



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

**Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica**

**“Estudio del desalineamiento entre máquinas
acopladas y análisis de su respuesta
vibratoria”**

Seminario de titulación presentado
en conformidad a los requisitos
para obtener el título de
Ingeniero de Ejecución en
Mecánica.

**Profesor Guía:
DSc Sr. Juan Carlos Figueroa Barra**

Ariel Alexis Torres Cuevas

Concepción - Chile

2013

Dedicatoria

A Dios, por permitirme haber llegado a esta instancia con la misma fuerza y optimismo que me brindo al comenzar la carrera, por cuidar de mi familia mientras estaba en clases. Gracias.

A Lidia, mi mujer, quien entendió lo importante de llegar al final y me apoyo siempre.

A mis hijos Lucas y Josefa, porque nunca entendieron lo que papá hacia y siempre estaban sobre mi mientras estudiaba. Los Amo.

Agradecimientos

Nuevamente A Dios, por las veces que deposite en su nombre mis estudios previo a un certamen.

A Lidia, por que hasta hoy aún ha sido la única persona que ha confiado en mí sin cuestionar mi interés en lograr titularme. Te amo.

A Josefa y Lucas, mis niños, quienes a pesar de sus cortos años me enseñan la manera de mejorar en la vida. Mis tesoros.

A mi madre, Iris, solo por el hecho de estar conmigo.

A mi padre, Roberto, quien estaría orgulloso y siempre lo estuvo de sus hijos.

A mi profesor guía Sr Juan Carlos Figueroa Barra, por el compromiso, paciencia y enseñanza durante el desarrollo del trabajo. Gracias don Juan Carlos.

A Fernando Oliva y Víctor Molina, por su constante apoyo en el mi perfeccionamiento en el área de análisis de vibraciones.

A Julio Morales, mi ex jefe y amigo, por las facilidades que me brindo para poder llevar mejor los estudio y el trabajo. Gracias Julio y buena suerte.

A la Sra. Laura, secretaria del Departamento de Ingeniería por su calidez, a Rossana, secretaria del departamento de mecánica de ASMAR porque nunca fallaron las impresiones, a Ximena, encargada de la biblioteca de ASMAR, porque siempre hubo un lugar en la biblioteca, muchas Gracias.

Resumen

El siguiente trabajo entrega un estudio de la respuesta vibratoria a diferentes velocidades de rotación de un conjunto motor eléctrico – rotor unido mediante un acople flexible, perteneciente al laboratorio del departamento de ingeniería mecánica. Para ello se genera un programa de adquisición de datos mediante el software LABVIEW. La medición y evaluación de la severidad vibratoria y el desalineamiento se basa en la Norma ISO 2372 y tablas de uso industrial, respectivamente. Se corrige el desalineamiento actual y se comparan sus espectros respecto a los obtenidos previos a la corrección. Se concluye que la componente armónica a 2X disminuye su valor posterior al alineamiento y que la amplitud de los valores globales no solo depende del grado de desalineamiento siendo incidente además las posibles zonas resonantes existentes.

Abstract

The following paper provides a study of the vibrational response at different speeds of rotation of an electric motor - rotor assembly, joined via a flexible coupling, belonging to the laboratory of the Department of Mechanical Engineering. A data acquisition program is generated using LABVIEW software. The measurement and evaluation of vibration severity and the misalignment is based on ISO 2372 and industrial use tables, respectively. Current misalignment is corrected and compared their spectra regarding those obtained prior to the correction. We conclude that 2X harmonic component decrease its value after alignment and that the amplitude of the global values not only depends on the degree of misalignment being incident also possible existing resonant zones.

Tabla de Contenidos

Agradecimientos.....	i
Dedicatoria.....	ii
Resumen.....	iii
Abstract.....	iii
Listado de Tabla de Figuras.....	iv
Listado de Tablas.....	v
CAPITULO 1: EL PROBLEMA DEL DESALINEAMIENTO DE ENTRE MÁQUINAS.....	1
1.1) Introducción	1
1.2) Origen del Tema	2
1.3) Objetivos	2
1.3.1) Objetivo General	2
1.3.2) Objetivos Específicos	3
CAPITULO 2: MARCO TEORICO	4
2.1) Introducción a las vibraciones mecánicas.....	4
2.1.1) Desplazamiento vibratorio	6
2.1.2) Velocidad vibratoria	7
2.1.3) Aceleración vibratoria.....	7
2.1.4) Frecuencia.....	9
2.1.5) Amplitud	9

2.1.6) Fase	10
2.1.7) Vibración global o total	10
2.2) Introducción al alineamiento racional entre ejes de máquinas y respuesta vibratoria del desalineamiento.....	12
2.2.1) Introducción al concepto de alineamiento de ejes.....	12
2.2.2) Concepto de desalineamiento	13
2.2.3) Tipos de desalineamiento.....	14
2.2.4) Consecuencias negativas del desalineamiento.....	16
2.2.5) Tolerancias admisibles de desalineamiento	17
2.2.6) Vibración generada por el desalineamiento	18
2.2.7) Respuesta vibratoria del desalineamiento.....	19
2.2.8) Espectro vibratorio del desalineamiento.....	21
2.2.9) Forma de onda del desalineamiento	23
2.2.10) Relación de fases	24
2.3) Norma ISO 2372: Vibraciones mecánicas de máquinas con velocidades de operación desde 10 a 200 (rev/s). Bases para especificar los estándares de evaluación.....	26
2.3.1) Clasificación de la maquinaria.....	27
2.3.2) Calidad de la vibración	28
CAPÍTULO 3: COMPONENTES DEL BANCO DE ENSAYO DE VIBRACIONES Y PRINCIPIOS DE LA ADQUISICIÓN DE DATOS	30
3.1) Generalidades.....	30

3.1.1) Características del motor eléctrico	30
3.1.2) Características de rotor	31
3.1.3) Características del acoplamiento flexible	32
3.1.4) Características de rodamientos soporte de rotor.....	33
3.1.5) Características del bastidor soporte del conjunto y aisladores de vibración	34
3.1.6) Características del variador de frecuencia	35
3.2) Adquisición de datos	36
3.2.1) Etapa transductora	37
3.2.2) Etapa de acondicionamiento de la señal	38
3.2.3) Etapa de adquisición y procesamiento de datos	40
3.3) Cálculo del espectro a través de la transformada de Fourier.....	43
3.3.1) Transformada de Fourier.....	43
3.3.2) Transformada Discreta de Fourier.....	45
3.3.3) Transformada Rápida de Fourier o FFT (Fast Fourier Transform)	45
 CAPITULO 4: REGISTROS DE VIBRACION DEBIDO AL DESALINEAMIENTO, EVALUACION DE LA SEVERIDAD VIBRATORIA GLOBAL Y ANALISIS DE LA RESPUESTA EN FRECUENCIAS.....	 47
 4.1) Introducción al análisis espectral de vibraciones.	 47
4.2) Medición inicial y registro de los niveles de vibración global.....	48
4.2.1) Puntos y direcciones de medición.	48
4.2.2) Condiciones de operación durante toma de registros	50

4.2.3) Cálculo de valor global RMS	50
4.3) Evaluación de la severidad vibratoria	53
4.3.1) Evaluación de la severidad vibratoria condición N°1, 600 rpm.....	54
4.3.2) Evaluación de la severidad vibratoria condición N°2, 1200 rpm.....	54
4.3.3) Evaluación de la severidad vibratoria condición N°3, 1500 rpm.....	54
4.4) Análisis de las mediciones y sus espectros.	55
4.4.1) Análisis espectral de las mediciones.....	55
4.4.2) Diagnóstico de la condición actual del banco de ensayos.....	62

CAPITULO 5: PROCEDIMIENTO DE ALINEACION UTILIZADO EN BANCO DE ENSAYOS.....

.....	63
5.1) Pasos previos antes de efectuar el alineamiento.....	63
5.1.1) Determinación del método a utilizar	63
5.1.2) Obtener información del equipo a ser alineado	64
5.1.3) Trabajar de manera segura	64
5.1.4) Efectuar una inspección visual preliminar del sistema	64
5.1.5) Determinar la cantidad de desalineamiento actual	64
5.2) Selección del método de alineamiento a utilizar.	65
5.3) Metodología de alineamiento	66
5.3.1) Montaje indicador de carátula:	66
5.3.2) Medición de las distancias A, B y C:.....	67
5.3.3) Medición del desalineamiento paralelo y angular.....	68
5.3.4) Interpretación y evaluación de los valores obtenidos:	74

5.3.5) Corrección del desalineamiento:	78
--	----

CAPITULO 6: REGISTROS DE VIBRACION CON CONJUNTO MOTOR ELECTRICO - ROTOR ALINEADO, EVALUACION DE LA SEVERIDAD VIBRATORIA GLOBAL Y ANALISIS DE LA RESPUESTA EN FRECUENCIAS

84	84
6.1) Medición final y registro de los niveles de vibración global.....	84
6.1.1) Condiciones de operación durante toma de registros	85
6.1.2) Cálculo de valor global RMS	85
6.1.3) Valores obtenidos en medición a motor desacoplado de rotor.....	86
6.2) Evaluación de la severidad vibratoria	87
6.2.1) Evaluación de la severidad vibratoria condición N°1, 600 rpm.....	88
6.2.2) Evaluación condición N°2, 1200 rpm.....	88
6.2.3) Evaluación condición N°3, 1500 rpm.....	89
6.2.4) Evaluación condición desacoplado	89
6.3) Análisis de los resultados obtenidos en medición del conjunto alineado.	89
6.3.1) Análisis de valores globales de vibración, evaluación de los resultados para la condición 600 rpm	90
6.3.2) Análisis de valores globales de vibración, evaluación de los resultados para la condición 1200 rpm	94
6.3.3) Análisis de valores globales de vibración, evaluación de los resultados para la condición 1500 rpm	97
6.4) Análisis de la forma de onda.....	99
6.5) Análisis de fase de la vibración.....	100

6.5.1) Análisis de fase del motor	101
6.5.2) Análisis de fase del rotor	102
6.5.3) Análisis del conjunto motor eléctrico – rotor	103
6.6) Comparación de los valores de frecuencia v/s velocidad	103
6.7) Comparación de los valores de temperatura en medido en rodamientos	104
CAPITULO 7: CONCLUSIONES	105
7.1) Conclusiones del estudio del desalineamiento entre máquinas acopladas y análisis de su respuesta vibratoria.	105
7.2) Trabajos futuros sugeridos.....	107
BIBLIOGRAFÍA	108

<u>Listado de figuras</u>	página
Figura N°2.1) Representación gráfica de una señal vibratoria en función del tiempo	5
Figura N°2.2) Representación gráfica de una señal vibratoria en el dominio de la frecuencia después de ser transformada a través de la FFT.	6
Figura N°2.3) Obtención de la velocidad y aceleración mediante diferenciación.....	8
Figura N°2.4) Obtención de la velocidad y desplazamiento mediante integración.	8
Figura N°2.5) Relación entre frecuencia y periodo de una onda sinusoidal.....	9
Figura N°2.6) Medidas de la Amplitud.....	9
Figura N°2.7) Desfase entre dos ondas sinusoidales.	10
Figura N°2.8) Representación de ejes colineales.	12
Figura N°2.9) Tipos de desalineamiento entre máquinas.	14
Figura N°2.10) Angularidad, gap y diámetro de trabajo.	15
Figura N°2.11) Variación de paralelismo entre dos ejes.	15
Figura N°2.12) Fuerzas generadas sobre los acoples debido al desalineamiento.....	16
Figura N°2.13) Generación de la onda compleja (c) y su respuesta en frecuencia debido a las componentes del desalineamiento.....	20

Figura N°2.14) 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 (velocidad de giro del rotor 3000 rpm).	23
Figura N°2.15) Diferentes señales periódicas en el tiempo generada por el desalineamiento y su respuesta en frecuencias.	24
Figura N°2.16) Fase de la vibración medida en ambos lados del acoplamiento. La línea blanca horizontal indica la diferencia de fase.....	25
Figura N°2.17) Puntos de medición en el motor según norma ISO 2372.....	26
Figura N°3.1) Dimensionamiento del eje del rotor.....	32
Figura N°3.2) Acoplamiento flexible PX 40 FBS.	33
Figura N°3.3) Rodamiento soporte de rotor y carcasa de alojamiento.....	34
Figura N°3.4) Banco de ensayos de vibraciones mecánicas.	35
Figura N°3.5) Variador de frecuencia Danfoss.....	36
Figura N°3.6) Estructura de adquisición de datos utilizada para la obtención de los espectros.....	37
Figura N°3.7) Acelerómetros modelo AC102-1A, utilizados para medición.	38
Figura N°3.8) Tarjeta análogo / digital NI 9234, de National InstrumentsTM. ..	39
Figura N°3.9) Panel frontal utilizado para lectura y análisis de mediciones.	41
Figura N°3.10) Diagrama de bloques utilizado para obtener la señal en el dominio tiempo y frecuencia.	41
Figura N°3.12) Diagrama de bloques utilizado para adquisición de la señal vibratoria.	43
Figura N°3.13) Panel frontal utilizado para adquisición de la señal vibratoria..	43

Figura N°3.14) Respuesta positiva y negativa en las graficas de la transformada de Fourier.	44
Figura N°3.15) Esquema del procedimiento de transformación de la señal, desde un gráfico Amplitud v/s Tiempo, captada directamente desde un equipo funcionando, hasta un espectro Amplitud v/s frecuencia.	46
Figura N°4.1) Puntos de medición y dirección de mediciones.	49
Figura N°4.2) Espectro obtenido en punto 2V a 1200 rpm.....	51
Figura N°4.3) Espectro de puntos 2V y 3V en velocidad RMS, muestran igual contenido espectral (armónicos) causado por el desalineamiento.	57
Figura N°4.4) Forma de onda y espectro generado por el desalineamiento, medido en el punto 2V a 1500 rpm.	58
Figura N°4.5) Razón de cambio entre amplitud vertical y amplitud horizontal del punto 3H a 1200 rpm.	60
Figura N°4.6) Ensayo de golpe efectuado en punto N°3, dirección vertical. Se aprecia frecuencia natural muy cercana a frecuencia de excitación 1200 rpm..	61
Figura N°5.1) Método de alineamiento RIM and FACE.....	65
Figura N°5.2) Posición de indicador de carátula para lectura de valores RIM, ajuste de aguja a valor cero en 0°.	66
Figura N°5.3) Posición de indicador de carátula para lectura de valores FACE, ajuste de aguja a valor cero en 0°.	67
Figura N°5.4) Dimensiones necesarias para cálculo de correcciones	68
Figura N°5.5) Posición inicial de medición RIM. Vista lateral de motor.....	68
Figura N°5.6) Posición 90°de medición RIM. Vista superior de motor.	69
Figura N°5.7) Posición 180°de medición RIM. Vista lateral de motor.	69
Figura N°5.8) Posición 270°de medición RIM. Vista superior de motor.	70

Figura N° 5.9) Posición inicial 0° de medición RIM, posterior a una revolución.	70
Figura N° 5.10) Valores obtenidos en lectura RIM, primera medición.....	71
Figura N° 5.11) Piezas especiales para medición de valores RIM and FACE. .	71
Figura N° 5.12) Posición inicial de medición FACE. Vista lateral de motor.....	72
Figura N° 5.13) Posición 90° de medición FACE. Vista superior de motor.....	72
Figura N° 5.14) Posición 180° de medición FACE. Vista lateral de motor.	72
Figura N° 5.15) Posición 270° de medición FACE. Vista superior de motor.	73
Figura N° 5.16) Posición inicial 0° de medición FACE, posterior a una revolución.	73
Figura N° 5.17) Valores obtenidos en lectura FACE, primera medición.....	74
Figura N° 5.18) Desalineamiento vertical, primera medición. Vista lateral de motor.....	76
Figura N° 5.19) Desalineamiento horizontal, primera medición. Vista superior de motor.....	76
Figura N° 5.20) Convención de signos.....	77
Figura N° 5.21) Dimensiones para cálculo de correcciones, valores en milímetros.	79
Figura N° 5.22) Valores de corrección vertical en apoyos de motor eléctrico. .	80
Figura N° 5.23) Valores de corrección horizontal en apoyos de motor eléctrico.	81
Figura N° 5.24) Corrección de “pie flojo” en apoyos de motor y rodamientos; vista de pernos para control de alineamiento en rodamientos del rotor.....	81
Figura N° 5.25) Valores RIM and FACE, segunda lectura.	82
Figura N° 5.26) Valores RIM and FACE, tercera lectura.....	83
Figura N° 5.27) Valores RIM and FACE, lectura final.	83

Figura N°6.1) Comparación de respuesta en frecuencias del punto 2V a 600 rpm.....	92
Figura N°6.2) Comparación de respuesta en frecuencias del punto 4V a 600 rpm.....	93
Figura N°6.3) Comparación del contenido frecuencial del punto 3H a 1200 rpm, en condición desalineado y alineado.....	96
Figura N°6.4) Zonas resonantes del punto 4V.....	99
Figura N°6.5) Forma de onda en condición desalineado y alineado.....	100

<u>Listado de Tablas</u>	página
Tabla N°2.1) Tolerancias de desalineamiento recomendadas según Ludeca..	18
Tabla N°2.2) Rangos de severidad vibratoria para máquinas clase I hasta IV.	28
Tabla N°3.1) Características eléctricas y datos de rodamientos del motor	31
Tabla N°3.2) Características de acelerómetros utilizados en mediciones.....	37
Tabla N°3.3) Características técnicas de tarjeta A/D.	39
Tabla N°4.1) Condiciones de operación durante toma de registros.	50
Tabla N°4.2) Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor en las diferentes condiciones de operación	52
Tabla N°4.3) Rangos de severidad vibratoria para máquinas clase I.....	53
Tabla N°4.4) Valores globales y discretos de vibración en punto 2V.	56
Tabla N°6.1) Condiciones de operación durante toma de registros.	86
Tabla N°6.2) Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor las diferentes condiciones de operación, posterior a la corrección del desalineamiento.....	86
Tabla N°6.3) Valores globales medidos en el motor, estando desacoplado del rotor.....	87
Tabla N°6.5) Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor, para la condición 600 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado	91
Tabla N°6.6) Amplitudes filtradas de las componentes 1X y 2X, para la condición 600 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado	91
Tabla N°6.7) Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor, para la condición 1200 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado	94

Tabla N°6.8) Amplitudes filtradas de las componentes 1X y 2X, para la condición 1200 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado	95
Tabla N°6.9) Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor, para la condición 1500 rpm, con conjunto desalineado.....	97
Tabla N°6.10) Amplitudes filtradas de las componentes 1X y 2X, para la condición 1500 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado	98
Tabla N°6.10) Disminución de la frecuencia necesaria ingresada al variador..	103
Tabla N°6.11) Disminución de la temperatura en rodamientos de rotor.....	104

CAPITULO 1: EL PROBLEMA DEL DESALINEAMIENTO DE ENTRE MÁQUINAS

1.1) Introducción.

La incidencia negativa del desalineamiento entre ejes es uno de los problemas de vibraciones más frecuentes en máquinas rotativas, después del desbalanceamiento, y se debe a la dificultad que presenta mantener la colinealidad entre sus ejes. Puede tener su origen en causas muy diversas como: excesiva confianza en la utilización de acoplamientos elásticos y rodamientos autoalineables, distorsiones en la máquina durante su operación que producen desplazamientos del sistema conductor o conducido, etc. La desalineación puede producir niveles de vibración muy elevados en las máquinas, principalmente en las proximidades del acoplamiento, precipitando la degradación de los rodamientos, acoplamiento, el sobrecalentamiento excesivo del sistema conductor por un aumento del consumo eléctrico, etc., siendo las razones por las cuales los encargados de mantenimiento industrial aumentan sus esfuerzos por corregirlo antes de que produzca daños aún más drásticos que pueden llegar a producir detenciones de emergencia o fallos catastróficos.

Normalmente se manifiesta una fuerte vibración en las direcciones radiales y axiales. No existe una respuesta única para el desalineamiento y las componentes que genera en el espectro, pudiendo confundirse con otra falla como son distorsiones de carcasa y soldaduras, siendo conveniente en estos casos realizar un análisis complementario de fase que nos permitirá distinguir los problemas de desalineación de otros problemas con una respuesta similar en el espectro. Por otro lado, la onda en el tiempo se caracteriza por presentar un patrón repetitivo sin impactos, siendo una de sus principales características.

El desalineamiento entre eje puede medirse y corregirse empleando relojes indicadores de carátula e insertando alineadores bajo los apoyos de la máquina

móvil en el conjunto (generalmente el motor). En la actualidad, hay sistemas comerciales precisos para la medida y corrección de la desalineación, basados en unas fijaciones que soportan los relojes comparadores e incluso sistemas láser. Estos sistemas se apoyan en instrumentos de captura automática de medidas, cálculo de correcciones aplicables y representación en pantalla de las tolerancias y de los movimientos de corrección.

1.2) Origen del Tema.

El interés por estudiar el comportamiento y la respuesta vibratoria de máquinas desalineadas se origina en mi actividad laboral que desempeño actualmente como analista de vibraciones de sistemas propulsores y maquinaria auxiliar en los Astilleros y Maestranzas de la Armada Planta Industrial Talcahuano, siendo una gran oportunidad de profundizar y ampliar mis conocimientos en este tema. Además, el contar con un banco de ensayos de vibraciones facilita el aprendizaje y la mejor integración de los conceptos teóricos, utilizando la generación controlada de anomalías para la mejor orientación en el análisis.

Por otro lado, las limitaciones actuales del banco de ensayo debido al desalineamiento existente, impide efectuar investigaciones y estudios de otras fallas relacionadas a las vibraciones mecánicas, por lo cual este seminario estará principalmente orientado al análisis de la respuesta vibratoria y corrección del desalineamiento existente, donde la importancia de las conclusiones será para su futura aplicación en la industria.

1.3) Objetivos.

1.3.1) Objetivo General.

Efectuar un estudio de la respuesta vibratoria del desalineamiento en un conjunto máquina motriz – rotor, unidas mediante un acoplamiento flexible.

1.3.2) Objetivos Específicos.

- Registrar la respuesta vibratoria entre el motor eléctrico y el rotor del banco de ensayos de vibraciones mecánicas a diferentes velocidades de rotación de sus ejes.
- Efectuar la adquisición y registro de datos mediante la incorporación del software de programación virtual “LabVIEW”.
- Evaluación de la condición mecánica actual del banco de ensayos de vibraciones mediante el análisis espectral de vibraciones.
- Establecer un procedimiento de corrección de anomalías detectadas en el banco de ensayos de vibraciones.
- Efectuar una evaluación final del banco de ensayos de vibraciones posterior a las correcciones realizadas.

CAPITULO 2: MARCO TEORICO

2.1) Introducción a las vibraciones mecánicas.

En el área de la ingeniería, las vibraciones mecánicas es la rama encargada del estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos, sistemas y sus fuerzas asociadas, es decir, la medición de la vibración se puede definir como el estudio y evaluación de las oscilaciones mecánicas de un sistema dinámico.

Se dice que un cuerpo vibra cuando describe un movimiento oscilatorio con respecto a una posición de referencia o reposo, de tal manera que sus puntos oscilen en torno a sus posiciones de equilibrio. Según la norma ISO 2041, relacionada con la terminología en vibraciones, ésta es definida como “toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternativa mayor o menor que cierto valor promedio de referencia”.

En un sistema mecánico ideal no existe disipación de energía. Por el contrario, en los sistemas mecánicos reales surgen fuerzas excitadoras causantes de la disminución de la energía útil que es entregada por el sistema. Los sistemas reales además de tener masa, poseen en mayor o menor grado elasticidad. Esto quiere decir que cuando el sistema es desplazado de su posición inicial producto de la acción de las fuerzas excitadoras variables, surgen otras en sentido contrario que tratan de retornarlo a su posición de equilibrio, provocando de esta forma un movimiento oscilatorio alrededor de dicha posición.

El motivo por el cual se estudian las vibraciones en las máquinas es porque todos los sistemas físicos y mecánicos, tienen la propiedad de vibrar y siendo éstas el reflejo de su comportamiento dinámico; por consiguiente, las vibraciones tendrán una forma de representación que caracterizará al sistema del cual procede.

La razón por la cual las vibraciones generadas por los componentes de un sistema o una maquinaria pueden ser caracterizadas y analizadas, es porque la respuesta

ocurre a la misma frecuencia que excita el movimiento, por lo tanto, sabiendo la frecuencia de la respuesta podemos determinar la causa que ha excitado la vibración.

Al efectuar la medición de la maquinaria mediante un instrumento recolector / analizador de la señal, se obtiene un onda temporal compuesta, que es una representación gráfica de las vibraciones, siendo en este caso la representación en el dominio del tiempo, como se observa en la Fig. N° 2.1. Dicha señal describe la amplitud en el eje de la ordenada (en unidades de desplazamiento, velocidad o aceleración) y el tiempo en el eje de las abscisas (en segundos o milisegundos). Posteriormente la onda temporal es transformada mediante un recurso matemático llamado “Transformada Rápida de Fourier” en otra gráfica en el dominio de la frecuencia llamada espectro, como se observa en la Fig. N° 2.2, poseedora de una serie finita de señales armónicas mucho más fáciles de tratar matemáticamente y así mismo de ser analizadas. En la actualidad los analizadores modernos nos ofrecen los espectros en dominio en la frecuencia a través de la FFT y un valor global de la vibración.

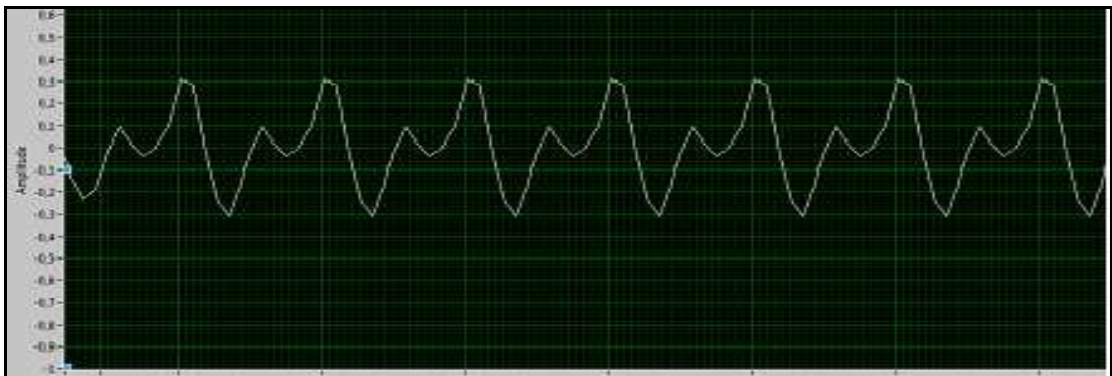


Figura N° 2.1) Representación gráfica de una señal vibratoria en función del tiempo

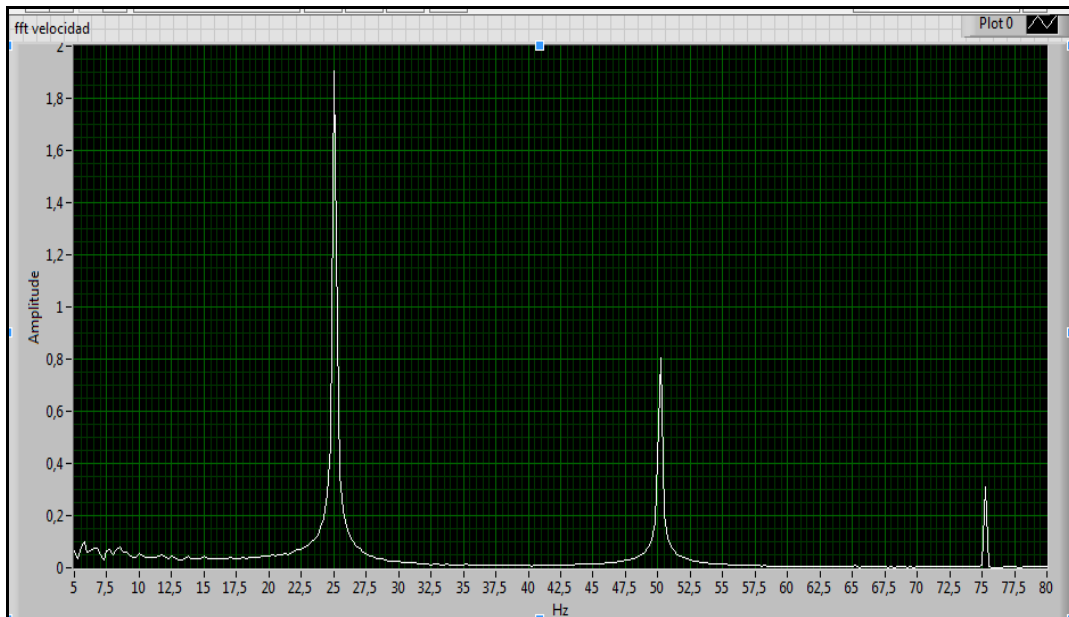


Figura N° 2.2) Representación gráfica de una señal vibratoria en el dominio de la frecuencia después de ser transformada a través de la FFT.

