

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA



**“ALINEAMIENTO Y BALANCEO MEDIANTE EL ANALISIS DE SEÑALES
VIBRATORIAS”**

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

PROFESOR GUÍA:

Sr. Claudio Nabil Villegas Ulloa

NOMBRE ESTUDIANTE:

Sr. Francisco Javier Peña Montero

CONCEPCION – CHILE

2013

INDICE

RESUMEN 12

OBJETIVOS 13

CAPITULO I

PRINCIPIOS DE LOS ANALIZADORES DE VIBRACIONES 15

1.1.) Análisis espectral basado en la transformada Fourier 15

1.1.1) Cálculo del espectro a través de la transformada de Fourier 16

1.1.2) Transformada Discreta de Fourier 17

1.1.3) Transformada Rápida de Fourier o FFT (Fast Fourier Transform) 17

1.2) Construcción de Orbitas 19

CAPITULO II

FALLAS A TRATAR EN EL EQUIPO 20

2.1) Desbalance 20

2.1.1) Tipos de desbalance 20

2.1.2) Desbalanceamiento residual o permanente 22

2.1.3) Valores “estándar” para el desbalanceamiento residual 22

2.1.4) Forma de onda del desbalanceamiento 24

2.1.5) Espectro vibratorio del desbalanceamiento 25

2.1.6) Relación de fases 25

2.1.7) Orbitas características del desbalance	26
2.2) Desalineamiento	26
2.2.1) Tipos de Desalineamiento	27
2.2.2) Tolerancias admisibles de Desalineamiento	28
2.2.3) Forma de onda de Desalineamiento	29
2.2.4) Espectro Vibratorio del Desalineamiento	31
2.2.5) Relación de Fases	32
2.2.6) Orbitas características del Desalineamiento	33
2.3) Resonancia	33
2.3.1) Espectro Vibratorio de la resonancia	34
2.3.2) Forma de Onda	34
2.3.3) Relación de Fase	34
2.3.4) Orbita de resonancia	34
CAPITULO III	
EVALUACIÓN DE SEVERIDAD VIBRATORIA	36
3.1) Clasificación de la maquinaria	37
3.2) Calidad de la Vibración	38
CAPITULO IV	
CADENA DE MEDICIÓN	39

4.1) Etapa Transductora	39
4.2) Etapa de Acondicionamiento	42
4.2.1) Filtro anti – aliasing	42
4.2.2) Filtro pasa bajo	43
4.2.3) Pendiente de ski	44
4.3) Etapa de adquisición y procesamiento de datos	45
4.3.1) Adquisición de datos vi	45
4.3.2) Analizador de datos vi	46
CAPITULO V	
MEDICIONES Y ANÁLISIS	49
5.1) Puntos y direcciones de medición	49
5.2) Mediciones iniciales	50
5.2.1) Condiciones iniciales de operación	50
5.2.2) Resultados	51
5.2.3) Evaluación de severidad vibratoria de acuerdo a la Norma ISO 2372	51
5.3) Análisis de los resultados	52
5.3.1) Análisis espectral	52
5.3.2) Análisis de forma de onda	55
5.3.3) Análisis de orbitas	55

5.4) Diagnóstico	56
------------------	----

CAPITULO VI

PROCEDIMIENTO DE ALINEACIÓN UTILIZADO EN BANCO DE ENSAYOS	57
--	-----------

6.1) Selección del método de alineamiento a utilizar	57
--	----

6.2) Metodología de alineamiento	58
----------------------------------	----

CAPITULO VII

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL CONJUNTO ALINEADO	75
---	-----------

7.1) Condiciones de la medición	75
---------------------------------	----

7.2) Resultados	75
-----------------	----

7.2.1) Evaluación de severidad vibratoria de acuerdo a la Norma ISO 2372	76
--	----

7.3) Análisis de los resultados	76
---------------------------------	----

7.3.1) Análisis espectral	76
---------------------------	----

7.3.2) Análisis de forma de onda	78
----------------------------------	----

7.3.3) Análisis de orbitas	79
----------------------------	----

7.3.4) Análisis fases relativas	81
---------------------------------	----

7.4) Ensayo de martillo	83
-------------------------	----

7.5) Mediciones a 15Hz	84
------------------------	----

7.5.1) Resultados	84
-------------------	----

7.5.2) Espectro y orbitas	85
---------------------------	----

7.5.3) Fase relativa a 900rpm	86
7.6) Diagnóstico	86
CAPITULO VIII:	
MÉTODO DE BALANCEO OCUPADO EN EL BANCO DE ENSAYO	87
8.1) Selección del método de balanceo	87
8.2) Metodología de balanceo	87
8.3) Cálculo del desbalance residual	96
CAPITULO IX	
ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL CONJUNTO ALINEADO Y BALANCEADO	97
9.1) Resultados	97
9.1.1) Evaluación de severidad vibratoria de acuerdo a la Norma ISO 2372	98
9.2) Análisis de los resultados	98
9.2.1) Análisis espectral	98
9.2.2) Forma de onda y orbita	99
CONCLUSIONES y RECOMENDACIONES	100
ANEXO I	102
ANEXO II	110
BIBLIOGRAFIA	116

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Esquema de una analizador de vibraciones	15
Figura 1.2 Amplitud del espectro	16
Figura 1.3 Espectro a dos lados	18
Figura 1.4 Espectro a un lado	18
Figura 1.5 Orbita	19
Figura 1.6 Construcción de órbitas	19
Figura 2.1 Desbalance estático	20
Figura 2.2 Desbalance par	21
Figura 2.3 Desbalance cuasi- estático	21
Figura 2.4 Desbalance dinámico	22
Figura 2.5 Norma ISO 1940	23
Figura 2.6 Generación de la forma de onda del desbalance	24
Figura 2.7 Forma de onda del desbalance desfasadas aproximadamente 90°	24
Figura 2.8 Ejemplo de espectro típico de desbalance a 15 (Hz)	25
Figura 2.9 Orbitas características del desbalance	26
Figura 2.10 Tipos de desalineamiento entre máquinas	26
Figura 2.11 Angularidad gap y diámetro de trabajo	27
Figura 2.12 Variación de paralelismo entre dos ejes	28

Figura 2.13 Generación de la onda compleja	30
Figura 2.14 Diferentes señales periódicas en el tiempo generado por el desalineamiento	30
Figura 2.15 Espectros de vibraciones para el descanso extremo libre, dirección horizontal de una maquinaria acoplada mediante acoplamiento flexible tipo helicoidal, para diferentes grados de desalineamiento paralelo y angular (velocidad de giro del rotor 3000 rpm)	32
Figura 2.16 Fase de la vibración medida en ambos lados del acoplamiento	32
Figura 2.17 Orbitas características de desalineamiento	33
Figura 2.18 Respuesta estacionaria en resonancia	34
Figura 2.19 Orbitas en resonancia a 1x teórica y real	35
Figura 3.1 Puntos de medición en el motor según Norma ISO 2372	36
Figura 4.1 Acelerómetro marca CTC	39
Figura 4.2 Componentes de un acelerómetro	40
Figura 4.3 Ubicación correcta del acelerómetro	42
Figura 4.4 Tarjeta N9234	42
Figura 4.5 Señal con problemas de aliasing	43
Figura 4.6 Pendiente de ski	44
Figura 4.7 Programa en ejecución	45
Figura 4.8 Carpeta con archivos de medición	46

Figura 4.9 Espectro en velocidad orbitas en micrones entregadas por el programa	47
Figura 4.10 Forma de onda en velocidad y valores RMS	47
Figura 4.11 Forma de onda en desplazamiento y espectro en desplazamiento	48
Figura 5.1 Puntos de medición y direcciones de mediciones	50
Figura 5.2 Espectro punto3 horizontal a 1.500rpm (25hz)	52
Figura 5.3 Espectro punto 3 vertical a 600 rpm(10hz)	53
Figura 5.4 Espectros ambos lados del acoplamiento a 600 rpm	53
Figura 5.5 Espectros ambos lados del acoplamiento a 1200 rpm	54
Figura 5.6 Espectros ambos lados del acoplamiento a 1500 rpm	54
Figura 5.7 Forma de onda en velocidad punto 3 vertical a 1200 rpm (20hz)	55
Figura 5.8 Orbitas de desalineamiento obtenidas a distintas velocidades	55
Figura 6.1 Método de alineamiento RIM and FACE	57
Figura 6.2 Posición del indicador de carátula para lectura de valores RIM , ajuste de aguja a valor cero en 0°	58
Figura 6.3 Posición del indicador de caratula para lectura de valores FACE ajuste de aguja a valor cero en 0°	59
Figura 6.4 Dimensiones necesarias para el cálculo de correcciones	59
Figura 6.5. Posición inicial de medición RIM. Vista lateral de motor	60
Figura 6.6. Posición 90° de medición RIM. Vista superior de motor.	60

Figura 6.7. Posición 180° de medición RIM. Vista lateral de motor	61
Figura 6.8. Posición 270° de medición RIM. Vista superior de motor	61
Figura 6.9. Posición inicial 0° de medición RIM, posterior a una revolución	61
Figura 6.10. Valores obtenidos en lectura RIM, primera medición	62
Figura 6.11. Piezas especiales para medición de valores RIM and FACE	62
Figura 6.12. Posición inicial de medición FACE. Vista lateral de motor.	63
Figura 6.13. Posición 90° de medición FACE. Vista superior de motor.	63
Figura 6.14. Posición 180° de medición FACE. Vista lateral de motor.	63
Figura 6.15. Posición 270° de medición FACE. Vista superior de motor	64
Figura 6.16. Posición inicial 0° de medición FACE, posterior a una revolución	64
Figura 6.17. Valores obtenidos en lectura FACE, primera medición.	65
Figura 6.18. Desalineamiento vertical, primera medición. Vista lateral de motor	67
Figura 6.19. Desalineamiento horizontal, primera medición. Vista superior de motor	67
Figura 6.20. Convención de signos.	68
Figura 6.21. Dimensiones para cálculo de correcciones, valores en milímetros	70
Figura 6.22. Valores de corrección vertical en apoyos de motor eléctrico.	71
Figura 6.23. Valores de corrección horizontal en apoyos de motor eléctrico	71
Figura 6.24. Corrección de “pie flojo” en apoyos de motor y rodamientos , vista de pernos para control de alineamientos en rodamientos del rotor	72

Figura 6.25. Valores RIM and FACE, segunda lectura.	73
Figura 6.26. Valores RIM and FACE, tercera lectura.	73
Figura 6.27. Valores RIM and FACE, lectura final	74
Figura 7.1. Comparación espectro punto 3 horizontal a 1200rpm desalineado vs alineado.	76
Figura 7.2. Espectros característicos a distintas velocidades	77
Figura 7.3. Comparación forma de onda en velocidad desalineado vs alineado	78
Figura 7.4. Orbitas a 600rpm en los puntos 3 y 4	79
Figura 7.5. Orbitas a 1200rpm en los puntos 3 y 4	80
Figura 7.6. Orbitas a 1500rpm en los puntos 3 y 4	80
Figura 7.7. Fases relativas de los puntos 3 y 4 a 600rpm	81
Figura 7.8. Fases relativas de los puntos 3 y 4 a 1500rpms	82
Figura 7.9 Frecuencias naturales del punto 3	83
Figura 7.10 Frecuencias naturales del punto 4	83
Figura 7.11 Espectro punto 3 y su respectiva orbita.	85
Figura 7.12. Espectro punto 4 y su respectiva orbita.	85
Figura 7.13. Fase relativa punto 3 a 900rpm	86
Figura 8.1. Valor del desplazamiento generado por la 1x (15hz)	88
Figura 8.2. Rotor marcado a 0° grados	89
Figura 8.3. Rotor marcado a 120°	89

Figura 8.4. Rotor marcado a 240°	90
Figura 8.5. Valor V0 (mm/s) a 1x(15hz)	90
Figura 8.6. Peso de prueba en la posición 0°	91
Figura 8.7. Valor V1 (mm/s) 1x (15hz)	91
Figura 8.8. Peso de prueba en la posición120°	92
Figura 8.9. Valor V2 (mm/s) 1x (15hz)	92
Figura 8.10. Peso de prueba en la posición240°	93
Figura 8.11. Valor V3 (mm/s) 1x (15hz)	93
Figura 8.12. Programa construcción de Siebert	94
Figura 8.13.Ubicacion del peso corrector (PC1)	95
Figura 8.14. Programa construcción de Siebert para el rotor interior	96
Figura 9.1. Comparación espectral punto 3 vertical a 900rpm alineado vs alineado y balanceado	98
Figura 9.2. Forma de onda una vez alineado y balanceado Punto 3 horizontal a 900rpm	100
Figura 9.3. Orbita una vez alineado y balanceado Punto 3 a 900rpm	100
INDICE DE TABLAS	
Tabla 2.1 Tolerancia de desalineamiento recomendados según Ludeca	29
Tabla 3.1 Clasificación de la maquinaria que giran entre 10-100(revs/s)	37
Tabla 3.2 Rango de severidad vibratoria para máquinas clase I hasta IV	38

Tabla 5.1 Condiciones de la medición	50
Tabla 5.2 Valores globales RMS en condición inicial	51
Tabla 5.3 Evaluación de severidad vibratoria inicial	51
Tabla7.1) Condiciones de la medición.	75
Tabla7.2) Valores globales RMS alieneado.	75
Tabla7.3) Evaluación de severidad vibratoria alineado	76
Tabla7.4) Valores globales RMS a 900rpm	84
Tabla 9.1) Valores globales RMS alineado y balanceado	97
Tabla 9.2) Evaluación de severidad vibratoria alineado y balanceado.	97

RESUMEN

En la presente Memoria, se expondrán las fallas más comunes que se pueden encontrar en equipos rotatorios y que pueden detectarse mediante análisis de señales vibratorias en especial desbalance y desalineamiento.

Para realizar los análisis de las señales, se utilizó un programa analizador de vibraciones, desarrollado en LABVIEW; capaz de integrar la señal, obtener espectros mediante la FFT, mostrar formas de onda y construir órbitas. Con estas herramientas se estudiará un equipo, a objeto de generar información relevante con relación al desalineamiento y desbalance para su uso académico.

Se evaluará el equipo en su condición inicial, el que presenta un desalineamiento evidente, registrándose su comportamiento espectral, orbital y forma de onda.

Posteriormente, el equipo se alineará con el método RIM and FACE. Se mostrará como disminuyen las principales componentes generadas por el desalineamiento, lo que permitirá medir el desbalance y las múltiples zonas resonantes que incluso coinciden con algunas velocidades de trabajo. Como ambas fallas (desbalance y resonancia) son muy fáciles de confundir cuando se produce la resonancia a la velocidad de giro, se mostrará como discriminarlas.

Finalmente, se balanceará el equipo mediante un programa desarrollado en LABVIEW; basado en el método SIEBERT, dejándolo dentro de la norma en lo que respecta a severidad vibratoria y dentro de la norma en lo referente a desbalance residual.

OBJETIVO GENERAL

Analizar el banco de ensayos del laboratorio de mecánica aplicada evaluando su condición inicial y luego realizar las acciones necesarias para corregir su estado.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Generar la Programación en Labview necesaria para obtener espectro de vibraciones mecánicas.
- Alinear el banco de ensayos.
- Generar un Programa en Labview que permita obtener las órbitas.
- Generar un Programa en Labview que permita balancear sin medición de fase.
- Interpretar para el caso estudio, los espectros entregados y las órbitas obtenidas.
- Determinar ángulo y magnitud de masa correctora.
- Evaluar el estado final del equipo con respecto a la norma

CAPÍTULO I: PRINCIPIOS DE LOS ANALIZADORES DE VIBRACIONES

Los analizadores de vibraciones utilizan la adquisición digital de datos que permite el análisis espectral basado en la transformada Fourier (FFT) y el análisis de órbitas y formas de onda de la vibración.

1.1) Análisis espectral basado en la transformada de Fourier.

La Fig.1.1 muestra un esquema de un analizador de vibración basado en la transformada rápida de Fourier (FFT).

La aceleración vibratoria es captada por el acelerómetro, el cual la transforma en una señal eléctrica proporcional a la aceleración medida. Esta señal, continua o analógica, es introducida al recolector de datos. Para poder guardar la señal en su memoria, el recolector tiene que digitalizarla (tomar valores puntuales de la señal analógica). Esto lo realiza con una tarjeta A/D (Análoga /Digital). Finalmente, aplicando la FFT, calcula el espectro

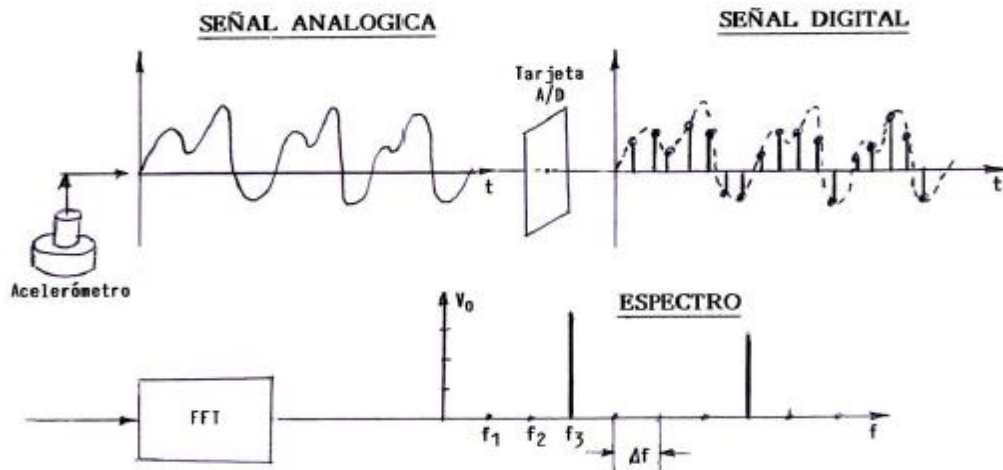


Figura 1.1. Esquema de un analizador de vibraciones (Ref. Apuntes de Vibraciones Pedro Saavedra)

1.1.1) Cálculo del espectro a través de la transformada de Fourier

La transformada de Fourier es una función matemática, definida como se muestra en la ecuación 1.1, la cual permite obtener a partir de una señal en el dominio tiempo, $x(t)$, el espectro en el dominio frecuencia, $X(f)$. La transformada inversa de Fourier (ecuación 1.2) realiza el proceso inverso, es decir, conocido el espectro permite obtener la señal en el dominio tiempo.

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

Ecuación 1.1. Transformada de Fourier.

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{j2\pi ft} df$$

Ecuación 1.2. Transformada inversa de Fourier.

Note que $X(f)$ es un número complejo. Un número complejo se puede expresar en función de una componente real $X_R(f)$ y una imaginaria $X_I(f)$. El cálculo del espectro entrega para cada componente espectral o línea en el espectro su amplitud (Fig1.2).

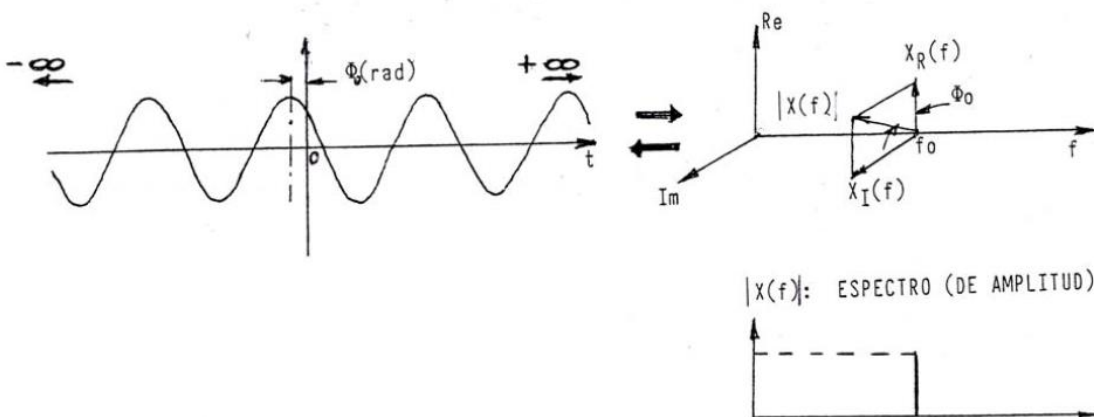


Figura1.2. Amplitud del espectro (Ref. Apuntes de Vibraciones Prof. Pedro Saavedra)

1.1.2) Transformada Discreta de Fourier

Para poder obtener el espectro vibratorio utilizando la transformada de Fourier, se debe tomar un registro de la señal de longitud infinita y efectuar la integración. En la práctica no es posible efectuar esta operación y para el cálculo del espectro se usa una aproximación llamada la Transformada Discreta de Fourier o DFT (Discret Fourier Transform), la cual es apropiada para realizar el cálculo en el computador. Respecto a la Transformada de Fourier, la DFT realiza dos aproximaciones:

- Calcula el espectro a partir de un registro de vibraciones de longitud “T” finito. Esto, se llama truncación de la señal.
- Realiza el cálculo con valores discretos de la señal (digitalización de la señal), que es guardada en la memoria del computador.

1.1.3) Transformada Rápida de Fourier o FFT (Fast Fourier Transform)

La transformada rápida de Fourier, FFT (Fast Fourier Transform), es un algoritmo más eficiente para calcular la transformada discreta de Fourier, TDF. La TDF utiliza $N \cdot N$ términos complejos para el cálculo del espectro, lo que genera un alto consumo de recursos computacionales. La FFT maneja solamente $N \cdot \log N$ términos, por lo que es significativamente más rápida.

Labview utiliza para calcular la FFT el siguiente algoritmo:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j\left(\frac{2\pi nk}{N}\right)} = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) \left[\cos\left(\frac{2\pi nk}{N}\right) - j \sin\left(\frac{2\pi nk}{N}\right) \right]$$

$$k = 0, 1, 2, \dots, N - 1$$

Ecuación 1.3. Algoritmo con que Labview calcula la FFT

La FFT entrega N valores, la mitad para frecuencias negativas y la otra mitad para frecuencias positivas, obteniéndose lo que se llama espectro a dos lados, el cual es simétrico como muestra la Fig.1.3.

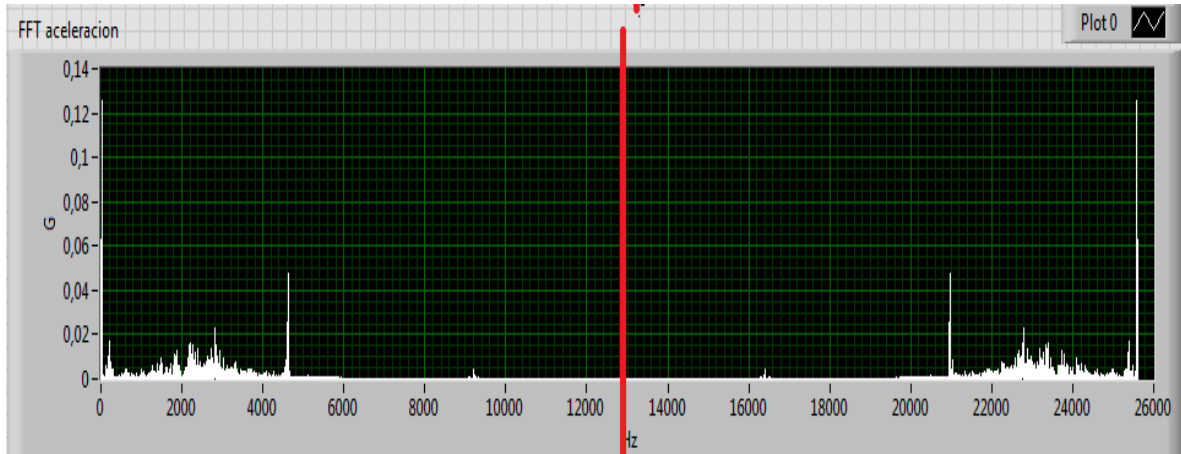


Figura 1.3. Espectro a dos lados

La mitad derecha corresponde a los valores negativos de las frecuencias. Como las frecuencias negativas no tienen sentido en ingeniería mecánica, sólo se debe seleccionar la parte izquierda del gráfico, también conocido como espectro a un lado (Fig.1.4).

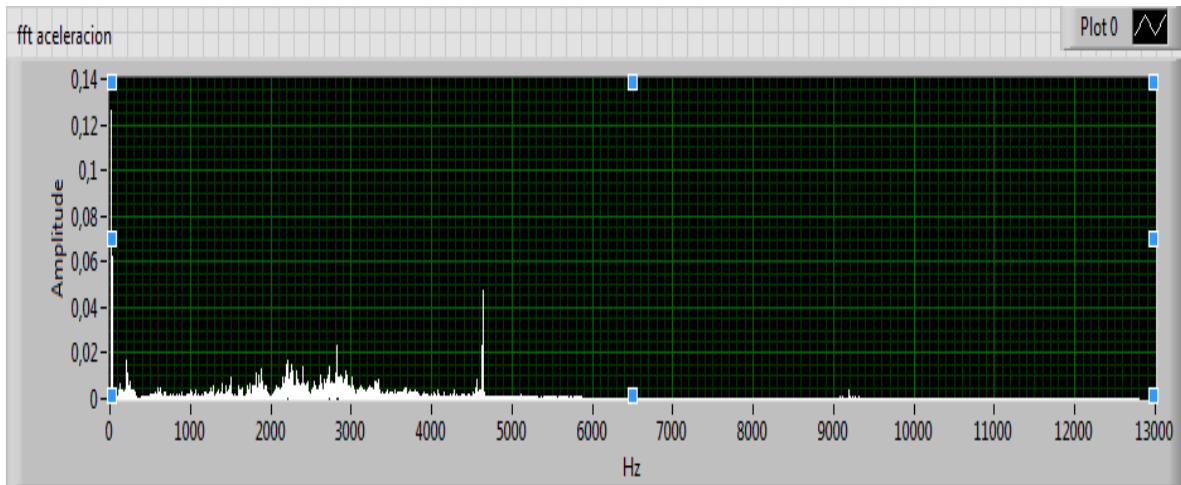


Figura 1.4. Espectro a un lado

1.2) Construcción de orbitas

La vibración de ejes rotatorios en cualquier ubicación axial, puede ser caracterizada por una órbita, la cual describe como la posición del centro del eje varía en el tiempo. La Fig.1.5 muestra una órbita. La forma de la órbita depende de las características dinámicas del eje, los descansos y los soportes de los descansos o fundaciones, la ubicación axial en el rotor y la forma de la excitación de la vibración.

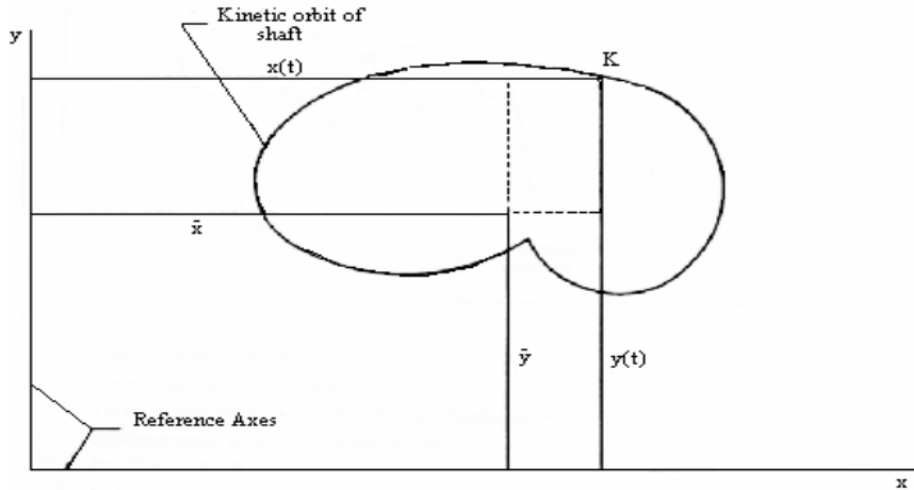


Figura 1.5. Órbita (Ref. Curso vibraciones mecánicas Gonzalo Daza)

Dos señales captadas por transductores, ubicados a 90° entre ellos (relativamente), pueden ser combinadas en una figura llamada Figura de Lissajou u órbita, que indica cómo se mueve el centro del eje en el plano de los sensores como se ilustra en la Fig.1.6.

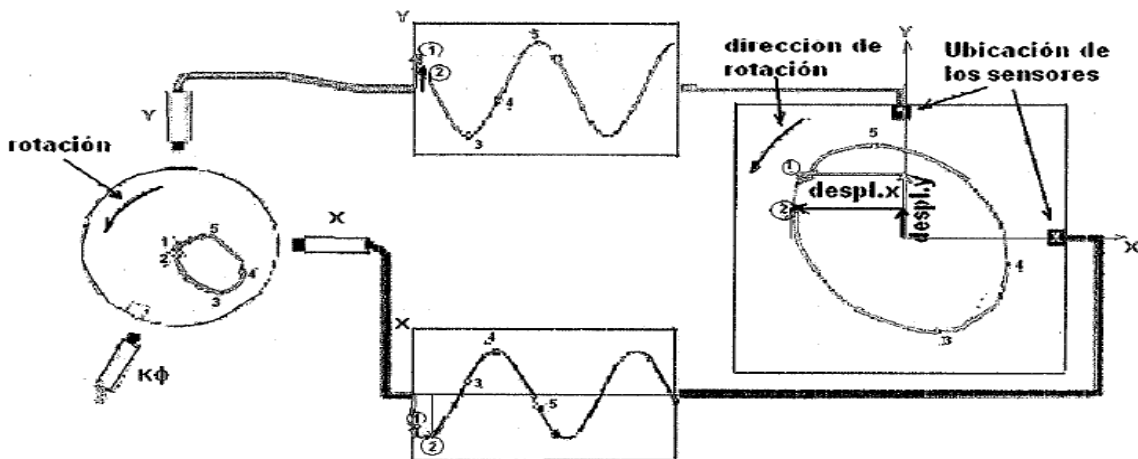


Figura 1.6. Construcción de orbitas (Ref. Apuntes de Orbitas Prof. Pedro Saavedra)

CAPÍTULO II: FALLAS A TRATAR EN EL EQUIPO

2.1) Desbalance

Lo primero que se puede decir sobre el desbalance es que es imposible eliminarlo por completo, siempre se tendrá un desbalance en los rotores. El punto es que se debe mantener dentro de márgenes aceptables para el buen funcionamiento del equipo.

Es una de las fallas más comunes de vibración en maquinaria y, que se caracteriza por altos valores de amplitud a la frecuencia de rotación del equipo. Esta se produce debido a que, al girar el rotor se genera una fuerza centrífuga radial, lo que provoca que el eje del rotor se flecte y la fuerza sea transmitida a los descansos de la máquina.

El desbalance puede ser definido sobre la base de la no coincidencia del eje de rotación y el eje longitudinal principal de inercia del rotor. Este eje une todos los centros de gravedad de cada una de las infinitas secciones transversales que componen al rotor, que al no coincidir con el eje de rotación podrán inducir cuatro tipos de desbalances

2.1.1) Tipos de desbalance

- **Desbalance estático:** Identificado también como desbalance de fuerzas. Se define como aquella condición para la cual el eje longitudinal principal de inercia del rotor está desplazado paralelamente con respecto al eje de rotación (Fig.2.1). Puede ser detectado colocando el rotor sobre dos apoyos prismáticos. La parte más pesada tenderá a ubicarse siempre por debajo del eje de rotación o lo que es lo mismo, el eje longitudinal principal de inercia quedará por debajo del eje de rotación.

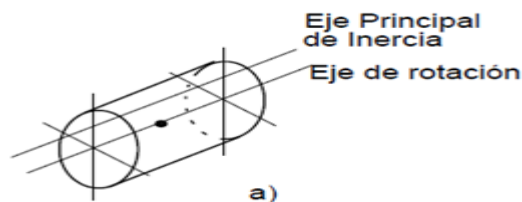


Figura 2.1. Desbalance estático

- **Desbalance par:** Se define como aquella condición para la cual: El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en el centro de masas del propio rotor. Recuerde que mecánicamente hablando, un PAR de fuerzas está constituido por dos fuerzas iguales, paralelas y de sentido contrario, desplazadas cierta distancia. Observe en la propia Fig.2.2 que una situación similar al PAR de fuerzas, tiene lugar en el caso del intercepto en el centro de masas del rotor de su eje longitudinal principal de inercia con su propio eje de rotación.

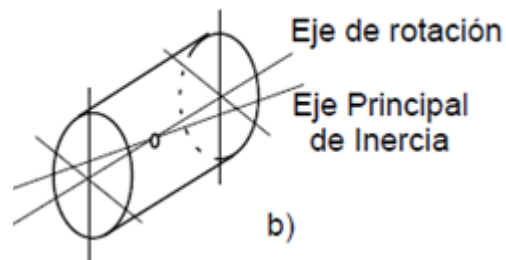


Figura 2.2. Desbalance par

- **Desbalance cuasi – estático:** Se define como aquella condición para la cual el eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en un punto arbitrario o sea, un punto que no coincide con el centro de masas del propio rotor como se muestra en la Fig.2.3.

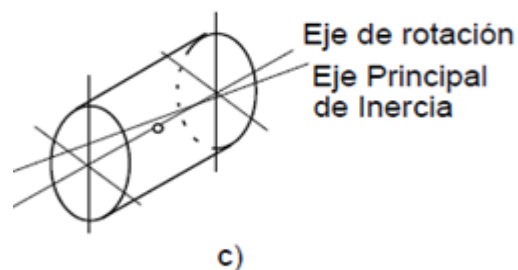


Figura 2.3. Desbalance cuasi – estático

- **Desbalance dinámico:** Se define como aquella condición para la cual: El eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a éste (Fig.2.4). En otras palabras, el eje longitudinal principal de inercia del rotor cruza al eje de rotación del propio rotor.

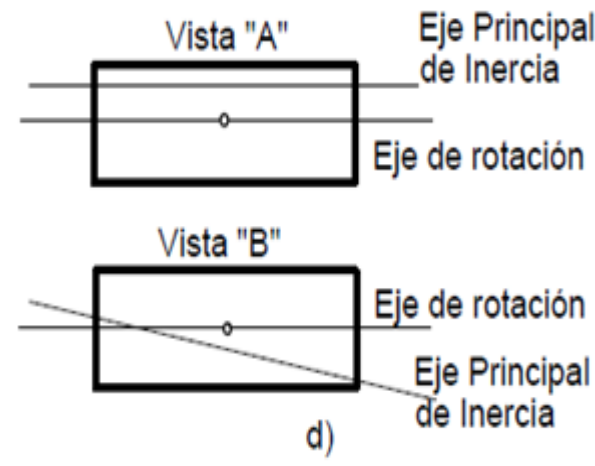


Figura 2.4. Desbalance dinámico

2.1.2) Desbalanceamiento residual o permanente.

Masa no balanceada que queda en el rotor después de la operación de balanceamiento.

2.1.3) Valores “estándar” para el desbalanceamiento residual.

Un balanceamiento perfecto nunca puede ser alcanzado en la práctica; por lo tanto, todo rotor debe ser balanceado tan preciso como estipula la norma.

Como un indicador de calidad del desbalanceamiento, el producto “ $e * w$ ” (velocidad tangencial del centro de masa) expresada en mm/s parece ser el parámetro más útil para comparar el comportamiento de máquinas similares, las cuales operan a diferentes velocidades.

La norma ISO1940 (Fig.2.5) da valores de los desbalanceamientos residuales permisibles para diversos tipos de rotores. Los valores dados por estas normas son referidos a balanceamientos en un plano. Para el caso de balanceamiento en dos planos, se debe ocupar la mitad del desbalanceamiento residual para cada descanso.

Calidad Balanceo Grados G	$\epsilon_{per} \cdot \omega$ mm/s	Tipos de Rotor Ejemplos Generales
G 4000	4 000	Juego de ejes montados en motores marinos diesel lentos con diferente número de cilindros.
G 1600	1 600	Juego de ejes rígidos montados a maquinaria de dos ciclos.
G 630	630	Juegos de ejes rígidos montados en maquinaria de cuatro ciclos y rotores flexibles en motores diesel marinos.
G 250	250	Rotores rígidos rápidos, motores diesel de cuatro cilindros.
G 100	100	Rotores rápidos diesel con seis o más cilindros, gasolina o diesel para camiones y locomotoras.
G 40	40	Ruedas y aros de automóviles compactos.
G 16	16	Ejes de transmisión automotrices, partes de máquinas agrícolas y trituradoras.
G 6.3	6,3	Ejes de transmisión de requisitos especiales, rotores de maquinaria de procesamiento, envasadoras centrifugas, abanicos, volantes, bombas centrifugas, armaduras estándar de motores eléctricos, máquinas en general.
G 2.5	2,5	Turbinas, sopladores, generadores, armaduras de tamaño mediano y grande para requisitos especiales, bombas con unidad motriz de turbina.
G 1	1	Rotores de motores de reacción y sobrecargados, unidades motrices de grabadoras y tocadiscos.
G 0.4	0,4	Armaduras, ejes y molduras de máquinas esmeriladoras de precisión.

Figura 2.5. Norma ISO1940 (Fuente: Manual de Balanceamiento De Rotores. MAGMA Ltda.)

2.1.4) Forma de onda del desbalanceamiento

La Fig.2.6 muestra un desbalanceamiento puntual $U = m * r$. Cuando el rotor gira genera una fuerza centrífuga radial $m * \omega^2 * r$ que se trasmite a los descansos. Las componentes horizontal y vertical de esta fuerza en los descansos, son fuerzas sinusoidales (Fig.2.7) de frecuencia igual a la de rotación del eje estas fuerzas deberían generar vibraciones sinusoidales a la misma frecuencia.

