



FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

**ANÁLISIS DE DESBALANCEO DINAMICO  
MEDIANTE EL SOFTWARE SKF APTITUDE  
ANALYST EN CONJUNTO CON UN ESTUDIO DE  
VIBRACIONES EN ROTOR MACHINERY FAULT  
SIMULATOR**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

PROF. GUÍA: FRANCISCO FUENTES SALCEDO

**SEBASTIÁN MAC-NAMARA RETAMAL**

**CURICÓ - CHILE  
2022**

## CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular official stamps and handwritten signatures in blue ink. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS' of the 'UNIVERSIDAD DE TALCA'. The right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO' of the 'UNIVERSIDAD DE TALCA'.

Curicó, 2023

## AGRADECIMIENTOS

Cada uno de nosotros es el reflejo de todas las personas que nos han regalado una parte de ellas, he tenido la suerte o la bendición de haber conocido grandes personas las cuales me han entregado una lección, siento que cada una de ellas me enseñó algo incluso sin querer, estoy abrumado de emociones debido a que la lista de personas a las cuales agradecer sería infinita, ya que sin cada uno de ellos no estaría cumpliendo en este objetivo.

Inicialmente agradecer a mi familia, en especial a mi madre Delia Patricia Retamal, que sin su apoyo y amor incondicional no estaría cumpliendo este sueño, una mujer guerrera que se enfrentó a un mundo enorme estando sola, alguien que me protegió con todas sus fuerzas, me educó para ser alguien de bien, y me dió todas las herramientas que tuvo a su alcance para que lograr tener este momento, en el cual doy reflejo de no solo mi esfuerzo y dedicación sino el de ella, es la persona que merece todo lo que he logrado hasta hoy. Mi hermana pequeña fue una parte importante en mi formación, me mostró que el esfuerzo si tiene sus frutos y que debo ser ambicioso al momento de plantearme metas, me inspiró a seguir mi camino para ser un buen ejemplo para ella, pero siento que ella siempre fue un ejemplo para mí. Todo lo que soy, seré y lograré será para las personas más especiales en mi vida, mi familia.

También quiero agradecer a mis abuelos, tíos y primos los cuales siempre me motivaron a creen en mí, los cuales me inculcaron valores de respeto y trabajo duro. Sin dejar de lado a todos mis amigos los cuales me han apoyado tanto en mis mejores como peores momentos, quienes no me han juzgado y siempre están ahí, a ellos fui conociendo y entablando una relación la cual ha logrado trascender lo académico, a mi amigo, colega y hermano de otra madre, Cristóbal Olave con el cual tuve el agrado de convivir, estudiar, aprender y sobre todo admirar su increíble actitud de mentor y consejero, quien me mostró que en el mundo que hay familia que tú puedes escoger, y me alegra poder vivir esta esta etapa junto a él.

Finalmente agradecer a todos los profesores que me han entregado parte de su conocimiento y la dedicación para que yo lo aprendiera, docentes de mi amado Colegio San Miguel Arcángel, y los de la maravillosa escuela de Ingeniería Civil Mecánica, quisiera mencionar al profesor Gonzalo Pincheira el cual admiro, respeto profundamente y es un modelo a seguir, el cual en un momento de desmotivación y depresión logró relatarme su experiencia y motivarme para

continuar con mi camino en ingeniería. También en última instancia, pero no menos importante agradecer al profesor Francisco Fuentes el cual me inspiró a estudiar el área de mantenimiento, un profesor el cual ha estado enseñándome desde mis últimos 3 años de carrera.

## **DEDICATORIA**

Quisiera dedicar todo mi camino, esfuerzo, sudor y lágrimas a Madre Delia y mi Hermana Rosario, mis dos chicas especiales las cuales me han acompañado durante toda mi vida y espero que lo sigan haciendo, para hacerlas sentir orgullosas y darles alegría.

Dedicar esto a mis familiares más cercanos, mis abuelos los cuales formaron parte importante de mi crianza me inculcaron una maravillosa actitud, respeto y trato hacia las personas, además del trabajo duro y el valor de la familia.

Dedicado a mis Profesores de la infancia, y los docentes de mi adultez los cuales me entregaron todas las herramientas para lograr este objetivo y muchos más.