Las vibraciones tienen una serie de parámetros a través de los cuales se pueden analizar y diagnosticar el estado de un elemento, dependiendo de las características del equipo en estudio y la técnica utilizada. Del análisis de la información obtenida e identificando las frecuencias y su amplitud relacionada, se puede determinar las causas y acciones correctivas necesarias para mejorar la condición y reducir las fuerzas vibratorias indeseables. No obstante, para poder entender las gráficas y su evaluación, es necesario conocer y entender ciertos parámetros y definiciones relacionadas con las gráficas a estudiar, entre los cuales están:

2.1.1) Desplazamiento vibratorio.

Es la distancia que va tomando un punto de medición respecto a su posición de equilibrio a medida que transcurre el tiempo. Es oscilatorio y se mide en milímetros en el sistema internacional, y en milésimas de pulgada en el sistema inglés. Por lo general es utilizado para cuantificar las amplitudes de las vibraciones a bajas

frecuencias (menores a 10 Hz) y es un indicador de los esfuerzos generados por las éstas.

2.1.2) Velocidad vibratoria.

Es la medida de la rapidez con que se mueve un punto mientras está vibrando. En vibración de maquinaria, corresponde a la proporción de cambio en el desplazamiento y se expresa generalmente en milímetros por segundo (mm/s) o pulgadas por segundo (pulg/s). Se utiliza en un rango preferentes de frecuencias entre 10 Hz a 1000 Hz y es un indicador de la severidad de la vibración .

2.1.3) Aceleración vibratoria.

Es la rapidez de cambio de la velocidad en el tiempo, generalmente expresada en m/s^2 , $pulg/s^2$ o en aceleración de gravedad "G". La aceleración es un indicador de la severidad vibratoria respecto de las fuerzas de inercia que la vibración genera. Es interesante ver que la "G" en realidad no es una unidad de aceleración, y corresponde a la aceleración de la gravedad terrestre a nivel del mar.

Las medidas del desplazamiento, velocidad y aceleración de una vibración armónica simple pueden ser relacionadas matemáticamente mediante la diferenciación e integración, como se observa en las Fig. N° 2.3 y N° 2.4.

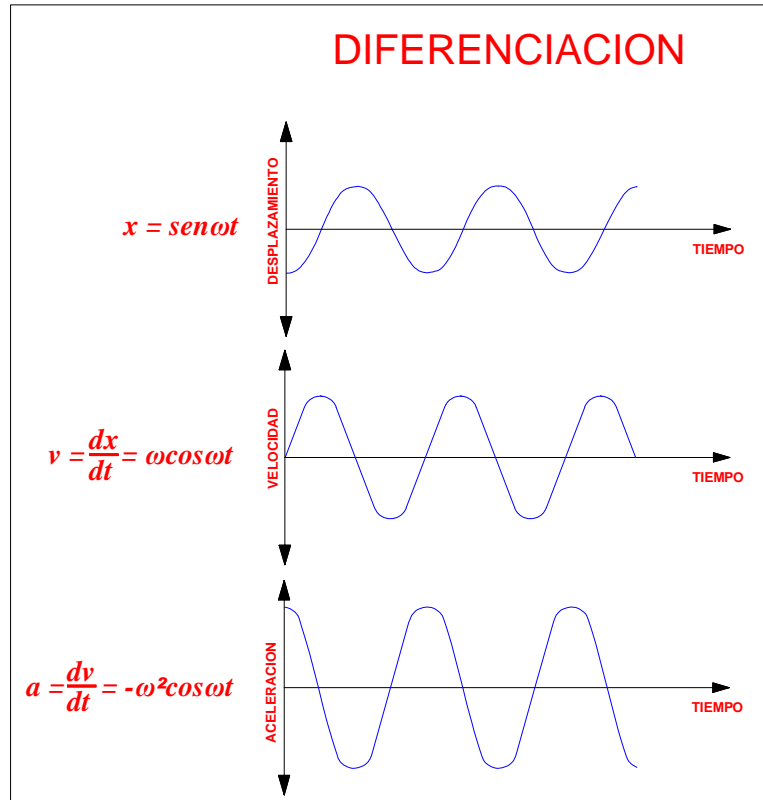


Figura N° 2.3) Obtención de la velocidad y aceleración mediante diferenciación.

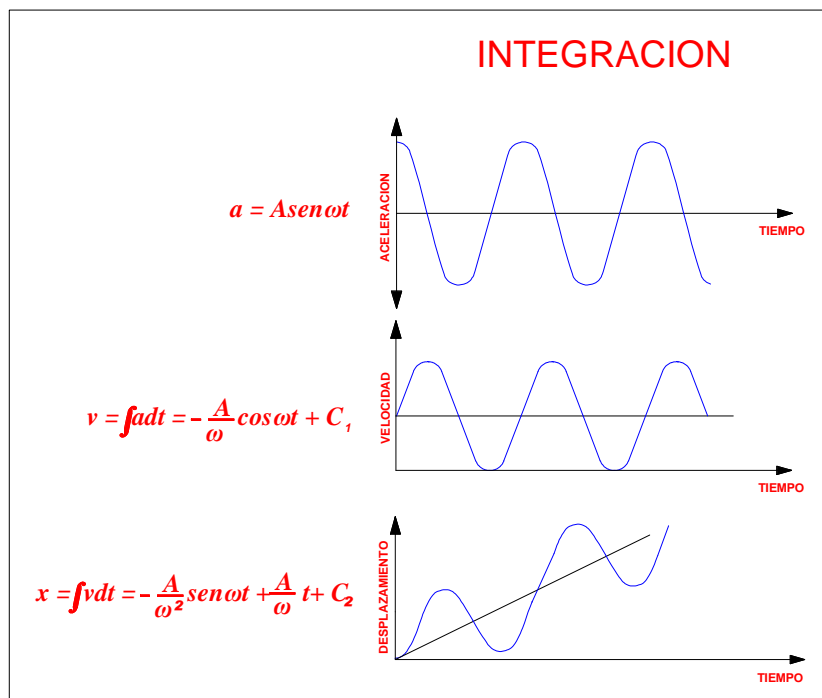


Figura N° 2.4) Obtención de la velocidad y desplazamiento mediante integración.

2.1.4) Frecuencia.

Corresponde al número de ciclos u oscilaciones que efectúa un cuerpo en un tiempo dado. Está relacionada con el periodo de la vibración (T) definido como el tiempo que demora el cuerpo en efectuar una oscilación, como se observa en la Fig. N° 2.5. A través del análisis de la frecuencia se puede identificar el origen de la vibración. Puede ser expresada en unidades de ciclo por minuto (cpm) o en ciclos por segundo (cps), conocida como Hertz (donde $1 \text{ Hz} = 60 \text{ cps}$).

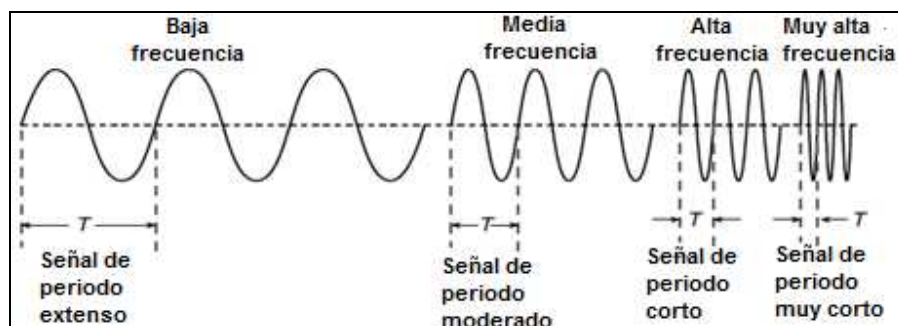


Figura N° 2.5) Relación entre frecuencia y periodo de una onda sinusoidal.

2.1.5) Amplitud.

Corresponde a la magnitud del movimiento dinámico o la vibración desde una posición neutral, expresada en términos de pico a pico, pico o rms, como se observa en la Fig. N° 2.6. Es la medida de la intensidad de la vibración y es indicativa de la severidad de la misma.

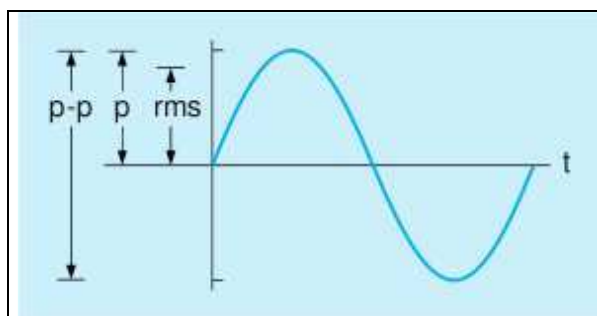


Figura N° 2.6) Medidas de la Amplitud

2.1.6) Fase.

Es una medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas sinusoidales. Aunque la fase es una diferencia de tiempo, siempre se mide en términos de ángulo en grados o radianes. Esto es una normalización del tiempo que requiere un ciclo de la onda, sin considerar su verdadero período de tiempo.

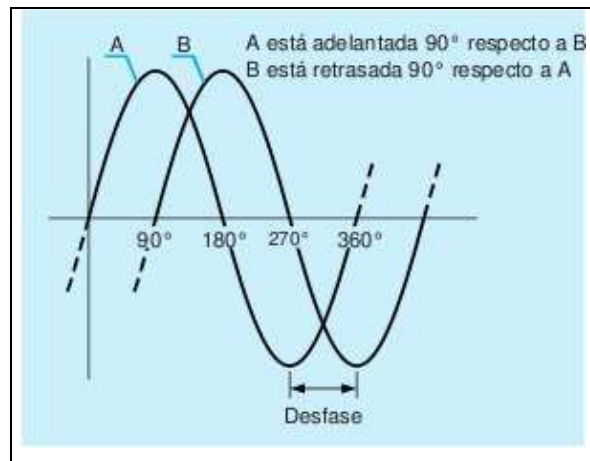


Figura N° 2.7) Desfase entre dos ondas sinusoidales.

La diferencia de fase entre dos sinusoides se llama desfase o desplazamiento de fase. En el ejemplo de la Fig. N° 2.7, la curva A se encuentra desplazada 90 grados con respecto a la curva B; eso es un retraso de tiempo de $\frac{1}{4}$ del período de la onda.

2.1.7) Vibración global o total.

La vibración de una máquina rara vez es armónica simple. Lo más probable es que su forma sea compleja. Esto se debe a que al sensor de vibraciones le llegan simultáneamente vibraciones provenientes de diferentes causas y el sensor capta entonces la suma de ellas. Tal señal capturada se llama vibración global (suma) o total y las vibraciones que la componen se les llama componentes. La medida de la vibración global sirve para evaluar la severidad vibratoria, pero no sirve para diagnosticar la causa de las vibraciones.

La importancia de las magnitudes y definiciones antes descritas, radica en el hecho que cada una de ellas puede ayudarnos a determinar el origen, modo y severidad de la vibración. Para el caso del estudio del desalineamiento, el cual incluye el análisis y evaluación de la respuesta vibratoria para la condición desalineado y alineado, estos parámetros y definiciones nos ayudaran a:

- **Medida del Desplazamiento:** Identificar y analizar componentes espectrales cuya frecuencia se encuentren bajo los 10 Hz.
- **Medida de la velocidad:** Identificar y analizar componentes frecuenciales en el rango de 10 a 1000 Hz. Además nos permitirá obtener las amplitudes de las mediciones en nuestro conjunto motor eléctrico – rotor para el cálculo del valor global de la vibración.
- **Medida de la aceleración:** Visualizar comportamiento de la señal en el tiempo, identificar y analizar componentes frecuenciales por sobre los 1000 Hz. Es el parámetro de captura de la señal de vibración desde los puntos de los descansos del rotor.
- **Frecuencia:** Al relacionarla con la velocidad de giro de la maquinaria, permite identificar el origen de cada una de las diferentes componentes en el espectro.
- **Amplitud:** Permite evaluar la severidad de la vibración, sea de la señal temporal o espectro en frecuencias.
- **Fase:** Determinar cómo se mueve un punto respecto de otro. En análisis de vibraciones se utiliza el concepto de “fase relativa entre dos puntos”, pues el conocer solo la fase de un punto depende de la posición del transductor, ubicación de la marca de referencia y del instante de captura de la señal con un tacómetro.

2.2) Introducción al alineamiento racional entre ejes de máquinas y respuesta vibratoria del desalineamiento.

2.2.1) Introducción al concepto de alineamiento de ejes.

Según la Sociedad de Ingeniería Mecánica de Alemania, el alineamiento de ejes en máquinas rotatorias es el arreglo geométrico perfecto de eje o rueda giratoria, idealmente, en todo punto donde se unen los ejes, existiendo un punto de transferencia de energía de un eje a otro, donde ambos deben rotar sobre su mismo eje, siendo geoméricamente co-lineales en toda dimensión, para minimizar esfuerzos del acople y desgaste de sus apoyos (Fig. N° 2.8).

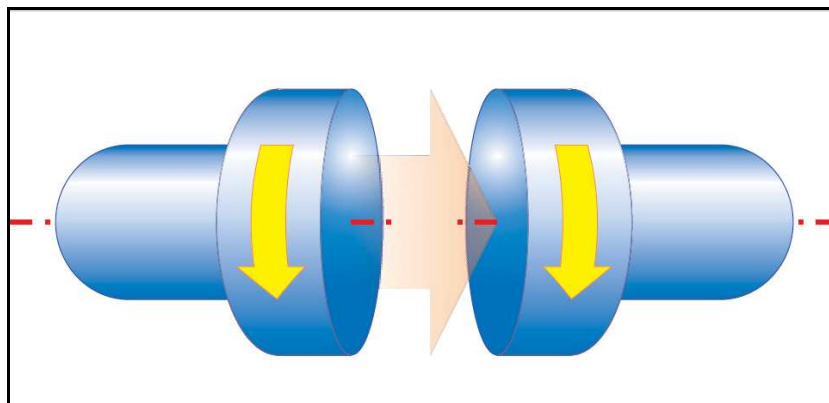


Figura N° 2.8) Representación de ejes colineales.

El punto de transferencia de energía es referido considerando que todos los ejes tienen alguna forma de catenaria debido a su propio peso, por lo tanto los ejes no están “derechos”. Por esto, la posición donde se compara el alineamiento de los dos ejes debiera ser solamente en el punto de transferencia de energía de un eje con el siguiente.

Además se debe tener presente que si bien el alineamiento trata de establecer la colinealidad entre ambos ejes con el objeto de disminuir las fuerzas dinámicas actuantes, muchas veces las fuerzas son generadas por los acoples, los cuales

no siempre están maquinados correctamente y muchas veces se encuentran en malas condiciones. Además el acople eventualmente presentará desgaste y el ajuste del acople con el eje es desconocido.

La condición de alineamiento podría sufrir modificaciones cuando la máquina entra en operación. Esto puede suceder por varias razones: dilataciones térmicas desiguales, fuerzas en las tuberías, torque del motor, movimiento de la base, huelgo de los apoyos, etc. Debido a que el alineamiento normalmente se realiza con la máquina en frío, la condición de alineamiento medida no será necesariamente cero. En la actualidad, se utiliza el análisis de vibraciones para estimar el grado de alineamiento de la máquina en operación, aunque los valores medidos no son necesariamente proporcionales al alineamiento o las fuerzas a las que los rodamientos se encuentran sometidos.

Debido al menor impacto que tiene el concepto de “alineamiento correcto”, comúnmente hablamos de “desalineamiento”, “valores de desalineamiento” o “corrección del desalineamiento”, por lo cual se explicará los conceptos que lo relacionan a la respuesta vibratoria de la maquinaria.

2.2.2) Concepto de desalineamiento.

El desalineamiento puede ser definido como la desviación de eje (físico) con relación a la posición de un eje colineal de rotación medido en los puntos de transmisión de potencia cuando el equipo se está ejecutando en condiciones de funcionamiento normales.

La condición de desalineamiento puede ser descrita en términos de angularidad y paralelismo vertical y horizontal. Existen cuatro diferentes arreglos, que van desde la situación ideal de ejes perfectamente alineados, pudiendo ocurrir de manera independiente o como una combinación de ellas. Los cuatro parámetros que

describen esta situación son: desviación paralela vertical, desviación paralela horizontal, desviación angular vertical y desviación angular horizontal.

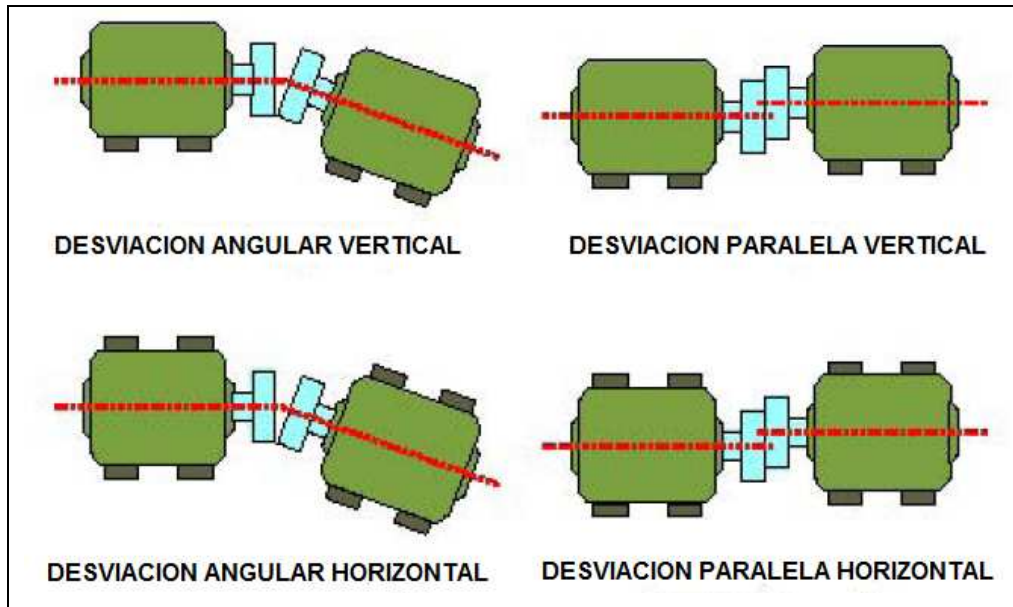


Figura N° 2.9) Tipos de desalineamiento entre máquinas.

2.2.3) Tipos de desalineamiento.

Para definir si el tipo de desalineamiento al cual está siendo sometida la máquina es angular o paralelo (FIG. N° 2.9), es necesario conocer el fundamento de cada uno de sus términos, los cuales se detallan a continuación:

- **Angularidad:** es la referencia del ángulo entre dos ejes de rotación, como se aprecia en la Fig. N° 2.10. 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 una diferencia de abertura (gap) equivalente al 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 llamada diámetro del acople.

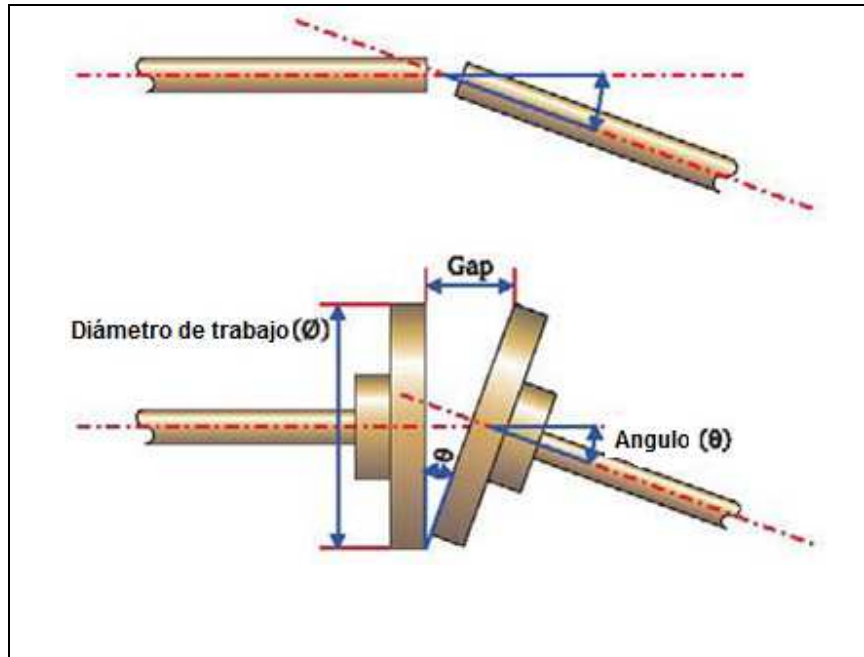


Figura N°2.10) Angularidad, gap y diámetro de trabajo.

- Paralelismo:** es la distancia entre ejes de rotación respecto de una distancia dada. 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. N° 2.11 indica que, para la misma condición de alineamiento, el valor de paralelismo varía dependiendo de la ubicación, donde la medida importante es la distancia entre los ejes de rotación.

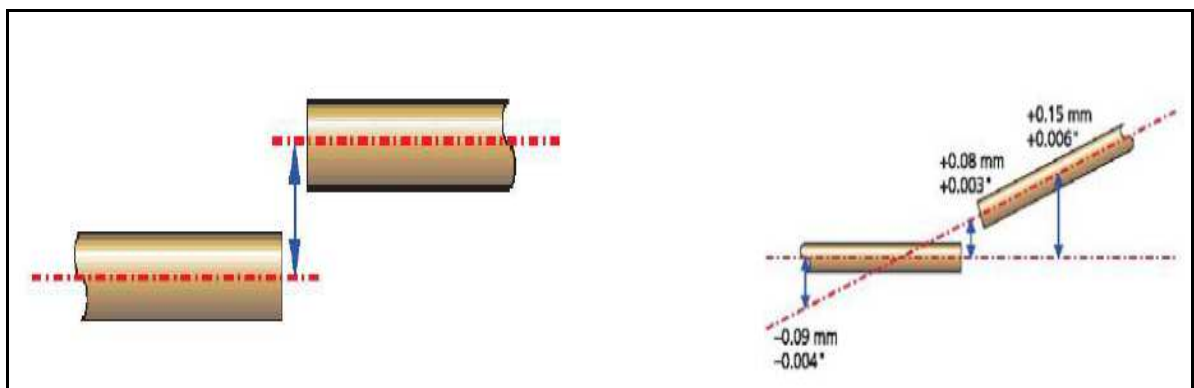


Figura N° 2.11) Variación de paralelismo entre dos ejes.

2.2.4) Consecuencias negativas del desalineamiento.

Cuando dos ejes están sometidos a un nivel moderado de desalineamiento, las conexiones del acoplamiento de ambos se flectan para aceptar la condición existente. Debido al giro de los ejes, los componentes internos del acoplamiento generan momentos flectores y esfuerzos de tracción y compresión. Si estos esfuerzos no son tan severos, y dependiendo del tipo de acoplamiento, (rígido o elástico) permitiría que la copla pudiese mantener su operación dentro de los límites esperados.

Al aumentar el grado de desalineamiento, el acoplamiento se acerca a su condición máxima permisible de desalineamiento, el movimiento de sus partes internas comienza a interferir con otras que no están en movimiento, la flexión empeora y la distorsión comienza a desgarrar el material de construcción. La temperatura del acople comienza a aumentar y los rodamientos se ven seriamente dañados.

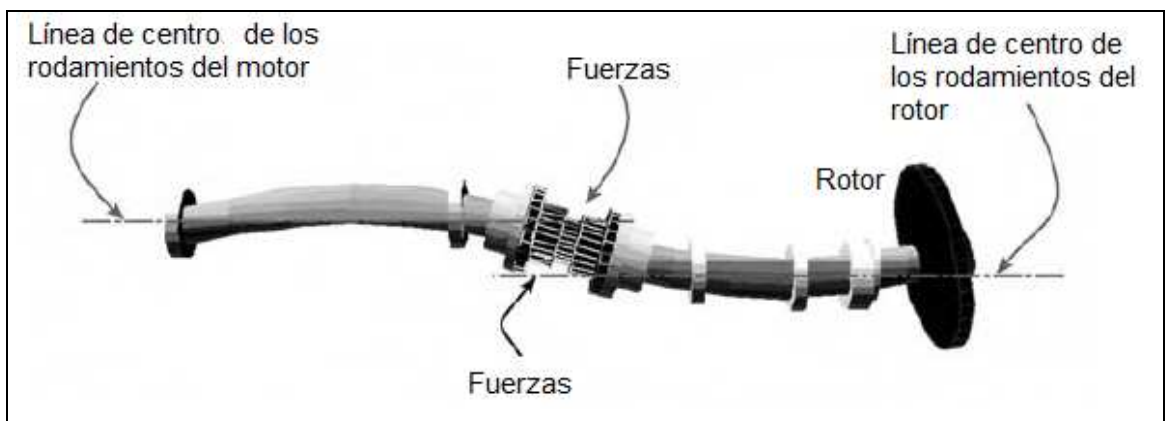


Figura N° 2.12) Fuerzas generadas sobre los acoples debido al desalineamiento.

Cuando el desalineamiento llega a una etapa muy severa y el acoplamiento ha sobrepasado su máxima capacidad de operación recomendada, el eje comienza a flectarse elásticamente en un esfuerzo de acomodarse al desalineamiento generando altas cargas radiales a los descansos, como es posible observar en la

Fig.N° 2.12. En esta etapa las altas cargas verticales o laterales transmitidas de eje a eje logran que la película de aceite de los descansos comience a comprimirse pudiendo alcanzarse el contacto metal con metal.

Algunas de las consecuencias negativas del desalineamiento entre máquinas son:

- Fallas prematuras en sellos, ejes o acoplamientos.
- Excesivas vibraciones radiales y axiales.
- Alta temperatura cerca de los descansos, acoplamientos, sellos.
- Excesiva cantidad de fugas de aceite en los sellos de los descansos.
- Soltura en los pernos de las fundaciones.
- Soltura o rotura de los pernos del acoplamiento.
- El acoplamiento se calienta inmediatamente al detenerlo.
- Excesiva cantidad de grasa o aceite dentro del guarda acoplamiento.
- Aumento del consumo eléctrico del motor.
- Áreas de alta concentración de esfuerzos por fatiga cíclica puede eventualmente agrietar el eje.





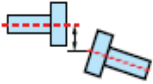
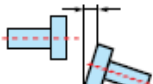
2.2.5) Tolerancias admisibles de desalineamiento.

Debido a que la perfección absoluta en la alineación de los ejes no es alcanzable, ni económicamente rentable, existen tolerancias de desalineamiento. La Tabla N° 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. Lo anterior no debe confundirse con las tolerancias de desalineamiento que permiten los acoplamientos flexibles (por ejemplo, un desalineamiento paralelo de 1mm. y un desalineamiento angular de 2°). La razón por la cual se trata de dejar las máquinas perfectamente alineadas a pesar de estar acopladas a través de un acoplamiento flexible, es para disminuir al máximo las fuerzas que genera el desalineamiento, y no para cuidar el acoplamiento, el

cual puede funcionar sin problemas con valores de desalineamiento tan altos como los señalados anteriormente.

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

Tabla N° 2.1) Tolerancias de desalineamiento recomendadas según Ludeca.

	[RPM]	Tolerancias			
		métricas [mm]		pulgadas [mils]	
Pie cojo	cualquiera	0.06 mm		2.0 mils	
Acoplamiento corto flexible		Aceptable	Excelente	Aceptable	Excelente
Paralelo					
	600			9.0	5.0
	750	0.19	0.09		
	900			6.0	3.0
	1200			4.0	2.5
	1500	0.09	0.06		
	1800			3.0	2.0
	3000	0.06	0.03		
	3600			1.5	1.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			1.0	0.5
Angularidad					
(Correspondiente a la diferencia entre los bordes del acoplamiento por cada 100 milímetros o cada 10 pulgadas de diámetro del acople)					
	600			15.0	10.0
	750	0.13	0.09		
	900			10.0	7.0
	1200			8.0	5.0
	1500	0.07	0.05		
	1800			5.0	3.0
	3000	0.04	0.03		
	3600			3.0	2.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			2.0	1.0

2.2.6) Vibración generada por el desalineamiento.

