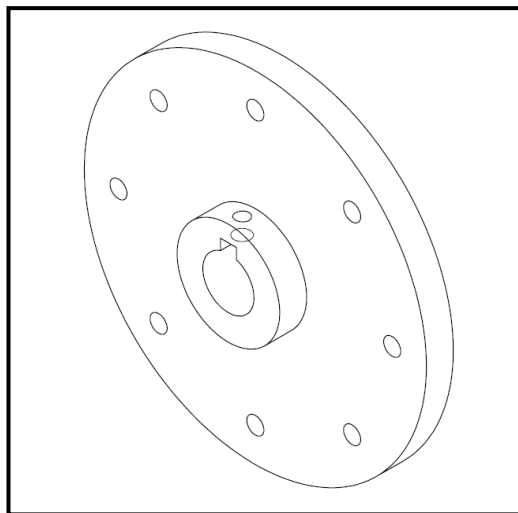


Figura 2.1: Disco de desbalance

Fuente: César López

2.1.2.3 Cálculo de la fuerza de desbalance

La fuerza máxima de desbalance controlado se da con un peso de 10gr en el disco obteniéndose:

$$F_c(kg) = 111.786 \times 10^{-10} \times (m \cdot g \cdot R) \times RPM^2 \quad (2.1)$$

$$F_c = 66.3 \text{ kgf}$$

$$F_c = 650.4 \text{ N}$$

Dónde:

$$m: 10 \text{ gr}$$

$$R = 2'' = 5.08 \text{ cm}$$

$$g: 9.81 \text{ m/s}$$

$$RPM: 3450 \text{ r.p.m.}$$

2.1.2.4 Cálculo de las reacciones del motor

Las reacciones en los soportes de un motor eléctrico al entregar potencia durante operación normal.

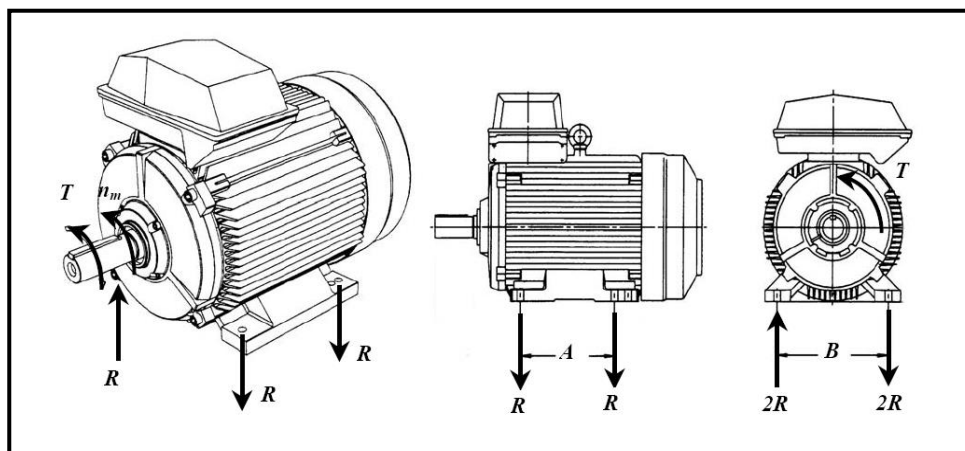


Figura 2.2: Reacciones en el motor

Fuente: Libro de cimentaciones de máquinas maestría PUCP

Datos necesarios para el cálculo de las reacciones en los soportes

P : Potencia a transmitir = 1330 KW

T : Torque a transmitir

n_m : Velocidad del motor o de la máquina = 3450 RPM

B : Distancia entre soportes paralelo al eje de giro = 0.0125 m

R : Reacción sobre los soportes

W_d : Peso de disco de desbalance = 0.4 Kg

W_m : Peso del motor = 10 Kg

$$\sum F = 0$$

$$W_d + W_m = 4R1$$

$$3.925 N + 98.1 N = 4R1$$

$$102.024 N = 4R1$$

$$25.5 N = R1$$

$$\sum M = 0$$

$$R2 = \frac{T}{2B}$$

$$T = \frac{30}{\pi} \times \frac{P}{n_m}$$

$$T = \frac{30}{\pi} \times \frac{1330}{3450}$$

$$T = 3.68 N.m$$

$$R2 = \frac{T}{2B}$$

$$R2 = \frac{3.68}{2 \times 0.0125}$$

$$R2 = 14.72 N$$

Por lo que la resultante $R = R1 + R2 = 40.22 N$

2.1.2.5 Cálculo de los pernos soportes del motor.

El motor esta ensamblado a la estructura soporte mediante 4 pernos de 7.93 mm (5/16”) grado SAE 2; estos se seleccionaron para estandarizar los componentes del módulo de prueba, estos pernos soportan cargas mayores a las que estarán sometidos. Los cálculos de selección de los pernos de fijación del motor se presentan a continuación:

Características

$$N=18 \quad A_t=0.0524 \text{ plg}^2=33.8 \text{ mm}^2 \quad A_r=0.0454 \text{ plg}^2=29.29 \text{ mm}^2$$

$$S_p=55 \text{ Kpsi} = 379.2 \text{ MPa} \quad S_t=74 \text{ Kpsi} = 510.2 \text{ MPa} \quad S_f=57 \text{ Kpsi} = 393 \text{ MPa}$$

N: Número de hilos

A_r : Área al diámetro menor

S_t : Resistencia a la tensión

A_t : Área de esfuerzo a tracción

S_p : Resistencia a la prueba

S_f : Resistencia a la fluencia

Comprobación de cargas sobre pernos pretensados

$$F_p = \frac{k_s \times n \times \mu}{F_s} \times F_{pr} \quad (2.2)$$

$$F_{pr} = 0.7 \times S_t \times A_t = 0.7 \times 74 \times 6.89 \times 33.8 \div 9.81 = 1229 \text{ Kg}$$

$$F = \frac{1 \times 4 \times 0.2}{1.5} \times 1229$$

$$F = 655.46 \text{ Kg}$$

Dónde:

- k_s : constante de holgura = 1
- μ : coeficiente de fricción = 0.2
- n : número de pernos = 4
- F_s : factor de seguridad = 1.5
- F_p : fuerza que pueda resistir los pernos
- F_{pr} : fuerza de pretensado

Por lo tanto los 4 pernos soportan una carga de 655.46 Kg, por lo que no fallarán si no se sobrepasa esta carga.

2.1.2.6 Diseño de la estructura soporte

El propósito de la estructura soporte es alojar el motor eléctrico a una altura accesible para poder realizar las pruebas correspondientes. Esta configuración debe representar una máquina con problemas de resonancia estructural soportada por una estructura alta y rígida. Esta estructura contará con una base superior donde se va a soportar el motor eléctrico, el motor estará sujeto a la estructura soporte mediante 4 pernos 7.93 mm (5/16") vistos anteriormente. En la parte inferior tendrá una base soldada con el fin de rigidizar tener una mayor área para fijar la estructura soporte a la cimentación. Además debe poseer una adaptación para poder rigidizar la estructura, para esto se adicionarán placas laterales con agujeros para posibles variaciones.

Para que el soporte sea ligero, fácil de transportar de un lugar a otro y posea buenas características en cuanto a rigidez y flexibilidad, se utilizan perfiles en L. El módulo está constituido por perfiles en L de 25 x 25 x 3. Ver anexo A:

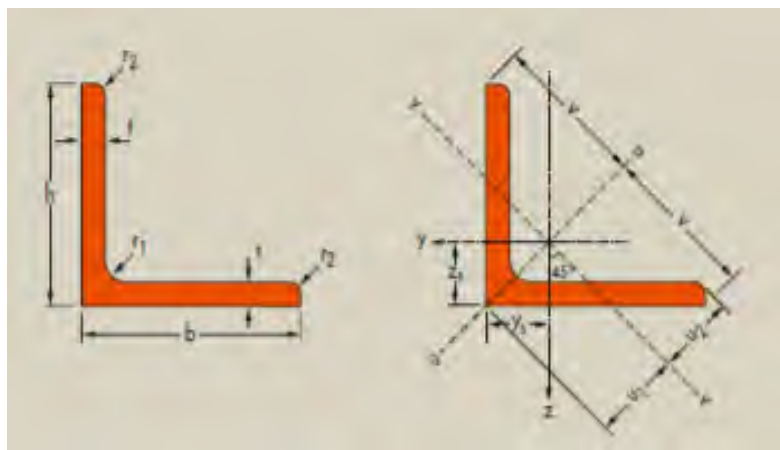


Figura 2.3: Perfiles en L utilizados

Fuente: EN 10056-1: 1998

Tabla 2.2: Características del perfil - 1

Denominación	Dimensiones (mm)				A mm ² x 10 ²	Posiciones del eje (mm)				Superficies	
	h=b	t	r1	r2		Z _s = Y _s	V	U ₁	U ₂	A _L (m ² /m)	A _G (m ² /t)
L 25 x 25x 3	25	3	3.5	2.0	1.42	0.72	1.7	1.02	0.87	0.097	86.8

Fuente: Catálogo de perfiles L

Tabla 2.3: Características del perfil - 2

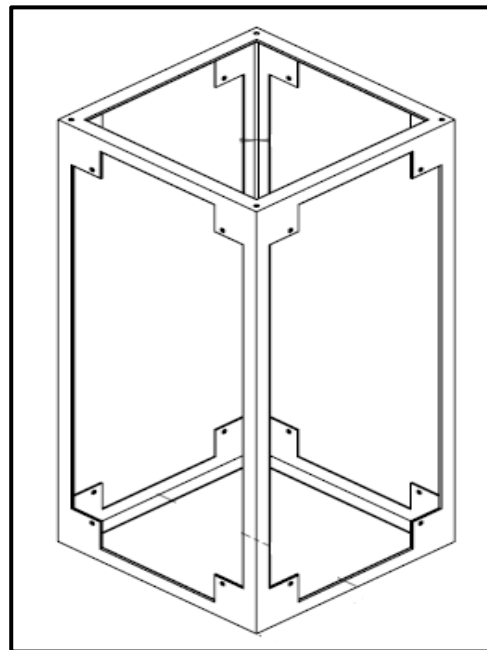
Denominación	Propiedades de perfil								Clasificación
	Eje y-y/ eje z-z			Eje u-u		Eje v-v			
G Kg/m	I _y -I _z (mm) ⁴ X 10 ⁴	W _{ely} = W _{elz} (mm) ³	I _y =I _z mm	I _u	i _u	I _v	i _v	I _{yz}	Pura compresión
1.11	0,796	0,448	0,74	1,26	0,94	0,32	0,48	-0,226	S235

Fuente: Catálogo de perfiles L

A continuación se muestra la figura del diseño de la estructura soporte con la cual se logra implementar el módulo de prueba junto con la base superior y la base inferior. Ver anexo B.

La base superior ha sido diseñada teniendo el propósito de soportar al motor, por lo que puede tener un espesor mayor o igual a 6.35 mm ($\frac{1}{4}$ "), cuenta con 4 agujeros centrales para el soporte del motor, 8 agujeros en sus extremos para fijarse a la estructura soporte. Ver anexo B.

La base inferior ha sido diseñada teniendo en cuenta que debe brindar una mayor área para poder anclar el módulo a una cimentación y poder realizar las pruebas correspondientes, por lo que debe tener un espesor mayor o igual a 3.175 mm ($\frac{1}{8}$ "); cuenta con 4 agujeros para el anclaje con la cimentación. Ver anexo B.

**Figura 2.4: Estructura soporte**

Fuente: César López

Cabe mencionar que el material a utilizar para la fabricación de la estructura soporte, la base superior y la base inferior son de acero medio carbono, debido a su facilidad de maquinar y la disponibilidad en el mercado; estos serían AISI 1020 o similar y el peso aproximado de todos los componentes es de 25 Kg.

2.1.2.7 Cálculo de los pernos de la estructura soporte.

La estructura soporte estará ensamblada a la cimentación mediante 4 pernos de anclaje tipo L 9.525 mm (3/8") grado SAE 4 estos se han seleccionado para estandarizar los componentes del módulo de prueba, estos pernos soportan las cargas a las que estarán sometidos. Los cálculos de selección de los pernos de anclaje de la estructura soporte se presentan a continuación:

Características

$$\begin{aligned} N=16 \quad A_t &= 0.0775 \text{ plg}^2 = 48.7 \text{ mm}^2 \quad A_r = 0.067 \text{ plg}^2 = 43.22 \text{ mm}^2 \\ S_p &= 65 \text{ Kpsi} = 448.15 \text{ MPa} \quad S_t = 115 \text{ Kpsi} = 792.89 \text{ MPa} \quad S_f = 100 \text{ Kpsi} = 689.47 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Comprobación de cargas sobre pernos pretensados

$$F_p = \frac{k_s \times n \times \mu}{F_s} \times F_{pr} \quad (2.2)$$

$$F_{pr} = 0.7 \times S_t \times A_t = 0.7 \times 115 \times 6.89 \times 48.7 \div 9.81 = 2753.4 \text{ Kg}$$

$$F = \frac{0.85 \times 4 \times 0.2}{1.5} \times 2753.4$$

$$F = 1248.2 \text{ Kg}$$

Dónde:

- k_s : constante de holgura = 0.85
- μ : coeficiente de fricción = 0.2
- n : número de pernos = 4
- F_s : factor de seguridad = 1.5
- F_p : fuerza que puede resistir los pernos
- F_{pr} : fuerza de pretensado

Por lo tanto los 4 pernos soportan una carga de 1248.2Kg, por lo que no fallarán si no se sobrepasa esta carga.

2.1.2.8 Selección variador de frecuencia

La estructura base modelada en el software de elementos finitos nos da una frecuencia natural aproximada de 800, y 2200 CPM, para esto el motor seleccionado trifásico de baja potencia debe variar su velocidad de trabajo, el motor seleccionado tiene 1.34 KW (1.8 Hp), por lo que el variador debe tener una potencia superior a la del motor, se ha escogido un variador de frecuencia marca LS

Industrial Systems (LG) cuyas características se muestran a continuación (ver anexo A):

Tabla 2.4: Características del variador

Características del Variador	
Marca : LS Industrial Systems Co	
Modelo : SV015iC5 – 1	
Voltaje Input = 200 – 230 V	Voltaje output = 0 – 230 V
Corriente Input = 16 A	Corriente Input= 8 A
Frecuencia = 50/60 Hz	Frecuencia = 50/60 Hz
Potencia : 2 Hp / 1.5 KW	

Fuente: LS Industrial Systems catálogo

2.1.2.9 Diseño de la cimentación

Para estandarizar el módulo se han seguido los requerimientos de la N.T.E.- E.050 Suelos y cimentaciones, y la N.T.E.- E.060 Concreto armado.

Los propósitos de la cimentación son los siguientes:

- Deben poder transportar las fuerzas generada en la máquina al entorno sin ningún tipo de deformación excesiva o rotura.
- Deben mantener el correcto alineamiento entre las partes de la máquina cimentada.
- Deben evitar transmitir vibraciones excesivas aislando al entorno de los efectos dinámicos producidos en la máquina.

Sus dimensiones han sido 75 cm x 75 cm x 34 cm, teniendo un peso muerto de:

$$G = \rho g v \quad (2.3)$$

$$G = 2,20 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \times 0.1666 \text{ m}^3$$

$$G = 3595.5612 \text{ N} = 366 \text{ Kg}$$

Dónde:

$$\text{Densidad del concreto:} \quad \rho_{\text{concreto}} = 2,2 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Volumen de la cimentación:} \quad v = 0.7 \times 0.7 \times 0.34 = 0.1666 \text{ m}^3$$

$$\text{Gravedad:} \quad g = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

El módulo completo se muestra a continuación:



Figura 2.5: Módulo instalado

Fuente: César López

2.2 Instrumentos y equipos a utilizar

2.2.1 Analizador DCX – Azima – DLI

Analizador de 4 canales con 80 Gb de capacidad de almacenamiento para poder tener un historial completo de planta; cuenta con sistema operativo Windows XP, conexión USB, wi-fi y Ps2. Es un equipo potente flexible y diferencialmente inteligente, dejando de lado a los tradicionales colectores de datos de vibración, logrando analizar desde el mismo equipo sin necesidad de una computadora de escritorio. Ver anexo A.



Figura 2.6: Analizador DCX

Fuente: Catálogo de DCX, Azima-DLI

2.2.2 Acelerómetros

- IMI 608A11

Sensor uniaxial de baja frecuencia con sensibilidad de 100 mV/g, con un rango de respuesta de 0.5 – 10,000 Hz; este sensor se utilizó para realizar el análisis ODS. Ver anexo A.



Figura 2.7: Acelerómetro uniaxial

Fuente: Catálogo de sensores IMI

- Wilcoxon 993B-7

Sensor triaxial de alta frecuencia con sensibilidad de 100 mV/g, con un rango de respuesta de 2 - 7,000 Hz, este sensor se utilizó para realizar el diagnóstico respectivo del módulo. Ver anexo A.



Figura 2.8: Acelerómetro triaxial

Fuente: Catalogo de sensores Wilcoxon

2.2.3 Expert Alert – Azima DLI

Es el software de evaluación de maquinaria más avanzado del mercado hoy en día, posee diferentes tipos de análisis, así como la herramienta de diagnóstico de Azima-DLI, esto le permite ampliar sus capacidades en el monitoreo, ya que la creación de rutinas es muy sencilla.

El programa de diagnóstico de DLI ha desarrollado métodos sofisticados y algoritmos para poder detectar automáticamente y con precisión, las fallas en maquinaria.

2.2.4 *Real Time Analyzer (ALERT RTA) – Azima DLI*

ALERT RTA es un software que proporciona las herramientas de analistas para la solución de problemas y el acceso a funciones avanzadas que ofrece el hardware de adquisición de datos DLI (DCX).

Permite recolectar datos tanto de forma de onda, espectros, órbitas, *cepstrum*, así como funciones avanzadas tales como funciones de transferencia, la coherencia y el *cross power*.

2.2.5 *ANSYS Mechanical*

Software de elementos finitos líder en ingeniería de simulación con 40 años en el mercado de la innovación; permite predecir cómo se comportarán los productos y como funcionarán los procesos de fabricación. Ofrece una amplia gama de solucionadores de simulación para predecir el éxito del producto.

2.2.6 *MEscopeVES – Vibrant Technology*

ME'scopeVES (*Visual Engineering Series*) son una serie de paquetes de software diseñados para hacer más fácil observar y analizar una variedad de problemas de ruido y vibraciones en máquinas y estructuras. ME'scopeVES es utilizado para el análisis de formas de deflexión en operación (ODS), análisis modal, análisis acústico, modelamiento y simulaciones MIMO, y modificaciones estructurales.

ME'scopeVES se utiliza para visualizar y analizar de forma experimental datos en el dominio del tiempo o datos en el dominio de la frecuencia, adquiridos durante el funcionamiento de una máquina o vibración forzada de una estructura.

2.3 Instalación del sistema

Después de tener todos los elementos contruidos se procedió a realizar el montaje del módulo, los pasos fueron los siguientes:

- Primero, se montó la estructura soporte con la base inferior sobre la cimentación con pernos de anclaje en forma de L de 9.5 mm (3/8”), se colocaron arandelas para un mayor ajuste.
- Segundo, se verificó el alineamiento del montaje con un nivel y verificando el nivel de ajuste.
- Tercero, se procedió a instalar la base superior sobre la estructura soporte con tornillos Allen 6.35mm (1/4”) x 25.4mm (1”), se verificó el ajuste y nivel horizontal.
- Cuarto, se instaló el motor eléctrico sobre la base superior con pernos de 7.93 mm (5/16”), se verificó el ajuste, observando que no halla soldadura.
- Quinto, se colocó el disco de desbalance en el motor eléctrico, se alineó y se le colocó una masa de 2gr de masa, para generar un desbalance controlado a 0.y 45 °
- Por último se instaló el variador con las especificaciones del manual, y se verificó el sentido de giro del motor.

2.4 Características vibracionales del sistema

2.4.1 Frecuencias importantes del motor

- Velocidad del rotor: $\omega=2,182\text{RPM}$.
- Frecuencia de la línea FL = 2,184 CPM.
- La velocidad del campo magnético del estator o velocidad síncrona.
 $NS = 2 \times FL / \#p = 4368 / \#p = 2,184 \text{ CPM}$ $\#p = \text{Número de polos} = 2$.
- Deslizamiento $S = NS - \omega = 2\text{CPM}$.
- Frecuencia de paso de polos $FP = \#p \times S = 4 \text{ CPM}$
- Frecuencia de las Barras del Rotor; $FPBR = \#Barras \times \text{RPM}$ y sus *sidebands* a múltiplos de $2FL = 20 \times 2,182 = 43,640 \text{ CPM}$
- Frecuencia de los Slots del Estator; $FS = \#Slots \times \text{RPM}$ y sus *sidebands* a múltiplos de $2FL = 24 \times 2,182 = 52,368 \text{ CPM}$
- Frecuencia de paso de alabes = $2,184 \times \# \text{ alabes} = 26,208 \text{ CPM}$

2.4.2 Frecuencias importantes de los rodamientos

Tabla 2.5: Frecuencias importantes de los rodamientos 6004 - 2Z - C3

ARMÓNICA	EJE RPM	FTF	BSF	BPFO	BPFI
1	2182	868	5107	7812	11842
2	4364	1736	10214	15624	23684
3	6546	2604	15321	23436	35526

Fuente: César López

2.5 Descripción de la prueba

Luego de instalar el módulo de prueba (la estructura soporte, la base superior, la base inferior, el motor, el disco de desbalance y la cimentación), se realiza el siguiente procedimiento:

1. Se realiza el modelamiento en Ansys para encontrar los modos de vibración posibles y las frecuencias naturales del sistema, las cuales deben coincidir con las frecuencias que serán halladas por medio del *bump test*.
2. Se realiza un *bump test*, y *run down* para encontrar las frecuencias naturales del sistema.
3. Se programa el variador de frecuencia a una frecuencia cercana a una frecuencia natural.
4. Se procede a tomar la vibración en puntos determinados, para realizar el diagnóstico del módulo. Ver figura 2.30.
5. Se realiza el ODS.

2.6 Realización de las pruebas

2.6.1 Modelamiento y simulación del sistema mediante software de elementos finitos.

La solución de problemas prácticos en vibraciones, requiere del modelaje físico del sistema vibratorio, entendiéndose por sistema vibratorio todo aquel que posee un

movimiento oscilatorio que puede o no ser armónico y que tiene la capacidad de almacenar y transformar energía cinética y potencial.

El propósito de toda simulación es reproducir lo que ocurre en la realidad y así poder simular las diferentes fuentes de error que pueda tener dicha pieza en su vida útil.

○ Modelamiento CAD

Para el modelamiento y análisis del sistema completo, primero se procede a modelar cada pieza por separado en el software CAD SolidWorks 2012; luego se realizó un ensamble con todas las piezas tratando de semejarse al ensamblado real del sistema, este ensamble se guardó en un archivo parasolid (x_t) que se utilizará para ingresar la geometría en el software de elementos finitos Ansys.

En el software SolidWorks se realizaron las siguientes piezas (Ver Anexos B):

- 1.- Base superior
- 2.- Base inferior
- 3.- Disco de desbalance
- 4.- Cimentación
- 5.- Estructura soporte

Luego se realizó el ensamblado en el software SolidWorks obteniendo:

6.- Módulo completo

En el módulo completo no se coloca el motor para efectos prácticos es reemplazado por una masa remota apoyada en el lugar donde se colocaría el motor. En la figura 2.9 se aprecia el módulo simulado completo.

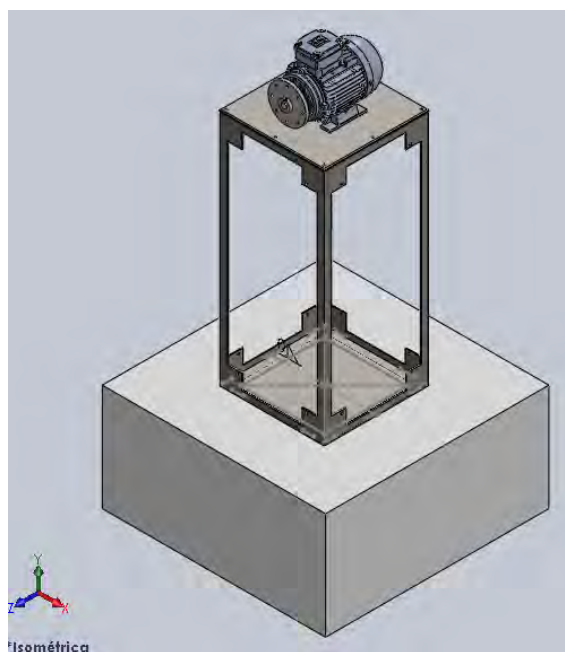


Figura 2.9: Vista isométrica del módulo en SolidWorks

Fuente: César López

○ Análisis Modal por elementos finitos

Ansys brinda una solución muy completa en el estudio del análisis modal que ofrece. El análisis modal es una técnica utilizada para determinar la vibración natural y características de las estructuras. Ansys nos permite obtener:

- ✓ Frecuencias naturales.- Las frecuencias a la que la estructura tiende a vibrar naturalmente
- ✓ Formas modales.- La forma en que la estructura tiende a vibrar a una frecuencia
- ✓ Factores de participación de masa.- La cantidad de masa que participa en una dirección determinada para cada modo

Para entender el procesamiento interno del software, se desarrolla el procedimiento que realiza y las restricciones que se deben de tener en cuenta:

a) Restricciones y suposiciones

- La estructura es lineal (la rigidez y la masa constante).
- No hay amortiguación.
- La estructura no tiene fuerzas variables en el tiempo, desplazamientos, presiones o temperaturas aplicadas (sin vibraciones).

b) Desarrollo

La ecuación general del movimiento es la siguiente:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (2.4)$$

Si se asume una vibración libre e ignorando el amortiguamiento tenemos:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \quad (2.5)$$

Asumiendo un movimiento armónico

$$\{x\} = \{\phi\}_i \sin(w_i t + \theta_i) \quad (2.6)$$

$$\{\dot{x}\} = w_i \{\phi\}_i \cos(w_i t + \theta_i) \quad (2.7)$$

$$\{\ddot{x}\} = -w_i^2 \{\phi\}_i \sin(w_i t + \theta_i) \quad (2.8)$$

Si se reemplaza la ecuación 2.6, 2.7, y 2.8 en 2.5 se obtiene:

$$(-w_i^2[M] + [K])\{\phi\}_i = 0 \quad (2.9)$$

Descartando la solución trivial ($\{\phi\}_i = 0$), tenemos:

$$DET ([K] - w_i^2[M]) = \{0\} \quad (2.10)$$

En la ecuación se tiene n autovalores (w_i^2) y n autovectores $\{\phi\}_i$, donde n es el grado de libertad. El autovalor representa las frecuencias naturales del sistema y los autovectores representan los modos de deflexión cuando vibra a una frecuencia determinada.

La ecuación 2.10 tiene $n+1$ incógnitas y n ecuaciones, por lo tanto, se necesita una ecuación adicional para tener una solución. Esta ecuación podría normalizar el modo de deformación.

$$\{\phi\}_i^T [M] \{\phi\}_i = 1 \quad (2.11)$$

La forma modal se puede normalizar a la matriz de masa o a la unidad, donde el componente más grande del vector $\{\phi\}_i$ se da cuando todo es igual a 1. Debido a esta normalización la forma de la solución del grado de libertad tiene un significado real.

El resultado de las ecuaciones se muestra en la ventana del *Workbench*, estos resultados están normalizados a la matriz de masa.

Para hallar los factores de participación de masa se debe desarrollar:

$$\gamma_i = \{\phi\}_i^T [M] \{D\} = 1 \quad (2.12)$$

Donde $\{D\}$ es un espectro de desplazamiento asumido en cada uno de las direcciones globales cartesianas y la rotación alrededor de cada uno de estos ejes. El factor de participación de la masa mide la cantidad de masa que se mueve en cada dirección para cada modo, donde el "Ratio" es otra lista de factores de participación, normalizado a la más grande. A continuación se muestra un ejemplo de lo descrito anteriormente.

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION *****							
2. DIRECTION							
MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	EFFECTIVE MASS	CUMULATIVE MASS FRACTION	RATIO EFF.MASS TO TOTAL MASS
1	436.755	0.22896E-02	3.9458	1.000000	15.5693	0.832972	0.734572
2	742.299	0.13472E-02	-0.21103E-11	0.000000	0.445330E-23	0.832972	0.210111E-24
3	773.960	0.12921E-02	-0.19217E-10	0.000000	0.369277E-21	0.832972	0.174228E-22
4	867.928	0.11522E-02	-0.39713E-12	0.000000	0.157711E-24	0.832972	0.744094E-26
5	1349.07	0.74125E-03	-1.6909	0.428524	2.85903	0.985933	0.134892
6	1452.63	0.68841E-03	0.51860E-10	0.000000	0.268943E-20	0.985933	0.126890E-21
7	1851.94	0.53997E-03	-0.83610E-13	0.000000	0.699063E-26	0.985933	0.329824E-27
8	2960.43	0.33779E-03	0.52013E-10	0.000000	0.270534E-20	0.985933	0.127640E-21
9	2992.35	0.33419E-03	-0.78978E-10	0.000000	0.623746E-20	0.985933	0.294289E-21
10	3094.57	0.32315E-03	-0.57469E-09	0.000000	0.330264E-18	0.985933	0.155822E-19
11	3099.14	0.32267E-03	0.51276	0.129951	0.262921	1.000000	0.124049E-01
12	3494.04	0.28620E-03	0.20305E-09	0.000000	0.412285E-19	1.000000	0.194520E-20
SUM					18.6912		0.881869

Figura 2.10: Factor de participación de masa en Ansys

Fuente: Archivo de salida de resultados

Un valor alto en una dirección indica que el modo será excitado por las fuerzas en esa dirección.

También se puede observar un factor de la masa efectiva. Esta se puede calcular mediante:

$$M_{\text{eff}} = \frac{\gamma_i^2}{\{\phi\}_I^T [M] \{\phi\}} = \gamma_i^2; \quad (2.13)$$

$$\text{si } \{\phi\}_I^T [M] \{\phi\} = 1$$

Idealmente, la suma de las masas efectivas en cada dirección debe ser igual a la masa total de la estructura, pero dependerá del número de modos extraídos.

La relación de la masa efectiva a la masa total puede ser útil para determinar si o no un número suficiente de modos se han extraído.