Dedicado a mis colegas, compañeros y en especial a mis mejores amigos, los macacos que me apoyaron y dieron un empujón cuando más lo necesite.

## RESUMEN

El presente informe desarrolla un estudio de desbalanceo mecánico en el simulador de fallas del laboratorio de mantenimiento de la escuela de ingeniería civil mecánica, con el fin de estudiar el comportamiento mecánico especialmente en el área de vibraciones mecánicas, con el cual se busque establecer marcos para la prevención y predicción de fallas en equipos rotativos similares en base a la falla por desbalanceo.

El estudio dio inicio creando una base de datos inicial para establecer la condición actual del equipo debido a que esta se desconocía y según lo informado no era utilizado regularmente por los docentes ni alumnos, observando que funcionaba correctamente pero no a la perfección, dando a entender que no había recibido algún tipo de ajuste recientemente. Una parte importante fue el sistema de medición y registro de datos en el cual se disponía de un analizador de vibraciones portátil SKF y a su vez se dieron indicaciones de que se había adquirido el software SKF de análisis en la computadora del laboratorio.

Al trabajar con un equipo rotativo, se buscó dentro de las normas ISO relacionadas a vibraciones la más adecuada para este tipo de equipo de baja potencia, llegando a que la norma ISO 2372 era la que nos marcaba los márgenes de operación adecuados y óptimos. Ya con todos estos elementos se pudo dar inicio a la generación de fallas dentro del equipo, dado un estudio anterior realizado en la escuela de ingeniería Civil Mecánica, que sentaba las bases para la puesta en marcha del equipo indicaba que el equipo empezaba a sufrir mayores vibraciones notorias de 2 a 4 gr, por lo que se optó por trabajar con masas de pruebas de 4 gr, para posterior a analizar su comportamiento ir aumentando de manera progresiva.

Logrando las muestras a 4, 8 y 10 gr (masas seleccionadas) se procede a hacer un análisis comparativo en base a su frecuencia vibratoria Global y sus espectros de onda, en los cuales se observan comportamientos esperados y no esperados en el equipo.

Finalmente se busca eliminar la falla del equipo para monitorear su condición después de una serie de ajustes y correcciones con el fin de establecer indicaciones en la solución y diagnóstico de futuras fallas de este tipo o algunas relacionadas dentro del equipo de laboratorio y similares.

# ÍNDICE GENERAL

Agradecimientos.....	ii
Dedicatoria.....	iv
Resumen .....	v
Índice general .....	vi
Índice de figuras .....	x
Índice de gráficos.....	xii
Índice de tablas .....	xiii
Capítulo 1.    Introducción .....	1
1.1.    Antecedentes.....	2
1.2.    Descripción del problema.....	2
1.3.    Solución propuesta .....	3
1.4.    Objetivos.....	3
1.4.1.    Objetivo general .....	3
1.4.2.    Objetivos específicos.....	3
1.5.    Resultados esperados .....	4
1.6.    Metodología.....	4
Capítulo 2.    Marco teórico .....	5
2.1.    Introducción a las vibraciones mecánicas .....	6
2.1.1.    Frecuencia.....	6
2.1.2.    Amplitud.....	8
2.1.3.    Fase.....	8
2.1.4.    Desplazamiento vibratorio.....	8
2.1.5.    Velocidad vibratoria .....	9
2.1.6.    Aceleración vibratoria .....	9

2.1.7.	Vibración global o total .....	10
2.2.	Introducción al desbalance racional entre ejes de maquinas y respuesta vibratoria del desbalanceo.....	13
2.2.1.	Introducción al concepto de desbalance .....	13
2.2.2.	Tipos de desbalance.....	15
2.2.3.	Consecuencias negativas del desbalance .....	16
2.2.4.	Vibraciones típicas del desbalance .....	16
2.2.5.	Transformada rápida de fourier o fft (fast fourier transform) .....	18
2.2.6.	Respuesta vibratoria del desbalance .....	19
2.2.7.	Espectro vibratorio del desbalance .....	19
2.2.8.	Forma de onda del desbalance.....	20
2.2.9.	Relación de fases .....	21
2.3.	Norma iso 2372: vibraciones mecánicas de maquinas con velocidades de operación de 10 a 200 rev/s. Bases para especificar estándares de evaluación.....	22
2.3.1.	Clasificación de la maquinaria .....	23
2.3.2.	Calidad de la vibración.....	24
2.4.	Componentes del banco de ensayo de vibraciones y principios de la adquisición de datos	25
	Generalidades .....	25
2.4.1.	Características del motor eléctrico .....	27
2.4.2.	Características del acoplamiento flexible.....	27
2.4.3.	Características de rodamientos en soporte.....	28
2.4.4.	Características del variador de frecuencia .....	28
Capítulo 3.	Registros de vibracion debido al desbalance y evaluacion de la severidad vibratoria global	29
3.	Adquisición de datos .....	30