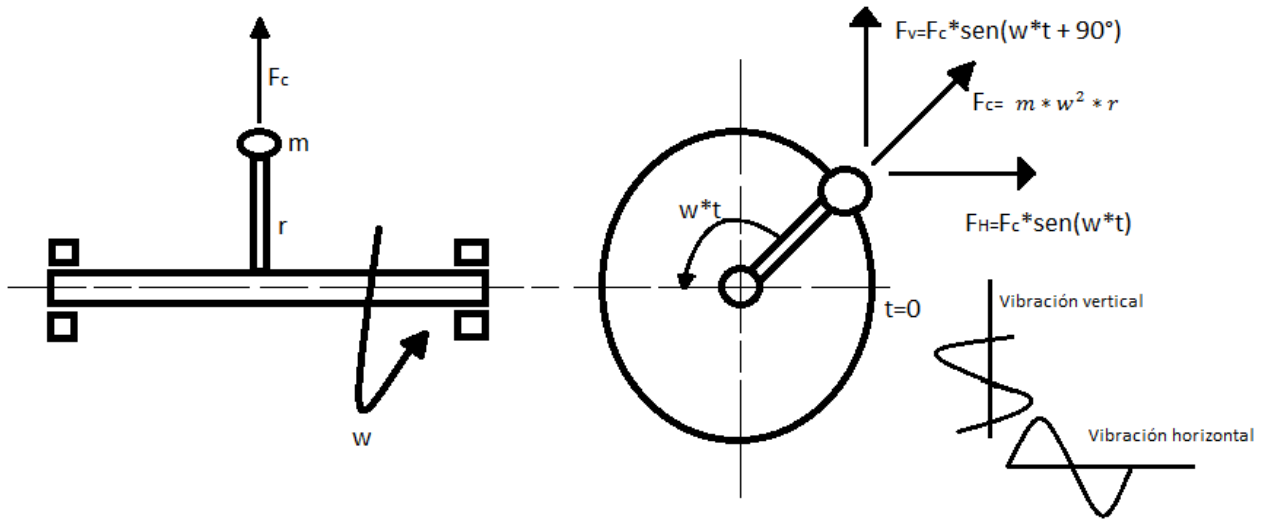


Figura 2.6. Generación de la forma de onda del desbalance

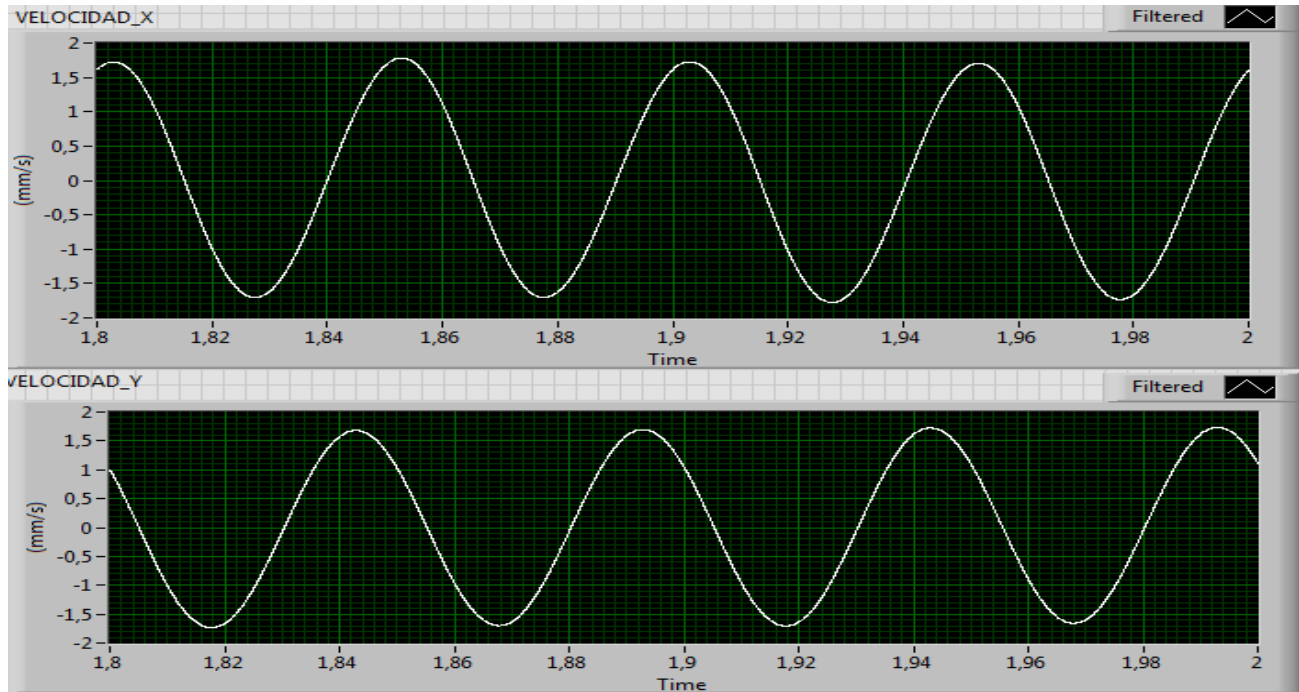


Figura 2.7. Forma de onda del desbalance desfasadas aproximadamente en 90°

2.1.5) Espectro vibratorio del desbalanceamiento.

Por lo explicado anteriormente, un desbalanceamiento puro siempre deberá generar vibraciones a la frecuencia de rotación del eje (Fig.2.8), por lo general se da la mayor magnitud en el plano horizontal respecto a la magnitud vertical debido a que la rigidez del descanso es generalmente mayor en el sentido vertical. Si el rotor es rígido el desbalanceamiento puro no genera vibraciones axiales.

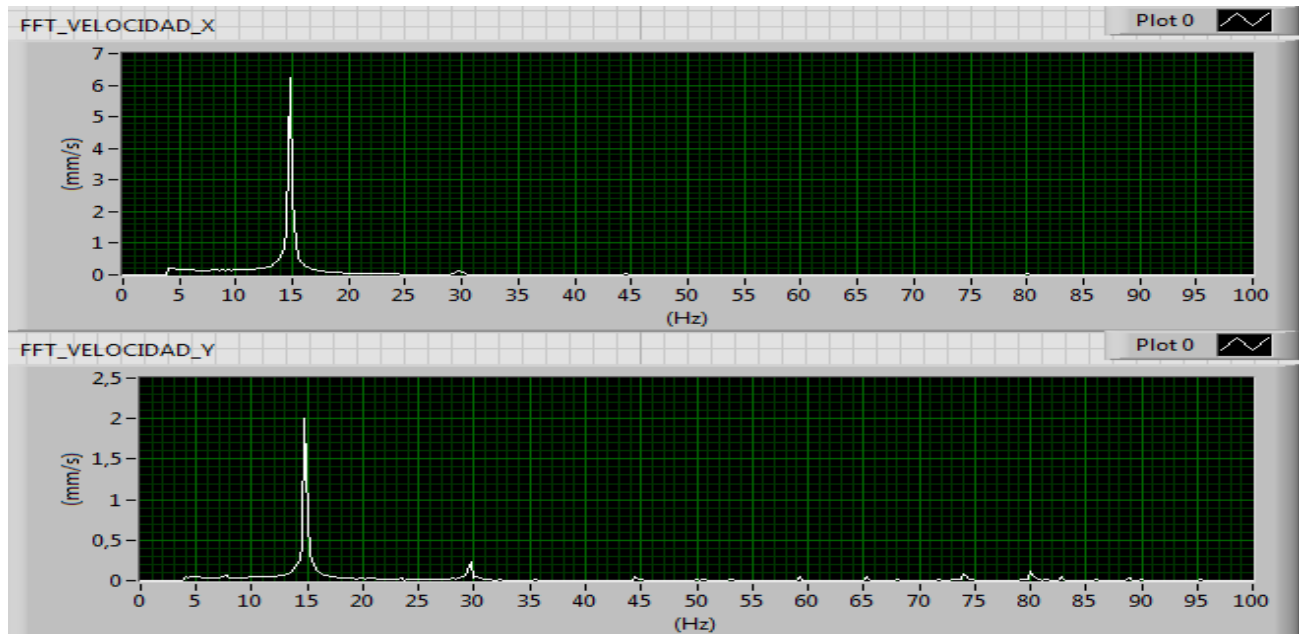


Figura 2.8. Ejemplo de espectro típico de desbalance a 15(Hz)

2.1.6) Relación de fases

Cuando se habla de fase de la vibración, es la fase referida a un punto de referencia (por lo general el entregado por un fototacómetro). Esta fase no tiene ningún significado físico, pues ella puede tomar cualquier valor dependiendo de la posición angular donde se fije la cinta reflectante en el eje. Es por esto que al hablar de fase se hace en términos de diferencia de fase entre dos señales o fase relativa.

Cuando el desbalanceo predomina, se tendrá una diferencia de fase entre las componentes horizontal y vertical del mismo descanso de $90^{\circ} \pm 20^{\circ}$. Otro buen indicador, utilizando la herramienta de la diferencia de fase, es la de comparar las vibraciones horizontales de los descansos del rotor los cuales deben ser iguales a la diferencia de fase entre sus vibraciones verticales.

2.1.7) Orbitas características del desbalance

La orbita de un equipo desbalanceado debería ser un elipse (Fig.2.9) debido a que los valores de la vibración horizontal y vertical siempre van a ser distintos por no tener la misma rigidez ambas direcciones.

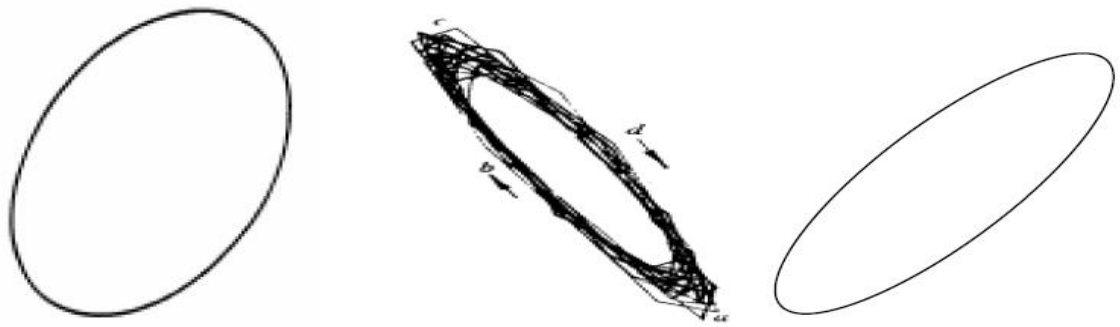


Figura 2.9. Orbitas característica de desbalance (Ref. Apuntes de Orbitas Prof. Pedro Saavedra)

2.2) Desalineamiento

Es una condición en la cual los ejes de la máquina conductora y conducida no están en la misma línea de centros

Existen dos tipos de desalineamiento: paralelo y angular. Estos se definen en magnitudes de angularidad y paralelismo respectivamente, en la generalidad suele encontrarse una combinación de ambos tipos de desalineamiento como muestra la Fig.2.10.

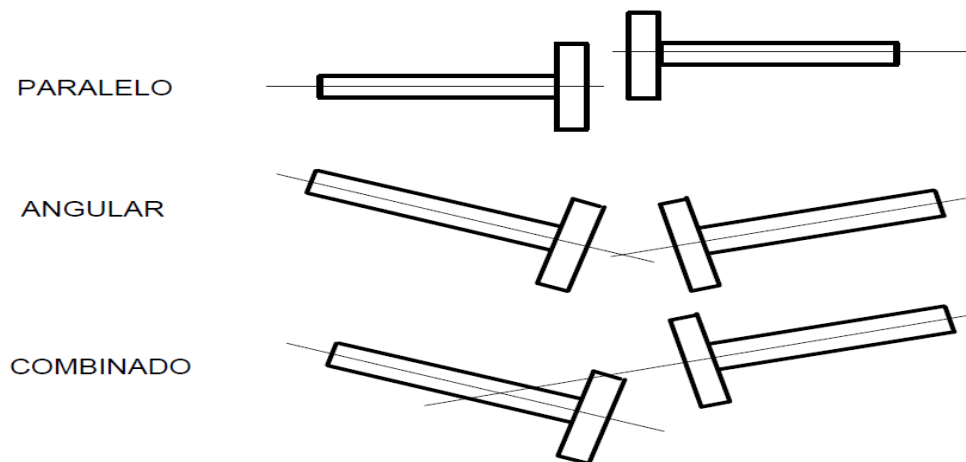


Figura 2.10. Tipos de desalineamiento entre máquinas.

2.2.1) Tipos de desalineamiento

- **Angularidad:** es el ángulo entre dos ejes de rotación, como se aprecia en la Fig.2.11. Puede expresarse directamente como un ángulo en grados o miliradianes, o en términos de mils/pulgada, mm/m. Estos últimos términos son útiles, ya que la angularidad multiplicada por el diámetro del acople da un gap relacionado con el perímetro del acople. El gap en sí no es significativo y debe ser dividido por el diámetro del machón u eje para tener sentido. El diámetro es correctamente referido como “el diámetro de trabajo”, pero es comúnmente llamado diámetro del acople.

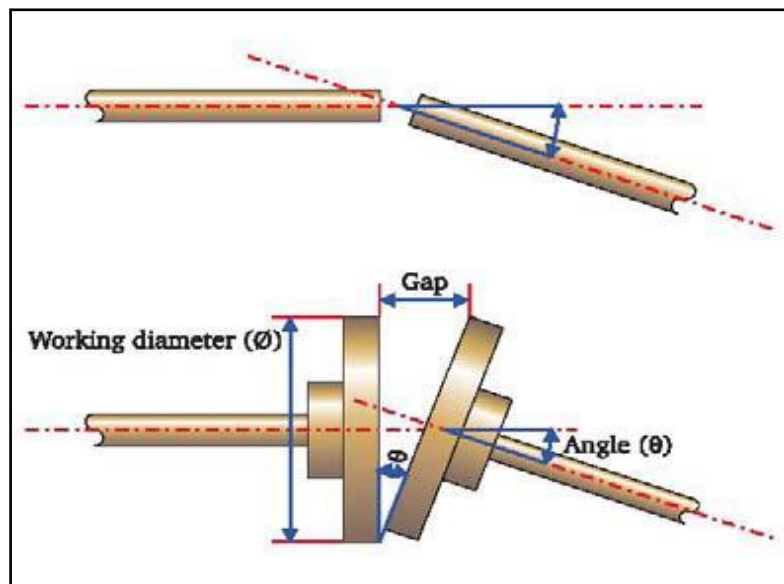


Figura 2.11. Angularidad, gap y diámetro de trabajo.

- **Paralelismo:** es la distancia entre ejes de rotación en un punto dado. Los ejes de rotación raramente son paralelos y el borde del acople tiene una relación desconocida con los ejes de rotación. El paralelismo es medido en mm o milésimas de pulgada en el centro del punto de acoplamiento. La Fig.2.12 indica que, para la misma condición de alineamiento, el valor de paralelismo varía dependiendo de la ubicación donde se mida la distancia entre los ejes.

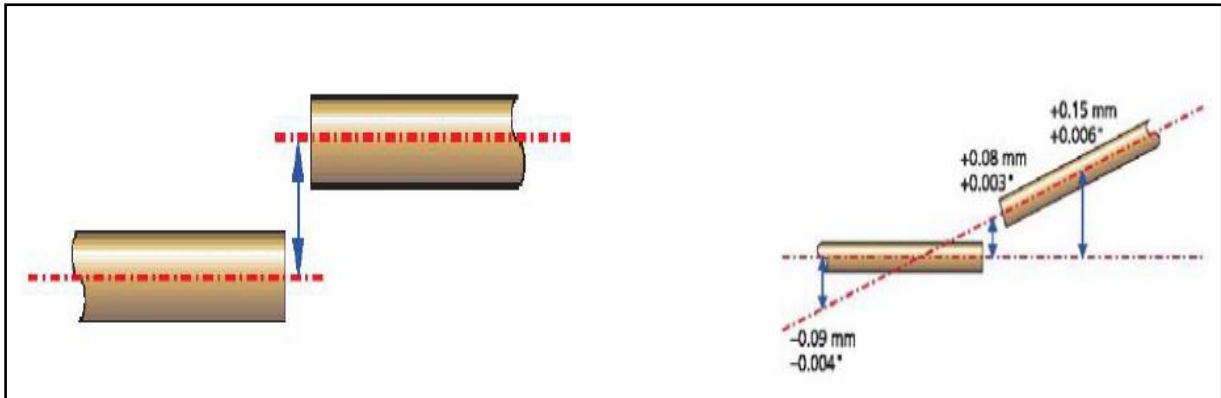


Figura 2.12. Variación de paralelismo entre dos ejes

2.2.2) Tolerancias admisibles de desalineamiento

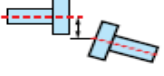
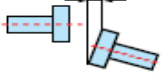
Como es de esperarse, al igual que en el caso del desbalance, el desalineamiento no puede reducirse a cero, sino que se establecen límites permisibles dados por estándares o recomendaciones del fabricante.

La Tabla 2.1, presenta valores de tolerancias ampliamente aceptados en la industria para acoplamientos flexibles directos (sin eje espaciador), aplicable tanto para valores paralelos como angulares.

La velocidad de rotación de los ejes decidirá, entre otros, los requisitos de la alineación. La Tabla 2.1 se puede utilizar como una orientación si no existen otras tolerancias recomendadas por el fabricante de las máquinas, como es el caso del rotor del laboratorio. Las tolerancias establecen la máxima desviación permitida, no consideran si ese valor debería ser cero o debería ser compensado térmicamente.

No confundir estas tolerancias de desalineamiento entre dos equipos, con la tolerancia que soporta el acoplamiento, puesto que estos están hechos para trabajar desalineados

Tabla2.1) Tolerancias de desalineamiento recomendadas según Ludeca.

	[RPM]	Tolerance			
		metric [mm]		inch [mils]	
Soft foot	any	0.06 mm		2.0 mils	
Short „flexible“ couplings		Acceptable	Excellent	Acceptable	Excellent
Offset		OK	😊	OK	😊
	600			9.0	5.0
	750	0.19	0.09	6.0	3.0
	900			4.0	2.5
	1200				
	1500	0.09	0.06	3.0	2.0
	1800				
	3000	0.06	0.03	1.5	1.0
	3600				
	6000	0.03	0.02	1.0	0.5
	7200				
Angularity (gap difference at coupling edge per 100 millimeters diameter or per 10" diameter)	600			15.0	10.0
	750	0.13	0.09	10.0	7.0
	900			8.0	5.0
	1200				
	1500	0.07	0.05	5.0	3.0
	1800				
	3000	0.04	0.03	3.0	2.0
	3600				
	6000	0.03	0.02	2.0	1.0
	7200				

2.2.3) Forma de onda del desalineamiento

En máquinas rotatorias, cuando dos o más fuerzas ocurren a diferentes frecuencias, estas se suman para producir una forma de onda más compleja. Para el caso particular del desalineamiento, considerar que por cada giro del eje, con un desalineamiento paralelo en sólo una de sus direcciones radiales (caso más elemental), se generará una componente igual a la velocidad de giro de la máquina (Fig.2.13a). Posteriormente, debido a la variación en la rigidez del acoplamiento producto del desalineamiento, se genera una segunda componente al doble de la fundamental (2 eventos por cada vuelta del eje) como se observa en la Fig.2.13b. Al sumar ambas componentes (Fig.2.13c), se obtiene una onda compleja cuya forma variará de acuerdo a la relación de fase entre una componente y la otra.

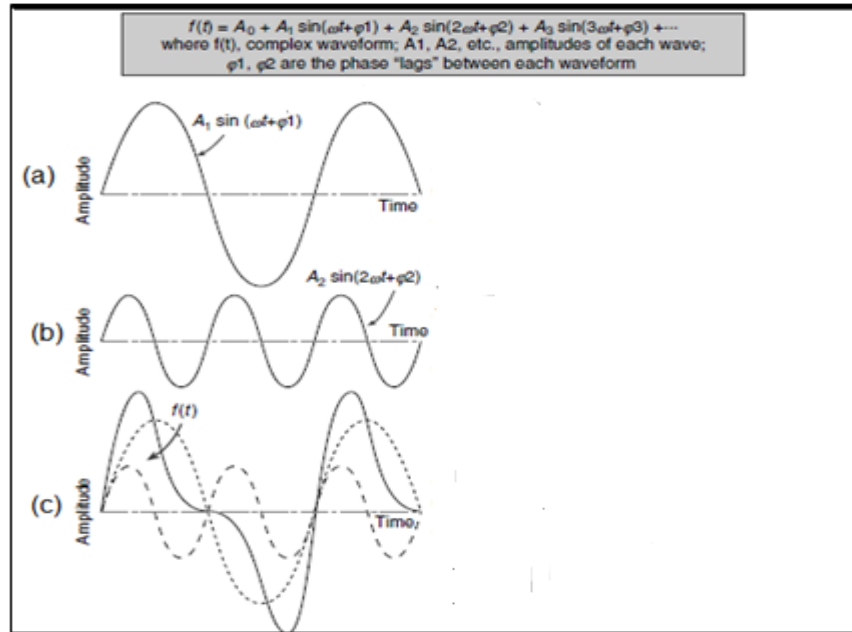


Figura 2.13. Generación de la onda compleja (c)
 (Ref. Desalineamiento entre maquinas A. Torres)

La forma de señal temporal puede variar dependiendo de la amplitud de cada una de las señales y de la relación de fase existentes entre ellas, como se aprecia en la Fig.2.14. Esto depende de cómo se esté deformando el acoplamiento en cada giro del eje. Sin embargo, la clave para diagnosticar el desalineamiento y diferenciarlo de otras causas es la repetición de la señal en el tiempo (periódica).

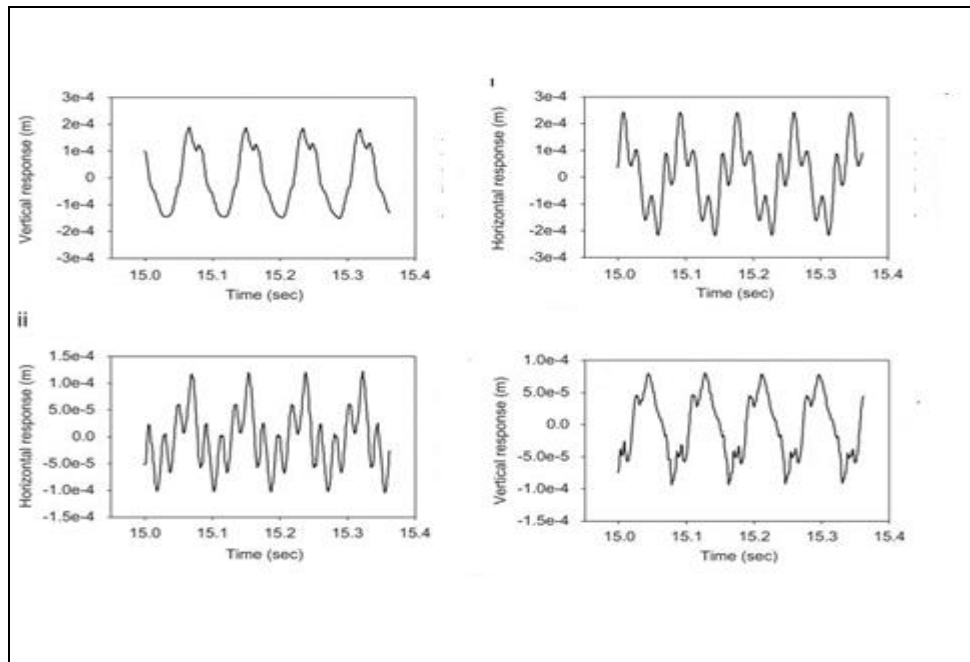


Figura 2.14. Diferentes señales periódicas en el tiempo generada por el desalineamiento.
 (Ref. Desalineamiento entre maquinas Ariel Torres)

2.2.4) Espectro vibratorio del desalineamiento

Existe una gran cantidad de información disponible en libros e internet acerca de cómo debería ser el espectro “típico” de una máquina desalineada. Sin embargo todos coinciden en que el desalineamiento genera una componente a 2X la velocidad de giro, pero si es severo, puede llegar a tener hasta armónicos de 8X, que puede confundirse con soldaduras mecánicas.

Características esperadas en un espectro de desalineamiento:

Presentar los primeros armónicos de la velocidad de giro (Fig.2.15). La cantidad de armónicos y su amplitud dependerá de:

- El tipo de acoplamiento.
- El grado del desalineamiento.
- Las zonas resonantes cercanas a las frecuencias generadas.
- La movilidad mecánica de las máquinas o apoyos.
- La velocidad de giro del rotor.
- La relación de fase entre las componentes que conforman la onda temporal.

El modo de vibración debido al desalineamiento y su contenido en frecuencias en espectro es similar a otros problemas como son soldaduras (generalmente armónicos sobre la componentes 10X podría ser indicativo de soldadura), distorsiones de carcasa, la cual es otra forma de desalineamiento pero relacionada a los descansos de una misma máquina.

El contenido espectral en ambas máquinas debe ser el mismo. Esto es debido a que las fuerzas que actúan sobre los acoplamientos de ambas máquinas son las mismas (acción - reacción), es decir, son iguales pero en sentido contrario. Los valores de las amplitudes de cada componente variará debido a que la función movilidad mecánica de cada máquina es diferente.

Puede presentar armónicos de la velocidad de rotación por el número de conexiones del acoplamiento. Atribuible a las variaciones de rigidez del acoplamiento.

Altas vibraciones en la dirección axial debido a la fuerzas de acción y reacción que se producen debido a la variación de la rigidez del acoplamiento entre las dos máquinas.

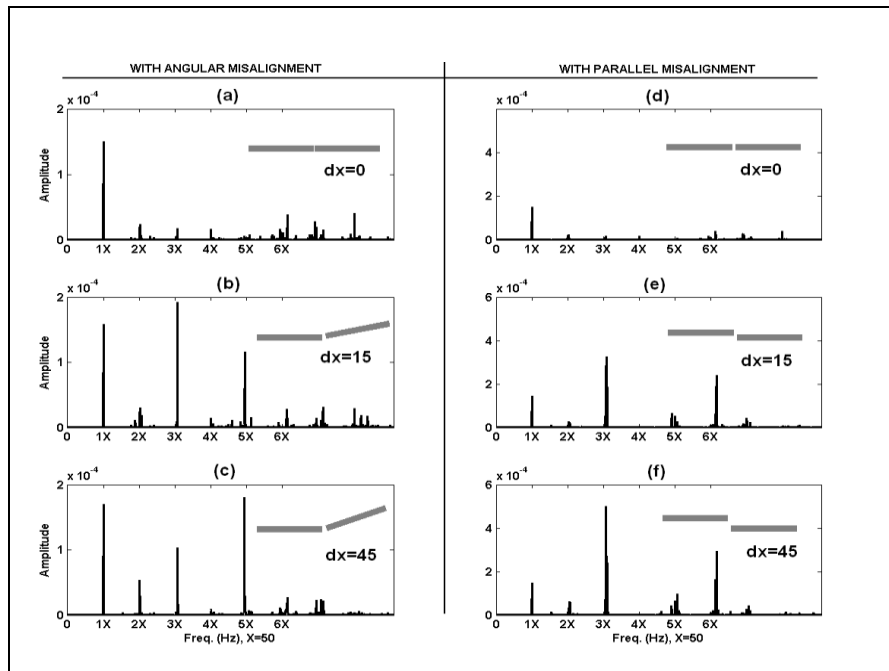


Figura 2.15. Espectro de vibraciones para el descanso extremo libre, dirección horizontal de una maquinaria acoplada mediante acoplamiento flexible tipo helicoidal, para diferentes grados de desalineamiento paralelo y angular. (Ref. Desalineamiento entre máquinas Ariel Torres)

2.2.5) Relación de fases

Debido a que la diferencia de fuerza a cada lado del acoplamiento es de 180° (acción y reacción) la diferencia de fase también debería serlo (Fig.2.16). Se asumen tolerancias para la fase entre dos señales de $\pm 30^\circ$, debido a que la movilidad mecánica en ambas máquinas es diferente.

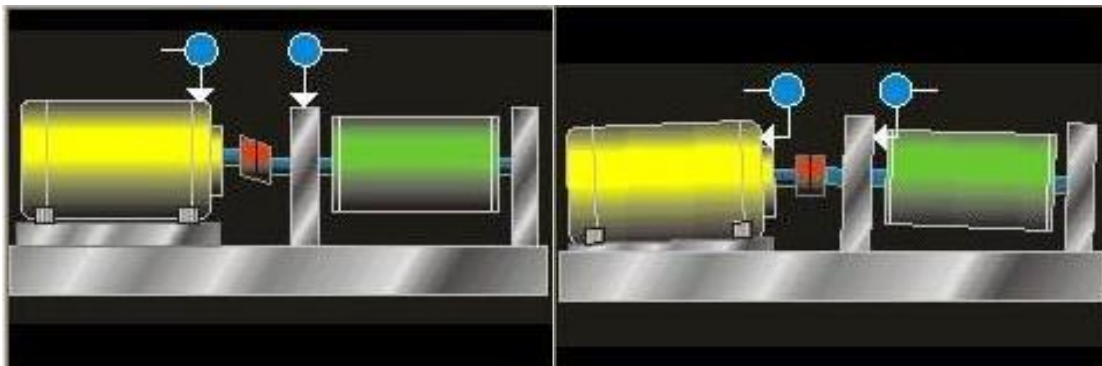


Figura 2.16. Fase de la vibración medida en ambos lados del acoplamiento (la línea blanca horizontal indica la diferencia de fase).

2.2.6) Órbitas característica de desalineamiento

En general las órbitas del desalineamiento se caracterizan por ser una circunferencia, deformada (Fig.2.17) por la fuerza generada por la componente $2x$ debido a la variación de la rigidez del acoplamiento producto del desalineamiento como muestra la figura 2.17.

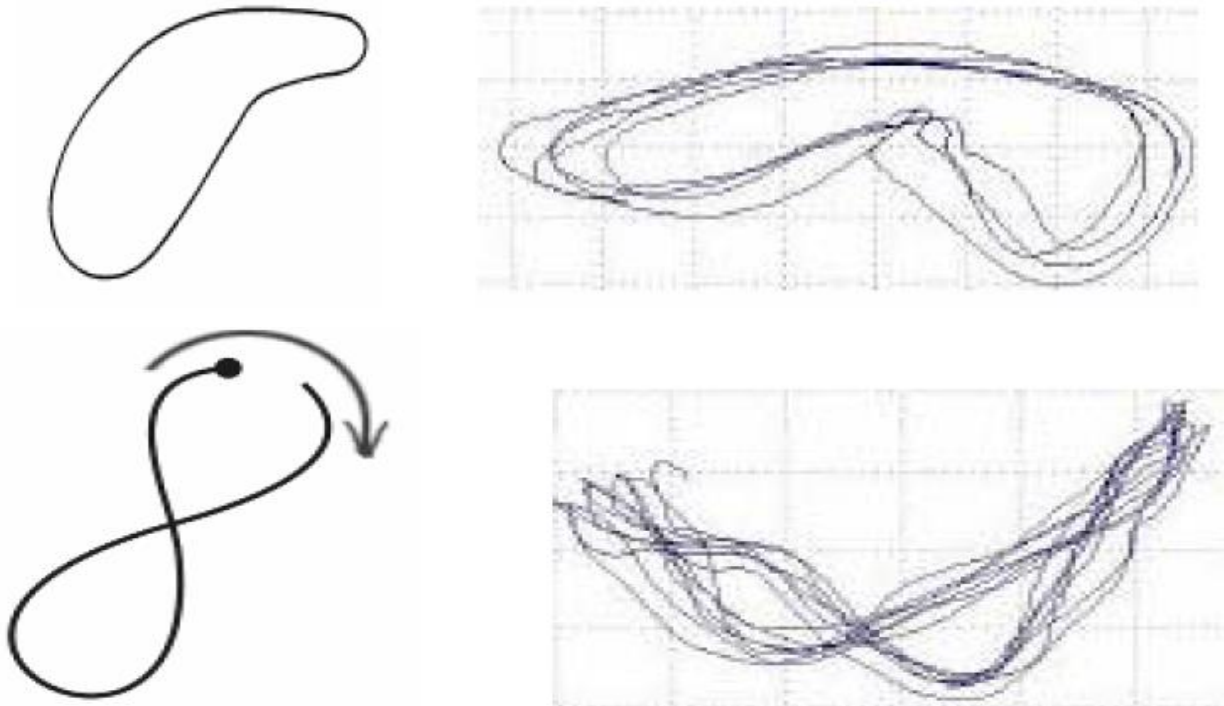


Figura 2.17. Órbitas característica de desalineamiento (Ref. Apuntes de Orbitas Pedro Saavedra)

2.3) Resonancia

Se produce cuando alguna de las frecuencias de excitación coincide con alguna de las frecuencias naturales del equipo (también conocidas como velocidades críticas, aunque estrictamente no son sinónimos).

Se debe dejar claro que una resonancia no hace otra cosa que amplificar las vibraciones que se producen en el equipo y no es la responsable de la generación de las mismas, llegando en algunos casos a ser tremendamente severas.

2.3.1) Espectro vibratorio de la resonancia

Cuando la excitación se iguala a alguna de las frecuencias naturales del sistema (llamadas velocidades críticas para los equipos rotatorios) la respuesta del sistema se amplifica. Esta amplificación varía de acuerdo al factor de amortiguamiento del sistema como muestra la Fig.2.18.

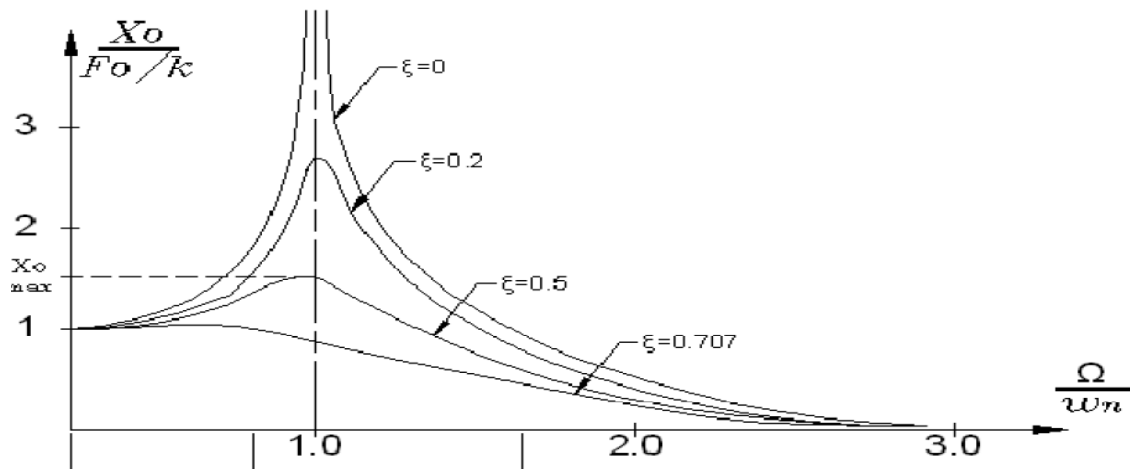


Figura 2.18. Respuesta estacionaria en resonancia. (Ref. Apuntes de Vibraciones Pedro Saavedra)

2.3.2) Forma de onda

La forma de onda es sinusoidal o pulsante cuando la resonancia ocurre a la velocidad de rotación (1x).

2.3.3) Relación de fases

Si la máquina se encuentra vibrando al desbalanceamiento residual en resonancia vertical u horizontal, la diferencia de fases entre las vibraciones horizontales y verticales será de 0° o 180° .

2.3.4) Órbita de la resonancia

Si la resonancia está afectando al equipo a la frecuencia (1x) y el desbalance es el problema principal en dirección vertical u horizontal, sin importar la diferencia de amplitudes entre las dos

señales, la órbita debería ser una línea recta (Fig.2.19a), como en la realidad la fase nunca alcanza el valor de 0° o 180° la órbita en general es una elipse bien aplanada (Fig.2.19b).

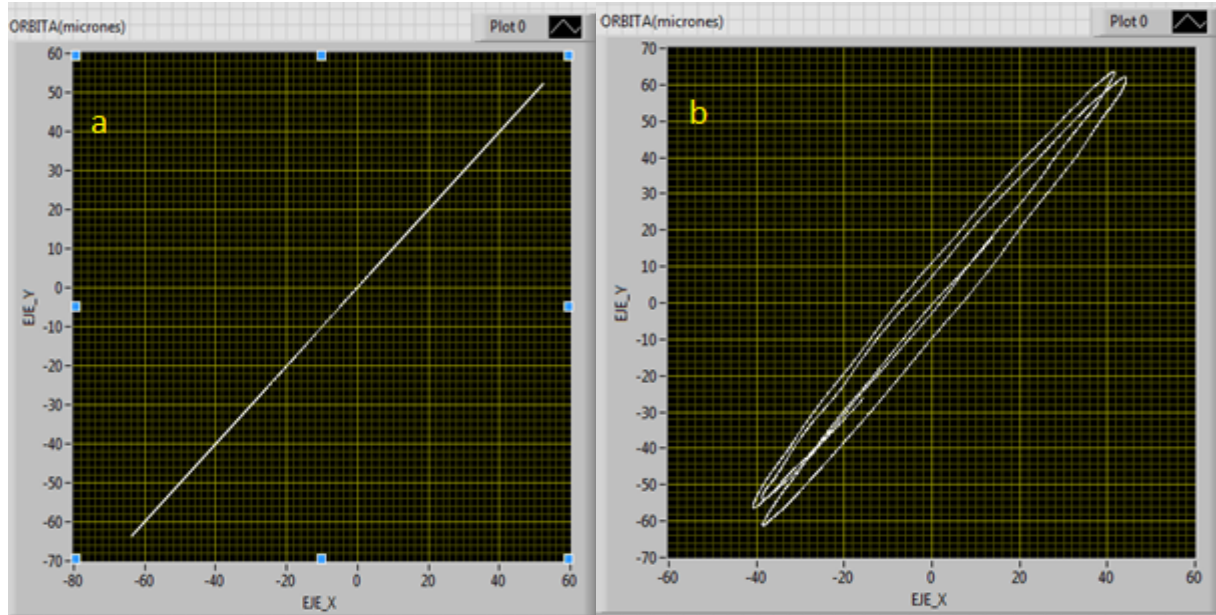


Figura 2.19. Orbitas en resonancia a 1x teórica y real.

CAPÍTULO III: EVALUACIÓN DE SEVERIDAD VIBRATORIA

Norma ISO 2372 (Fuente:<http://sinais.es/Recursos/Cursovibraciones/normativa/iso2372.html>):
Vibraciones mecánicas de máquinas con velocidades de operación desde 10 a 200 (rev/s). Bases para especificar los estándares de evaluación.

Este estándar internacional define las bases y reglas específicas empleadas para la evaluación de la vibración mecánica de máquinas con un rango de operación de 10 a 200 (rev/s). Las vibraciones consideradas en este estándar para evaluar su severidad son aquellas vibraciones medidas en la superficie de la máquina tales como la cubierta de sus descansos, y en rango de frecuencias comprendidos entre los 10 hasta 1000 Hz.

Es claro que las vibraciones medidas en la superficie de la máquina solo evidencian una indicación de los esfuerzos producidos al interior de éstas, y no son necesariamente indicativas de los esfuerzos reales generados.

Establece además, que los puntos de medición deberían ser preferentemente elegidos donde la energía es transmitida a los soporte o a otra parte del sistema. Las mediciones deben ser realizadas sobre cada descanso principal de la máquina en sus tres ejes perpendiculares, vale decir vertical, horizontal y axial (Fig.3.1).