Otra consideración que se debe de tener en cuenta es que al no permitir linealidades, los contactos en el pre-procesamiento deben ser *bonded* o *no separation*, como se describe en la siguiente figura:

Contact Type	Static Analysis	Linear Dynamic Analysis		
		Initially Touching	Inside Pinball Region	Outside Pinball Region
Bonded	Bonded	Bonded	Bonded	Free
No Separation	No Separation	No Separation	No Separation	Free
Rough	Rough	Bonded	Free	Free
Frictionless	Frictionless	No Separation	Free	Free
Frictional	Frictional	$\mu = 0$, No Separation $\mu > 0$, Bonded	Free	Free

Figura 2.11: Conexiones en análisis modal en Ansys

Fuente: Ansys Corporation

En el sistema estudiado se considera el motor de inducción como un punto másico remoto aplicado en los agujeros donde va soportado el motor; esto se realiza para simplificar el modelamiento, debido a que el enfoque principal se realiza en la estructura y no en el motor.

Adicionalmente, para tener una validación aceptable en el modelo se trata de representar el modelo lo más real posible, además se realiza un ajuste del modelo en elementos finitos mediante la técnica de parametrización de variables (Módulo de Young, Módulo de Poisson, densidad, masa, rigidez, etc.), no siendo muy variable los resultados, por lo que se mantuvieron las propiedades estándares tal como el default de Ansys. Las propiedades modales calculadas empleando el método del elemento finito suelen diferir de aquellas obtenidas por medio de ensayos de vibración.

Si bien los datos teóricos poseen errores que pueden provocar una baja correlación con los datos experimentales, la teoría de ajuste de modelos supone que los principales causantes del desacuerdo teórico-experimental son los errores en el modelo. Friswell y Mottershead consideran tres tipos de error:

- ❖ Errores en la estructura del modelo, los cuales se presentan cuando existe incertidumbre en las ecuaciones físicas gobernantes (como en el modelado de sistemas con un fuerte comportamiento no lineal).
- ❖ Errores en los parámetros del modelo, dentro de los que se encuentra la aplicación de condiciones de frontera inapropiadas, así como suposiciones imprecisas empleadas para simplificar el modelo.
- ❖ Errores en el orden del modelo, cuya ocurrencia se debe a la discretización de sistemas complejos, la cual puede producir modelos de orden insuficiente.

El propósito del ajuste de modelos es modificar los parámetros de masa, y rigidez del modelo numérico con el fin de obtener un mejor acuerdo entre los resultados numéricos y la información experimental. Si el modelo en cuestión ha sido desarrollado con propósitos de predicción, la correlación debe mejorarse corrigiendo suposiciones dudosas y no ejecutando modificaciones sin sentido físico

La teoría para realizar un ajuste del modelo en elementos finitos no es estudio de esta tesis, por la cual solo se realizará el ajuste paramétrico.

Los procedimientos para realizar las pruebas en Ansys, así como su configuración serán detalladas a continuación:

- **Decisiones preliminares:**

- Primero se debe decidir el tipo de análisis a realizar; para este estudio se debe realizar el análisis estructural, para evaluar los esfuerzos por efectos de la masa y la gravedad. Este resultado será la entrada al análisis modal.

Se crea el análisis descrito en la figura 2.12 en el *Project Schematic*, el cual debe de ser un *Static Structural* para evaluar un *Pre-Stress* del módulo, y la solución de este análisis será enviada a un análisis modal.

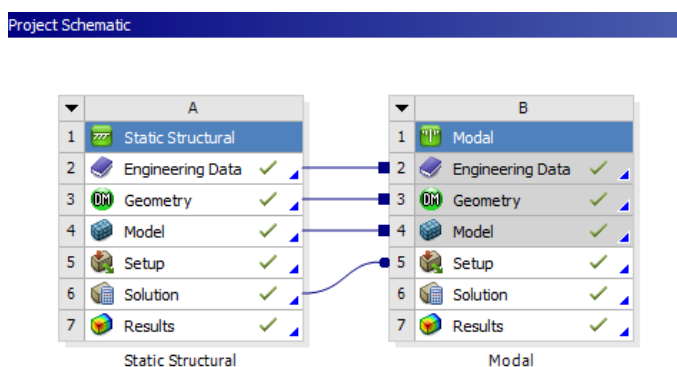


Figura 2.12: Project Schematic

Fuente: César López

- Segundo, se asigna en la librería de componentes (*Engineering Data*) los materiales que se utilizarán, los cuales serán el acero AISI 1020 para la estructura, acero (*Structural Steel*) para los tornillos y concreto (*Concrete*) para la cimentación del módulo.







Outline of Schematic A2, B2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	 Acero_AISI_1020	<input type="checkbox"/>		
4	 Concrete	<input type="checkbox"/>		
5	 Structural Steel	<input type="checkbox"/>		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1

Figura 2.13: Engineering Data

Fuente: César López

- Tercero, importar el modelo “Modelo 4.x_t”, al *DesignModeler* (ver anexo B) y crear en la parte superior las áreas de apoyo del motor. Para realizar un análisis completo se emplearán elementos sólidos

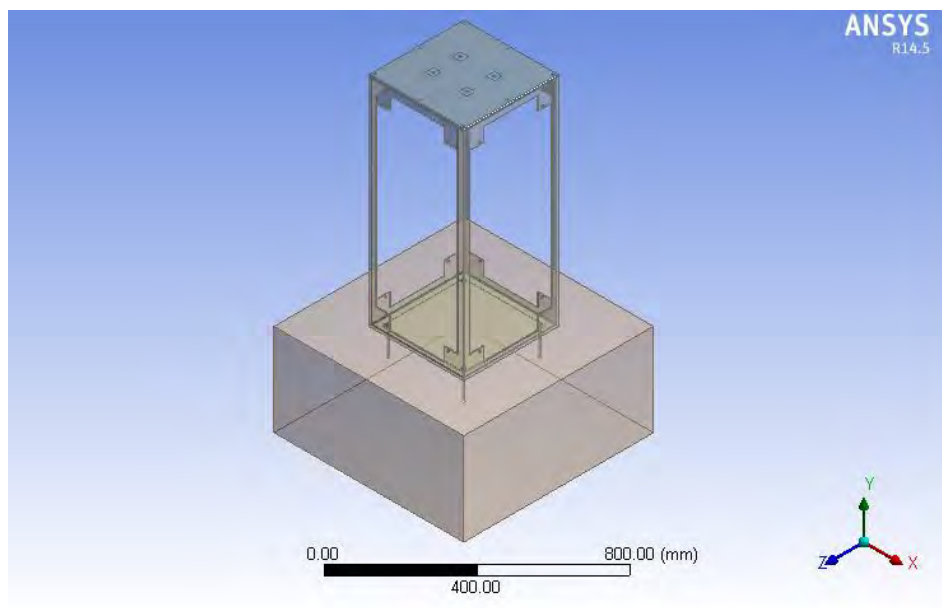


Figura 2.14: Modelo en DesignModeler

Fuente: César López

- **Pre-procesamiento:**

- Cuarto, realizar el pre-procesamiento en el entorno *Mechanical*, en el cual se define la geometría del modelo; se asignan los materiales a las piezas, se malla la geometría, se aplica el tipo de contacto entre las piezas, las cargas y los apoyos.

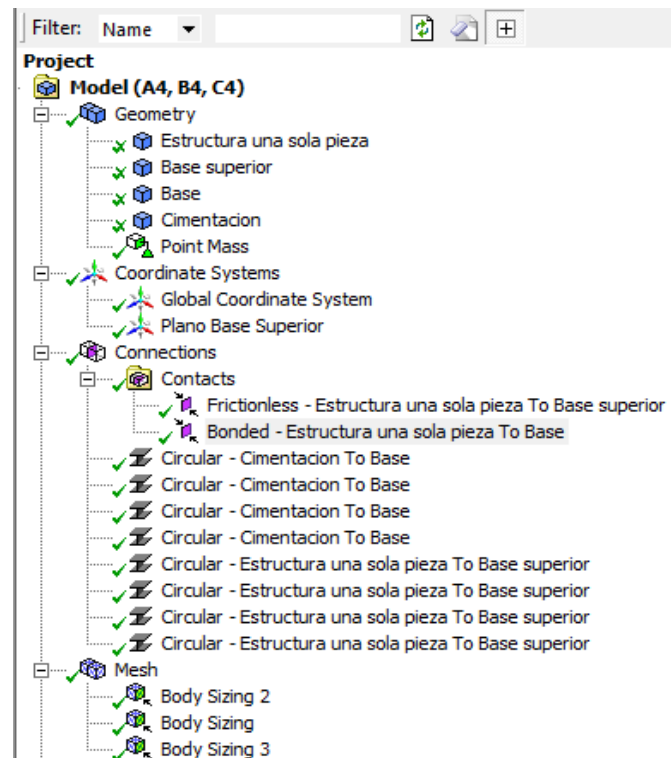


Figura 2.15: Pre-procesamiento

Fuente: César López

Como se aprecia en la figura 2.15 se tienen 4 piezas. El punto másico está apoyado en las áreas cuadradas superiores, en los contactos se tiene el *frictionless* entre la base superior y la estructura, además se tiene un *bonded* entre la base inferior y la estructura, se tienen 4 *beam* en la base superior y 4 *beam* como los pernos de anclaje entre la cimentación y la base inferior. Además se cuenta con un soporte *fixed* en la cimentación.

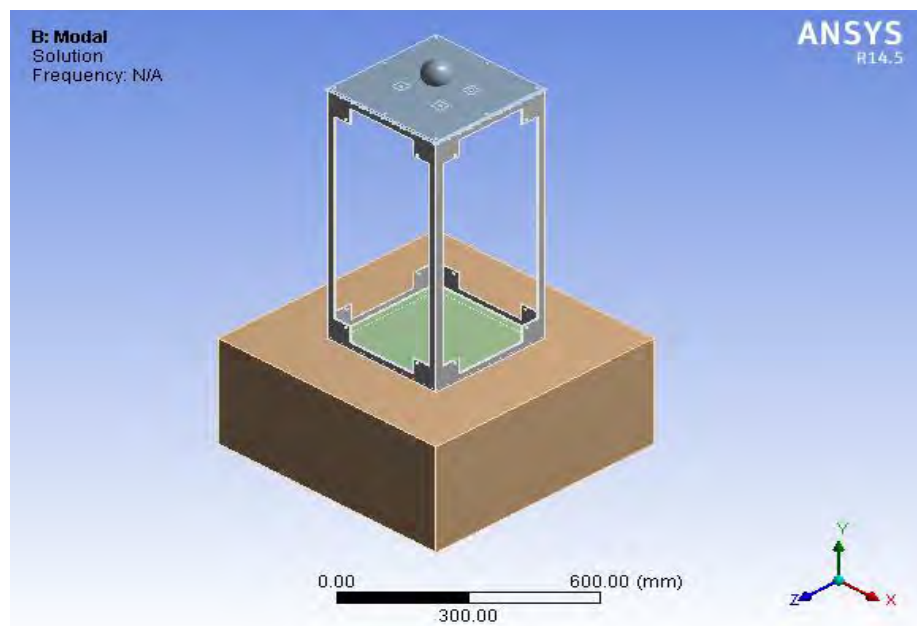


Figura 2.16: Modelo en Mechanical

Fuente: César López

- Resolución del modelo:
 - Quinto, se procede a resolver el modelo.

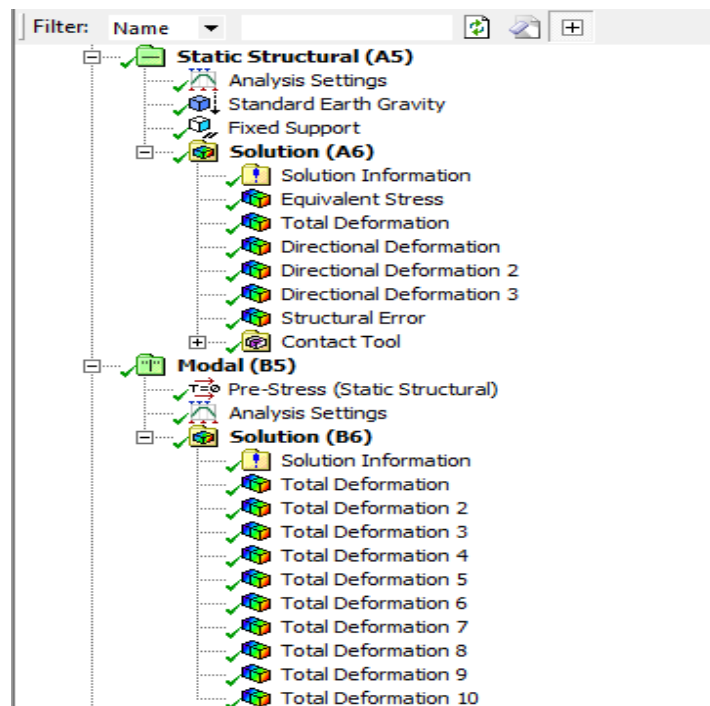


Figura 2.17: Solución del modelo

Fuente: César López

- Post-procesamiento:
 - Sexto, se revisan los resultados, y se comprueba la validez de la solución, obteniéndose:

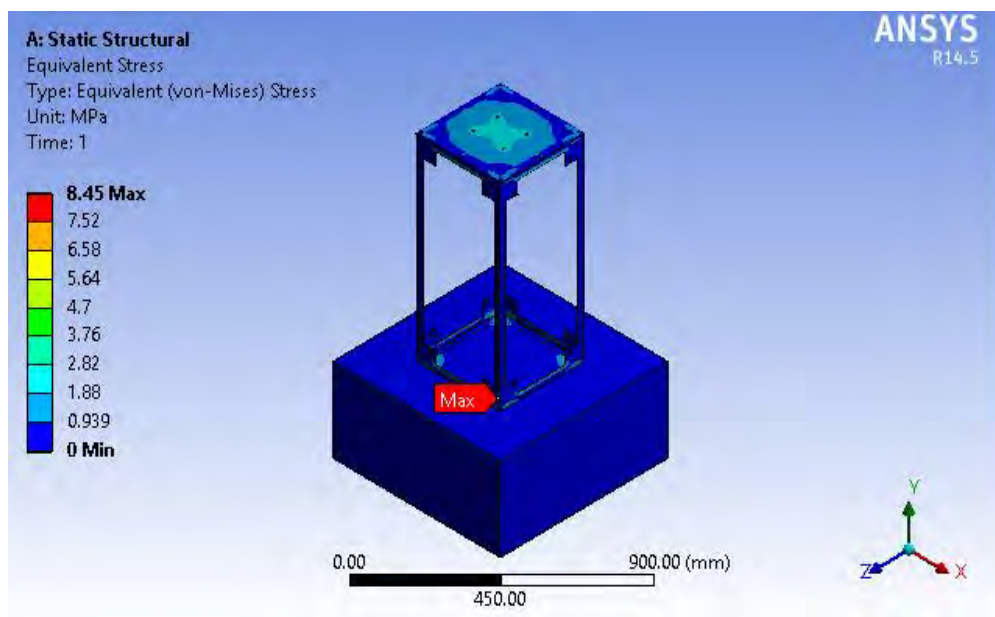


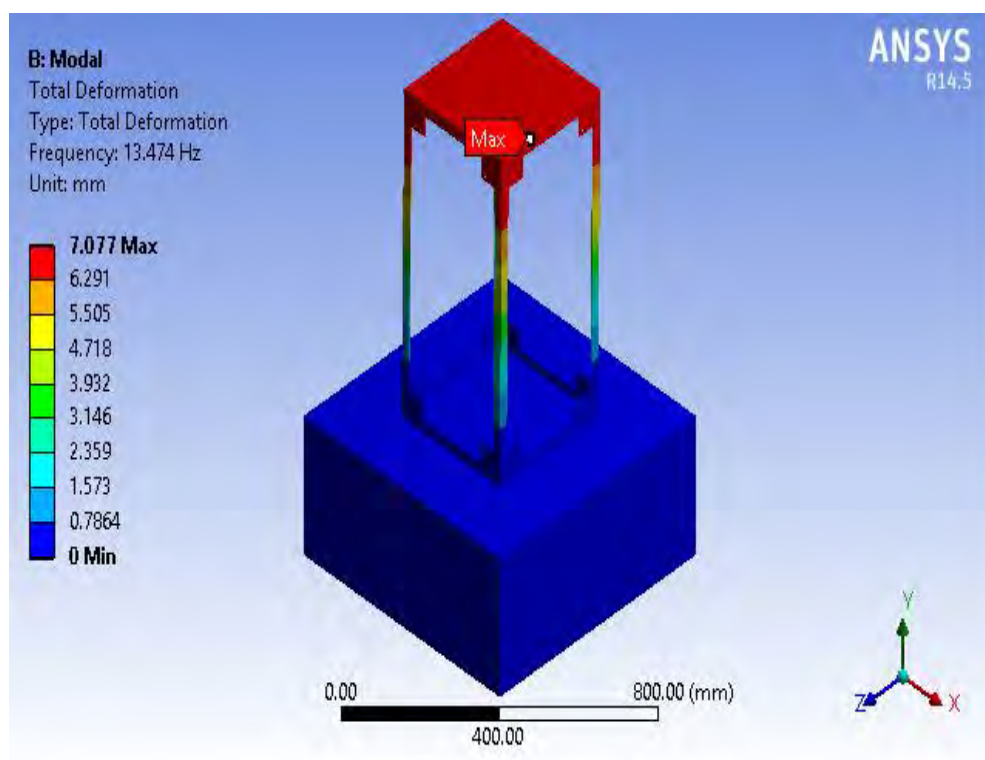
Figura 2.18: Solución *Static Structural*

Fuente: César López

Tabla 2.6: Frecuencias naturales obtenidas por Ansys

Modo	Frecuencia [Hz]
1.	13.474
2.	13.48
3.	38.12
4.	81.206
5.	147.02
6.	147.05
7.	154.03

Fuente: César López

**Figura 2.19: Primer modo**

Fuente: César López

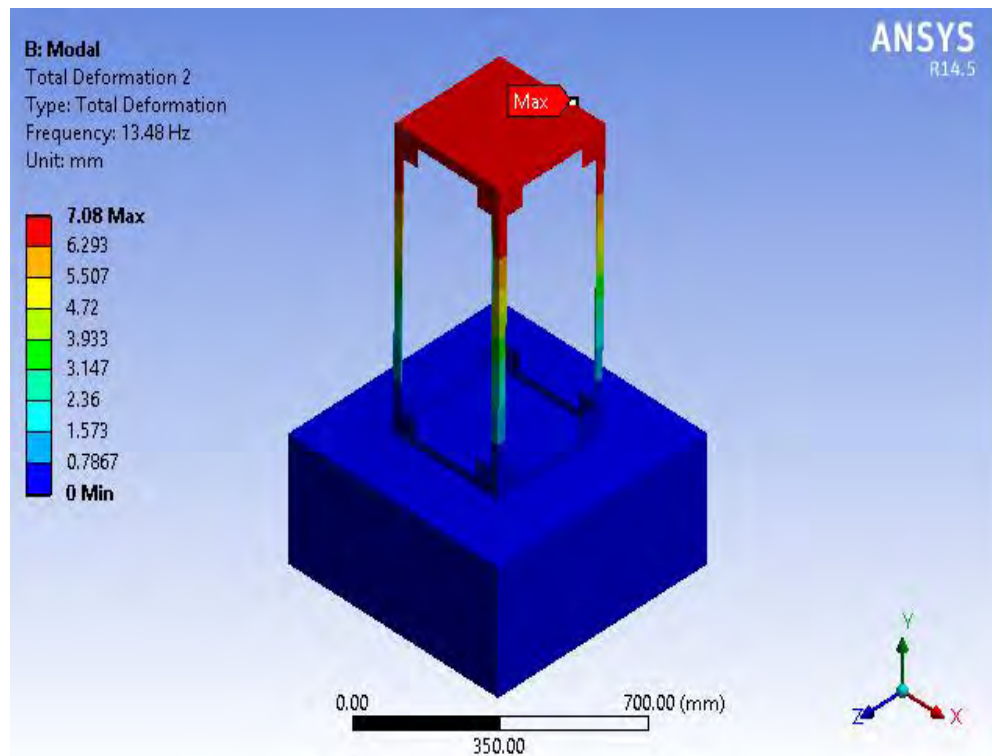


Figura 2.20: Segundo modo

Fuente: César López

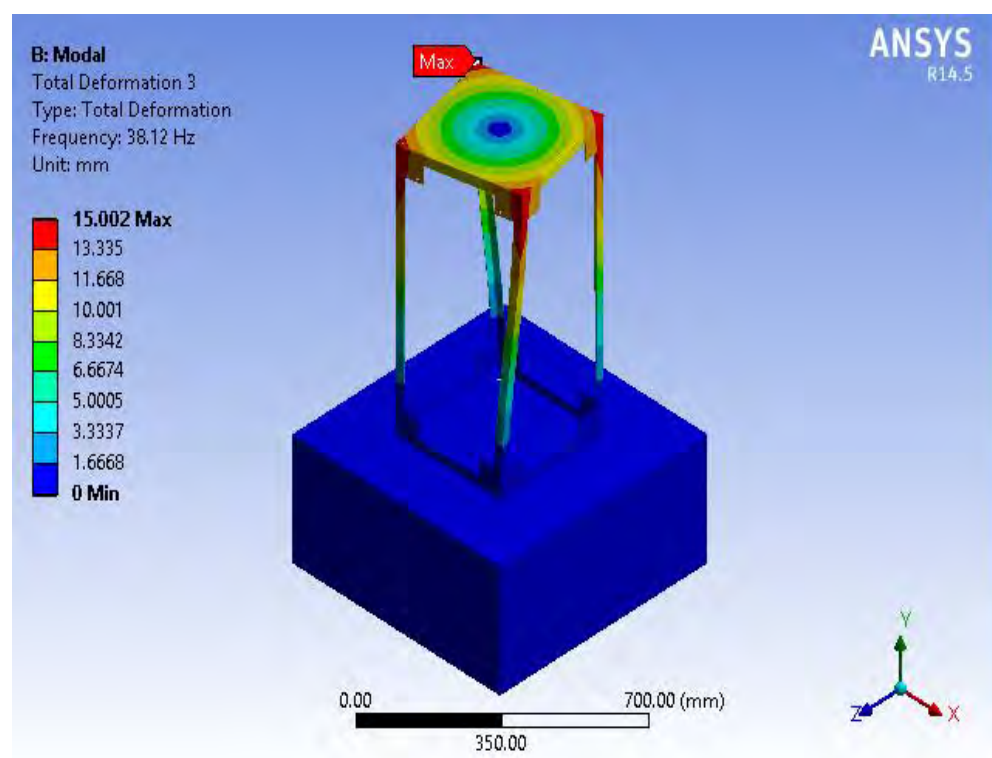


Figura 2.21: Tercer modo

Fuente: César López

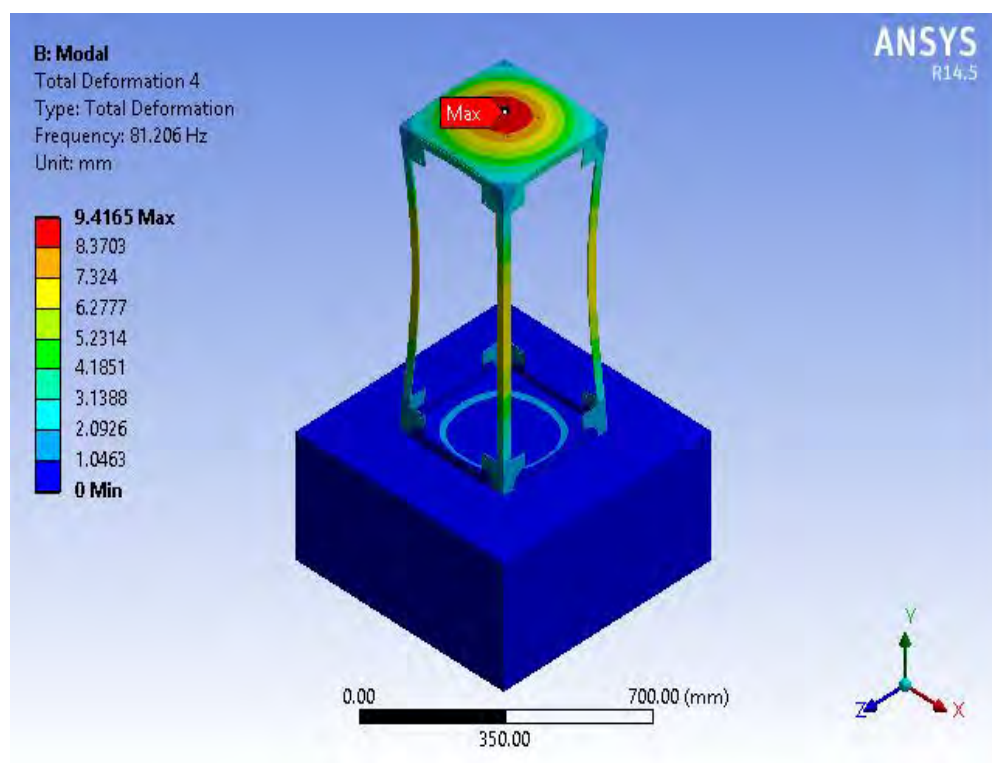


Figura 2.22: Cuarto modo

Fuente: César López

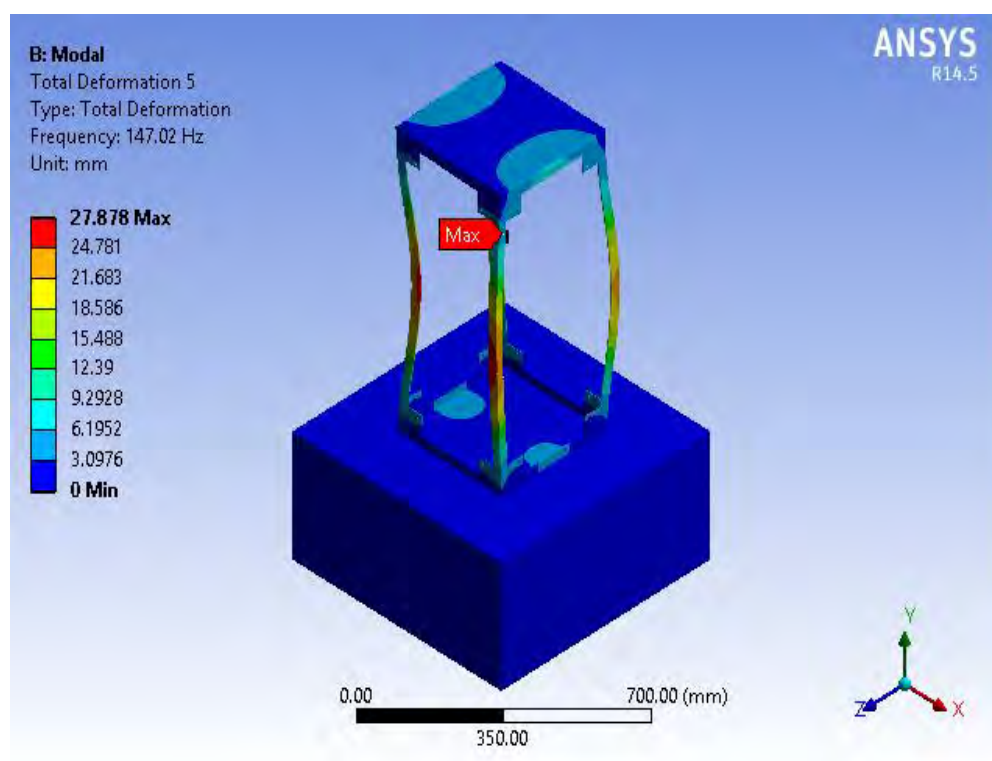


Figura 2.23: Quinto modo

Fuente: César López

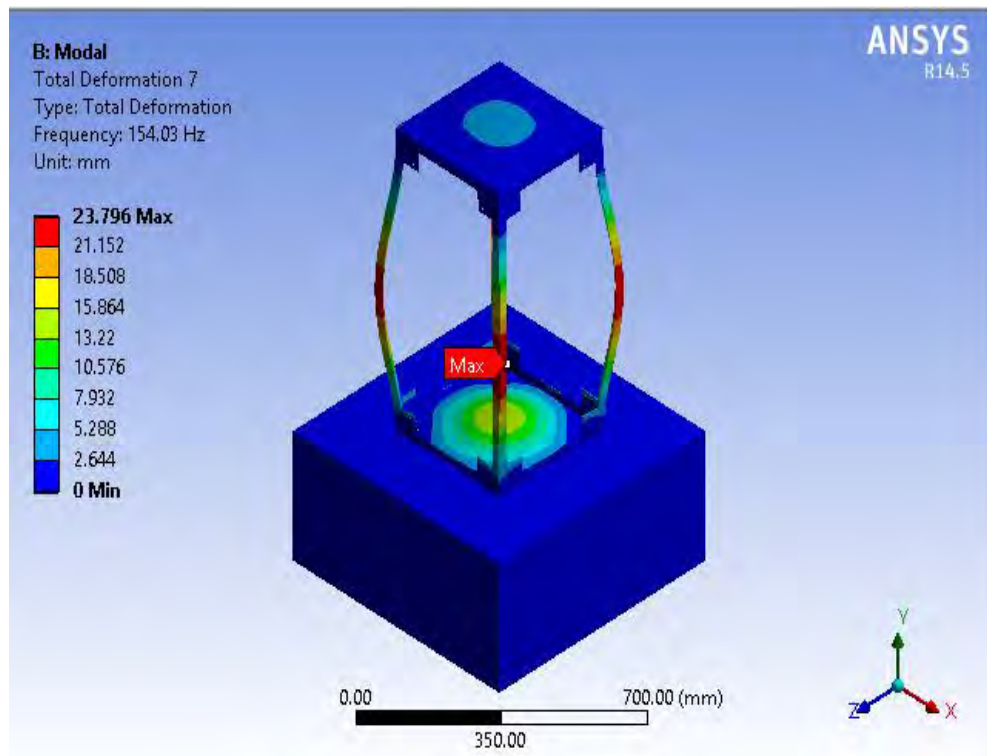


Figura 2.24: Sexto modo

Fuente: César López

2.6.2 Pruebas experimentales

Después de ensamblar el módulo completo y haber hecho su modelamiento, se realiza un *bump test* obteniéndose las siguientes frecuencias naturales:

Tabla 2.7: Frecuencias obtenidas por *bump test*

<i>Bump Test</i>				
Dirección	Frecuencias (CPM)			
H	801	2200	9122	
V	828	2200	4679	8765
A	801	2200		

Fuente: César López

Como se puede apreciar la primera frecuencia natural es 13.35Hz (801 CPM), la segunda frecuencia natural es 13.80 Hz (828 CPM), la tercera frecuencia natural es 36.7 Hz (2200 CPM), la cuarta frecuencia natural es 77.98 Hz (4679 CPM), la quinta frecuencia natural es 146 Hz (8765CPM), y la sexta frecuencia natural es 152 Hz (9122 CPM), éstas son las frecuencias más fáciles de excitar por ser las frecuencias más bajas del sistema. A continuación se muestran las gráficas de la prueba realizada.