3.1.	Introducción al análisis espectral de vibraciones .....	30
3.2.	Medición inicial y registro de los niveles de vibración global.....	30
3.2.1.	Puntos y direcciones de medición .....	30
3.2.2.	Parametrización de puntos previo a la toma de registros .....	32
3.2.3.	Condiciones de operación.....	34
3.3.	Evaluación de la severidad vibratoria .....	35
3.3.1.	Evaluación de la severidad vibratoria de 4 gr a 1450 rpm. ....	35
3.3.2.	Evaluación de la severidad vibratoria de 8 gr a 1450 rpm. ....	35
3.3.3.	Evaluación de la severidad vibratoria de 10 gr a 1450 rpm. ....	36
3.4.	Análisis de las mediciones y sus espectros .....	36
3.4.1.	Análisis espectral de las mediciones .....	37
3.4.2.	Diagnóstico de la condición actual del banco de ensayos .....	43
Capítulo 4.	Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de ensayos.....	48
4.1.	Pasos previos antes de efectuar el desbalance .....	49
4.1.1.	Determinación del método a utilizar para desbalancear.....	49
4.1.2.	Obtener información del equipo desbalanceado.....	49
4.1.3.	Efectuar una inspección visual preliminar del sistema.....	49
4.1.4.	Crear el desbalance .....	50
4.1.5.	Desbalanceo aplicado .....	50
4.1.6.	Evaluación de valores obtenidos .....	57
4.1.7.	Corrección de desbalanceo .....	61
5.1.	Conclusión.....	69
5.2.	Recomendaciones .....	71
	Referencias .....	73
	Anexo 6.1: extracto norma 2372.....	75

Anexo 6.2: comentarios a los estandares norma iso 2372 e iso 3945 .....	77
Anexo 6.3: terminos fundamentales de balanceo .....	80
Anexo 6.4: configuracion banco de pruebas .....	81
Anexo 6.5: espectro de referencia para soldaduras mecánicas .....	82

## ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 2.1 Movimiento vibratorio de un cojinete. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias .....	6
Fig. 2.2 Onda de vibración armónica Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias .....	7
Fig. 2.3 Desfase de onda. Fuente: Monitoreo de la condición en la nube POWER-MI [5] .....	8
Fig. 2.4 Espectro vibratorio global de varias fuentes Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias .....	10
Fig. 2.5 Valores de medida de la vibración. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias. ....	12
Fig. 2.6 Disco desbalanceado. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias. ....	14
Fig. 2.7 Desbalanceo par. Fuente: MetAs & Metrólogos Asociados Desbalanceo Mecánico. .	15
Fig. 2.8 Desbalanceo dinámico. Fuente: MetAs & Metrólogos Asociados Desbalanceo Mecánico .....	16
Fig. 2.9 Modelo espectral de Velocidad. Fuente: Categorías de patologías clasificadas en vibraciones de maquinaria rotativa, Universidad Gran Mariscal de Ayacucho .....	17
Fig. 2.10 Esquema de análisis espectral. Fuente: Diagnostico de fallas incipientes mediante la variación angular instantánea- Javier Antonio Sánchez Moreti .....	18
Fig. 2.11 Espectro de dos lados FFT. Fuente:[10] .....	19
Fig. 2.12 Ejemplo grafico espectral de desbalance. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias. ....	20
Fig. 2.13 Forma de onda del desbalance. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias. ....	21
Fig. 2.14 Banco de pruebas Machinery Fault Simulator. Fuente: J. Pérez, 2017.....	26
Fig. 4.1 Montaje de peso (4gr). Fuente: Propia .....	50
Fig. 4.2 Espectro de 4 gr en M1A. Fuente: Propia .....	50
Fig. 4.3 Espectro de 4 gr en M2A. Fuente: Propia .....	51
Fig. 4.4 Espectro de 4 gr en D1A. Fuente: Propia.....	51
Fig. 4.5 Espectro de 4 gr en D2A. Fuente: Propia.....	52