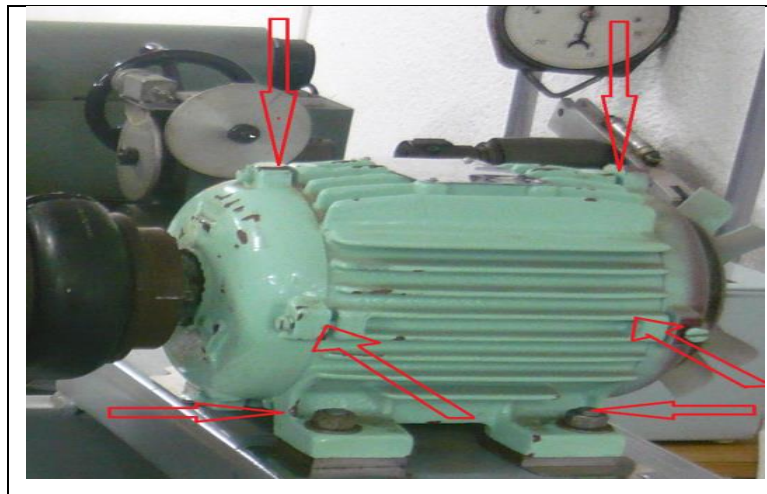


Figura 3.1. Puntos de medición en el motor según norma ISO 2372.

3.1) Clasificación de la maquinaria

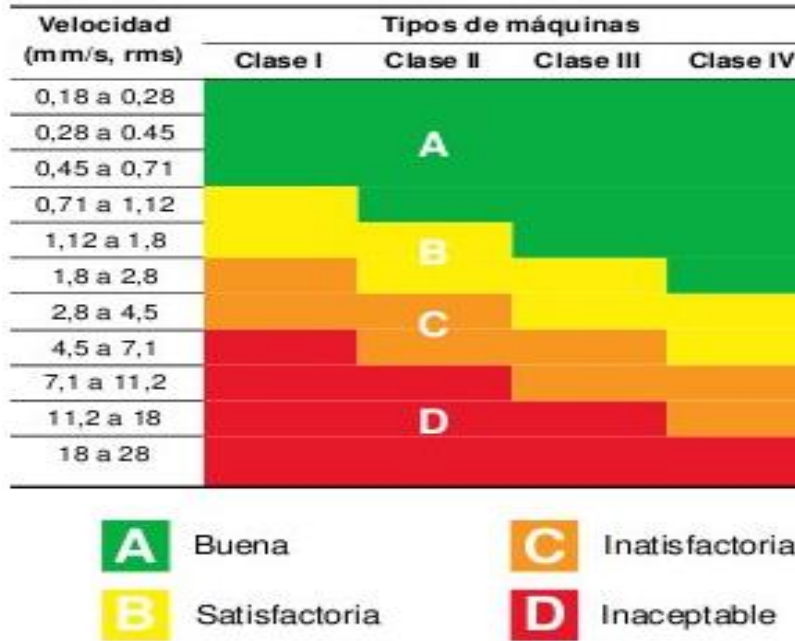
En este estándar las máquinas se clasifican de acuerdo a la potencia, el tipo de montaje utilizado y el uso de la máquina. Las clasificaciones se muestran a continuación (Tabla 3.1) para las máquinas que giran entre 10 y 200 (rev/s):

Tabla 3.1) Clasificación de la maquinaria que giran entre 10 y 100(revs/s).

CLASE I	Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 KW.
CLASE II	Máquinas de tamaño mediano con potencias entre 15 y 75 KW, o máquinas rígidamente montadas hasta 300 KW.
CLASE III	Máquinas grandes con potencias sobre 300 KW, montadas en soportes rígidos
CLASE IV	Máquinas grandes con potencia sobre 300 KW, montadas en soportes flexibles
CLASE V	Máquinas y sistemas conductores con fuerzas de inercia desbalanceadas (debido al movimiento recíproco de alguno de sus componentes) montadas sobre fundaciones. las cuales son relativamente rígidas en la dirección de la medición de la vibración
CLASE VI	Máquinas y sistemas conductores con fuerzas de inercia desbalanceadas, montadas en fundaciones las cuales son relativamente elásticas en la dirección de la medición de la vibración tales como harneros vibratorios, máquinas centrífugas, molinos etc

La siguiente tabla (Tabla 3.2) para las máquinas de clase I al IV es apropiada para la mayoría de las aplicaciones. Considerando que la velocidad de giro de las pruebas efectuadas al conjunto van desde las 600 hasta las 1500 rpm, este puede ser incluido en “MAQUINA CLASE I”, lo cual le permitiría un máximo de vibración para el rango satisfactorio de 1,80 mm/s rms.

Tabla 3.2) Rangos de severidad vibratoria para máquinas clase I hasta IV.



3.2) Calidad de la vibración

La calidad de la vibración permite tener un parámetro para evaluar cualitativamente una máquina dada y proveer una guía de posibles acciones. Esta categoriza las diferentes calidades o zonas de vibración de la siguiente manera:

A: Buena

B: Satisfactoria

C: Insatisfactoria

D: Inaceptable

Un nivel bueno designa a máquinas nuevas o recientemente reacondicionadas, de las cuales la vida útil esperada de sus componentes no disminuirá. Un nivel satisfactorio significa que este nivel vibratorio le permitirá a la máquina funcionar por un largo periodo sin limitaciones. Un nivel insatisfactorio implica que la máquina es considerada no satisfactoria para trabajos por periodos prolongados de operación y se debería considerar una intervención programada. Un nivel inaceptable implica que el nivel de vibraciones es considerado suficientemente severo para causar daño a la maquinaria y debería ser detenida para su intervención.

CAPÍTULO IV: CADENA DE MEDICIÓN

La cadena de medición consiste de las siguientes etapas:



4.1) Etapa Transductora

Corresponde a la etapa en la que el sensor capta el fenómeno físico a medir, y transforma la magnitud sensada en una señal eléctrica, que tiene una relación de proporcionalidad con la magnitud medida. Es el punto de partida del proceso de medición, idealmente el sensor debería reproducir la situación real de la magnitud medida de forma totalmente exacta, cosa que en la realidad no ocurre, pero se debe tratar de lograr que este valor se acerque lo más posible a la realidad. En esta etapa, por disponibilidad, se utilizará un sensor de aceleración (Fig.4.1) Existen también de desplazamiento y de velocidad.



Figura 4.1. Acelerómetro marca CTC

Modelo	AC 102 – 1 ^a
Sensibilidad ($\pm 10\%$)	100 mV/g
Respuesta en frecuencia ($\pm 3\text{db}$)	0,5-15000 Hz
Respuesta en frecuencia ($\pm 10\%$)	2,0-10000 Hz
Rango dinámico	± 50 g, peak

El acelerómetro está compuesto por un número de discos de cuarzo, sobre los cuales se apoya por un lado una masa M y por el otro están rígidamente unidas a la base, la cual a la vez se fija a la superficie cuyo movimiento se desea medir (Fig.4.2). Al tener el acelerómetro unido a un sistema vibrante, la masa M ejerce fuerzas de inercia sobre el material piezoeléctrico, el que genera cargas eléctricas proporcionales a la aceleración y a la masa M.

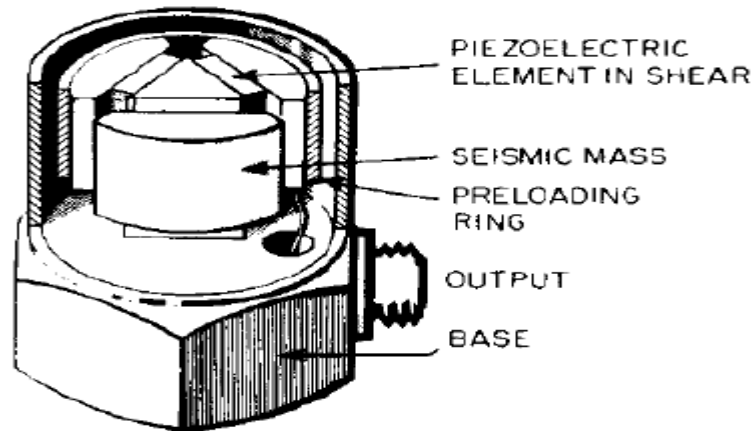


Figura 4.2. Componentes de un acelerómetro

Finalmente, es importante hacer notar que se puede hacer integración sucesiva de las magnitudes medidas libremente, vale decir, tomando una medida de aceleración integrar la señal y lograr la señal de velocidad, y después la de desplazamiento.

Características:

- **Rango de frecuencias:** Se entiende como el rango entre la menor y la mayor frecuencia de la vibración que se puede medir sin atenuarla considerablemente. Cada sensor tiene su rango de frecuencias y DEBE ser conocido por el usuario, ya que fuera de este rango las mediciones no necesariamente representarán el fenómeno real. El límite inferior del sensor es una característica del mismo, mientras que el límite superior dependerá del valor de la frecuencia natural del sensor, y esta tendrá que ver con la forma en la que éste sensor se monta en el equipo a medir.
- **Sensibilidad típica:** Corresponde a la razón entre el voltaje de salida del sensor y la vibración que provoca esa salida. Por ejemplo, si tenemos un acelerómetro que tiene una sensibilidad de 100 mV/g, quiere decir que por cada “g” de aceleración, el acelerómetro entrega como salida 100 mV.
- **Rango dinámico:** Es el rango de amplitudes para el cual el sensor tiene una respuesta lineal entre la salida eléctrica y el parámetro vibratorio medido. En la práctica es la razón entre la menor amplitud a la mayor amplitud que puede medir el sensor.
- **Sensibilidad a la humedad:** Como es lógico, los acelerómetros “respirarán” mientras no estén herméticamente sellados. Durante este proceso de respiración, la humedad penetrará los sistemas, alterando el comportamiento de los sensores.
- **Sensibilidad magnética:** La interferencia de un campo magnético puede afectar el comportamiento de los transductores, cables instrumentos de medición. Por ejemplo, la interferencia de otro sensor cercano, líneas de alta tensión, etc.
- **Rango de temperatura admisible:** Existe una mínima y una máxima temperatura a la que un sensor puede estar expuesto sin que la temperatura ambiente afecte las capacidades de respuesta de forma significativa

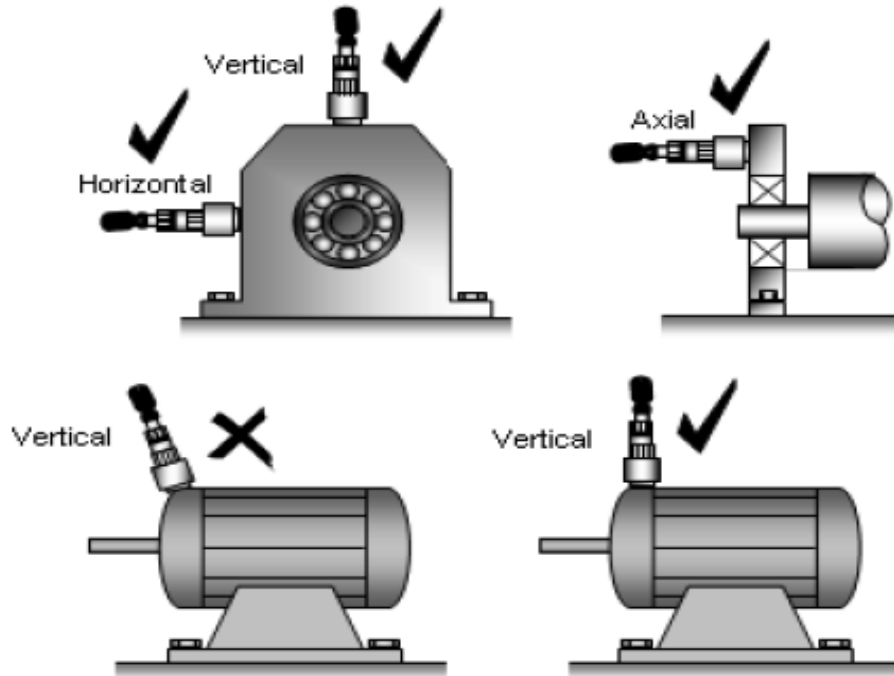


Figura 4.3. Ubicación correcta del acelerómetro.

4.2) Etapa de Acondicionamiento

Todos los instrumentos usados en el monitoreo de la condición mecánica de las máquinas contienen algún tipo filtro que permite el acondicionamiento de la señal. Los filtros son ampliamente usados en el ámbito de las señales y son circuitos electrónicos que sólo dejan pasar componentes de la señal cuyas frecuencias estén dentro de la banda designada por el filtro.

4.2.1) Filtro anti-aliasing

En este caso, la tarjeta de adquisición (Fig.4.4), además de ser parte de la etapa transductora, fue la encargada de acondicionar la señal mediante un filtro anti-aliasing.



Figura 4.4. Tarjeta N9234.

Tarjeta N9234 Características:

- Acondicionamiento de señales IEPE seleccionable por software (0 o 2 mA)
- Máxima velocidad de muestreo de 51.2 kS/s por canal; acoplado en AC (0.5 Hz)
- Resolución de 24 bits; rango dinámico de 102 dB; filtros anti-aliasing
- 4 entradas analógicas muestreadas simultáneamente, rango de entrada ± 5 V
- Compatibilidad con sensores inteligentes TEDS (únicamente CompactRIO)
- Certificados de calibración trazable expedidos por el NIS

El aliasing (Fig.4.5) se produce cuando la frecuencia de muestreo es inferior a la frecuencia Nyquist y por lo tanto insuficiente para hacer el muestreo correctamente con lo cual inventa frecuencias fantasmas que no tiene nada que ver con la original. Según el Teorema de Nyquist o de Muestreo, para poder replicar con exactitud la forma de una onda es necesario que la frecuencia de muestreo sea superior al doble de la máxima frecuencia a muestrear, es decir la frecuencia de muestreo debe ser lo suficientemente alta para tomar los puntos mínimos necesarios para poder reconstruir la señal original.

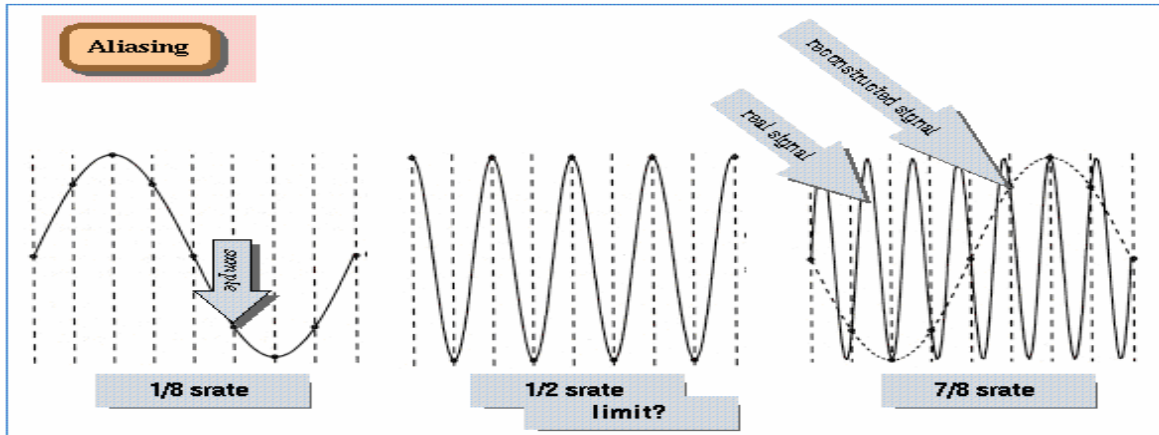


Figura 4.5. Señal con problemas de aliasing.

4.2.2) Filtro pasa bajo

Con el fin de mostrar de mejor manera las órbitas de desalineamiento, se acondicionará la señal mediante un filtro pasa bajo, el cual permite elegir una frecuencia de corte superior dejando pasar solo las que son más bajas que ésta frecuencia de corte.

4.2.3) Pendiente de ski

La “pendiente de ski” son componentes de muy baja frecuencia, pero de gran valor en el espectro de velocidad generadas por la integración digital del ruido electrónico de los sensores. El ruido electrónico del acelerómetro genera en el espectro de la aceleración el así llamado “pasto” a todas las frecuencias. Al integrar la aceleración a velocidad, el pasto existente a las bajas frecuencias (cercas a cero), aunque son de bajo valor, estarán divididas por un valor muy pequeño de la frecuencia (ecuación 4.1) y crecerán significativamente (división por un número pequeño) en el espectro de la velocidad, formando una figura que se asemeja a una pendiente para esquiar, como se aprecia en la Fig.4.6. El problema de la pendiente de ski, es que son componentes vibratorias no reales (producto de la integración del ruido eléctrico) las cuales hacen subir el valor global de las vibraciones, pudiendo con ello llegar a los valores de alarma o de peligro, como se muestra en figura

$$V_o \text{ (mm/s)} = \frac{9.800 \cdot A_o \text{ (g)}}{2\pi f \text{ (osc/s)}}$$

Ecuación 4.1. Integración en el espectro.

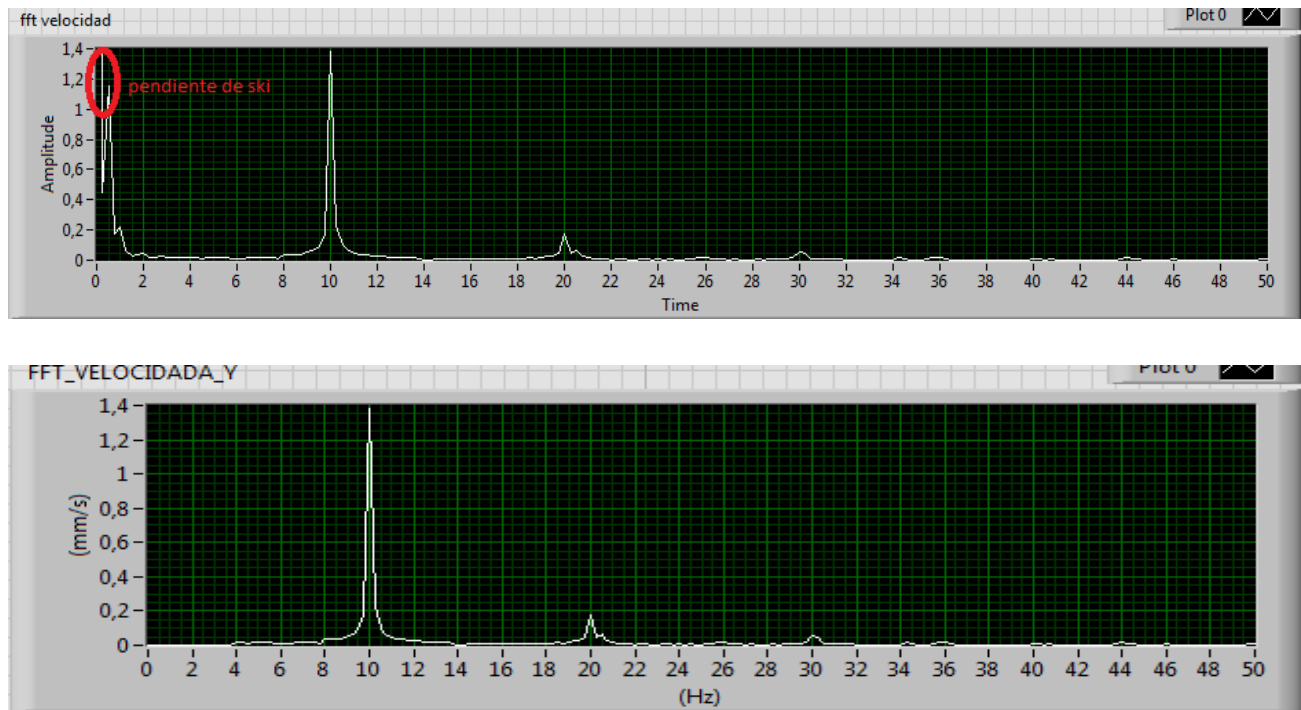


Figura 4.6. Pendiente de ski.

4.3) Etapa de adquisición y procesamiento de datos

Para el proceso de adquisición y procesamiento de datos se utilizaron dos programas desarrollados en LABVIEW, un programa llamado **Adquisición de datos.vi** y el programa **Analizador de vibraciones.vi** a continuación se explicará sus características. (La programación de se encuentra en el anexo de programación)

4.3.1) Adquisición de datos vi

Este programa permite capturar la señal proveniente de los dos acelerómetros por un periodo de tiempo y luego guarda esas señales para poder ser analizada posteriormente.

Para ejecutar el programa la secuencia es la siguiente:

- -Abrir el programa **Adquisición de datos.vi**.
- -Seleccionar la tarea en este caso llamada “My acceleration Task”
- -Pinchar el ícono RUN.

Luego el programa mide y guarda las señales provenientes de los acelerómetros como se muestra en la Fig.4.7.

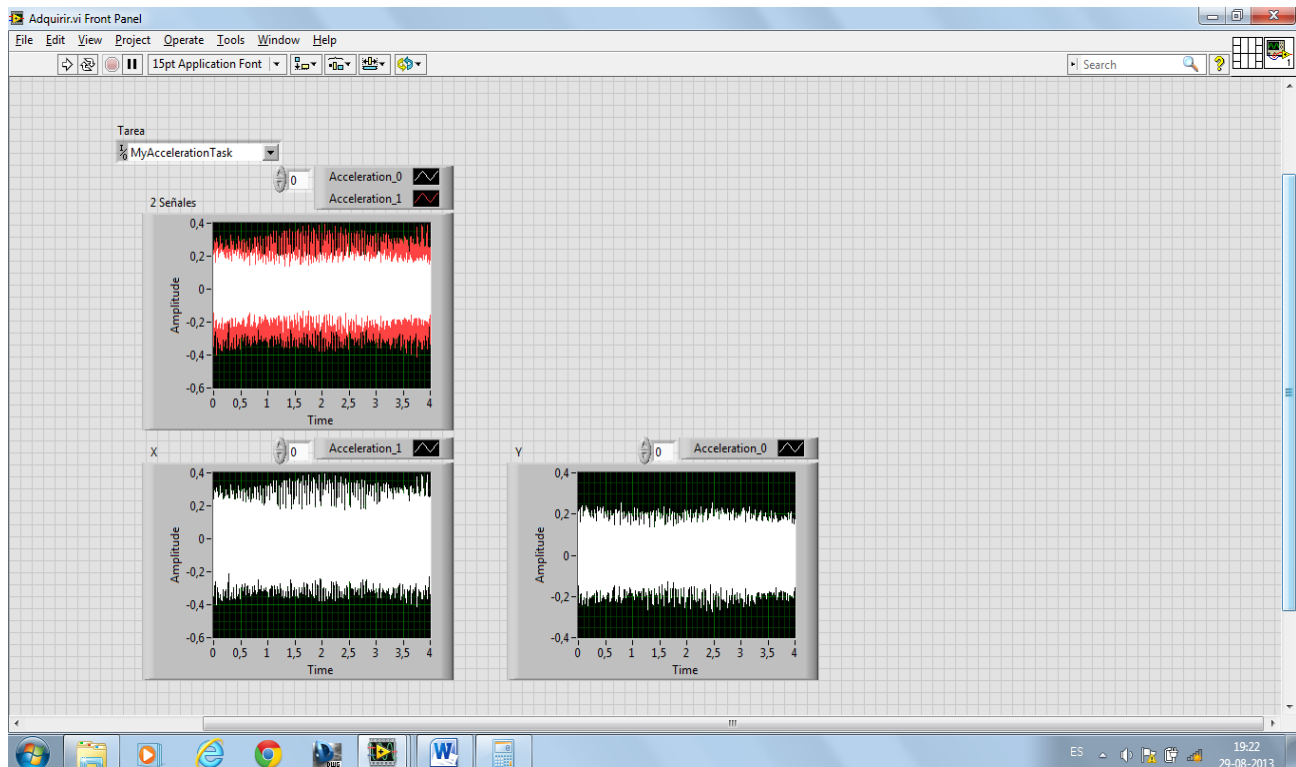


Figura 4.7. Programa en ejecución.

4.3.2) Analizador de vibraciones.vi

Este programa permite analizar las mediciones captadas y guardadas por el programa anterior. Permite la integración de las señales mostrando su respuesta en el tiempo, la obtención de los distintos espectros, construye orbitas y obtiene los valores **RMS**.

Para ejecutar el programa la secuencia es la siguiente:

- -Abrir el programa **Analizador de vibraciones.vi**.
- -Pinchar el icono run y el programa llama los archivos de las mediciones como muestra la Fig.4.8.

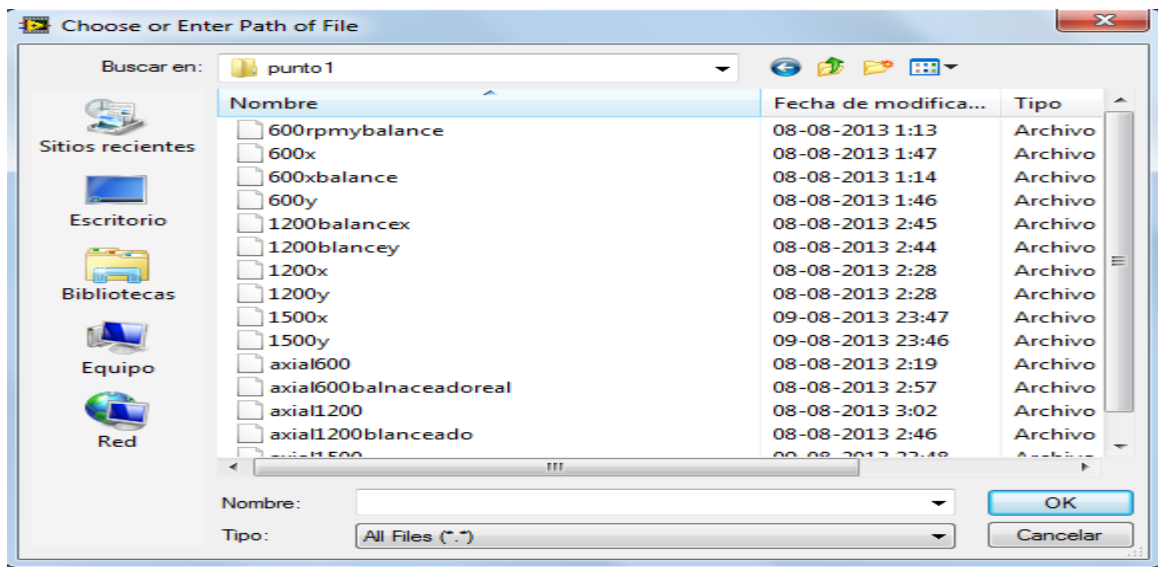


Figura 4.8. Carpeta con archivos de mediciones.

Luego se selecciona la medición a evaluar primero en x después en y luego el programa arroja los distintos resultados a interpretar como muestra las Fig.4.9, Fig.4.10 y Fig.4.11.

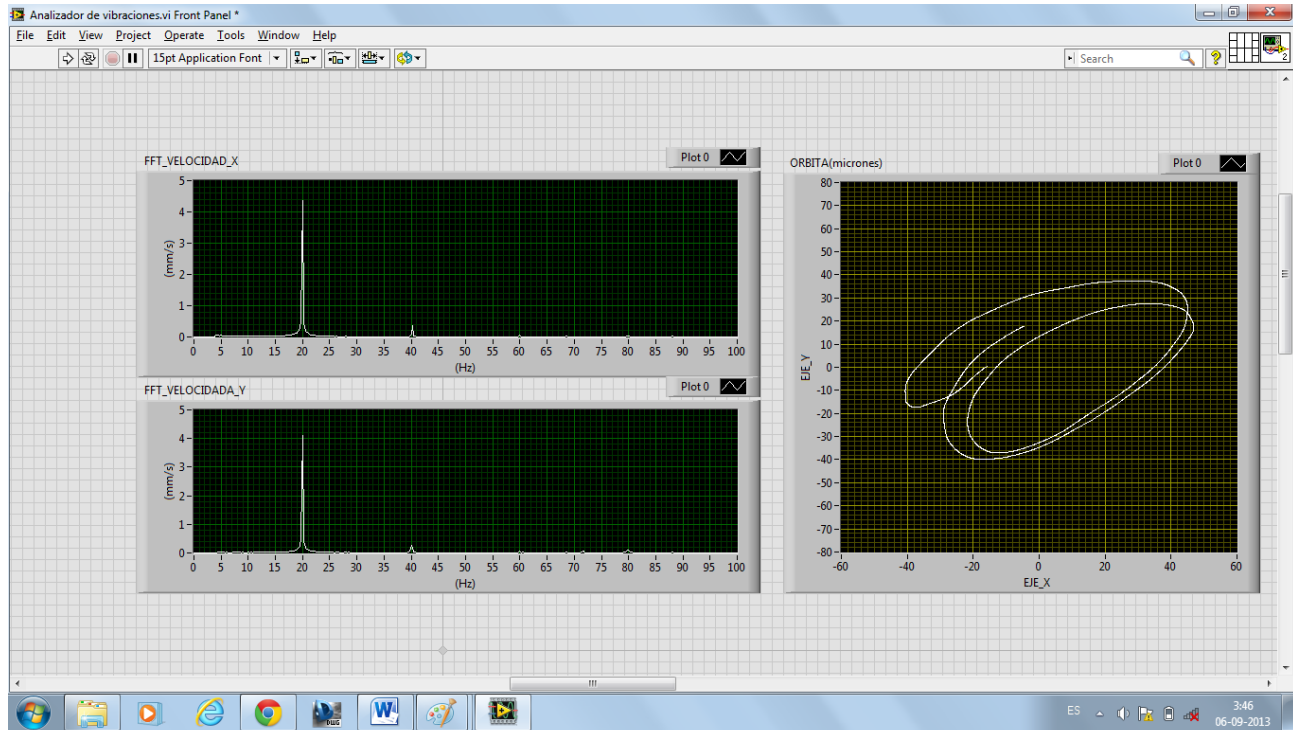


Figura 4.9. Espectro en velocidad y órbitas en micrones entregadas por el programa.

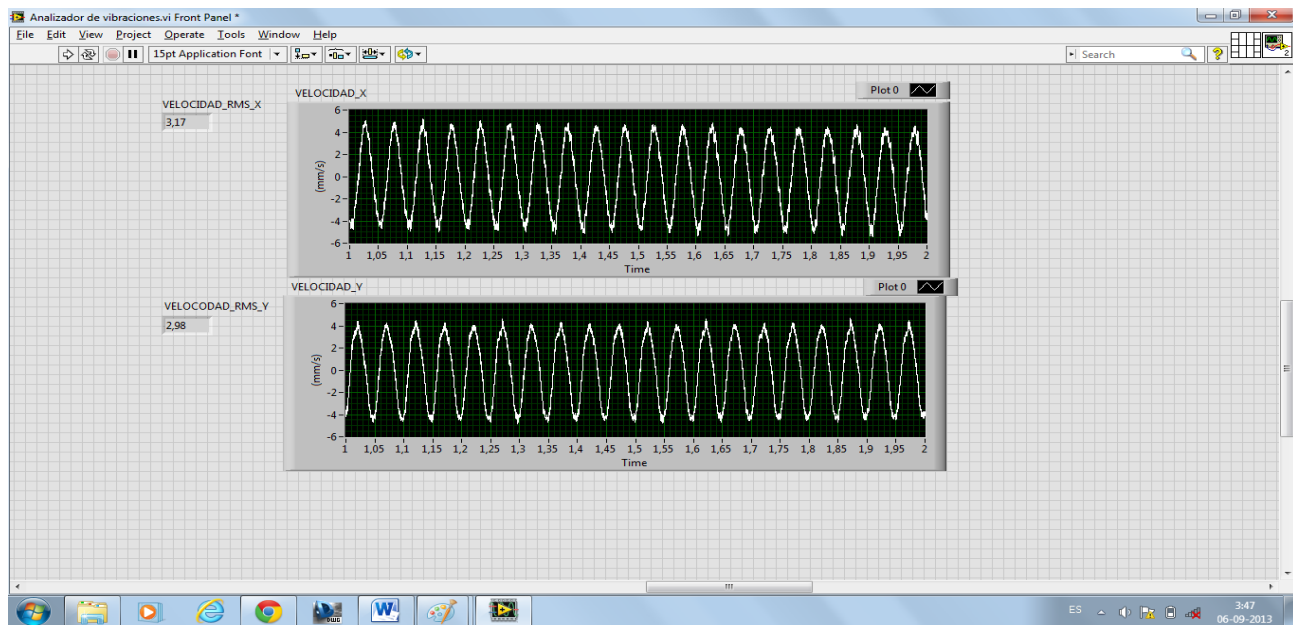


Figura 4.10. Forma de onda en velocidad y valores RMS.

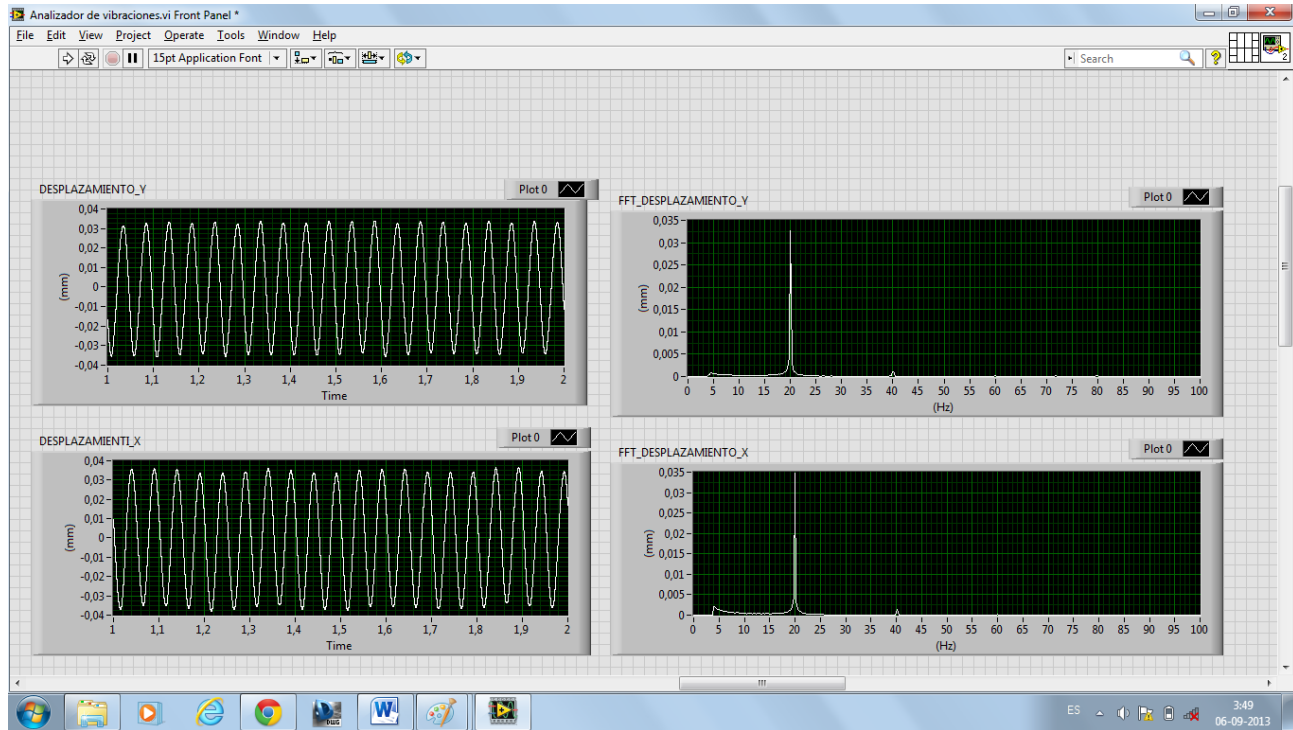


Fig. 4.11. Forma de onda en desplazamiento y espectro en desplazamiento.

CAPÍTULO V: MEDICIONES Y ANÁLISIS

5.1) Puntos y direcciones de medición.

De acuerdo con la norma ISO 2372, la medición debe efectuarse en zonas próximas a los descansos de las máquinas y en sus tres direcciones vertical, horizontal y axial. Para el banco de ensayos del laboratorio estas fueron realizadas en cuatro puntos de medición a lo largo del conjunto (Fig.5.1). Se utilizará la siguiente nomenclatura para identificación de los puntos y direcciones:

- **Punto 1V:** Corresponde al descanso del extremo libre del motor eléctrico (opuesto al machón de acoplamiento) en la dirección vertical.
- **Punto 1H:** Corresponde al descanso del extremo libre del motor eléctrico (opuesto al machón de acoplamiento) en la dirección horizontal.
- **Punto 1A:** Corresponde al descanso del extremo libre del motor eléctrico (opuesto al machón de acoplamiento) en la dirección axial.
- **Punto 2V:** Corresponde al descanso del extremo acoplado del motor eléctrico, en la dirección vertical.
- **Punto 2H:** Corresponde al descanso del extremo acoplado del motor eléctrico, en la dirección horizontal.
- **Punto 2A:** Corresponde al descanso del extremo acoplado del motor eléctrico, en la dirección axial.
- **Punto 3V:** Corresponde al descanso del extremo acoplado del rotor, en la dirección vertical.
- **Punto 3H:** Corresponde al descanso del extremo acoplado del rotor, en la dirección horizontal.
- **Punto 3A:** Corresponde al descanso del extremo acoplado del rotor, en la dirección axial.
- **Punto 4V:** Corresponde al descanso del extremo libre del rotor (opuesto al machón de acoplamiento) en la dirección vertical.
- **Punto 4H:** Corresponde al descanso del extremo libre del rotor (opuesto al machón de acoplamiento) en la dirección horizontal.
- **Punto 4A:** Corresponde al descanso del extremo libre del rotor (opuesto al machón de acoplamiento) en la dirección axial.
- **N/A:** Medición no efectuada.

- **Nota:** Los puntos: **3V**, **4V**, **3H** y **4H** están aproximadamente vertical y horizontal respectivamente, puesto que el descanso no permitía que quedaran perfectamente horizontales ni verticales.

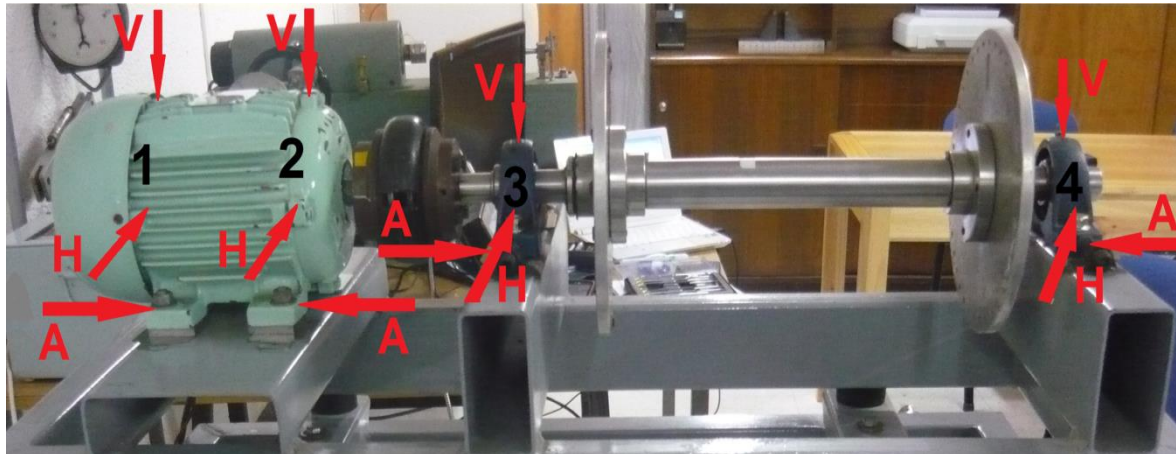


Figura 5.1. Puntos de medición y dirección de mediciones.