La desalineación es uno de los problemas más frecuentes de vibraciones en máquinas rotativas y se debe a la dificultad que presenta la alineación de dos

rotores con sus respectivos apoyos. La desalineación puede tener su origen en causas muy diversas como:

- Problemas de montaje: los ejes de las maquinarias quedan desalineados al instalarlos.
- Problemas durante su operación: máquinas con ejes inicialmente alineados pierden su alineamiento durante su operación debido a problemas tales como asentamiento de sus fundaciones, esfuerzos producidos por tensiones en cañerías, dilataciones desiguales de la máquina, deformación desigual bajo carga, etc.

La desalineación producirá niveles de vibración muy elevados en las proximidades del acoplamiento que pueden llegar a precipitar la degradación de los componentes, por lo que es conveniente corregirla antes de que se produzcan daños más considerables que pueden llegar a producir detenciones de la maquinaria. Por lo general, mientras mayor es el grado del desalineamiento, mayor es el nivel de vibraciones a causa de ello.

Al acoplar rotores desalineados, sean estos mediante acoplamientos rígidos o flexibles, se generan fuerzas sobre cada machón del acoplamiento (fuerzas de acción y reacción). La magnitud de dicha fuerza dependerá, entre otros, de la rigidez del acoplamiento y de la cantidad de desalineamiento existente.

2.2.7) Respuesta vibratoria del desalineamiento.

La vibración que proviene de una máquina no siempre es sinusoidal, pudiendo estar compuesta por una gran cantidad de fuerzas variables generadas a diferentes frecuencias. En máquinas rotatorias, cuando dos o más fuerzas ocurren a diferentes frecuencias, éstas se suman para producir una forma de onda más compleja. Alrededor del año 1807, Jean Baptiste Fourier descubrió una relación

matemática que mostraba como una onda compleja cualquiera, compuesta por varias diferentes componentes armónicas y generadas a diferentes frecuencias, puede ser resuelta en sus componentes fundamentales. Esta relación matemática se conoce como la transformada de Fourier. Para el caso particular del desalineamiento, consideremos que por cada giro del eje con 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 debido al desbalance residual (Fig. N° 2.13a), posteriormente y 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. N° 2.13b. Al sumar ambas componentes (Fig. N° 2.13c), obtendremos una onda compleja cuya forma variará de acuerdo a la relación de fase entre una componente y la otra. La FFT es capaz de transformar esta señal en el tiempo al dominio de la frecuencia, evidenciando la componente fundamental (debido solo al desbalance residual) y la componente armónica atribuible al desalineamiento.

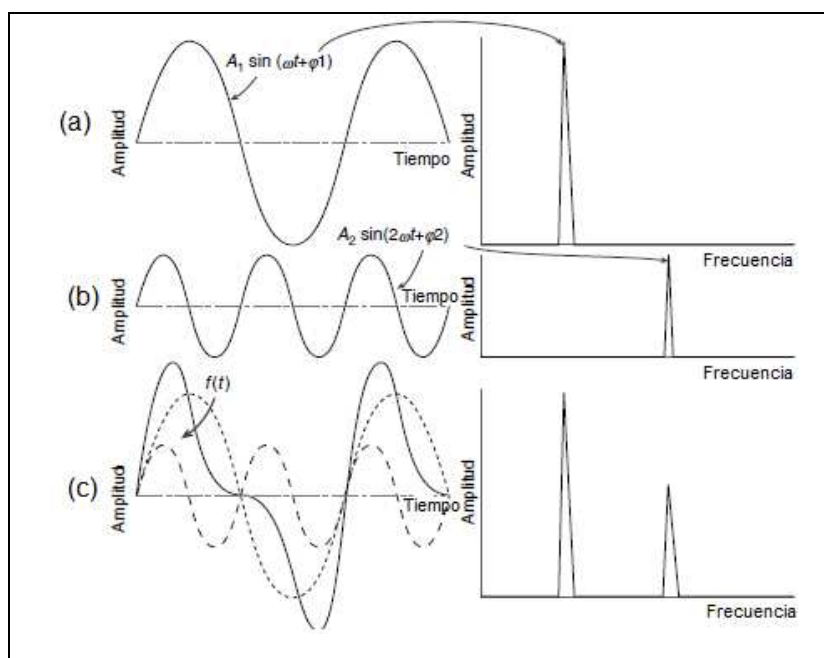


Figura N° 2.12) Generación de la onda compleja (c) y su respuesta en frecuencia debido a las componentes del desalineamiento.

2.2.8) 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. No obstante, muchas de éstas investigaciones no son aplicables a todos los casos, pues, como se vio anteriormente, el espectro dependerá en gran medida del tipo de acople, grado del desalineamiento, resonancias, etc. Diversos autores y publicaciones entregan las siguientes afirmaciones respecto al espectro generado por el desalineamiento:

- IRD Mechanalysis concluye: “el desbalanceamiento y el desalineamiento pueden ser caracterizados por componentes vibratorias a 1X y 2X RPM respectivamente”
- Piotrowski, I., señala como característica del desalineamiento que la componente principal en el espectro es la de frecuencia a 2X RPM.
- Publicaciones CSI señala como síntoma vibratorio del desalineamiento: “Alta vibración a 1X ó 2X en el espectro”.
- Technical Associate of Charlotte señala como síntomas del desalineamiento paralelo: “alta vibración radial la cual tiene aproximadamente un cambio de fase de 180° a través del acoplamiento. Componente 2X generalmente es mayor que la 1X, pero su valor relativo a 1X está frecuentemente dictado por el tipo de acoplamiento y la construcción”.

Por el momento, solo es posible concluir que todos coinciden en que el desalineamiento genera una componente a 2X la velocidad de giro. Lo correcto sería concluir que para una máquina desalineada de tal tipo, para un valor dado de desalineamiento, acopladas con cierto tipo de acoplamiento y para esta velocidad de rotación se generó un espectro con tales componente, siendo predominante a 1X, 2X,3X,etc.

Aún cuando nuestra investigación está basada en un tipo específico de acoplamiento, se espera encontrar un espectro con algunas de las siguientes características:

- Presentar los primeros armónicos de la velocidad de giro (Fig.N° 2.14). La cantidad de armónicos y su amplitud será definida, como se mencionó anteriormente, de acuerdo a:
 - El tipo de acoplamiento.
 - Grado del desalineamiento.
 - Zonas resonantes cercanas a las frecuencias generadas.
 - Movilidad mecánica de las máquinas o apoyos.
 - Velocidad de giro del rotor.
 - Relación de fase entre las componentes que conforman la onda temporal.

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

- 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 y reacción), vale decir, son iguales pero en sentido contrario. Los valores de las amplitudes de cada componente variara 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, incluyéndose los errores de fabricación, mal ajuste entre el acople y el eje o deficiencias en su montaje.

- Altas vibraciones en la dirección axial; como la forma más común de desalineamiento es combinado (paralelo y angular) la resultante de esta condición es principalmente en dirección axial.

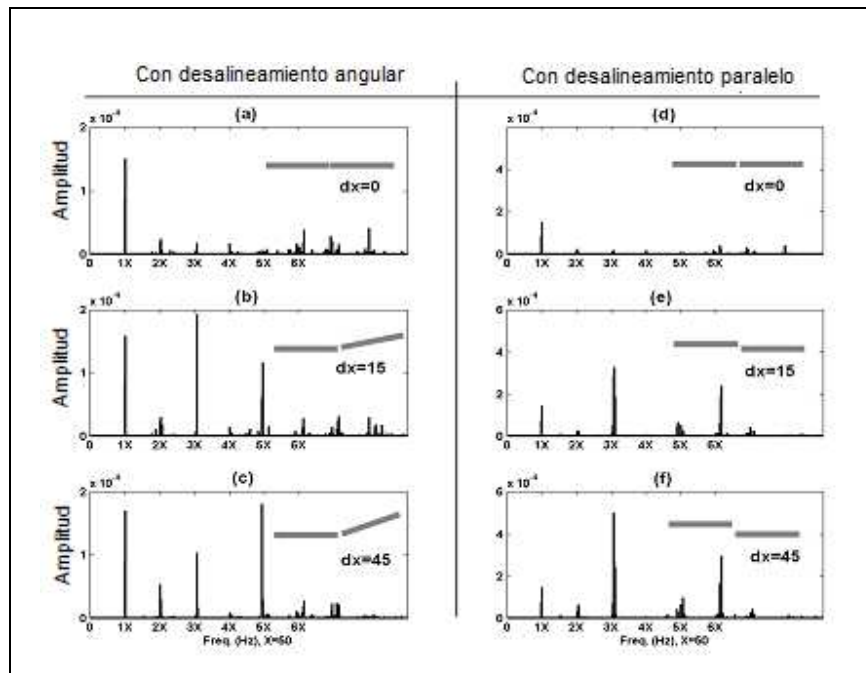


Figura N° 2.14) Espectro de vibraciones para el descanso extremo libre, dirección horizontal de una maquinaria acoplada mediante acoplamiento flexible tipo helicoidal, para diferentes grados de desalineamiento paralelo y angular (velocidad de giro del rotor 3000 rpm).

2.2.9) Forma de onda del desalineamiento.

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. N° 2.15. 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).

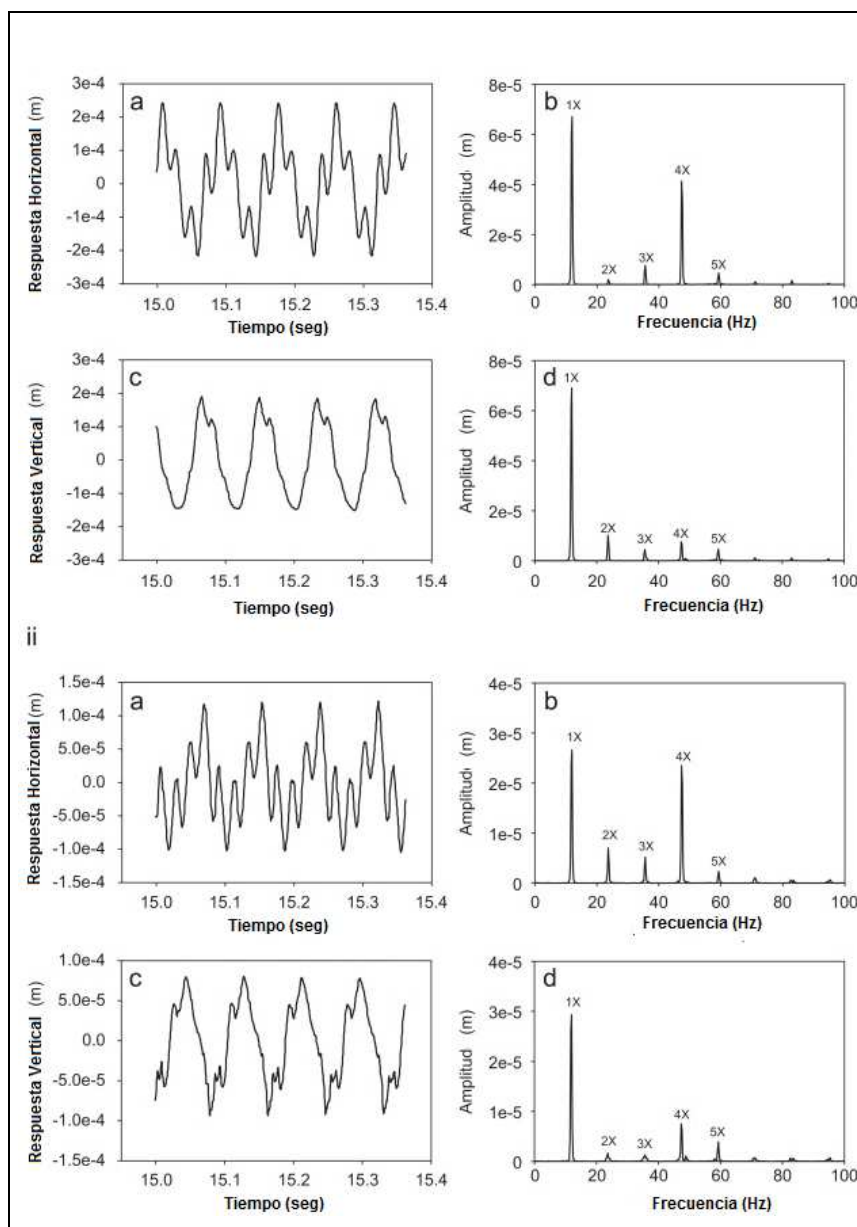


Figura N° 2.15 Diferentes señales periódicas en el tiempo generada por el desalineamiento y su respuesta en frecuencias.

2.2.10) Relación de fases.

Cuando se habla de fase de la vibración, corresponde a la diferencia angular respecto a un punto de referencia (por lo general el entregado por un foto tacómetro). 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.

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

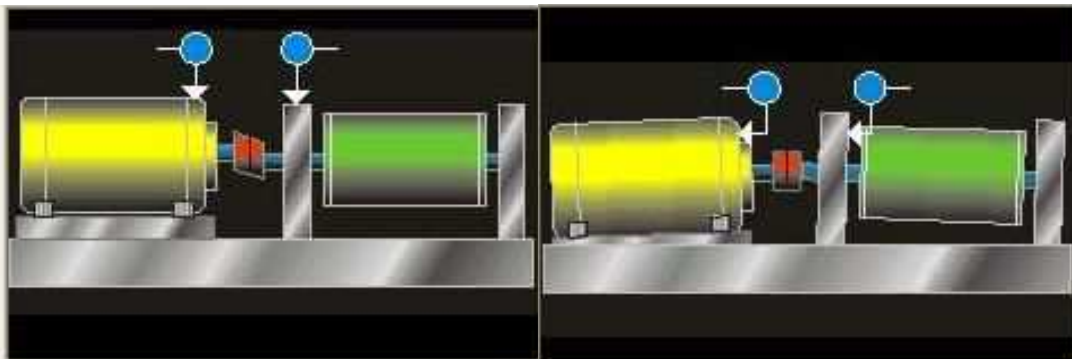


Figura N° 2.16) Fase de la vibración medida en ambos lados del acoplamiento. La línea blanca horizontal indica la diferencia de fase.

2.3) Norma ISO 2372: 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. N° 2.17).

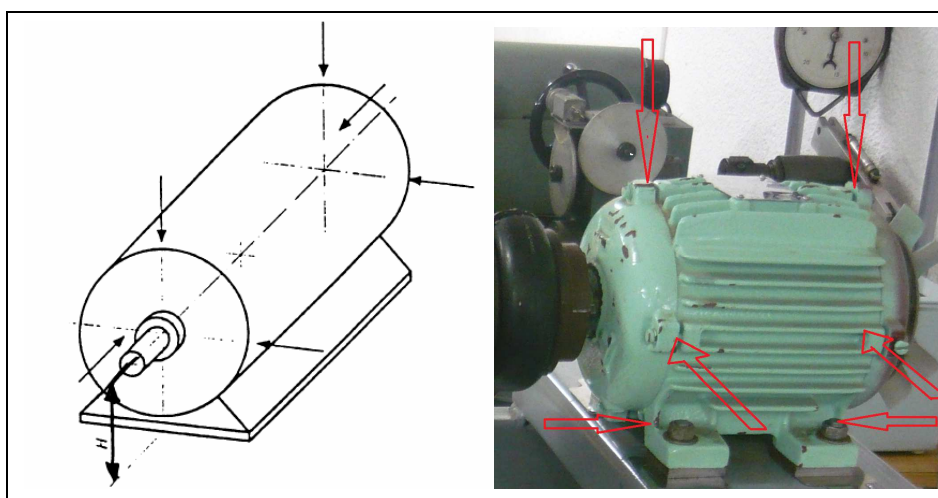


Figura N° 2.17) Puntos de medición en el motor según norma ISO 2372.

2.3.1) 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 para las máquinas que giran entre 10 y 200 (rev/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, maquinas centrífugas, molinos etc.

La siguiente tabla (Tabla N° 2.2) utilizada 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,

esta puede ser incluida en “MAQUINA CLASE I”, lo cual le permitiría un máximo de vibración para el rango satisfactorio de 1,80 mm/s rms.

Tabla N° 2.2) Rangos de severidad vibratoria para máquinas clase I hasta IV.

Rango de velocidad Efectiva RMS (mm/s)	Tipos de Máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 - 0,28	A	A	A	A
0,28 - 0,45				
0,45 - 0,71				
0,71 - 1,12	B	B	B	A
1,12 - 1,8				
1,8 - 2,8	C	C	B	B
2,8 - 4,5	D	C	C	
4,5 - 7,1		D	D	C
7,1 - 11,2			D	D
11,2 - 18	D	D	D	D
18 - 28				

2.3.2) Calidad de la vibración.

La calidad de la vibración permite tener un parámetro para evaluar cuantitativamente una máquina dada y proveer una guía de posibles acciones. Las diferentes calidades o zonas de vibración están categorizadas de la siguiente manera:

Zona A: Buena

Zona B: Satisfactoria

Zona C: Insatisfactoria

Zona 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 3: COMPONENTES DEL BANCO DE ENSAYO DE VIBRACIONES Y PRINCIPIOS DE LA ADQUISICIÓN DE DATOS

3.1 Generalidades.

Actualmente el Departamento de Ingeniería Mecánica cuenta con dos bancos de ensayos de vibraciones. Nuestro 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 N° 3.1).
- b) Rotor (Fig. N° 3.1).
- c) Acoplamiento flexible (Fig. N° 3.2).
- d) Rodamientos autoalineables para soporte del rotor (Fig. N° 3.3).
- e) Bastidor de soportación del conjunto y aisladores de vibración (Fig.N° 3.4).
- f) Variador de frecuencia (Fig. N° 3.5).

Durante el desarrollo del seminario, el Departamento de Ingeniería Mecánica adquirió un nuevo sistema para evaluación y análisis de vibraciones “Simulador de fallas Magnum Mg 2010 Spectra Quest” con el cual se podrán desarrollar un mayor número de investigaciones relacionadas al área de las vibraciones en elementos de máquinas.

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

3.1.1) 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 N° 3.1) 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									
Blind./Holgura D.E.		ZZ																
Blind./Holgura N.D.E.		ZZ																
Rodamientos	Trabado		Sin abado 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	2P	6201	6202	6204	6205	6206	6207	6308	6309	6311							
		4-8P																
	Lado trasero	2P	6203															
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)	
							Caliente	Frio			% de la potencia nominal			Factor de potencia				
KW	HP									RPM	Rendimiento			Factor de potencia				
												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

3.1.2) 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	5,5 Kg
Primera velocidad crítica	4422,35 rpm.

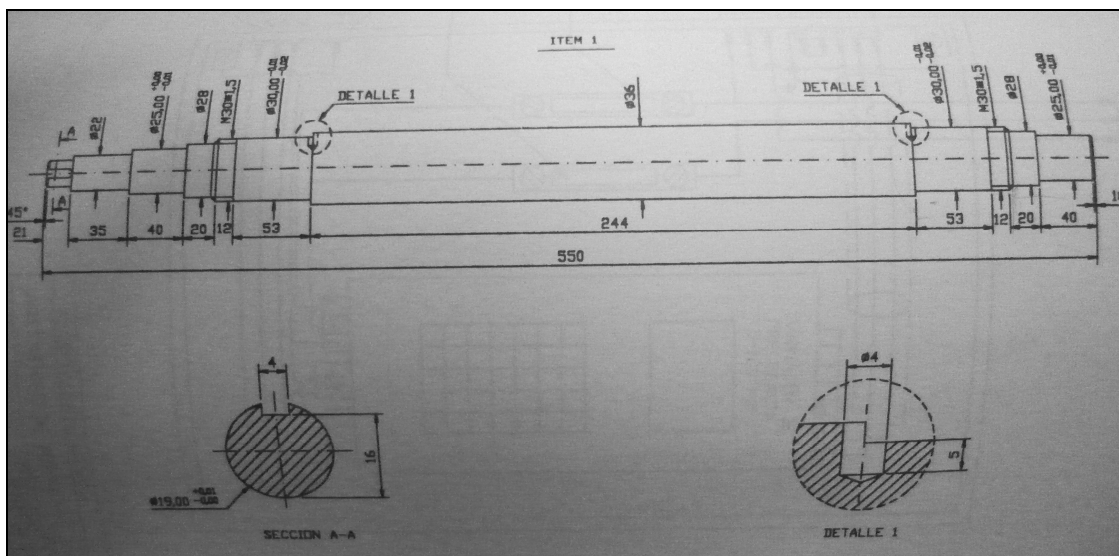


Figura N° 3.1) Dimensionamiento del eje del rotor.

3.1.3) Características del acoplamiento flexible.

Fabricante	Dodge Reliance Electric
Modelo	PX 40 FBS
Material	Elastómero reforzado con cuerdas de tela
Dimensiones principales	Diámetro exterior 107,95 mm (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 mm

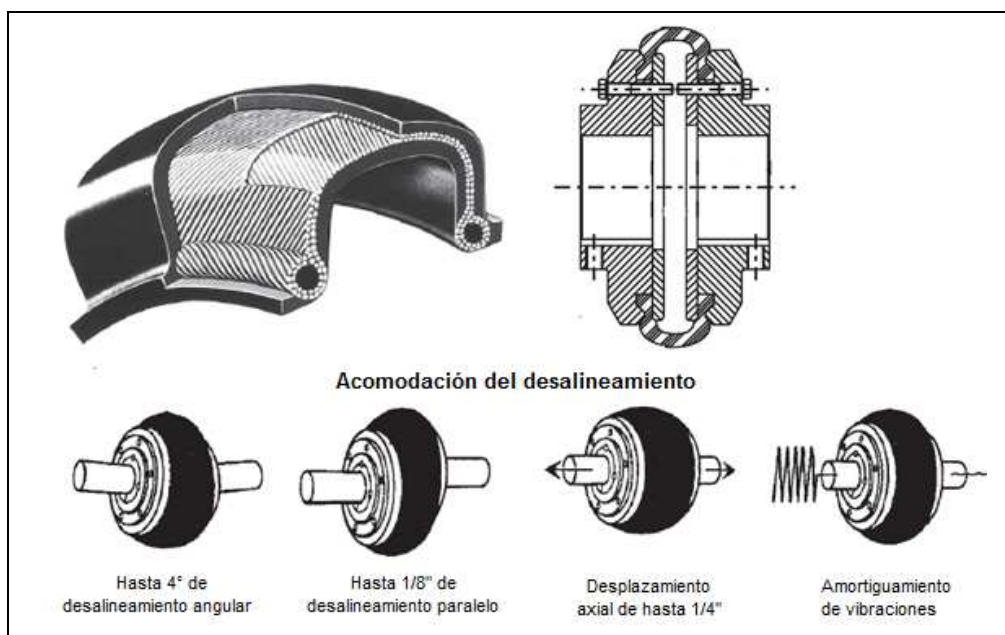


Figura N° 3.2) Acoplamiento flexible PX 40 FBS.

3.1.4) 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	BPFI = 5,418X BPFO = 3,581X BSF = 2,36X FTF = 0,397X
Peso	0,21 Kg
Temperatura mínima de operación	- 20° C
Temperatura máxima de operación	+110° C

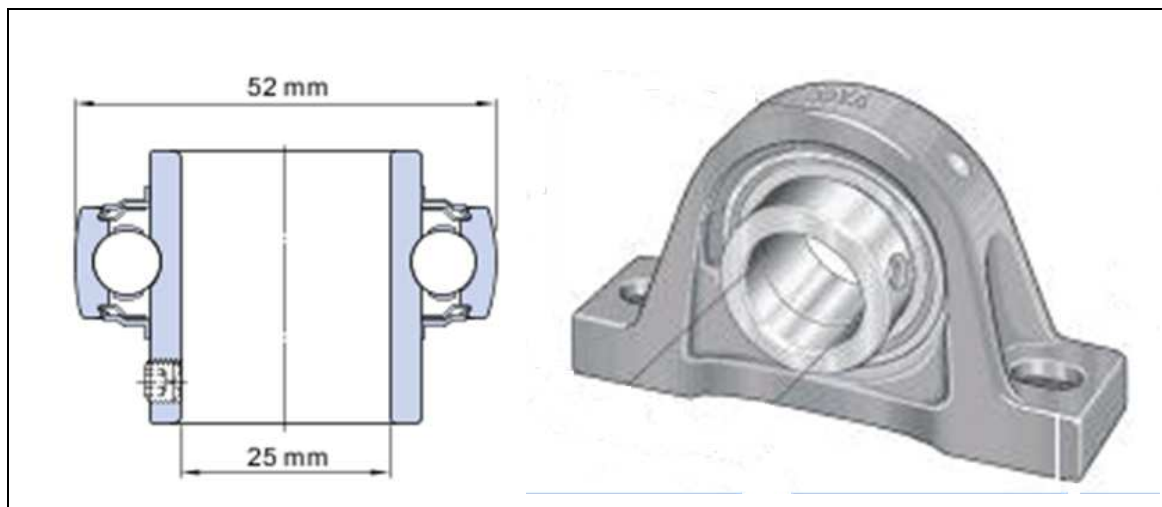


Figura N° 3.3) Rodamiento soporte de rotor y carcasa de alojamiento.

3.1.5) 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

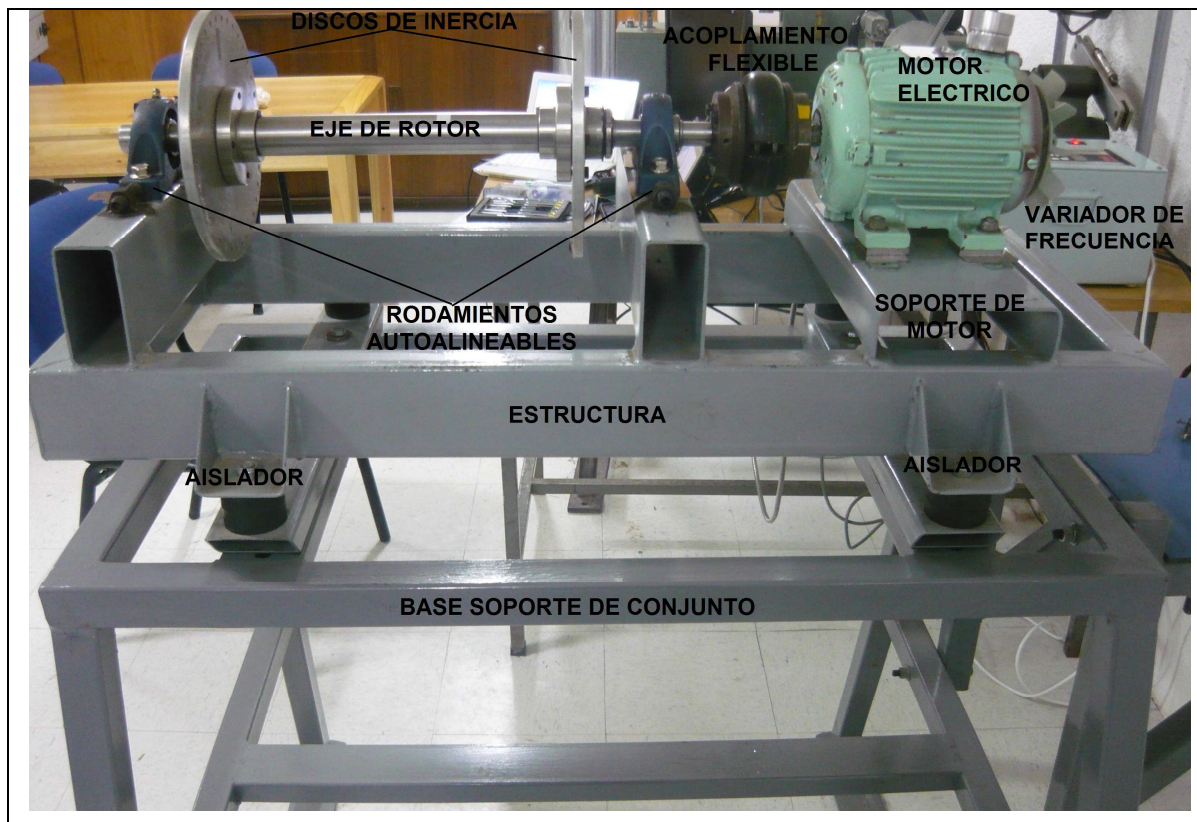


Figura N° 3.4) Banco de ensayos de vibraciones mecánicas.