Fig. 4.6 Espectro de 8 gr en M1A. Fuente: Propia.....	52
Fig. 4.7 Espectro de 8 gr en M2A. Fuente: Propia.....	53
Fig. 4.8 Espectro de 8 gr en D1A. Fuente: Propia.....	53
Fig. 4.9 Espectro de 8 gr en D2A. Fuente: Propia.....	54
Fig. 4.10 Espectro de 10 gr en M1A. Fuente: Propia.....	54
Fig. 4.11 Espectro de 10 gr en M2A. Fuente: Propia.....	55
Fig. 4.12 Espectro de 10 gr en D1A. Fuente: Propia.....	55
Fig. 4.13 Espectro de 10 gr en D2A. Fuente: Propia.....	56
Fig. 4.14 Tendencia valor Global RMS M1-M2 Horizontal. Fuente: Propia.....	57
Fig. 4.15 Tendencia valor Global RMS M1-M2 Vertical. Fuente: Propia.....	58
Fig. 4.16 Tendencia valor Global RMS M1-M2 Axial. Fuente: Propia.....	58
Fig. 4.17 Tendencia valor Global RMS D1-D2 Horizontal. Fuente: Propia.....	59
Fig. 4.18 Tendencia valor Global RMS D1-D2 Vertical. Fuente: Propia.....	59
Fig. 4.19 Tendencia valor Global RMS D1-D2 Axial. Fuente: Propia.....	60
Fig. 4.20 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M1H.....	61
Fig. 4.21 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M1V.....	62
Fig. 4.22 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M1A.....	62
Fig. 4.23 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M2H.....	63
Fig. 4.24 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M2V.....	63
Fig. 4.25 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M2A.....	64
Fig. 4.26 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D1H.....	64
Fig. 4.27 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D1V.....	65
Fig. 4.28 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D1A.....	65
Fig. 4.29 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D2H.....	66
Fig. 4.30 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D2V.....	66
Fig. 4.31 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D2A.....	67

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

Tabla 1 Clasificación de espectros vibratorios en función de la frecuencia y periodo. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias.....	11
Tabla 2 Rangos de severidad vibratoria para maquinas normales. ISO 2372 e ISO 39454. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias .....	23
Tabla 3 Características técnicas Motor eléctrico. Fuente: Pérez, J. 2017 .....	27
Tabla 4 Características técnicas acoplamiento flexible. Fuente: Pérez, J. 2017 .....	27
Tabla 5 Características técnicas rodamientos en descansos. Fuente: Pérez, J. 2017.....	28
Tabla 6 Características técnicas variador de frecuencia. Fuente: Pérez, J. 2017 .....	28
Tabla 7 Rangos de evaluación de severidad vibratoria para maquinas bajo 15 KW.....	34
Tabla 8 Promedio de valor Global mm/s RMS. Fuente: Propia.....	56
Tabla 9 Variación de la vibración respecto a la condición inicial del equipo. Fuente: Propia..	60

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Clasificación de espectros vibratorios en función de la frecuencia y periodo. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias.....	11
Tabla 2 Rangos de severidad vibratoria para maquinas normales. ISO 2372 e ISO 39454. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias .....	23
Tabla 3 Características técnicas Motor eléctrico. Fuente: Pérez, J. 2017 .....	27
Tabla 4 Características técnicas acoplamiento flexible. Fuente: Pérez, J. 2017 .....	27
Tabla 5 Características técnicas rodamientos en descansos. Fuente: Pérez, J. 2017.....	28
Tabla 6 Características técnicas variador de frecuencia. Fuente: Pérez, J. 2017 .....	28
Tabla 7 Rangos de evaluación de severidad vibratoria para maquinas bajo 15 KW.....	34
Tabla 8 Promedio de valor Global mm/s RMS. Fuente: Propia.....	56
Tabla 9 Variación de la vibración respecto a la condición inicial del equipo. Fuente: Propia..	60