Los puntos señalados por las flechas indican el lugar donde fue ubicado el acelerómetro. Por motivos de seguridad, el registro de la medición en el punto 3A fue desestimado, debido al peligro que representaba la instalación del acelerómetro en las cercanías del acoplamiento en rotación, tampoco se realizaron mediciones balanceado a 1500rpm puesto que las masas balanceadoras no permanecían en su lugar.

5.2) Mediciones iniciales

5.2.1) Condiciones iniciales de operación.

Tabla5.1) Condiciones de la medición.

Condición	Rpm solicitada	Frecuencia ingresada al variador (Hz)	Rpm detectada por tacómetro
1	600	10,53	600
2	1200	20,53	1200
3	1500	25,53	1500

5.2.2) Resultados

Tabla5.2) Valores globales RMS en condición inicial.

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s 600 RPM	VALOR GLOBAL mm/s 1200 RPM	VALOR GLOBAL mm/s 1500 RPM
1V	1,35	6,40	5,70
1H	3,10	1,90	1,57
1A	1,44	1,47	2,19
2V	3,73	4,28	3,57
2H	3,38	1,42	1,08
2A	1,38	1,87	1,68
3V	2,02	10,98	4,97
3H	4,05	3,00	4,23
3A	N/A	N/A	S/A
4V	2,34	15,24	4,44
4H	4,88	1,14	1,74
4A	1,06	1,45	2,65

5.2.3) Evaluación de severidad vibratoria de acuerdo a la norma ISO2372

Máquina Clase I: Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 KW.

Tabla5.3) Evaluación de severidad vibratoria inicial.

Medición	Máximo valor RMS	Valor admisible	Condición
600rpm	4,88 mm/s	1,80 mm/s	Inacceptable
1200rpm	15,24 mm/s	1,80 mm/s	Inacceptable
1500rpm	5,7 mm/s	1,80 mm/s	Inacceptable

5.3) Análisis de los resultados

La condición inaceptable indica que el equipo debe ser intervenido, pero no nos dice que tipo de falla presenta, para determinarla es fundamental realizar un análisis más exhaustivo de las mediciones, el cual debe incluir análisis de: espectros, forma de onda y órbitas.

5.3.1) Análisis espectral

La firma espectral puede dar a conocer a qué tipo de falla se está enfrentado, en condiciones normales un equipo debería mostrar en sus espectros la componente a la velocidad de giro 1X de desbalance residual.

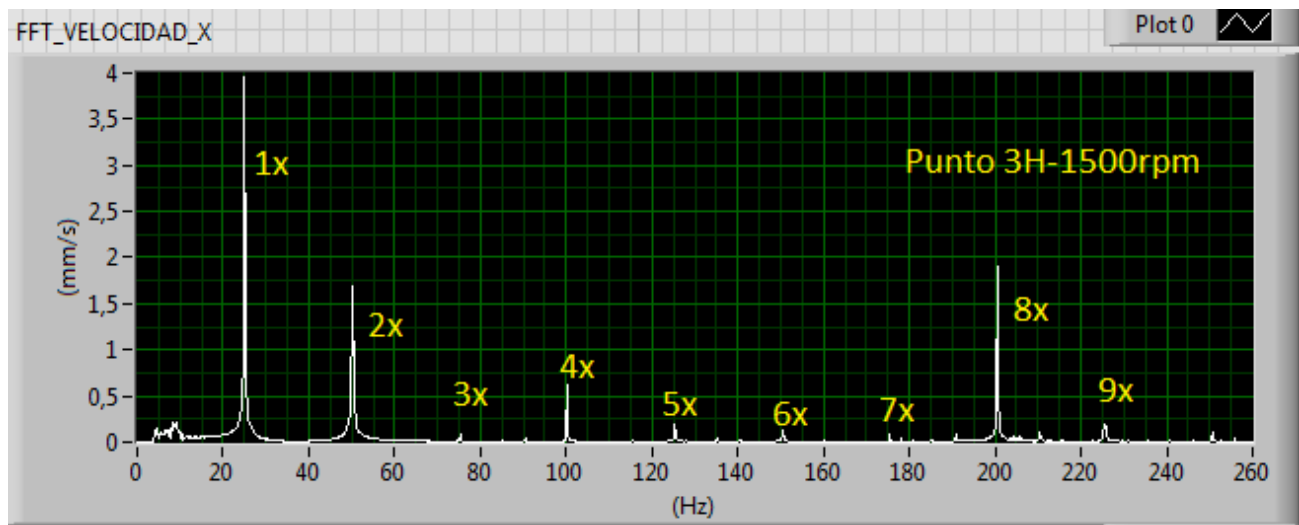


Figura 5.2. Espectro punto 3 horizontal a 1500rpm (25hz)

La Fig.5.2 muestra el espectro típico encontrado en las mediciones, mostrándose una gran cantidad de armónicos de la componente 1x, también en general las componentes 1x y 2x son las predominantes en los valores globales, en algunos casos la componente 2x es incluso mayor que la 1x como muestra la Fig.5.3 ; la componente 2x es generada por la variación de rigidez que se produce en el acoplamiento debido al desalineamiento, lo que empieza a confirmar el hecho de que la falla es desalineamiento.

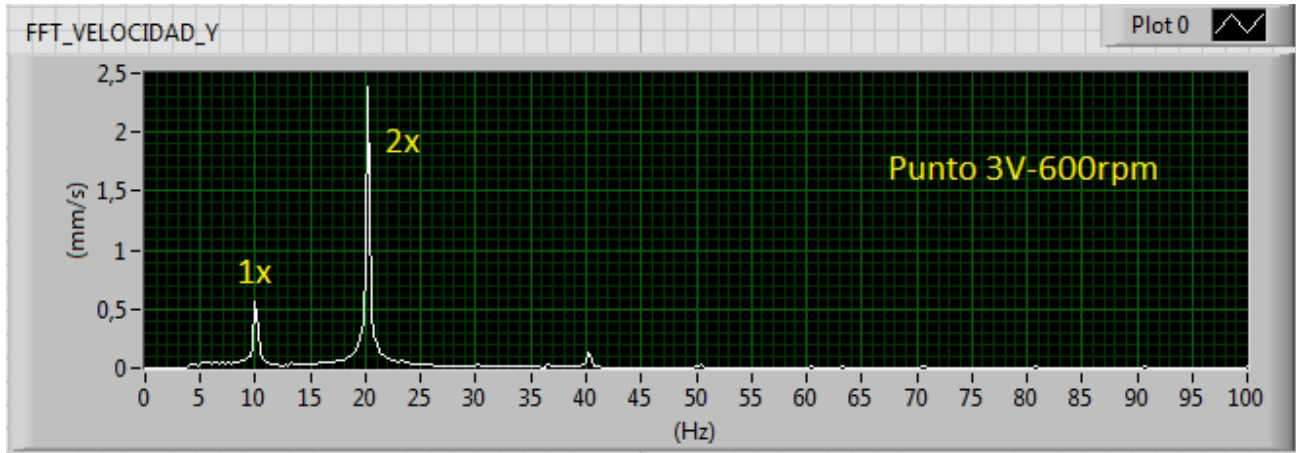


Figura 5.3. Espectro punto 3 vertical a 600rpm (10hz)

Para confirmar el desalineamiento se compararan los espectros de los puntos a ambos lados del acoplamiento (Fig.5.4, Fig.5.5 y Fig.5.7). Estos, exceptuando los fallos propios de cada equipo, deben tener las mismas componentes armónicas de la 1x puesto que la fuerza es la misma pero, con dirección contraria a ambos lados del acoplamiento.

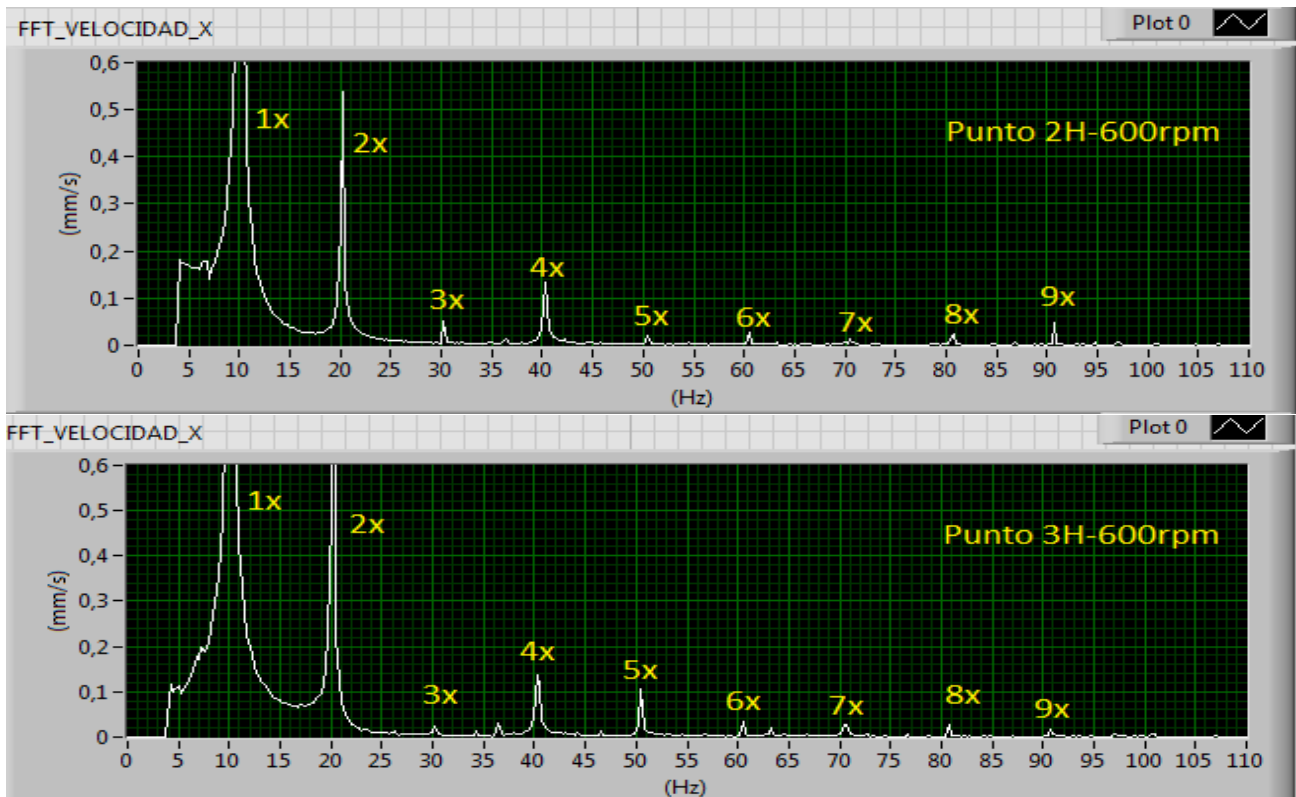


Figura 5.4. Espectros a ambos lados del acoplamiento a 600rpm.

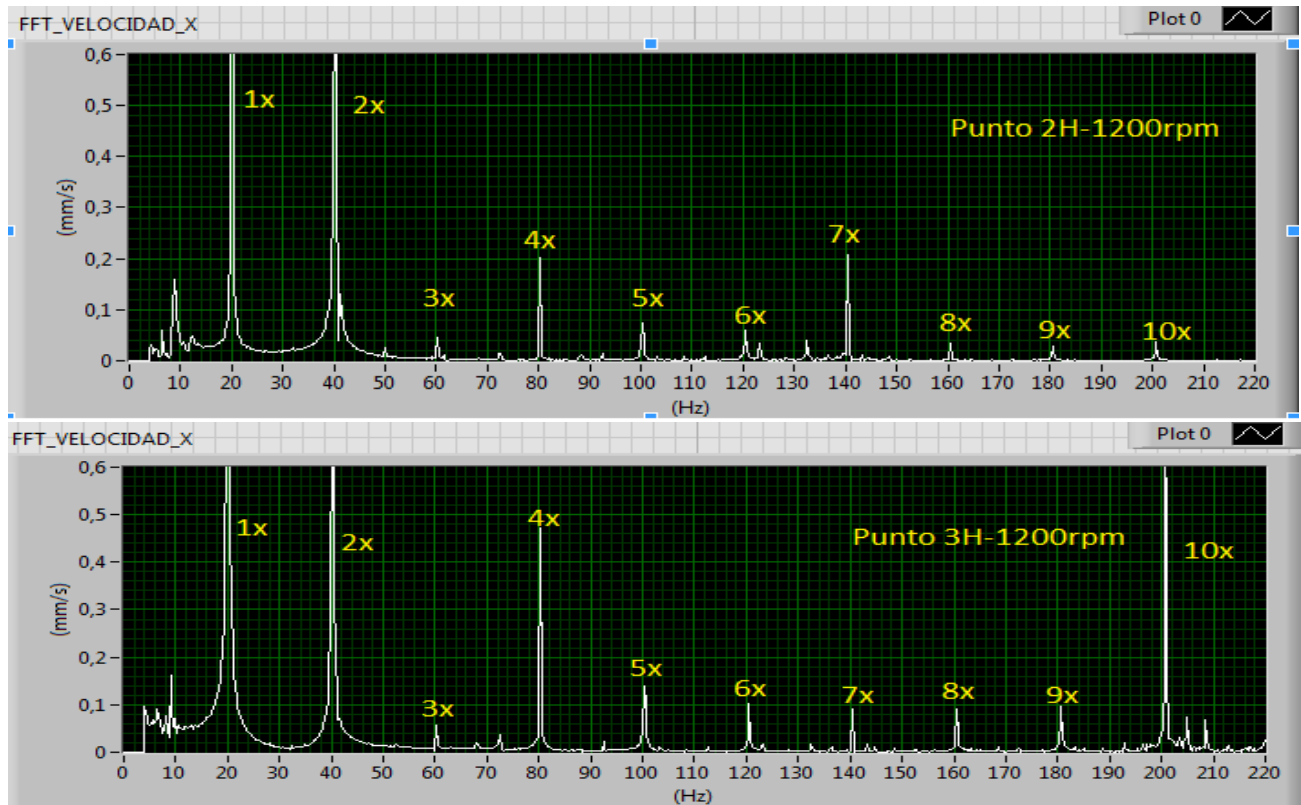


Figura 5.5. Espectros a ambos lados del acoplamiento a 1200rpm.

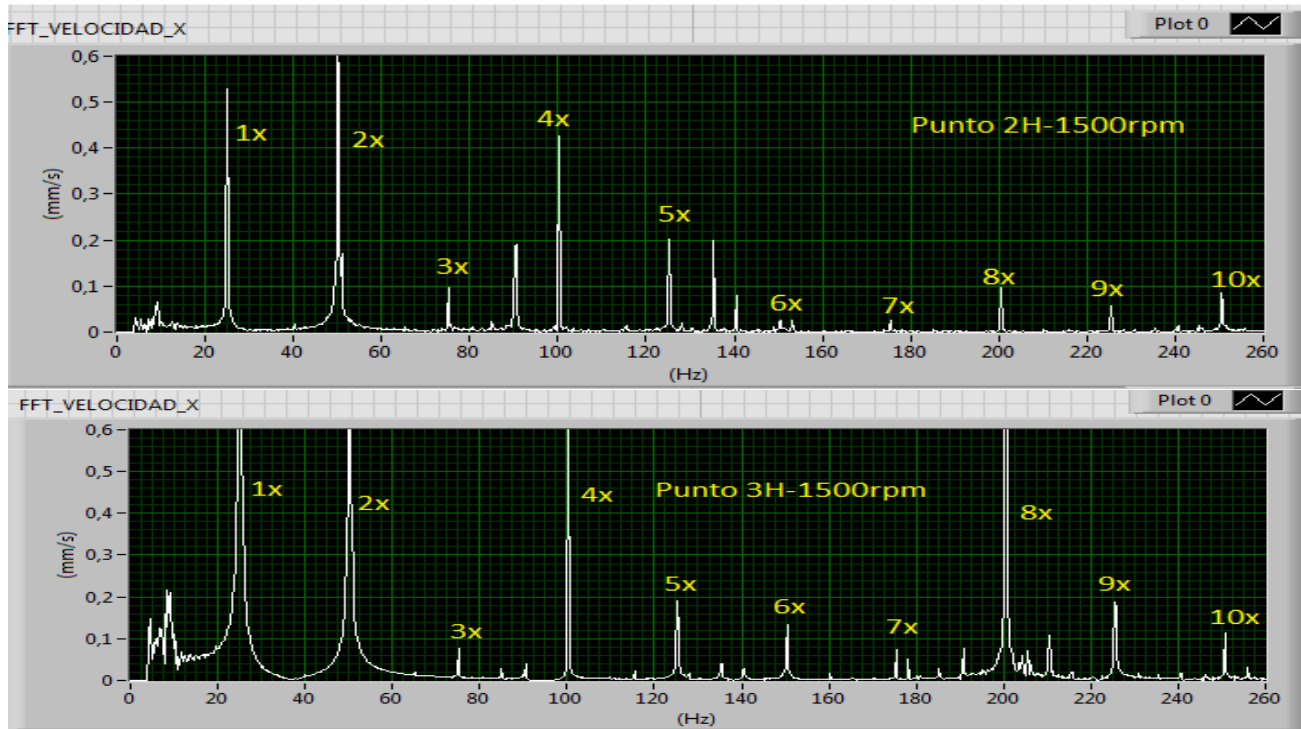


Figura 5.6. Espectros a ambos lados del acoplamiento a 1500rpm.

Como muestran las Fig.5.4, Fig.5.5 y Fig.5.7 las componentes armónicas de la 1x son las mismas independientemente de las amplitudes o de las fallas particulares que tenga cada equipo a ambos lados del acoplamiento, también se observa que al aumentar la velocidad aumenta el número de armónicos.

5.3.2) Análisis de forma de onda

Una de las características del desalineamiento es que su forma de onda es periódica es decir se repite en el tiempo.

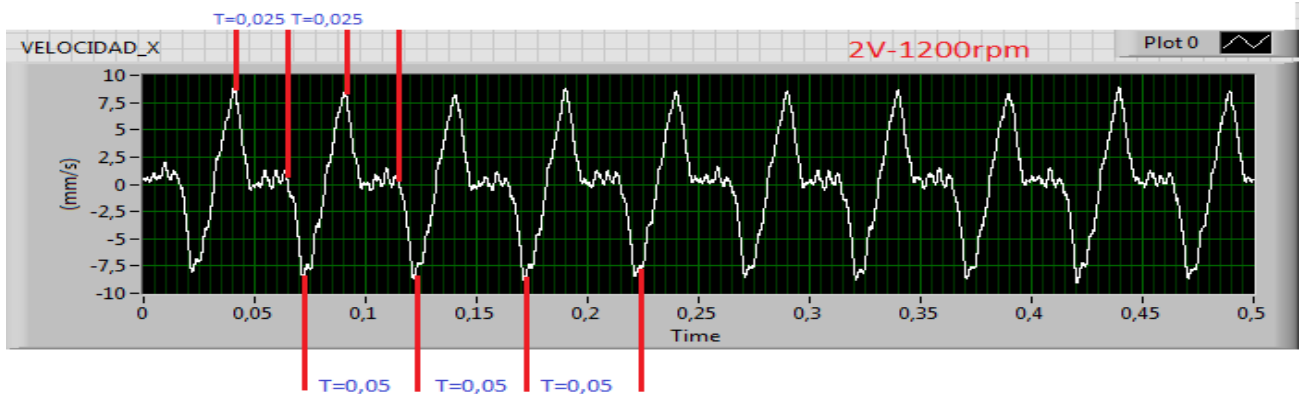


Figura 5.7. Forma de onda en velocidad Punto 2 vertical a 1200rpm (20hz)

En la Fig.5.7 se muestra la función periódica producto del desalineamiento en donde se ve la componente 1x (20hz=1/0,05seg) y la componente 2x (40hz=1/0,025seg).

5.3.3) Análisis de órbitas

La típica forma de órbita del desalineamiento es una circunferencia distorsionada por una fuerza generada por la componente 2x como muestra la Fig. 5.8.

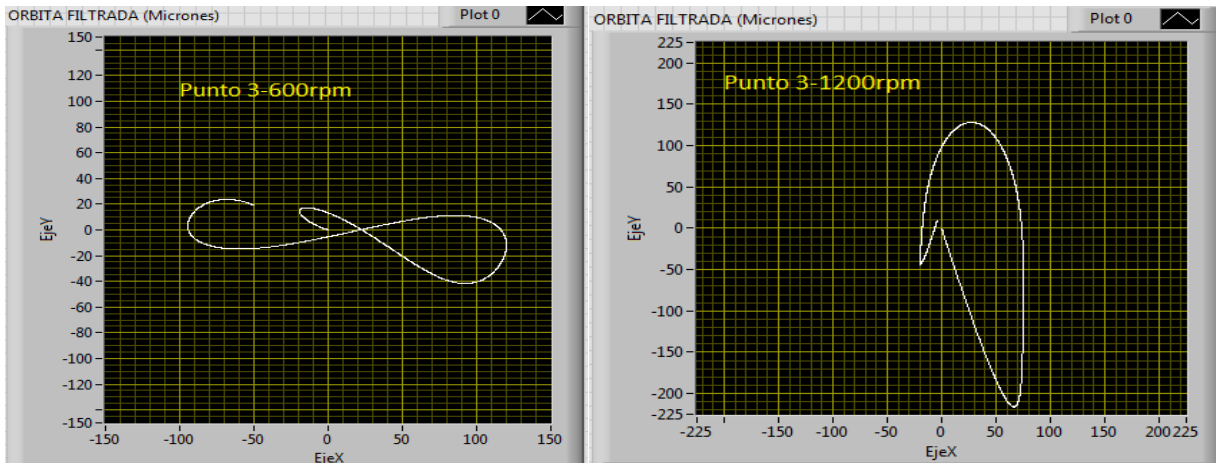


Figura 5.8. Orbitas de desalineamiento obtenidas en el pto.3 a distintas velocidades.

Se observa claramente la deformación generada en la circunferencia producto de la componente 2x generada por el desalineamiento (cabe mencionar que las órbitas fueron filtradas hasta la componente 3x pero el valor de esta es poco significativo frente a la componente 1x y 2X).

5.4) Diagnóstico

En base a los evidentes resultados junto con la inspección visual la falla principal es desalineamiento, puesto que la forma de onda corresponde al fenómeno así mismo las orbitas también y la respuesta vibratoria a ambos lados del acoplamiento lo ratifica.

CAPÍTULO VI: PROCEDIMIENTO DE ALINEACIÓN UTILIZADO EN BANCO DE ENSAYOS

6.1) Selección del método de alineamiento a utilizar.

Posterior a realizar todas las actividades descritas, una de las primeras acciones que se ejecutaron, en la etapa de corrección de desalineamiento, fue el de medición de la condición actual mediante el método “RIM and FACE”.

La selección de este método por sobre los demás (face to face, reverse indicator, doble radial, laser, etc.), se debe principalmente a las limitaciones de espacio para el montaje de los soportes y la accesibilidad de los instrumentos necesarios y disponibles en el laboratorio.

Las lecturas fueron tomadas con el soporte del indicador de carátula atornillado en el acoplamiento del lado rotor y la varilla móvil ubicada sobre el acople del lado motor eléctrico. La precisión de este método está directamente relacionada al diámetro del acople, como lo indica la Fig.6.1. Las principales ventajas que presenta este método son:

- Necesita menos espacio para su montaje que el resto de las técnicas.
- Fácil de entender y relacionar el desalineamiento paralelo (lecturas RIM) y el desalineamiento angular (lectura FACE).
- Puede ser utilizado incluso cuando solo uno de los ejes gira.
- Permite la medición en grandes diámetros de acoplamientos.

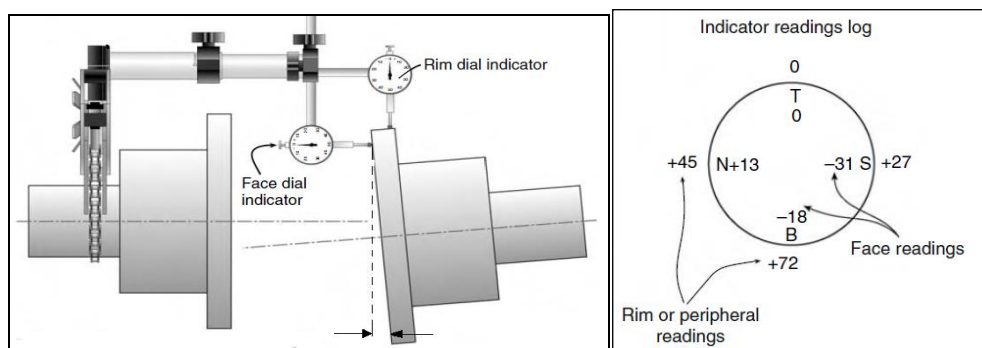


Figura 6.1. Método de alineamiento RIM and FACE. (Ref. Desalineamiento entre maquinas A. Torres)

6.2) Metodología de alineamiento

I.- Montaje indicador de carátula:

- Para el montaje del indicador de carátula fue necesario efectuar una perforación roscada en el machón del lado rotor, donde se posicionó el soporte. Además fue necesario modificar y adecuar distintas piezas de otros indicadores para confeccionar un soporte capaz de efectuar lecturas en el sentido radial y angular.
- Posicionar la varilla móvil del indicador de carátula en la superficie del machón del lado motor para obtener la lectura radial total o T.I.R radial. Esta debe quedar perpendicular a la línea del eje y centrado entre el lado positivo y negativo de la carrera (Fig.6.2).
- Posicionar la varilla móvil del indicador de carátula en la superficie frontal machón del lado motor para obtener la lectura angular total o T.I.R angular. Esta debe quedar paralela a la línea del eje y centrado entre el lado positivo y negativo de la carrera (Fig.6.3).
- Para cada una de las disposiciones anteriores se recomienda efectuar un giro en 360°, objeto ajustar la varilla del indicador cerciorándose que esta siempre este en contacto con la superficie del machón.



Figura 6.2. Posición de indicador de carátula para lectura de valores RIM, ajuste de aguja a valor cero en 0°.

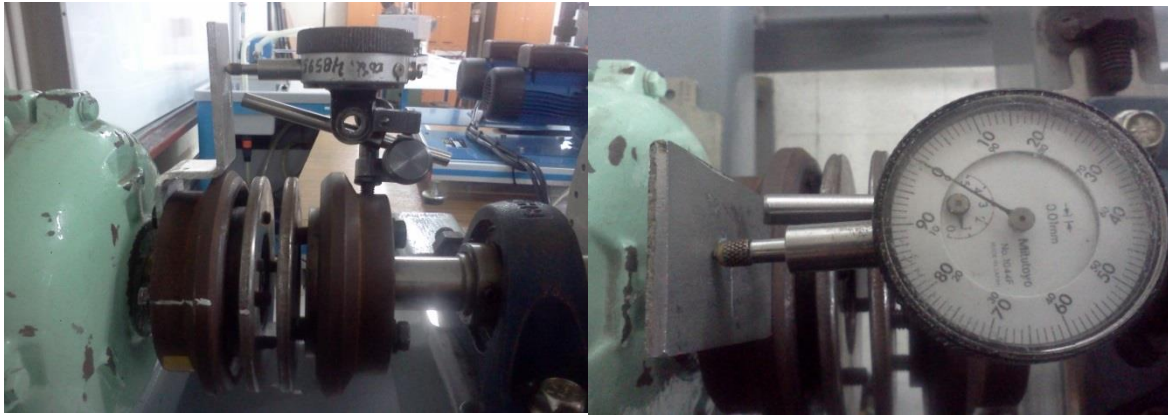


Figura 6.3. Posición de indicador de carátula para lectura de valores FACE, ajuste de aguja a valor cero en 0° .

II.- Medición de las distancias A, B y C:

- La dimensión “A” corresponde al diámetro de trabajo más usualmente referido como el diámetro del machón. Para nuestro conjunto fue necesario confeccionar una pieza especial de manera de “prolongar” el radio del machón para obtener las lecturas angulares. Esta es la dimensión más crítica y debe ser medida cuidadosamente.
- La dimensión “B” corresponde a la distancia desde el punto donde el indicador toca la superficie radial del machón y el centro del perno frontal de la pata del motor.
- La dimensión “C” corresponde a la distancia entre los centros de los pernos de la pata frontal y posterior del motor.
- Estas dimensiones (Fig.6.4) son necesarias para efectuar los cálculos de las correcciones y deben medirse de manera cuidadosa.

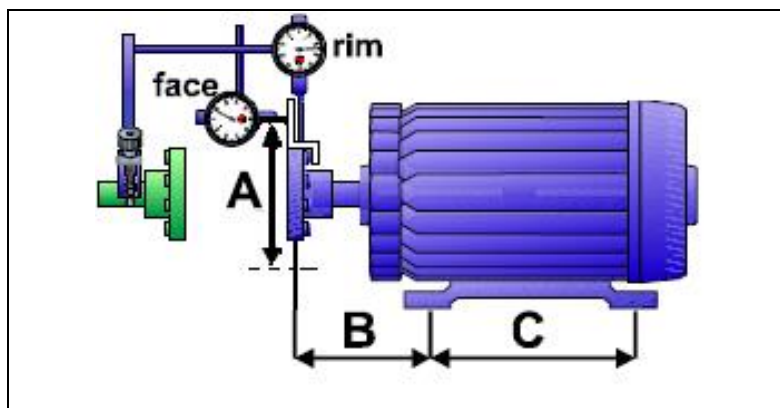


Figura 6.4. Dimensiones necesarias para cálculo de correcciones.

III.- Medición del desalineamiento paralelo y angular

Usualmente esta medición es realizada midiendo de manera simultánea los valores radial y angular, pues la configuración original del método indica que estas lecturas se efectúan mediante la instalación de dos indicadores ubicados perpendicularmente a 90° uno respecto del otro, como se indica en la figura anterior. Sin embargo, el espacio y los soportes con los que se contaba permitieron las lecturas de manera separada, es decir, en primer lugar se toman las lecturas radiales (RIM) y posteriormente las angulares (FACE). Los valores de las lecturas RIM fueron registrados utilizando el siguiente procedimiento:

- Llevar el reloj a la posición superior del machón denominándolo “punto 0° ”, centrándolo y ajustando el aguja del indicador a “0” (Fig.6.2 y Fig.6.5).

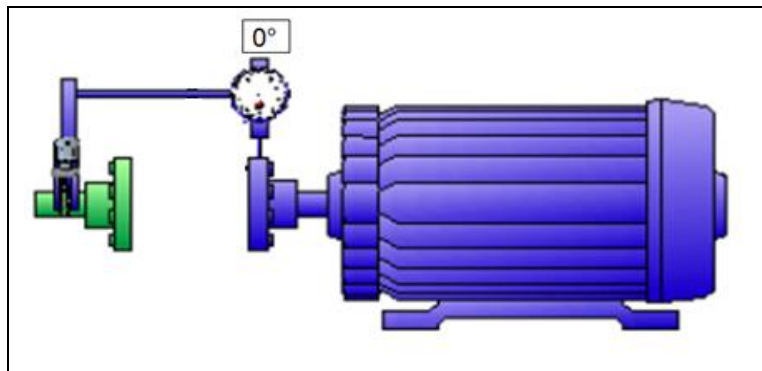


Figura 6.5. Posición inicial de medición RIM. Vista lateral de motor.

- Girar ambos ejes a 90° , preferentemente en el mismo sentido de rotación de la máquina, y registre la lectura indicada por el reloj (Fig.6.6).

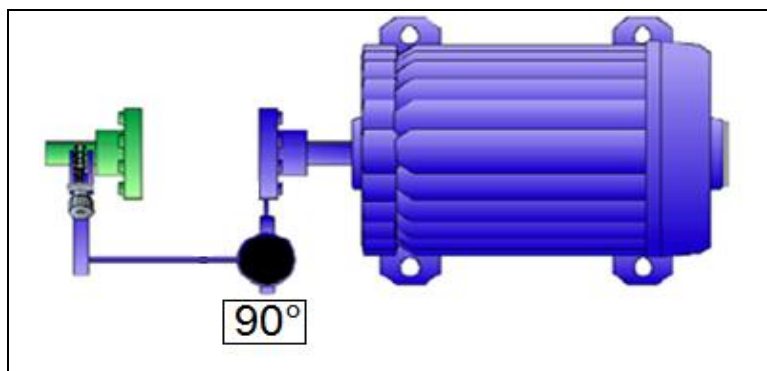


Figura 6.6. Posición 90° de medición RIM. Vista superior de motor.

- Girar ambos ejes 90° , vale decir 180° respecto al valor inicial 0° , y registrar la lectura indicada por el reloj (Fig.6.7).

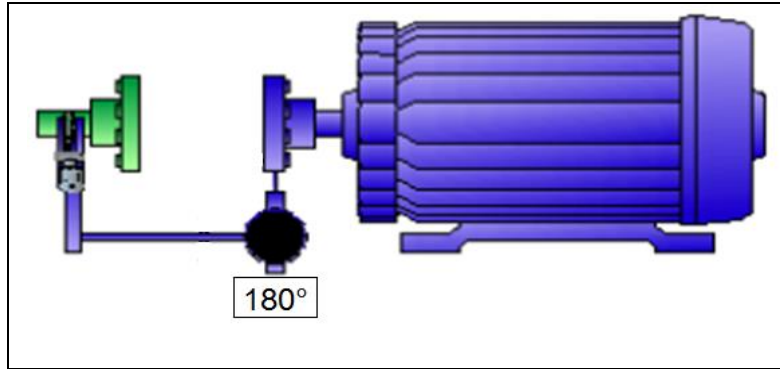


Figura 6.7. Posición 180° de medición RIM. Vista lateral de motor.

- Girar ambos ejes en otros 90° , vale decir 270° respecto al valor inicial 0° , y registre la lectura indicada por el reloj (Fig.6.8).

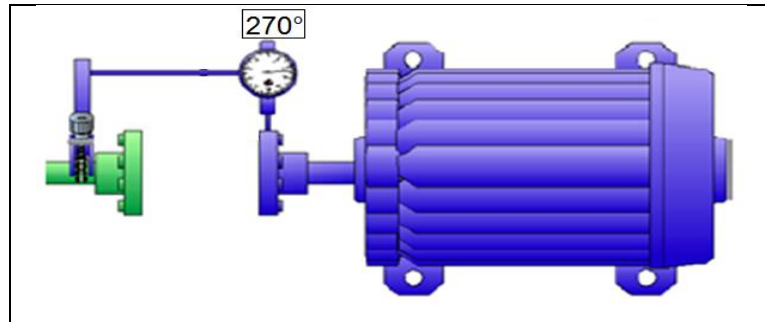


Figura 6.8. Posición 270° de medición RIM. Vista superior de motor.

- Llevar ambos ejes a su posición inicial, cerciorándose que la aguja del indicador retorne a "0" (Fig. 6.9).

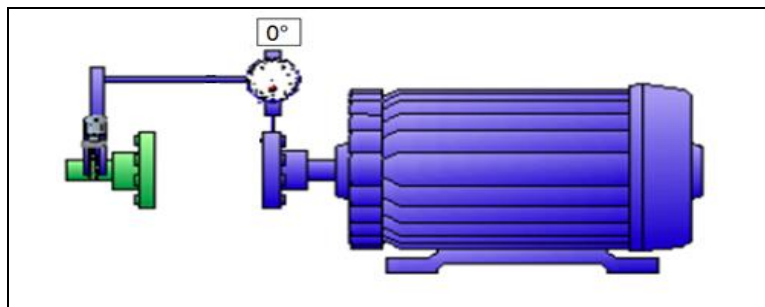


Figura 6.9. Posición inicial 0° de medición RIM, posterior a una revolución.

- A manera de comprobación de las lecturas, note que la suma de los valores obtenido a 90° y 270° es igual a la suma de los valores obtenidos a 0° y 180° (en este caso solo se toma el valor obtenido a 180° , pues nuestro valor de referencia a 0° es 0). De no obtenerse esta igualdad implicaría posibles cambio de posición relativa de la punta de la varilla del indicador de carátula, soldura en unos de los ejes o machones y/o giro con ángulos diferentes a 90° entre cada lectura.
- Los valores obtenidos inicialmente (Fig.6.10) para las lecturas RIM fueron los siguientes:

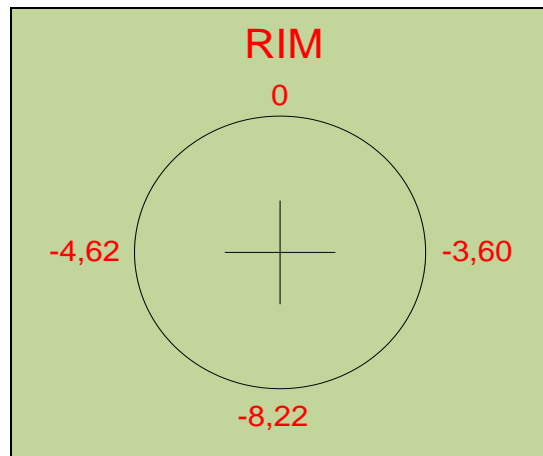


Figura 6.10. Valores obtenidos en lectura RIM, primera medición.

- Posteriormente se procede a desmontar los soportes e instalar las piezas especialmente confeccionadas para la medición de los valores FACE, incluyendo una adaptación para prolongar el diámetro de trabajo (Fig.6.11).

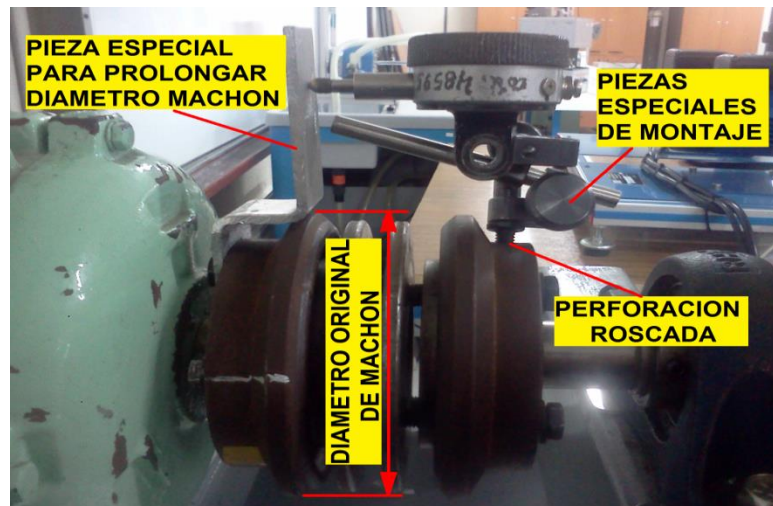


Figura 6.11. Piezas especiales para medición de valores RIM and FACE.