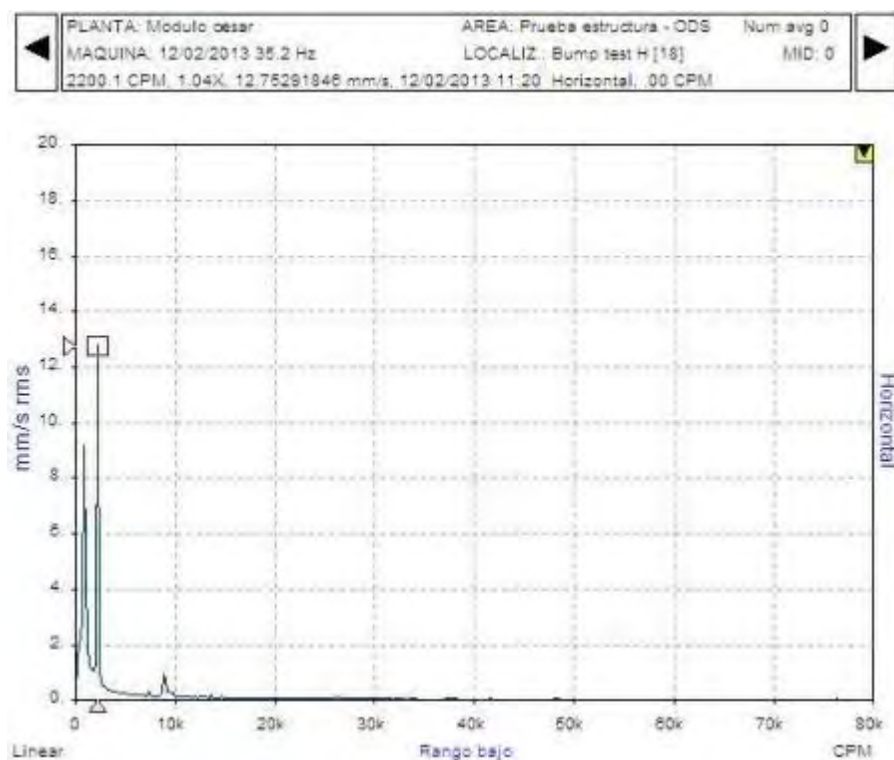


Figura 2.25: Bump test en dirección horizontal

Fuente: César López

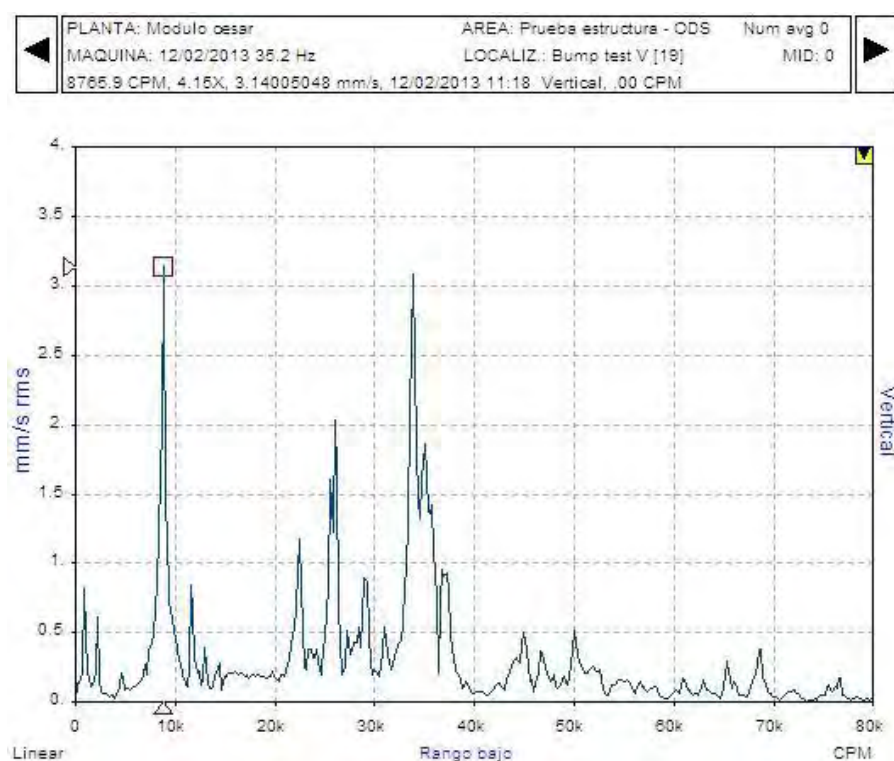


Figura 2.26: Bump test en dirección vertical

Fuente: César López

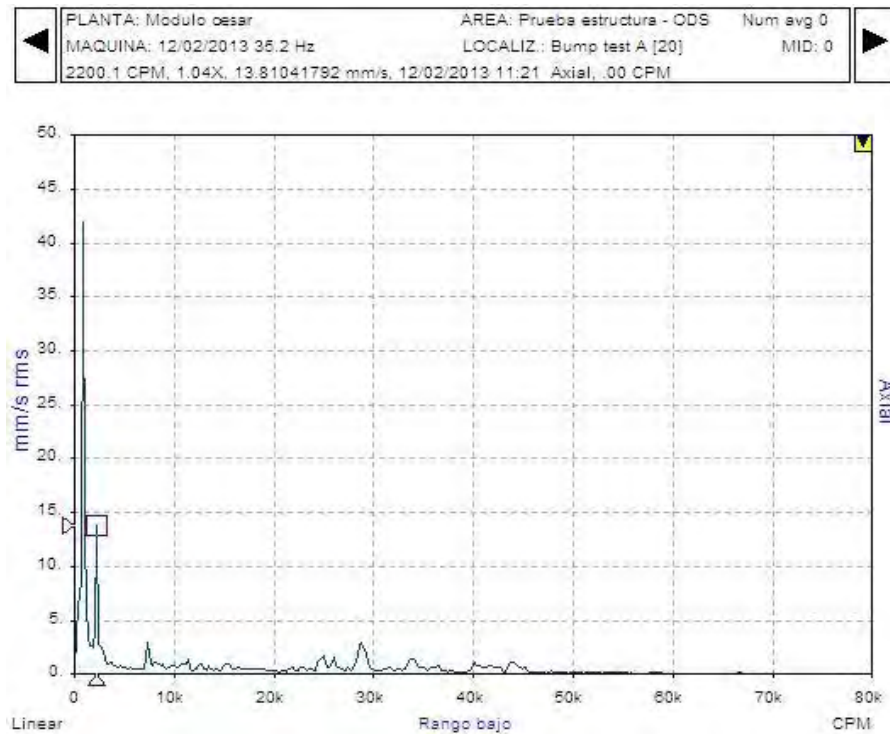


Figura 2.27: Bump test en dirección axial

Fuente: César López

Otro método para hallar las frecuencias naturales de un sistema, es con las pruebas de arranque y parada (*Run-up and Run-down testing*), los resultados de dicha prueba se muestran a continuación:

Tabla 2.8: Frecuencias obtenidas por Run-down

Arranque y parada		
Dirección	Frecuencias (CPM)	
H	886	2186
V	882	
A	886	2186

Fuente: César López

Como se puede apreciar las frecuencias naturales halladas por ambos métodos son muy aproximadas, la primera frecuencia natural es 14.7Hz (886 CPM), que difiere de la primera frecuencia natural hallada por en el *bump test* en 9%, la segunda frecuencia natural es 36.4 Hz (2186 CPM) que difiere de la segunda frecuencia natural hallada por el *bump test* en 0.5 %, la desventaja de este prueba se debe a su limitación de mostrar las frecuencias naturales que son excitadas directamente por la máquina.

A continuación se muestran las gráficas obtenidas del *run down*.

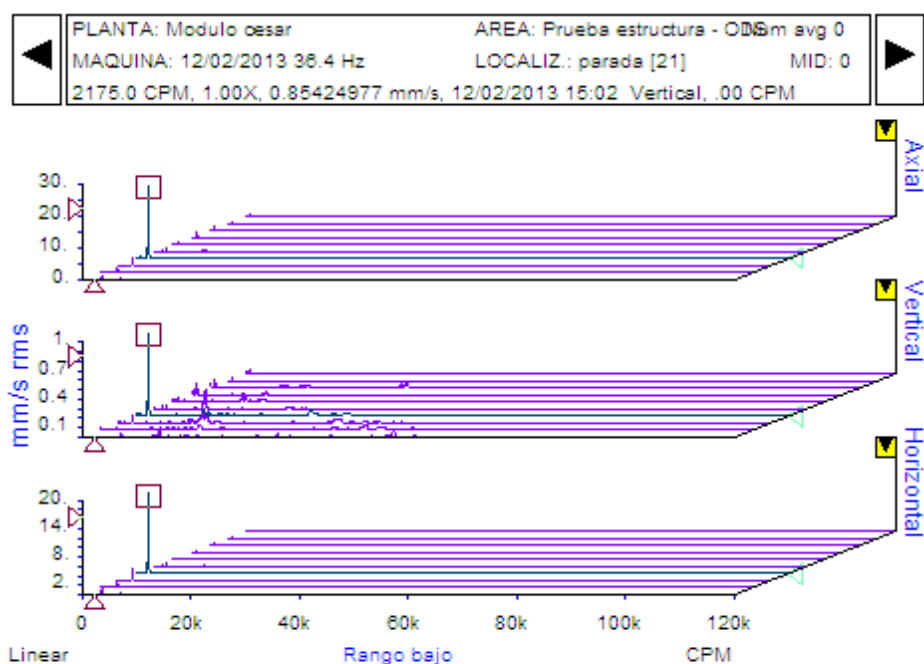


Figura 2.28: Run – down en las tres direcciones en cascada

Fuente: César López

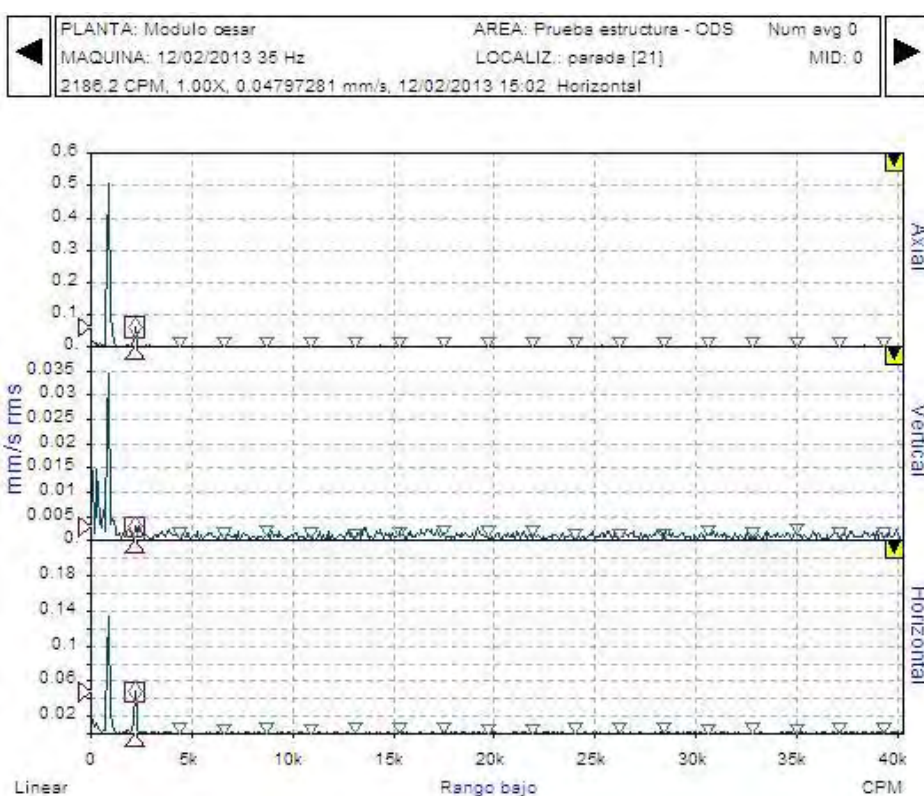


Figura 2.29: Run – down en las tres direcciones simplificado

Fuente: César López

2.6.3 Inspección realizada

Al configurar el variador de frecuencia a 2184 CPM (36.4 Hz) muy cercana a la frecuencia natural de 2200 CPM (36.7 Hz) se realiza la toma de datos en los puntos mostrados en la figura 2.30, obteniéndose los siguientes valores globales (ver tabla 2.9) con sus respectivos espectros.

Tabla 2.9: Valores Globales

Valores Globales					
Pto	Dirección	Valor RMS	Pto	Dirección	Valor RMS
1	H	12.28	2	H	15.28
	V	0.66		V	0.8
	A	15.72		A	13.9
3	H	10.65	4	H	10.38
	V	0.55		V	0.23
	A	12.22		A	9.82
5	H	33.84	6	H	42.58
	V	1.08		V	2.18
	A	18.66		A	30.023
7	H	51.14	8	H	38.056
	V	1.84		V	3.41
	A	28.47		A	28.25
9	H	6.68	10	H	6.14
	V	0.79		V	1.6
	A	4.38		A	5.2
11	H	4.51	12	H	4.61
	V	0.25		V	1.77
	A	2.77		A	4.27
13	H	0.11	14	H	0.09
	V	0.12		V	0.05
	A	0.13		A	0.08
Motor	H	2.00			
	V	0.28			
	A	0.48			

Fuente: César López

Los valores globales dan a entender que en los puntos 5, 6, 7, y 8 se da la mayor vibración debido a que el sistema actúa como una viga empotrada, al aplicar una fuerza en la parte superior el desplazamiento mayor se dará en la parte superior, además se observa que en la parte inferior, puntos 13 y 14 no presenta elevadas vibraciones por estar fija a la cimentación.

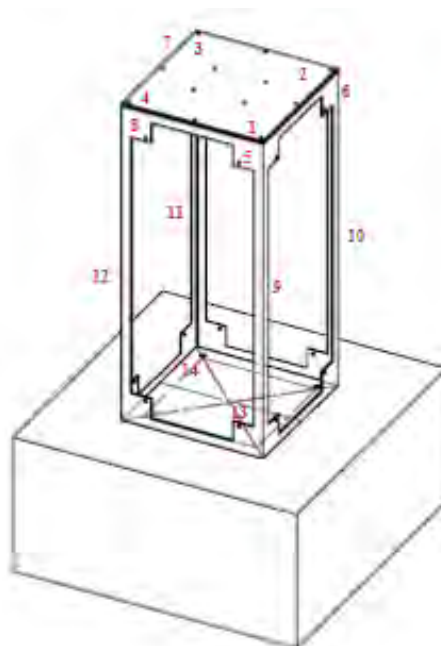


Figura 2.30: Puntos de toma de diagnóstico

Fuente: César López

Se debe tener en claro que estos valores globales están estandarizados mediante la norma ISO 10816, en el cual los valores globales son tomados en los rangos entre 10Hz y 1000 Hz.

En los puntos medidos se obtuvieron los siguientes espectros:

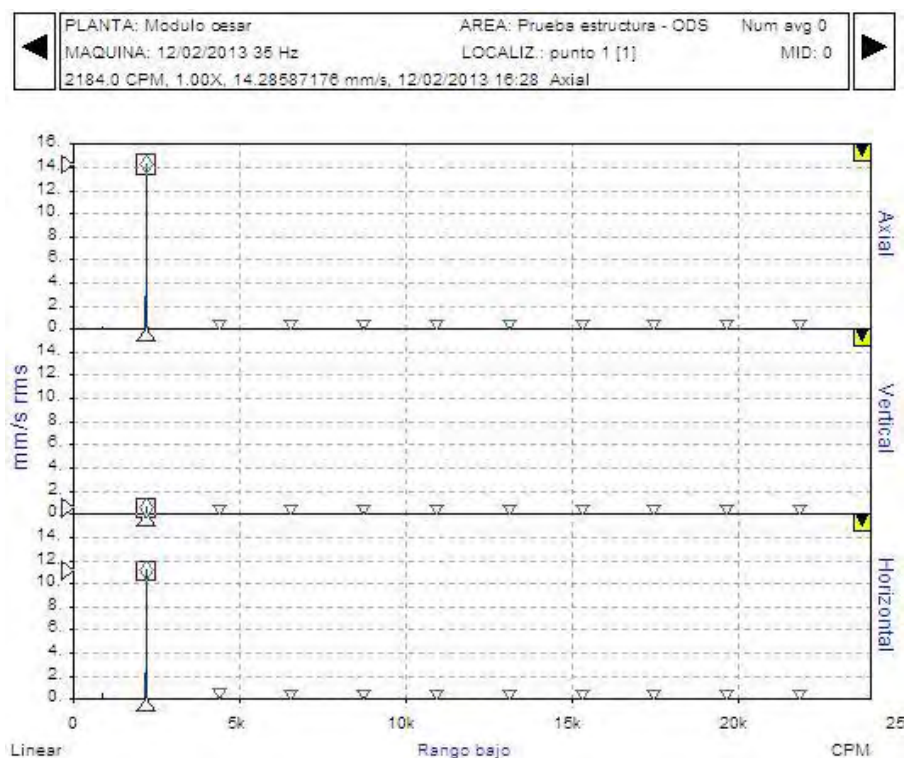


Figura 2.31: Espectro punto 1, rango bajo

Fuente: César López

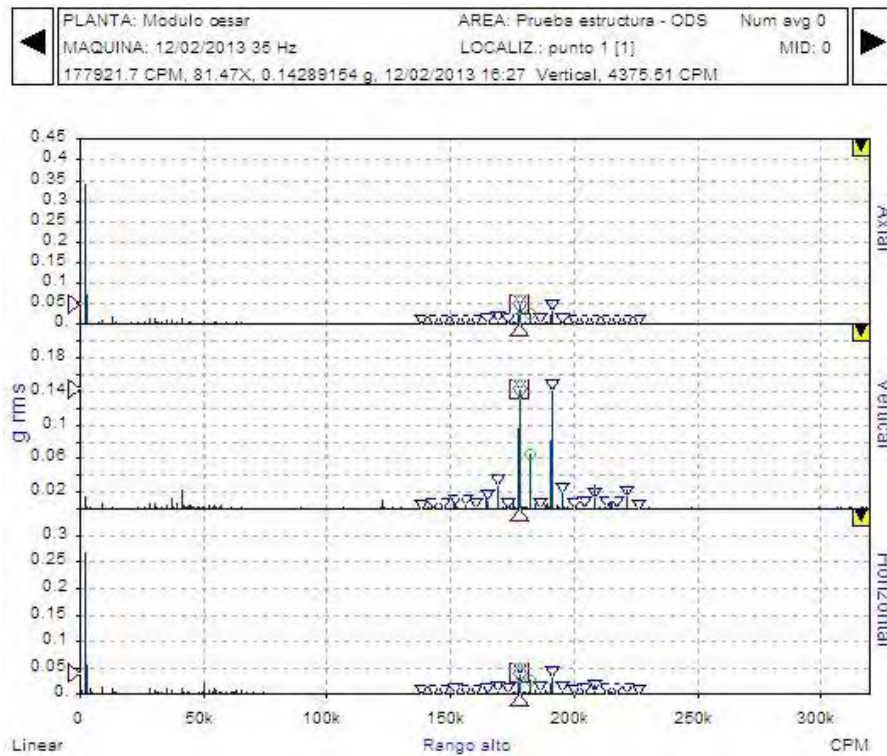


Figura 2.32: Espectro punto 1, rango alto

Fuente: César López



Figura 2.33: Espectro punto 2, rango bajo

Fuente: César López

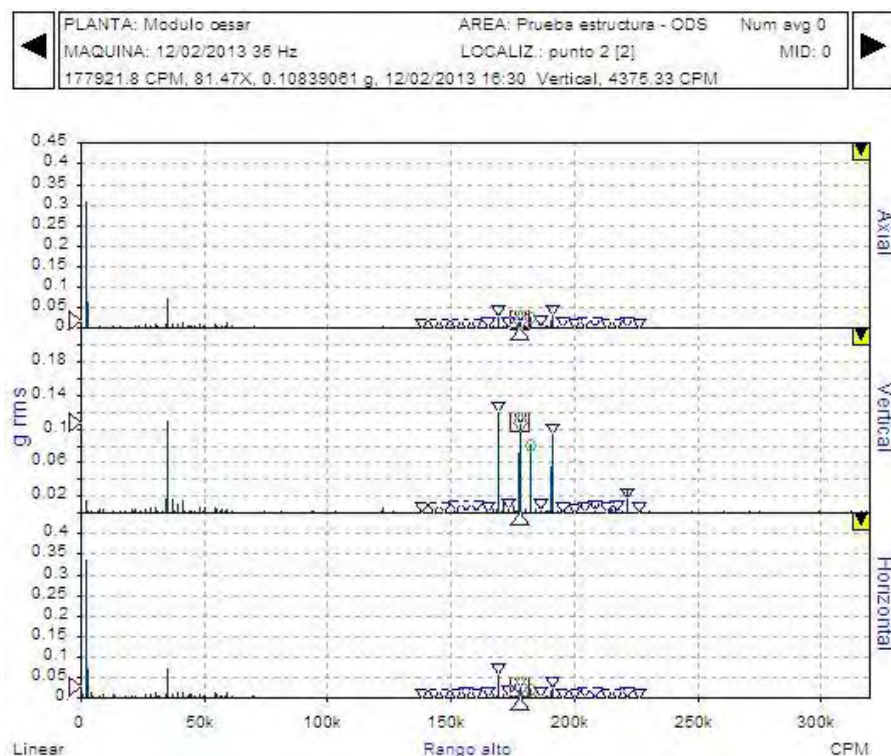


Figura 2.34: Espectro punto 2, rango alto

Fuente: César López

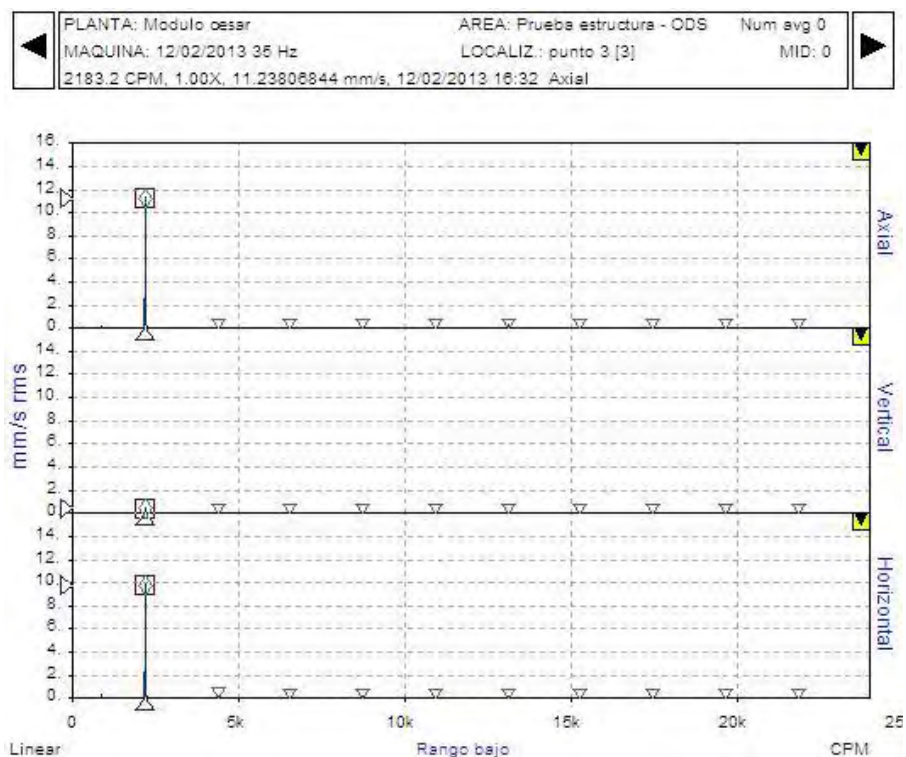


Figura 2.35: Espectro punto 3, rango bajo

Fuente: César López

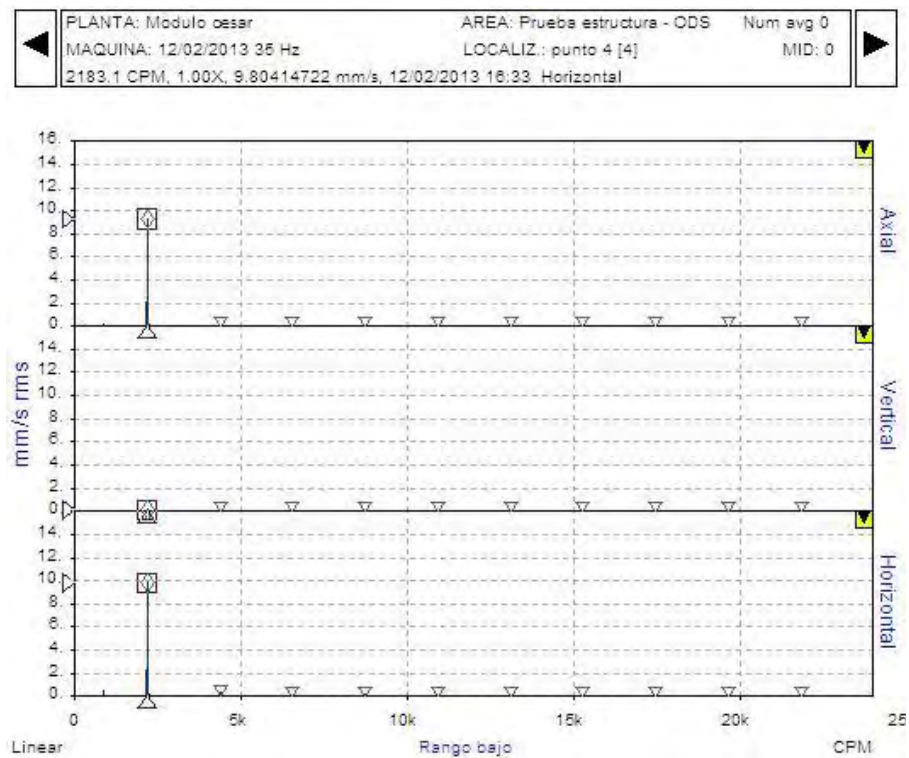


Figura 2.36: Espectro punto 4, rango bajo

Fuente: César López

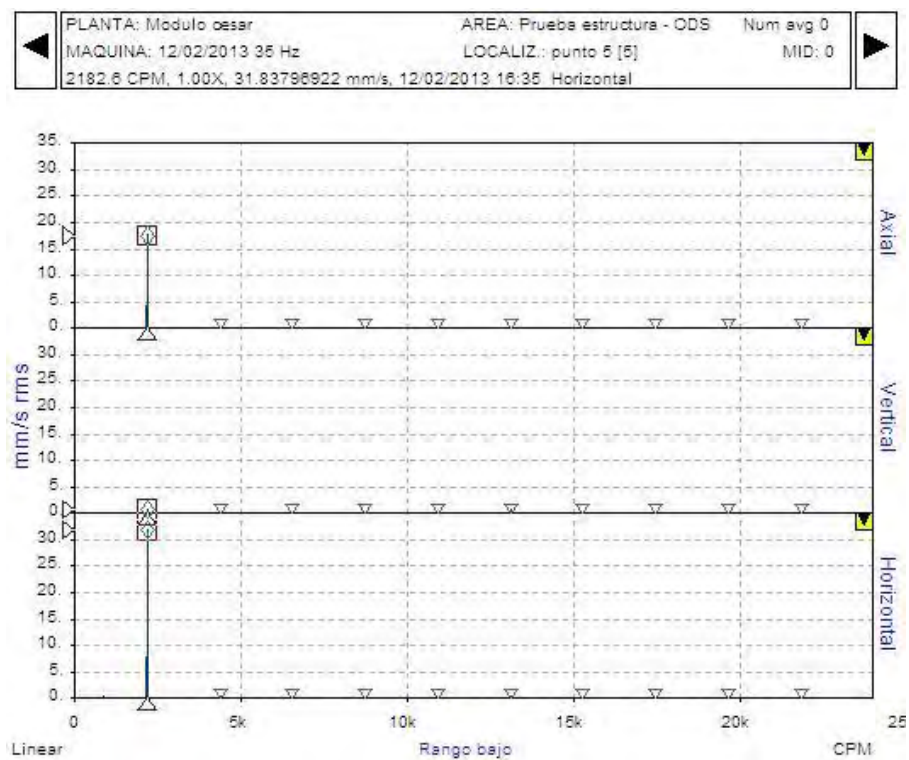


Figura 2.37: Espectro punto 5, rango bajo

Fuente: César López

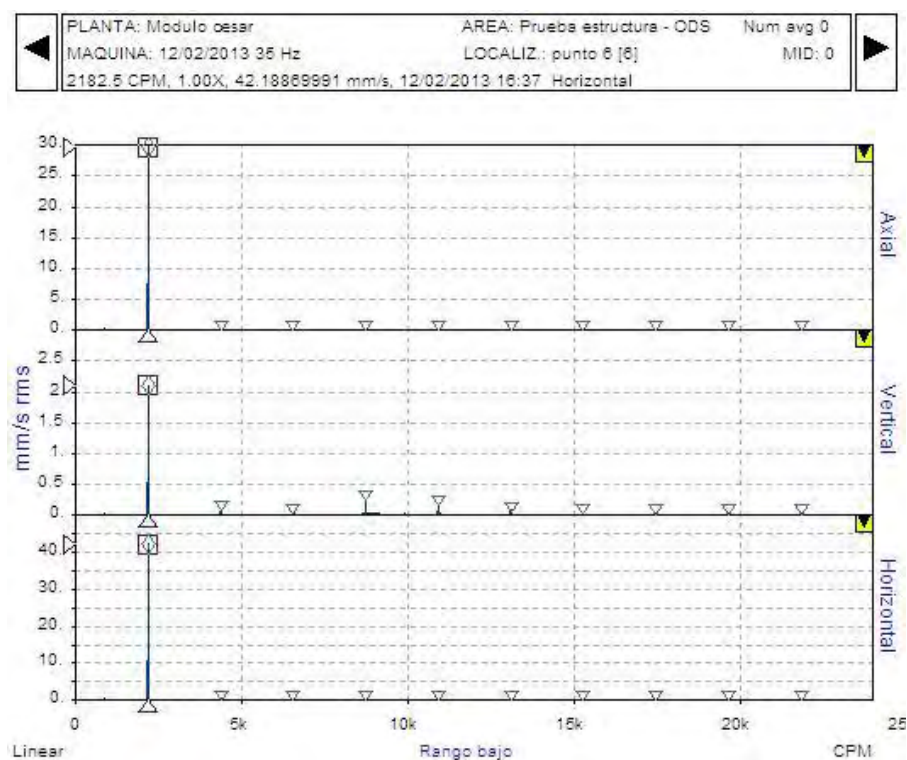


Figura 2.38: Espectro punto 6, rango bajo

Fuente: César López

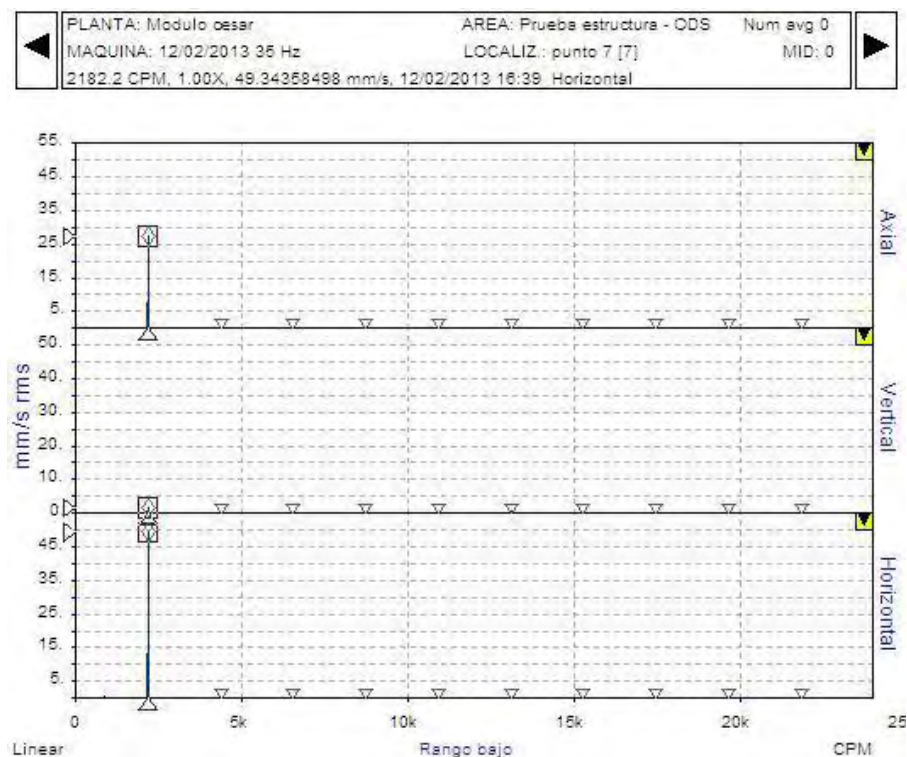


Figura 2.39: Espectro punto 7, rango bajo

Fuente: César López

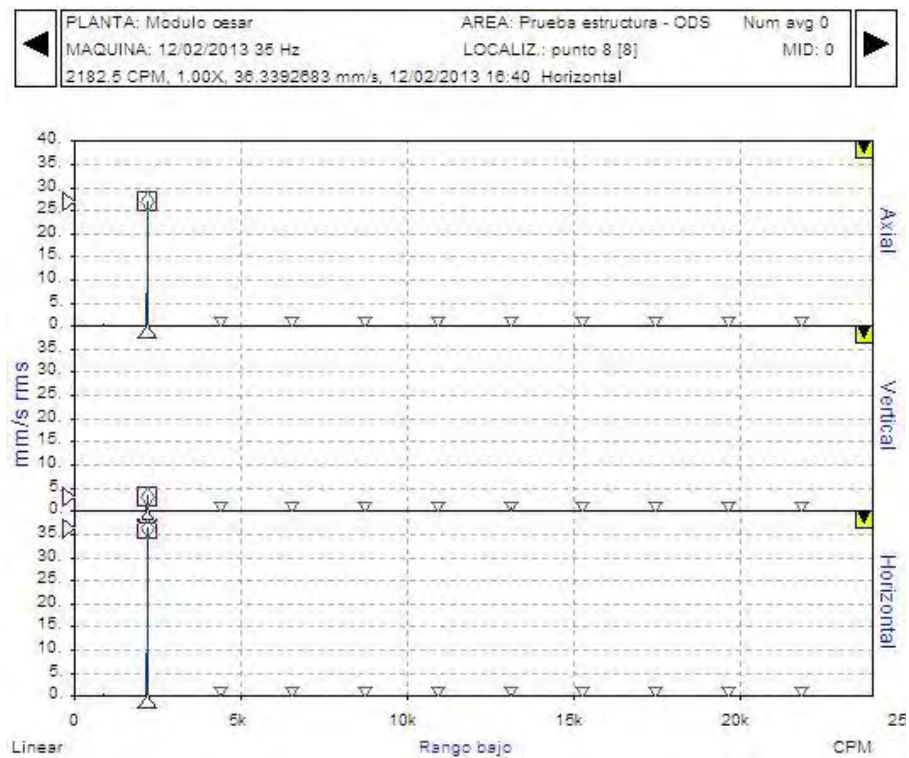


Figura 2.40: Espectro punto 8, rango bajo

Fuente: César López

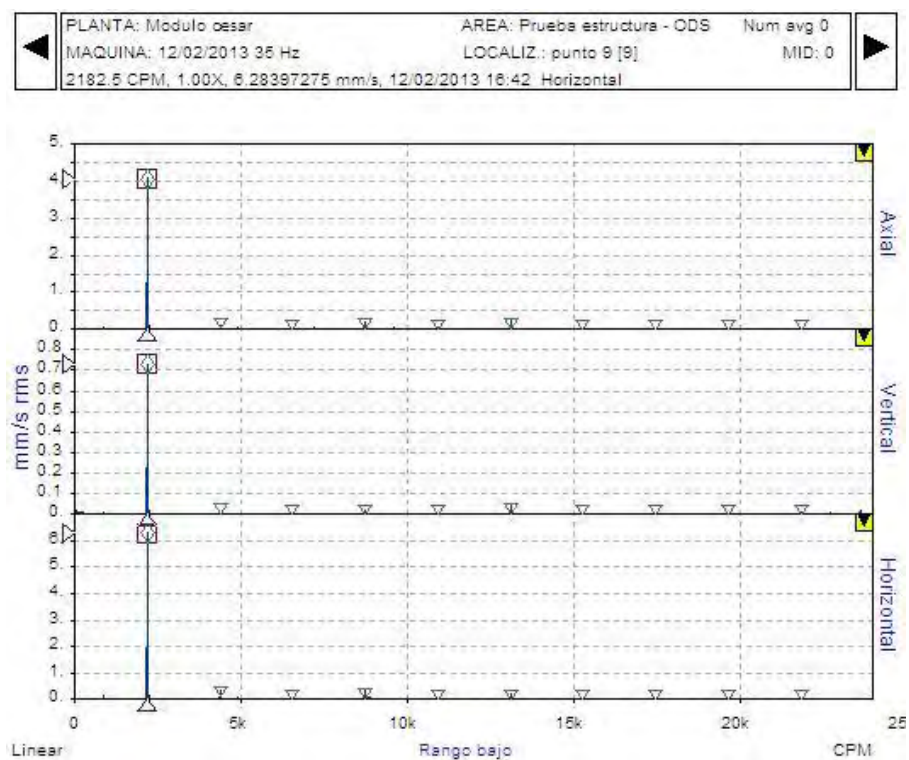


Figura 2.41: Espectro punto 9, rango bajo

Fuente: César López

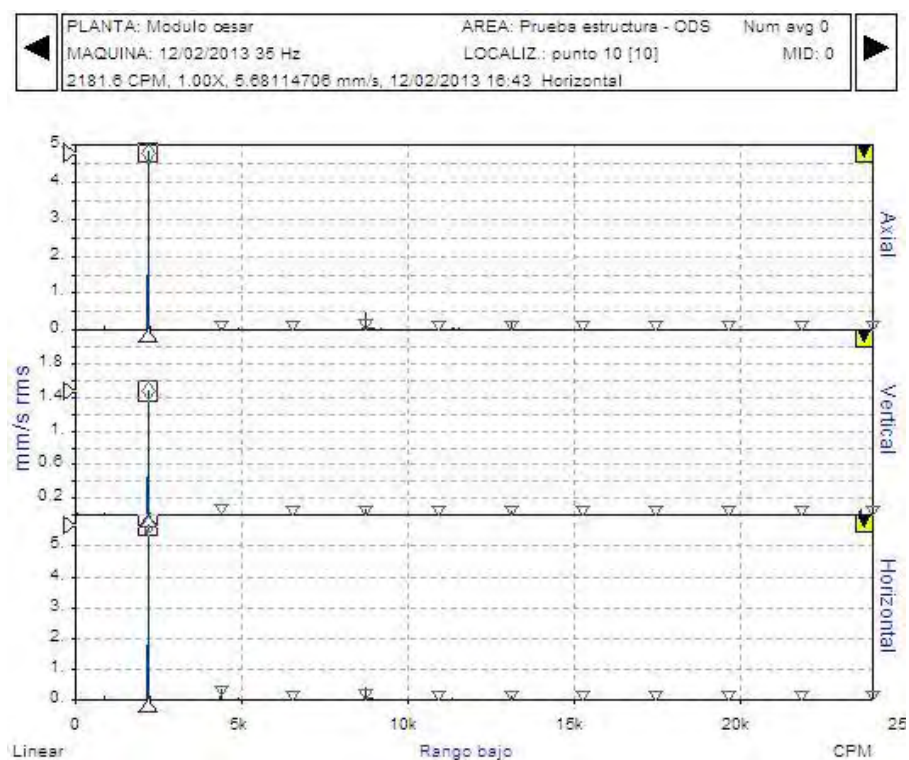


Figura 2.42: Espectro punto 10, rango bajo

Fuente: César López

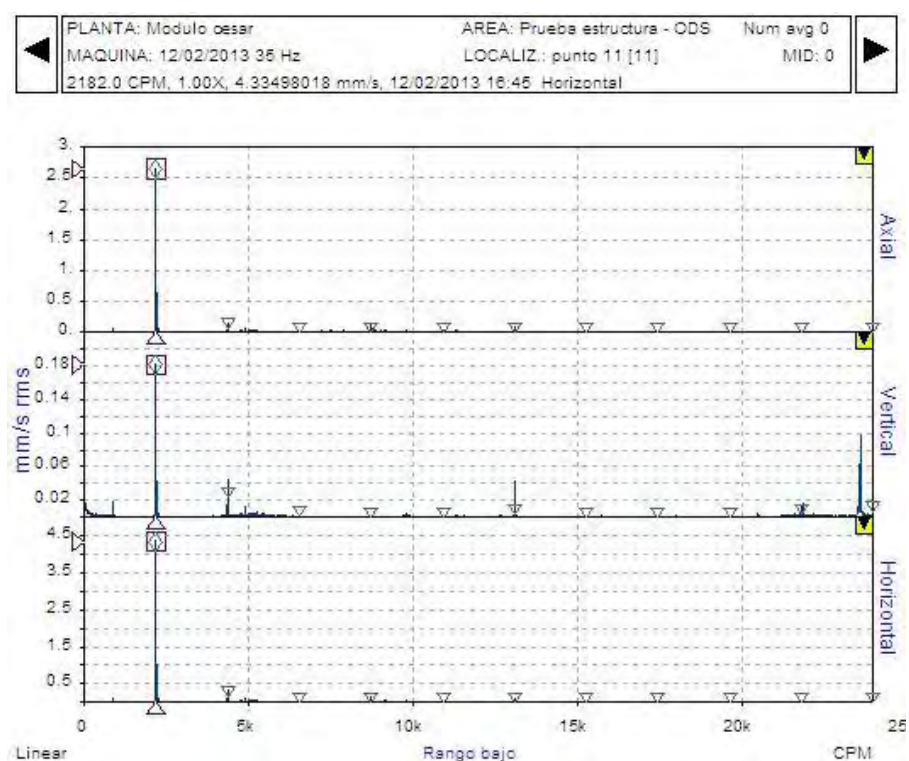


Figura 2.43: Espectro punto 11, rango bajo

Fuente: César López

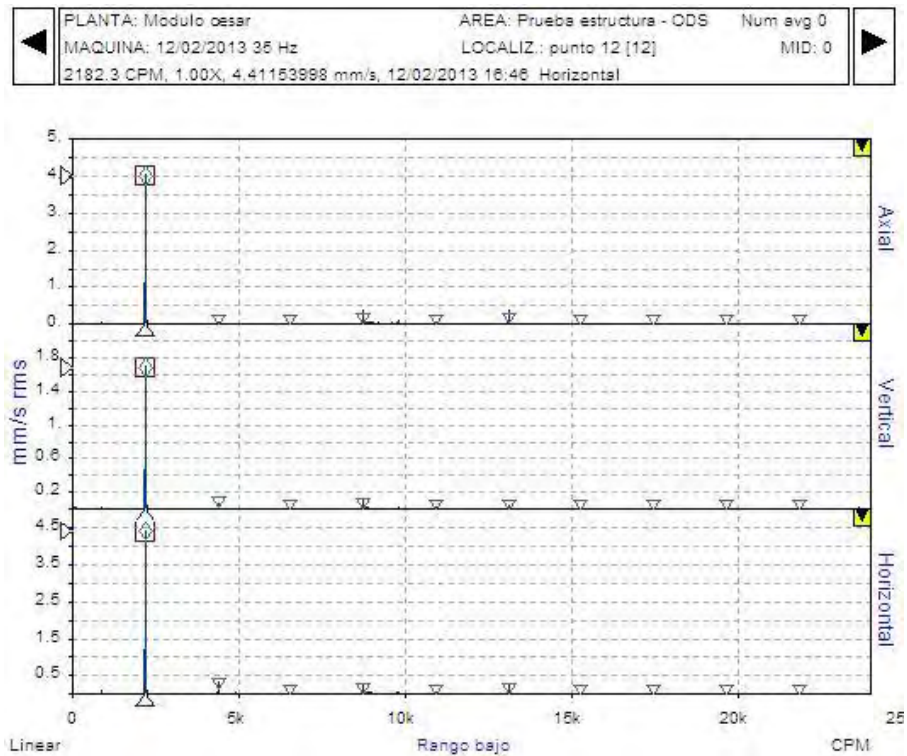


Figura 2.44: Espectro punto 12, rango bajo

Fuente: César López

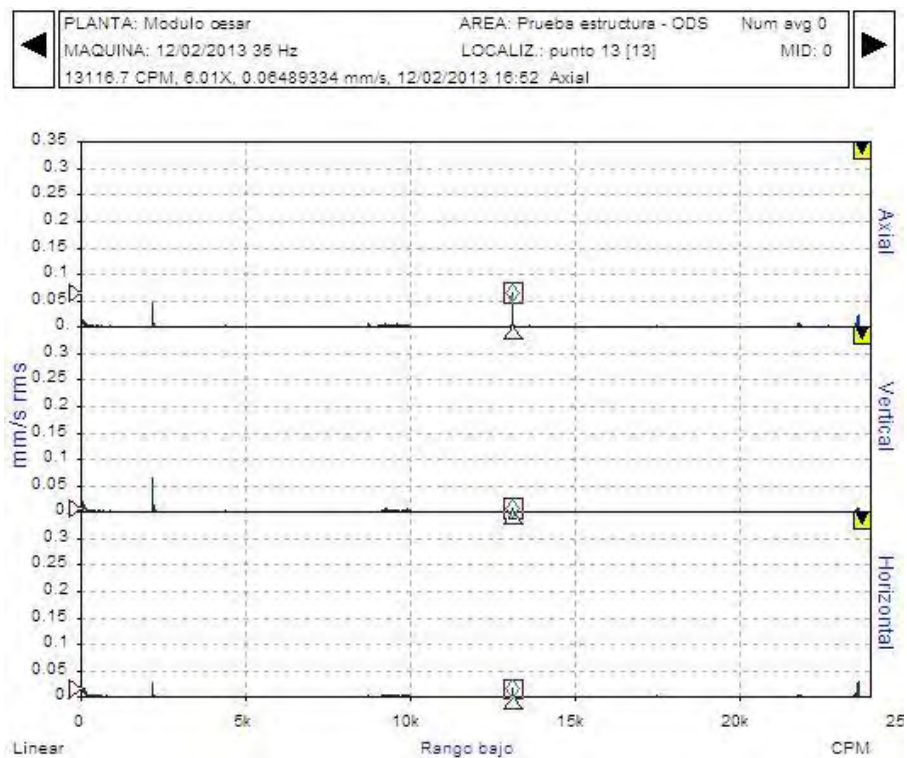


Figura 2.45: Espectro punto 13, rango bajo

Fuente: César López

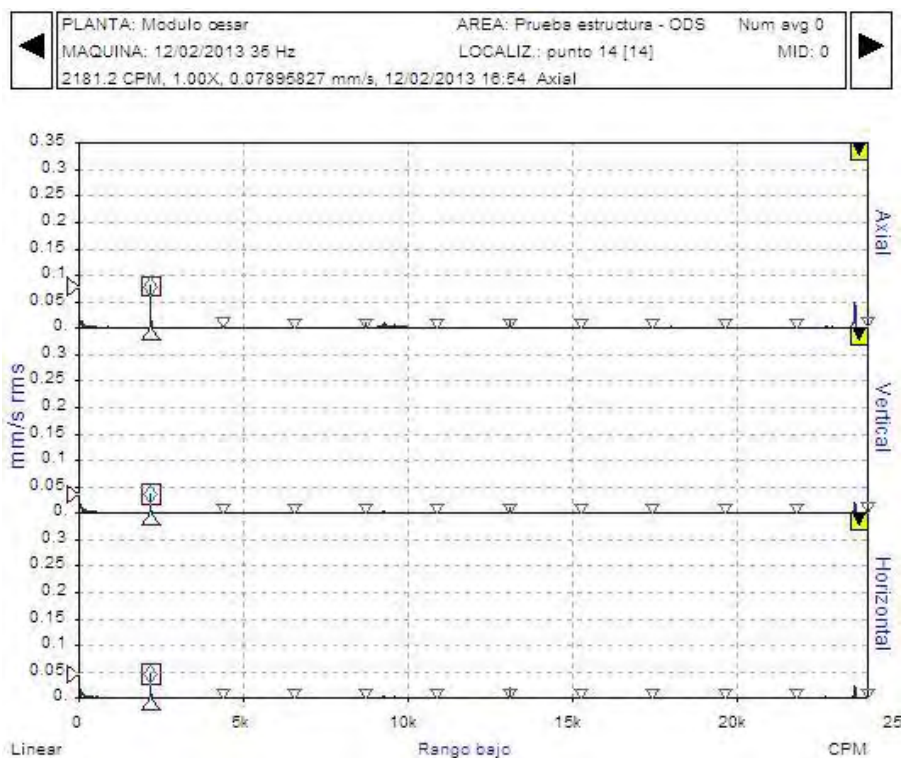


Figura 2.46: Espectro punto 14, rango bajo

Fuente: César López

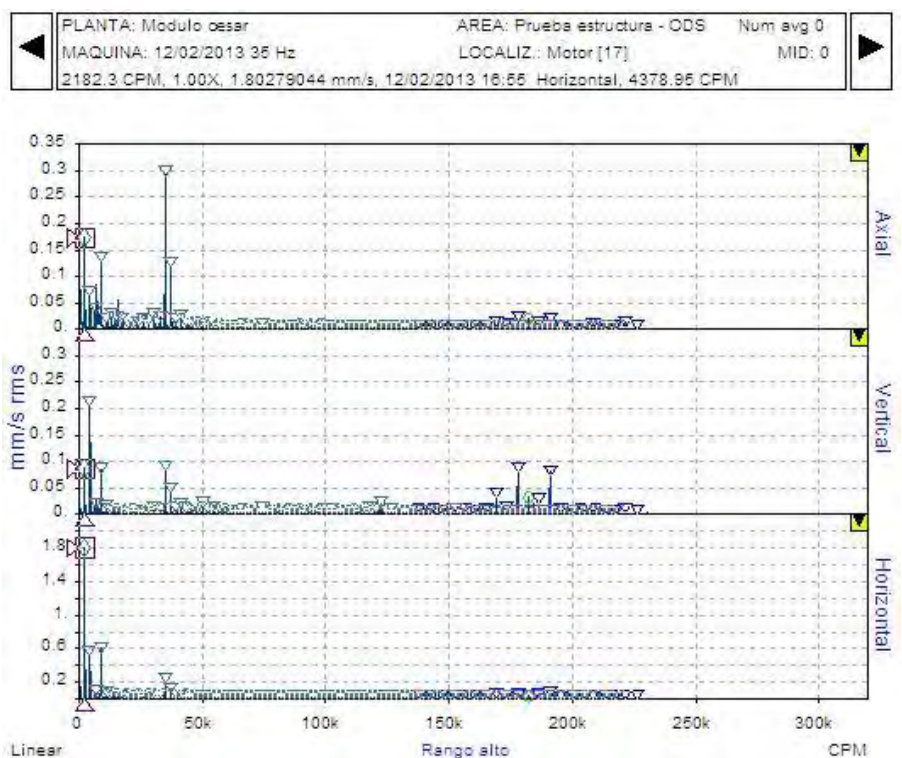


Figura 2.47: Espectro motor rango bajo

Fuente: César López

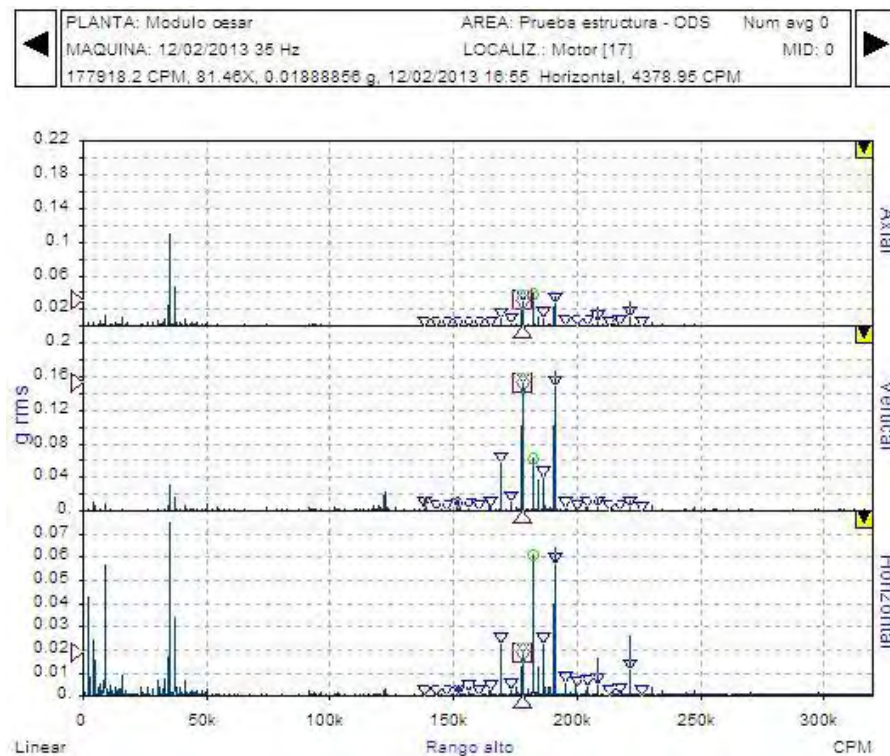


Figura 2.48: Espectro motor rango alto

Fuente: César López

2.6.4 Diagnóstico del sistema

Los problemas encontrados son los siguientes:

En los espectros se encuentra una alta vibración de 49.34 mm/seg. RMS a la frecuencia de trabajo del motor 2182 CPM en el punto 7, ver figura 2.39, esto se debe a su cercanía a la frecuencia natural de 2200 CPM, llegando a presentar un problema de resonancia estructural.

Se observa una frecuencia a 34 916 CPM (16X), que representa la 2SH (frecuencia de paso de los agujeros del disco de desbalance (SH = 8X)), lo que indica un pequeño desalineamiento del disco de desbalance.

Además se puede observar en el motor, una falla de rodamientos a 177 918 CPM (15 BPFI) con bandas vecinas a 4378 CPM (2X), esta frecuencia indica una falla de la pista interna del rodamiento en fase de alarma.

2.6.5 Análisis de forma de deflexión en operación (*Operation Deflection Shape*)

El análisis ODS se realiza mediante el software MScope de Vibrant Technology, la teoría expuesta en el capítulo 1 del ODS explicará la matemática interna del análisis ODS. Para realizar el análisis ODS se han tomado 55 puntos.

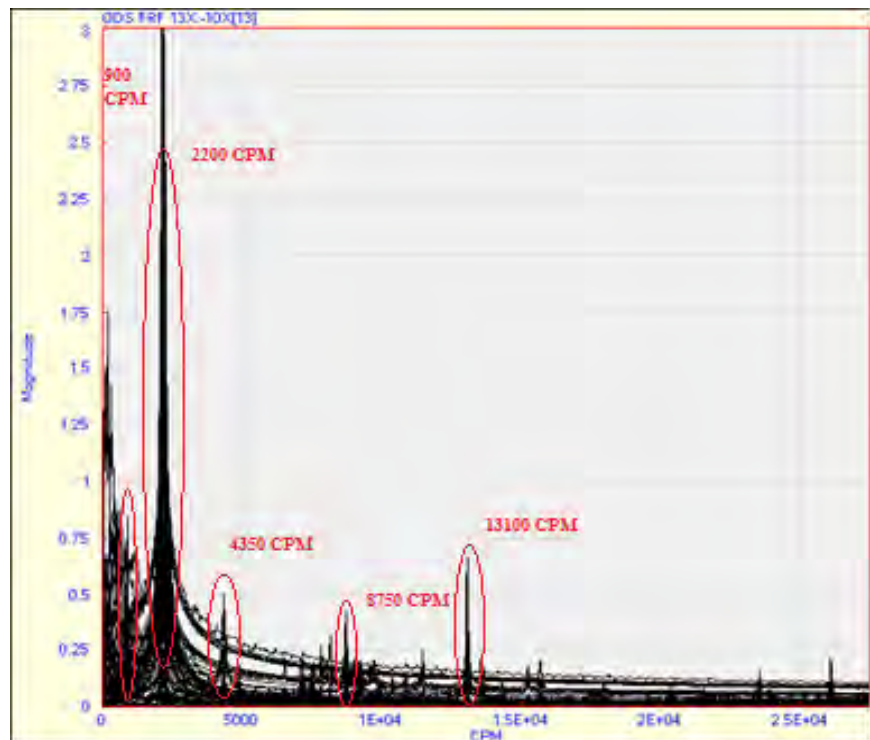


Figura 2.49: Espectro del análisis ODS (superposición)

Fuente: César López

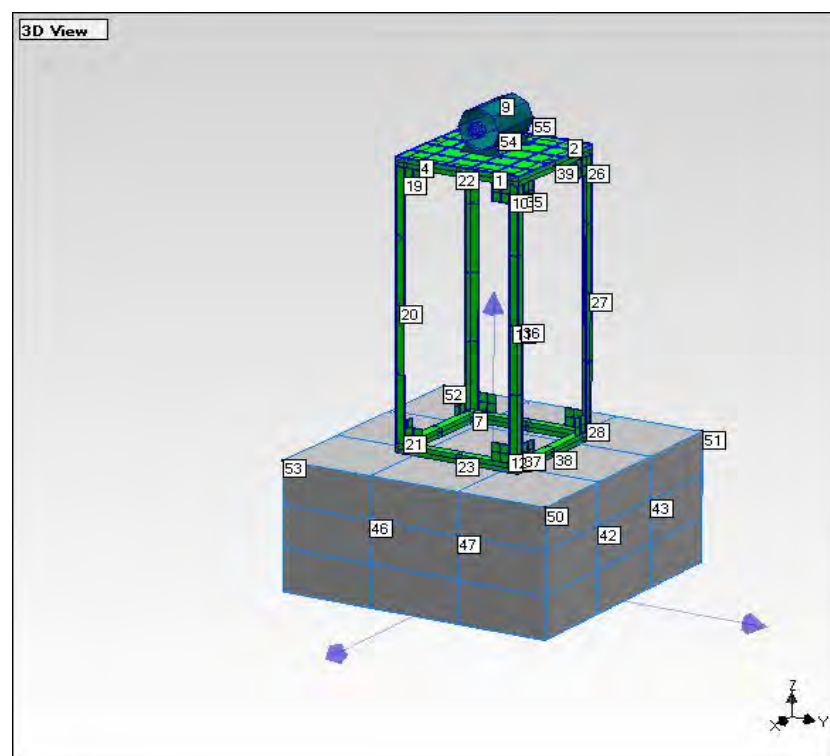


Figura 2.50: Modelo en MEscape con 55 puntos tomados

Fuente: César López

Como resultado del análisis ODS se obtuvieron los siguientes videos en 3D del ODS.

- 1.- Vista general 900 cpm
- 2.- Vista frontal 900 cpm
- 3.- Vista lateral 900 cpm
- 4.- Vista de Planta 900 cpm
- 5.- Vista general 2200 cpm
- 6.- Vista frontal 2200 cpm
- 7.- Vista lateral 2200 cpm
- 8.- Vista de Planta 2200 cpm

Como resultado se observa es un movimiento lateral propio del primer modo de deformación del sistema a 900 CPM, pero se observa en el espectro que los valores a 900 CPM no son muy elevados, el movimiento a 2200 CPM es rotacional en el eje Z, lo que coincide con el modo de deformación correspondiente, se aprecia que a 2200 CPM se obtiene el pico más elevado, resaltando que el problema principal se encuentra a esa frecuencia.

2.7 Validación del modelo

El estudio por medio de elementos finitos de la estructura vista nos da una buena aproximación a la realidad, pero como saber si el modelo de elementos finitos es confiable.

Para tal propósito se tiene que validar el modelo, habiendo tenido un previo análisis de los parámetros, ahora se comprueba si los valores obtenidos son aceptables. Para decidir se halla la correlación a partir de los parámetros modales que puedan obtenerse con la aplicación del Análisis Modal la cual es una de las más populares.

Las técnicas de correlación que se emplean en el presente trabajo serán los errores en frecuencias, y las diferencias entre las formas modales para obtener ciertos parámetros o gráficas que ayuden a saber si el modelo analítico se ajusta o no al modelo experimental.

A continuación, se explican las técnicas a utilizar:

2.7.1 Error en frecuencia

El error en frecuencia es un método sencillo que calcula los errores absolutos y relativos entre las frecuencias naturales analíticas (f_{Ai}) y experimentales (f_{Xi}).

$$\text{Error Absoluto (Hz): } \Delta f = f_{Ai} - f_{Xi} \quad i = 1, \dots, m \quad (2.14)$$

$$\text{Error Relativo (\%): Err_rel_frec: } 100 \times \frac{f_{Ai} - f_{Xi}}{f_{Xi}} \quad i = 1, \dots, m \quad (2.15)$$

Donde m es el número de modos experimentales.