## **CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN**

## **1.1. ANTECEDENTES**

En la industria moderna cada proceso de fabricación automatizado está impulsado por algún tipo de movimiento rotatorio, en los cuales la energía cinética es usada para desplazar fluidos, gases y materias primas dentro de una o más líneas de proceso. Estos procesos automatizados que generalmente recaen en un funcionamiento cíclico el cual, a grandes niveles de velocidad, generan una mayor productividad, pero como contraparte generan vibraciones mecánicas en los ejes de rotación específicamente provocando un desgaste en ellos, si bien esto no es notorio en un inicio esto va repercutiendo en la vida útil del equipo y el correcto funcionamiento de este, por lo que para tratar estos problemas entra en mantenimiento para reconocer fallas y mejoras a los sistemas para prolongar el correcto funcionamiento de los procesos industriales.

Algunos equipos cuentan con sistemas de monitoreo eléctrico los cuales son capaces de detectar fallas en motores como cortocircuitos en bobinados del estator, rodamientos dañados, desbalanceo de rotor, rotura de fallas entre otros (Castelli & Andrade, 2007), los cuales logran facilitar las labores de mantenimiento correctivo, sin embargo, esto es un sistema ineficiente debido a que necesita que la falla ocurra para ser tratada generando costos en producción debido a la detención de los equipos. Según un estudio de la Universidad de Montevideo las fallas mecánicas relacionadas a los rotores son de alrededor de un 10% (Castelli & Andrade, 2007).

Algunos estudios nos indican que fallas relacionadas a los equipos rotatorios como lo serian el desbalanceo y el desalineamiento pueden generar un consumo extra de energía de hasta un 15% (Moore, Pardue, & Piety, 1993).

## **1.2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

Dentro del uso de equipos rotatorios uno de los problemas comunes son las fallas por desbalanceo, estas son generadas debido a que su centro de masa no se encuentra alineado con su centro de rotación lo cual genera vibraciones mecánicas excesivas en los equipos, estas vibraciones pueden generar múltiples fallas en equipos afectando su funcionamiento de manera parcial o total, sin mencionar el daño a la salud del operador. A su vez dentro de la escuela de ingeniería civil mecánica de la Universidad de Talca no se encuentran estudios específicos en cuanto a desbalanceo dinámico en un rotor de dos planos bajo variadas condiciones, como lo serian diferentes velocidades angulares y frecuencias, los cuales repercuten en los grados de desbalanceo.

### **1.3. SOLUCIÓN PROPUESTA**

Se buscará realizar un estudio de desbalanceo de dos planos en base a un análisis de vibraciones mediante el software SKF aptitude Analyst dentro del laboratorio de mantenimiento predictivo de la escuela de ingeniería civil mecánica, con el cual se trabajarán diversos parámetros de desbalances ya sea por un amplio rango de velocidades y/o por ciertas masas normalizadas puestas de tal manera que logren representar una gran variedad de grados de desbalanceo con el fin de tener una amplia base de datos representativa. A su vez se trabajará bajo las normativas ISO 1940/1 (Requisitos de calidad de equilibrado para rotores rígidos) e ISO 2372 (Guía para la aceptación de la Amplitud de Vibración).

### **1.4. OBJETIVOS**

#### **1.4.1. Objetivo general**

Efectuar un estudio de predicción y diagnóstico de fallas en base respuesta vibratoria de desbalanceo y corrección del mismo en el equipo Machine Fault Simulator del laboratorio de mantenimiento; en la escuela de Ingeniería civil mecánica de la universidad de Talca, unidos por un acoplamiento flexible bajo las normas ISO 1940/1 e ISO 2372, mediante el software SKF.

#### **1.4.2. Objetivos específicos**

- Registrar la respuesta vibratoria en el banco de ensayo (machine Fault simulator) a diferentes masas de prueba (4, 8 y 10 gr).
- Efectuar la adquisición y creación de la base de datos del conjunto completo en el software Aptitude Analyzer SKF
- Evaluación de la condición mecánica actual del banco de ensayos de vibraciones mediante un análisis espectral de vibraciones
- Establecer un procedimiento de corrección de desbalance adecuado en el equipo.
- Efectuar una evaluación final del banco de ensayos de vibraciones posterior al procedimiento de desbalance.