- Posicionar la varilla móvil del indicador de carátula en la superficie frontal machón del lado motor para obtener la lectura angular total o T.I.R angular (Fig.6.12). Este punto se denomina “0°” y debe quedar paralela a la línea de giro del eje y centrado entre el lado positivo y negativo de la carrera.

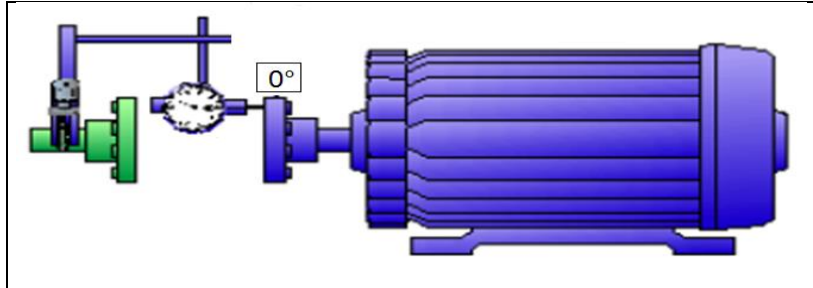


Figura 6.12. Posición inicial de medición FACE. Vista lateral de motor.

- Girar ambos ejes a 90°, preferentemente en el mismo sentido de rotación de la máquina, y registrar la lectura indicada por el reloj (Fig.6.13).

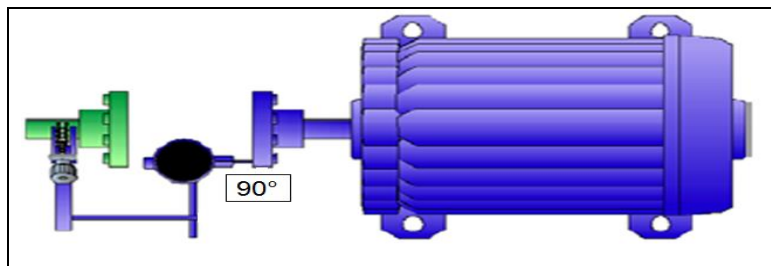


Figura 6.13. Posición 90° de medición FACE. Vista superior de motor.

- Girar ambos ejes 90°, vale decir 180° respecto al valor inicial 0°, y registrar la lectura indicada por el reloj (Fig.6.14).

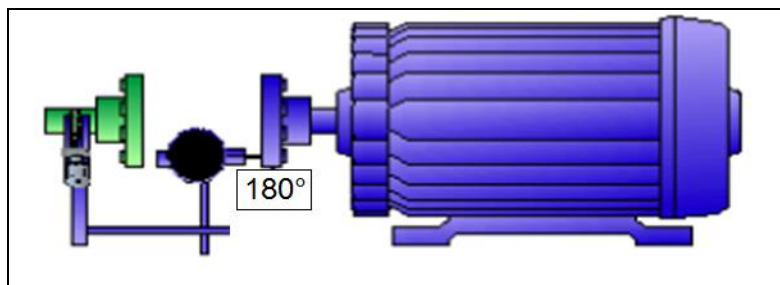


Figura 6.14. Posición 180° de medición FACE. Vista lateral de motor.

- Girar ambos ejes en 90° , vale decir 270° respecto al valor inicial 0° , y registre la lectura indicada por el reloj (Fig.6.15).

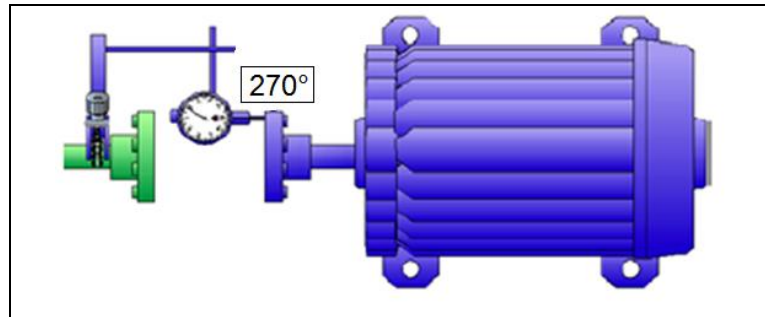


Figura 6.15. Posición 270° de medición FACE. Vista superior de motor.

- Llevar ambos ejes a su posición inicial, cerciorándose que la aguja del indicador retorne a “0” (Fig.6.16).

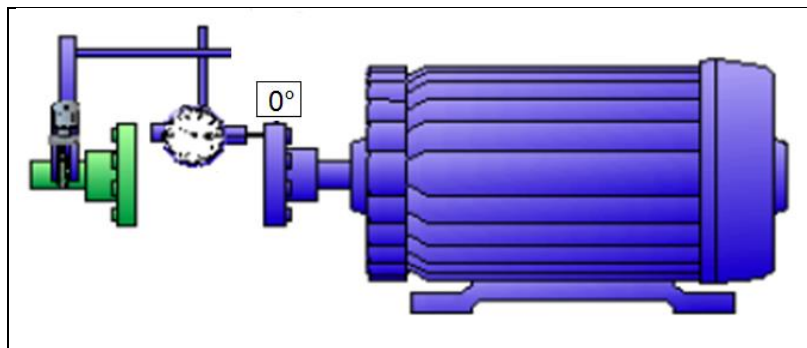


Figura 6.16. Posición inicial 0° de medición FACE, posterior a una revolución.

A manera de comprobación de las lecturas, nótese que la suma de los valores obtenido a 90° y 270° es igual a la suma de los valores obtenidos a 0° y 180° (en este caso solo se toma el valor obtenido a 180° , pues nuestro valor de referencia a 0° es 0). De no obtenerse esta igualdad implicaría posibles cambio de posición relativa de la punta de la varilla del indicador de carátula, soltura en unos de los ejes o machones y/o giro en con ángulos diferentes a 90° entre cada lectura.

- Los valores obtenidos inicialmente (Fig.6.17) para las lecturas FACE fueron los siguientes:

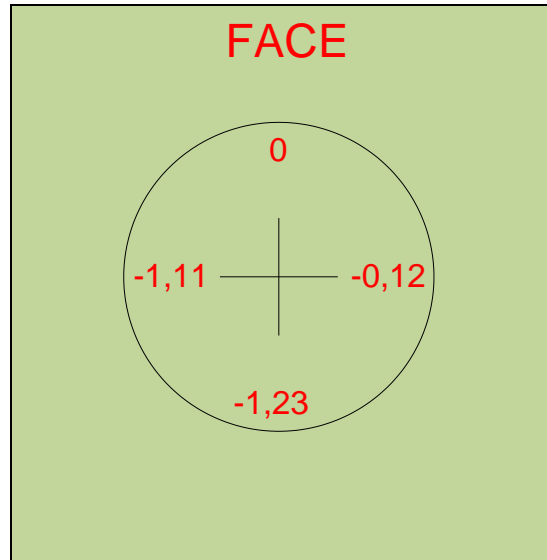


Figura 6.17. Valores obtenidos en lectura FACE, primera medición.

IV.- Interpretación y evaluación de los valores obtenidos:

Para determinar el desalineamiento paralelo y el ángulo existente entre ambos machones (ejes) en las direcciones vertical y horizontal se utilizarán las siguientes relaciones:

- a) Desalineamiento paralelo vertical:

$$\frac{\text{Lectura RIM entre } 0^\circ \text{ y } 180^\circ}{2} \text{ (mm)}$$

- b) Desalineamiento paralelo horizontal:

$$\frac{\text{TIR RIM entre } 90^\circ \text{ y } 270^\circ}{2} \text{ (mm)}$$

- c) Desalineamiento angular vertical:

$$\frac{\text{Lectura FACE entre } 0^\circ \text{ y } 180^\circ}{\text{Diámetro de Trabajo}} \text{ (rad)}$$

- d) Desalineamiento angular horizontal:

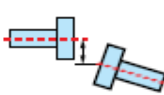
$\frac{\text{TIR FACE entre } 90^\circ \text{ y } 270^\circ}{\text{Diámetro de Trabajo}} \text{ (rad)}$

De las relaciones anteriores se obtiene:

- Desalineamiento paralelo vertical = - 4,11 mm.
- Desalineamiento paralelo horizontal = - 1,02 mm.
- Desalineamiento angular vertical = 0,0071 rad = 0,41°.
- Desalineamiento angular horizontal = 0,0057 rad = 0,33°.

La manera de expresar el desalineamiento para los sentidos paralelo vertical y angular vertical, corresponde a que en 0° nuestro valor era “0”, por lo tanto la lectura total del indicador o T.I.R. es igual al valor medido a 180°.

De manera similar para el caso de los valores del desalineamiento paralelo horizontal y angular horizontal, donde los valores son distintos de cero, al valor absoluto mayor se le resta el valor absoluto menor, manteniendo el signo del mayor, vale decir, su diferencia. Al no contar con valores de desalineamiento entregados por el fabricante del motor eléctrico, se adoptaron los valores entregados en la Tabla 2.1 para 1500 rpm:

	[RPM]	Tolerance			
		metric [mm]		inch [mils]	
Soft foot	any	0.06 mm		2.0 mils	
Short „flexible“ couplings		Acceptable	Excellent	Acceptable	Excellent
Offset		OK	😊	OK	😊
 <p>velocidad máxima de pruebas</p>	600			desalineamiento máximo admisible	
	750	0.19	0.09	4.0	2.5
	900				
	1200				
	1500	0.09	0.06	3.0	2.0
	1800				
	3000	0.06	0.03	1.5	1.0
	3600				
6000	0.03	0.02	1.0	0.5	
7200					

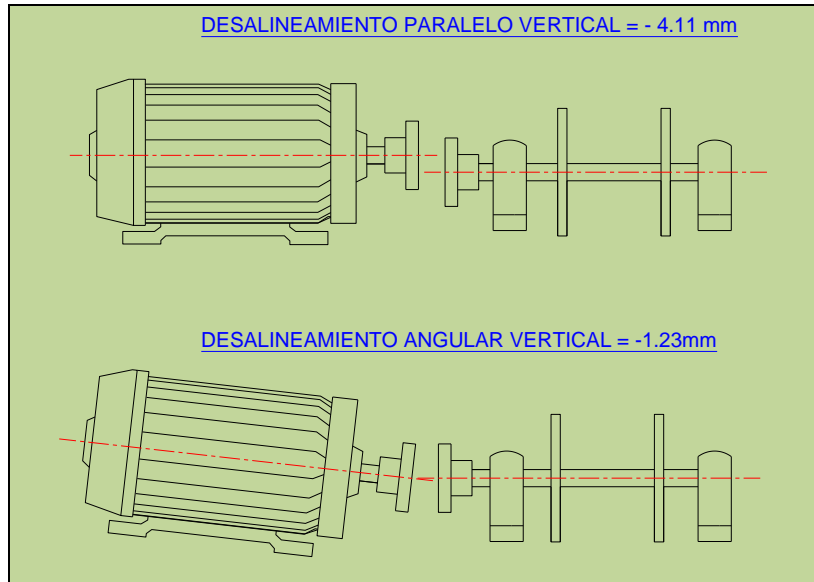


Figura 6.18. Desalineamiento vertical, primera medición. Vista lateral de motor.

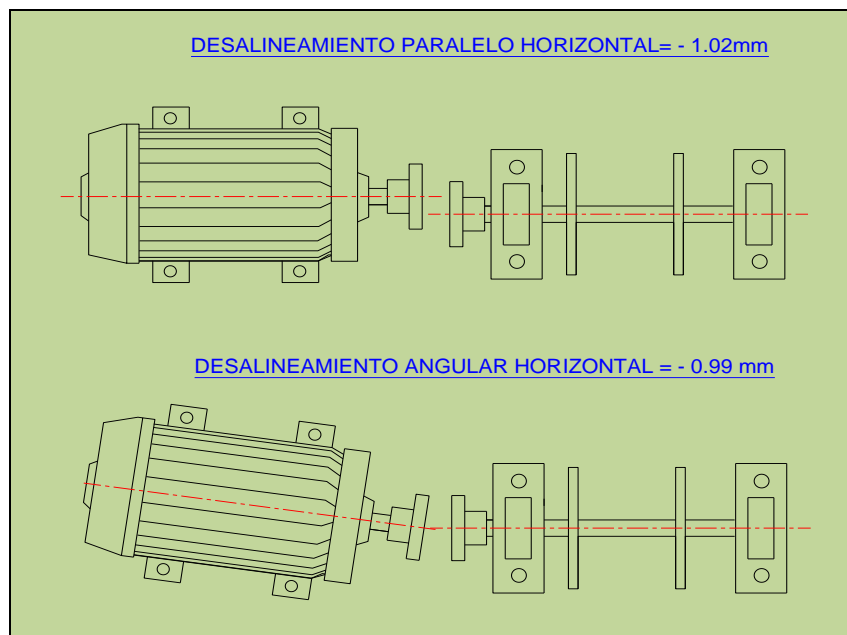
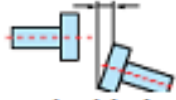


Figura 6.19. Desalineamiento horizontal, primera medición. Vista superior de motor.

Para relacionar los valores de desalineamiento angular máximos entregados por las tablas (válidos por cada 100 mm de diámetro del machón) con los valores obtenidos, es conveniente trabajar con valores expresados en milímetros y no ángulos. De esta manera la diferencia máxima admisible para el desalineamiento angular se obtiene:

Valor recomendado en tabla N°3.1 x Diámetro de trabajo (mm)
 100

Tomando los valores de la tabla 2.1:

	[RPM]	Tolerance			
		metric [mm]	inch [mils]		
Angularity (gap difference at coupling edge per 100 millimeters diameter or per 10" diameter)  velocidad máxima de pruebas	600		15,0	10,0	
	750	0,13	0,09		
	900			10,0	7,0
	1500	0,07	0,05	8,0	5,0
	1800			5,0	3,0
	3000	0,04			
	3600				
	6000	0,03			
7200					

desalineamiento máximo admisible por cada 100 mm de diámetro del machón

Se obtiene que el valor máximo recomendado del desalineamiento angular es:

$$0,05 \text{ mm} \times 156 \text{ mm} / 100 \text{ mm} = 0,078 \text{ mm}.$$

En la interpretación del signo “- ó +” se utilizará la siguiente convención (Fig.6.20), tanto para valores verticales como para los valores horizontales:

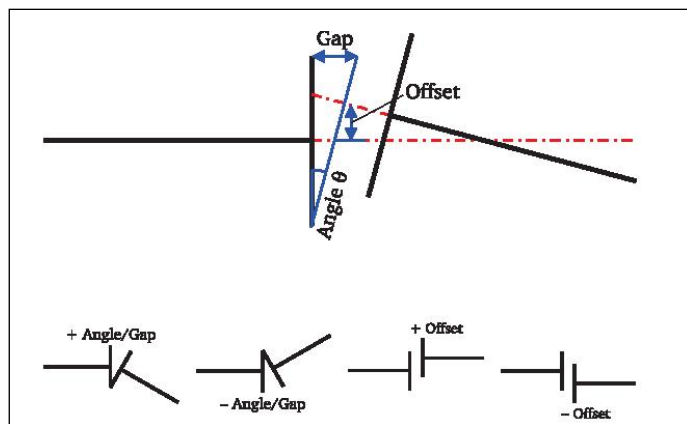


Figura 6.20. Convención de signos.

Se concluye que todos los valores de desalineamiento del conjunto motor – rotor se encuentran sobre los valores máximos recomendados, evidenciándose una cierta severidad del problema. Adicionalmente, se compararon los valores obtenidos respecto de los valores recomendados por el fabricante del acople, concluyendo que el desalineamiento paralelo es mayor que el permitido por el acoplamiento flexible, aumentando las probabilidades de fallo anticipado.

Capacidad máxima de desalineamiento paralelo = 3,175 mm.

Capacidad máxima de desalineamiento angular = 4°

La evaluación efectuada entre los valores de desalineamiento de los ejes y los valores de desalineamiento propios del tipo de acoplamiento, tiene por finalidad comparar la diferencia que existe entre los valores máximos permisibles en ambos casos. Es común confundir estos dos valores, sin embargo, el objetivo de los valores que entrega el fabricante es el de asegurar que el acoplamiento está diseñado y puede trabajar sin problemas con esos valores, es decir, no fallará. Por el contrario, el objetivo de los valores límites dados en la Tabla N°2.1, es minimizar las fuerzas externas adicionales que genera el desalineamiento en las máquinas.

V.- Corrección del desalineamiento:

Una vez que se obtienen los valores de desalineamiento paralelo y angular, el siguiente paso es obtener los valores de correcciones para alinear el conjunto. Para esto, se utilizarán las siguientes relaciones:

Corrección en el apoyo frontal del motor:

$$\left(\frac{\text{Face TIR}}{A} \times B \right) + 1/2 \text{ Rim TIR}$$

Corrección en el apoyo posterior del motor:

$$\left(\frac{\text{Face TIR}}{A} \times (B + C) \right) + 1/2 \text{ Rim TIR}$$

donde:

FACE TIR = Diferencia total (Gap) entre la lectura de dos cuadrantes opuestos.

RIM TIR = Diferencia radial total entre la lectura de dos cuadrantes opuestos.

A = Diámetro de trabajo.

B = Distancia entre el centro del apoyo frontal de motor y la extensión (imaginaria) del punto de contacto del indicador con el machón.

C = Distancia entre el centro del apoyo frontal del motor y el centro del apoyo posterior del motor.

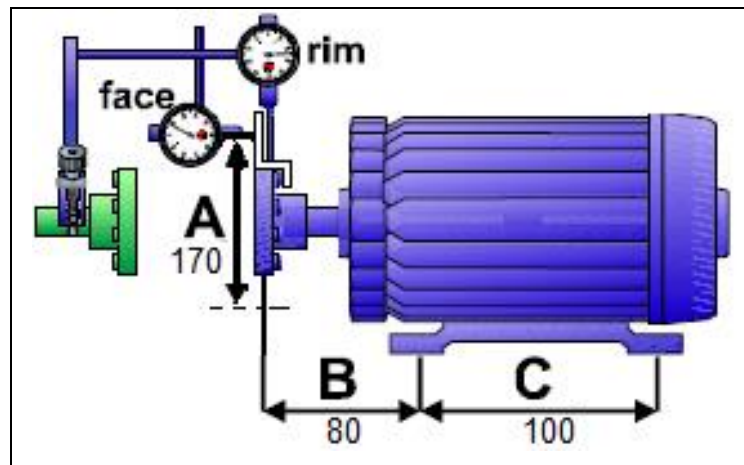


Figura 6.21. Dimensiones para cálculo de correcciones, valores en milímetros.

Si el resultado de los cálculos corresponde a un valor negativo, significa que el apoyo del motor está demasiado alto, entonces se deben quitar alineadores. Por el contrario si el resultado es un valor positivo, significa que el apoyo del motor está demasiado bajo y se deben agregar alineadores.

Se debe tener precaución al ingresar los datos a la fórmula así como también efectuar las mediciones de las distancias A, B y C, siendo la primera de estas la más importante.

Las ecuaciones anteriores establecen las siguientes correcciones a realizar en el caso del desalineamiento vertical (Fig.6.22).

- a) Corrección en el apoyo frontal del motor: bajar 4,68 mm.
- b) Corrección en el apoyo posterior del motor: bajar 5,41 mm.

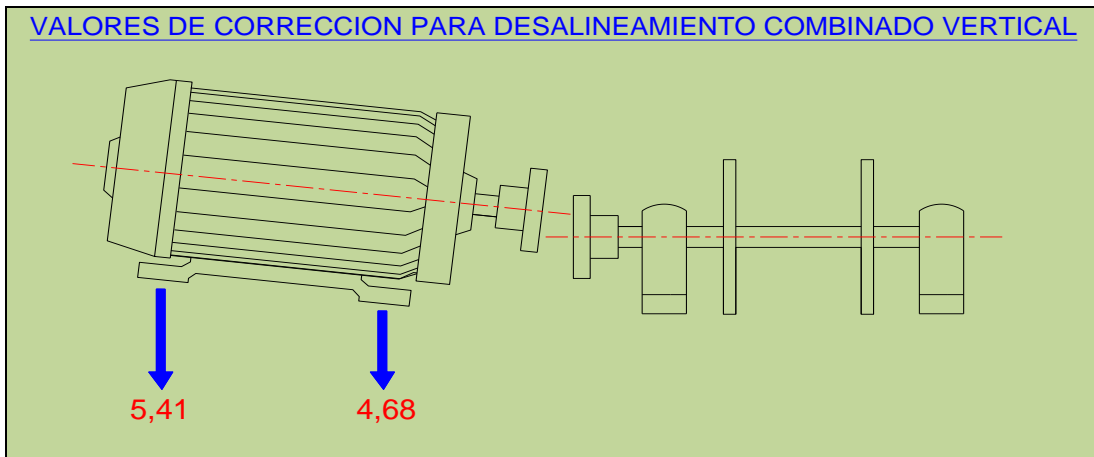


Figura 6.22. Valores de corrección vertical en apoyos de motor eléctrico.

Para la corrección del desalineamiento horizontal (Fig.6.23), los resultados son:

- c) Corrección en el apoyo frontal del motor: 0,97 mm, hacia caja de conexión eléctrica.
- d) Corrección en el apoyo posterior del motor: 1,55 mm, hacia caja de conexión eléctrica.

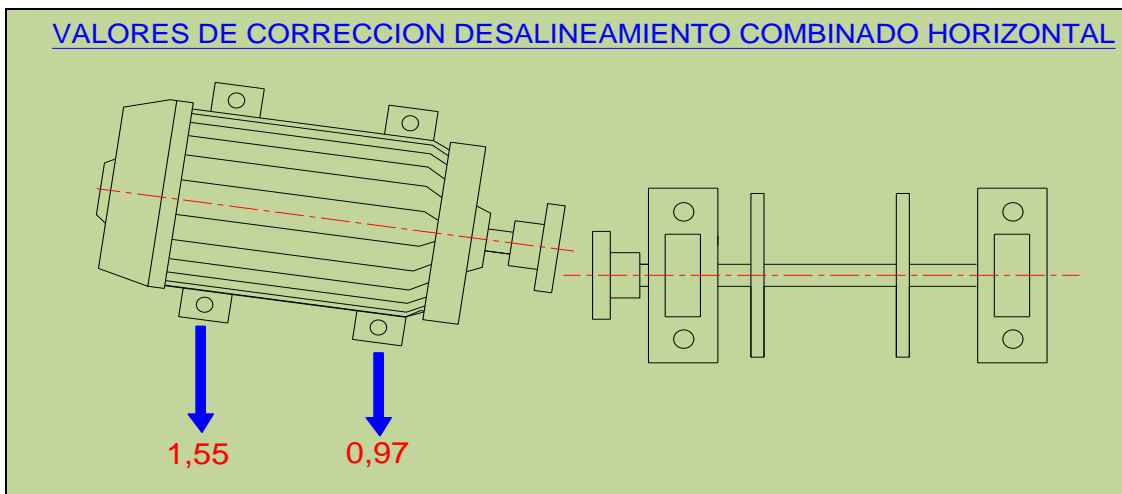


Figura 6.23. Valores de corrección horizontal en apoyos de motor eléctrico.

En el proceso de alineamiento, es habitual corregir moviendo solo una de las máquinas, generalmente el motor eléctrico, debido a que no presenta elementos periféricos adosados a él que puedan hacer variar el alineamiento. En nuestro caso se decidió efectuar las correcciones bajo la misma premisa. No obstante y durante el desarrollo de este proceso, fue necesario fijar el motor eléctrico y efectuar movimientos en el rotor, pues este último contaba con pernos laterales para control de alineamiento, de gran utilidad al momento de efectuar movimientos muy pequeños.



Figura 6.24. Corrección de “pie flojo” en apoyos de motor y rodamientos; vista de pernos para control de alineamiento en rodamientos del rotor.

Debido a la cantidad de alineadores que se encontraba en cada apoyo del motor de diferentes cantidades y espesores se procedió, en primer lugar, a corregir el pie flojo existente, para lo cual se eliminaron todos los alineadores y se evidencio que dos de los apoyos de motor presentaban esta condición. Utilizando un feeler calibrado y un micrómetro exterior con una resolución de 0,01 mm, se eliminó el pie flojo, quedando en condiciones confiables para efectuar las correcciones (Fig.6.25).

Se procede nuevamente con la lectura RIM y FACE a objeto de establecer cuáles son los valores de desalineamiento actuales y sus respectivos valores de corrección. Esto último debido al hecho que al haber eliminado los alineadores de cobre y corregido el pie flojo, tanto su altura como su angularidad sufrieron variaciones.

La segunda lectura mostró los siguientes resultados (Fig.6.25):

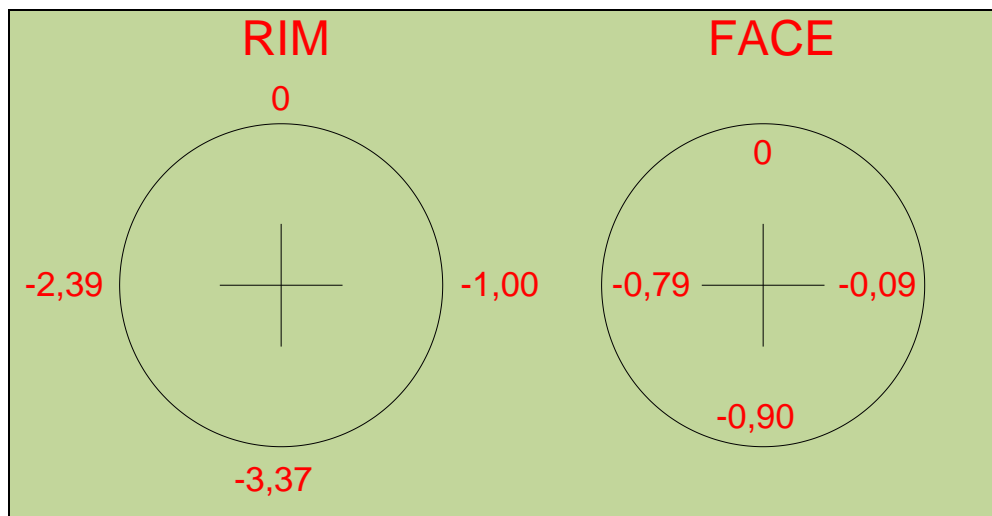


Figura 6.25. Valores RIM and FACE, segunda lectura.

Posterior a corregir los valores de la segunda lectura mediante el mismo procedimiento de cálculo visto anteriormente, la tercera lectura registró los siguientes valores (Fig.6.26):

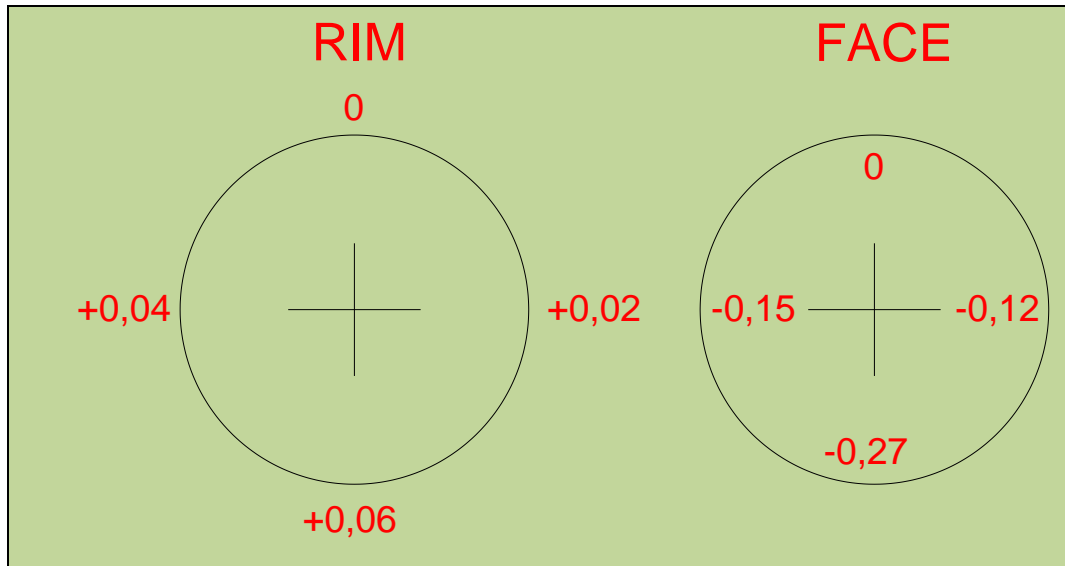


Figura 6.26. Valores RIM and FACE, tercera lectura.

El efecto que el motor no cuente con pernos laterales para control del alineamiento y la sensibilidad de su carcasa a distorsionarse, dificulta el llegar a valores menores que 0,07mm angular y 0,06 mm paralelo, por lo que se decide efectuar las correcciones finales en el rotor. De esta manera y luego de efectuar los cálculos y correcciones correspondientes se logra alcanzar los valores de la Tabla N°2.1 para 1500 rpm, con lo que finalmente se obtiene:

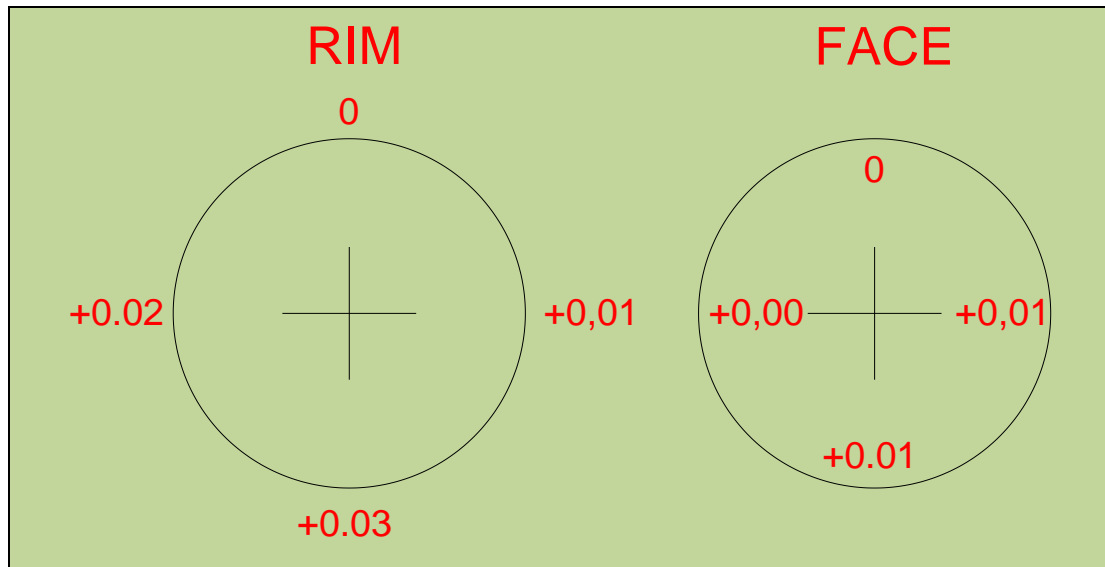


Figura 6.27. Valores RIM and FACE, lectura final.

Con lo cual el desalineamiento residual es:

Desalineamiento paralelo vertical = 0,015 mm.

Desalineamiento paralelo horizontal = 0,005 mm.

Desalineamiento angular vertical = 0,01 mm.

Desalineamiento angular Horizontal = 0,01 mm.

Con los valores de desalineamiento logrados es posible efectuar las mediciones a tres diferentes velocidades de giro del motor, comparar la respuesta vibratoria y evaluar condición actual, respecto de las mediciones tomadas cuando el conjunto estaba completamente desalineado.

CAPÍTULO VII: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL CONJUNTO ALINEADO

7.1) Condiciones de la medición

Tabla7.1) Condiciones de la medición.

Condición	Rpm solicitada	Frecuencia ingresada al variador (Hz)	Rpm detectada por tacómetro
1	600	10,15	600
2	1200	20,16	1200
3	1500	25,16	1500

7.2) Resultados

Tabla7.2) Valores globales RMS alineado.

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s 600 RPM	VALOR GLOBAL mm/s 1200 RPM	VALOR GLOBAL mm/s 1500 RPM
1V	0,31	2,93	3,24
1H	4,45	0,34	0,36
1A	0,39	0,52	2,25
2V	0,25	3,54	1,09
2H	4,11	0,28	0,39
2A	0,68	0,87	2,05
3V	0,61	3,33	4,61
3H	3,52	2,11	2,27
3A	S/A	S/A	S/A
4V	0,34	2,98	13,70
4H	2,44	3,17	6,41
4A	0,66	0,73	2,48

7.2.1) Evaluación de severidad vibratoria de acuerdo a la norma ISO2372

Máquina Clase I: Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 KW.

Tabla7.3) Evaluación de severidad vibratoria alineado

Medición	Máximo valor RMS	Valor admisible	Condición
600rpm	4,11 mm/s	1,80 mm/s	Inaceptable
1200rpm	3,54 mm/s	1,80 mm/s	Inaceptable
1500rpm	13,70 mm/s	1,80 mm/s	Inaceptable

7.3) Análisis de los resultados

En vista que los valores globales de vibración continúan por sobre lo que la norma ISO 2372 especifica como aceptable, se debe realizar un análisis de: espectros, forma de onda y órbitas.

7.3.1) Análisis espectral

En general la componente 2x como muestra la Fig.7.1 disminuye en todas la mediciones, a modo de ejemplo el punto 3H a 1200rpm la componente 2x bajo en un 90% pasando de 1mm/s a 0,1mm/s, junto con la disminución de los valores de las vibraciones axiales muestra el grado de desalineamiento que tenía el equipo.

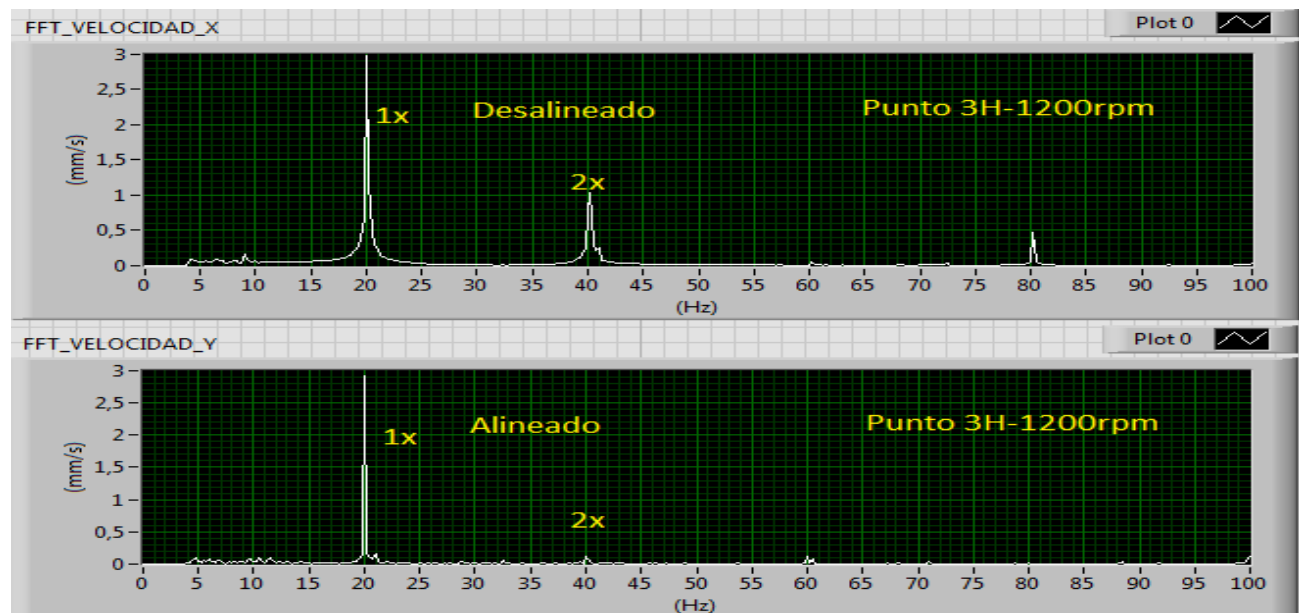


Figura 7.1.Comparacion espectro punto 3 horizontal a 1200rpm desalineado vs alineado.

Ahora en la componente 1x es predominante en los valores globales, obviamente, también en los espectros de vibraciones como muestra la Fig.7.2.