3.1.6) 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

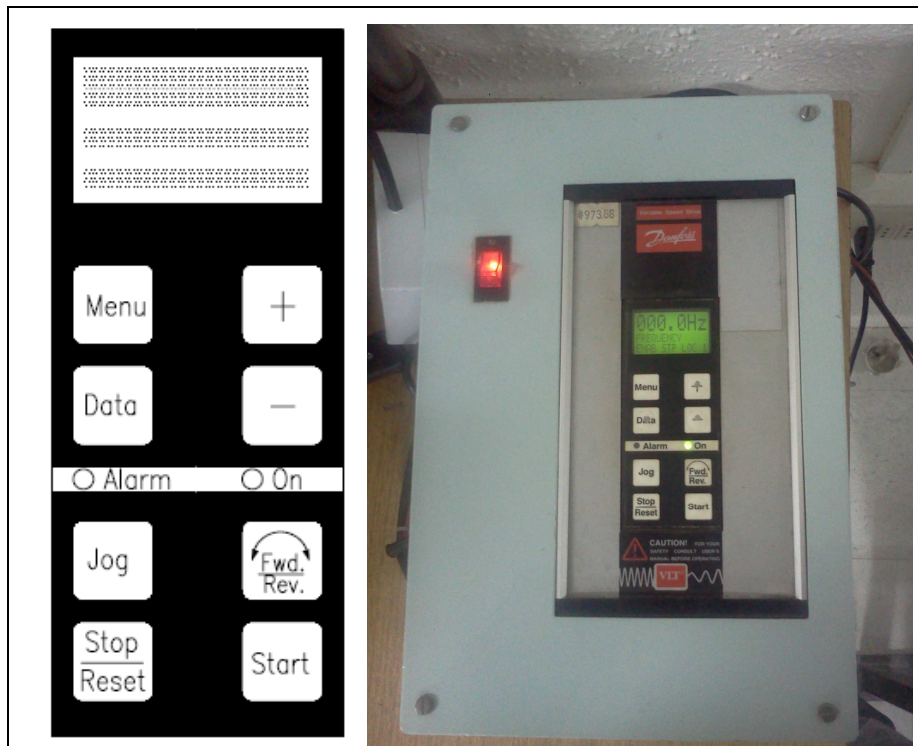


Figura N° 3.5) Variador de frecuencia Danfoss.

El simple conocimiento de los elementos descritos en este capítulo y sus correspondientes parámetros de operación, geometría, componentes internos, etc. son fundamentales para poder relacionar el modo de vibración esperado respecto de las simulaciones (fallos) ejecutadas.

3.2) Adquisición de datos.

Uno de los puntos más importantes en la medición de las vibraciones generadas en el banco de ensayos fue contar con los elementos adecuados que conviertan las vibraciones mecánicas en señales que puedan ser digitalizadas, almacenadas y analizadas.

De acuerdo a nuestras necesidades y a las características de las vibraciones que se pretenden medir, se seleccionarán los instrumentos y software de análisis

adecuados para llevar a cabo este trabajo de manera que se obtengan registros precisos, confiables y representativos del estado de ambas máquinas.

La estructura de adquisición de datos utilizada para el cálculo del espectro se muestra de manera general en la Fig.N° 3.6:

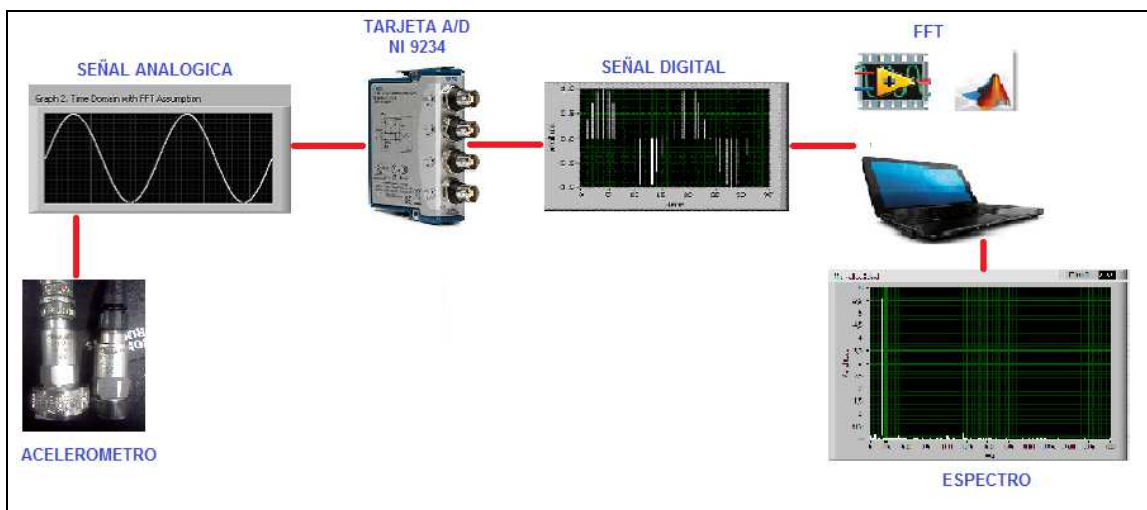


Figura N° 3.6) Estructura de adquisición de datos utilizada para la obtención de los espectros.

3.2.1) Etapa transductora.

La figura anterior muestra que en primer lugar la señal vibratoria es capturada por un acelerómetro, el cual transforma dicha señal de vibración en una señal eléctrica proporcional a la aceleración medida. Esta señal es continua y analógica. En nuestras mediciones, los registros fueron efectuados con dos acelerómetros uniaxiales con los que contaba el laboratorio, cuyas características principales se detallan a continuación:

Tabla N° 3.2) Características acelerómetros utilizados en mediciones.

Acelerómetros	Modelo AC102-1A, marca CTC
Sensibilidad:	100 mv/g

Rango de frecuencias	0,5 – 15000 Hz (+/- 3dB) 2 – 10000 Hz (+/- 10%)
Rango dinámico	+/- 50 g, peak
Protección máxima contra impactos	5,000 g, peak
Ruido eléctrico	10 Hz - 14 µg/√Hz 100 Hz - 2.3 µg/√Hz
Montaje	Base magnética plana y dos polos
Tipo de conector	2 Pin MIL-C-5015
Frecuencia resonante	23000 Hz



Figura N° 3.7) Acelerómetros modelo AC102-1A, utilizados para medición.

3.2.2) Etapa de acondicionamiento de la señal.

La adquisición y el acondicionamiento de los datos de la señal eléctrica que proporciona la salida del acelerómetro es realizada por una tarjeta A/D (Fig. N°3.8) de *National Instruments™*. Los datos recolectados de cada una de las señales es digitalizada (se toman valores puntuales de la señal analógica), filtrada y

acondicionada, objeto sean sólo las componentes de interés las mostradas en el espectro, asegurando que la señal procesada corresponda a la señal analógica inicial (por ejemplo mediante el filtro anti aliasing).

Para nuestro estudio, se utilizó un módulo NI 9234, al cual se le conectó un acelerómetro en canal "0" para las lecturas de vibración en las direcciones vertical y axial, y un acelerómetro en el canal "1" para las lecturas de vibración en la dirección horizontal. Las principales características de la tarjeta A/D son:

Tabla N° 3.3) Características técnicas de tarjeta A/D.

Número de canales	4 canales de entrada analógica
Resolución ADC	24b bit
Frecuencia de muestreo máxima	51.2 KS/s
Tipo de convertidor ADC	Delta – Sigma (con prefiltro analógico)
Modo de muestreo	Simultaneo



Figura N° 3.8) Tarjeta análogo / digital NI 9234, de National Instruments™.

3.2.3) Etapa de adquisición y procesamiento de datos.

En el desarrollo de la adquisición de datos, se empleó el software de ambiente gráfico llamado LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench). Con él se crearon pantallas que permitieron visualizar las señales capturadas. Lo anterior se logra mediante el uso de bloques pre-programados que se enlazan unos con otros en un entorno gráfico.

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.

Un VI o un programa de Labview se dividen principalmente en dos partes:

- Panel frontal: Esta interfaz recoge las entradas procedentes del usuario y representa las salidas proporcionadas por el programa. Un panel frontal está formado por una serie de botones, pulsadores, gráficos, etc., como se observa en la Fig.Nº 3.9. Este corresponde a la parte que se visualiza cuando se ejecute el programa, ya sean datos adquiridos o resultados de alguna operación.
- Diagrama de bloque: Constituye el código de la fuente del VI. En el diagrama de bloque (Fig. Nº 3.10) es donde se desarrolla toda la programación, es decir, los elementos del Panel Frontal aparecen ahora como parte de los bloques que pueden ser usados directamente junto con los elementos no visibles, para controlar o realizar cualquier procesado de las entradas y salidas que se crearon en el panel frontal .

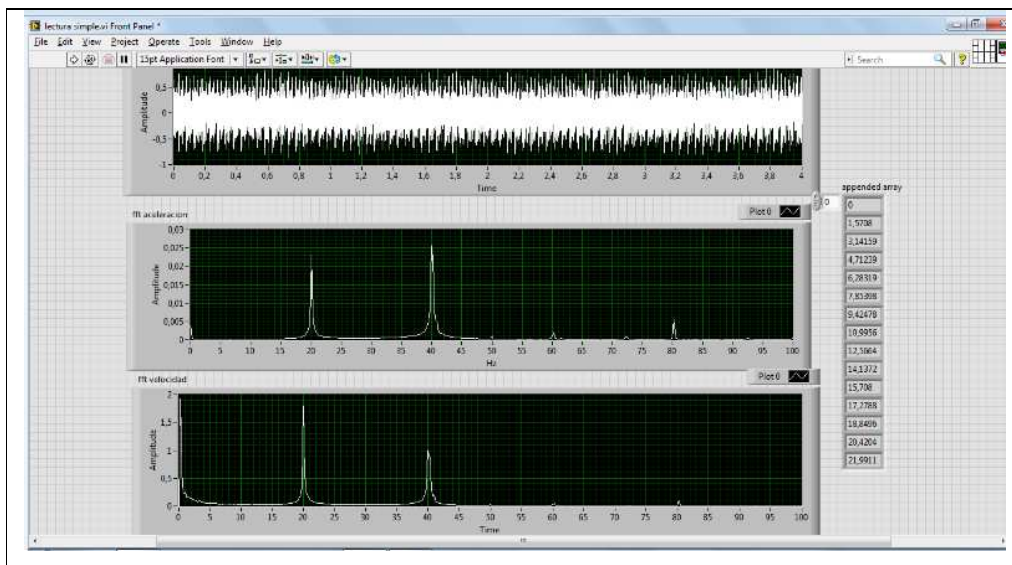


Figura N° 3.9) Panel frontal utilizado para lectura y análisis de mediciones.

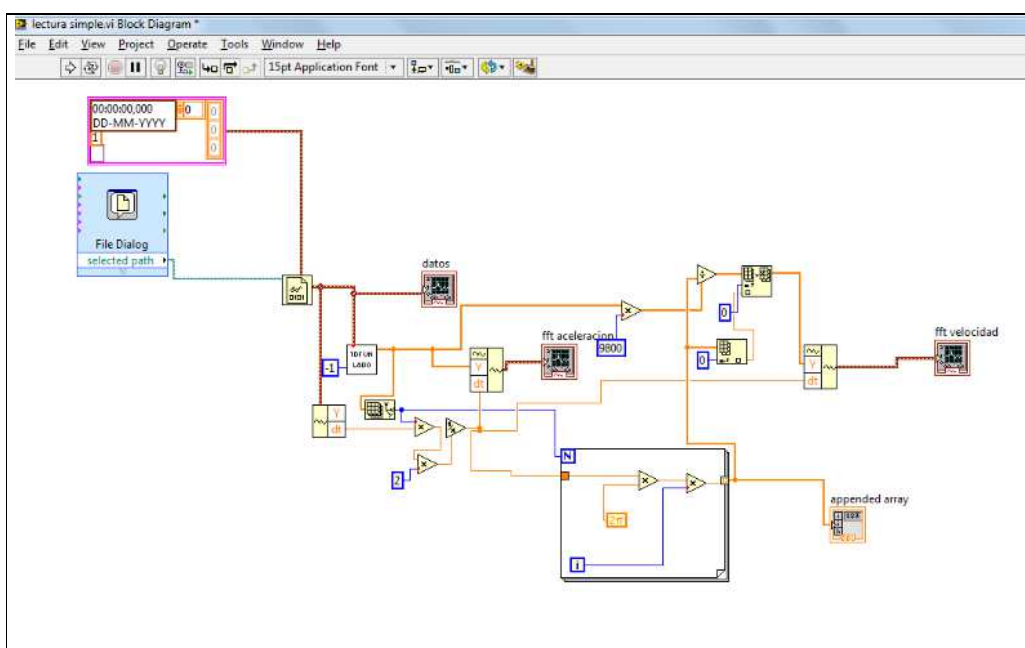


Figura N° 3.10) Diagrama de bloques utilizado para obtener la señal en el dominio tiempo y frecuencia.

La creación de nuestro programa, mediante el cual se debía obtener tanto la señal de la aceleración en el tiempo y la respuesta en el espectro en velocidad rms, se definió con la siguiente cronología:

- Cargar y ejecutar el programa “LabVIEW 2011, versión 11.0 de National Instruments”.
- Ingresar a “My system – Measurement & Automation Explorer” y seleccionar “Data Neighborhood”
- En “Data Neighborhood” seleccionamos “NI-DAQmx task” y “next” para crear una nueva tarea.
- Ahora seleccionar “Acquire signal” e ingresar a “Analog Input”.
- En esta pantalla seleccionamos “Acceleration” pues esta será la magnitud a trabajar.
- Seleccionamos “configuration” para ingresar las características y el número de acelerómetros a utilizar.
- En la pantalla de inicio de LabVIEW seleccionamos “Adquirir. VI”
- En este punto se puede comenzar a crear el diagrama de bloques (Block Diagram), el cual como se mencionó anteriormente se usarán para desarrollar los códigos necesarios y adquirir los datos. ver Fig.Nº3.11.
- Al generar el diagrama de bloque, se crea el panel frontal (front Panel) como se observa en la Fig.Nº3.12, que es desde donde seleccionaremos la tarea de adquisición que creamos inicialmente.
- Ahora se pueden adquirir los datos presionando el icono “run”. Posteriormente se guardan estos registros con el nombre del punto medido.
- Al ejecutar nuevamente el programa, y seleccionar la opción para lectura de datos (no confundir con adquisición de datos), nos envía al panel frontal de nuestro programa. Presionando nuevamente el icono “run” vamos a la carpeta donde están almacenados todos nuestros registros. Ahora al seleccionar uno de ellos el programa lo ejecuta y es posible visualizarlo para efectuar el análisis, sea éste en el dominio tiempo o en el dominio de la frecuencia.

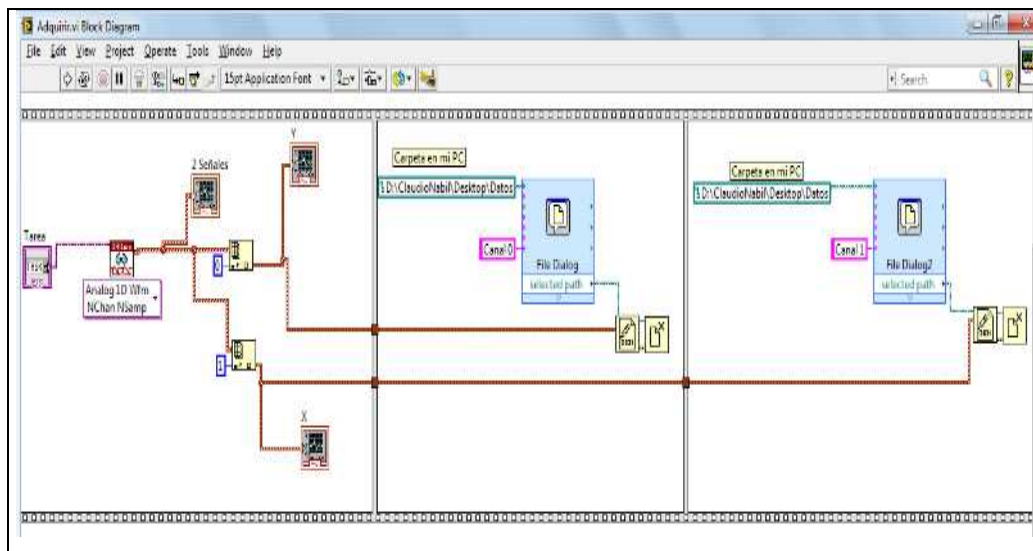


Figura N° 3.12) Diagrama de bloques utilizado para adquisición de la señal vibratoria.

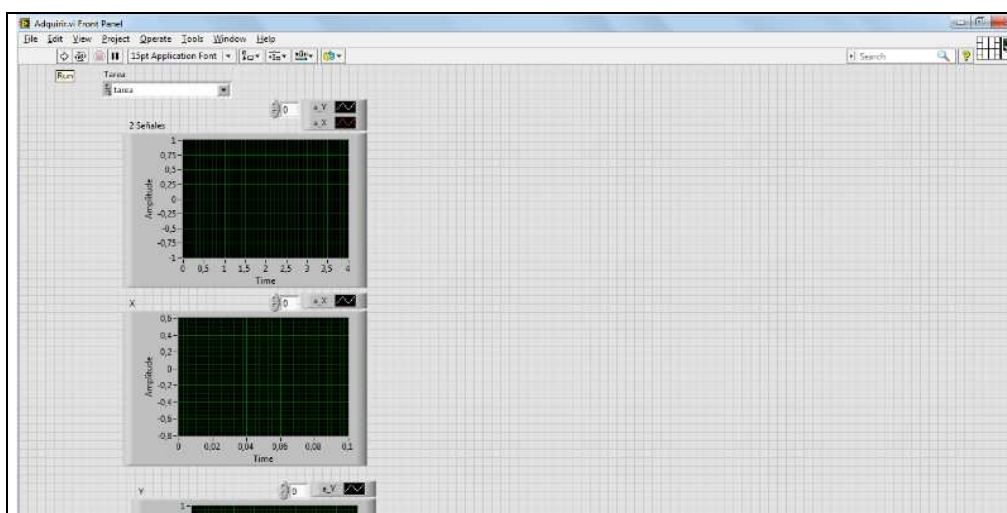


Figura N° 3.13) Panel frontal utilizado para adquisición de la señal vibratoria.

3.3) Cálculo del espectro a través de la transformada de Fourier.

3.3.1) Transformada de Fourier.

La transformada de Fourier o FT (Fourier Transform) es una función matemática que permite obtener a través de la forma de la vibración u onda en el tiempo, el espectro en frecuencias.

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (\text{ec.N}^\circ 3.1)$$

La transformada inversa de Fourier o IFT (Inverse Fourier Transform) realiza el proceso inverso, es decir, conocido el espectro permite obtener la forma de la onda.

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{j\omega t} dt \quad (\text{ec.N}^\circ 3.2)$$

El espectro obtenido de la ecuación N° 3.1 entrega componentes tanto para frecuencias positivas como negativas, como se ve en la Fig. N° 3.14 (se conoce como espectro a dos lados). Considerando que el espectro es simétrico respecto al origen, el resultado del procesamiento de la señal presenta el espectro solo para frecuencias positivas (llamado espectro a un lado o la mitad del espectro). Para conservar el valor de la energía contenida en él, su valor es multiplicado por dos.

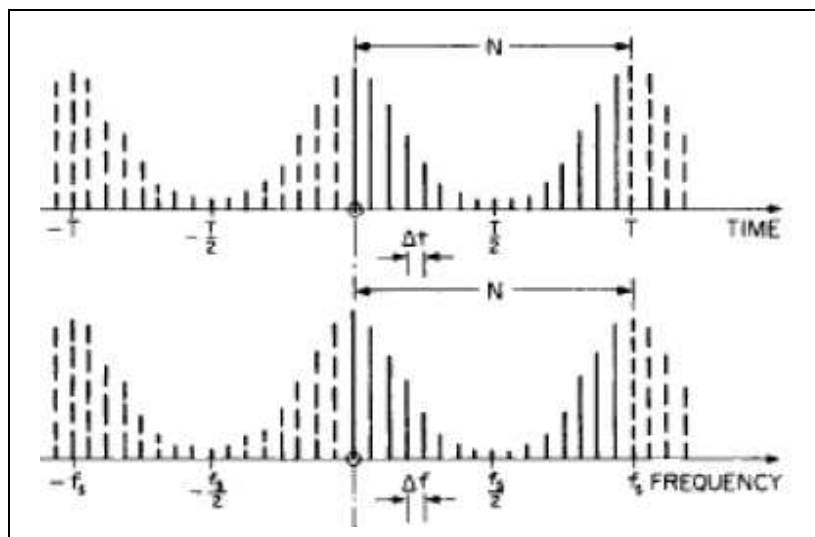


Figura N° 3.14) Respuesta positiva y negativa en las gráficas de la transformada de Fourier.

3.3.2) Transformada Discreta de Fourier.

Para poder obtener el espectro vibratorio utilizando la transformada de Fourier, debe tomarse 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 una aproximación numérica de la Transformada de Fourier apropiada para realizar el cálculo en el computador. Respecto a la Transformada de Fourier, la Transformada Discreta realiza dos aproximaciones:

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

3.3.3) Transformada Rápida de Fourier o FFT (Fast Fourier Transform).

La Transformada Rápida de Fourier es un algoritmo matemático más eficiente para calcular la Transformada Discreta de Fourier. La TDF para el cálculo del espectro utiliza $N \cdot N/2$ términos complejos lo que lo hace muy lento. La FFT maneja solamente $N \cdot \log N$ términos, por lo que es considerablemente más rápido.

La Fig.N° 3.15 muestra el modo de transformación de la señal en un programa basado en la Transformada de Fourier. Podemos ver que en primer lugar la señal es capturada desde una máquina, luego se calculan todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje x de la frecuencia. Puede notarse claramente que a una señal compleja cualquiera (en color verde), se le calculan todas las series de señales

sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo).

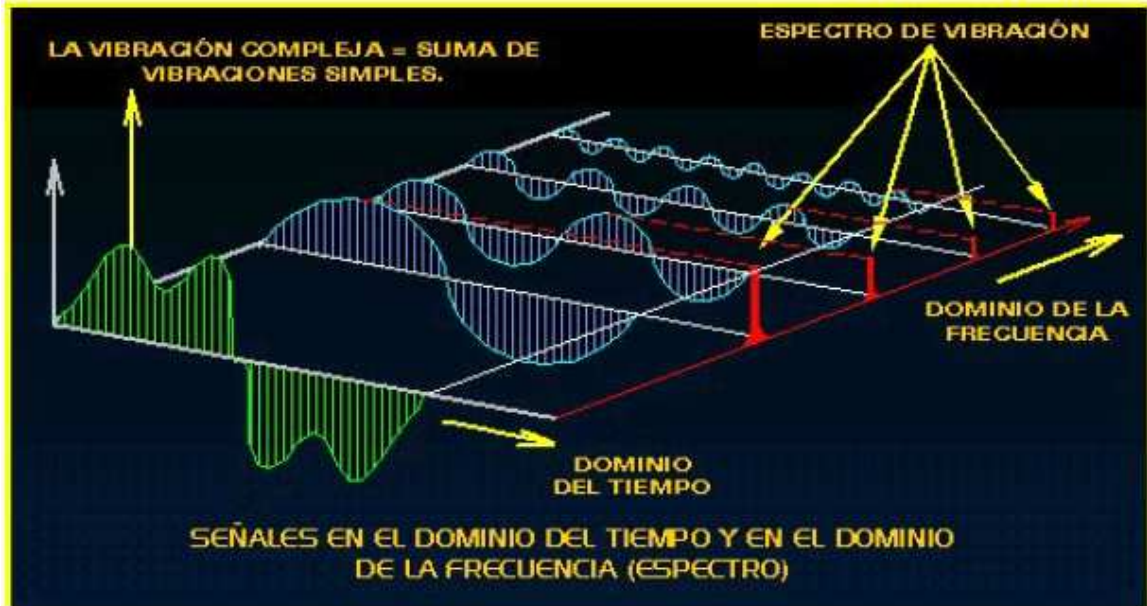


Figura N° 3.15) Esquema del procedimiento de transformación de la señal, desde un gráfico Amplitud v/s Tiempo, captada directamente desde un equipo funcionando, hasta un espectro Amplitud v/s Frecuencia.

CAPITULO 4: REGISTROS DE VIBRACION DEBIDO AL DESALINEAMIENTO, EVALUACION DE LA SEVERIDAD VIBRATORIA GLOBAL Y ANALISIS DE LA RESPUESTA EN FRECUENCIAS.

4.1) Introducción al análisis espectral de vibraciones.

Uno de las técnicas predictivas más efectivas para el diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias es el análisis frecuencial o espectral de las vibraciones medidas en los descansos de la máquina analizada. Asumiendo que cada defecto mecánico genera una vibración característica, el análisis de las componentes en un espectro vibratorio nos permite diagnosticar la o las causas del problema.

El análisis espectral es el punto de partida para el diagnóstico. Como se describe en el capítulo 2.2.7, esta técnica consiste en descomponer la señal en el dominio tiempo en sus componentes que las generaron (a través de la FFT) y luego asociar dichas componentes con las fuerzas dinámicas que la generaron, evaluar la severidad de estas y determinar acciones correctivas. Los pasos a seguir para analizar el espectro son:

- Determinar grupos de componentes cuyas frecuencias son múltiplos o armónicos de ellas.
- Relacionar de manera precisa la frecuencia de las vibraciones con la velocidad de rotación de la máquina.
- Considerar que las vibraciones pueden provenir de vibraciones generadas debido al funcionamiento propio de la máquina, vibraciones generadas por funcionamiento fuera de sus parámetros normales de operación, vibraciones provenientes de otras máquinas, vibraciones generadas por fallas.

Las claves para determinar la condición de la maquinaria mediante el análisis de vibraciones se pueden resumir en:

- Clave para diagnosticar la falla : Frecuencia de la vibración
- Clave para evaluar la severidad vibratoria: Amplitud de la vibración

4.2) Medición inicial y registro de los niveles de vibración global.

4.2.1) 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. Para nuestro banco de ensayos estas fueron realizadas en cuatro puntos a lo largo del conjunto y en sus tres direcciones (Fig. N° 4.1). 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.
- **S/A:** Medición no efectuada.

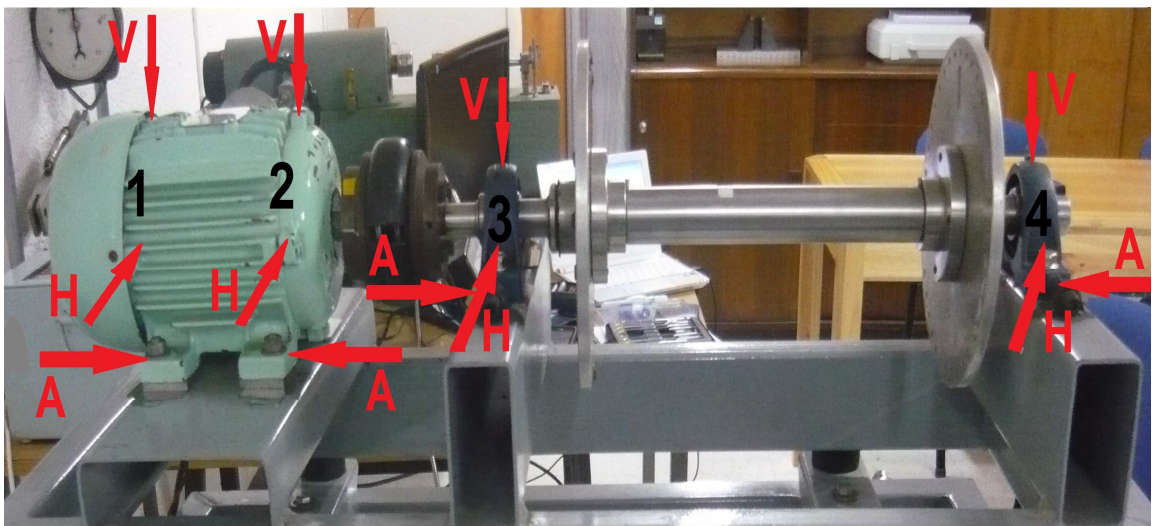


Figura N° 4.1) Puntos de medición y dirección de mediciones.