## **1.5. RESULTADOS ESPERADOS**

Se espera obtener un análisis global del espectro vibratorio en función del valor RMS, su amplitud y velocidad vibratoria, a su vez un uso correcto del manual SKF para el funcionamiento y configuración de parámetros del equipo de laboratorio, con el fin de obtener la suficiente información para la toma de decisiones en cuanto al correcto diagnóstico de fallas por desbalanceo y establecer de manera correcta el propio tratamiento a estas teniendo en cuenta la propia base de datos extraída durante el trabajo en el laboratorio de mantenimiento, con el fin de lograr predecir y diagnosticar fallas en equipos rotativos con el fin de lograr una correcta planificación de mantenimientos predictivos.

## **1.6. METODOLOGÍA**

Este estudio y análisis será teórico experimental en el laboratorio de mantenimiento predictivo de la escuela el cual será de ayuda inicialmente a el uso correcto y configuración del equipo de análisis de vibraciones mecánicas SKF, también los datos extraídos junto con los espectros vibratorios de los cuales se buscara inferir los aspectos más relevantes a tratar durante una falla mecánica como lo es el desbalanceo o desequilibrio en dos planos.

Inicialmente para lograr el correcto cumplimiento de la puesta en marcha se debera estudiar e interactuar con el correcto funcionamiento de la maquinaria del laboratorio en conjunto con el manual SKF para lograr la correcta parametrización de los estándares bajo la normatiza ISO 2372 en el software SKF aptitude Analyst.

Con ello estableceremos una metodología de trabajo bajo un funcionamiento 1x rpm en cuanto a velocidad angular en conjunto con masas en el rotor que efectúen desbalanceo dinámico en la simuladora de fallas de maquinaria, para luego ir aumentando este grado de desbalance, y estudiar su respuesta vibratoria.

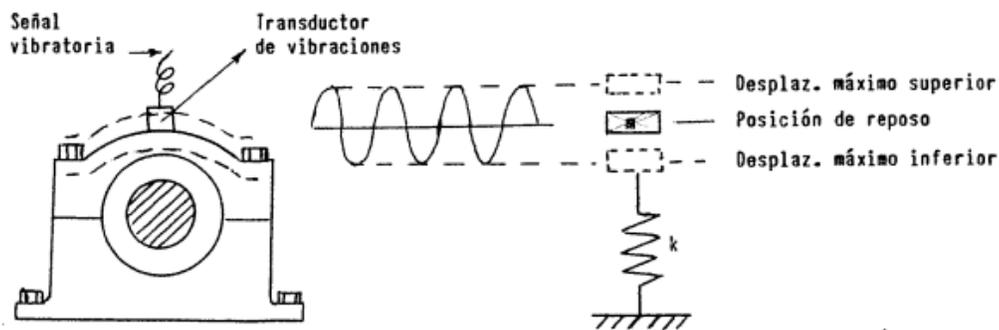
Obteniendo los espectros vibratorios no se buscará trabajar muy a fondo en 2x, 3x y 4x, debido a que estos no diagnostican problemas de desbalanceo, aunque se tendrán en cuenta en los análisis de ser necesarios o que el equipo muestre una gran señal de fallas en los mismos grados de desbalanceo, todo esto con el fin de obtener una amplia base de datos con los cuales obtener análisis teóricos de las respuestas vibratorias.

## **CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO**

## 2.1. INTRODUCCIÓN A LAS VIBRACIONES MECÁNICAS

La vibración mecánica es el movimiento oscilatorio de una máquina, estructura o elementos que la conforman, alrededor de su posición de equilibrio o reposo. Una de las herramientas más usadas dentro del área de mantenimiento para lograr predecir fallas en equipos rotatorios son los estudios de vibraciones mecánicas, aparte de la termografía, ultrasonidos entre otros métodos. El análisis de vibraciones nos da a conocer de manera precisa el estado dinámico de los equipos rotatorios, si bien teóricamente los equipos se encuentran conformados por elementos o piezas rígidas las vibraciones, el efecto rotativo y las altas frecuencias en estos pueden hacer que actúen estos materiales de manera similar a un resorte, ejerciendo fuerzas elásticas.

Una forma de ilustrar y medir las vibraciones es mediante un transductor de vibraciones como muestra la Figura 2.1. En la cual se aprecia el transductor unido a la superficie externa del cojinete de la máquina, si este comienza a vibrar significa que su base se comporta de manera elástica, por lo que se modela como un comportamiento de resorte, donde se grafica el rango de desplazamiento de la vibración.