Además de los errores cometidos para cada frecuencia, resulta interesante considerar un único valor para los errores de todas las frecuencias. Puede ser un valor interesante para calcularlo y compararlo antes y después de hacer el ajuste del modelo, para ver si el ajuste ha sido efectivo o no. Por tanto, se define el error total como la media aritmética entre los valores absolutos de los errores relativos,

existiendo también la posibilidad de dar diferentes pesos a las frecuencias, en función de la fiabilidad que muestren sus medidas.

$$\text{Err}_{\text{total}_{\text{frec}}} = \frac{\sum_{i=1}^n W_i |\text{Err}_{\text{rel}_{\text{frec}_i}|}{\sum_{i=1}^n W_i} \quad (2.15)$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tabla 2.10: Valores Globales

Modo	Frecuencia de ANSYS	Frecuencia experimental	Error Absoluto	Error Relativo	Peso	Error Total
1	13.47	13.35	0.12	0.93	1	2.22
2	13.48	13.80	0.32	2.32	1	2.22
3	38.12	36.67	1.45	3.97	1	2.22
4	81.21	77.98	3.22	4.13	1	2.22
5	147.02	146.08	0.94	0.64	1	2.22
6	154.03	152.03	2.00	1.31	1	2.22

Fuente: César López

2.7.2 Comparación gráfica de frecuencias

La comparación gráfica de frecuencias es la representación gráfica de las frecuencias experimentales frente a las analíticas. En un caso ideal, todos los puntos deberían estar situados en la recta $x = y$. Debido a la acumulación de errores, los puntos correspondientes a las altas frecuencias suelen dispersarse en mayor medida. El gráfico presenta también una recta de regresión lineal que idealmente debería coincidir con la recta $x = y$. Se muestra a continuación lo obtenido en las pruebas:

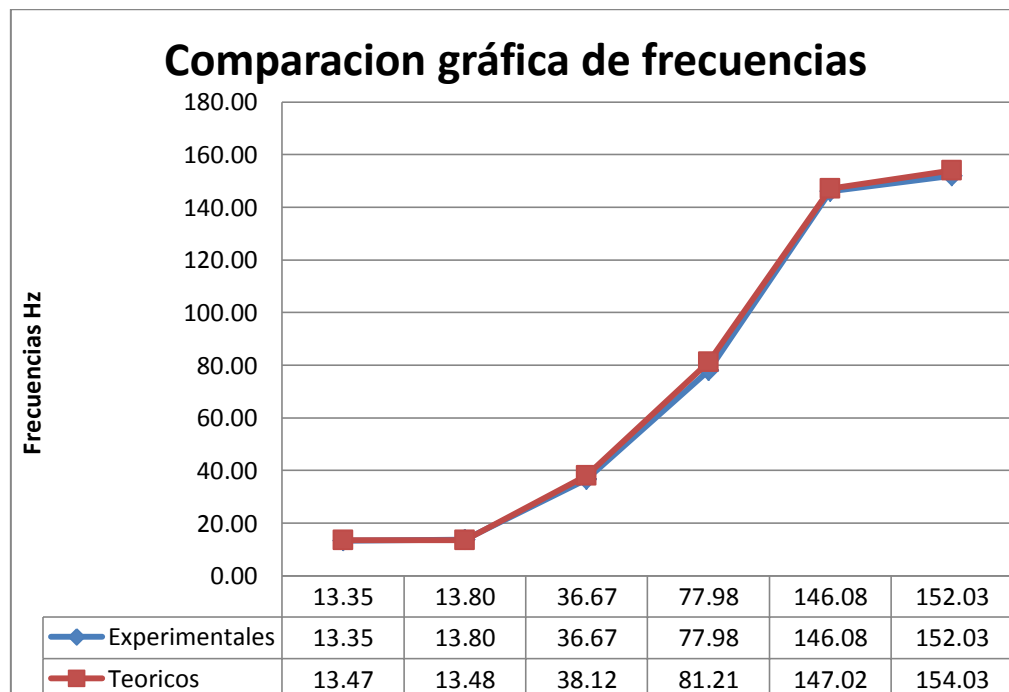


Figura 2.51: Comparación gráfica de frecuencias naturales

Fuente: César López

Como resultado de este estudio se obtiene una muy buena aproximación entre el modelo teórico y el experimental. La comparación entre los resultados experimentales con los teóricos ha permitido validar el diseño. Los porcentajes de error encontrados en general están en el orden del 4.13 % lo que da como resultado una muy buena aproximación. Este error se debe a múltiples factores, como el mal centrado de los agujeros de anclaje del motor, además el paralelismo de las superficie, etc.

2.8 Diagnóstico

- 1.- Se comprueba que la frecuencia natural de 2200 ocasiona el problema, al ser el movimiento del ODS igual al tercer modo de vibración.
- 2.- Por los espectros se comprueba falla incipiente en los rodamientos, se requiere inspección periódica.
- 3.- Realizar un análisis de elementos finitos para modificar la estructura, en sus frecuencias naturales.
- 4.- Además se puede observar en el motor, una falla de rodamientos a 177 918 CPM (15 BPFI) con bandas vecinas a 4378 CPM (2X), se recomienda cambio de rodamientos.

Capítulo 3

Propuestas de mejoras del módulo por problemática encontrada y validación de la solución

3.1 Recomendaciones y alternativas de solución

Para solucionar el problema de resonancia estructural sin variar la velocidad de la máquina se plantean dos soluciones relacionadas directamente a la fórmula de la frecuencia natural $\omega_n = \sqrt{k/m}$, donde se puede aumentar o disminuir la masa del motor, así como rigidizar o des rigidizar la estructura.

La dificultad de este tipo problema es decidir qué solución conviene realizar. Aumentar o disminuir la masa ocasionaría que la frecuencia natural disminuya o aumente respectivamente; o también se puede aumentar o disminuir la rigidez lo que ocasionaría que la frecuencia aumente o disminuya respectivamente; estas soluciones son válidas con el fin de salir de la zona de resonancia.

El modelo de estudio tiene las siguientes limitantes:

- a) No se puede disminuir la masa a la estructura, esto se debe a que la estructura por si tiene perfiles muy pequeños, lo que ocasionaría que la estructura sea más flexible.
- b) No se puede disminuir la masa del motor, por ser uno de los motores de menor potencia en el catálogo, por lo que no tendría un impacto considerable.
- c) No se puede disminuir la rigidez de la estructura soporte, ya que no se tienen elementos rigidizantes previos.

Viendo estas limitantes en el modelo se puede llegar a plantear dos criterios de solución, las cuales son: aumentar la masa y aumentar la rigidez del módulo. Las alternativas planteadas son las siguientes:

3.1.1 Rigidizar con 2 arriostres en dirección axial.

Esta solución consiste en colocar 2 arriostres en la dirección axial del módulo, para esto se colocaran 4 tornillos de 6.35 mm ($\frac{1}{4}$ ") x 25.4 (1") UNF para cada una de los arriostres, al rigidizar se espera alejar la frecuencia de 36.67Hz de la frecuencia de trabajo del motor la cual es 36.4 Hz.

Al simular esta alternativa en el software de elementos finitos Ansys se obtuvieron las siguientes frecuencias naturales:

Tabla 3.1: Valores de Ansys solución 2A

Modo	Frecuencia [Hz]
1.	15.916
2.	74.824
3.	91.464
4.	108.55
5.	112.7

Fuente. César López

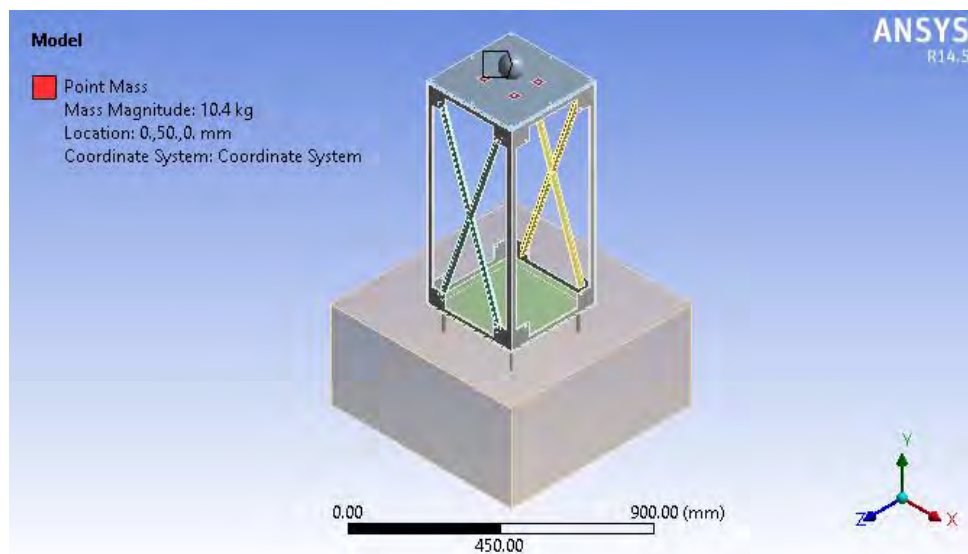


Figura 3.1: Modelo de solución con arriostres en dirección axial.

Fuente. César López

3.1.2 Rigidizar con 2 arriostres en dirección horizontal.

Esta solución consiste en colocar 2 arriostres en la dirección horizontal del módulo, para esto se colocaran 4 tornillos de 6.35 mm (1/4") x 25.4mm (1") UNF para cada una de los arriostres, al rigidizar se espera alejar la frecuencia de 36.67 Hz de la frecuencia de trabajo del motor la cual es 36.4 Hz.

Al simular esta alternativa en el software de elementos finitos Ansys se obtuvieron las siguientes frecuencias naturales:

Tabla 3.2: Valores de Ansys solución 2H

Modo	Frecuencia [Hz]
1.	17.514
2.	66.358
3.	96.472
4.	97.007
5.	112.17

Fuente. César López

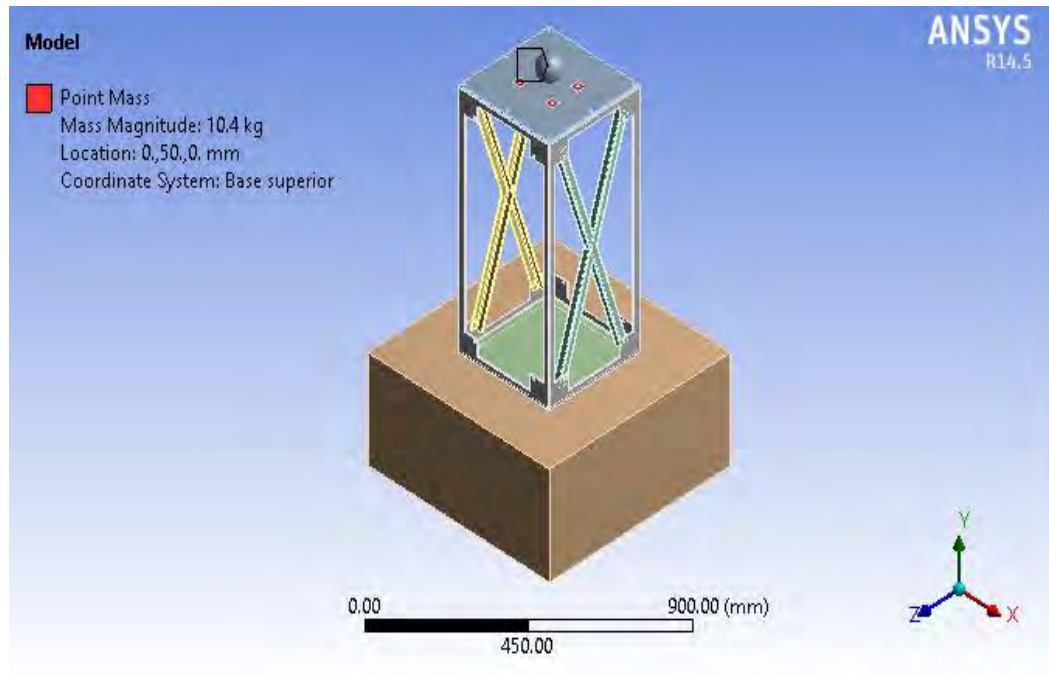


Figura 3.2: Modelo de solución con arriostres en dirección horizontal.

Fuente. César López

3.1.3 Rigidizar con 2 arriostres en dirección axial y 2 en dirección horizontal.

Esta solución consiste en colocar 4 arriostres, 2 en la dirección axial y 2 en la dirección horizontal, para esto se colocaran 4 tornillos de 6.35 mm ($\frac{1}{4}$ ") x 25.4mm (1") UNF para cada una de los arriostres, al rigidizar se espera alejar la frecuencia de 36.67 Hz de la frecuencia de trabajo del motor la cual es 36.4 Hz.

Al simular esta alternativa en el software de elementos finitos Ansys se obtuvieron las siguientes frecuencias naturales:

Tabla 3.3: Valores de Ansys solución 4 arriostres

Modo	Frecuencia [Hz]
1.	67.278
2.	67.33
3.	97.708
4.	108.86
5.	114.72

Fuente. César López

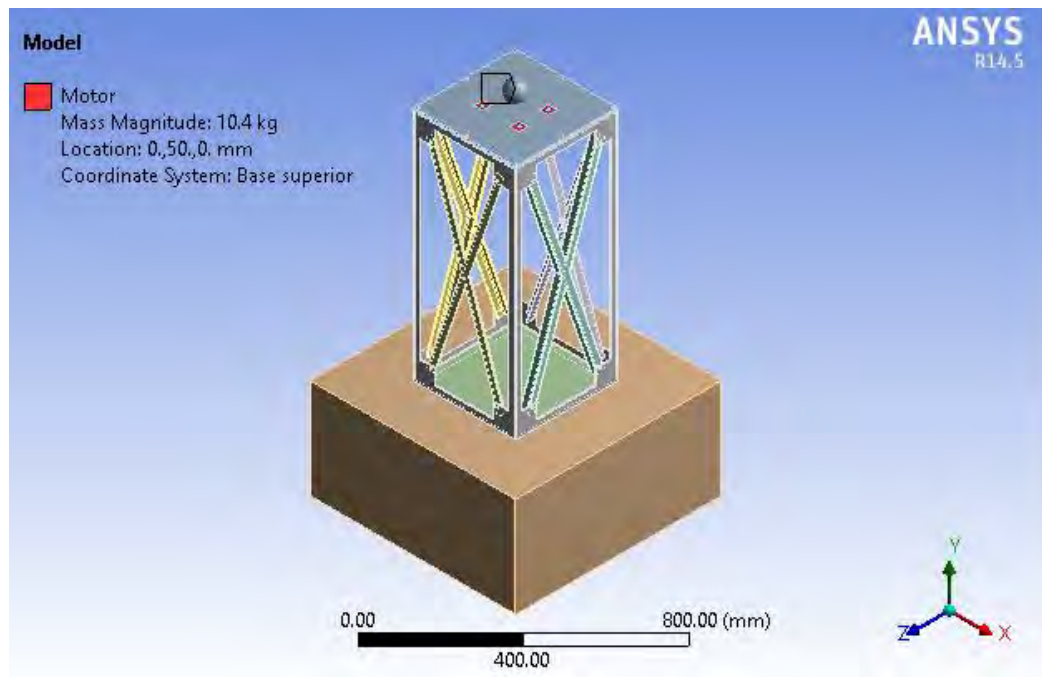


Figura 3.3: Modelo de solución con arriostres en dirección axial y horizontal.

Fuente. César López

3.1.4 Cambiar el motor por uno más robusto

Esta solución consiste en colocar un motor más robusto (de mayor masa) para disminuir la frecuencia natural del sistema alejando la frecuencia de 36.67 Hz de la frecuencia de 36.4 Hz que es la velocidad de trabajo del motor.

El motor seleccionado para este fin debe de cumplir con las condiciones de tener la base de ajuste dentro de las medidas de la base superior de la estructura y de tener la misma velocidad de operación. El motor seleccionado es el Siemens 1LA7 113-2YA60, de 30.8 Kg. Ver Anexo A.

Al simular esta alternativa en el software de elementos finitos Ansys se obtuvieron las siguientes frecuencias naturales:

Tabla 3.4: Valores de Ansys solución motor 112M

Modo	Frecuencia [Hz]
1.	10.326
2.	10.397
3.	39.823
4.	67.744
5.	134.84

Fuente. César López

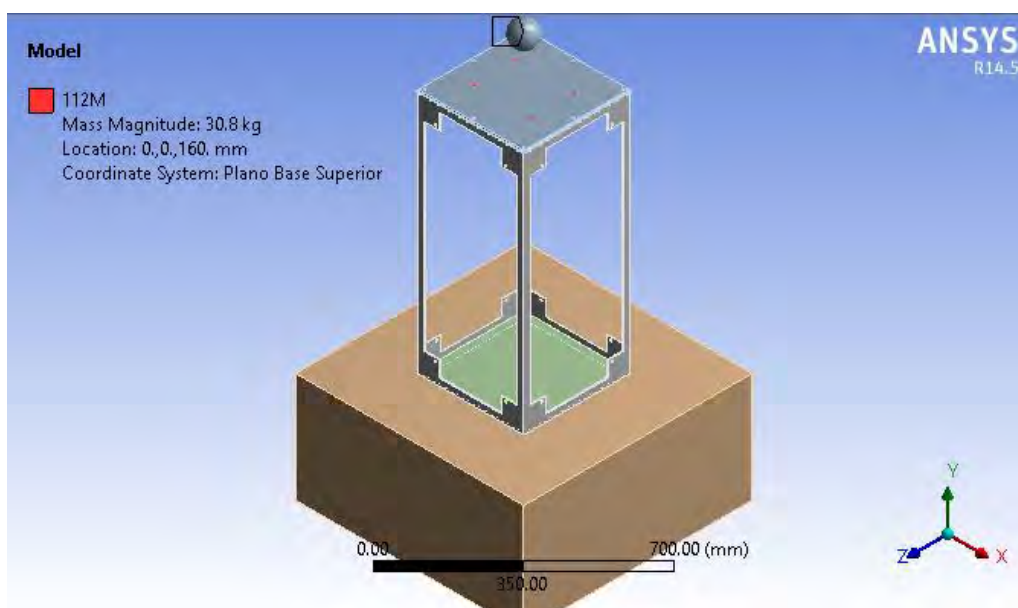


Figura 3.4: Modelo de solución cambio de motor.

Fuente. César López

3.2 Evaluación técnica – económica de las soluciones planteadas

Los criterios que se tienen en cuenta para la evaluación técnica – económica son los resultados de las soluciones que pueden ser aplicadas al módulo, todos los resultados serán analizados y comparados para llegar a la conclusión de la modificación más adecuada, que será propuesta como solución.

El módulo está compuesto por una serie de elementos, dentro de los cuales se pueden encontrar los comerciales y los diseñados; en los comerciales se tienen: motor eléctrico, variador de frecuencia, perfiles en L, elementos de unión (pernos, turcas, etc.). Y los elementos diseñados para este módulo y que se deben construir en talleres, aumentando los costos son: la construcción del módulo, el disco de desbalance, y la cimentación.

Para realizar el análisis de costos que implica la implementar del módulo se evaluó el precio de los elementos comerciales, el precio de materiales para la fabricación y costo de la mano de obra tanto de la soldadura como del pintado, y la conformación de la cimentación. Ver tabla 3.5.

A continuación se dan a conocer los valores de adquisición de cada uno de los elementos por separado en la construcción del módulo para tener un punto de comparación entre el gasto total de la construcción del módulo el costo de las modificaciones a realizar.

Para un desarrollo práctico de la evaluación técnica-económica, se asignó una letra a cada uno de las soluciones a calificar. Dicha denominación se empleará en todo el presente capítulo, Tabla 3.6.

Tabla 3.5 Gastos en la implementación del modulo

Componente	Costo	Características
Motor	S/. 370	Motor Siemens de 1.34Kw (1.8 HP) de 2 polos
Variador	S/. 790	Ls Industrial System , 1.49Kw (2 HP)
Pernos	S/. 30	Pernos de anclaje de la cimentación, pernos del motor y pernos de la estructura
Llave Magnética	S/. 60	Schneider C60
Soporte	S/. 350	Perfiles en L, soldadura, bases superiores e inferiores
Cimentación	S/. 400	Concreto armado
Total de Inversión	S/. 2,000	

Fuente. César López

Tabla 3.6 Presupuestos en la implementación de las soluciones

Soluciones			
Nombre de la solución		Costo	Descripción
Arriostres en dirección A	A	S/. 100	Agregar 2 crucetas en X en ambos lados de la dirección A
Arriostres en dirección H	B	S/. 100	Agregar 2 crucetas en X en ambos lados de la dirección H
Arriostres en A y H	C	S/. 200	Agregar 4 crucetas en X en ambos lados de la dirección A y H
Cambio de motor	D	S/.1400	Cambiar el motor por uno más pesado y de mayor potencia, y también un variador

Fuente. César López

Estos resultados fueron evaluados en el software de elementos finitos obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 3.7 Frecuencias naturales de las soluciones

Soluciones en HZ					
Modo	Modelo original	A	B	C	D
1	13.35	15.916	17.514	67.278	10.326
2	13.8	74.824	66.358	67.33	10.397
3	36.67	91.464	96.472	97.708	39.823
4	77.98	108.55	97.007	108.86	67.744
5	146.08	112.7	112.17	114.72	134.84

Fuente. César López

Como se puede apreciar, las soluciones propuestas son muy prácticas y efectivas. En todas las soluciones se observa que hay una variación de la frecuencia natural inicial (36.7 Hz), las soluciones A, B, y C tienen un cambio significativo, por haberse rigidizado, habiendo aumentado sus frecuencias naturales, la inversión en las soluciones A y B es del 5% del valor de la implementación del módulo de pruebas, mientras que para la solución C la inversión ha sido 10% del valor de la implementación del módulo de pruebas. La solución D al aumentar la masa se disminuyen las frecuencias naturales del sistema, además representa una inversión del 70% del valor de la implementación del módulo.

3.3 Determinación de la mejor solución

Las mejores opciones por su efecto costo-beneficio son las alternativas A y B; la diferencia entre la solución A y B se da en la distribución de los arriostres, para efectos de montaje y practicidad se escoge la solución con arriostres axiales (A).

La solución C tiene los mismos beneficios que la solución A y B, pero con un costo mayor.

La solución D no es viable por tener un valor muy cercano a la frecuencia natural del sistema original, la cual ha aumentado en 3.1 Hz, esto ocasiona que se aleje un 8.44% de la frecuencia del problema. El rango de trabajo práctico para no ocasionar el efecto de resonancia es de 15%, no cumpliendo con las especificaciones necesarias.

Se debe de tener cuidado con las frecuencias en los rangos entre 61.88 Hz a 83.72 Hz que es la franja de resonancia para la segunda armónica de la velocidad de operación, es decir que vuelve al sistema muy vulnerable a un estado de resonancia con un simple desalineamiento del sistema.

3.4 Descripción e implementación de la mejor solución

Luego de haber realizado un bosquejo rápido de los modelos propuestos, se procede a realizar un estudio más detallado del FEM de la solución con arriostres en la dirección axial, para ello se realiza el siguiente procedimiento:

1. Modelamiento en Ansys con un mejor mallado para encontrar los modos de vibración teóricos, y las frecuencias naturales del sistema, las cuales deben coincidir con las frecuencias experimentales halladas por medio del *bump test* luego de la implementación de la solución.
2. Fabricación de los arriostres, para luego proceder con el montaje, para esto se necesitarán los planos de los arriostres desarrollados en Solid Works.
3. Se procede a realizar la prueba de *Bump test* para encontrar las frecuencias naturales del sistema.
4. Se programará el variador de frecuencia a la frecuencia de operación del motor, la cual fue definida a 2184 CPM (36.4 Hz).
5. Se procede a tomar la vibración en puntos determinados anteriormente, (ver capítulo 2), para realizar el diagnóstico del módulo. Ver figura 3.24.
6. Realizar el ODS

3.4.1 Modelamiento y simulación de la mejor solución mediante software de elementos finitos.

- Modelamiento CAD

Para el modelamiento y análisis del sistema completo, primero se procede a modelar cada pieza por separado en el software CAD SolidWorks, luego se realiza un ensamble de todas las piezas. Este ensamble se guarda en un archivo parasolid (x_t) que se utilizara para ingresar la geometría en el software de elementos finitos Ansys. Se modelan las siguientes piezas. Ver Anexos B:

- 1.- Base superior
- 2.- Base inferior
- 3.- Disco de desbalance
- 4.- Cimentación
- 5.- Estructura soporte
- 6.- Arriostre X

Luego se realizó el ensamblado en el software SolidWorks obteniendo:

7.- Módulo completo

En el módulo completo no se coloca el motor con el disco de desbalance, para efectos prácticos el motor es reemplazado por una masa remota apoyada en los agujeros donde se colocara el motor. En la figura 3.5 se aprecia el módulo simulado completo.

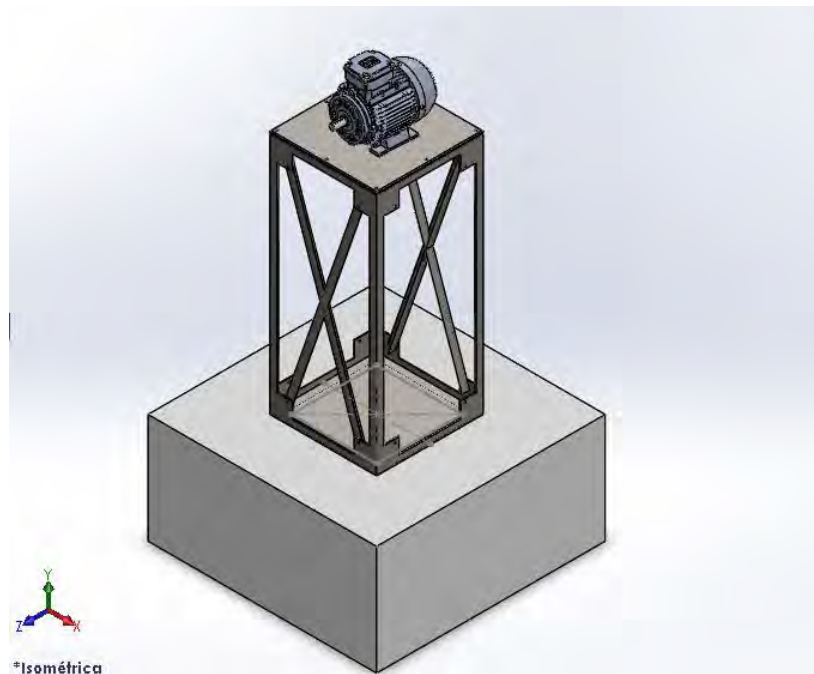


Figura 3.5: Vista isométrica del módulo en SolidWorks

Fuente: César López

○ Análisis modal por elementos finitos

Ansys brinda una solución muy completa en el estudio del análisis modal que ofrece. El análisis modal es una técnica utilizada para determinar la vibración natural y características de las estructuras, Ansys nos permite obtener:

- ✓ Frecuencias naturales.- Las frecuencias a la que la estructura tiende a vibrar naturalmente
- ✓ Formas modales.- La forma en que la estructura tiende a vibrar a una frecuencia
- ✓ Factores de participación de masa.- La cantidad de masa que participa en una dirección determinada para cada modo

Los procedimientos para realizar las pruebas en Ansys, así como su configuración serán detalladas a continuación:

- **Decisiones preliminares:**

- Primero se decide el tipo de análisis a realizar; para este estudio se debe realizar el análisis estructural, para evaluar los esfuerzos por efectos de la masa y la gravedad. Este resultado será la entrada al análisis modal.

Se crea el análisis descrito en la figura 3.6 en el *Project Schematic*, el cual debe de ser un *Static Structural* para evaluar un *Pre-Stress* del módulo, y la solución de este análisis será enviada a un análisis modal.

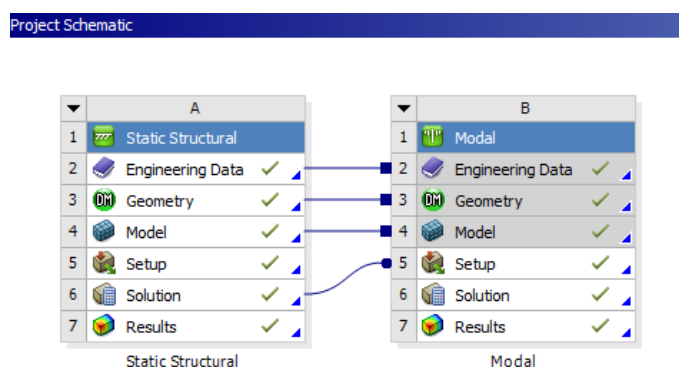


Figura 3.6: Project Schematic

Fuente: César López

- Segundo, se asigna en la librería de componentes (*Engineering Data*) los materiales que se utilizarán, los cuales serán el acero AISI 1020 para la estructura, acero (*Structural Steel*) para los tornillos y concreto (*Concrete*) para la cimentación del módulo.

Outline of Schematic A2, B2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		source	Description
2	Material			
3	Acero_AISI_1020	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
4	Concrete	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
5	Structural Steel	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1

Figura 3.7: Engineering Data

Fuente: César López

- Tercero, importar el modelo “Modelo con arriostres A.x_t”, al *Design Modeler* (ver anexo B) y crear en la parte superior las áreas de apoyo del motor, para realizar un análisis completo se emplearán elementos sólidos

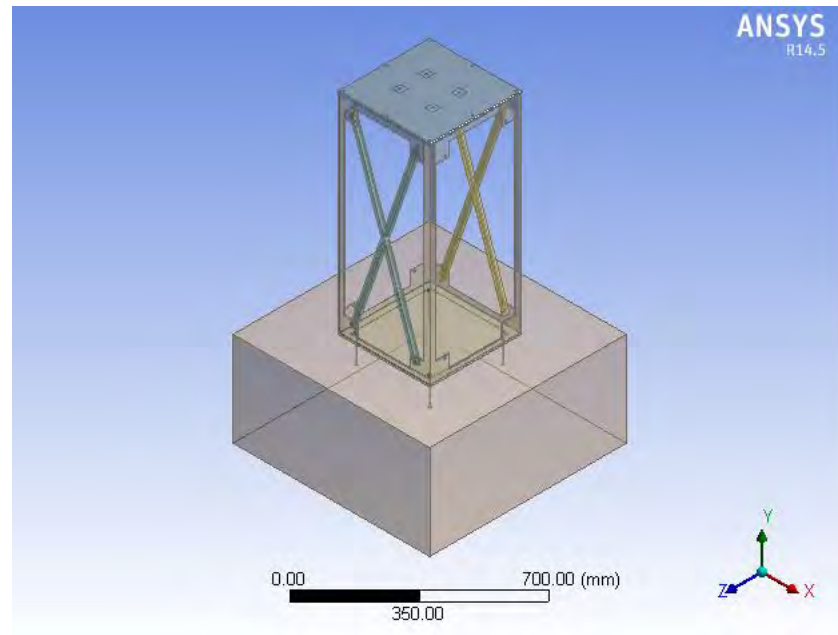


Figura 3.8: Modelo en *DesignModeler*

Fuente: César López

- **Pre-procesamiento:**

- Cuarto, se realiza el pre-procesamiento en el entorno *Mechanical*, en el cual se define la geometría del modelo: se asignan los materiales a las piezas, se malla la geometría, se aplica el tipo de contacto entre las piezas, las cargas y los apoyos.