Los puntos señalados por las flechas indican el lugar donde fue ubicado el acelerómetro utilizado. 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.

4.2.2) Condiciones de operación durante toma de registros.

Debido a que el banco de ensayo de vibraciones cuenta con un variador de frecuencia, el cual nos permite operar a diferentes velocidades de rotación, se tomaron registros para evaluar la severidad vibratoria en 3 diferentes condiciones, comparando los valores de frecuencia ingresados en el variador respecto de las revoluciones reales del rotor, medidas con un tacómetro digital. Los resultados se aprecian en la Tabla N° 4.1:

Tabla N° 4.1) *Condiciones de operación durante toma de registros.*

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

El conocimiento de la velocidad de rotación real del eje de la máquina es fundamental para el análisis, pues, como se mencionó anteriormente, el análisis se basa en establecer relaciones de todas las componentes del espectro respecto a la velocidad de rotación, evitando con esto confundir el origen de estas y por consiguiente la evaluación de la severidad vibratoria (se evalúan solo las componentes que genera la máquina, ISO 2372) y diagnóstico del estado del conjunto.

4.2.3) Cálculo de valor global RMS.

El valor RMS es una magnitud que permite cuantificar la potencia de una señal vibratoria. De acuerdo con la norma ISO 2372, la evaluación de la severidad vibratoria deberá efectuarse utilizando el valor global de la velocidad RMS, lo cual

para nuestro caso, será calculada directamente del espectro mediante la ecuación N° 4.1. La unidad de medida de la velocidad será mm/s RMS, siendo calculada para cada uno de los puntos medidos y sus respectivas direcciones, considerando las tres velocidades de rotación. La Fig. N° 4.2, muestra el espectro vibratorio en velocidad RMS del punto 2V a 600 rpm, y un ejemplo del cálculo de su valor global.

$$V_{RMS} = \sqrt{V_{RMS1}^2 + V_{RMS2}^2 + V_{RMS3}^2 + V_{RMS4}^2 + V_{RMS5}^2 + V_{RMSN}^2} \quad (\text{ec.N}^\circ 4.1)$$

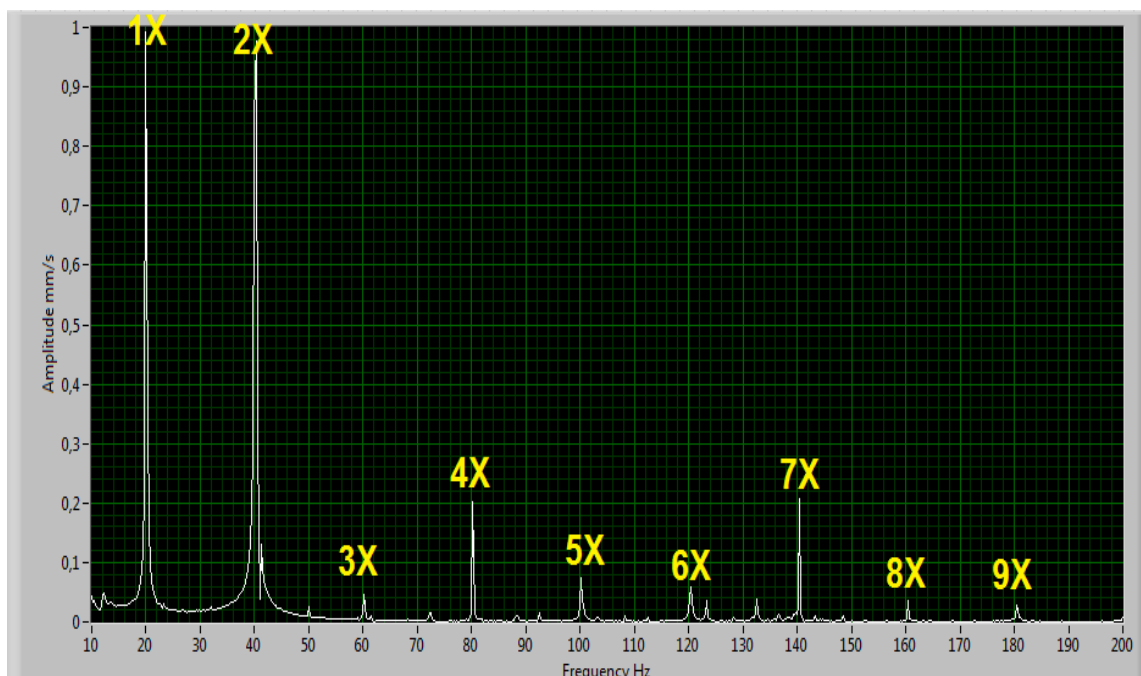


Figura N° 4.2) Espectro obtenido en punto 2V a 1200 rpm.

De la figura anterior se aprecia la que la primera componente ocurre a 20 Hz, lo cual corresponde a 1200 rpm, denominándose “componente fundamental o componente a 1X”. La segunda componente visible ocurre a 40 Hz, siendo esta el doble de la velocidad de giro denominándose “componente armónica de la fundamental o componente a 2X”. Se aplica también para el resto de las componentes estableciéndose siempre su relación respecto a la fundamental.

Aplicando la ecuación N° 4.1 a la amplitud de cada una de las componentes del espectro, se obtiene:

$$V_{RMS} = \sqrt{0,99^2 + 0,98^2 + 0,03^2 + 0,20^2 + 0,08^2 + 0,06^2 + 0,21^2 + 0,04^2 + 0,03^2}$$

$$V_{RMS} = 1,54 \text{ mm/s RMS.}$$

De esta manera se obtuvo el valor global de todos los registros realizados, cuyos resultados son expuestos en la Tabla N° 4.2.

Tabla N° 4.2) Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor en las diferentes condiciones de operación.

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s CONDICION N°1 600 RPM	VALOR GLOBAL mm/s CONDICION N°2 1200 RPM	VALOR GLOBAL mm/s CONDICION N°3 1500 RPM
1V	1,49	8,19	7,50
1H	3,66	2,21	1,87
1A	1,82	1,67	2,63
2V	4,44	4,91	3,45
2H	3,89	1,54	1,18
2A	1,38	2,14	2,09
3V	2,35	13,38	5,91
3H	4,54	3,45	5,06
3A	S/A	S/A	S/A
4V	5,47	18,15	5,25
4H	2,88	1,32	1,91
4A	1,11	1,68	3,22

4.3) Evaluación de la severidad vibratoria.

Se considerará que debido a la potencia del elemento motriz (ver capítulo 3.1.1), y la velocidad de giro durante las diferentes pruebas de operación, el conjunto debe ser clasificado como:

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

Los valores máximo admisibles para la evaluación de la severidad vibratoria de esta clasificación se presentan destacados en la Tabla N° 4.3:

Tabla N° 4.3) Rangos de severidad vibratoria para máquinas clase I.

Rango de velocidad Efectiva RMS (mm/s)	Tipos de Máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 - 0,28	A	A	A	A
0,28 - 0,45				
0,45 - 0,71				
0,71 - 1,12	B	B	C	
1,12 - 1,8	C			
1,8 - 2,8		D		D
2,8 - 4,5	D		D	
4,5 - 7,1		D		D
7,1 - 11,2	D		D	
11,2 - 18		D		D
18 - 28	D		D	

Se considerará un nivel de vibración “Buena” o “Satisfactorio”, si la magnitud todos los valores registrados en los 4 puntos de medición no supera el umbral de 1,80 mm/s RMS.

4.3.1) Evaluación de la severidad vibratoria condición N°1, 600 rpm.

- Valor global máximo alcanzado: **5,47 mm/s RMS, punto 4H.**
- Valor máximo admisible: 1,80 mm/s RMS.
- Evaluación de la severidad vibratoria: De acuerdo a la norma ISO 2372, el valor global máximo registrado se encuentra en la zona “D”, calidad **Inacceptable**. Los valores de vibración de esta zona son considerados normalmente como suficientemente severos para causar daño a la máquina.

4.3.2) Evaluación de la severidad vibratoria condición N°2, 1200 rpm.

- Valor global máximo alcanzado: **18,15 mm/s RMS, punto 4H.**
- Valor máximo admisible: 1,80 mm/s RMS.
- Evaluación de la severidad vibratoria: De acuerdo a la norma ISO 2372, el valor global máximo registrado se encuentra en la zona “D”, calidad **Inacceptable**. Los valores de vibración de esta zona son considerados normalmente como suficientemente severos para causar daño a la máquina.

4.3.3) Evaluación de la severidad vibratoria condición N°3, 1500 rpm.

- Valor global máximo alcanzado: **5,91 mm/s RMS, punto 3V.**
- Valor máximo admisible: 1,80 mm/s RMS.
- Evaluación de la severidad vibratoria: De acuerdo a la norma ISO 2372, el valor global máximo registrado se encuentra en la zona “D”, calidad **Inacceptable**. Los valores de vibración de esta zona son considerados normalmente como suficientemente severos para causar daño a la máquina.

4.4) Análisis de las mediciones y sus espectros.

Los resultados anteriores establecen que al presentarse niveles de vibración globales superiores a los permisibles, existe un problema en el conjunto. La condición "Inaceptable" indica la severidad del problema, siendo necesarias su identificación y corrección.

No obstante, poder determinar cuál es el problema y cuál sería la causa que lo genera sólo mediante la evaluación de los valores globales es prácticamente imposible. Existen algunas relaciones prácticas entre los valores globales y su dirección, pero es en definitiva el análisis frecuencial de los espectros quien determinará el tipo de problema del conjunto.

4.4.1) Análisis espectral de las mediciones.

Habiéndose establecido la existencia de un problema, dado los altos niveles de vibración registrados durante las mediciones, el próximo paso es determinar que lo genera, para lo cual nos basaremos principalmente en el análisis de las componentes que aparecen en el espectro, apoyado por el análisis de la forma de onda.

La literatura relacionada al análisis de vibraciones en máquinas coincide que, las vibraciones normales o la firma de vibración de la maquinaria en el espectro debería estar compuesta sólo por las componentes generadas por la rotación de los ejes y la acción de los elementos que estos mueven (ej.: frecuencias de pasada de álabes, frecuencias de engrane, impactos por la acción recíproca en máquinas alternativas, etc.). En relación al desalineamiento, se conoce que una de las características principales de esta condición es la aparición de componentes armónicas de la velocidad de giro. La Tabla N° 4.4 muestra el valor global del medido en el punto 2V, bajo tres diferentes velocidades de operación. Se puede apreciar que la amplitud del valor global está compuesta en un 95% por las dos

primeras componentes. De estas, en el 40% de los casos la componente a 2X generada por la condición de desalineamiento es mayor que la fundamental. Si consideramos que en un espectro de cualquier máquina en condiciones normales de operación, solo debería aparecer la componente generada por el desbalanceamiento residual, la aparición de la componente a 2X para este caso se debería a la variación en la rigidez del acoplamiento originada por el desalineamiento existente. Se puede apreciar además que a razón del aumento de velocidad del conjunto, existe un incremento en el número y la amplitud de las componentes armónicas en el espectro, siendo más perceptibles a velocidades de operación mayores, estableciéndose que el problema sería el desalineamiento.

Tabla N° 4.4) Valores globales y discretos de vibración en punto 2V.

RPM	DIRECCION	VALOR GLOBAL (mm/s)	VALOR DISCRETO 1X (mm/s)	VALOR DISCRETO 2X (mm/s)	VALOR DISCRETO 3X (mm/s)
600	Vertical	4,44	2,26	3,58	0,07
	Horizontal	3,89	3,85	0,54	0,05
	Axial	1,38	0,50	1,27	0,12
1200	Vertical	4,91	4,04	2,56	0,08
	Horizontal	1,54	0,99	0,98	0,05
	Axial	2,14	2,03	0,43	0,13
1500	Vertical	3,45	0,93	3,05	0,16
	Horizontal	1,18	0,53	0,63	0,10
	Axial	2,09	1,13	0,57	0,31

La Fig. N° 4.3 muestra la comparación de los espectros obtenidos, para cada máquina, en los puntos más cercanos al acoplamiento. Se observa que, excepto por componentes generadas por fallos propios en cada máquina, el contenido de componentes armónicas de la velocidad de giro en ambos registros es el mismo, dado a que la fuerza en ambos lados del acoplamiento es la misma. Esta característica es muy importante puesto que el desalineamiento se produce entre

las dos máquinas, por lo cual la respuesta vibratoria debe ser necesariamente la misma, independiente de las amplitudes de sus componentes.

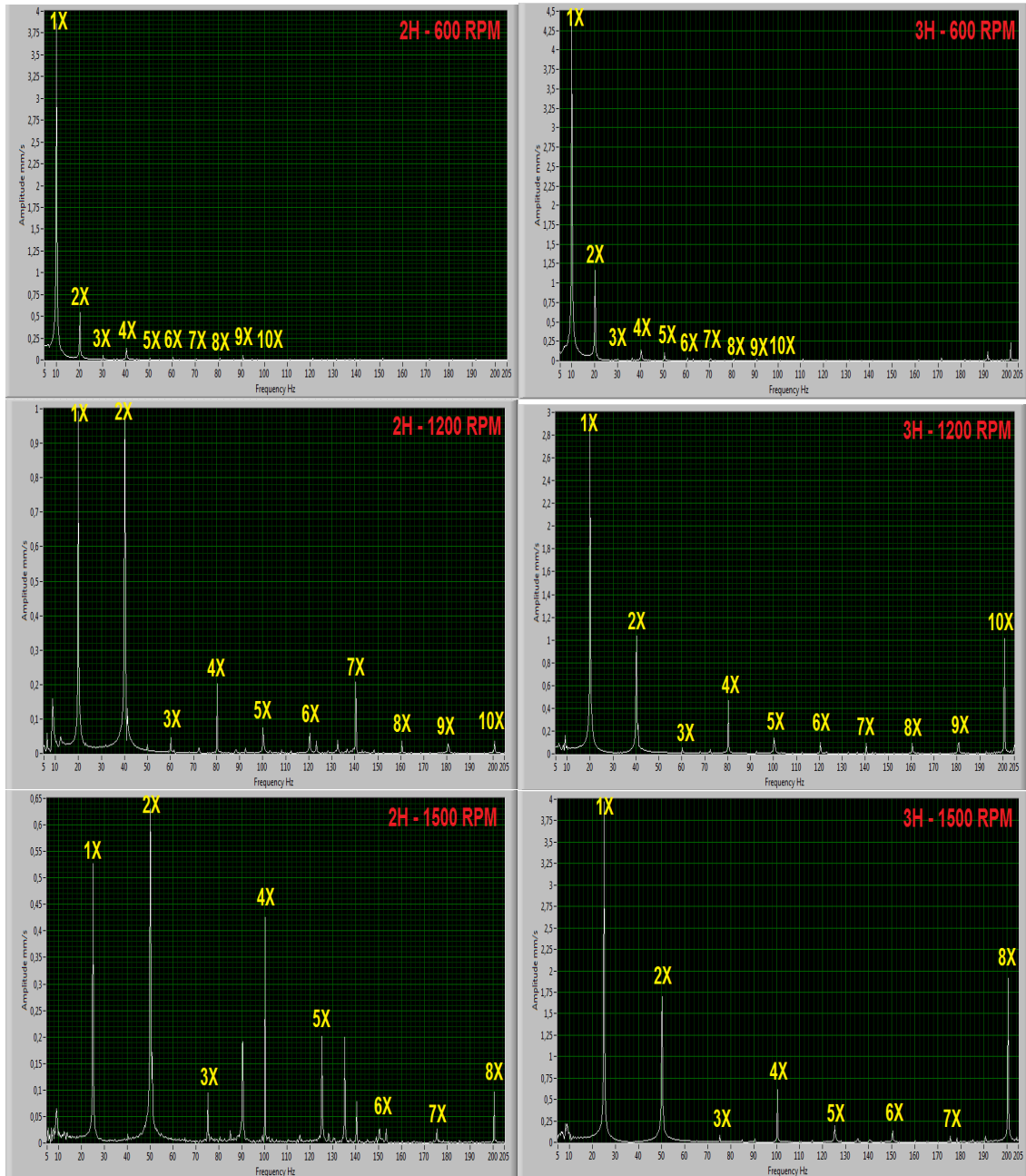


Figura N° 4.3) Espectro de puntos 2V y 3V en velocidad RMS, muestran igual contenido espectral (armónicos) causado por el desalineamiento.

Adicional al análisis en frecuencias y con el objetivo de confirmar la existencia de desalineamiento, se efectuó el análisis de la forma de la onda. La fig.N° 4.4 corresponde a la medición efectuada en el punto 2V a 1500 rpm, en la cual se compara la respuesta del desalineamiento en el espectro respecto del tiempo. Se puede observar que la característica principal de la forma de onda es su naturaleza periódica. Los intervalos en azul indican un periodo $T = 0,04$ seg., correspondiente a la frecuencia de 25 Hz que es igual a la velocidad de giro del eje, es decir 1X. Por otro lado, los intervalos de color amarillo, tienen un periodo menor $T = 0,02$ seg., correspondiente a una frecuencia de 50 Hz, vale decir a la componente 2X generada por el desalineamiento.

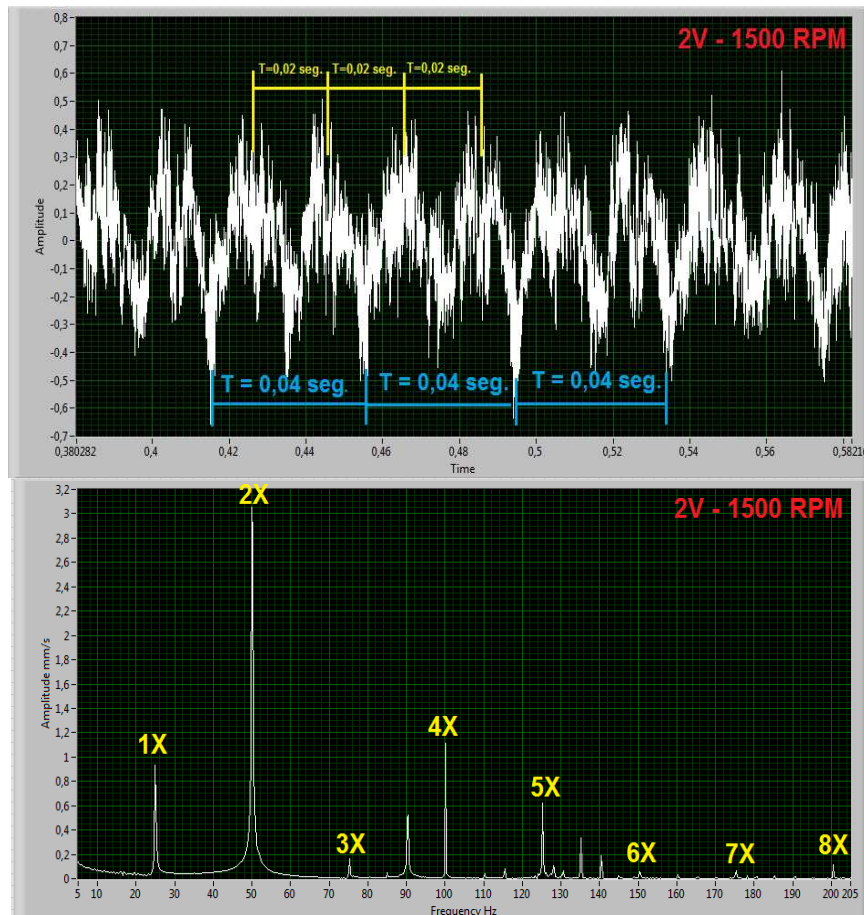


Figura N° 4.4) Forma de onda y espectro generado por el desalineamiento, medido en el punto 2V a 1500 rpm.

Si bien el análisis espectral indica la existencia de desalineamiento entre el motor eléctrico y el rotor, existiría un segundo problema en el banco de ensayos. Dado a la notoria diferencia en las amplitudes de las vibraciones horizontales y verticales medidas en un mismo punto, las cuales en algunos casos supera 4 veces su valor, se sospecha que el equipo, o las componentes que este genera en el espectro, se encuentran trabajando en una zona resonante o cercana a ésta.

La resonancia se refiere a la condición para la cual, las frecuencias de las fuerzas dinámicas que actúan en una máquina, coinciden con una frecuencia natural propia, amplificando sus niveles vibratorios. La resonancia sólo amplifica las vibraciones de otras fuentes de excitación, no las genera, sin embargo, esta amplificación puede ser extremadamente dañina para la máquina.

La Fig. N° 4.5 muestra el espectro medido en el punto 3V a 1200 rpm, en las direcciones vertical y horizontal, respectivamente. Ambos espectros evidencian el predominio de la componente fundamental (1X) atribuible en primera instancia, al desbalanceamiento residual que presenta el conjunto. No obstante lo anterior, la comparación de la amplitud a 1X del espectro en la dirección vertical respecto a la amplitud de la componente 1X del espectro en la dirección horizontal observa una notable diferencia, lo cual nos permite inferir que el punto 3V estaría trabajando en una zona resonante en la dirección vertical. La literatura relacionada con vibraciones designa a esta disparidad en las amplitudes con el término “razón de cambio”, refiriéndose como diferencia existente en la amplitud de dos componentes a igual frecuencia. La razón de cambio puede ser obtenida de:

$$\frac{\text{Valor discreto mayor}}{\text{Valor discreto menor}} = \text{Razón de cambio}$$

Lo cual para las mediciones efectuadas en el punto 3V y 3H representa.

$$\frac{13,23 \text{ mm/s RMS}}{2,98 \text{ mm/s RMS}} = 4,43 \text{ veces}$$

Donde la amplitud de 13,23 mm/s corresponde a la componente 1X en la dirección vertical y la amplitud 2,98 mm/s corresponde a la componente 1X de la amplitud horizontal. La diferencia de amplitudes de hasta 3 veces (o más) entre la amplitud vertical y la amplitud horizontal, son indicativos de resonancia.



Figura N° 4.5) Razón de cambio entre amplitud vertical y amplitud horizontal del punto 3H a 1200 rpm.

Debido a que una gran amplitud en la componente 1X se relaciona rápidamente con el desbalanceamiento, es necesario explicar porque se desestima. La fuerza dinámica que genera el desbalanceamiento se obtiene mediante la ecuación $F_c = m \times r \times w^2$, donde F_c corresponde a la fuerza dinámica generada por el desbalanceamiento, m corresponde a la masa desbalanceada, r al radio donde se ubica la masa desbalanceada y w^2 a la velocidad de rotación. Considerando la naturaleza del movimiento rotacional, la respuesta de la fuerza dinámica F_c es completamente radial, lo cual implica que esta sea la misma a través de los 360° (1 revolución). Por lo tanto, la fuerza de desbalance y por ende la vibración

generada a la velocidad de giro debería ser igual en la dirección vertical y en la dirección horizontal. Aunque la condición de resonancia se confirmaría con un análisis de la fase de la vibración, es ésta última característica (diferencia de amplitudes) la cual sostiene el diagnóstico.

Un ensayo de golpe efectuado en el descanso 3V para estimar las frecuencias naturales en la dirección vertical, indica la existencia de dos frecuencias naturales en ese punto (Fig. N°4.6). De ellas, se concluye que con el rotor girando a 1200 RPM y siendo esta velocidad de rotación la frecuencia de excitación principal, el punto 3V se encuentra en resonancia.

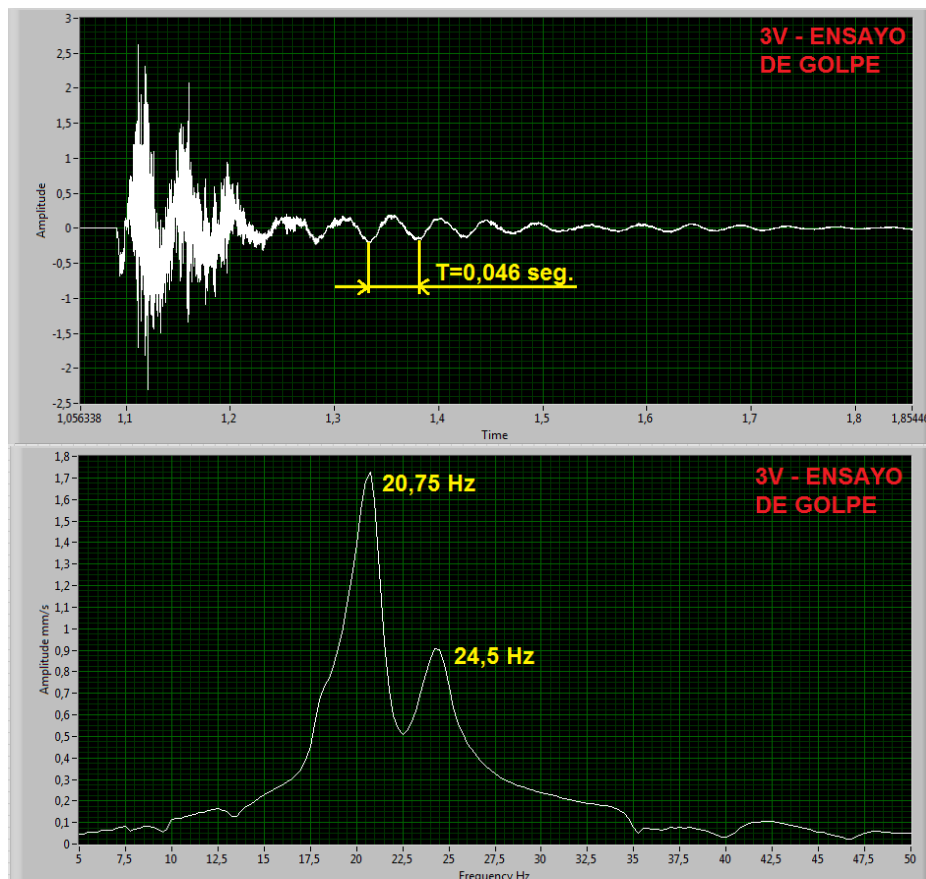


Figura N° 4.6) Ensayo de golpe efectuado en punto N°3, dirección vertical. Se aprecia frecuencia natural muy cercana a frecuencia de excitación 1200 rpm.

4.4.2) Diagnóstico de la condición actual del banco de ensayos.

Posterior a efectuar la evaluación de los valores globales y análisis de los espectros de cada uno de los puntos medidos, el diagnóstico es:

“Análisis frecuencial de espectros evidencian predominio de componentes generadas por desalineamiento entre motor eléctrico y rotor. Además, se observa la amplificación de la componente 1X en la dirección vertical por sobre los valores horizontales, lo cual es atribuible a que el equipo se encontraría trabajando en una zona resonante o cercano a ésta, preferentemente en condición de 1200 y 1500 rpm.”

CAPITULO 5: PROCEDIMIENTO DE ALINEACION UTILIZADO EN BANCO DE ENSAYOS.

El objetivo de este capítulo es determinar la posición relativa de las líneas centrales de rotación del eje del motor respecto al eje del rotor, cuantificar la desviación y, si las mediciones indican valores sobre los máximos recomendados, corregir el desalineamiento de acuerdo a las tolerancias entregadas, sean estas en sentido paralelo y/o angular.

5.1) Pasos previos antes de efectuar el alineamiento.

Para poder medir y corregir la condición de alineamiento, se requiere un método para cuantificar y describir esta condición. Sin embargo, previo a la etapa de corrección del desalineamiento, es importante determinar la existencia de este y cuál es el método a utilizar, evaluando la geometría de la instalación, espacio disponible, tolerancias exigidas, desalineamiento actual máximo, etc. Si bien es cierto, la metodología laser presenta grandes ventajas respecto a los métodos convencionales de relojes comparadores y otros menos precisos, sus desventajas se encuentran principalmente centradas en las limitaciones de espacios para instalación de sus cabezales y la máxima capacidad de lectura del desalineamiento actual, pues este último depende del tamaño del lente del cabezal receptor.

Se consideró beneficioso efectuar la siguiente lista de actividades, con el objeto de asegurar confiabilidad y rapidez en la ejecución del trabajo. A continuación se detallan los pasos ejecutados:

5.1.1) Determinación del método a utilizar: De acuerdo a las limitaciones de espacio, tolerancias exigidas, desalineamiento actual, equipos e instrumentos disponibles, etc., Se seleccionó el método de relojes comparadores "RIM and FACE", el cual será explicado más adelante.