*Fig. 2.1 Movimiento vibratorio de un cojinete. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias*

### 2.1.1. Frecuencia

El movimiento armónico es la más simple forma de vibración, la cual se puede observar en un péndulo o un sistema masa-resorte, en donde al estar en reposo las fuerzas sobre el cuerpo se anulan dejándolo en una posición fija, pero si este es desplazado de su posición de equilibrio este oscilará con un movimiento armónico, la cual se ejemplifica con una curva senoidal, en donde en función del tiempo se ve el desplazamiento de izquierda a derecha del péndulo, como se observa en la Figura 2.2.

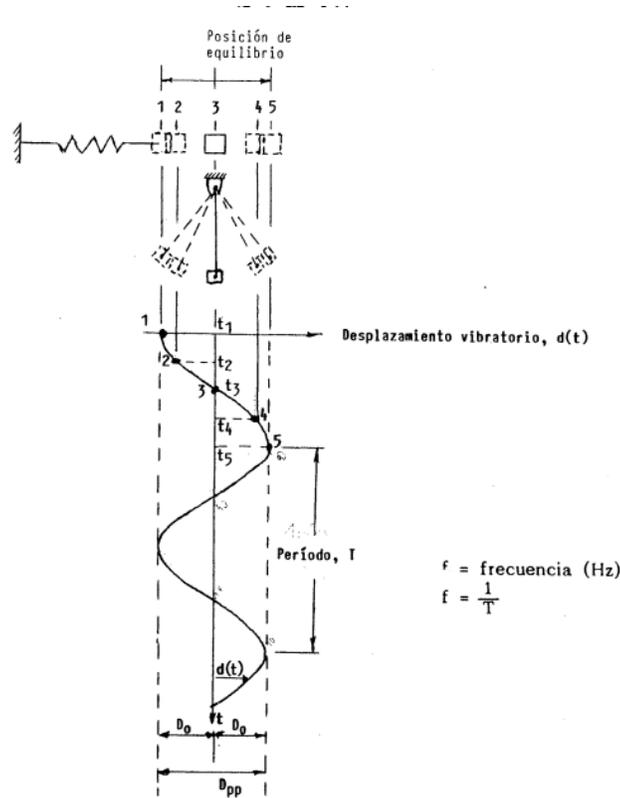


Fig. 2.2 Onda de vibración armónica Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias

Gracias a este movimiento se logra determinar el concepto de frecuencia, el cual está definido como el número de oscilaciones del cuerpo en cada segundo, como se observa en la ecuación (1) se unidad de medida es el Hertz (Hz); a su vez la función inversa de esta es el periodo el cual nos indica el tiempo que se demora el cuerpo en realizar una oscilación.

$$f \left( \frac{\text{ciclos}}{\text{seg}} \right) = \frac{1}{T} \left( \frac{\text{seg}}{\text{ciclos}} \right) \quad (1)$$

Donde:

$f$ : Frecuencia (Hz)

$T$ : Periodo (segundos)

### 2.1.2. Amplitud

Dentro de la misma figura 2 logramos observar que este péndulo avanza una distancia  $D_g$  de izquierda a derecha y viceversa, esta distancia dentro de la onda senoidal la denominamos Amplitud, la cual nos indica la distancia máxima en la cual el péndulo se aleja del eje central.

### 2.1.3. Fase

La fase vibratoria es una medida de referencia para el tiempo de adelanto o retraso de ondas vibratorias respecto a otra de igual periodo, aunque a pesar de ser una medida de tiempo entre ondas estas son medidas en grados o radianes esto es debido a que se comparan ciclos de onda. Una forma de referirse a un desfase de ciclo de ondas de un cuarto del periodo se le denominaría de  $90^\circ$ , esto se ejemplifica cuando las crestas de la onda B se encuentran en el mismo tiempo que uno de los nodos de la onda A como lo muestra la Figura 2.3.