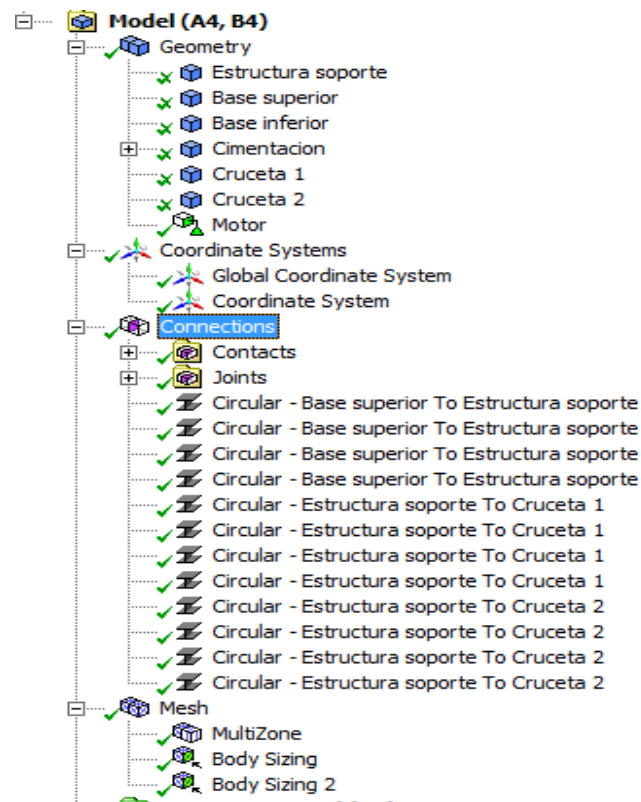


Figura 3.9: Pre-procesamiento

Fuente: César López

Como se puede apreciar en la figura 3.9 se tienen 6 piezas, el punto másico está apoyado en las áreas cuadradas superiores; en los contactos se tiene el *frictionless* entre la base superior y la estructura, además se tiene un *bonded* entre la base inferior y la estructura, también tenemos un *frictionless* entre la base inferior y la cimentación, así como entre las crucetas y la estructura, además se tienen 4 *beam* en la base superior, y 8 *beam* entre las crucetas y la estructura. Y por último también se cuenta con un soporte *fixed* en la parte superior de la cimentación

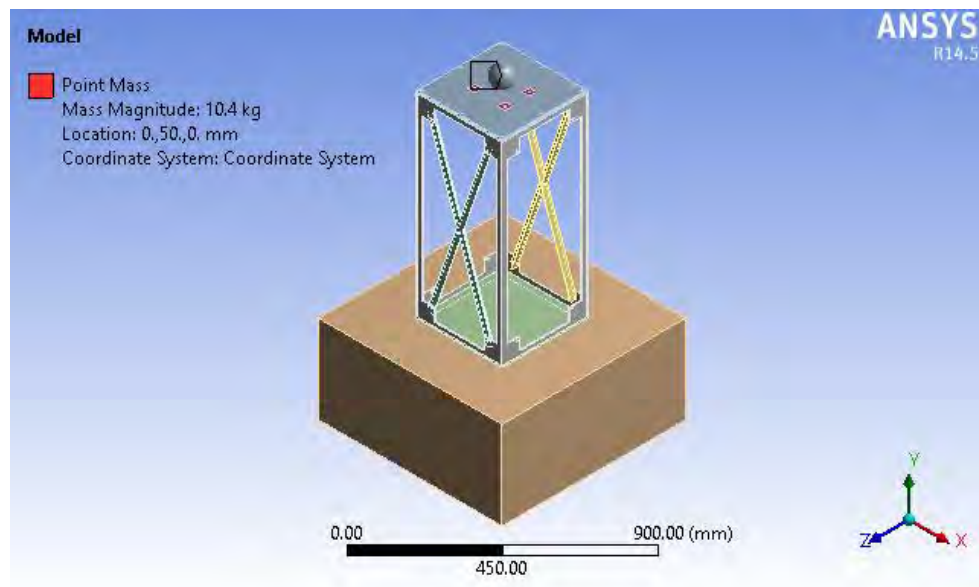


Figura 3.10: Modelo en *Mechanical*

Fuente: César López

- **Resolver el modelo:**

- Quinto, se procede a resolver el modelo.

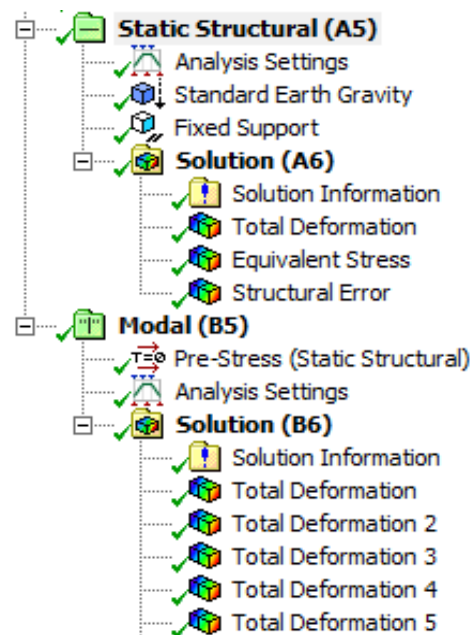


Figura 3.11: Solución del modelo

Fuente: César López

- **Post-procesamiento:**

- Sexto, se revisan los resultados, y se comprueba la validez de la solución, obteniéndose:

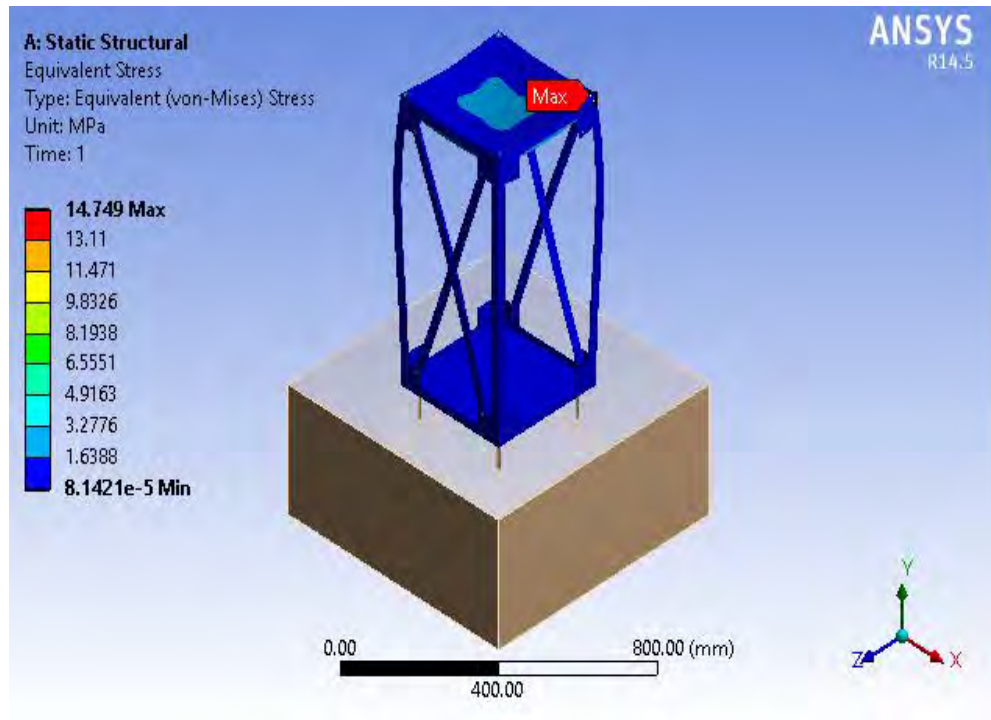


Figura 3.12: Solución *Static Structural*

Fuente: César López

Tabla 3.8: Frecuencias naturales obtenidas por Ansys

Modo	Frecuencia [Hz]
1.	15.893
2.	74.732
3.	91.116
4.	108.25
5.	112.38
6.	113.14

Fuente: César López

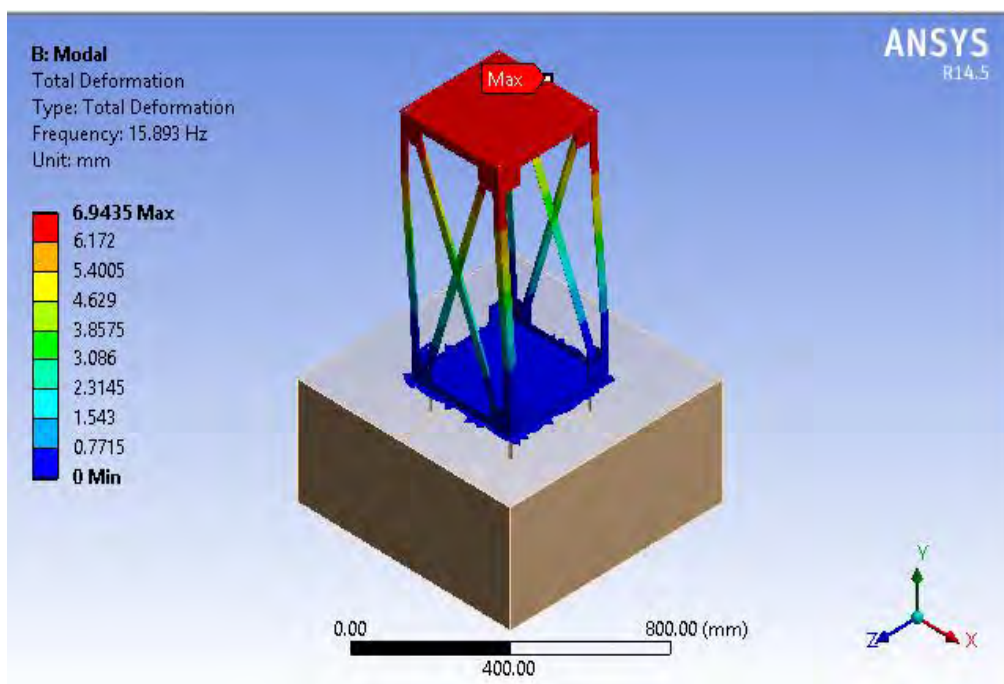


Figura 3.13: Primer modo

Fuente: César López

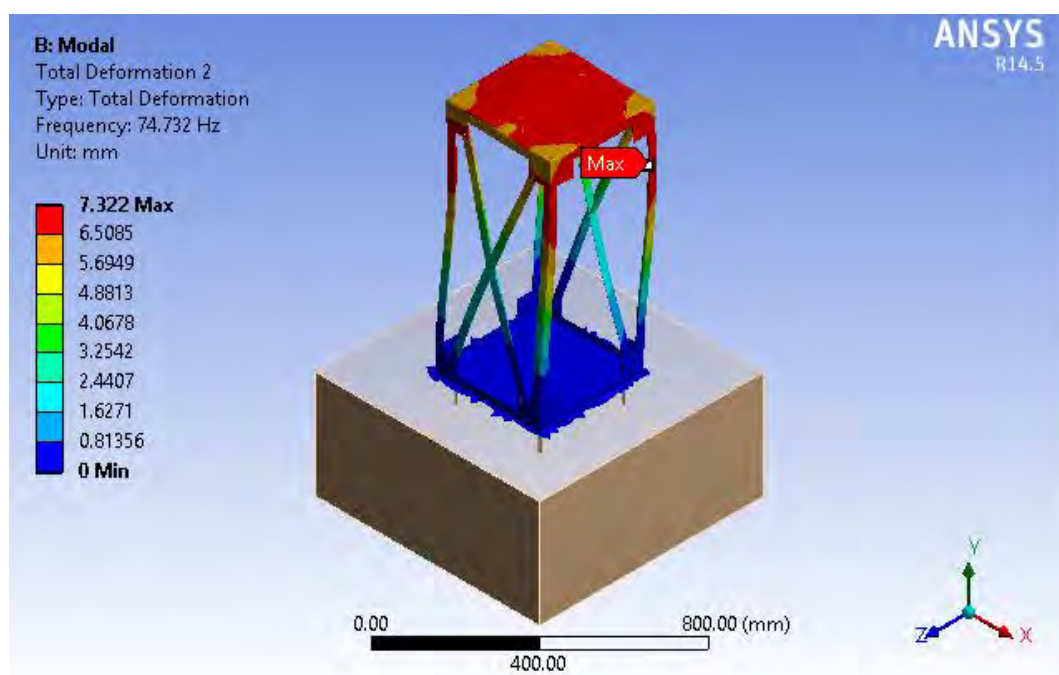


Figura 3.14: Segundo modo

Fuente: César López

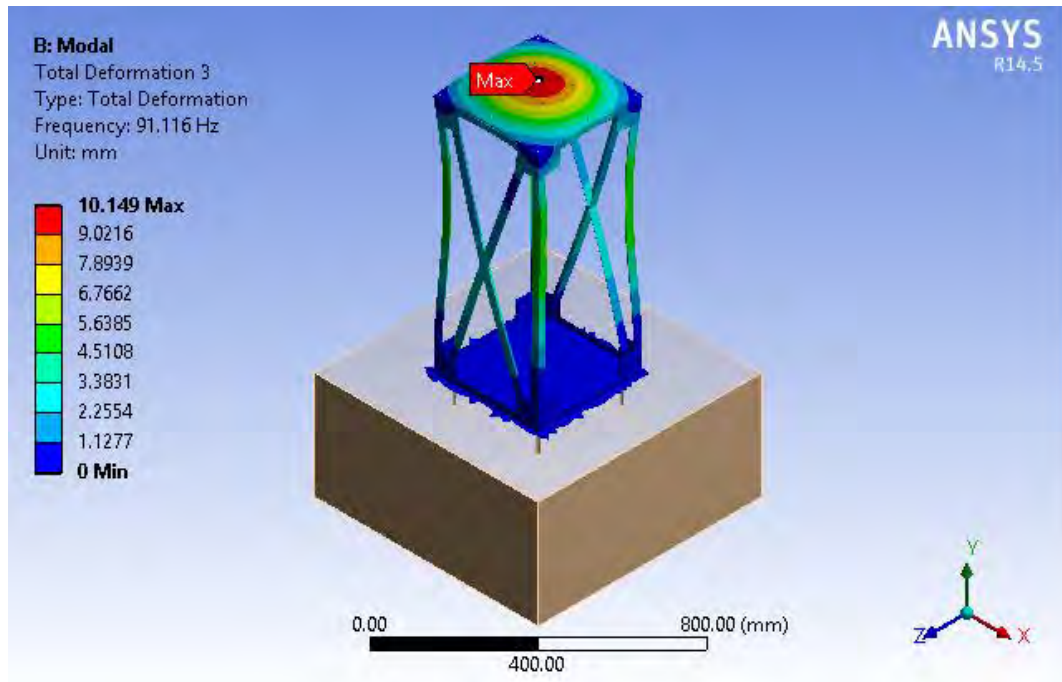


Figura 3.15: Tercer modo

Fuente: César López

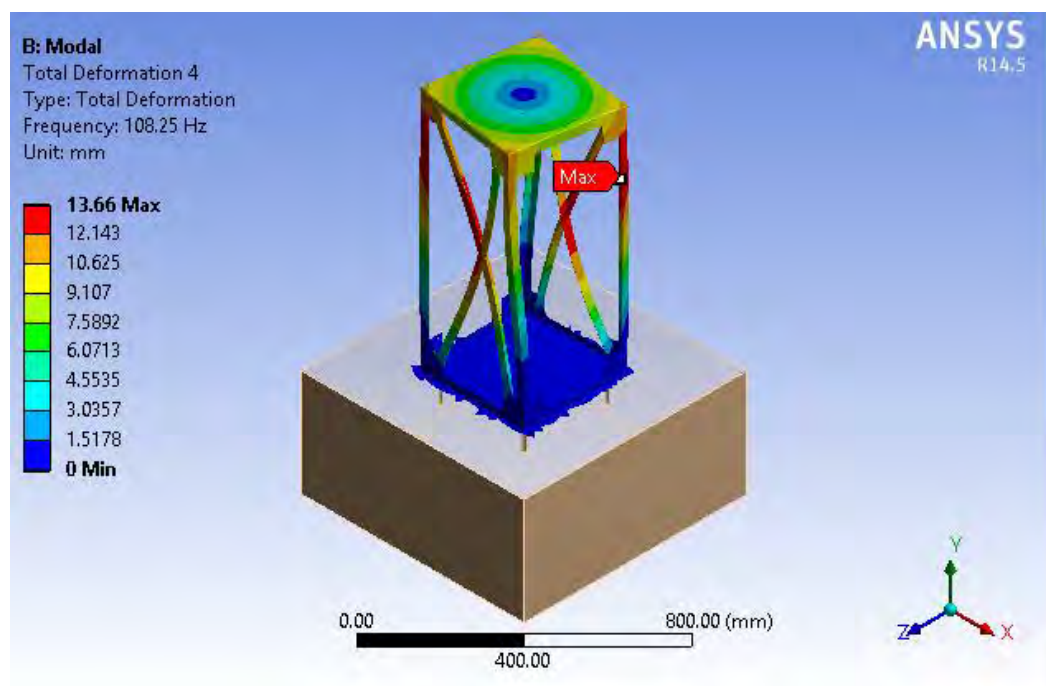


Figura 3.16: Cuarto modo

Fuente: César López

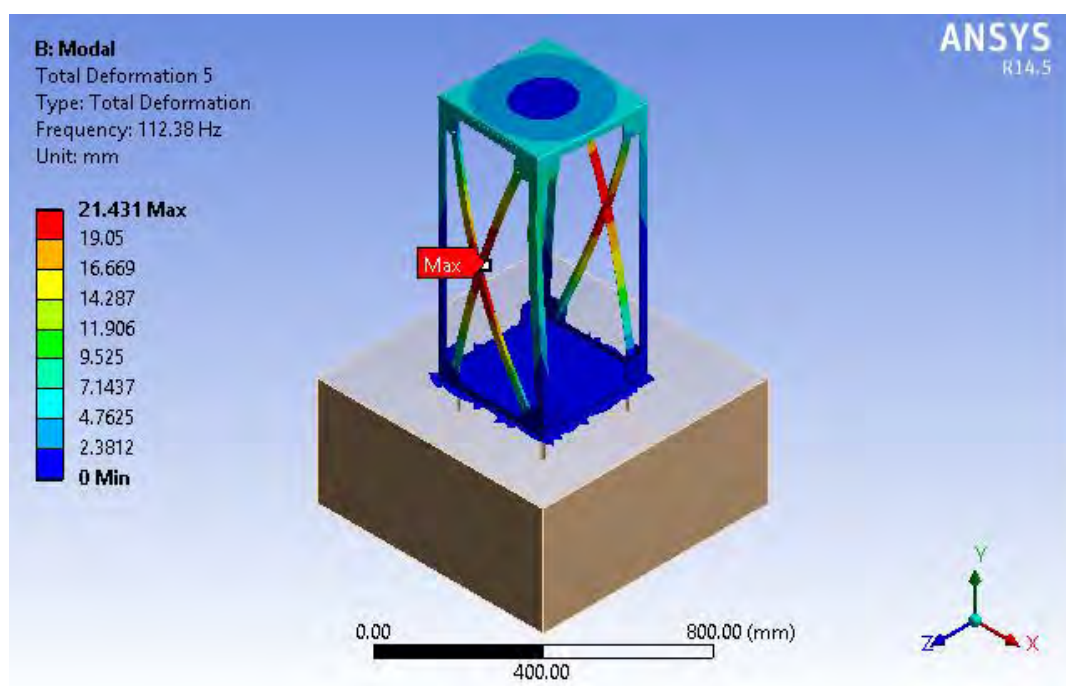


Figura 3.17: Quinto modo

Fuente: César López

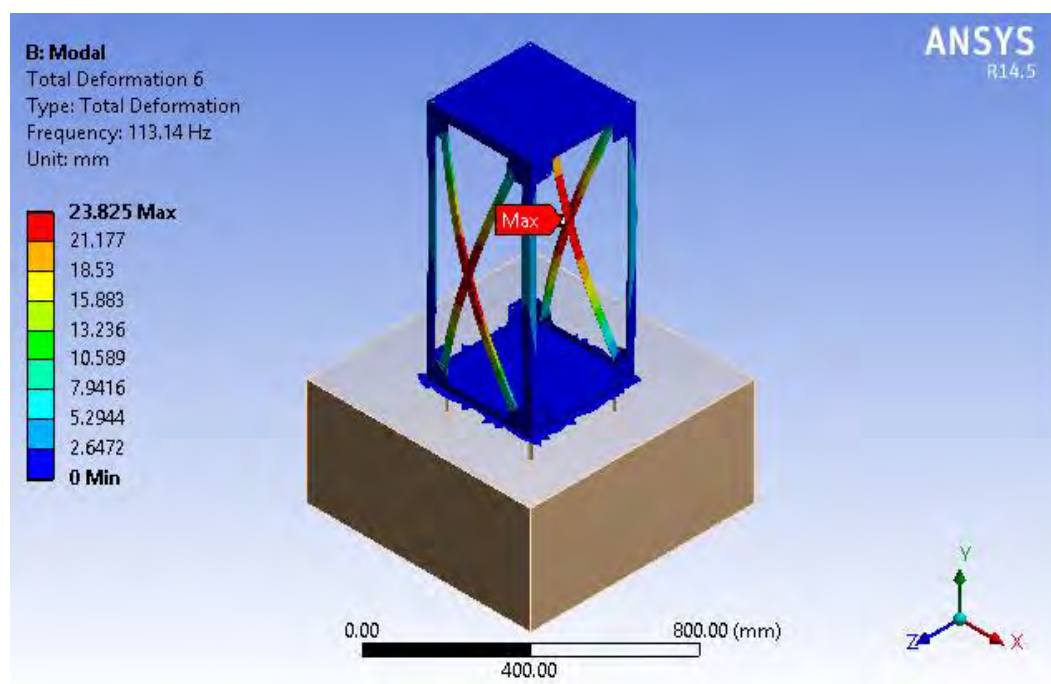


Figura 3.18: Sexto modo

Fuente: César López

3.4.2 Fabricación y ensamblaje de los arriostres

Para la fabricación de los arriostres, se procede a la elaboración en un taller mecánico, donde se utilizaron los perfiles en L de 25mm x 25mm x 3mm tal y como se desarrollan en los planos vistos anteriormente para la simulación (ver anexo B), para evitar soldar y así deformar el módulo se procede a colocar tornillos Allen 6.35mm (1/4") x 25.4mm (1") como ajuste de los arriostres. El elemento resultante es el siguiente:



Figura 3.19: Arriestre en X

Fuente: César López

Luego de haber elaborado los arriostres en el taller se procedió a ensamblar el módulo completo.



Figura 3.20: Módulo completo con arriostres axiales

Fuente: César López

Esta nueva configuración estructural no afecta las frecuencias de trabajo del sistema; es decir, las características vibracionales del sistema son las mismas.

3.4.3 Análisis modal

Después de ensamblar el módulo con las modificaciones pertinentes se realizó un *bump test*, obteniéndose las siguientes frecuencias naturales:

Tabla 3.9: Frecuencias obtenidas por *bump test*

<i>Bump Test</i>					
Dirección	Frecuencias (CPM)				
H	855	4615	5174	6635	6782
V	850	4615	6635		
A	862	4615	6782	9432	

Fuente: César López

Como se puede apreciar la primera frecuencia natural es 14.4 Hz (862 CPM), la segunda frecuencia natural es 76.91 Hz (4615 CPM), la tercera frecuencia natural es 86.2 Hz (5174 CPM), la cuarta frecuencia natural es 110.58 Hz (6635 CPM), la quinta frecuencia es 113 Hz (6782 CPM), éstas son las frecuencias más fáciles de excitar por ser las frecuencias más bajas del sistema. A continuación se muestran las gráficas obtenidas del *bump test*:

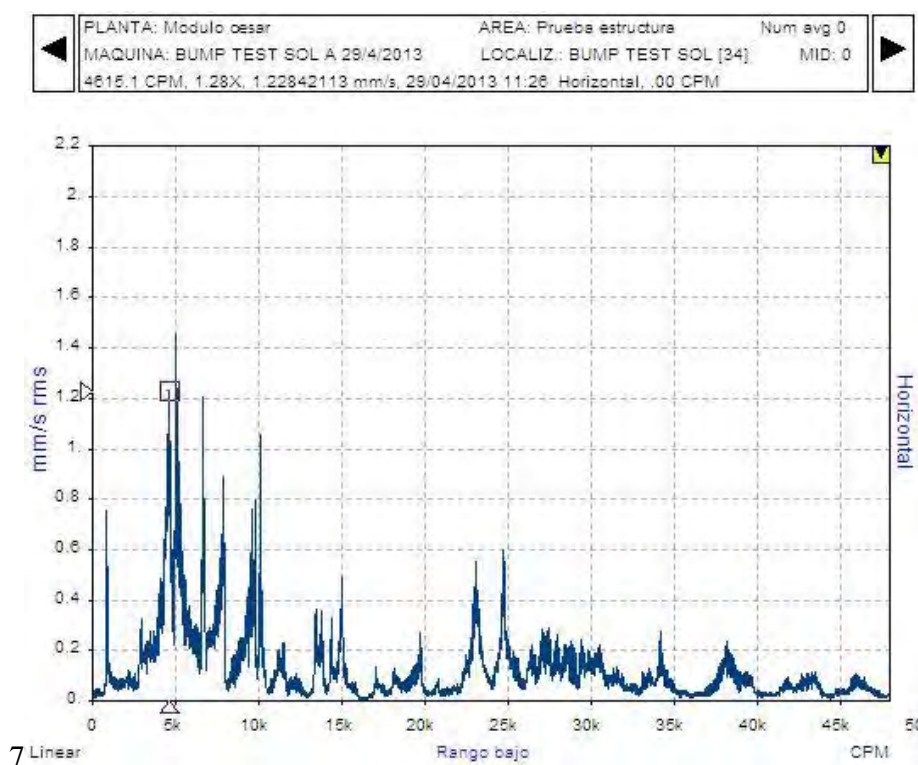


Figura 3.21: *Bump test* en dirección horizontal

Fuente: César López

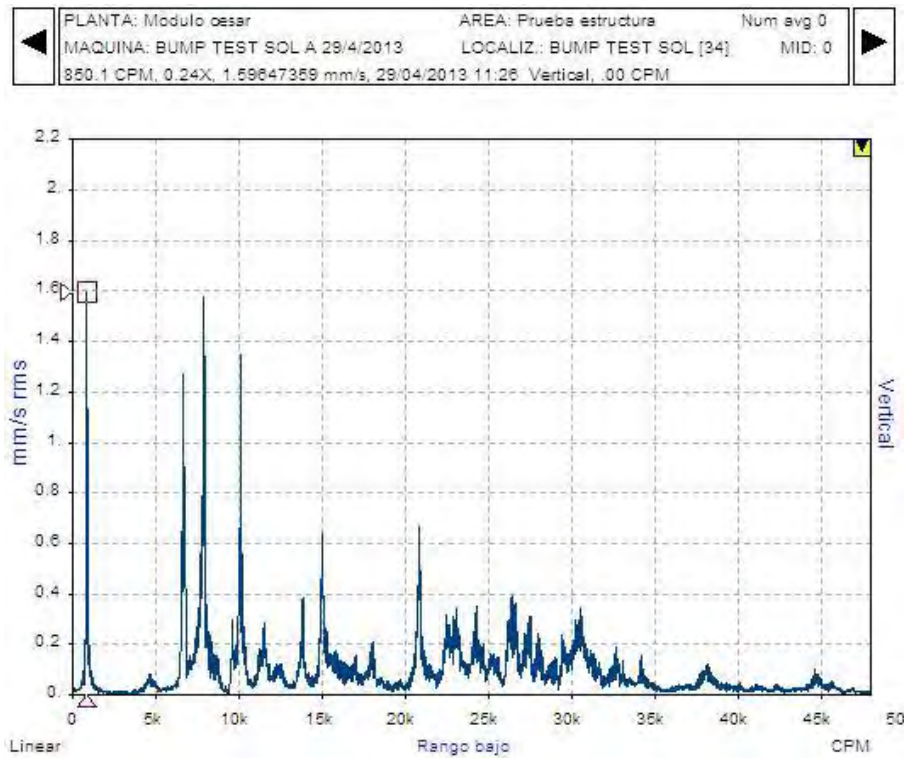


Figura 3.22: Bump test en dirección vertical

Fuente: César López

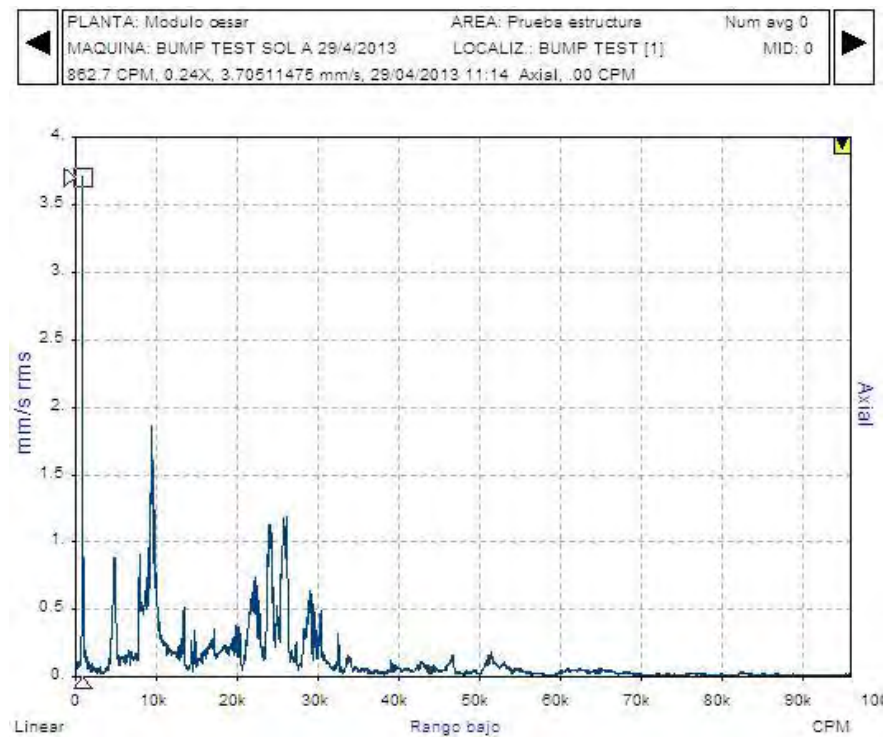


Figura 3.23: Bump test en dirección axial

Fuente: César López

3.4.4 Inspección realizada

Al configurar el variador de frecuencia a 2184 CPM (36.4 Hz), que es la frecuencia de trabajo vista en el capítulo anterior; se realiza la toma de datos en los puntos mostrados en la figura 3.24, obteniéndose los siguientes valores globales (ver tabla 3.10) con sus respectivos espectros.