5.1.2) Obtener información del equipo a ser alineado: La primera guía de las tolerancias de alineamiento será la entregada por el fabricante, en caso que esta no se posea, se adoptaran las tolerancia mostradas en la Tabla N° 2.1. Además se deben conocer si estas son aplicables a la máquina en operación (debido a dilataciones térmicas) o sólo a la máquina detenida, dependiendo además del tipo de descansos. Para nuestro conjunto se consideraron las tolerancias expresadas en el capítulo 2.2.5, y para una velocidad máxima de 1500 rpm.

5.1.3) Trabajar de manera segura: La seguridad al trabajar con maquinaria rotativa debe ser muy importante. En el desarrollo de la actividad se efectuó la desconexión del convertidor de frecuencia a fin de evitar una puesta en marcha accidental. Además, durante las pruebas previas al alineamiento se limitó la velocidad de giro y el tiempo de funcionamiento del conjunto a 1500 rpm, incluyendo una persona en condiciones de detener el motor desde el variador ante cualquier accidente.

5.1.4) Efectuar una inspección visual preliminar del sistema: La inspección evaluó el estado del conjunto respecto a las posibles dificultades para efectuar la medición o las correcciones y garantizar un alineamiento preciso. Dentro de las dificultades encontradas, la principal es atribuible a la soldadura existente entre el machón de acoplamiento del rotor y su eje. También entre la chaveta y su chavetero. Lo anterior será reflejado en el capítulo de análisis de espectros obtenidos.

5.1.5) Determinar la cantidad de desalineamiento actual: Para conocer si el desalineamiento puede ser o no corregido debido a posibles limitación en desplazamientos horizontal (lateralmente en ambos sentidos) o verticales (hacia arriba y abajo) se evalúa de manera rápida el desalineamiento en los sentidos paralelo y angular. En nuestro caso, se estableció que no existían limitaciones de los movimientos necesarios para la corrección del desalineamiento, lo cual implicaba mover ambas máquinas.

5.2) Selección del método de alineamiento a utilizar.

Posterior a realizar todas las actividades descritas anteriormente, 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. N° 5.1. 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.

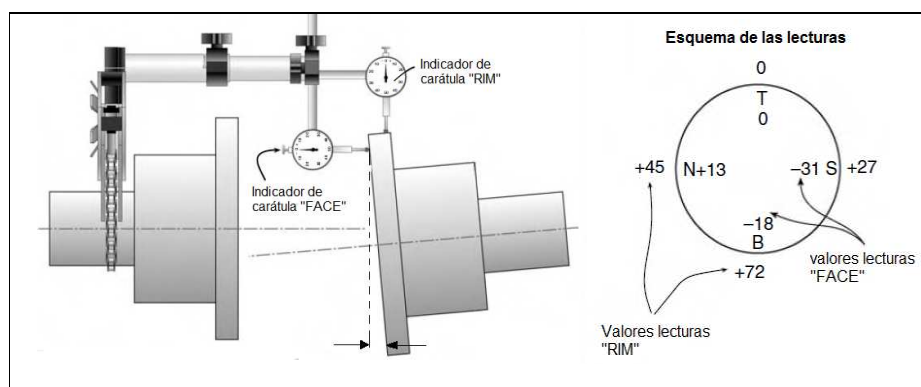


Figura N° 5.1) Método de alineamiento RIM and FACE.

5.3) Metodología de alineamiento.

5.3.1) 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 de este. 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.N° 5.2).
- 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.N° 5.3).
- 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.

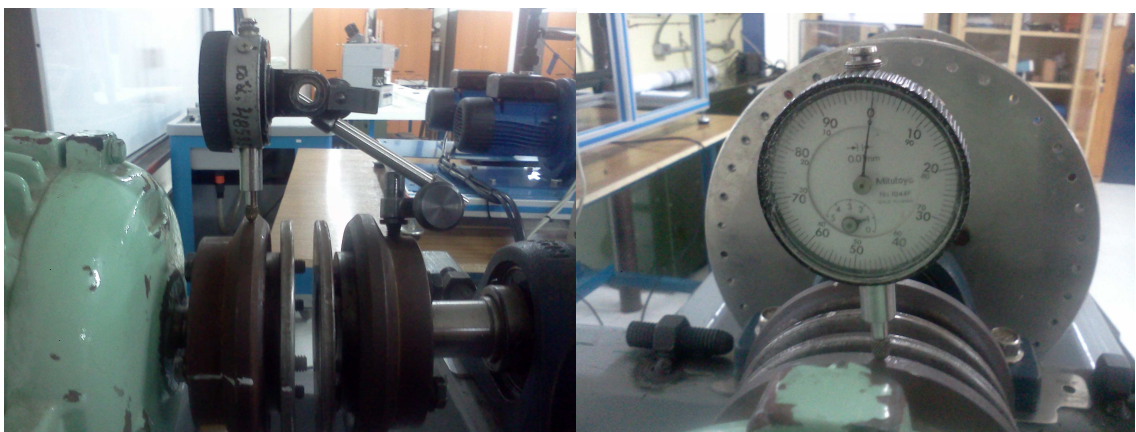


Figura N° 5.2) Posición de indicador de carátula para lectura de valores RIM, ajuste de aguja a valor cero en 0°.

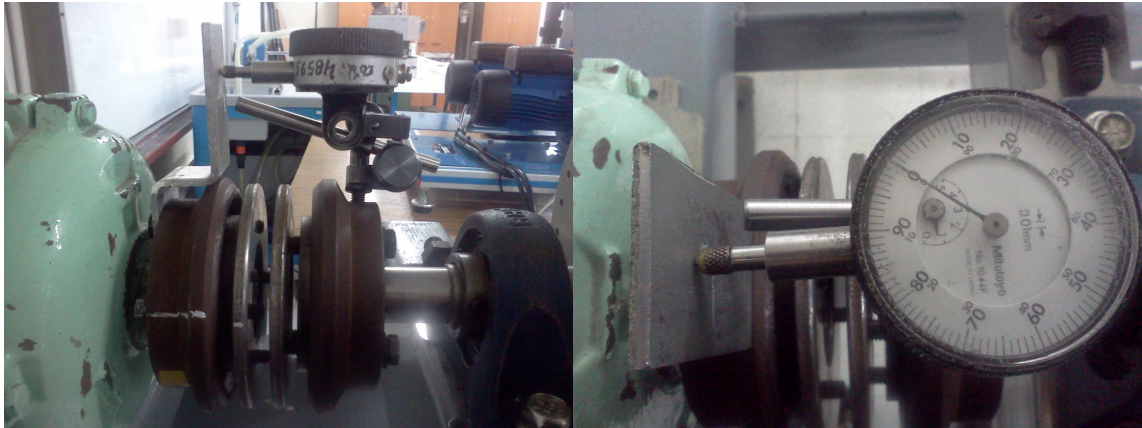


Figura N° 5.3) Posición de indicador de carátula para lectura de valores FACE, ajuste de aguja a valor cero en 0°.

5.3.2) 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. N° 5.4) son necesarias para efectuar los cálculos de las correcciones y deben medirse de manera cuidadosa.

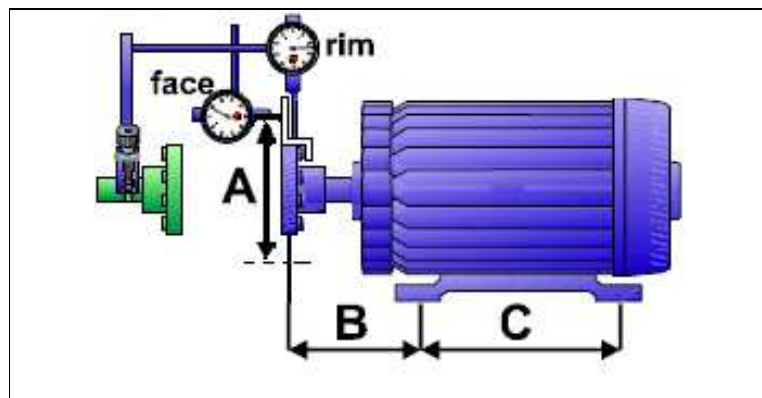


Figura N° 5.4) Dimensiones necesarias para cálculo de correcciones

5.3.3) 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.N° 5.2 y N° 5.5).

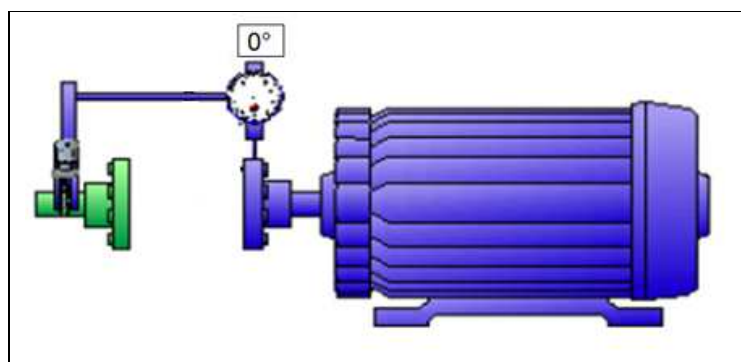


Figura N° 5.5) Posición inicial de medición RIM. Vista lateral de motor.

- Girar ambos ejes a 90° , preferentemente en el mismo sentido de rotación de la máquina, y registre la lectura indicada por el reloj (Fig.N° 5.6).

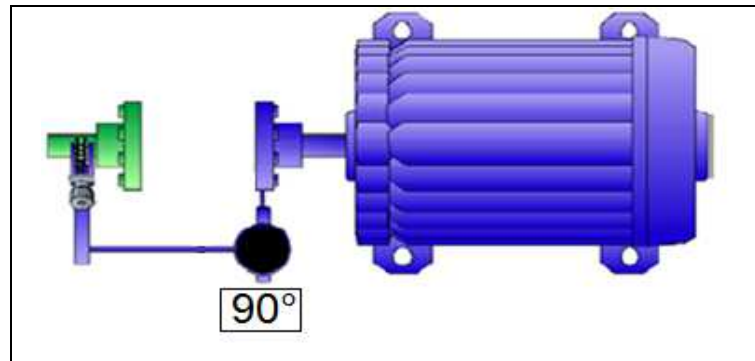


Figura N° 5.6) Posición 90° de medición RIM. Vista superior de motor.

- Girar ambos ejes 90° más, vale decir 180° respecto al valor inicial 0° , y registrar la lectura indicada por el reloj (Fig.N° 5.7).

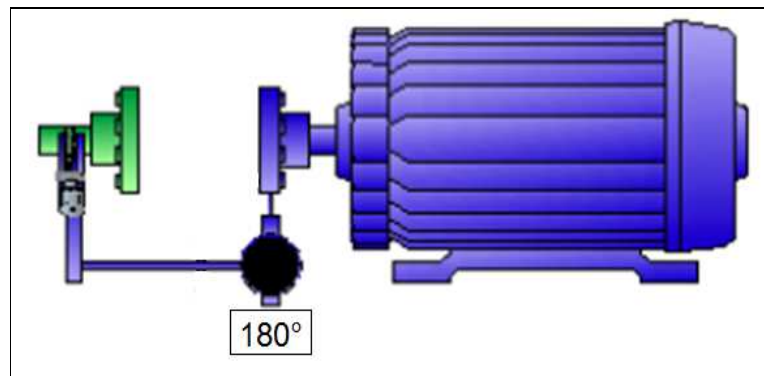


Figura N° 5.7) Posición 180° de medición RIM. Vista lateral de motor.

- Girar ambos ejes 90° más, vale decir 270° respecto al valor inicial 0° , y registre la lectura indicada por el reloj (Fig.N° 5.8).

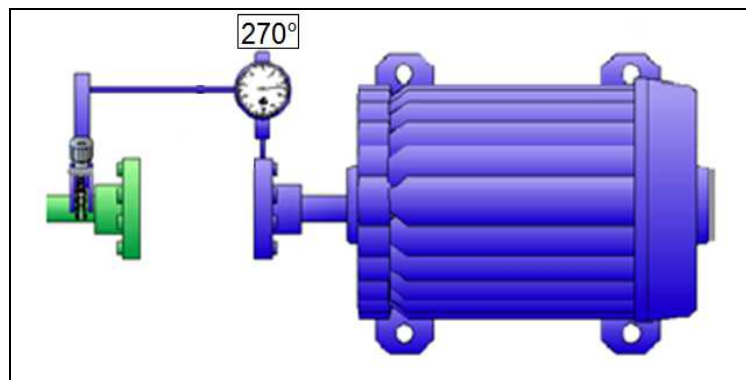


Figura N° 5.8) Posición 270° de medición RIM. Vista superior de motor.

- Llevar ambos ejes a su posición inicial, cerciorándose que la aguja del indicador retorne a "0" (Fig. N° 5.9).

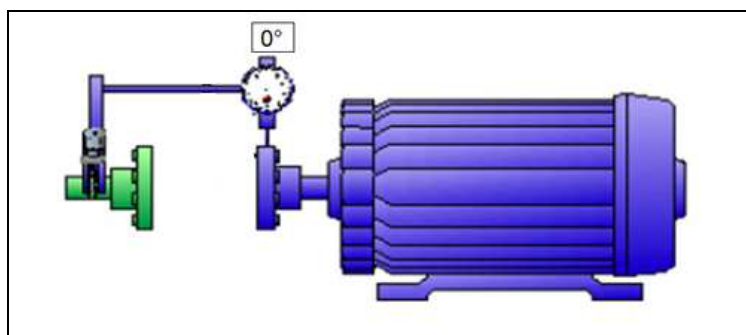


Figura N° 5.9) Posición inicial 0° de medición RIM, posterior a una revolución.

- 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, soltura en unos de los ejes o machones y/o giro con ángulos diferentes a 90° entre cada lectura.
- Los valores obtenidos inicialmente (Fig.N° 5.10) para las lecturas RIM fueron los siguientes:

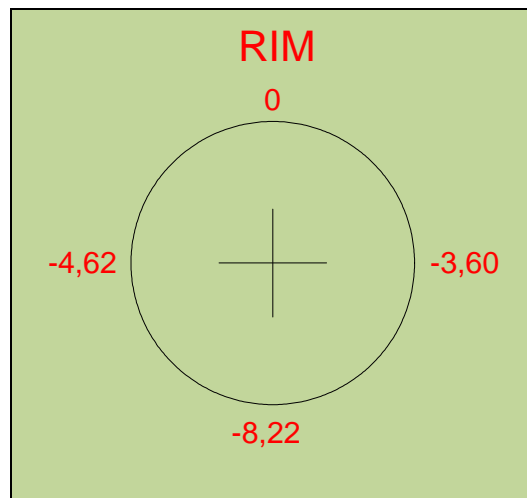


Figura N° 5.10) Valores obtenidos en lectura RIM, primera medición.

- 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.N° 5.11).

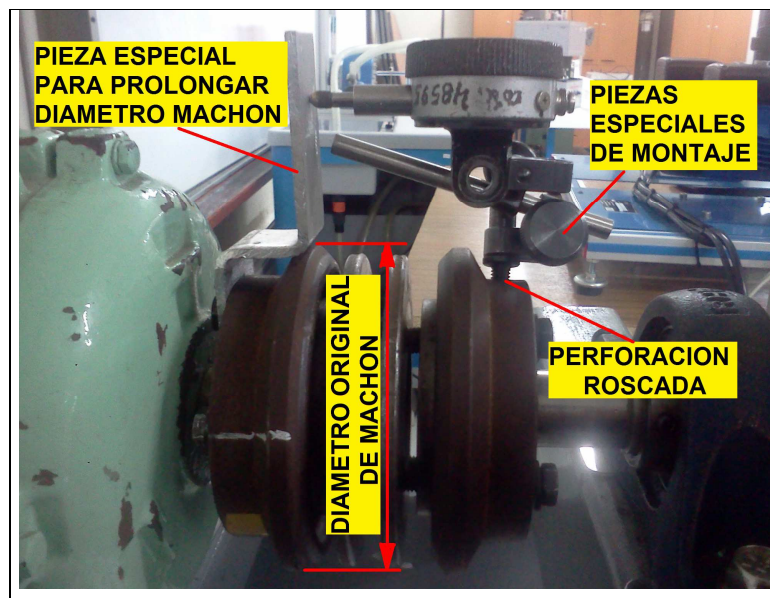


Figura N° 5.11) Piezas especiales para medición de valores RIM and FACE.

- 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.N° 5.12). Este punto se denomina “0°” y queda paralelo a la línea de giro del eje y centrado entre el lado positivo y negativo de la carrera.

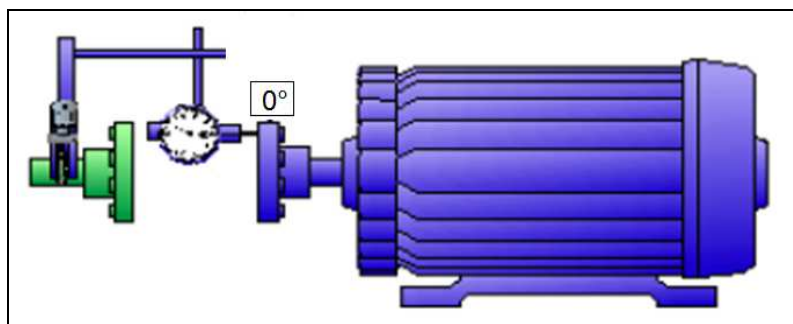


Figura N° 5.12) Posición inicial de medición FACE. Vista lateral de motor.

- Girar ambos ejes a 90°, preferentemente en el mismo sentido de rotación de la máquina, y registrar la lectura indicada por el reloj (Fig. N° 5.13).

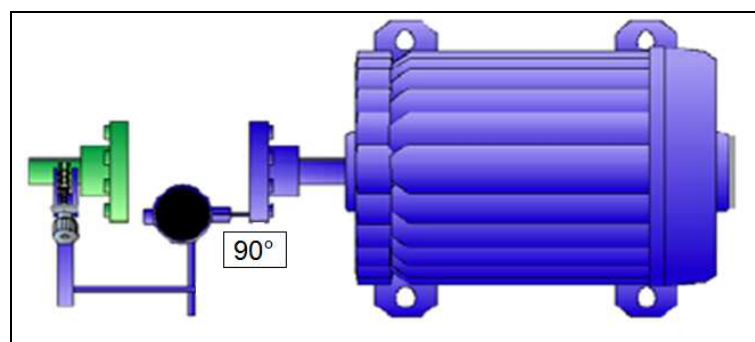


Figura N° 5.13) Posición 90° de medición FACE. Vista superior de motor.

- Girar ambos ejes 90° más, vale decir 180° respecto al valor inicial 0°, y registrar la lectura indicada por el reloj (Fig.N° 5.14).

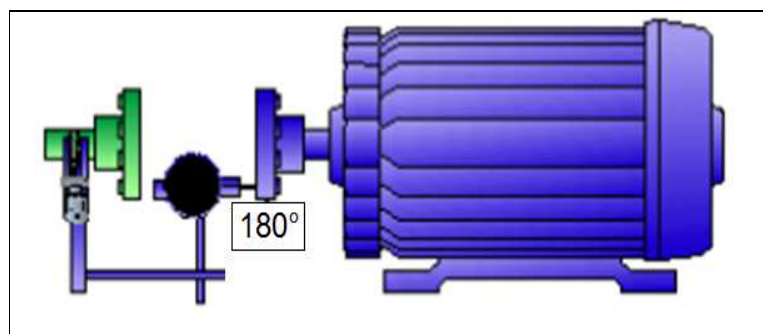


Figura N° 5.14) Posición 180° de medición FACE. Vista lateral de motor.

- Girar ambos ejes 90° más, vale decir 270° respecto al valor inicial 0° , y registre la lectura indicada por el reloj (Fig.N° 5.15).

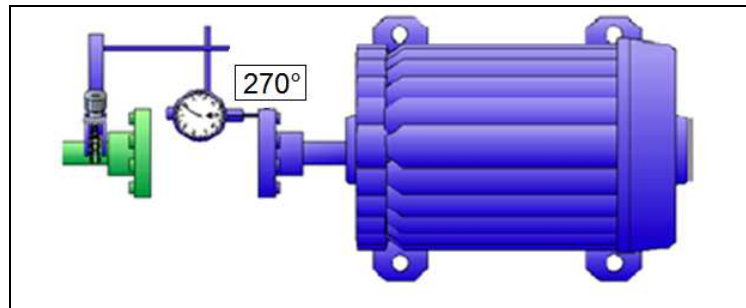


Figura N° 5.15) Posición 270° de medición FACE. Vista superior de motor.

- Llevar ambos ejes a su posición inicial, cerciorándose que la aguja del indicador retorne a "0" (Fig.N° 5.16).

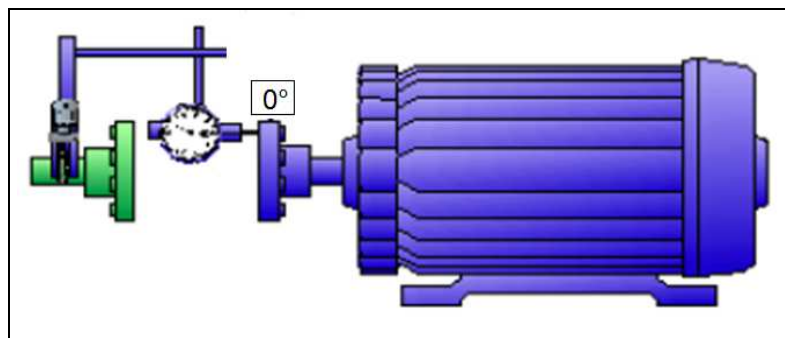


Figura N° 5.16) Posición inicial 0° de medición FACE, posterior a una revolución.

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. N° 5.17) para las lecturas FACE fueron los siguientes:

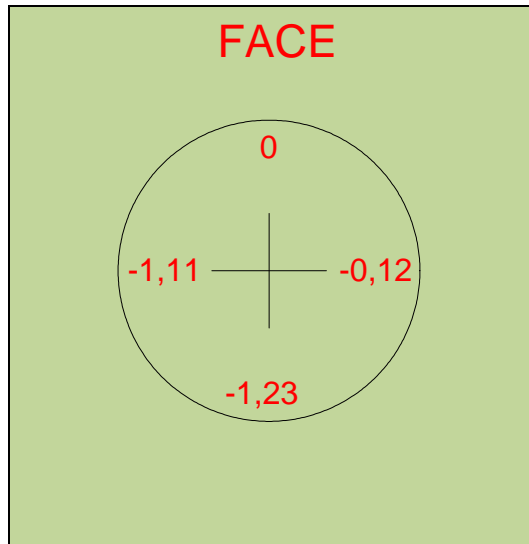


Figura N° 5.17) Valores obtenidos en lectura FACE, primera medición.

5.3.4) 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:

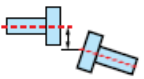
$$\frac{\text{TIR FACE entre } 90^\circ \text{ y } 270^\circ}{\text{Diámetro de Trabajo}} \quad (\text{rad})$$

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 N°2.1 para 1500 rpm:

	[RPM]	Tolerancias			
		métricas [mm]		pulgadas [mils]	
Pie cojo	cualquiera	0.06 mm		2.0 mils	
Acoplamiento corto flexible		Aceptable	Excelente	Aceptable	Excelente
 <p>Paralelo</p> <p>Velocidad máxima de pruebas</p>	600	OK	😊	OK	😊
	750	0.19	0.09	Desalineamiento máximo admisible	
	900			4.0	2.5
	1200	0.09	0.06	3.0	2.0
	1500	0.06	0.03	1.5	1.0
	1800	0.03	0.02	1.0	0.5
	3000				
	3600				
6000					
7200					

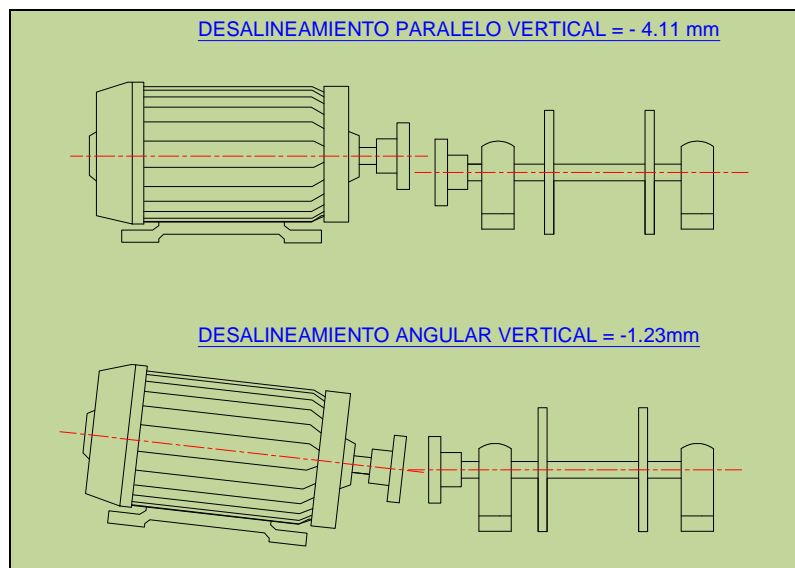


Figura N° 5.18) Desalineamiento vertical, primera medición. Vista lateral de motor.

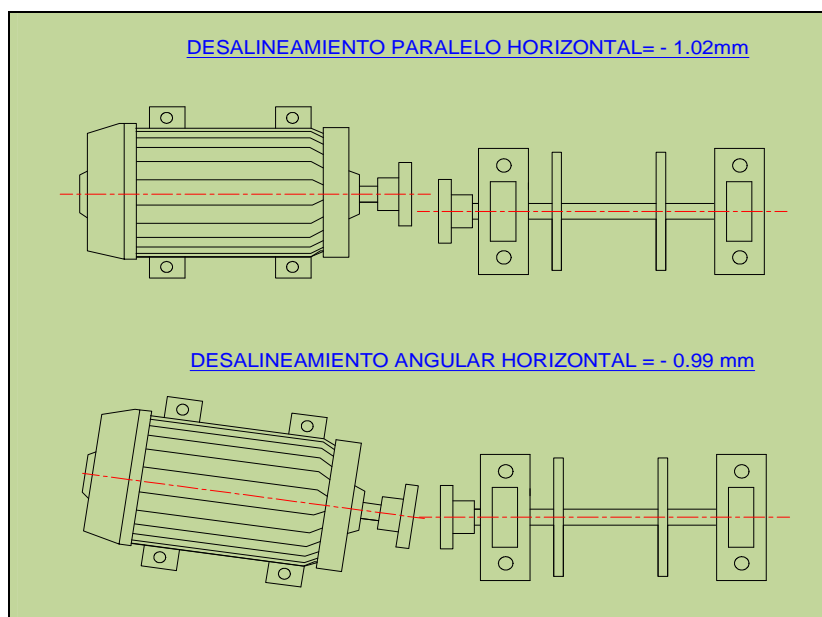


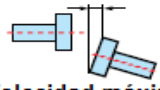
Figura N° 5.19) Desalineamiento horizontal, primera medición. Vista superior de motor.

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:

$$\frac{\text{Valor recomendado en tabla N°3.1 x Diámetro de trabajo}}{100} \quad (\text{mm})$$

Tomando los valores de la tabla N° 2.1:

	[RPM]	Tolerancias			
		métricas [mm]		pulgadas [mils]	
Angularidad (Correspondiente a la diferencia entre los bordes del acoplamiento por cada 100 milímetros o cada 10 pulgadas de diámetro del acople)  Velocidad máxima de pruebas	600	0,13	0,09	15,0	10,0
	750			10,0	7,0
	900	0,07	0,05	8,0	5,0
	1200			5,0	3,0
	1500	0,04	0,03		
	1800				
	3000				
	3600				
6000					
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.N° 5.20), tanto para valores verticales como para los valores horizontales:

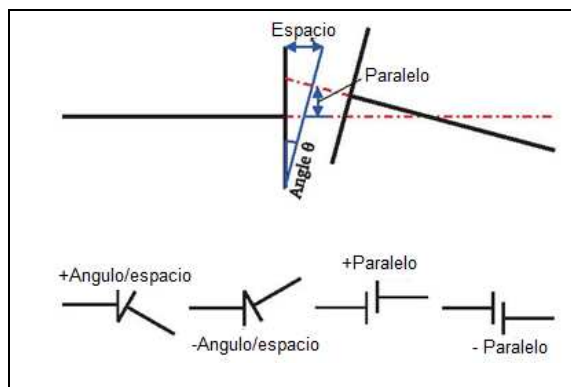


Figura N° 5.20) Convención de signos.

Se concluye que todos los valores de desalineamiento del conjunto motor – rotor se encuentran sobre los valores máximos recomendados, evidenciándose la 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 gran 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.