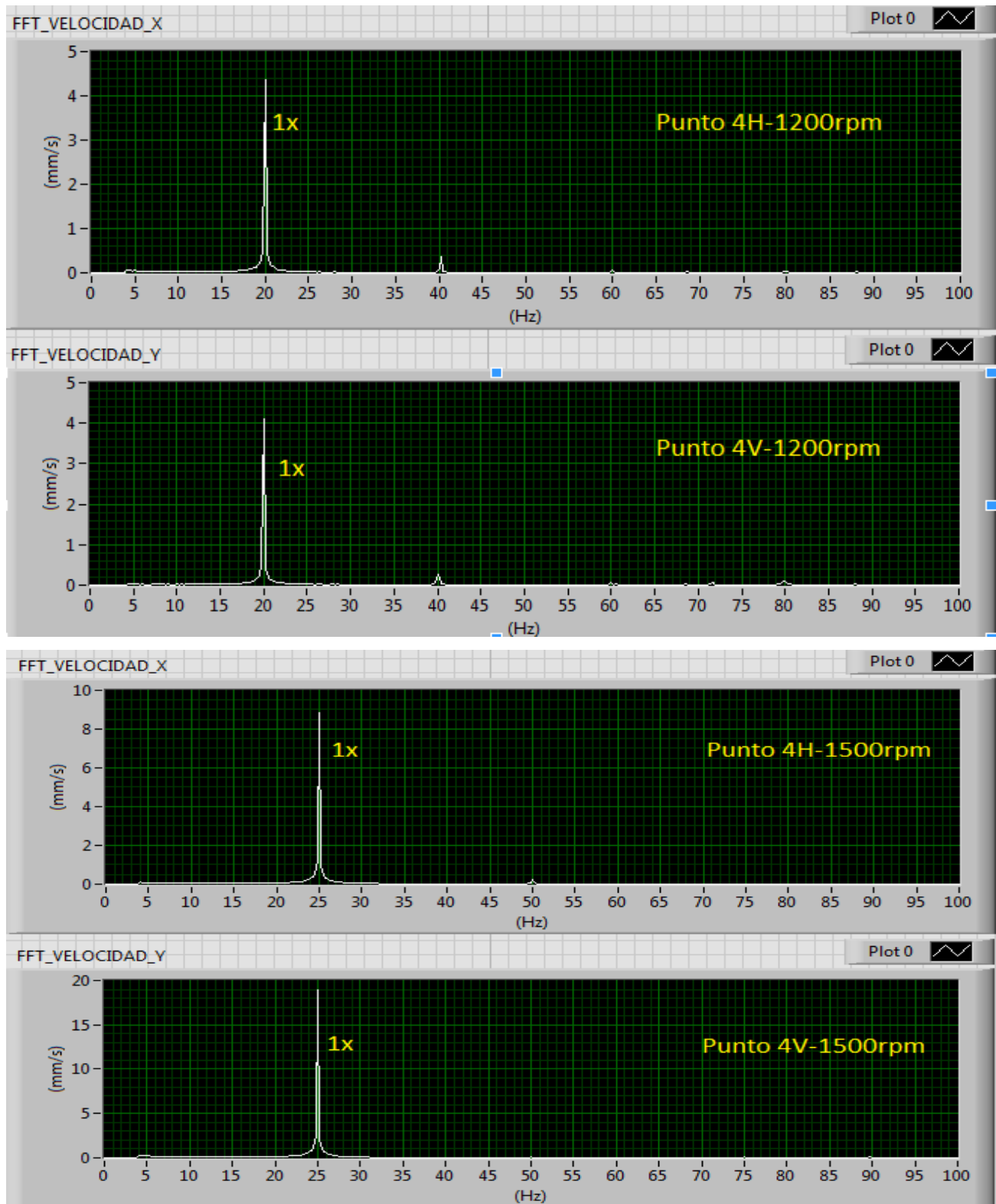


Figura 7.2. Espectros característicos a distintas velocidades

Lo que hace sospechar que estamos en presencia de desbalanceamiento producto que este es una fuerza radial que genera una componente a la velocidad de giro $1x$, que si bien es cierto, al ser una fuerza radial debería tener la misma magnitud en todas las direcciones, los autores coinciden que la respuesta debería ser mayor en la dirección horizontal, puesto que la rigidez de los descansos es generalmente mayor en la dirección vertical. También es cierto que es muy común en la industria confundir desbalance con resonancia a la $1x$ que más adelante se estudiará.

7.3.2) Análisis de forma de onda

En la Fig.7.3 se comparan las formas de onda del equipo en su condición inicial desalineado y luego alineado.

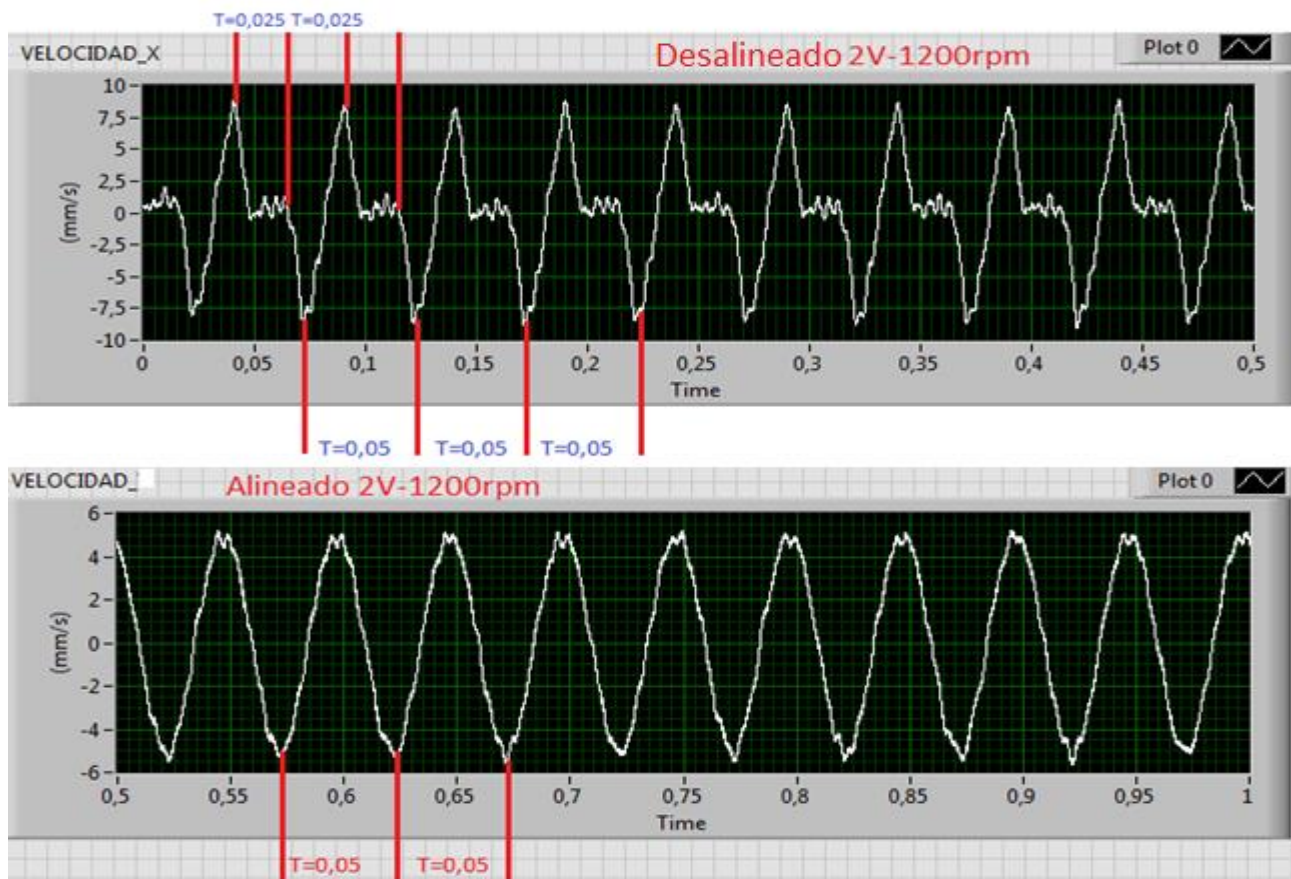


Figura 7.3. Comparación forma de onda en velocidad desalineado vs alineado

Se observa claramente que en la condición de alineado la forma de onda es más regular mostrando solo la componente $1x$ a 20hz ($t=0,05$) mientras que en la onda de desalineamiento se muestra claramente la componente $1x$ y $2x$, siendo ahora una forma de onda sinusoidal, característica de desbalance

7.3.3) Análisis de órbitas

La órbita de un equipo en excelentes condiciones debería ser una elipse, puesto que siempre existe un desbalance residual ; además las órbitas muy elípticas podrían ser síntomas de resonancia dado que al entrar en fase ; las dos señales tienden a graficar los puntos juntos.

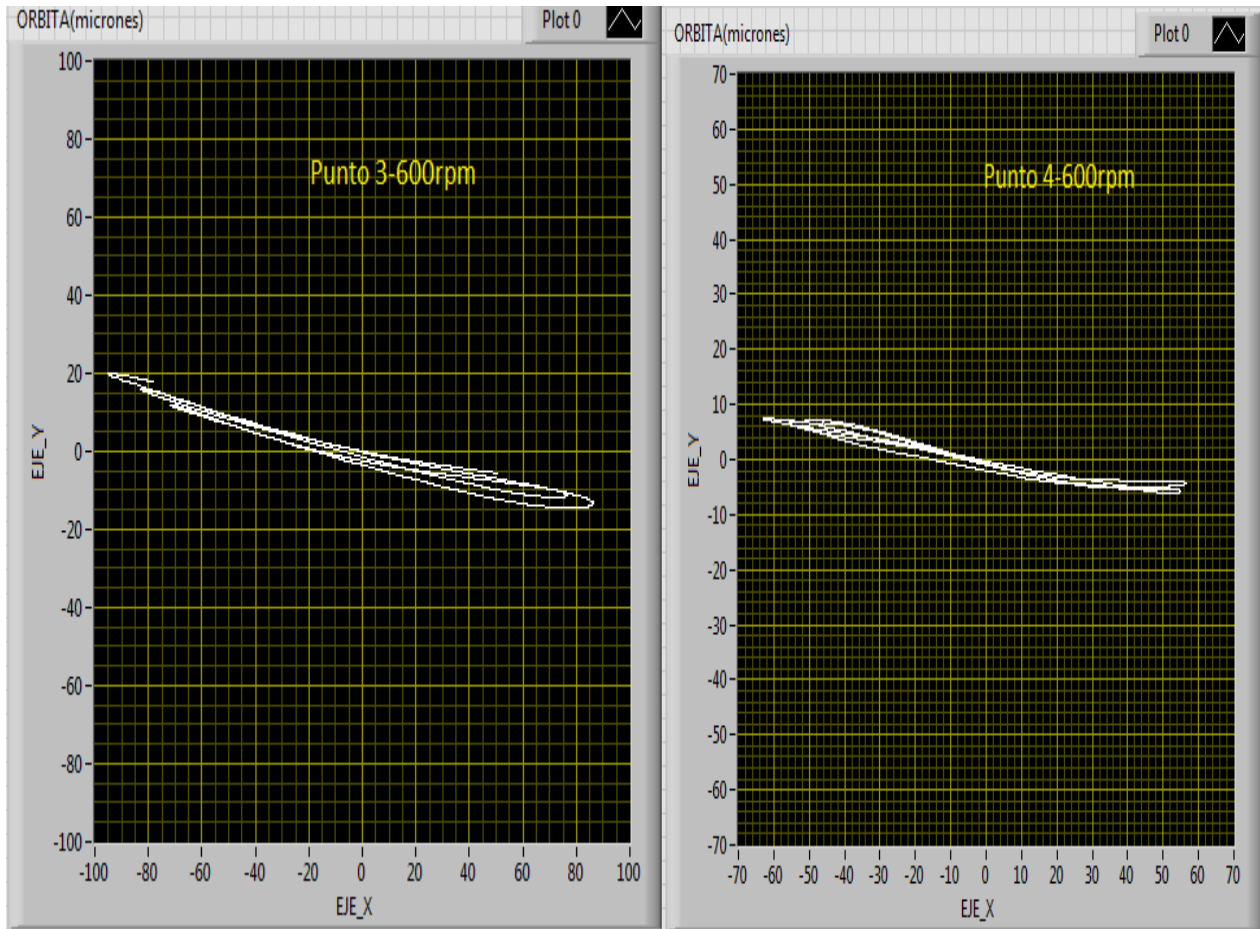


Figura 7.4. Órbitas a 600rpm en los puntos 3 y 4

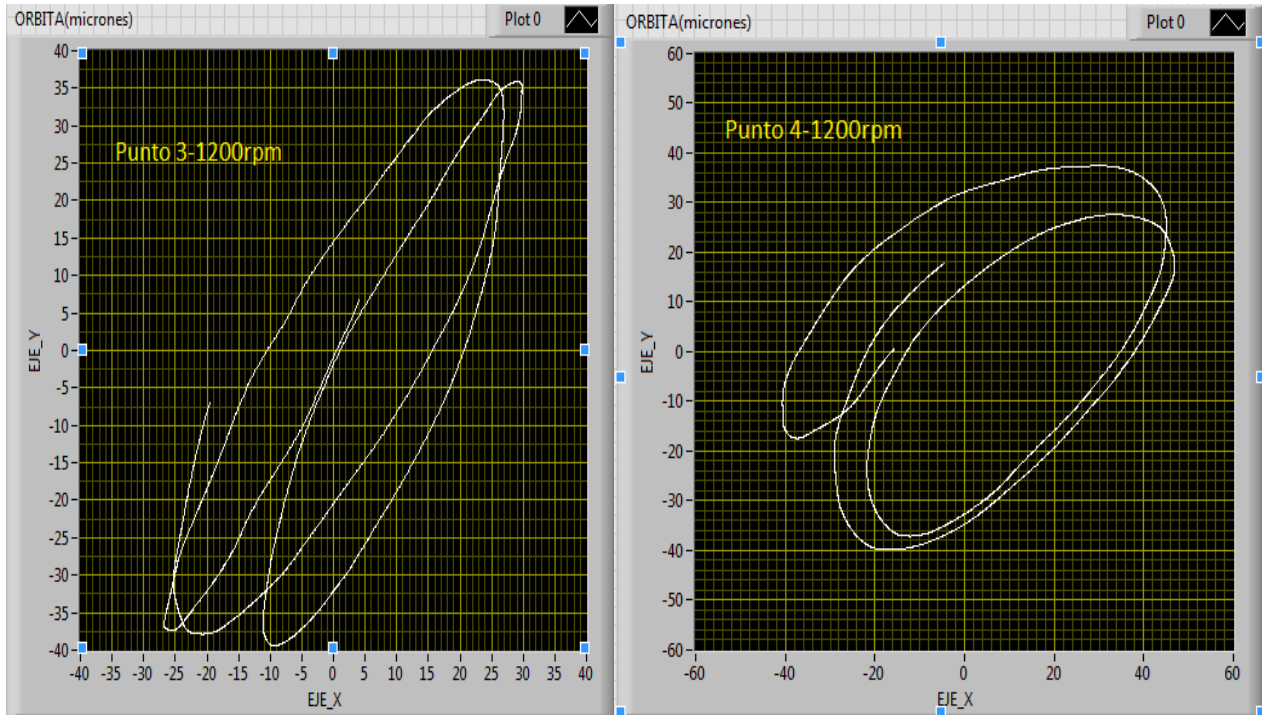


Figura 7.5. Órbitas a 1200rpm en los puntos 3 y 4

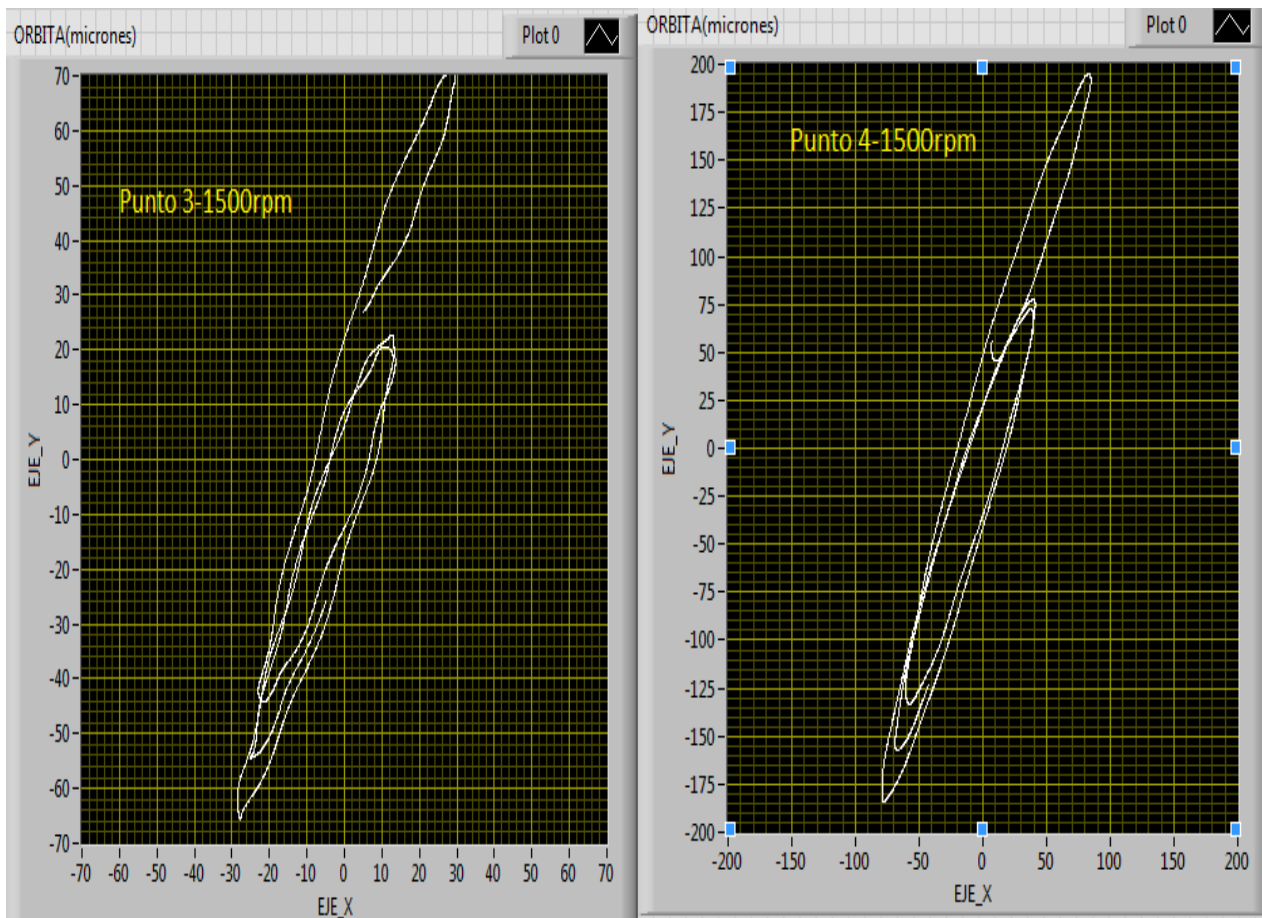


Figura 7.6. Órbitas a 1500rpm en los puntos 3 y 4

Como se puede observar la Fig.7.5 punto 4 muestra una órbita típica de desbalance que es una circunferencia achatada producto que la rigidez no es la misma en todas las direcciones, pero la órbita de las Fig.7.4 y Fig.7.6 son muy planas lo que genera la sospecha de estar en zonas resonantes a 600 y 1500 rpm.

7.3.4) Análisis fases relativas

Las sospechas de resonancia a 600rpm y 1500rpm hacen suponer que las señales deben estar en fase a esas rpm. ¿Qué quiere decir esto?, Quiere decir que los acelerómetros están desfasados físicamente a 90° por ende cuando una señal alcanza su máximo la otra debe alcanzar su mínimo puesto que son señales sinusoidales.

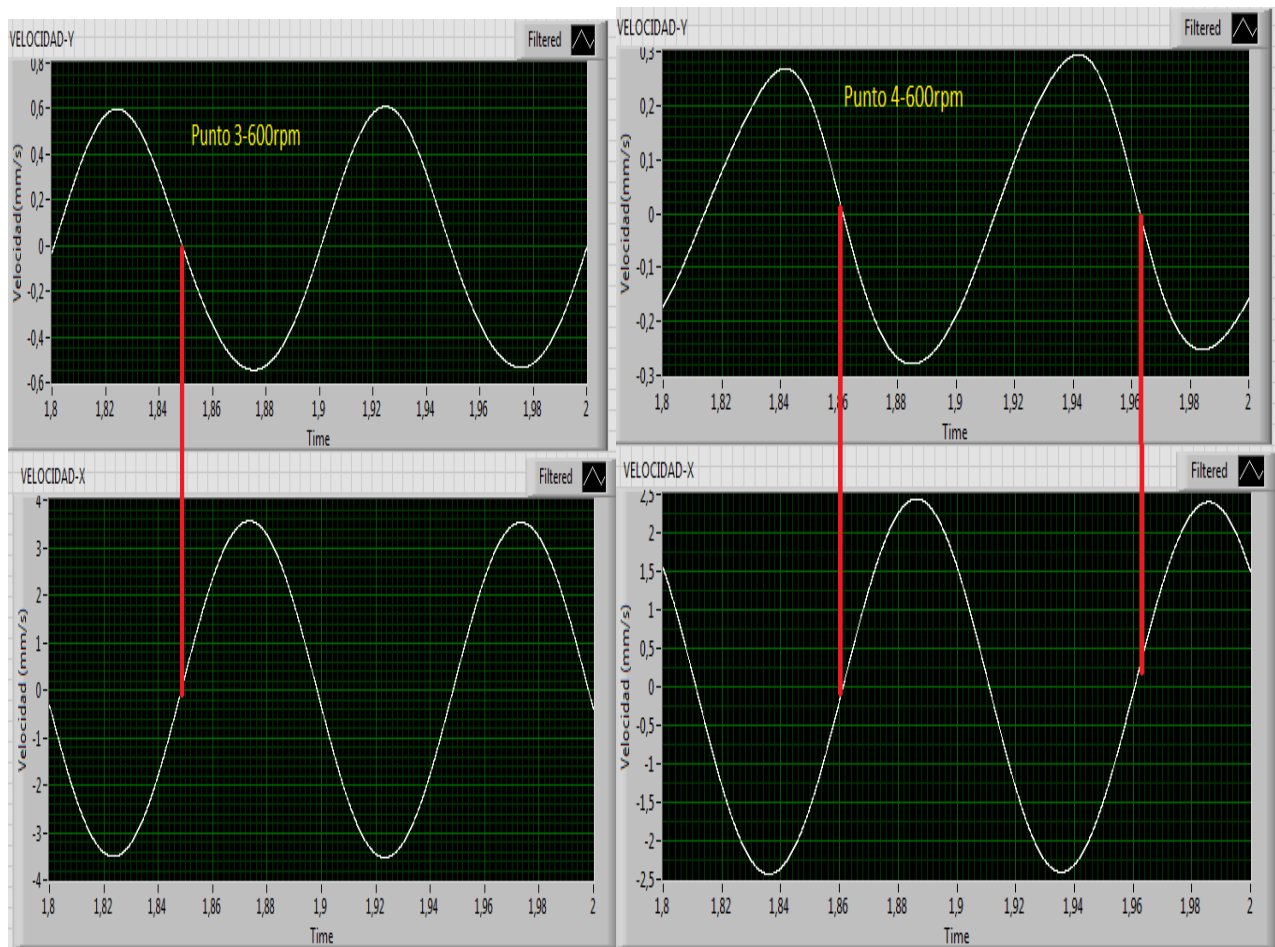


Figura 7.7. Fases relativas de los puntos 3 y 4 a 600rpm

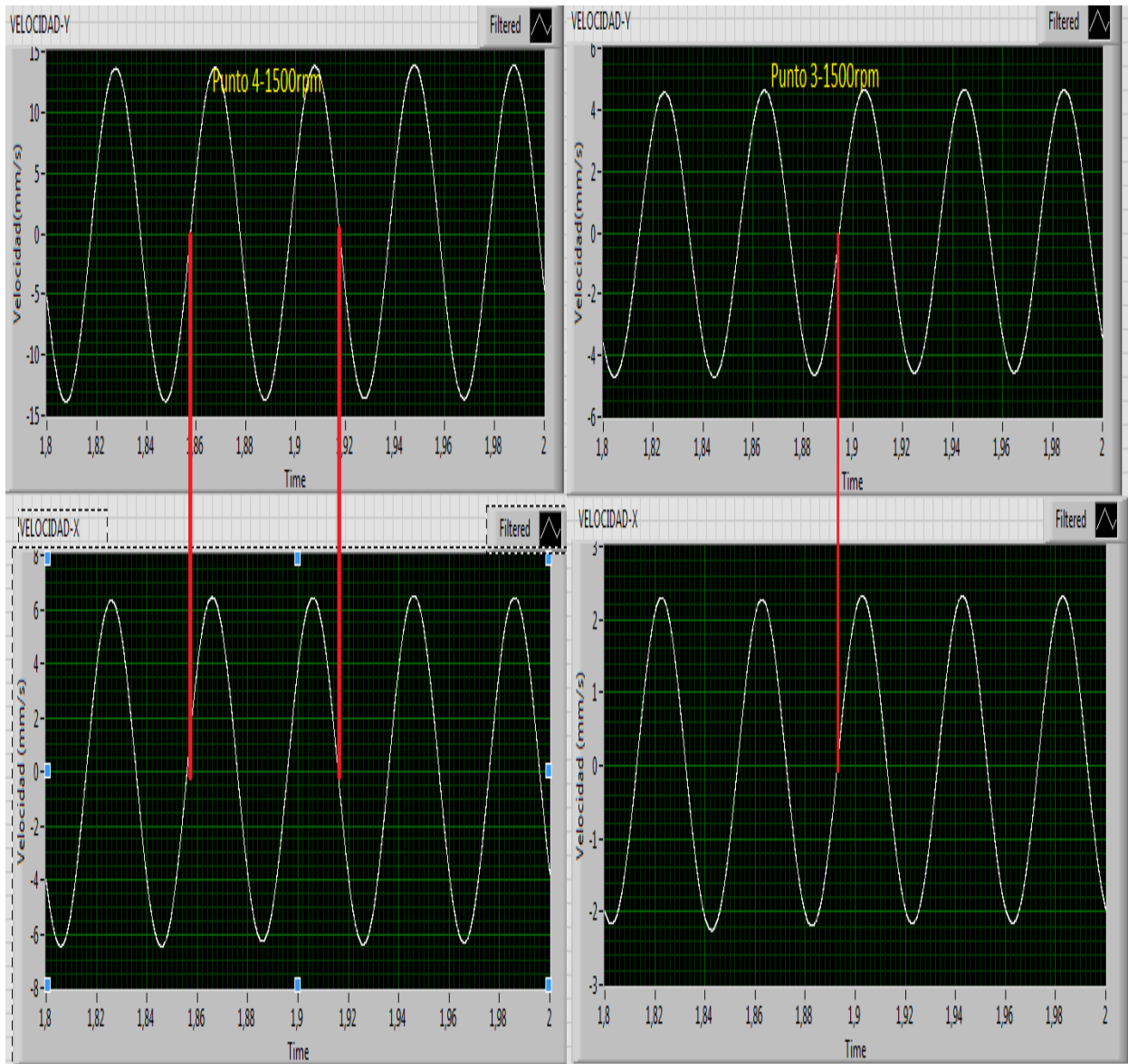


Figura 7.8. Fases relativas de los puntos 3y 4 a 1500rpms

Como se observa en las Fig.7.7 y Fig.7.8 es claro que la señales están en fase es decir 0° o 180° entre ellas, ambas toman su valor cero al mismo tiempo siendo que eso es imposible puesto que están desfasadas físicamente en 90° lo que confirma las zonas resonantes y hace conveniente realizar un ensayo de martillo para observar bien esas zonas.

7.4) Ensayo de martillo.

El ensayo de martillo permite conocer y confirmar en este caso las zonas resonantes del sistema.

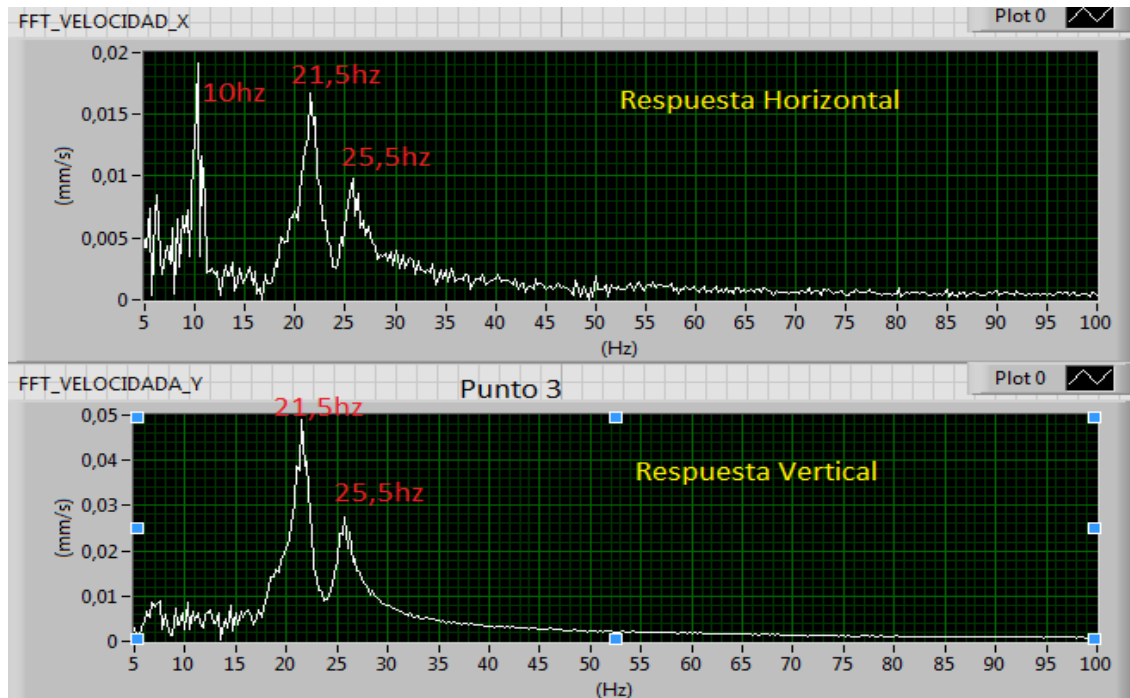


Figura 7.9 Frecuencias naturales del punto 3

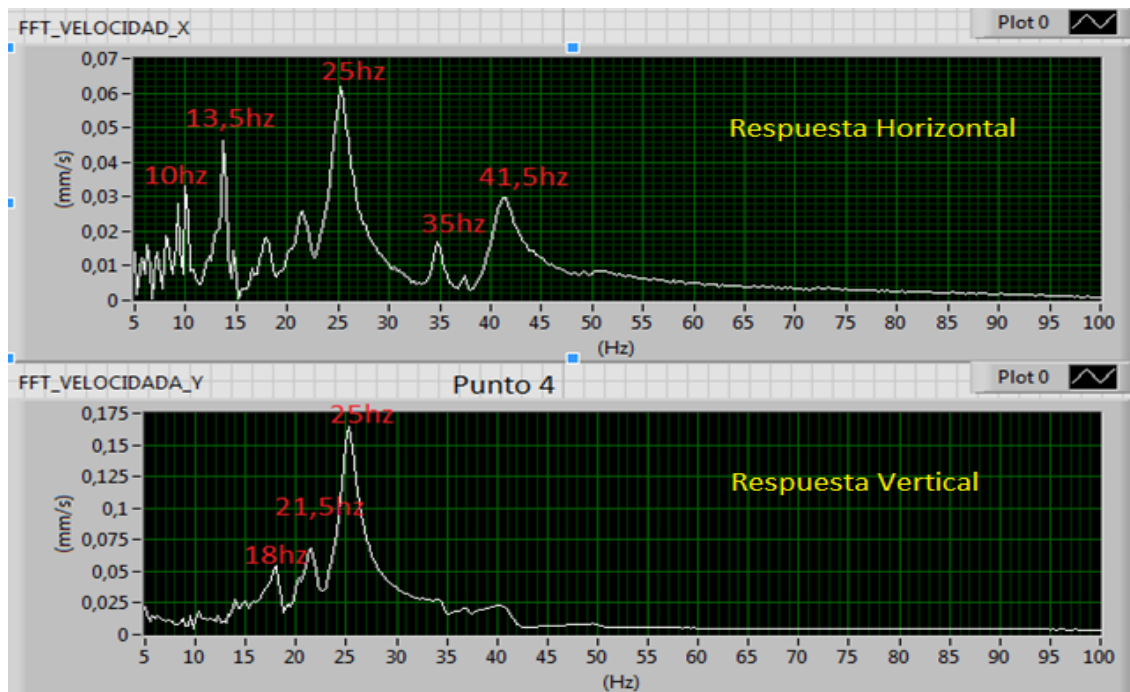


Figura 7.10 Frecuencias naturales del punto 4

La figuras 7.9 y 7.10 muestra múltiples zonas resonantes , siendo 10hz y 25hz claramente zonas resonantes comprobándose lo que reveló el análisis de fases relativas y 20hz está muy cerca de zonas resonantes, observando las respuestas se eligió una nueva frecuencia para medir esta es 15hz puesto que aparentemente es la mejor candidata.

7.5) Mediciones a 15Hz

7.5.1) Resultados

Tabla7.4) Valores globales RMS a 900rpm

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s 900rpm
1V	1,65
1H	5,06
1A	0,41
2V	0,35
2H	0,50
2A	0,53
3V	0,49
3H	1,31
3A	S/A
4V	1,65
4H	5,06
4A	0,50

7.5.2) Espectro y órbitas

En las Fig.7.11 y Fig.7.12 se muestran los espectros horizontales y verticales junto con sus respectivas órbitas de las mediciones a 900rpm, de los puntos 3 y 4.

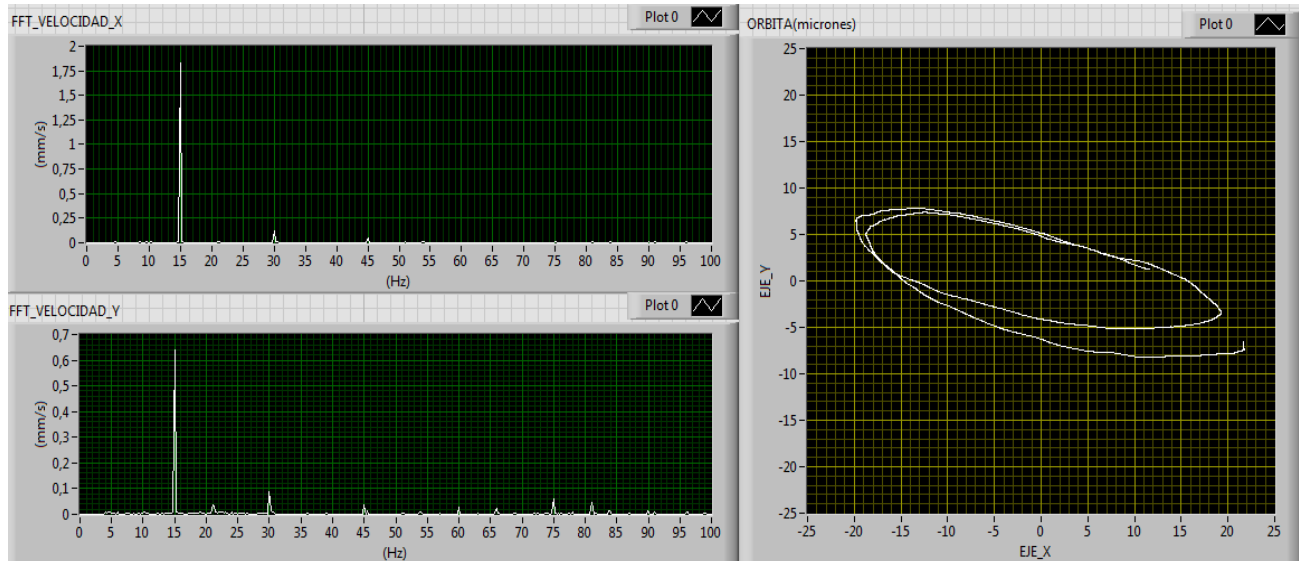


Figura 7.11 Espectro punto 3 y se respectiva órbita.

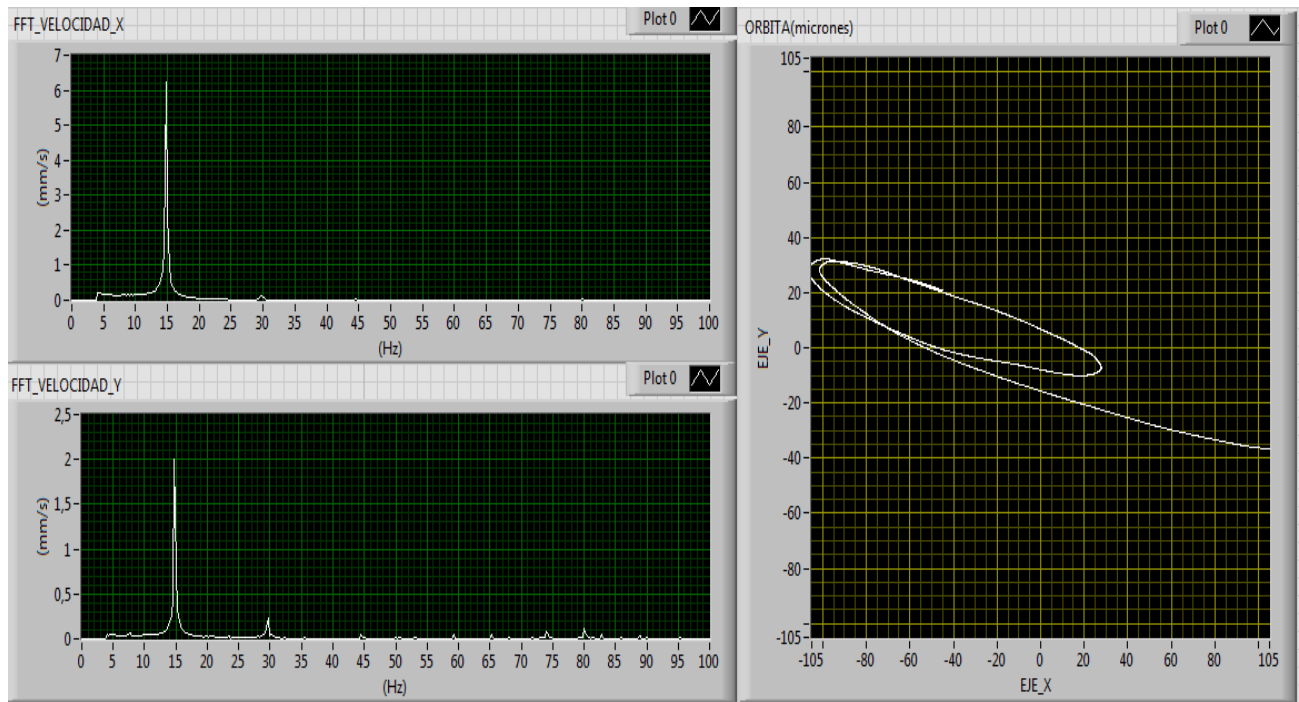


Figura 7.12. Espectro punto 4 y su respectiva órbita.

7.5.3) Fase relativa a 900rpm

La Fig.7.13 muestra la relación entre las fase horizontal y vertical del punto 3 a 900 rpm.

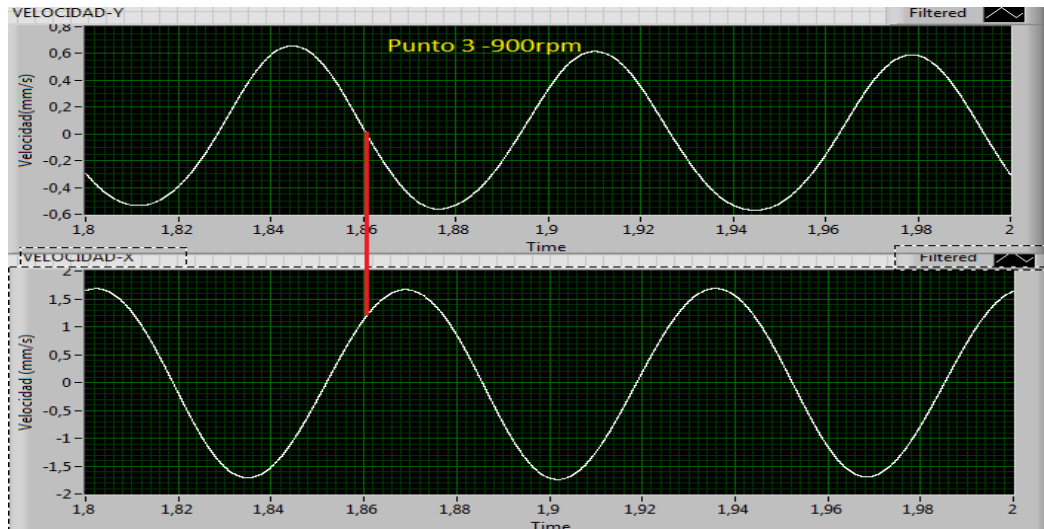


Figura 7.13. Fase relativa punto 3 a 900rpm

7.6) Diagnóstico

A pesar de existir múltiples zonas resonantes, la medición a 15hz confirma que el equipo presenta un desbalance puesto que a 15hz la fase relativa es cercana a 90° (Fig.7.13) lo que indica que esta fuera de resonancia, además el equipo todavía presenta altos niveles de vibración por sobre la norma. En consecuencia se procederá a balancear.