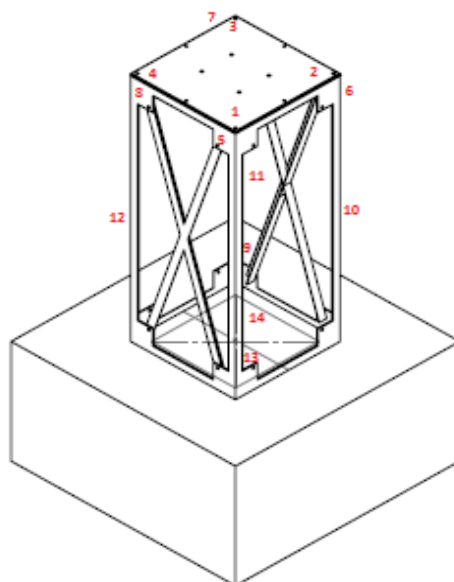


Figura 3.24: Puntos de toma de diagnostico

Fuente: César López

Tabla 3.10: Valores globales

Pto	D	Valor RMS	Pto	D	Valor RMS	Pto	D	Valor RMS
1	H	0.5	6	H	0.37	11	H	0.63
	V	0.15		V	0.33		V	0.21
	A	0.2		A	0.22		A	0.65
2	H	0.42	7	H	0.35	12	H	0.8
	V	0.2		V	0.21		V	0.1
	A	0.23		A	0.27		A	0.3
3	H	0.4	8	H	0.77	13	H	0.03
	V	0.2		V	0.28		V	0.03
	A	0.25		A	0.28		A	0.04
4	H	0.67	9	H	0.77	14	H	0.03
	V	0.16		V	0.19		V	0.03
	A	0.26		A	0.44		A	0.04
5	H	0.69	10	H	0.77	Motor	H	0.47
	V	0.21		V	0.16		V	0.32
	A	0.2		A	0.43		A	0.33

Fuente: César López

Como se puede apreciar los valores globales son bajos, lo que nos da a entender que no hay problema alguno en el sistema, debido a que las vibraciones obtenidas son menores a 1 mm/seg RMS, que es lo que se esperaba al tratarse de un problema de resonancia estructural.

Hay que tener en claro que estos valores globales están normados mediante la norma ISO 10816, en el cual los valores globales son tomados en los rangos entre 10Hz y 1000 Hz.

Al ser los valores tan pequeños hay que tener en consideración que el ruido puede generar interferencia y una mala toma, obteniéndose un espectro equivocado. Se debe tener en consideración que en las tomas realizadas se contaba con un desbalance premeditado de 2gr. para excitar en sistema. En los puntos medidos se obtuvieron los siguientes espectros:

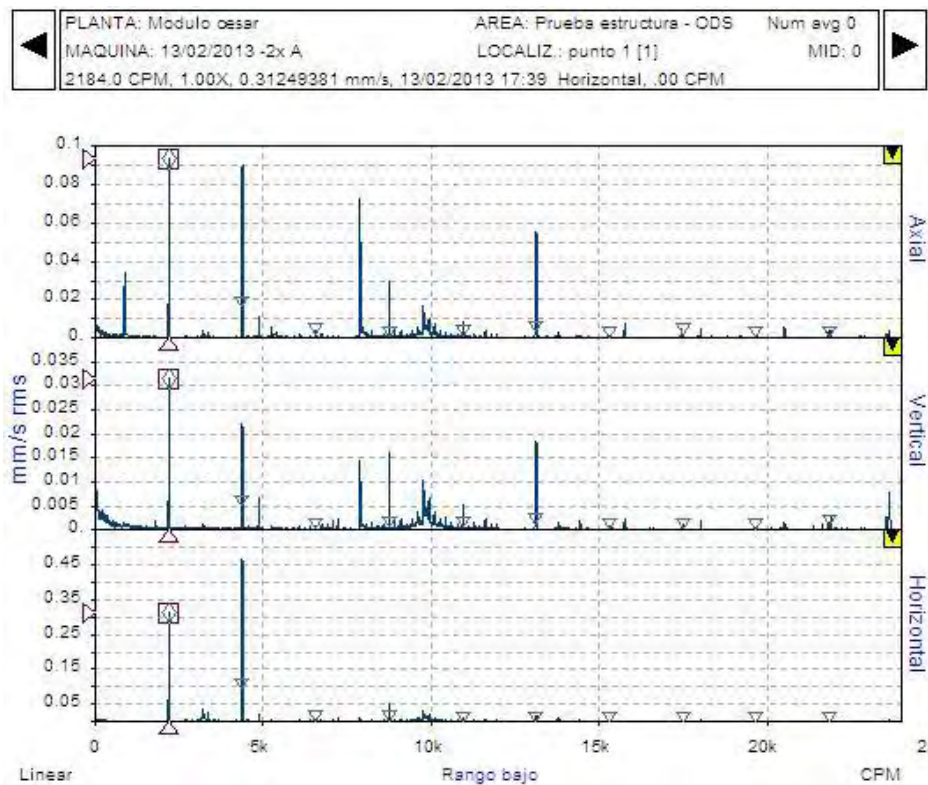


Figura 3.25: Espectro punto 1 rango bajo

Fuente: César López



Figura 3.26: Espectro punto 1 rango alto

Fuente: César López

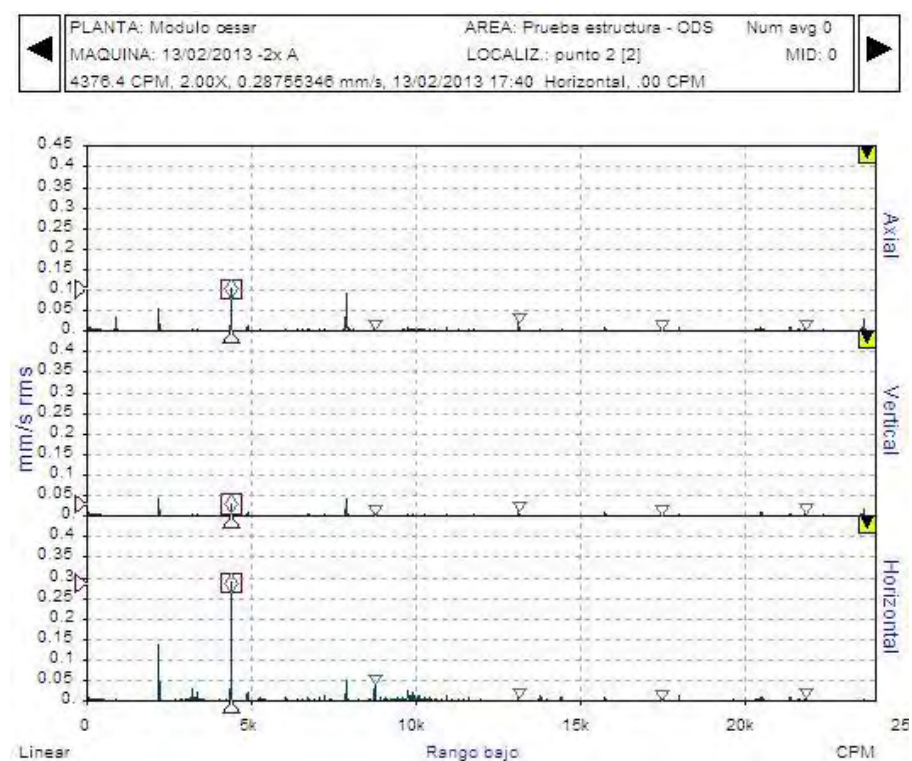


Figura 3.27: Espectro punto 2 rango bajo

Fuente: César López

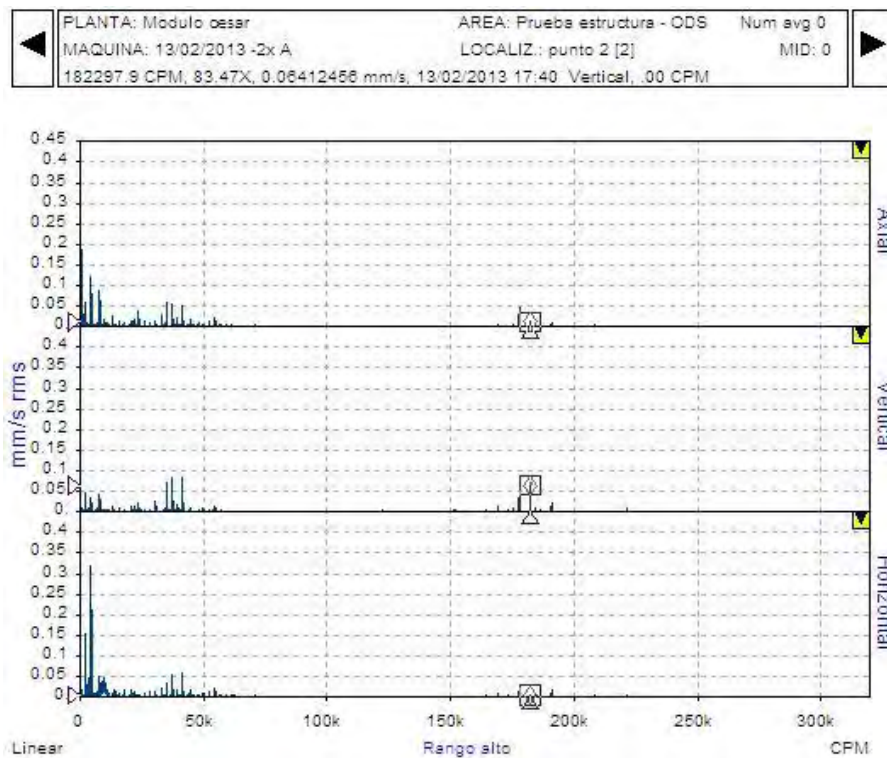


Figura 3.28: Espectro punto 2 rango alto

Fuente: César López



Figura 3.29: Espectro punto 3 rango bajo

Fuente: César López

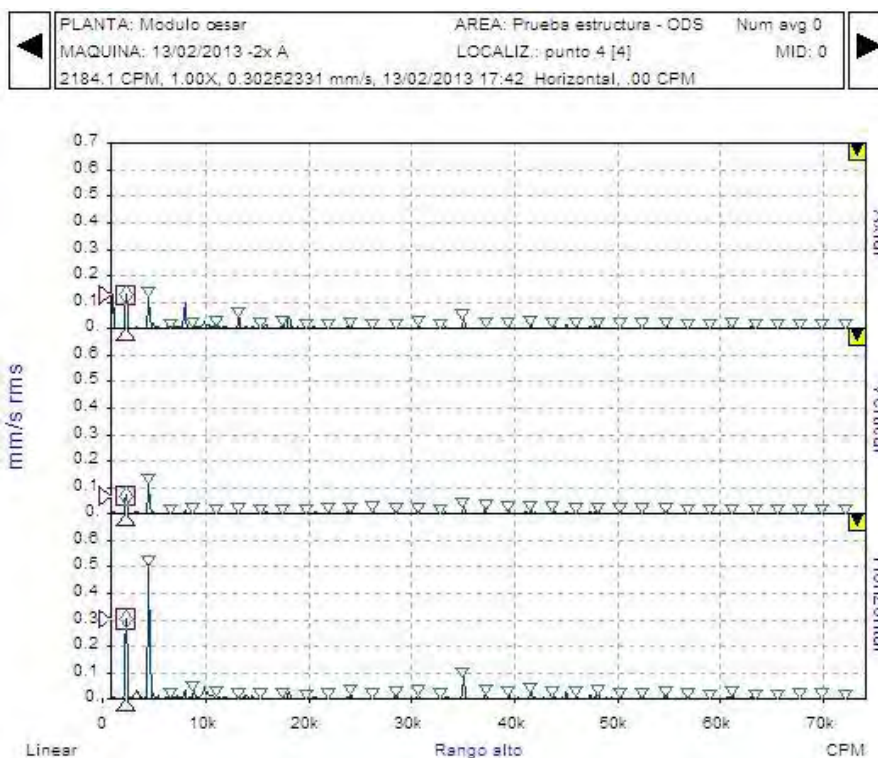


Figura 3.30: Espectro punto 4 rango bajo

Fuente: César López

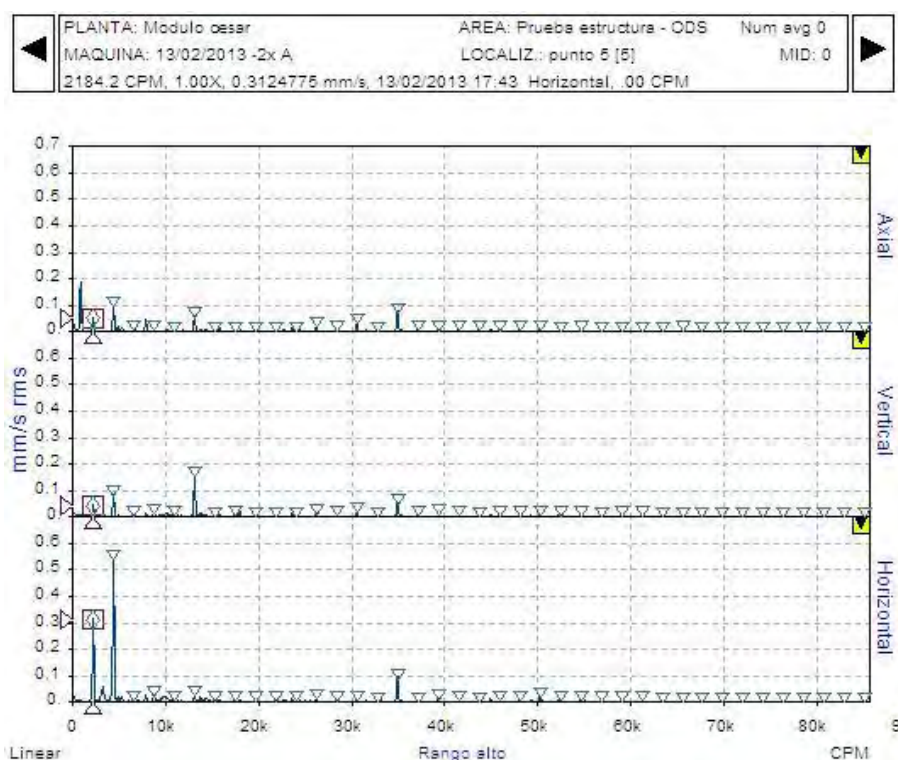


Figura 3.31: Espectro punto 5 rango bajo

Fuente: César López

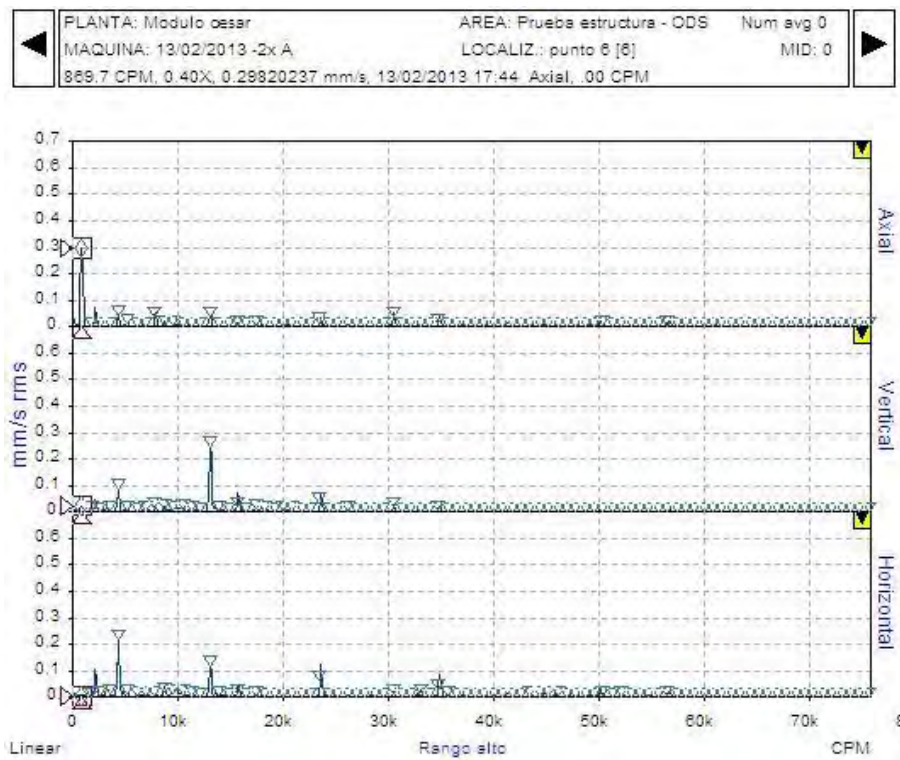


Figura 3.32: Espectro punto 6 rango bajo
Fuente: César López

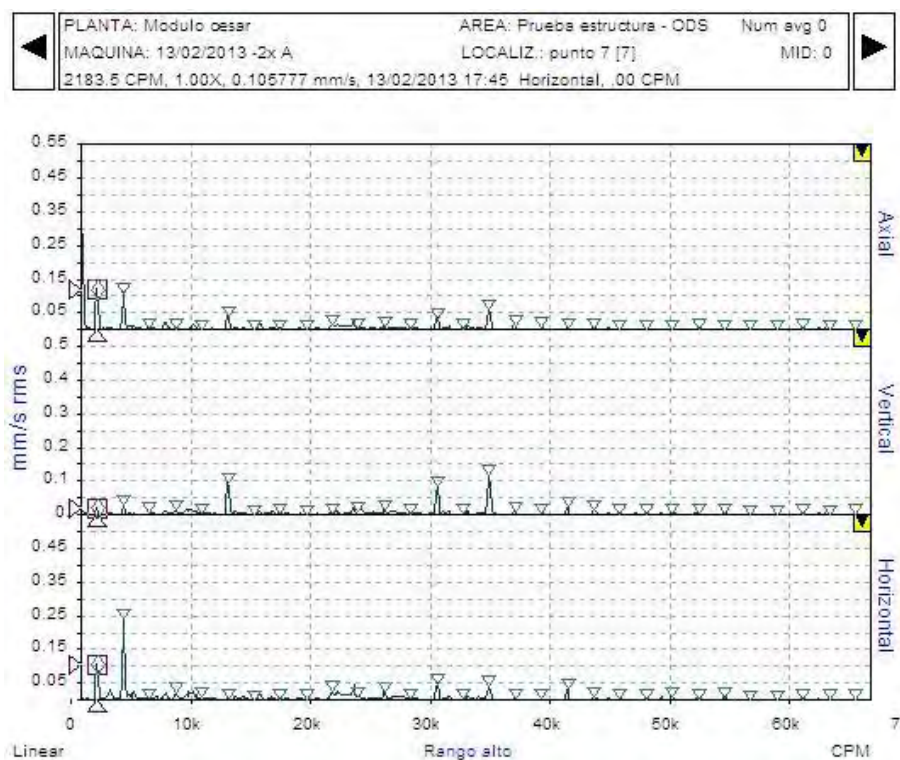


Figura 3.33: Espectro punto 7 rango bajo
Fuente: César López

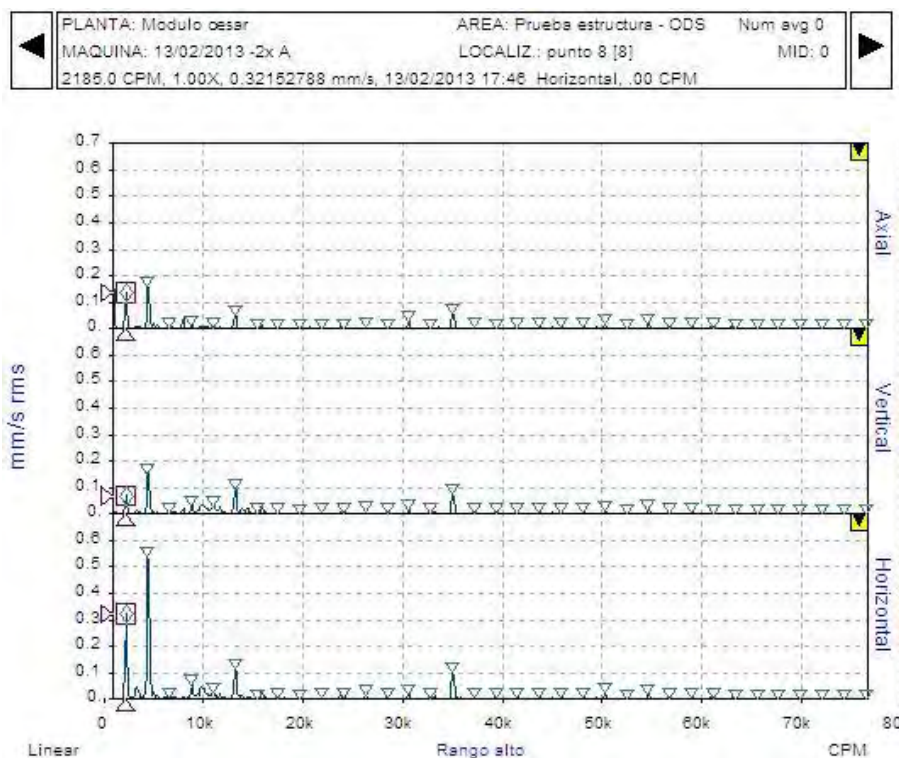


Figura 3.34: Espectro punto 8 rango bajo

Fuente: César López

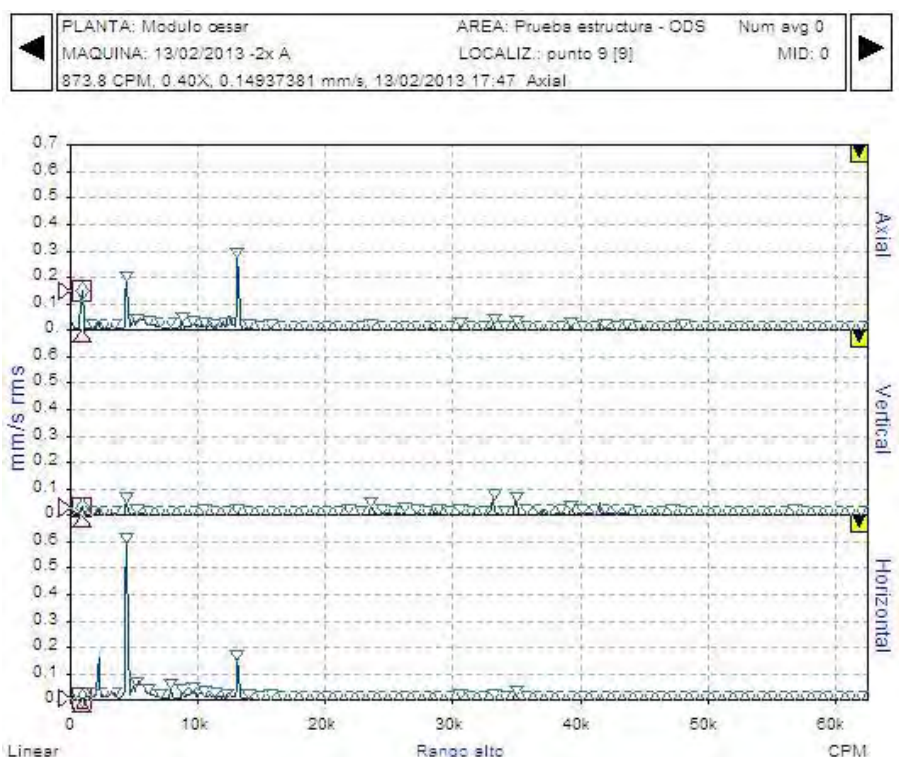


Figura 3.35: Espectro punto 9 rango bajo

Fuente: César López

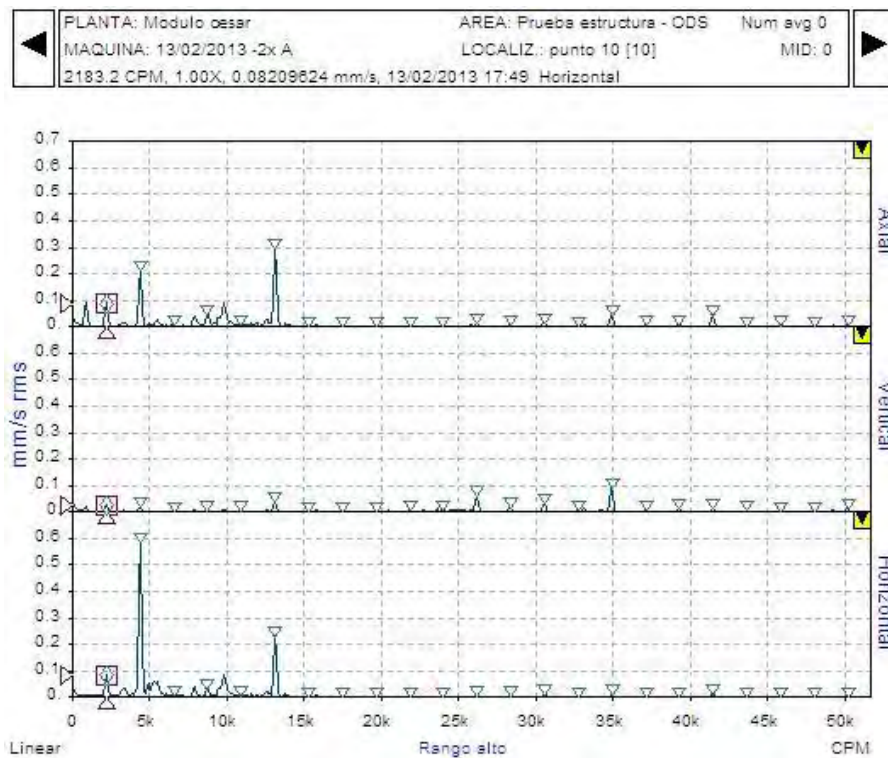


Figura 3.36: Espectro punto 10 rango bajo

Fuente: César López

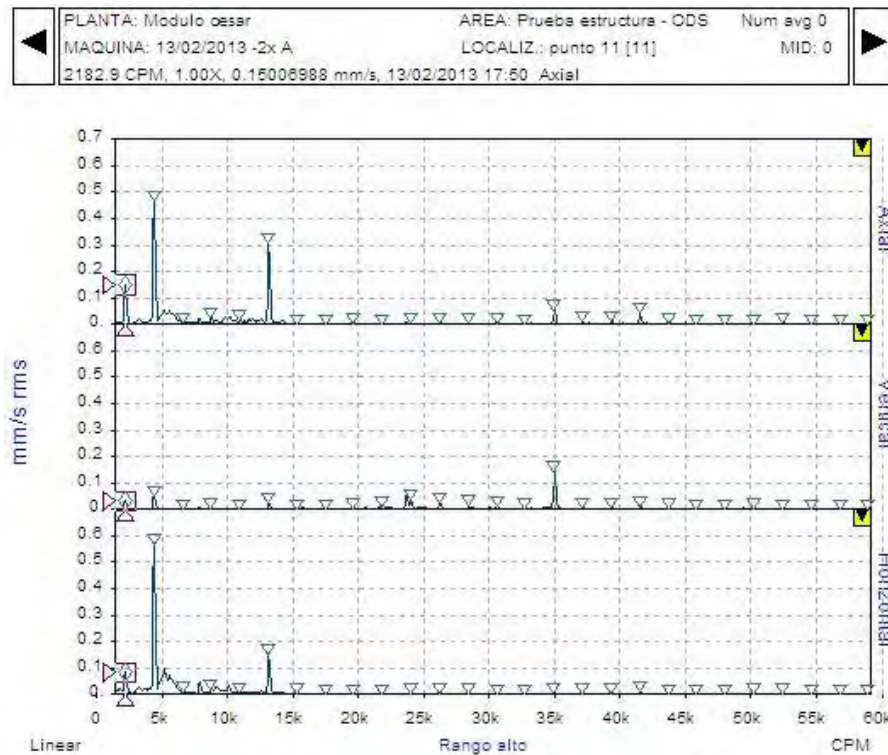


Figura 3.37: Espectro punto 11 rango bajo

Fuente: César López

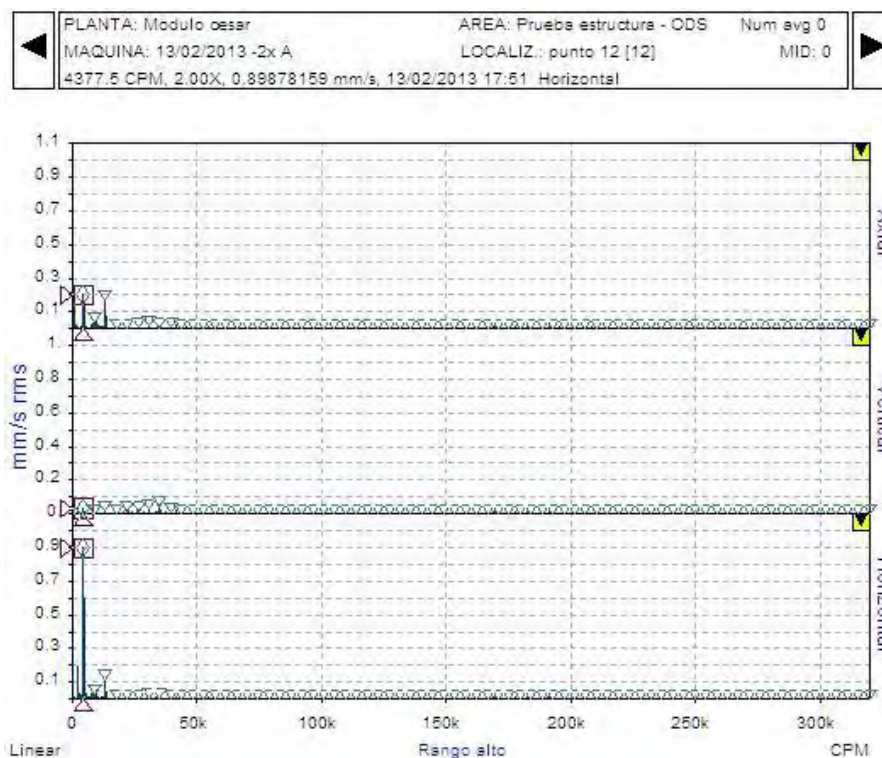


Figura 3.38: Espectro punto 12 rango bajo

Fuente: César López

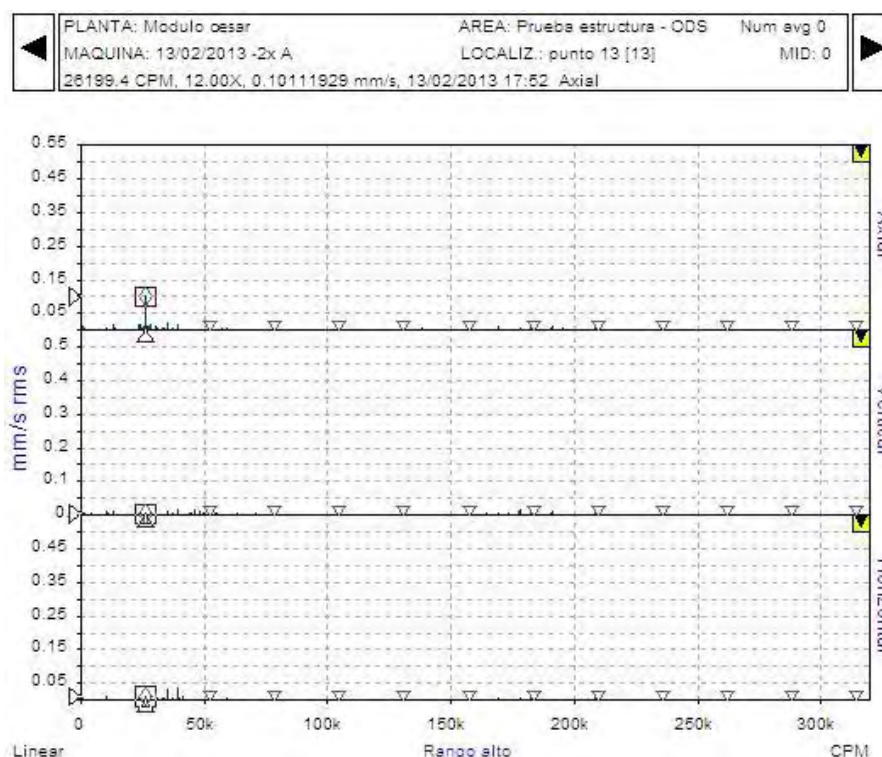


Figura 3.39: Espectro punto 13 rango bajo

Fuente: César López

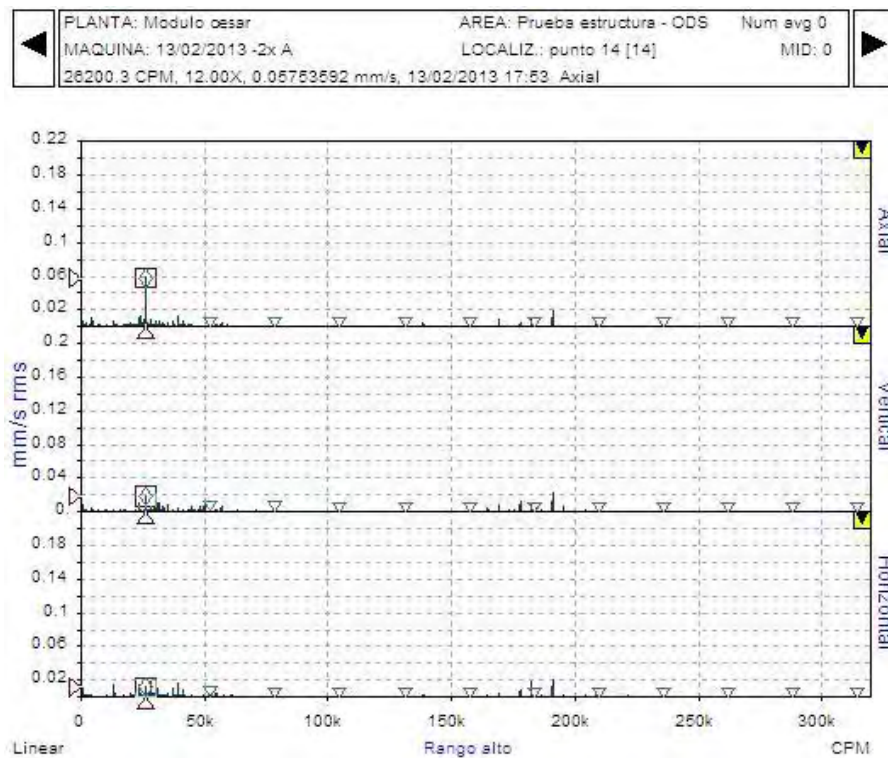


Figura 3.40: Espectro punto 14 rango bajo

Fuente: César López

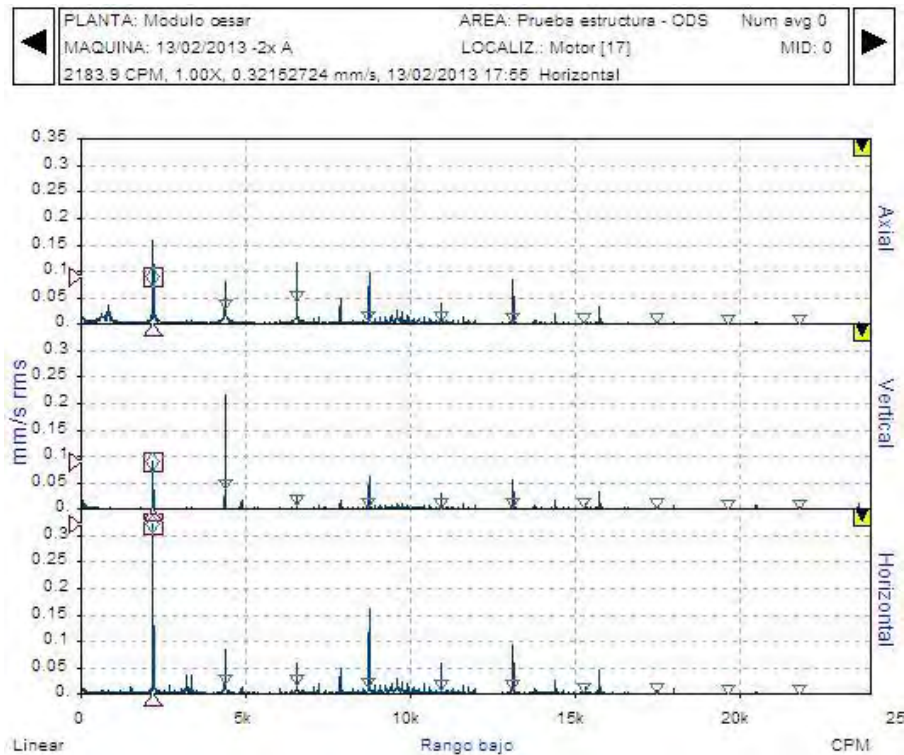


Figura 3.41: Espectro Motor rango bajo

Fuente: César López

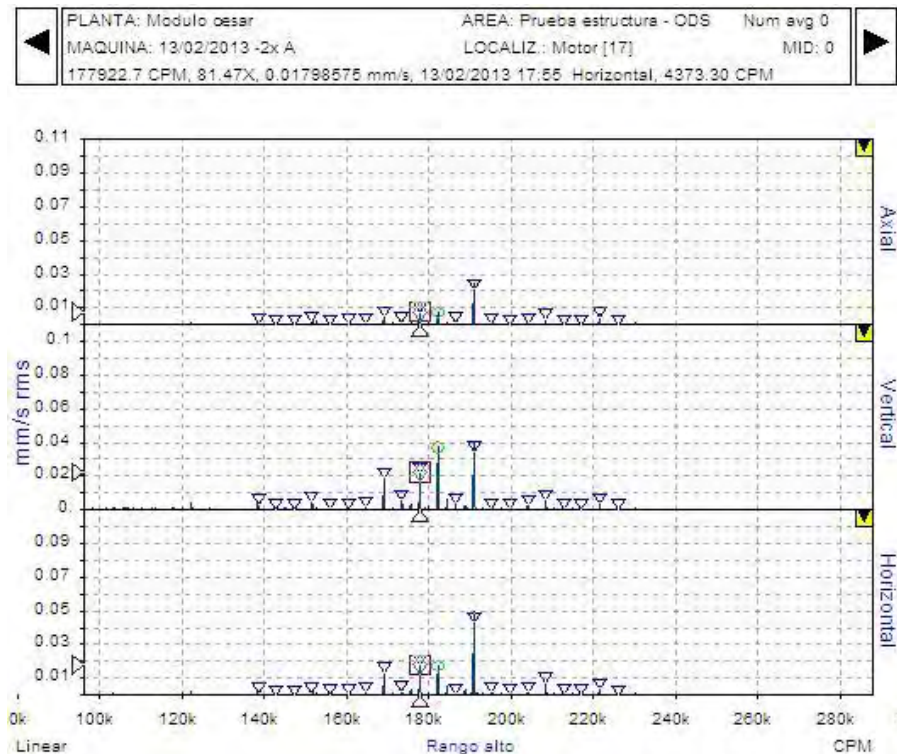


Figura 3.42: Espectro Motor rango alto

Fuente: César López

3.4.5 Diagnóstico del sistema:

Se puede observar en el motor, una falla de rodamientos a 177 918 CPM (15 BPFI) con bandas vecinas a 4373 CPM (2X) en el motor; esto se debe a una falla en estado regular de la pista interna, debido a un ligero desalineamiento del disco de desbalance.

Además en el punto 6 y 9 se observa una frecuencia de falla de canastilla “FTF” a 873 CPM, lo que indica una condición de falla regular amplificada por encontrarse cerca a la primera frecuencia natural.

Se observa un desbalance ligero y un pequeño desalineamiento; esto se debe a la instalación del disco de desbalance y el desbalance provocado para excitar el sistema.

3.4.6 Análisis de modo de deflexión en operación (*Operarion Deflection Shape*)

El análisis ODS se realiza mediante el software MScope de Vibrant Technology, la teoría expuesta en el capítulo 1 del ODS explicara la matemática interna del análisis ODS.

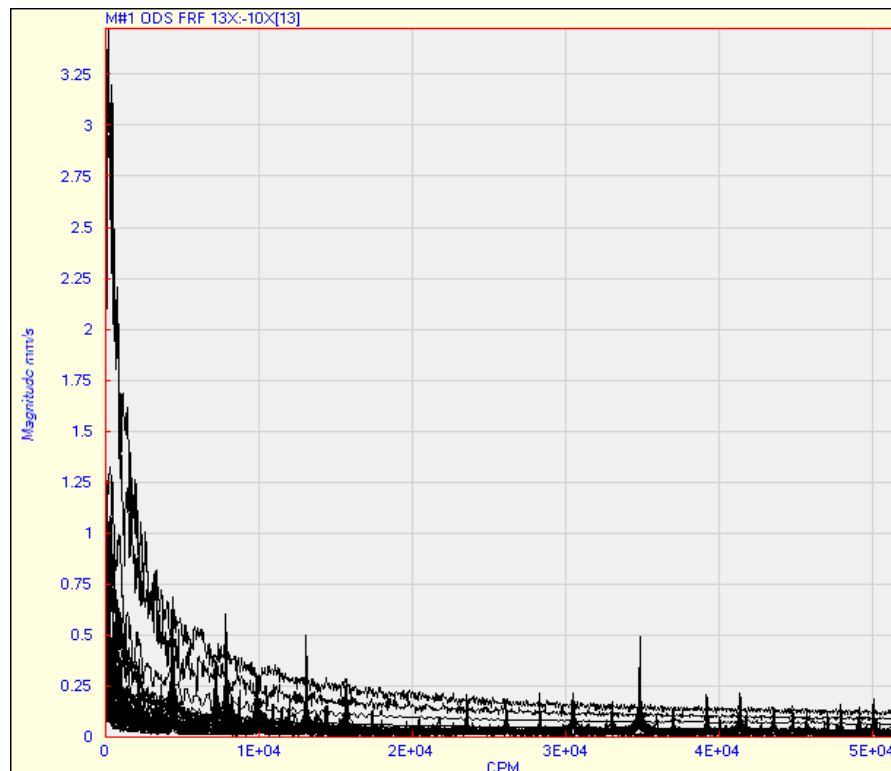


Figura 3.43: Espectro del análisis ODS (superposición)

Fuente: César López

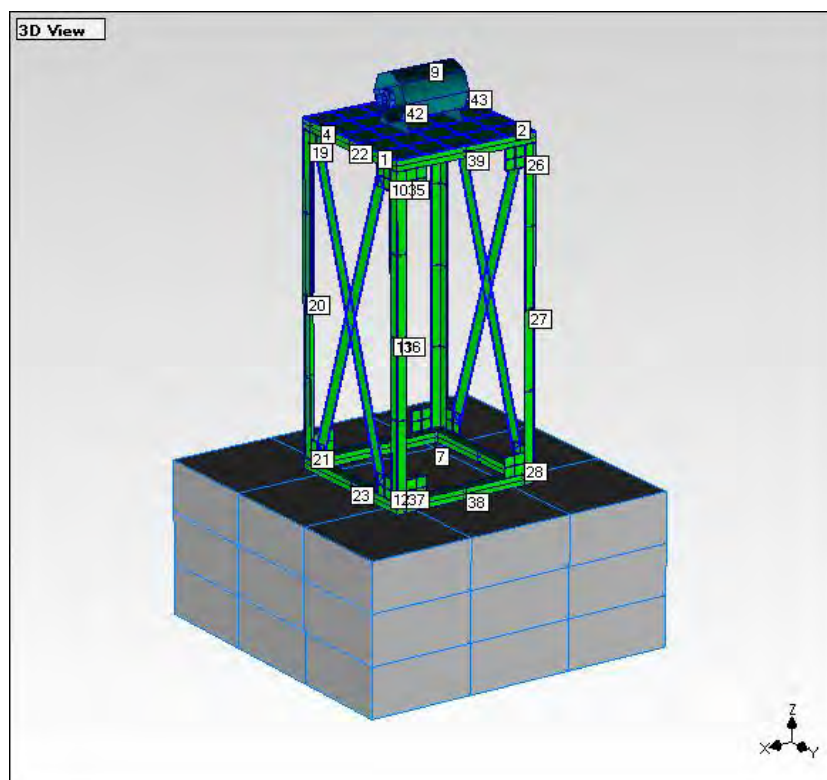


Figura 3.44: Modelo en MEscape con 43 puntos tomados

Fuente: César López

En este análisis ODS se han tomado 43 puntos, esto debido a que las tomas realizadas en la cimentación resultaban muy bajas, generando un error en la lectura de datos y ocasionando que se emita en la pantalla del analizador un mensaje de error.

Como resultado del análisis ODS se obtuvieron los siguientes videos en 3D del ODS.

- 1.- Vista general 900 cpm
- 2.- Vista frontal 900 cpm
- 3.- Vista lateral 900 cpm
- 4.- Vista de Planta 900 cpm
- 5.- Vista general 2200 cpm
- 6.- Vista frontal 2200 cpm
- 7.- Vista lateral 2200 cpm
- 8.- Vista de Planta 2200 cpm

Como resultado se puede observar que el movimiento a 900 CPM no coincide con el primer modo del sistema, además por el espectro las vibraciones a esta frecuencia son pequeñas; el movimiento a 2200 CPM es un movimiento oscilatorio de todo el sistema, no encontrándose un movimiento exagerado, además se observa que la amplitud de los espectros no son elevados.

3.5 Validación del modelo

La validación de un modelo es el proceso de determinar en qué grado el modelo matemático es una representación exacta del modelo real desde el punto de vista de las aplicaciones a las que se pretende utilizar al modelo”.

Las técnicas de correlación que se emplean serán los errores en frecuencias, y las diferencias entre las formas modales para obtener ciertos parámetros o gráficas que ayuden a saber si el modelo analítico se ajusta o no al modelo experimental.

3.5.1 Error en frecuencia

Es un método sencillo que calcula los errores absolutos y relativos entre las frecuencias naturales analíticas (f_{Ai}) y experimentales (f_{Xi}).

$$\text{Error Absoluto (Hz): } \Delta f = f_{Ai} - f_{Xi} \quad i = 1, \dots, m \quad (3.1)$$

$$\text{Error Relativo (%): } \text{Err_rel_frec} = 100 \times \frac{f_{Ai} - f_{Xi}}{f_{Xi}} \quad i = 1, \dots, m \quad (3.2)$$

Donde m es el número de modos experimentales.

$$\text{Error Total: } \text{Err}_{totalfrec} = \frac{\sum_{i=1}^n W_i |\text{Err_rel_frec}_i|}{\sum_{i=1}^n W_i} \quad (3.3)$$

Los resultados obtenidos son los siguientes:

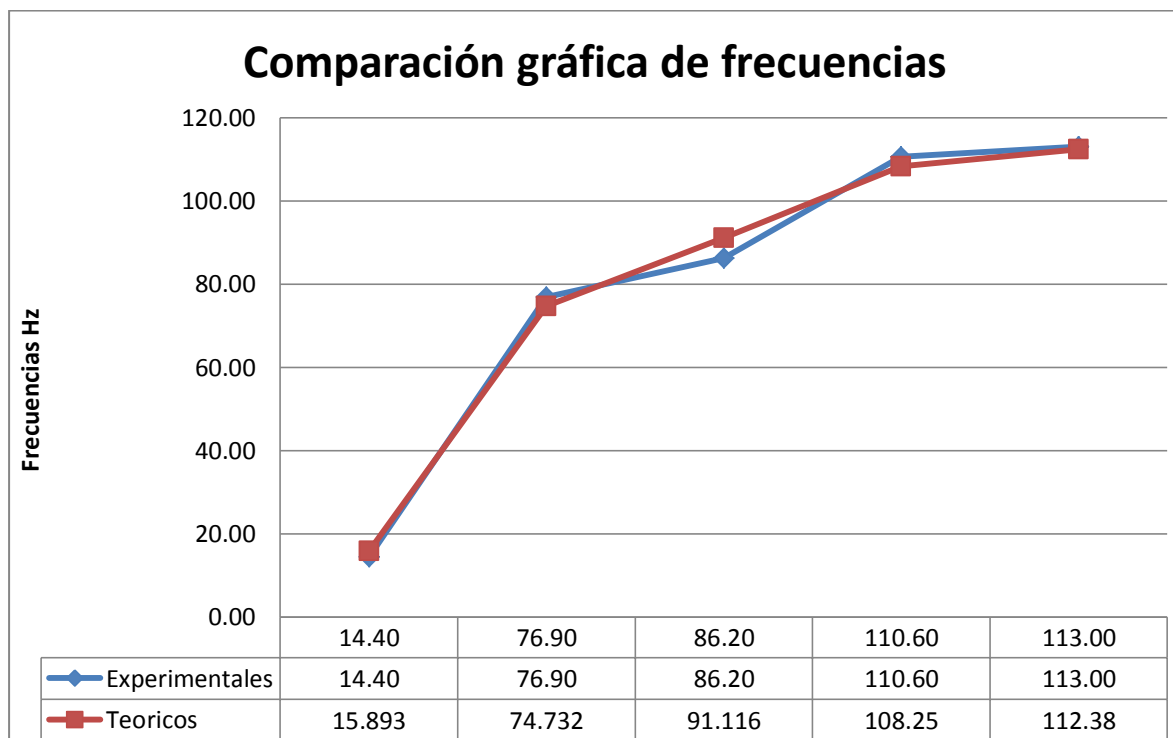
Tabla 3.11: Valores Globales

Solución 2A						
Modo	Frecuencia de ANSYS	Frecuencia experimental	Error Absoluto	Error Relativo	Peso	Error Total
1	15.893	14.40	1.493	10.368	1	4.313
2	74.732	76.90	2.168	2.819	1	4.313
3	91.116	86.20	4.916	5.703	1	4.313
4	108.25	110.60	2.35	2.125	1	4.313
5	112.38	113.00	0.62	0.549	1	4.313

Fuente: César López

3.5.2 Comparación gráfica de frecuencias

El gráfico presenta también una recta de regresión lineal que idealmente debería coincidir con la recta $x = y$. Se muestra a continuación lo obtenido en las pruebas:

**Figura 3.45: Comparación gráfica de frecuencias naturales**

Fuente: César López

Como resultado de este estudio se obtiene la comparación entre los resultados experimentales con los teóricos lo que ha permitido validar el diseño. Los porcentajes de error encontrados en general están en el orden del 10.368 %. Este error se debe principalmente al mallado; al agregar los arriostres y al tener elementos de redondeo generan una malla de baja calidad, además al tener pernos de ajustes y no contando con un torquímetro, no se puede asegurar que el ajuste sea el adecuado en los arriostres.

3.6 Diagnóstico

- 1.- Se observa vibraciones de pequeña magnitud a la frecuencia de 2200 CPM en el sistema modificado, debido a la salida de la zona de resonancia estructural del sistema.
- 2.- Falla moderada en los rodamientos, se requiere inspección periódica observando las frecuencias de falla a 177 918 CPM (15 BPFI) con bandas vecinas a 4378 CPM (2X) y la FTF a 873 CPM. Ver capítulo I sección 1.10.6

Capítulo 4

Conclusiones y recomendaciones

4.1 Conclusiones

Con respecto al análisis vibracional:

1. El análisis vibracional es una herramienta muy efectiva en la evaluación de fallas, debido a que se puede aplicar no solo en las máquinas rotativas sino además en estructuras, teniendo una mayor aplicación que otras técnicas en el mantenimiento predictivo.
2. La gran mayoría de los problemas que se presentan en la maquinaria analizada en la industria pueden ser detectados por el análisis de vibraciones, estos problemas son desbalance, solturas, desalineamiento, rodamientos, engranes, problemas eléctricos, etc., lo que demuestra la efectividad del análisis de vibraciones como una herramienta fundamental dentro del análisis de fallas y el mantenimiento predictivo.
3. Para conseguir un espectro de vibración que muestre claramente los problemas de una máquina es necesario seleccionar correctamente los parámetros en el procesamiento de datos como la frecuencia máxima, la resolución y la amplitud en cada parte de la máquina.
4. Uno de los errores más frecuentes en el análisis vibracional se da cuando se tiene la idea de que una excesiva vibración define un problema; esto se debe a que la máquina puede estar operando bajo condiciones normales y tener una excesiva vibración. El verdadero problema se da cuando estos picos comienzan a aumentar su nivel y es aquí donde el análisis de tendencias empieza a ser parte fundamental del mantenimiento predictivo al poder anticipar el tiempo en que esta falla será peligrosa para el equipo.
5. Para seleccionar los puntos de medición se debe estudiar la máquina a analizar; para ello se tiene que recurrir a los manuales de mantenimiento, en estos se deben ubicar los rodamientos para poder seleccionar un lugar accesible, cómodo, seguro y lo más cercano a estos para poder obtener las lecturas de vibración correctamente.

6. El peso de la base magnética en la parte superior del sistema influyó en la vibración debido a la flexibilidad del sistema, se observó que a mayor masa del sensor el desplazamiento aumenta, por lo que se optó por utilizar la base magnética mediana.
7. El análisis de vibraciones como base de un plan de mantenimiento predictivo es un proceso en el cual los resultados se alcanzan a largo plazo. Esto se debe a que el objetivo del mantenimiento es alargar la vida útil de las máquinas, detectando a tiempo fallas y evitando que estas afecten el funcionamiento general de la maquinaria.
8. Un modelo dinámico tiene infinitos modos de vibración, al igual que infinitas frecuencias naturales, siendo por tanto imposible describirlo de forma exacta.
9. Para realizar un buen diseño de un sistema se deben de tener en cuenta las seis primeras frecuencias naturales, debido a ser estas las frecuencias más bajas y fáciles de excitar por las maquinas rotativas.
10. En la práctica se debe de tener una franja del 15% entre alguna frecuencia natural y las frecuencias de trabajo en el sistema.

Con respecto al efecto de resonancia:

11. Como se ha determinado, una de las causas por la que se origina excesiva vibración es por el efecto de resonancia, este fenómeno se da al tener frecuencias de trabajo dentro de la zona de resonancia ($\pm 15\% F_n$).
12. En el sistema en estudio se ha encontrado un valor global de 51.14 mm/seg RMS en el punto 7 del sistema, llegando a tener la mayor amplitud a la frecuencia de operación 2182 CPM con una amplitud de 49.34 mm/seg RMS por el efecto de resonancia estructural.

Con respecto al análisis ODS:

13. El análisis vibracional por ODS, es una herramienta muy versátil y útil, permite determinar cuál es el punto con mayor deformación, indicando donde está el problema y determinando la posible causa de la excesiva vibración.
14. Se debe tener claro el balance costo vs tiempo en el análisis ODS, debido a que a mayor número puntos de toma en el análisis ODS la simulación será más real, pero el costo en procesamiento y el tiempo de recolección de datos es mayor. Además se debe evitar la saturación de puntos en un área determinada ya que el movimiento podría describirse con un número menor de puntos.
15. El análisis ODS obtenido en la estructura sin modificaciones nos da los movimientos modales de las dos primeras frecuencias naturales, siendo éstas idénticas a las deformaciones resultantes del Ansys, llegando a comprobar una correlación directa y efectiva entre el modelo teórico y experimental.

16. El análisis ODS no tiene como objetivo validar modelos experimentales, ya que para representar todos los modos de vibración tendría que realizar un ODS por cada frecuencia natural y se tendría que excitar directamente a la frecuencia a estudiar.

Con respecto al análisis de elementos finitos:

17. Cualquiera puede modelar un sistema y realizar un estudio por elementos finitos, la interpretación y los ajustes determinan la precisión del análisis a realizar.
18. El mallado es una pieza fundamental del análisis FEM, mientras mejor calidad tenga la malla mejores serán los resultados.

Con respecto a la validación:

19. El análisis modal experimental es la única forma de validar un modelo real, por su versatilidad es la herramienta óptima, por su costo y tiempo a emplear al realizar la prueba.
20. Los errores de montaje y fabricación son importantes a la hora de validar un modelo, mientras más preciso es el modelo real, más se aproximará al modelo teórico.
21. La validación obtenida por el método error en frecuencias se considera aceptable, por tener errores cercanos al 10%, esto debido a factores de fabricación y calidad de malla.
22. La metodología de validación de los modelos se ha desarrollado por cerca de dos décadas y todavía se está desarrollando. Se ha demostrado que algunas cuestiones esenciales para la validación del modelo es necesario explorar más a fondo.
23. Hay un número de enfoques para la construcción de la matriz de masa de cada elemento de un modelo de elementos finitos. Las propiedades dinámicas predichas por el modelo dependerá del tamaño de la malla del modelo y el enfoque de matriz de masa para el cálculo dinámico establecido.

4.2 Recomendaciones

1. Realizar un estudio de elementos finitos cuando aparece una frecuencia extraña a las frecuencias de operación del sistema y ocasione vibración elevada.
2. Antes de diseñar algún componente nuevo es necesario realizar un análisis dinámico de la pieza o estructura, para así determinar las frecuencias importantes, y verificar que ninguna de estas coincida con alguna frecuencia de funcionamiento dentro de la máquina.
3. Todas las soluciones tienen una frecuencia natural cercana a la segunda armónica de la velocidad de operación (2X), por lo que se recomienda un seguimiento periódico debido a que al desalinearse por el desgaste, puede llegar a un efecto resonante.

4. Una característica importante es encontrar el factor de amplificación, ya que teniendo dicho factor se obtendría la vibración real de la maquinaria sin ser afectada por el efecto resonante.

4.3 Trabajos futuros

- 1 Realizar un estudio más profundo con técnicas avanzadas como análisis modal experimental mediante martillo modal y software especializados, para hallar los modos de vibración, las frecuencias naturales, el coeficiente de amortiguamiento y el factor de amplificación del sistema.
- 2 Realizar ajustes paramétricos al modelo en estudio, para lograr una mayor aproximación

Bibliografía

1. A-MAQ S.A. Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico.2005. Pp 10-21
2. ASME. Análisis vibracional en equipos rotativos y mantenimiento predictivo.
3. BRAUN RAFAEL; MADSEN VIVIANA. Análisis Modal Experimental de una estructura Aerodinámica. Pp 3-6.
4. BUDYNAS RICHARD G; NISBETT KEITH. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. Editorial Mc Graw Hill. España. Pp 1020
5. GLEN WHITE. Introducción al Análisis de Vibraciones. Editorial AZIMA. Pp 16-98
6. INMAN, D., Engineering Vibration. Tercera edición. Editorial Prentice Hall, New Jersey, 2008 Pp 532-568.
7. ISMAEL LEON CEDENÑO. “Análisis de vibraciones mecánicas como base para la ejecución de un plan de mantenimiento predictivo para la maquinaria petrolera (bloque 15) de occidental exploration & production company”
8. ISO 10816 – The International Organization for Standardization. 1995.
9. MARTINEZ, CIRO. Análisis de las formas de deflexión en operación – Operating Deflection Shape (ODS). Pp 1-19.
10. MARTINEZ, CIRO Análisis modal experimental.
11. MARTINEZ, CIRO. Técnicas avanzadas en el análisis Vibracional.
12. MONDACA MARINO, CRISTIAN MAURICIO. Estudio de fallas comunes en rodamientos rígidos de una hilera de bolas mediante análisis en el dominio del tiempo y de la frecuencia. Año 2002. Pp 68
13. R. KEITH MOBLEY. Root Cause Failure Analysis. Editorial Newnes 1999. Pp200-222. USA

14. RONALD L. ESHLEMAN PH. D. Vibraciones Básicas de Maquinas. Editorial Vibration Institute. USA.
15. RONALD L. ESHLEMAN PH. D. Curso de Vibraciones de máquinas básicas Nivel II. Editorial Vibration Institute. USA.
16. ROYO, JESUS; TORRES FERNANDO. Análisis de vibraciones e interpretación de Datos. Pp 1-14.
17. S. GRAHAM KELLY. Fundamentals of Mechanical Vibrations. Second edition. Editorial Mc Graw Hill 2000. Pp 355-381
18. SANTAMARIA, RICARDO. Consideraciones prácticas y económicas del Alineamiento de Maquinaria. Pp 1-6
19. TIMOSHENKO, S., Vibration Problems in Engineering, Second Edition, Van Nostrand Company, 1937. Pp 1-3.
20. VÉLEZ, WILLIAM; GÓMEZ, DANIEL; THOMSON, PETER. Ajuste de modelos de elementos finitos. Dyna, Vol. 76, Núm. 158, junio, 2009. Pp. 177-189.
21. ZIENKIEWICZ; TAYLOR. El método de los elementos-finitos. Cuarta edición. Editorial Mc Graw Hill. España 1994. Pp 1-3
22. Vibraciones Mecánicas, Universidad de Simón.
23. Hojas técnicas de productos utilizados.
24. Apuntes de Cimentaciones de máquinas – Maestría PUCP