5.3.5) 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.

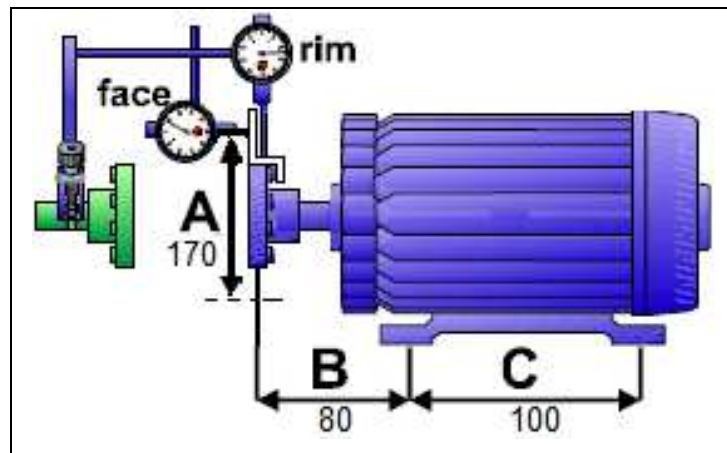


Figura N° 5.21) Dimensiones para cálculo de correcciones, valores en milímetros.

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. N° 5.22).

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

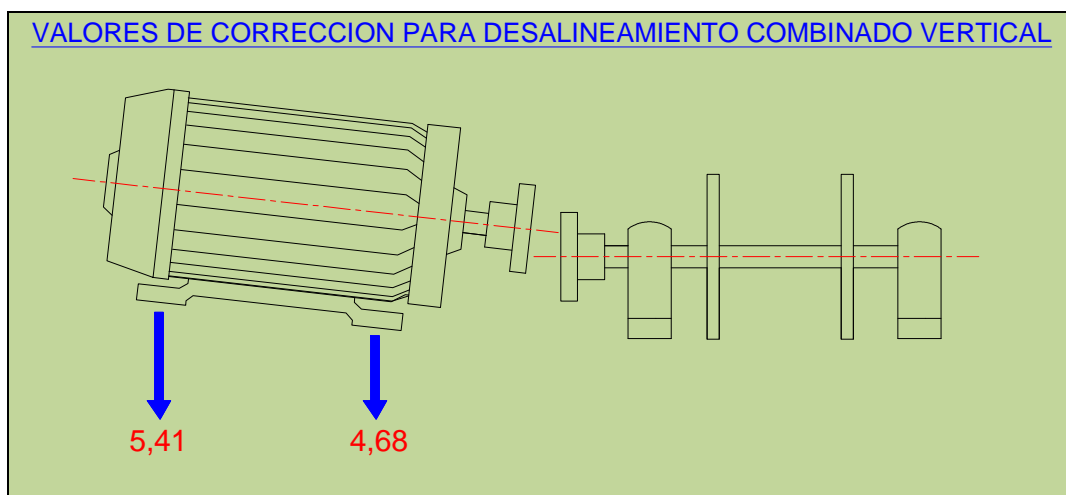


Figura N° 5.22) Valores de corrección vertical en apoyos de motor eléctrico.

Para la corrección del desalineamiento horizontal (Fig.N° 5.23) 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.

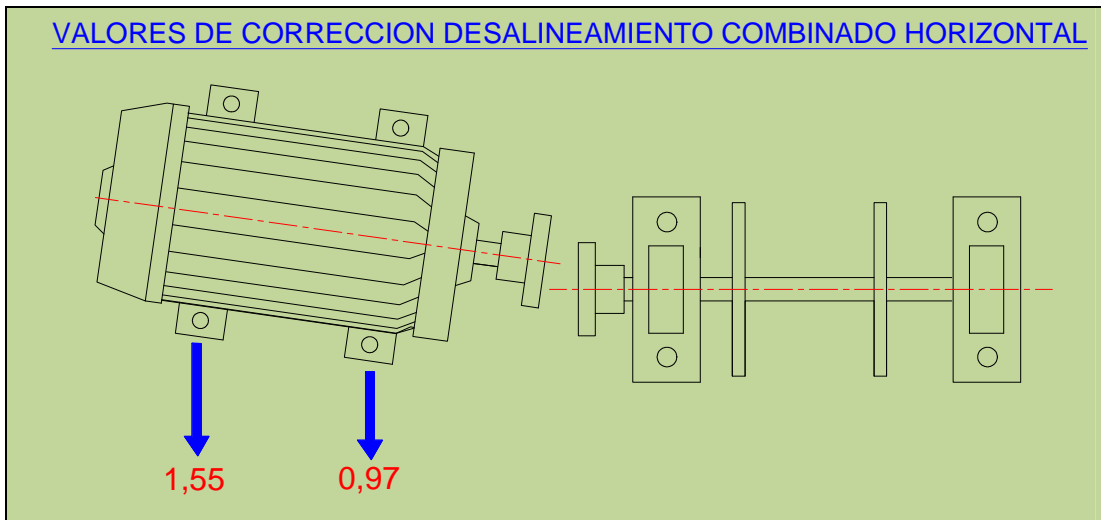


Figura N° 5.23) Valores de corrección horizontal en apoyos de motor eléctrico.

En el proceso de alineamiento, es habitual corregir moviendo solo una de las máquinas, siendo 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 éste último contaba con pernos laterales para control de alineamiento, siendo estos de gran utilidad al momento de efectuar movimientos muy pequeños.

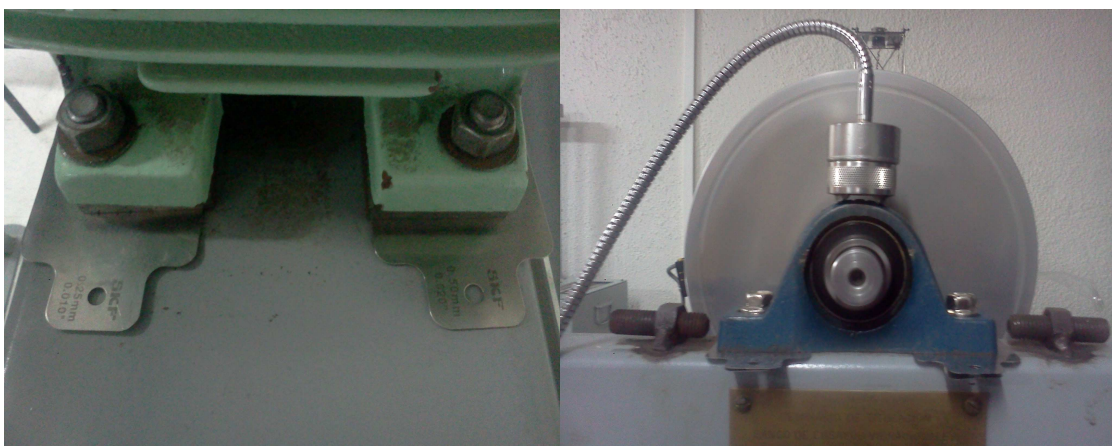


Figura N° 5.24) Corrección de "pie flojo" en apoyos de motor y rodamientos; vista de pernos para control de alineamiento en rodamientos del rotor.

Debido a la gran 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.N° 5.25).

Se procede nuevamente con la lectura RIM y FACE objeto 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 mostro los siguientes resultados (Fig.N°5.25):

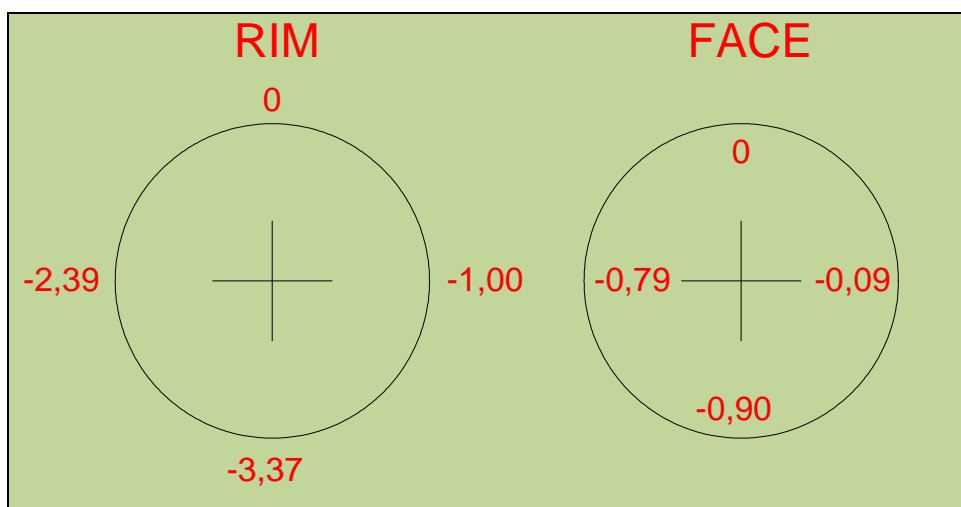


Figura N° 5.25) Valores RIM and FACE, segunda lectura.

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.N° 5.26):

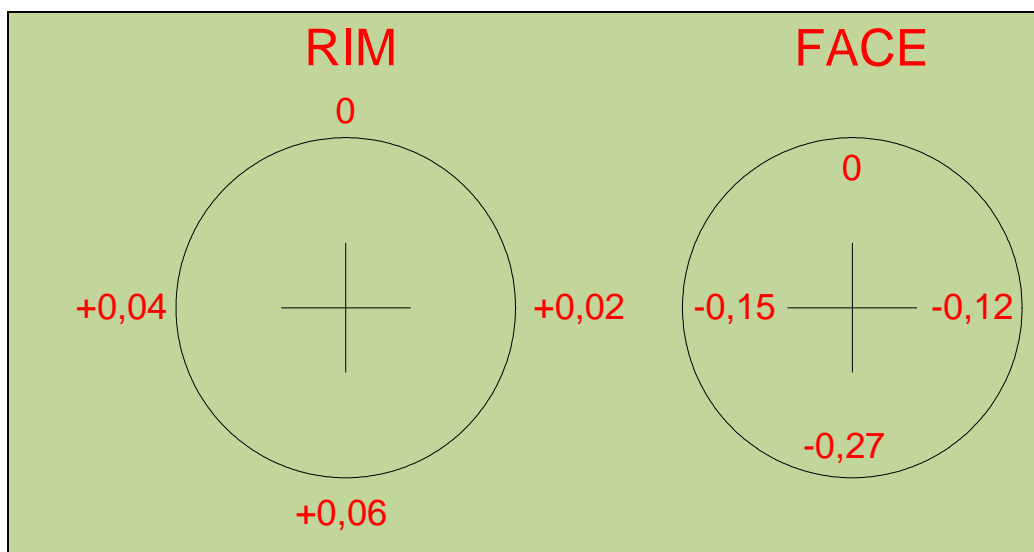


Figura N° 5.26) Valores RIM and FACE, tercera lectura.

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:

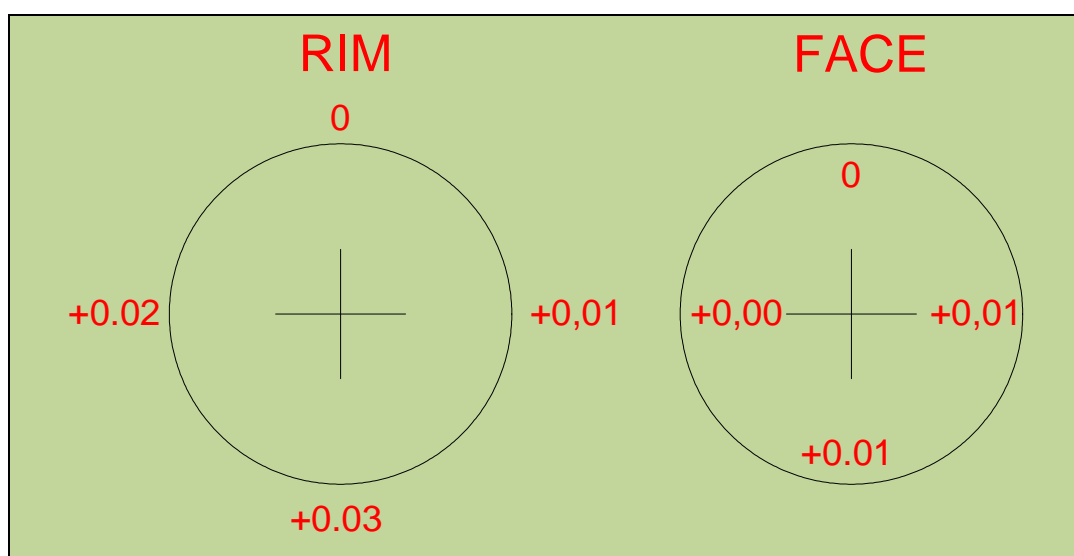


Figura N° 5.27) Valores RIM and FACE, lectura final.

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.

CAPITULO 6: REGISTROS DE VIBRACION CON CONJUNTO MOTOR ELECTRICO - ROTOR ALINEADO, EVALUACION DE LA SEVERIDAD VIBRATORIA GLOBAL Y ANALISIS DE LA RESPUESTA EN FRECUENCIAS

6.1) Medición final y registro de los niveles de vibración global.

Posterior a las correcciones de desalineamiento efectuado y expuesto en el capítulo V, donde los valores alcanzados se encuentran muy por debajo los límites máximos recomendados, se realizaron nuevas mediciones de vibración al conjunto motor eléctrico - rotor bajo las mismas condiciones anteriores, es decir, 600, 1200 y 1500 rpm, con el objeto de evaluar los cambios en la severidad vibratoria y la respuesta en el espectro. Se utilizó la misma disposición de puntos y direcciones descrita en el capítulo IV, teniendo especial cuidado en la posición de los acelerómetros y la velocidad de giro.

Se realizaron además, registros de fase de la vibración mediante la incorporación de un equipo analizador de vibraciones modelo DLI 3HH, facilitado por gestión propia con el Departamento de Maquinaria Naval, Sección Mecánica, perteneciente a los Astilleros y Maestranzas de la Armada Planta Industrial de Talcahuano, con el objeto de complementar las mediciones efectuadas.

A continuación se detallaran los resultados de las mediciones, la evaluación de la severidad vibratoria, análisis de los espectros actuales obtenidos y análisis comparativos de ambas condiciones.

6.1.1) Condiciones de operación durante toma de registros.

Como se mencionó anteriormente, se utilizaron las mismas velocidades de giro que durante los registros del conjunto desalineado. Los resultados se aprecian en la Tabla N° 6.1:

Tabla N° 6.1) *Condiciones de operación durante toma de registros.*

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

6.1.2) **Calculo de valor global RMS.**

Para el cálculo del valor rms de la velocidad, se utilizó la misma metodología descrita en el capítulo IV, mediante la ecuación N° 4.1. De esta manera se obtuvo el valor global de todos los registros realizados, cuyos resultados son expuestos en la Tabla N° 6.2):

Tabla N° 6.2) *Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor las diferentes condiciones de operación, posterior a la corrección del desalineamiento.*

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s CONDICION N°1 600 RPM	VALOR GLOBAL mm/s CONDICION N°2 1200 RPM	VALOR GLOBAL mm/s CONDICION N°3 1500 RPM
1V	0,35	4,93	5,15
1H	5,99	0,60	0,89
1A	1,65	1,44	2,41
2V	0,35	5,59	2,20
2H	5,53	0,44	0,88
2A	0,61	1,23	2,07
3V	1,41	4,68	5,57
3H	4,44	2,93	3,96
3A	S/A	S/A	S/A
4V	1,06	4,78	19,29
4H	2,77	5,53	10,85
4A	0,42	1,14	3,18

De los resultados obtenidos, se puede evidenciar que los niveles globales mantienen sus valores por sobre lo permisible, siendo incluso excesivos como se aprecia en el punto 4V. Conociendo que el desalineamiento residual es muy bajo, se infiere que el problema principal no era el desalineamiento.

6.1.3) Valores obtenidos en medición a motor desacoplado de rotor.

De acuerdo con la norma de vibraciones, los niveles límite recomendados que aparecen en las tablas son aplicables solo a las componente que genera la máquina misma. Con el objeto de confirmar que solo el desalineamiento es la causa que los valores globales se encuentren en rango inaceptable, se efectuó una medición al motor eléctrico desacoplado del rotor, como lo indica la Tabla N°6.3:

Tabla N° 6.3) Valores globales medidos en, estando desacoplado del rotor.

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s CONDICION N°1 600 RPM	VALOR GLOBAL mm/s CONDICION N°2 1200 RPM	VALOR GLOBAL mm/s CONDICION N°3 1500 RPM
1V	1,83	3,18	2,98
1H	2,7	1,43	1,41
1A	1,18	1,64	1,33
2V	1,19	3,85	2,7
2H	1,17	1,56	1,24
2A	2,19	1,88	1,09

Lo anterior demuestra que incluso efectuando un alineamiento de alta precisión, esto no sería suficiente para disminuir los niveles globales de vibración, pues el motor presenta problemas en condición desacoplado, los cuales son probablemente amplificados una vez efectuado el acoplamiento entre los dos ejes.

6.2) Evaluación de la severidad vibratoria.

La evaluación será efectuada ingresando las máximas amplitudes alcanzadas para cada una de las condiciones (destacadas en rojo), tomadas de la Tabla N° 6.2, para una máquina clase I, considerando los rangos de severidad de la Tabla N°4.3:

Tabla N° 4.3) Rangos de severidad vibratoria para máquinas clase I.

Rango de velocidad Efectiva RMS (mm/s)	Tipos de Máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 - 0,28	A	A	A	A
0,28 - 0,45				
0,45 - 0,71				
0,71 - 1,12	B	B	B	
1,12 - 1,8				
1,8 - 2,8	C	C	C	
2,8 - 4,5	D	D	D	
4,5 - 7,1				
7,1 - 11,2		D	D	
11,2 - 18				
18 - 28			D	

6.2.1) Evaluación de la severidad vibratoria condición N°1, 600 rpm.

- Valor global máximo alcanzado: 5,99 mm/s RMS, punto 1H.
- Valor máximo admisible: 1,80 mm/s RMS.
- Evaluación de la severidad vibratoria: De acuerdo a la norma ISO 2372, el valor global máximo registrado se encuentra en la zona "D", calidad **Inaceptable**. Los valores de vibración de esta zona son considerados normalmente como suficientemente severos para causar daño a la máquina.

6.2.2) Evaluación condición N°2, 1200 rpm.

- Valor global máximo alcanzado: **5,59 mm/s RMS, punto 4H.**
- Valor máximo admisible: 1,80 mm/s RMS.
- Evaluación de la severidad vibratoria: De acuerdo a la norma ISO 2372, el valor global máximo registrado se encuentra en la zona “D”, calidad **Inaceptable**. Los valores de vibración de esta zona son considerados normalmente como suficientemente severos para causar daño a la máquina.

6.2.3) Evaluación condición N°3, 1500 rpm.

- Valor global máximo alcanzado: **19,29 mm/s RMS, punto 4V.**
- Valor máximo admisible: 1,80 mm/s RMS.
- Evaluación de la severidad vibratoria: De acuerdo a la norma ISO 2372, el valor global máximo registrado se encuentra en la zona “D”, calidad **Inaceptable**. Los valores de vibración de esta zona son considerados normalmente como suficientemente severos para causar daño a la máquina.

6.2.4) Evaluación condición desacoplado.

- Valor global máximo alcanzado: **3,85 mm/s RMS, punto 3V.**
- Valor máximo admisible: 1,80 mm/s RMS.
- Evaluación de la severidad vibratoria: De acuerdo a la norma ISO 2372, el valor global máximo registrado se encuentra en la zona “C”, calidad **Insatisfactorio**. La clasificación implica que la máquina es considerada no satisfactoria para trabajos por periodos prolongados de operación y se debería considerar una intervención programada.

6.3) Análisis de los resultados obtenidos en medición del conjunto alineado.

Antes de efectuar el análisis espectral de los registros capturados, se llevará a cabo un análisis de los niveles de vibraciones globales, para cada una de sus velocidades de operación.

La Tabla N° 6.2 muestra que para cada una de las velocidades de operación existen valores que superan los niveles de severidad admisibles de acuerdo a la norma ISO 2372. No obstante, se puede apreciar que además los niveles de vibración característicos, cada punto presenta importantes variaciones, en su mayoría una disminución, respecto a la medición inicial. Se considera relevante evaluar los cambios en la magnitud de cada uno de ellos, objeto revisar si estos valores coinciden con un patrón repetitivo en las demás condiciones de operación.

6.3.1) Análisis de valores globales de vibración, evaluación de los resultados para la condición 600 rpm.

La Tabla N° 6.4 muestra la variación de las amplitudes para dos condiciones. Se puede observar que, no obstante encontrarse aún en rango de severidad de vibraciones “inaceptable”, 9 de las 11 mediciones registradas corresponden a una disminución en los niveles globales de vibración respecto a la condición del conjunto desalineado, llegando incluso a valores superiores al 90% de reducción (valores en verde). Solo en 2 de estos registros, puntos 1H y 2H, incrementaron aproximadamente sus niveles en un 50% (valores en rojo).

La razón de cuales componentes frecuenciales aumentaron o disminuyeron se analizará de acuerdo a los valores filtrados descritos en la Tabla N° 6.5, donde se compararán solo las componentes discretas 1X y 2X puesto que aportan sobre el 95% de la energía vibratoria total.

Tabla N° 6.5) Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor, para la condición 600 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s 600 rpm desalineado	VALOR GLOBAL mm/s 600 rpm alineado	Condición de cambio (%)
1V	1,49	0,35	- 76%
1H	3,66	5,99	+ 63%
1A	1,82	1,65	- 10%
2V	4,44	0,35	- 92%
2H	3,89	5,53	+ 42%
2A	1,38	0,61	- 55%
3V	2,35	1,41	- 40%
3H	4,54	4,44	- 2%
3A	S/A	S/A	S/A
4V	5,47	1,06	- 80%
4H	2,88	2,77	- 4%
4A	1,11	0,42	- 62%

Tabla N° 6.6) Amplitudes filtradas de las componentes 1X y 2X, para la condición 600 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado

	600 RPM DESALINEADO		600 RPM ALINEADO	
	Componente 1X	Componente 2X	Componente 1X	Componente 2X
1V	0,22	1,46	0,28	0,21
1H	3,65	0,22	5,99	0,05
1A	0,55	1,72	1,06	1,25
2V	2,60	3,58	0,30	0,16
2H	3,85	0,54	5,53	0,04
2A	0,5	1,27	0,58	0,08
3V	0,55	2,28	1,40	0,19
3H	3,37	1,17	4,43	0,06
3A	S/A	S/A	S/A	S/A
4V	1,01	2,69	1,04	0,16
4H	5,38	0,87	2,76	0,07
4A	0,69	0,82	0,31	0,09

En los puntos que disminuyeron sus niveles globales, se observa que todas las componentes armónicas a 2X de la velocidad de giro muestran una reducción respecto de la condición desalineado, incluyendo los puntos donde aumento el valor global, confirmando que la respuesta vibratoria de un conjunto cuando esta desalineado incrementa los amplitudes de la componente 2X, las cuales disminuyen de manera importante una vez que éste se corrige. Se observa que el aumento de amplitud se concentra principalmente en la componente fundamental.

Igual respuesta puede obtenerse desde el espectro en frecuencias. La Fig. N° 6.1 muestra el espectro obtenido del punto 2V, por ser este uno de los más representativos, pues el valor global de este punto en la condición alineado demostró una disminución del 92%. El círculo rojo en el costado superior izquierdo indica el valor máximo de la escala en amplitud (mm/s) la cual corresponde a 3,60 mm/s para el espectro desalineado y 0,30 mm/s para el espectro alineado. Note que la amplitud de la componente 2X baja de 3,58mm/s hasta 0,16 mm/s, lo cual demuestra que tan severa era su condición inicial.

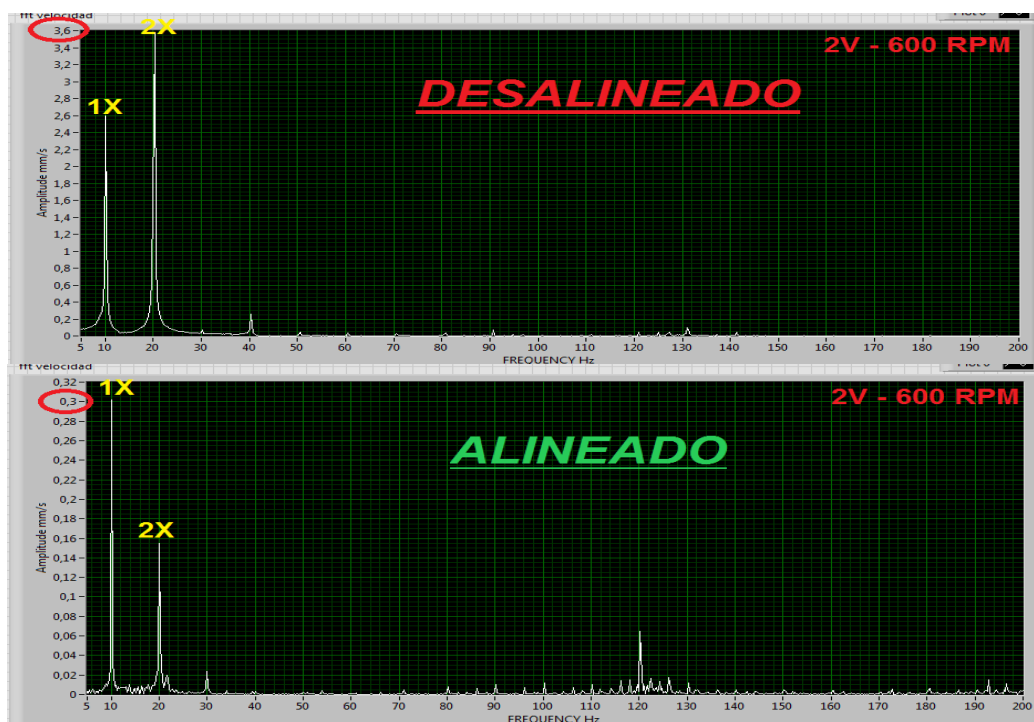


Figura N° 6.1) Comparación de respuesta en frecuencias del punto 2V a 600 rpm.



Figura N° 6.2) Comparación de respuesta en frecuencias del punto 4V a 600 rpm.

Objeto obtener un diagnóstico confiable y basado en la repetitividad de la respuesta, se comparan los espectros medidos en el rotor, mas específicamente en el punto 4V. De manera similar que los espectros anteriores se repite el mismo comportamiento y con ellos las conclusiones.

Es importante notar que en la mayoría de los registros, se muestra el incremento de la componente 1X. No obstante, en ningún caso se ha corregido el desbalanceamiento residual agregando masas en el motor eléctrico o en el rotor, por lo que se mantiene las sospecha de la existencia de la operación en zonas resonantes.

Además, el hecho que no desaparezcan por completo las componentes armónicas de la velocidad de giro puede corresponder a un desalineamiento interno del motor (distorsión), desalineamiento entre descansos del rotor, solturas u otras fallas presentes en el conjunto.

6.3.2) Análisis de valores globales de vibración, evaluación de los resultados para la condición 1200 rpm.

La Tabla N° 6.6 muestra la variación de las amplitudes para las condiciones de conjunto desalineado y conjunto alineado. La evaluación global nuevamente muestra una significativa disminución en los niveles globales. Además, en el análisis de la amplitud de las componentes 1X y 2X mostrado en la Tabla N° 6.7, se mantiene el patrón de comportamiento anterior, el cual determina que la componentes a 2X reduce su amplitud de manera importante en todas las mediciones, incluida las que aumentaron (ej. Punto 4H).