CAPÍTULO VIII: MÉTODO DE BALANCEO OCUPADO EN EL BANCO DE ENSAYOS

8.1) Selección del método de balanceo.

Producto de la no disponibilidad de fototacómetro se tuvo que seleccionar un método de balanceo sin medición de fase llamado método de SIEBERT.

8.2) Metodología de balanceo

I.- Determinar la velocidad de balanceamiento.

La velocidad de balanceamiento será 900rpm debido a que esa velocidad se encuentra fuera de las zonas de resonancia.

II.- Determinar el peso de prueba.

Los autores difieren en cómo determinarlo, puesto que el peso de prueba debe ser aquel que al colocarlo en el rotor se genere un cambio en la magnitud de la vibración inicial, por lo tanto se usó la siguiente fórmula, para calcularlo de manera referencial y luego ir ajustándolo hasta obtener el mejor resultado.

$$PP = \frac{W * D}{4 * R}$$

(Fuente: Manual de Balanceamiento De Rotores. MAGMA Ltda.)

Dónde:

$$\begin{aligned} PP &= \text{Peso de prueba} \\ W &= \text{Peso del rotor (grs)} \\ D &= \text{Desplazamiento a la componente 1X(15hz)} \\ R &= \text{Radio de balanceamiento} \end{aligned}$$

Para el cálculo del peso de prueba se debe obtener el valor del desplazamiento generado por la componente 1x(Fig.8.1).

$$W = 8000grs$$

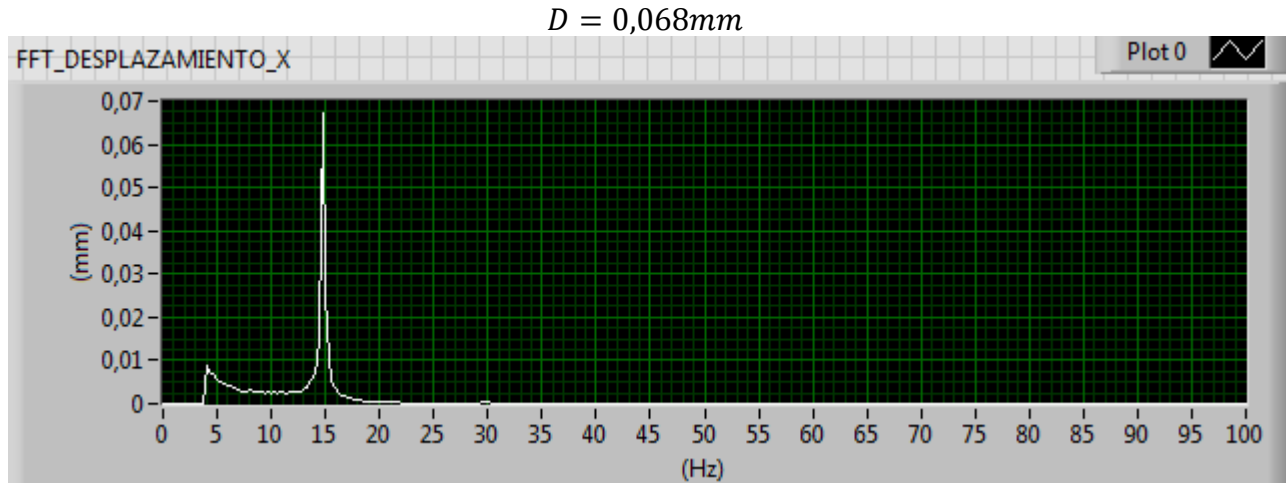


Figura 8.1. Valor del desplazamiento generado por la 1x (15hz)

$$R = 100mm$$

$$PP = \frac{8000 * 0,068}{4 * 100}$$

$$PP = 1,36grs$$

Finalmente el peso de prueba termino siendo 1,6grs ya que este funciono mejor en el programa de balanceamiento.

III.- Determinar el desbalanceamiento residual permisible.

Según la norma ISO 1940 para un rotor de calidad de balanceamiento $G 6.3$

el $e * w = 6,3mm/s$ entonces para nuestro caso:

$$w = 900rpm * 2\pi/60 = 94,24rad/s$$

$$e * 94,24rad/s = 6,3mm /s$$

$$e = 0,066mm$$

Calculo del desbalanceamiento permisible U .

$$U = e * M$$

$$M = masa del rotor$$

$$U = 0,066 * 8000 = 534,8gr * mm$$

IV.- Dividir en tres partes iguales el plano del rotor.

Esto nos da tres partes iguales a 120° cada una como muestran las Fig.8.2, Fig.8.3 y Fig.8.4.

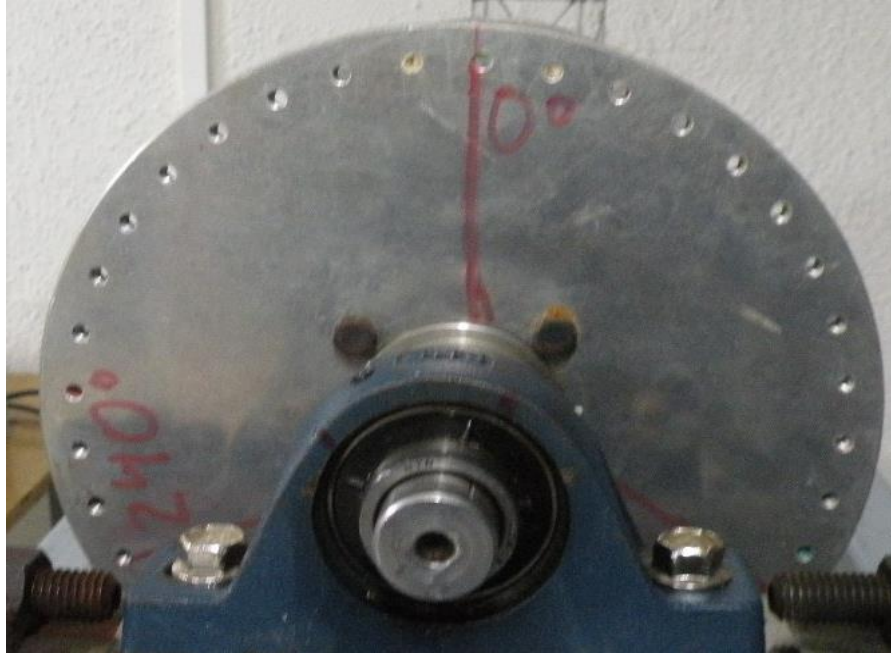


Figura 8.2. Rotor marcado a 0° grados

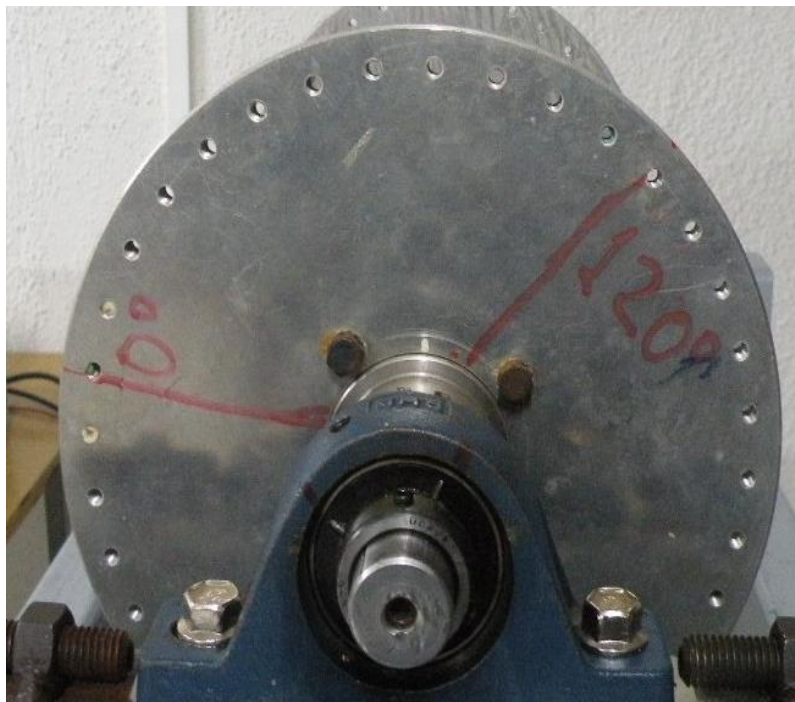


Figura 8.3. Rotor marcado a 120°



Figura 8.4. Rotor marcado a 240°

V.- Medición V0

Es el valor (Fig.8.5) producto del desbalanceamiento que tiene el rotor es decir el armónico fundamental 1x (15hz).

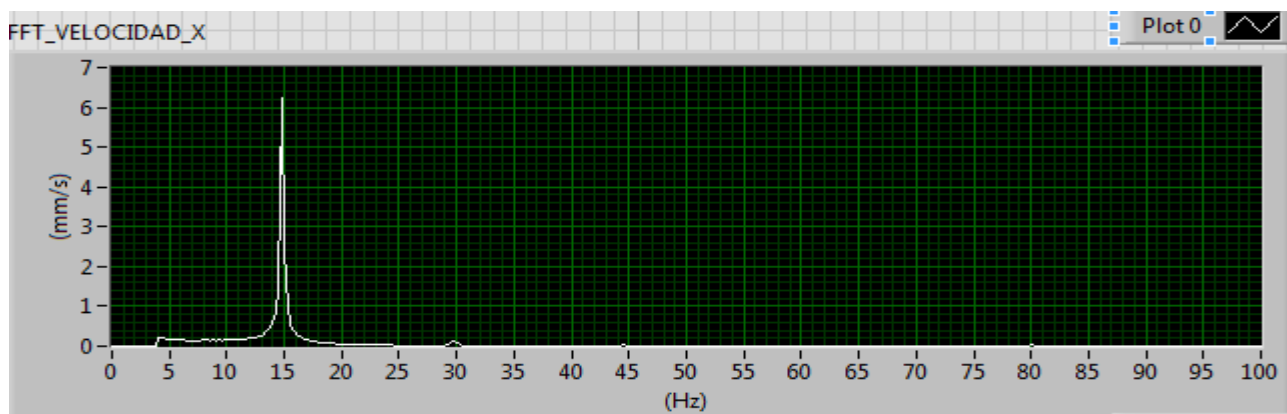


Figura 8.5. Valor V0 (mm/s) a 1x(15hz)

$$V0 = 6,2\text{mm/s}$$

VI.- Medición V1

Para obtener V1 se debe colocar el peso de prueba en la posición 0° como muestra la Fig.8.6 para luego realizar la medición.

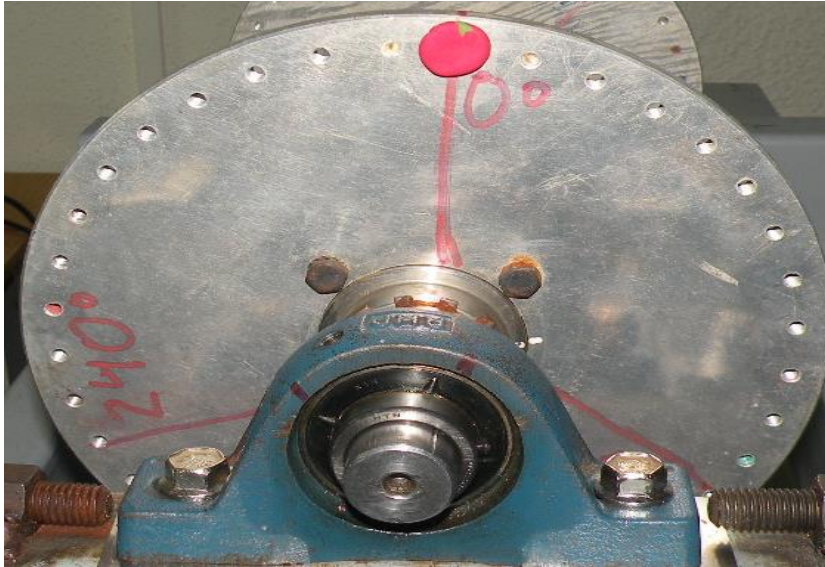


Figura 8.6. Peso de prueba en la posición 0°

- **V1:** Es el valor (Fig.8.7) producto del desbalanceamiento (1x) que genera el peso de prueba en la posición 0° .

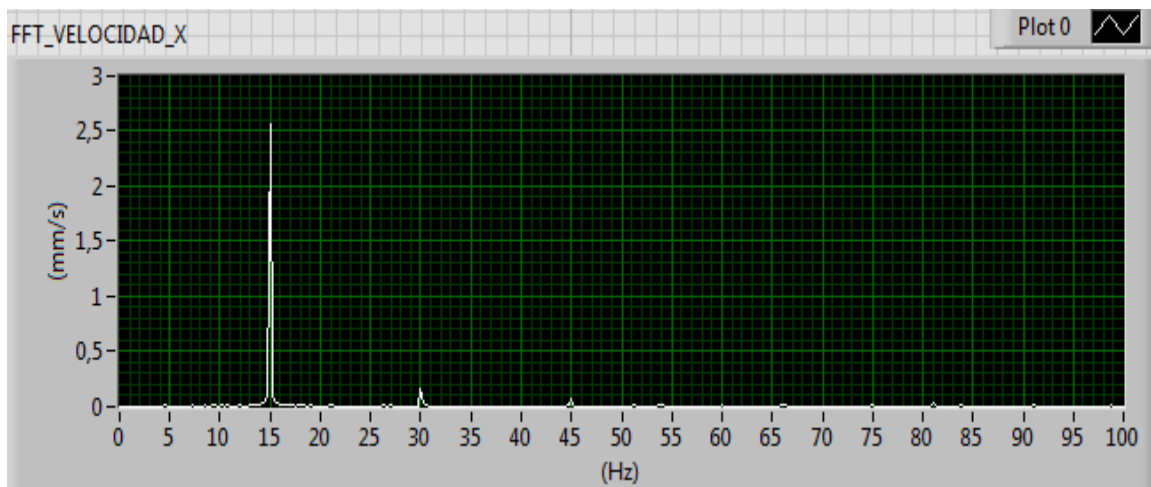


Figura 8.7. Valor V1 (mm/s) 1x (15hz)

$$V1 = 2,6\text{mm/s}$$

VII.-Medición V2

Para obtener V2 se debe colocar el peso de prueba en la posición 120° como muestra la Fig.8.8 para luego realizar la medición.



Figura 8.8. Peso de prueba en la posición 120°

- **V2:** Es el valor (Fig.8.9) producto del desbalanceamiento (1x) que genera el peso de prueba en la posición 120°.

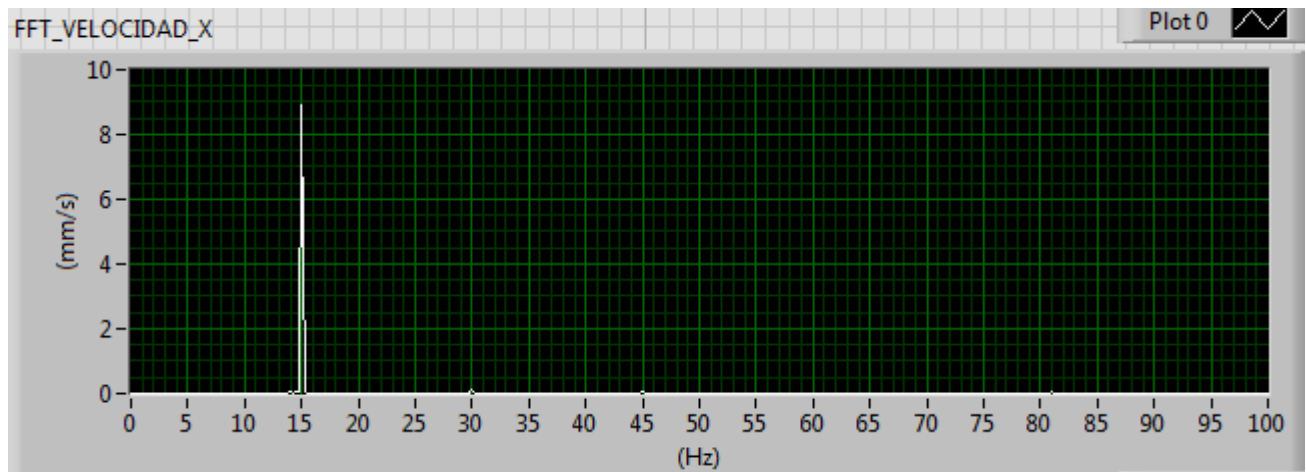


Figura 8.9. Valor V2 (mm/s) 1x (15hz)

$$V2 = 8,9\text{mm/s}$$

VIII.- Medición V3

Para obtener V3 se debe colocar el peso de prueba en la posición 240° como muestra la Fig.8.10 para luego realizar la medición.



Figura 8.10. Peso de prueba en la posición 240°

- **V3:** Es el valor (Fig.8.11) producto del desbalanceamiento (1x) que genera el peso de prueba en la posición 240°.

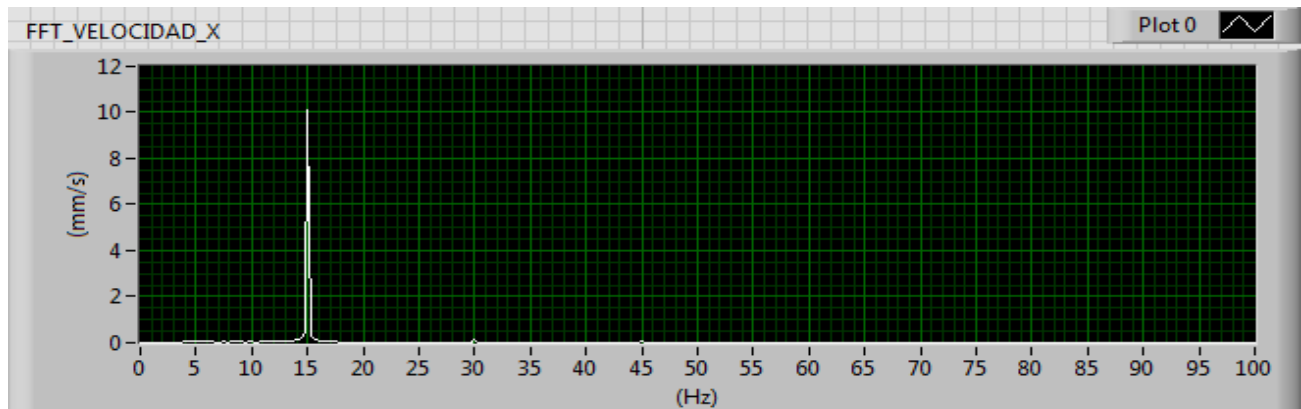


Figura 8.11. Valor V3 (mm/s) 1x (15hz)

$$V3 = 10\text{mm/s}$$

IX.- Programa de balanceo

- Ingresar los valores de: v1, v2, v3 y peso de prueba (PP) En el programa (Fig.8.12) **CONSTRUCCION DE SIEBERT.vi** y pinchar el ícono run.

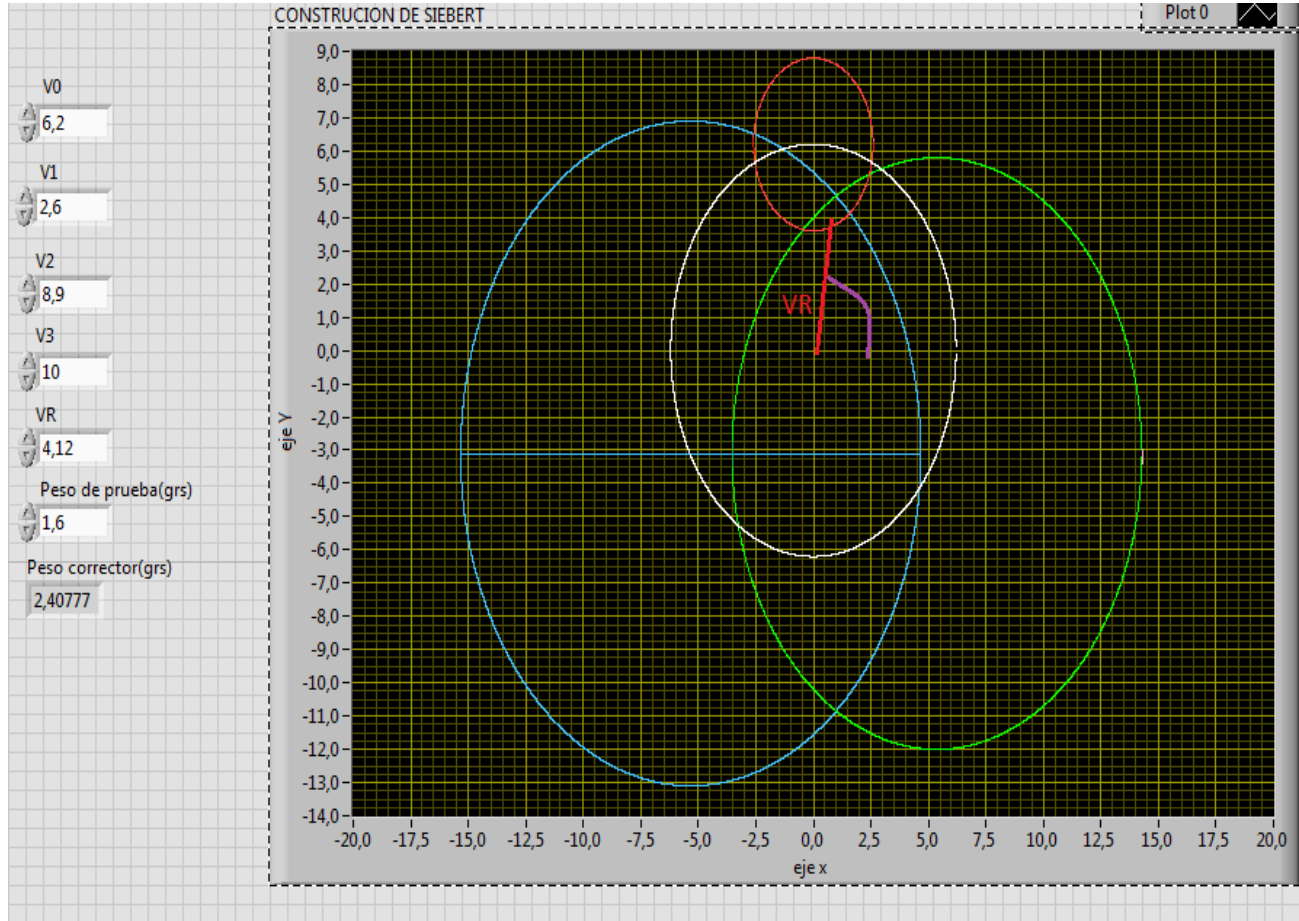


Figura 8.12. Programa construcción de Siebert

- Medir la distancia desde el centro (0,0) hasta el área que forma la intersección de las tres circunferencias (roja, verde y azul) este valor es el vector *VR*, luego ingresar ese valor al programa (Fig.8.12) para obtener el peso corrector.

$$Peso\ corrector1\ (PC1) = 2,4\ grs$$

- Posicionar el peso corrector en el ángulo que forma el VR con la posición de referencia (0°), aproximadamente 10° para la medición del rotor exterior(Fig.8.13).

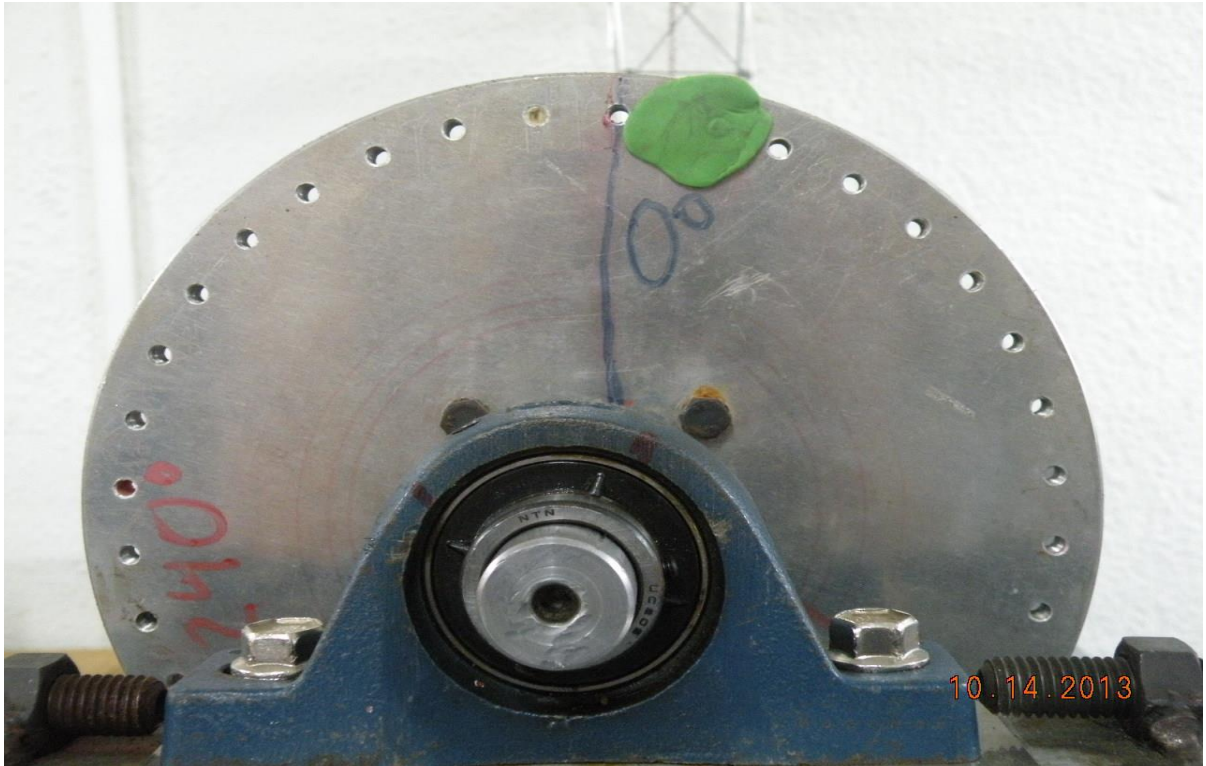


Figura 8.13. Ubicación del peso corrector (PC1)

Nota: Después de balanceado un rotor se procederá a balancear el otro teniendo cuidado en dejar el peso corrector en el rotor que se balanceado primero antes de comenzar a balancear el segundo.

- Resultado para el rotor interior después de ingresar los valores respectivos al programa de balanceamiento (Fig.8.14).

$$\text{Angulo} = 100^\circ$$

$$\text{Peso corrector2 (PC2)} = 1,45\text{grs}$$

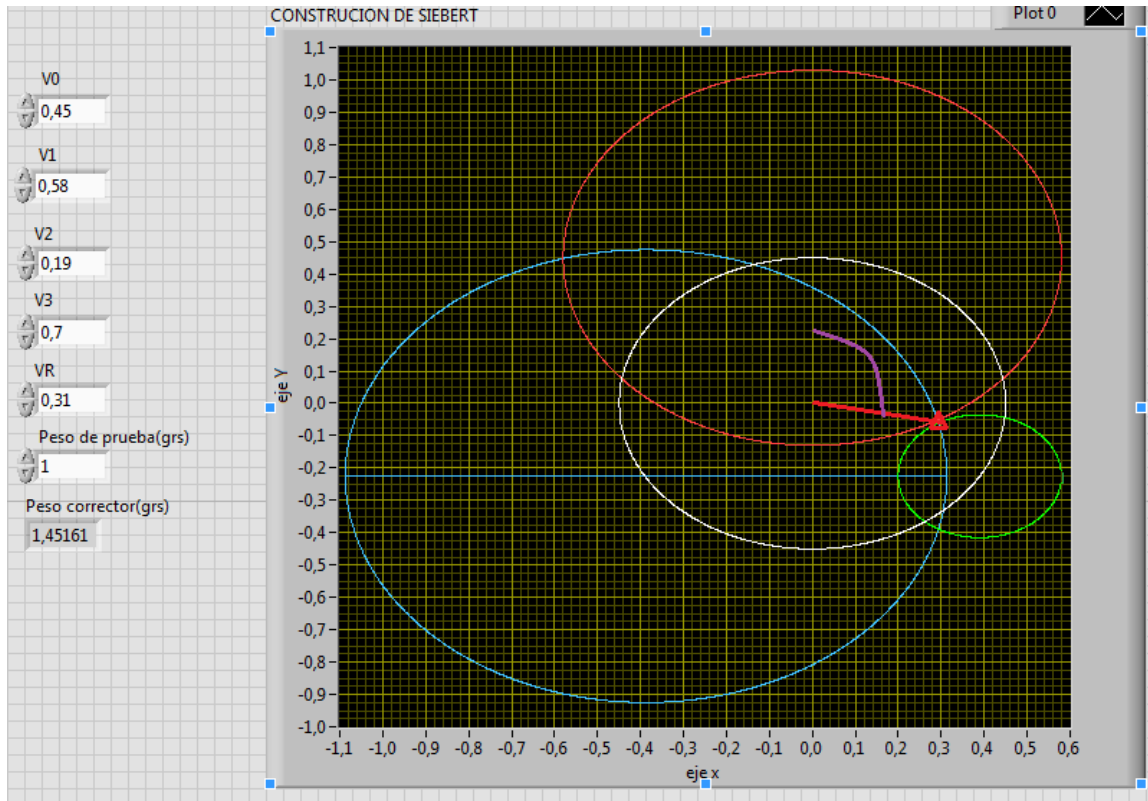


Figura 8.14. Programa construcción de Siebert para el rotor interior.

8.3.) Cálculo del desbalance residual

$$Desbalance\ residual = PC1 * R + PC2 * R$$

$$Desbalance\ residual = 2,4grs * 100mm + 1,45grs * 100mm = 385grs * mm$$

Por lo tanto $385grs * mm$ es menor que $534,8grs * mm$ valor máximo admisible por la norma ISO 1940 para rotores G 6,3.

CAPÍTULO IX: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL CONJUNTO ALINEADO Y BALANCEADO

9.1) Resultados

Tabla 9.1) Valores globales RMS alineado y balanceado.

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s 600 RPM	VALOR GLOBAL mm/s 900 RPM	VALOR GLOBAL mm/s 1200 RPM
1V	0,23	0,12	0,73
1H	0,56	0,24	0,20
1A	0,66	0,33	0,33
2V	0,30	0,33	0,73
2H	0,47	0,14	0,23
2A	0,18	0,31	0,32
3V	0,21	0,18	0,37
3H	0,39	0,20	0,31
3A	S/A	S/A	S/A
4V	0,19	0,31	0,33
4H	0,28	0,39	0,32
4A	0,45	0,52	0,56

9.1.1) Evaluación de la severidad vibratoria de acuerdo a la norma ISO2372

Máquina Clase I: Máquinas pequeñas con potencia menor a 15 KW.

Tabla 9.2) Evaluación de severidad vibratoria alineado y balanceado.

Medición	Máximo valor RMS	Valor admisible	Condición
600rpm	0,66 mm/s	1,80 mm/s	Buena
900rpm	0,52 mm/s	1,80 mm/s	Buena
1200rpm	0,73 mm/s	1,80 mm/s	Satisfactoria

9.2) Análisis de los resultados

El equipo después del balanceo y alineamiento está dentro de la norma ISO 2372 en condiciones bueno para 600rpm ,900rpm y satisfactorio para 1200rpm, condiciones más que favorables muchas veces inalcanzables en la industrias, las fallas que se verán en estas condiciones serán del tipo residuales ya sea producto del desbalance residual o desalineamiento residual unido a las fallas propias del equipo.

9.2.1) Análisis espectral

Después del balanceo se observa una disminución considerable de la componente 1x en todas las mediciones , el punto 3 vertical (Fig.9.1) es muy representativo muestra claramente la disminución de la 1x de aproximadamente 0,65mm/s a 0,02mm/s , mientras tanto la componente 2x se mantiene igual es decir 0,1 para ambos casos, en general lo que se observó en la mediciones finales es que lo fenómenos que no tienen que ver con el desbalance toman mayor importancia en el espectro producto del ajuste en la escala de medición , como por ejemplo desalineamiento residual.

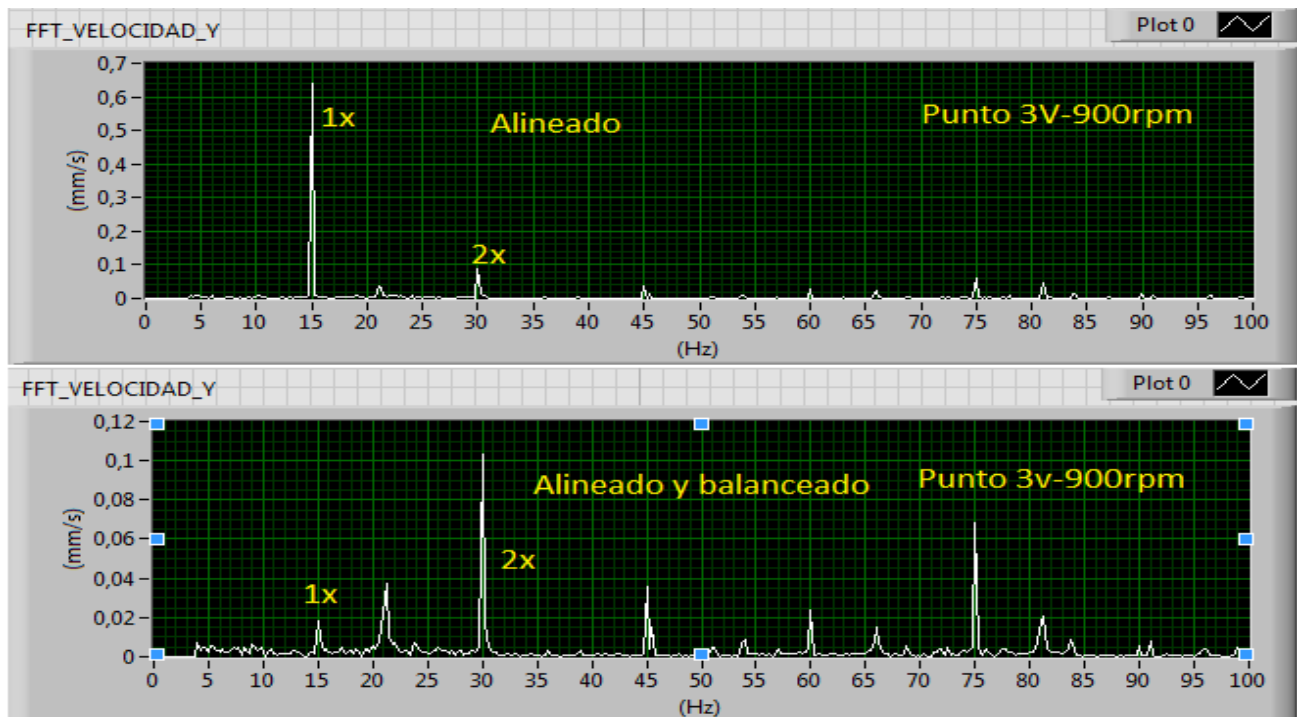


Figura 9.1. Comparación espectral punto 3 vertical a 900rpm alineado vs alineado y balanceado.

9.2.2) Forma de onda y órbita

Solo se mostraran a modo de ejemplificar la disminución de los valores de las vibraciones después de alinear y balancear. Lo anterior, debido a que ellas muestran (Fig. 9.2 y Fig. 9.3) fenómenos que no corresponden a este trabajo de título y además el equipo está dentro de la norma.

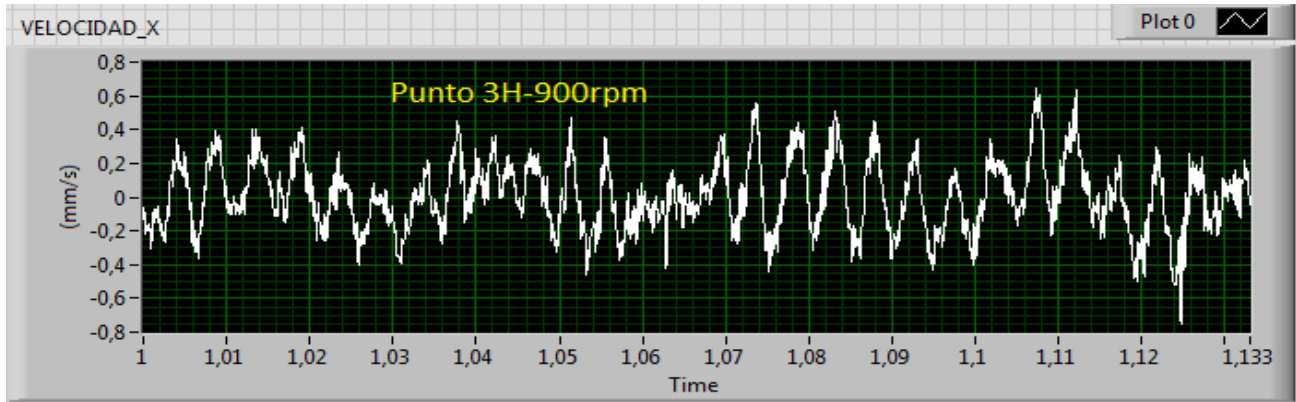


Figura 9.2. Forma de onda una vez alineado y balanceado Punto 3 horizontal a 900rpm.