Tabla N° 6.7) Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor, para la condición 1200 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s 1200 rpm desalineado	VALOR GLOBAL mm/s 1200 rpm alineado	Condición de cambio (%)
1V	8,19	4,93	- 40%
1H	2,21	0,60	- 72%
1A	1,67	1,44	- 13%
2V	4,91	5,59	+ 14%
2H	1,54	0,44	- 74%
2A	2,14	1,23	- 43%
3V	13,38	4,68	- 65%
3H	3,45	2,93	- 15%
3A	S/A	S/A	S/A
4V	18,15	4,78	- 74%
4H	1,32	5,53	+ 320%
4A	1,68	1,14	- 32%

Tabla N° 6.8) Amplitudes filtradas de las componentes 1X y 2X, para la condición 1200 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado

	1200 RPM DESALINEADO		1200 RPM ALINEADO	
	Componente 1X	Componente 2X	Componente 1X	Componente 2X
1V	8,14	0,71	4,92	0,05
1H	1,79	0,99	0,59	0,08
1A	1,42	0,64	1,42	0,14
2V	4,04	2,56	5,58	0,11
2H	0,98	0,99	0,43	0,06
2A	2,03	0,43	1,21	0,14
3V	13,23	1,86	4,68	0,07
3H	2,98	1,03	2,92	0,12
3A	S/A	S/A	S/A	S/A
4V	18,06	1,77	4,78	0,18
4H	0,24	0,43	5,38	0,12
4A	0,40	0,57	1,02	0,07

Se aprecia que la razón de cambio entre las amplitudes de las componentes a 1X en el extremo del motor es mayor a 3. Además las amplitudes 1X en el lado rotor son similares, lo cual puede ser confundido con desbalance. Como se indicó anteriormente, si bien existe un desbalanceamiento residual, el conjunto no puede estar desbalanceado en la dirección vertical y balanceada en la dirección horizontal; tampoco puede estar solamente desbalanceado el rotor sin que se refleje el desbalance en el motor eléctrico. Este comportamiento permite inferir que aún existe resonancia en el conjunto.

Otro aspecto importante del aumento de la velocidad, era incremento en el número y la amplitud de las componentes generadas por el desalineamiento. Una comparación entre los espectros del punto 3H (Fig.N° 6.3) para la misma velocidad de rotación evidencia la disminución en la cantidad y amplitud de estas componentes, posterior al alineamiento.

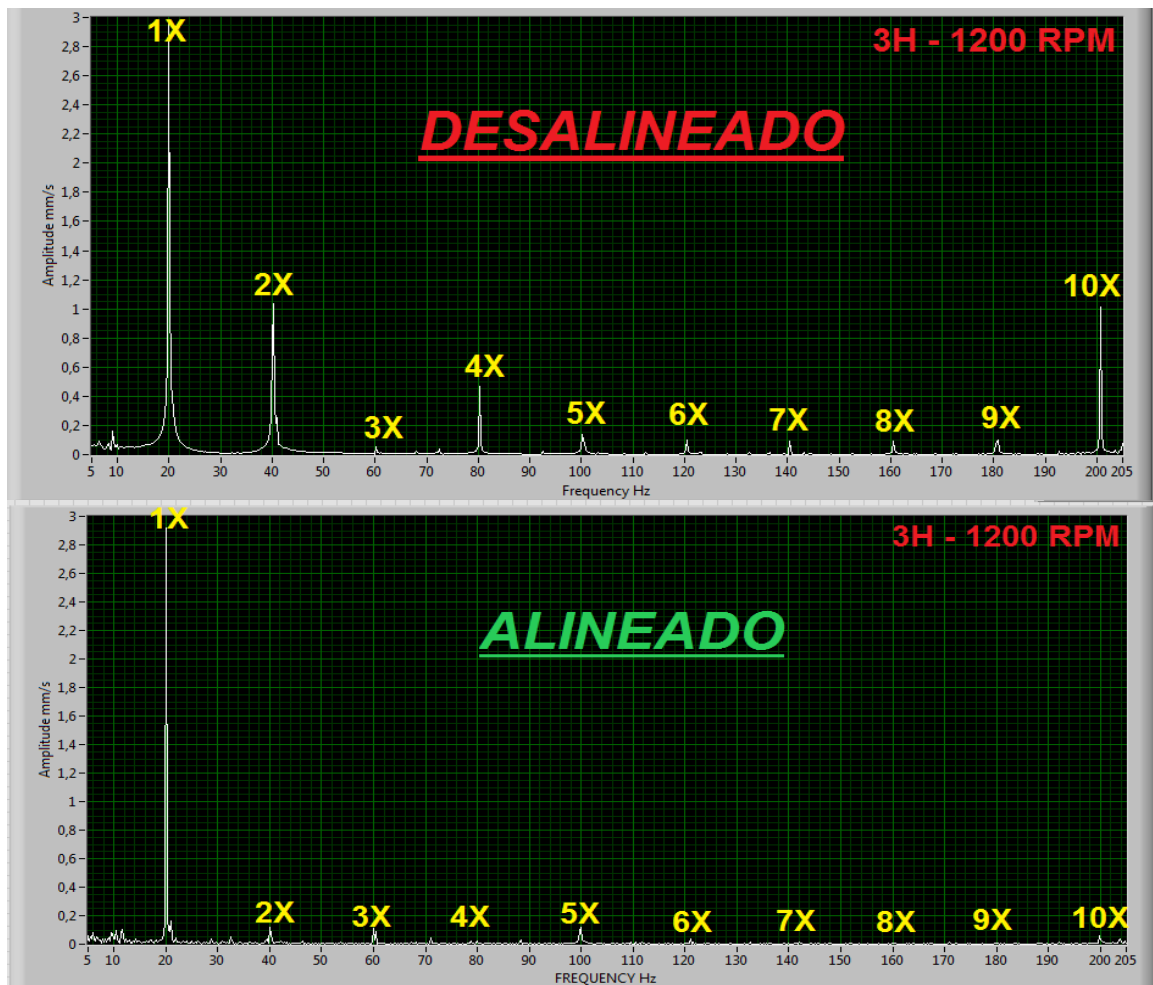


Figura N° 6.3) Comparación del contenido frecuencial del punto 3Ha 1200 rpm, en condición desalineado y alineado.

6.3.3) Análisis de valores globales de vibración, evaluación de los resultados para la condición 1500 rpm.

Al igual que las condiciones 600 RPM y 1200 RPM, se evidencia una mejora para la mayoría de las mediciones registradas (Tabla N° 6.8). Sin embargo, el drástico aumento en el valor global del punto 4V y 4 H llama fuertemente la atención.

Tabla N° 6.9) Valores globales del conjunto motor eléctrico – rotor, para la condición 1500 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado.

PUNTOS DE MEDICION	VALOR GLOBAL mm/s 1500 rpm desalineado	VALOR GLOBAL mm/s 1500 rpm alineado	Condición de cambio (%)
1V	7,50	5,15	- 30%
1H	1,87	0,89	- 52%
1A	2,63	2,41	- 8%
2V	3,45	2,20	- 36%
2H	1,18	0,88	- 25%
2A	2,09	2,07	- 1%
3V	5,91	5,57	- 5%
3H	5,06	3,96	- 21%
3A	S/A	S/A	S/A
4V	5,25	19,29	+267%
4H	1,91	10,85	+ 468%
4A	3,22	3,18	- 0,1%

Tabla N° 6.10) Amplitudes filtradas de las componentes 1X y 2X, para la condición 1500 rpm, con conjunto desalineado y posteriormente alineado

	1500 RPM DESALINEADO		1500 RPM ALINEADO	
	Componente 1X	Componente 2X	Componente 1X	Componente 2X
1V	7,31	1,58	5,14	0,14
1H	1,48	0,39	0,83	0,12
1A	1,91	0,80	2,40	0,13
2V	0,93	3,05	2,03	0,13
2H	0,53	0,63	0,87	0,06
2A	1,13	0,57	2,06	0,25
3V	5,56	1,82	5,77	0,77
3H	3,97	1,69	3,95	0,23
3A	S/A	S/A	S/A	S/A
4V	5,12	0,87	19,28	0,23
4H	1,15	0,55	10,84	0,17
4A	1,85	0,71	3,43	0,20

El análisis de los espectros obtenidos en estos puntos demuestra que la principal causa del aumento en el nivel de vibraciones es el excesivo valor de la componente a 1X la velocidad de giro. A través de los análisis se determinó que la incidencia principal del desalineamiento actúa sobre la componente a 2X, y no sobre la fundamental. Debido a la naturaleza de la respuesta vibratoria, se determinó efectuar un ensayo de golpe para estimar la frecuencia natural en la dirección vertical del rodamiento en el punto 4. La Fig.N° 6.4 muestra 3 frecuencias naturales, donde la frecuencia más alta coincide con la fuerza de excitación debido a las revoluciones del conjunto, o sea 1500 rpm.

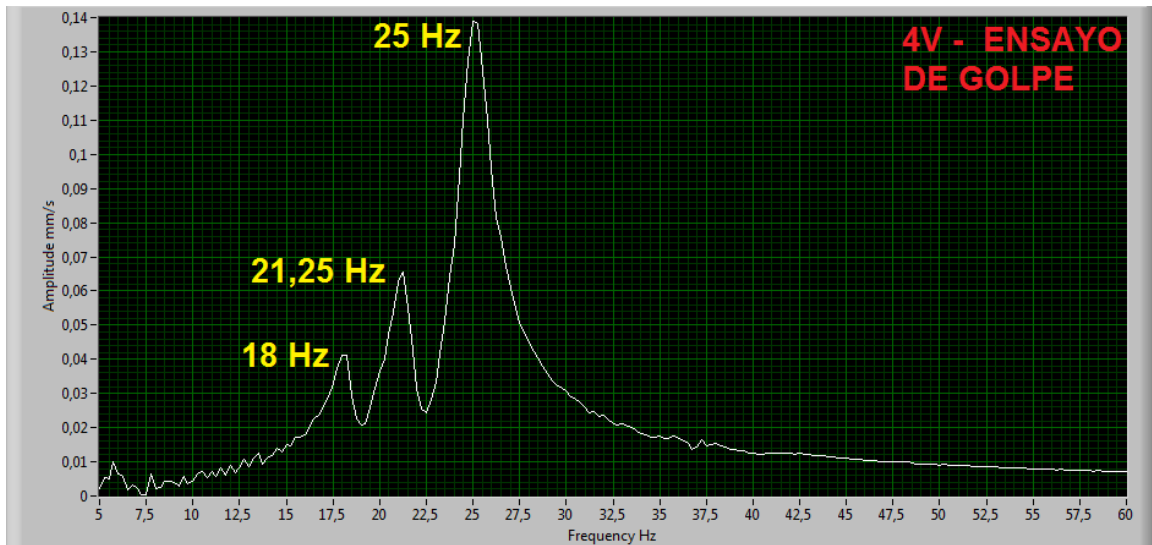


Figura N° 6.4) Zonas resonantes del punto 4V.

6.4) Análisis de la forma de onda.

Como se vió en el capítulo 2.2.9 la principal característica de la señal en el tiempo para un conjunto desalineado era su naturaleza periódica, mediante la cual podíamos diferenciarla de otra falla que en el espectro se presenta muy similar. La Fig. N° 6.5 compara la forma de la onda en el punto 2V a 1500 rpm, en la cual se aprecia el cambio producido en la forma y amplitud de la señal para cada giro del eje ($T= 0,04$ seg). Se observa además que el periodo de las modulaciones a mayor frecuencia en la condición alineado ($T= 0,00903$ seg) es menor que cuando el conjunto se encontraba desalineado ($T= 0,02$ seg.) vale decir, desaparecen las modulaciones periódicas inducida por la componente $2X$, volviéndose una señal en el tiempo notoriamente más regular.

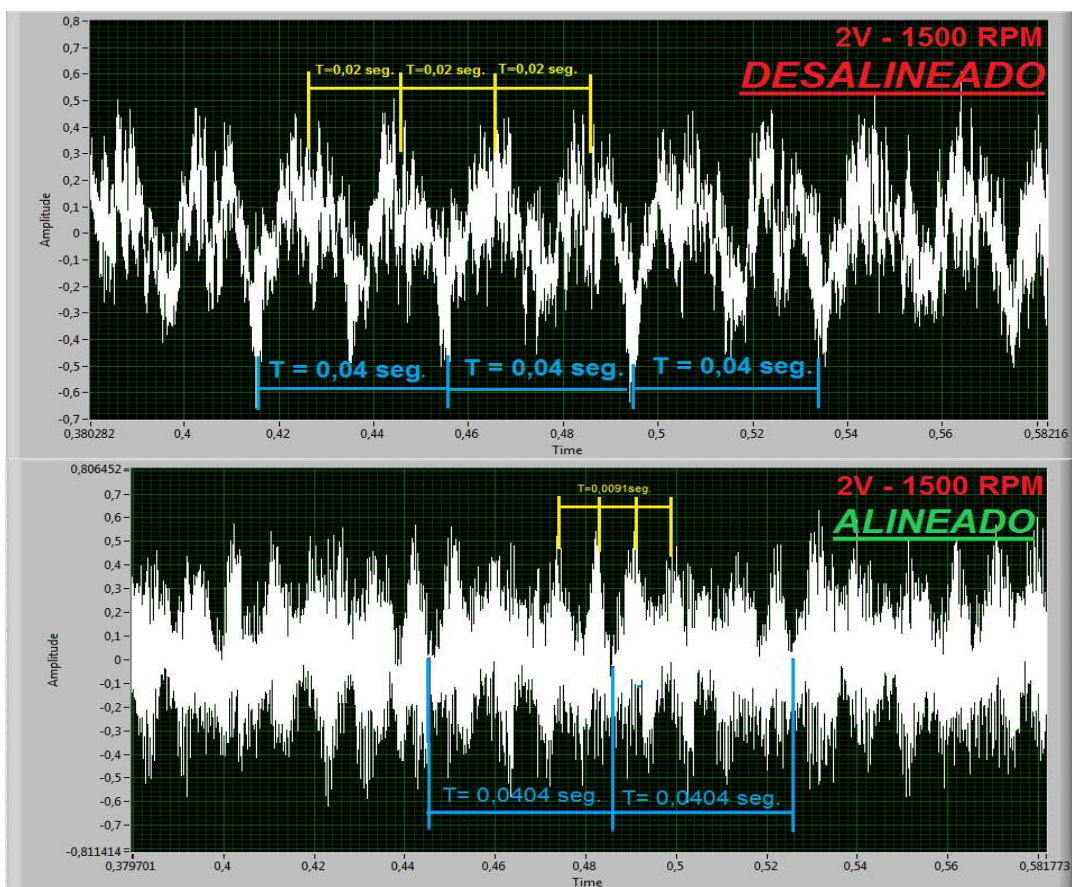


Figura N° 6.5) Forma de onda en condición desalineado y alineado.

6.5) Análisis de fase de la vibración.

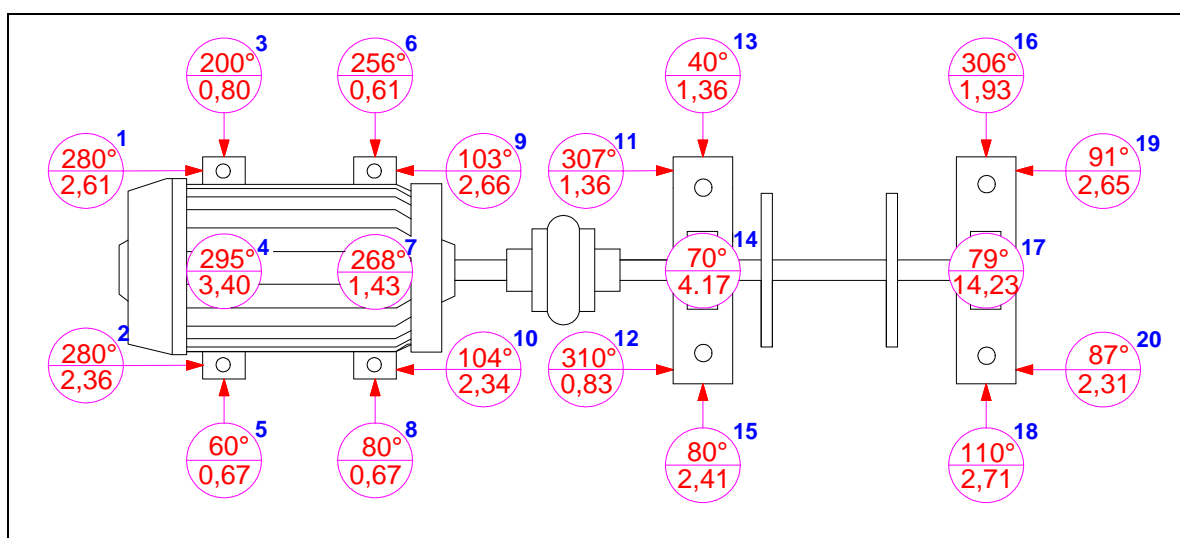


Figura N° 6.6) Relación de fases del conjunto a 1500 rpm.

En la Fig. N°6.5 se observa la información de la fase tomada con el foto tacómetro y la amplitud de la componente a 1X. El número en el extremo superior de los círculos indica una designación numérica (arbitraria). Se pretende que a través de las diferencias entre una la fase de posición y otra, se encuentre una relación y se asocie al comportamiento dinámico del conjunto.

Uno de los alcances de la medición de fase es cuanto se compara valores donde los acelerómetros se encuentran ya a 180°. Para conocer su valor real de fase relativa se debe agregar 180° a una de las mediciones, objeto se corrija de manera externa la dirección del sensor. Como ejemplo se ve que la diferencia de fase entre 1 y 2 es 177°, sin embargo la fase corregida indicaría:

Fase en 1= 280°

Fase en 2=103°

Diferencia =177°

Fase corregida = 280°- (103+180°) = 3°; lo que implica una diferencia de fase de aproximadamente 0°.

6.5.1) Análisis de fase del motor.

La primera observación es que en la dirección axial, ambas máquinas se mueven en la misma dirección (en fase), puesto que la diferencia de fase entre 1-9 / 9-11/ 11-19 es cercana a cero (+/- 30°). Lo mismo se evidencia entre los puntos 2-10 / 10-12 / 12-20, lo cual establece una condición normal de operación en esa dirección. Además el hecho que las relaciones de fase entre ambas máquinas sea aproximadamente 0°, implicaría la no existencia de desalineamiento en esa dirección.

De acuerdo con las mediciones, los movimientos en la dirección horizontal del motor indicarían que la fase corregida entre 3-5 / 6-8 es aproximadamente 0°, lo cual también establece un comportamiento normal en esa dirección.

Los puntos 4-7 establecen que verticalmente el motor esta vibrando en fase, desestimándose alguna distorsión de la carcasa.

Sin embargo y como se observa en los puntos 4-5 / 6-7 / 7-8 se produce una diferencia de fase de 0° ó 180° . Lo anterior indicaría una condición de resonancia existente, pues físicamente la medición se hace a 90° un punto respecto de otro, con lo cual se espera una diferencia de 90° para definirlo como desbalance o desbalance residual puro. Dado que el resultado es 0 ó 180° se asume como resonancia, lo cual explicaría las notorias diferencias entre los valores de las componentes a 1X en dirección vertical respecto de la horizontal detectada en la velocidad 1500 rpm.

6.5.2) Análisis de fase del rotor.

Al igual que en el motor, la fase corregida medida en la dirección axial de los puntos 11-19 / 15-18 es cercana a 0° . Lo mismo ocurre para los valores obtenidos en los puntos 16 – 15 y 18 al ser comparados con los valores obtenidos en el motor para esa dirección. Sin embargo, las fases relativas horizontales propias indican un movimiento irregular entre el rodamiento del extremo acoplado y el extremo libre. Se puede observar que entre los puntos 13 – 15 la diferencia corregida es de aproximadamente 180° , mientras que los puntos 16 – 18 es 0° .

La diferencia principal se puede apreciar entre las mediciones de los puntos 16-17/ 17 – 18, del punto 4V. La diferencia de amplitudes es considerablemente superior a 3 veces y su relación de fases es cercana a 180° hacia el punto 16 y aproximadamente 0° respecto al punto 18. Con los datos anteriores se confirma el diagnóstico que se ha visto hasta este momento referido a la condición de resonancia del punto 4V.

6.5.3) Análisis del conjunto motor eléctrico – rotor.

En general, se puede observar que en la dirección axial, ambas máquinas se mueven en la misma dirección (en fase), puesto que la diferencia de fase entre 1-9 / 9-11/ 11-19 es cercana a cero (+/- 30°). Lo mismo se evidencia entre los puntos 2-10 / 10–12 / 12-20, lo cual establece una condición normal de operación en esa dirección. Además el hecho que las relaciones de fase entre ambas máquinas tanto en sus puntos horizontales como las axiales máquinas sea 0°, implicaría que no existe desalineamiento en esas direcciones. La diferencia de fase entre los punto 7 – 14 se vería influenciada por la variación que provoca la resonancia sobre la fase.

6.6) Comparación de los valores de frecuencia v/s velocidad.

La Tabla N° 6.10 muestra la diferencia entre las frecuencias ingresadas al variador para obtener las rpm deseadas. Se muestra la disminución de los valores de frecuencia en Hz posterior a la corrección del desalineamiento.

Tabla N°6.10) Disminución de la frecuencia necesaria ingresada al variador

Condición	rpm solicitada	Frecuencia (Hz) ingresada al variador con el conjunto desalineado	Frecuencia (Hz) ingresada al variador con el conjunto alineado
1	600	10,53	10,15 (- 0.38 Hz)
2	1200	20,53	20,16 (- 0,37Hz)
3	1500	25,53	25,16 (-0,37Hz)

Se puede evidenciar una ganancia de aproximadamente 0,37 Hz ó 31,8 rpm en cada una de las condiciones efectuadas. Lo anterior se refleja en un aumento de la eficiencia del motor, puesto que conceptualmente, al aumenta la velocidad de

rotación y existir una disminución en el consumo eléctrico, existe también una disminución en la potencia necesaria para alcanzar las rpm solicitadas.

6.7) Comparación de los valores de temperatura en medido en rodamientos.

La Tabla N° 6.11 muestra la diferencia que se produjo entre un valor estimado de temperatura durante la condición desalineado y la medición efectuada posterior a la corrección de este.

Tabla N° 6.11) Disminución de la frecuencia necesaria ingresada al variador.

Parámetro	T° en rodamientos conjunto desalineado	T° en rodamientos conjunto alineado	Reducción %
Temperatura °C	~ 40°C	15°C	62,5%

CAPITULO 7: CONCLUSIONES

7.1) Conclusiones del estudio del desalineamiento entre máquinas acopladas y análisis de su respuesta vibratoria.

Posterior a haber efectuado mediciones y análisis de la respuesta vibratoria en la condiciones “desalineado” y compararlas respecto a la condición “alineado” , el estudio de las vibraciones generadas por el desalineamiento en el conjunto motor eléctrico – rotor unido por un acoplamiento flexible Dogde PX 40 indica que:

- 1) Al existir un desalineamiento entre el motor eléctrico y el rotor, se genera una componente armónica a $2X$ rpm, siendo en algunos casos superior a la componente fundamental.
- 2) Independiente de su amplitud y excepto por fallos propios en cada máquina, se confirma la condición respecto a que el contenido espectral generado por el desalineamiento en ambas máquinas es el mismo.
- 3) La forma de la señal en el tiempo es notoriamente periódica y de acuerdo a la incidencia (amplitud) de las componentes generadas en el espectro. Esta se vuelve más regular y estable en amplitud y frecuencia posterior a la corrección del desalineamiento.
- 4) Se evidenció que al aumentar la velocidad se produce un incremento en el número y la amplitud de las componentes generadas por el desalineamiento. La comparación entre los espectros para la misma velocidad de rotación evidencia la disminución en la cantidad y amplitud de estas componentes, posterior al alineamiento.

- 5) En general, los resultados de los espectros en condición “alineado” y el análisis de cada uno de ellos, a cualquiera de las tres velocidades de rotación, indica que todos los valores filtrados de las componentes a 2X, disminuyen radicalmente posterior a la corrección del desalineamiento.
- 6) Con este tipo de configuración de maquinaria se evidenció que a bajas velocidades de rotación la energía vibratoria se concentra en las primeras dos componentes, distribuyéndose a mayores velocidades. Eso implicaría que al efectuar una medición inicial sin las primeras componentes dominantes a bajas frecuencias, no existe desalineamiento.
- 7) La evaluación de la fase de vibración indica que la fase relativa entre los puntos verticales y axiales de ambas máquinas es un valor cercano a 0°, lo cual implicaría que no existiría movimiento relativo entre una y la otra, confirmando a su vez la inexistencia de desalineamiento.
- 8) Se evidenció una disminución en la temperatura del rodamiento del rotor posterior a la corrección del desalineamiento. De igual manera se produjo una reducción en la frecuencia necesaria para alcanzar la velocidad solicitada, lo cual se estima reduce la potencia utilizada provocando un aumento en la eficiencia del motor eléctrico. El ruido que se presentaba previo a la corrección del desalineamiento desapareció posterior a la corrección de este, siendo atribuido como la respuesta de las deformaciones cíclicas del elastómero del acoplamiento.
- 9) Los resultados anteriores muestran que no necesariamente el valor de la componente 1X, 2X o 3X es siempre predominante cuando existe un desalineamiento. Lo anterior dependerá entre otras cosas del tipo de acoplamiento y de cuan cercano estén trabajando las componentes respecto de las zonas resonante, amplificando sus valores al encontrarse más próximas a ella.

- 10) El no haber alcanzado los valores de severidad vibratoria establecido por la Norma ISO 2372 es atribuible a las zonas resonantes existente en el conjunto, las cuales podrán estar fuertemente influenciadas por el estado mecánico de los aisladores y por la soltura del bastidor del conjunto, al no encontrarse fija al piso.

7.2) Trabajos futuros sugeridos

Con el objeto de asegurar la confiabilidad de las experiencias realizadas en el banco de ensayos vibratoriales, se sugiere:

- 1) Efectuar un estudio para evaluar el estado y/o cambio de los aisladores actuales, siendo importante el determinar sus frecuencias naturales bajo las cuales el conjunto entra en resonancia con el objeto de no efectuar experiencias a esa velocidad.
- 2) Fijar el bastidor del conjunto, objeto evitar que la soltura sea la causa de la condición resonante en cualquier rango de velocidad de operación.
- 3) Efectuar balanceamiento de conjunto.
- 4) Efectuar una evaluación del estado vibratorio del motor eléctrico montado solo sobre una superficie plana, con el fin desestimar la influencia de las zonas resonantes actuales del banco de ensayos. Efectuar análisis en frecuencias.
- 5) Efectuar calibramiento de acelerómetros, objeto asegurar la linealidad de las respuestas en las mediciones efectuadas a futuro.
- 6) Eliminar soltura entre eje y masa del machón de acoplamiento, lado rotor, debido a la generación de componentes en el espectro. En lo posible, mantener el tipo de acoplamiento del diseño original del banco.

BIBLIOGRAFÍA

- VIBRATION Analysis & Condition Monitoring (19,20, Concepción, Chile, 1998). Machinery Vibration Analysis. Concepción, Chile, 1998. Pág. Irreg.
- TAYLOR, James I. The Vibration Analysis Handbook. A Practical Guide for Solving. Rotating Machinery Problems. Florida, Vibration Consultants United, 1990. 345p.
- SINAIS. Ingeniería de Mantenimiento [en línea] <<http://sinais.es/curso-vibraciones.html> [consulta: 24 junio 2013].
- SAAVEDRA González, Pedro. Curso Análisis de Vibraciones de Máquinas Categoría I. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Chile, 2012. Pág.Irreg.
- LÓPEZ Lovera, Alberto E. Implementación de un plan de mantenimiento predictivo de equipos rotativos basado en el análisis de una Planta Embotelladora. Tesis (Ingeniería Mecánica). Anzoategui, Venezuela, Universidad de Oriente, 2009, 137h.
- SAAVEDRA González, Pedro. Curso Análisis de Vibraciones de Máquinas Categoría IV. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Concepción, Chile, 2011. Pág.Irreg
- PRUFTECHNIK LTD. [en línea] <<http://pruftechnik.co.uk.html>. [consulta:01 julio 2013]
- PIOTROWSKI, John. Shaft Alignment Handbook, 3rd. ed., CRC Press, USA. 2007, 865p.
- NAKHAEINEJAD Mohsen y GANERIWALA, Suri. Observations on Dynamic Responses of Misalignments. Tech Note, SpectraQuest Inc. (9): 9, 2009
- WEG. [en línea] <<http://weg.net/cl/Products-y-servicios/Mptpres-Elctricos.html>. [consulta: 03 julio 2013]

- DODGE. [en línea] <<http://baldor.com/support/literature.asp.html>. [consulta: 02 julio 2013].
- NTNAMERICAS. [en línea] <<http://ntnamericas.com/en/products/bearing-search-results.html>. [consulta: 02 julio 2013].
- International Standard Organization. (Switzerland). Mechanical Vibration of Machines with Operating Speeds from 10 to 200 rev/s – Basis for Specifying Evaluation Standards. ISO 2372-1987. Geneva, Switzerland, 1974. 12p.