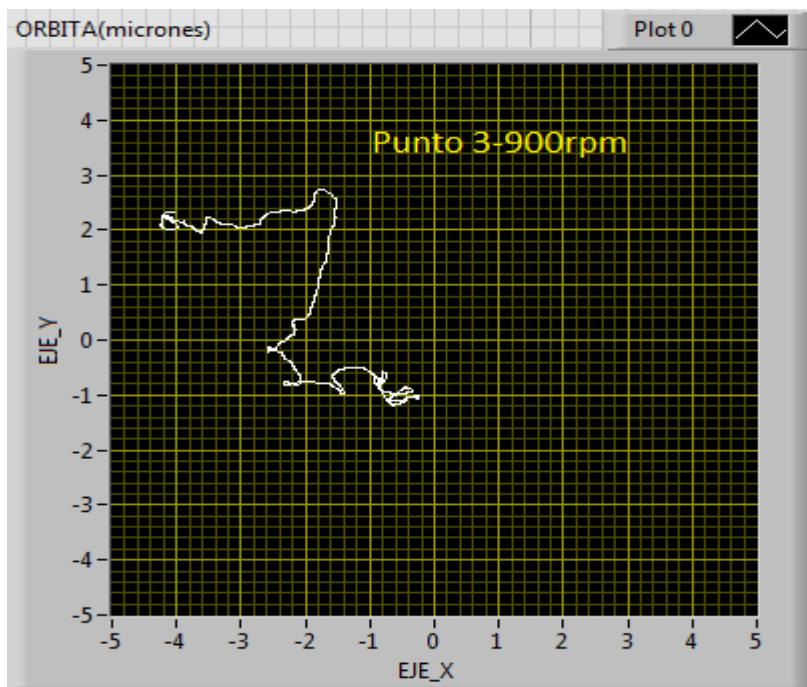


Figura 9.3. Órbita una vez alineado y balanceado Punto 3 a 900rpm.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En términos generales se puede decir que se cumplieron los objetivos de la memoria, se analizaron las fallas principales y se corrigieron de modo de tener un equipo en condiciones aceptables de funcionamiento.

Conclusiones del análisis del banco de ensayo de laboratorio de Mecánica Aplicada

- El desalineamiento, genera gran cantidad de armónicos de la componente fundamental (1x) concentrando la mayor cantidad de energía en los dos primeros armónicos, incluso en algunos casos, la componente 2x es mayor a la 1x, también se observa que al aumentar la velocidad de rotación aumenta la cantidad de armónicos.
- Las órbitas de desalineamiento obtenidas no son constantes, se alternan entre desalineamiento leve y severo, pero esto tiene su razón de ser en que el equipo presenta gran cantidad de zonas resonantes a bajas frecuencias, por ende la frecuencia fundamental (1x) o alguno de sus primeros armónicos excitan esas frecuencias generando esta variación.
- El desalineamiento, genera la misma cantidad de armónicos a ambos lados del acoplamiento flexible sin importar las fallas particulares de los elementos que estén unidos por este.
- La forma de onda del desalineamiento es compleja y periódica en el tiempo, una vez alineado el equipo, la forma de onda que se observa es sinusoidal, generada por el desbalance.
- Una vez alineado el equipo, las componentes 2x en adelante tienden a desaparecer del contenido espectral.
- Se comprueba que el desbalance genera una fuerte componente en el espectro a la velocidad de giro (1x), no siendo de la misma magnitud en todas las direcciones.
- El análisis de órbitas, permite discriminar rápidamente si se está en una zona resonante cuando se está balanceando, puesto que es muy común confundir resonancia a la velocidad de giro (1x) con desbalance. Para el resto de las fallas el análisis de órbita no es tan concluyente, puesto que por lo general los equipos tienen una mezcla de fallas por lo que las órbitas son difíciles de interpretar.

- El análisis de fases relativas, permite mostrar de manera muy gráfica el concepto de estar “en fase”.
- Una vez balanceado el equipo disminuyó drásticamente sus valores globales de vibración, incluso a las velocidades donde hay resonancia, lo que no hace más que confirmar que la resonancia no es la causante de la vibración solo la amplifica.
- Si bien es cierto que el equipo presenta resonancias a bajas velocidades y un analista de vibraciones las podría considerar un grave problema, desde el punto de vista académico es muy interesante porque permite mostrar conceptos que a veces no quedan claros, como por ejemplo el concepto de estar en fase o contra fase, que permite ver el análisis de fases relativas.
- Una vez balanceado la componente (1x) casi desaparece del espectro, en cambio los armónicos productos del desalineamiento residual permanecen casi inalterados siendo los predominantes en el espectro junto con las fallas propias del equipo.

Recomendaciones.

- Cambiar el acoplamiento debido a que: a pesar de que se lograron valores de alineamiento aceptables, este no se encontraba en las mejores condiciones y siguió generando componentes de desalineamiento que se ven de manera clara en los espectros una vez balanceado el equipo.
- Hacer un análisis de elementos finitos, para determinar los distintos modos de vibrar del equipo.
- Cambiar la estructura de soporte para el banco, pues se observaron soldaduras mecánicas atribuibles a la existencia de una pata floja.

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA



ANEXO I

COMPONENTES DEL BANCO DE ENSAYO DE VIBRACIONES

COMPONENTES DEL BANCO DE ENSAYO DE VIBRACIONES

Generalidades

Este estudio se realizó en el banco de ensayo diseñado y construido por ex – alumnos de la carrera de Ingeniería de Ejecución en Mecánica (1997) y está compuesto principalmente por:

- a) Motor eléctrico (Tabla 1).
- b) Rotor (Fig.1).
- c) Acoplamiento flexible (Fig.2).
- d) Rodamientos autoalineables para soporte del rotor (Fig.3).
- e) Bastidor de soportación del conjunto y aisladores de vibración (Fig.4).
- f) Variador de frecuencia (Fig.5).

A continuación se describen las características de cada uno de los componentes principales del primer simulador:

1) Características del motor eléctrico

Fabricante	WEG (Brasil)
Potencia	1,1 KW
Rpm (nominal)	2860
Torque Nominal	0,37 Kgf x m
Corriente nominal	4,66 a 220 V
Frecuencia nominal	50 Hz
Voltaje	220 V / 380 V
Fases	Trifásico
Peso	3,3 Kg

Tabla 1) Características eléctricas y datos de rodamientos del motor

Carcasa		63	71	80	90	100	112	132	160	180									
Características mecánicas																			
Forma constructiva		50 Hz		B3R(E)															
		60 Hz		B3L(D)															
Carcasa	Material	Hierro gris FC-200																	
Grado de protección		IP55																	
Puesta a tierra		Puesta a tierra simples (un en el interior de la caja de conexiones y un en la carcasa)																	
Método de refrigeración		Totalmente cerrado con ventilación exterior - IC411																	
Ventilador	Material	2P		Polipropileno															
		4-8P		Polipropileno															
Tapa deflectora	Material	Chapa de acero							Hierro gris FC-200										
Tapas	Material	Hierro gris FC-200																	
Dreno		Plástico automático							Con bujón de dreno de goma cerrado										
Rodamientos	Blind./Holgura D.E.		ZZ							C3									
	Blind./Holgura N.D.E.		ZZ							Z-C3									
	Trabado		Sin trabado y con arandela ondulada en el cojinete trasero							Trabado en la delantera con anillo de fijación interno y con arandela ondulada en el cojinete trasero									
Lado delantero	Material	2P		6204	6205	6206	6207	6308	6309	6311									
		4-8P		6201	6202														
Lado trasero	Material	2P		6203	6204	6205	6206	6207	6209	6211									
Potencia	Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I/In	Par con rotor trabado T/Tn	Par máximo Tb/Tn	Momento de inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)	Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	380V						Corriente nominal In (A)			
										% de la potencia nominal			Factor de potencia						
KW	HP						Caliente	Frio				50	75	100	50	75	100		
II Polos - 3000 rpm - 50 Hz																			
0,12	0,16	63	0,420	3,8	2,3	2,3	0,00011	27	59	4,3	52	2690	48,0	55,0	58,8	0,59	0,74	0,84	0,369
0,18	0,25	63	0,630	4,2	2,4	2,3	0,00013	30	66	4,7	52	2700	52,5	57,5	59,5	0,60	0,75	0,85	0,541
0,25	0,33	63	0,880	4,3	2,5	2,3	0,00016	25	55	5,1	52	2685	54,0	59,0	60,0	0,56	0,71	0,81	0,782
0,37	0,5	71	1,29	4,6	2,3	2,4	0,00027	16	35	5,5	56	2700	64,6	67,5	66,6	0,67	0,81	0,88	0,959
0,55	0,75	71	1,94	4,5	2,2	2,2	0,00033	13	29	6,5	56	2665	66,4	67,0	66,5	0,74	0,86	0,91	1,38
0,75	1	80	2,60	5,1	2,5	2,6	0,00055	14	31	9,5	59	2730	70,8	72,7	71,6	0,69	0,82	0,88	1,81
1,1	1,5	80	3,79	5,9	2,9	2,9	0,00076	14	31	13,5	59	2750	75,3	76,3	75,6	0,71	0,83	0,89	2,48

2) Características de rotor

Material rotor	Acero Inoxidable Martensítico Bonificado AISI 341.
Dimensiones principales rotor	Largo 550 mm, diámetro alfiler de rodamientos 25 mm, diámetro máximo 36 mm, distancia entre centro de apoyos de rodamientos 454 mm.
Material discos de inercia	Aluminio ASTM B209 AA 1100
Dimensiones principales discos de inercia	Diámetro exterior 220 mm, diámetro interior 56mm, espesor 12 mm.
Peso del conjunto	8 Kg
Primera velocidad crítica	4422,35 rpm.

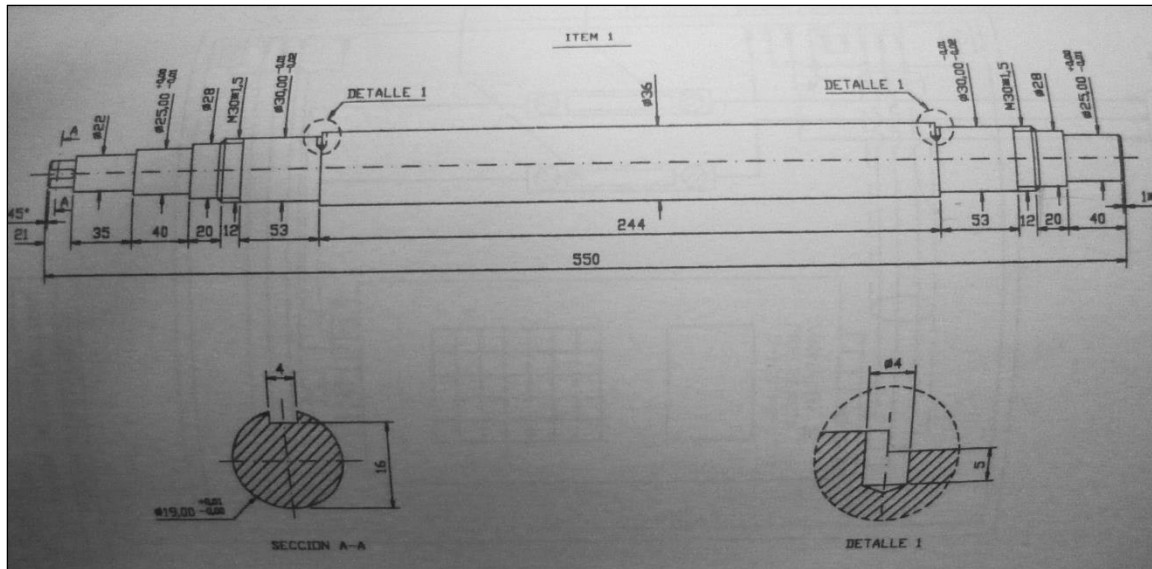
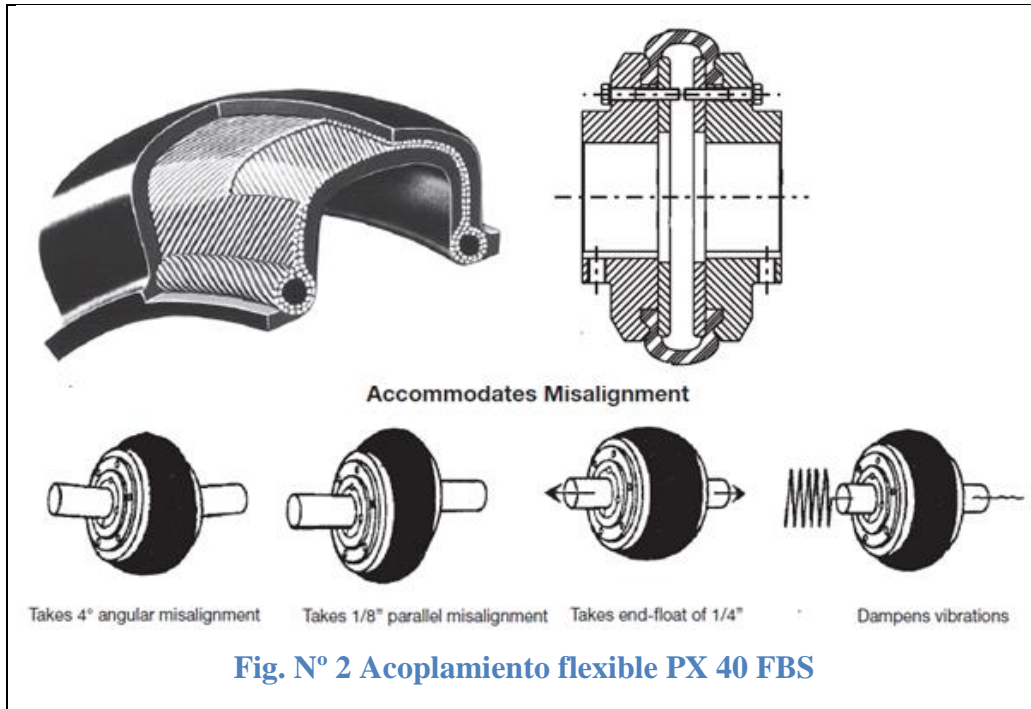


Fig. N° 1 Dimensionamiento del eje del rotor

3) Características del acoplamiento flexible

Fabricante	Dodge Reliance Electric
Modelo	PX 40 FBS
Material	Elastómero reforzado con cuerdas de tela
Dimensiones principales	Diámetro exterior 4,25", ancho entre machones 3,5".
Capacidad de desalineamiento angular	4°
Capacidad de desalineamiento paralelo	3,175 mm
Capacidad de Variación axial	6,35 m



4) Características de rodamientos soporte de rotor

Fabricante	NTN
Código	UC205
Tipo	Rodamiento autoalineable esférico de bolas
Dimensiones	Diámetro interior 25 mm, diámetro exterior 52 mm, espesor 34,1 mm.
Frecuencias de fallo	BPMI = 5,418X BPFO = 3,581X BSF = 2,36X FTF = 0,397X
Peso	0,21 Kg
Temperatura mínima de operación	- 20°
Temperatura máxima de operación	110°

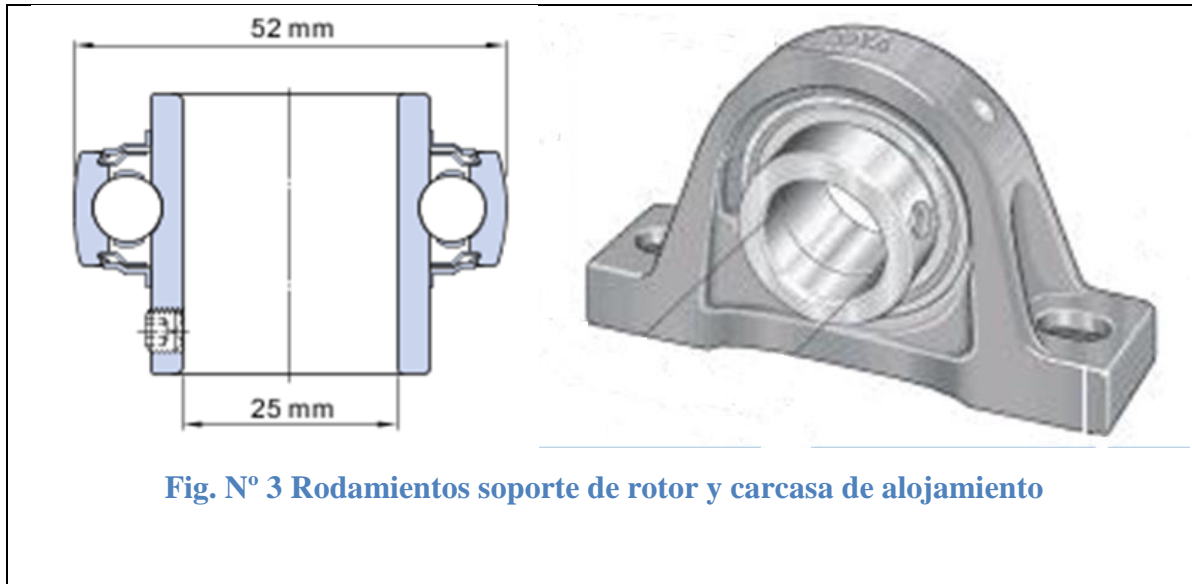


Fig. N° 3 Rodamientos soporte de rotor y carcasa de alojamiento

5) Características del bastidor soporte del conjunto y aisladores de vibración

Estructura	Perfil rectangular 100 x 50 x 3 mm, acero SAE 1010
Soporte motor eléctrico	Perfil costanera 150 x 50 x 15 x 3 mm, acero SAE 1010
Marco base	Perfil rectangular 80 x 40 x 3 mm, acero SAE 1010
Sistema de unión de perfiles	Soldadura arco eléctrico con electrodo AWS 7018 RH
Tipo de aislador	Montaje elastomérico
Dimensiones principales	Altura 36 mm, diámetro 50 mm, rosca central M8
Rigidez	518,24 N/m
Frecuencia natural	16,91 Hz

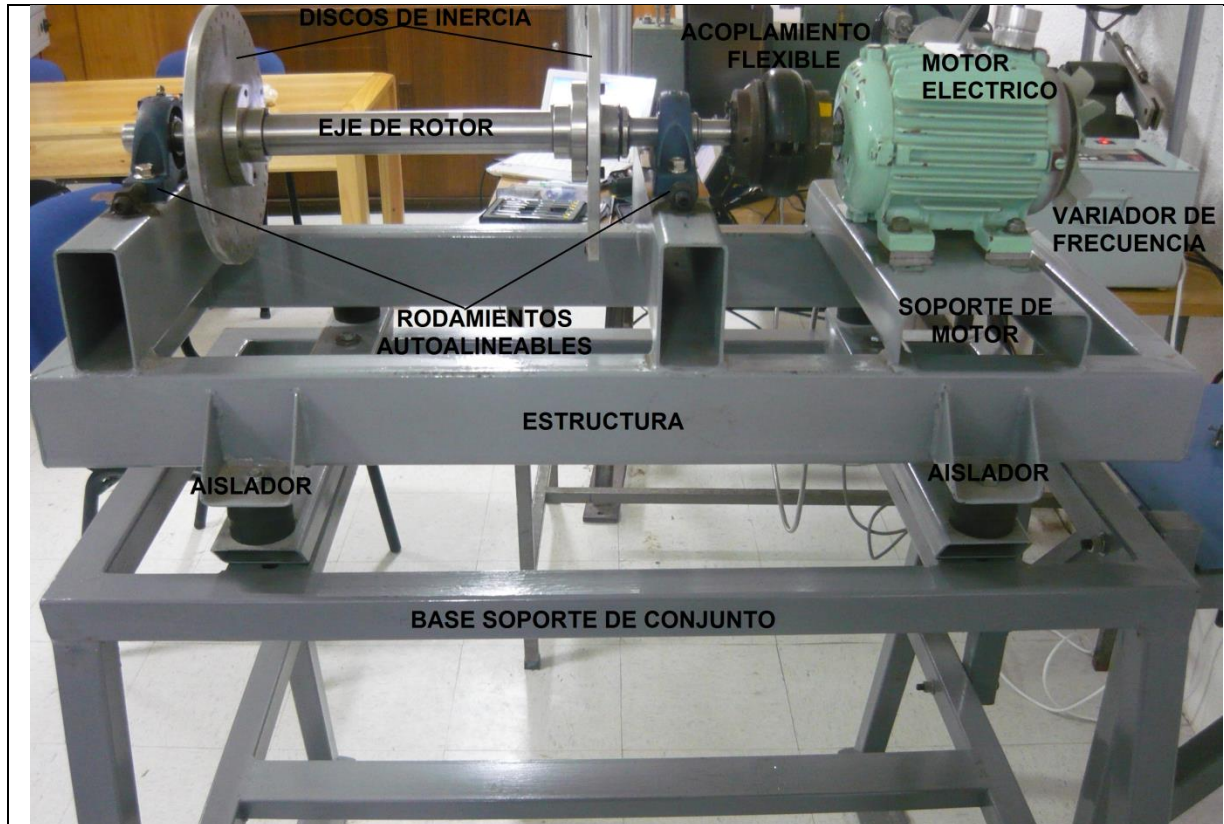


Fig. N° 4 Banco de ensayo de vibraciones mecánicas

6) Características del variador de frecuencia

Fabricante	Danfoss
Modelo	VLT 2030
Corriente de entrada	230 V
Potencia	0,37 – 1,5 KW
Alimentación	Monofásica / trifásica
Entrada / salida programable	Si
Frecuencia de salida	Hasta 500 Hz



Fig. N° 5 Variador de frecuencia Danfoss

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA



ANEXO II

PROGRAMACION

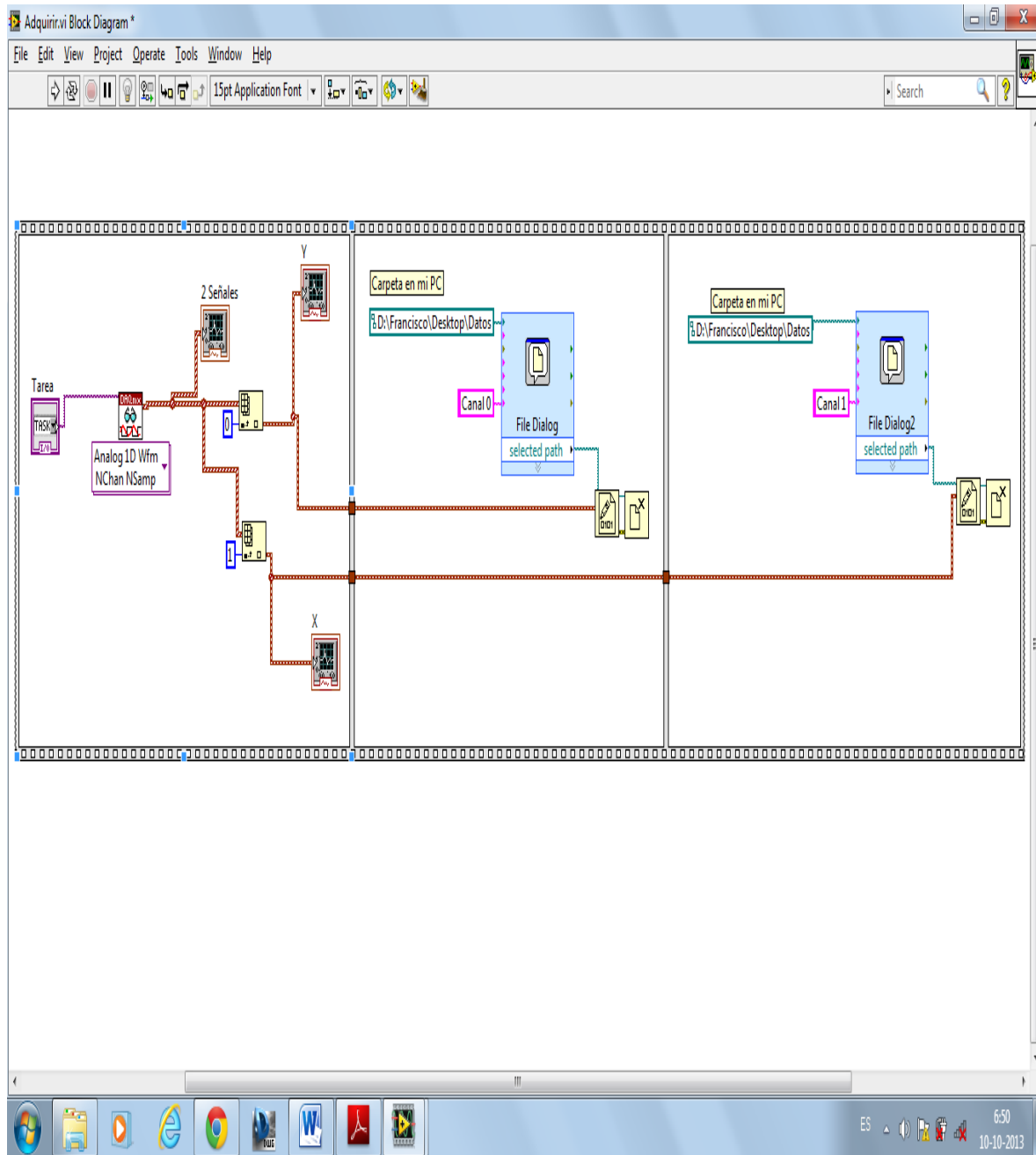
LabVIEW es un entorno de programación destinado al desarrollo de aplicaciones, similar a los sistemas de desarrollo comerciales que utilizan el lenguaje C o BASIC. Sin embargo, LabVIEW se diferencia de dichos programas en un importante aspecto: los citados lenguajes de programación se basan en líneas de texto para crear el código fuente del programa, mientras que LABVIEW emplea la programación gráfica o lenguaje G para crear programas basados en diagramas de bloques.

Los programas desarrollados mediante LabVIEW se denominan Instrumentos Virtuales (VIs), porque su apariencia y funcionamiento imitan los de un instrumento real. Sin embargo son análogos a las funciones creadas con los lenguajes de programación convencionales. Los VIs tienen una parte interactiva con el usuario y otra parte de código fuente, y aceptan parámetros procedentes de otros VIs. Todos los VIs tienen un panel frontal y un diagrama de bloques. Las paletas contienen las opciones que se emplean para crear y modificar los VIs. A continuación se procederá a realizar una somera descripción de estos conceptos.

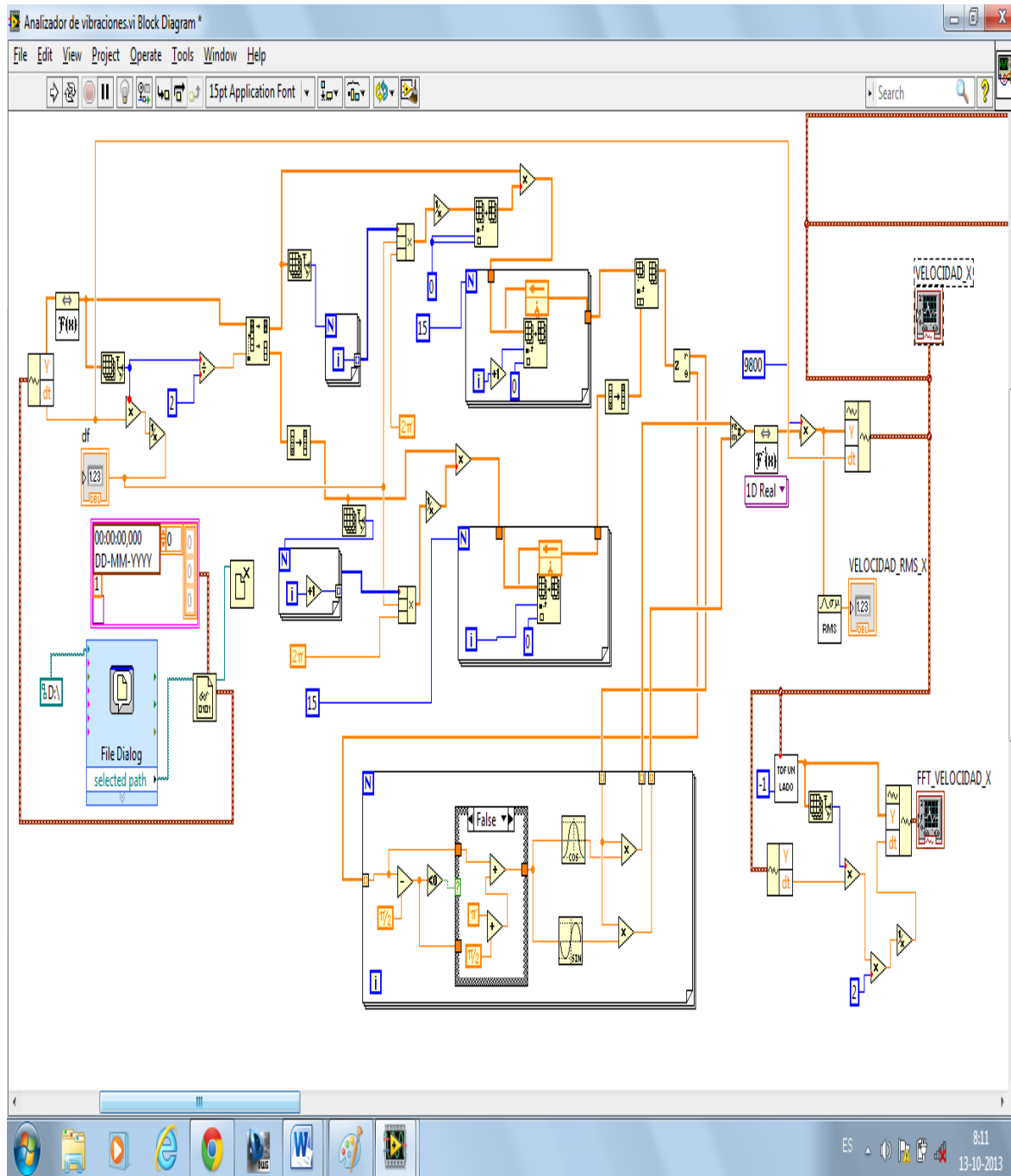
- **Panel Frontal:** Se trata de la interfaz gráfica del VI con el usuario. Esta interfaz recoge las entradas procedentes del usuario y representa las salidas proporcionadas por el programa.
- **Diagrama de bloques:** El diagrama de bloques constituye el código fuente del VI, es decir donde se realiza la programación. En el diagrama de bloques es donde se realiza la implementación del programa del VI para controlar o realizar cualquier procesado de las entradas y salidas que se crearon en el panel frontal.

A continuación se mostrarán los diagramas de bloque de los programas desarrollados en este trabajo de título.

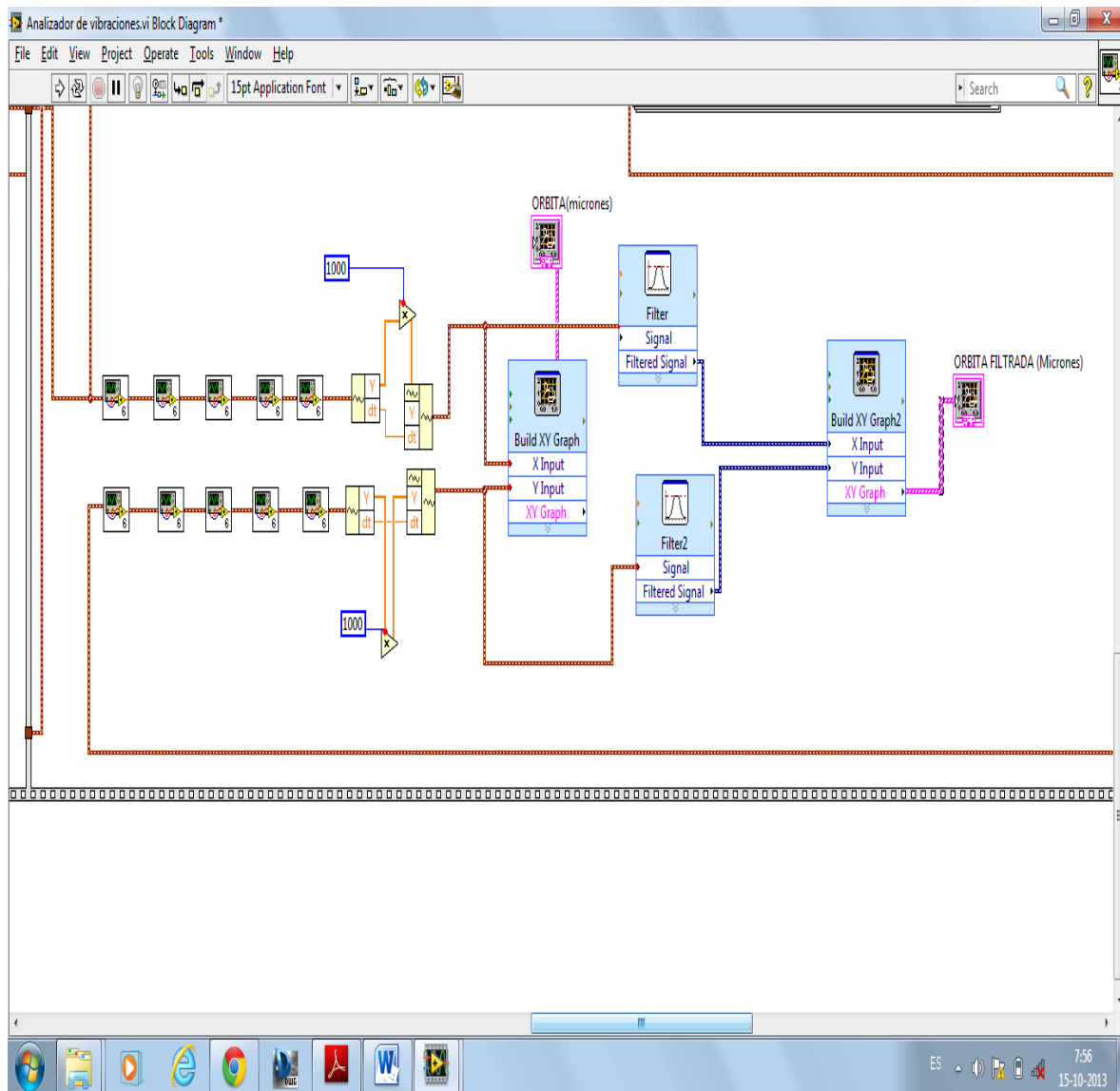
1-Diagrama de bloque para el programa **Adquirir.vi**.



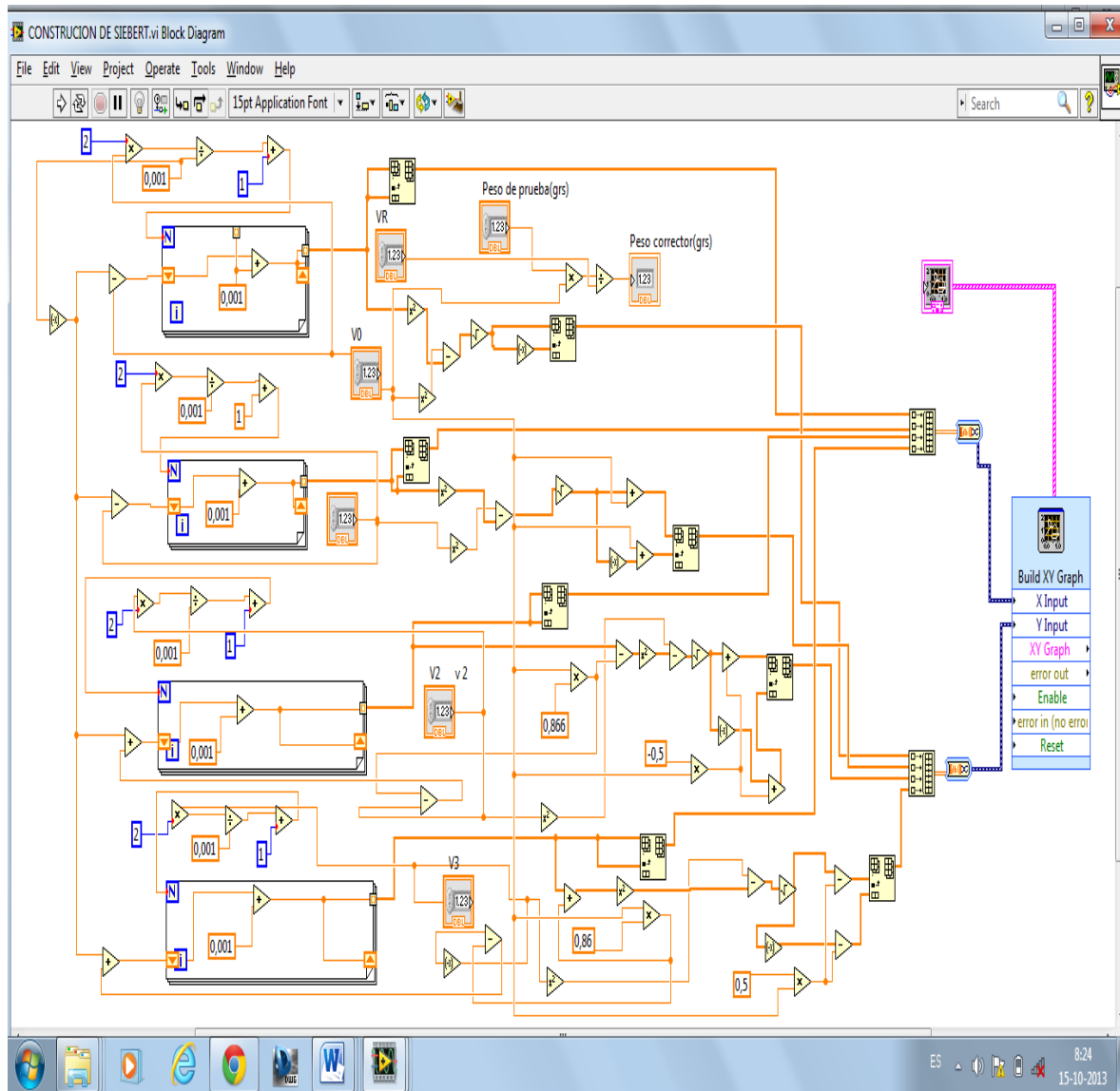
2.-Diagrama de bloques para el programa **Analizador de vibraciones.vi**.



3.-Diagrama de bloques para la construcción y filtrado de orbitas(**Analizador de vibraciones.vi**).



4.-Digrama de bloques para el programa **CONSTRUCCION DE SIEBERT.vi**.



BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- SAAVEDRA González, Pedro curso de orbitas categoría II, III y IV. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Chile, 2012.
- SAAVEDRA González, Pedro. Curso Análisis de Vibraciones de Máquinas Categoría I. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Chile, 2012.
- NATIONAL INSTRUMENTS <www.NI.com
- URBINA Cuevas, Alejandro detección de fallas mediante orbitas en motores de inducción. Instituto técnico nacional, México D.F 2008.
- SINAIS. Ingeniería de Mantenimiento [en línea] <<http://sinais.es/curso-vibraciones.html>
- SAAVEDRA González, Pedro. Curso Análisis de Vibraciones de Máquinas Categoría IV. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Chile, 2011
- DAZA Hernández Gonzalo. Curso vibraciones mecánicas. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Técnica Federico Santa Maria, Chile, 2007.
- MOLINA V. Victor H. Manual de Balanceamiento De Rotores. MAGMA Ltda.
- TORRES Ariel. Desalineamiento entre máquinas seminario de título.