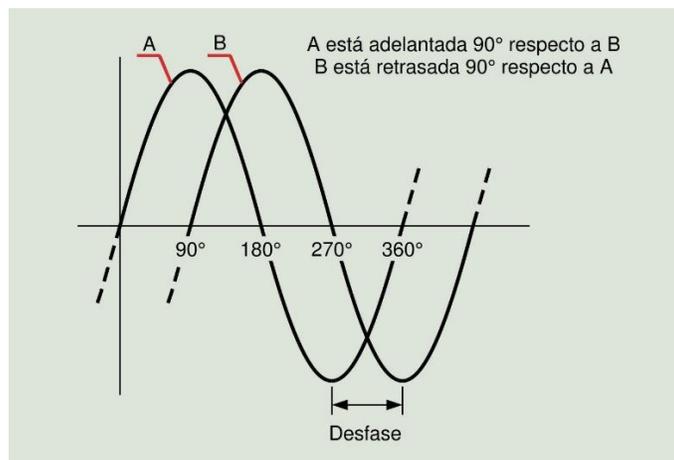


Fig. 2.3 Desfase de onda. Fuente: Monitoreo de la condición en la nube POWER-MI [5]

### 2.1.4. Desplazamiento Vibratorio

Como se observaba en la Figura 2.2, el desplazamiento vibratorio se refiere al cambio de posición del péndulo respecto al eje en función del tiempo, si bien este desplazamiento tiene un máximo esto es cíclico debido a que de un instante inicial hasta un instante  $n$  el desplazamiento irá oscilando entre la distancia máxima izquierda (Desplazamiento pico “Do”) hasta la distancia máxima derecha (Desplazamiento pico “Do”), la suma de ambas nos da el desplazamiento máximo horizontal (Desplazamiento pico a pico “Dpp”).

### 2.1.5. Velocidad vibratoria

Al tener un cambio de posición (Desplazamiento vibratorio) en función del tiempo, podemos asociar estos términos a la velocidad vibratoria, este término nos indica la rapidez con la cual un punto de referencia se encuentra en movimiento mientras vibra. El movimiento vibratorio al desplazarse de un extremo a otro genera que cambie constantemente de velocidad, esto se demuestra observando que al llegar a cualquiera de los desplazamientos pico, la masa o péndulo se detiene ( $v=0$ ) para luego volver en el otro sentido, a su vez la velocidad alcanza su máximo al pasar por el eje central o posición de equilibrio de la oscilación. Una forma de calcular la velocidad máxima es mediante la ecuación 2, la cual nos indica que la velocidad será igual al producto del desplazamiento pico y la velocidad angular del sistema.

$$V_o = \text{Velocidad máx} = D_o \cdot \omega = D_o \cdot 2\pi f \quad (2)$$

Donde:

$D_o$ : Desplazamiento máximo (mm)

$\omega$ : Velocidad angular (rpm)

$f$ : Frecuencia (Hz)

### 2.1.6. Aceleración vibratoria

Al observar que la rapidez del sistema no es constante, ya que oscila entre el reposo y la velocidad máxima, se establece que existe una aceleración, por lo que según la segunda ley de newton; donde la aceleración “a” es la fuerza “F” resultante actuando sobre la masa “m” ( $a=F/m$ ). Las fuerzas máximas se encuentran cuando el péndulo o resorte se encuentra completamente estirado o comprimido, a esta aceleración máxima se le denomina aceleración pico y puede ser tanto positiva como negativa según el sistema de referencia. En el punto de equilibrio, la fuerza es nula debido a que no hay aceleración ( $a=0 \text{ m/s}^2$ ) ya que el resorte no se encuentra ni estirado ni comprimido. Si bien la aceleración se puede establecer en función de la fuerza y la masa, esta también puede representarse en función de la velocidad angular mediante la ecuación 3, en la cual al igual que la velocidad se establece como el producto del desplazamiento pico, pero multiplicado por el cuadrado de la velocidad angular.

$$A_o = \text{Aceleración máx} = D_o \cdot \omega^2 = V_o \cdot \omega = V_o \cdot 2\pi f \quad (3)$$

### 2.1.7. Vibración global o total

La vibración en los equipos rotatorios rara vez es del tipo armónica, debido a que esta es de carácter ideal sin fuerzas externas que alteren su movimiento, lo más probable es que su vibración sea compleja donde las vibraciones se generan en varias fuentes diferentes, como se ejemplifica en la Fig. 2.4 en donde el espectro vibratorio es alterado por la vibración por desbalanceo, desalineamiento y por vibración en engranajes de la máquina.

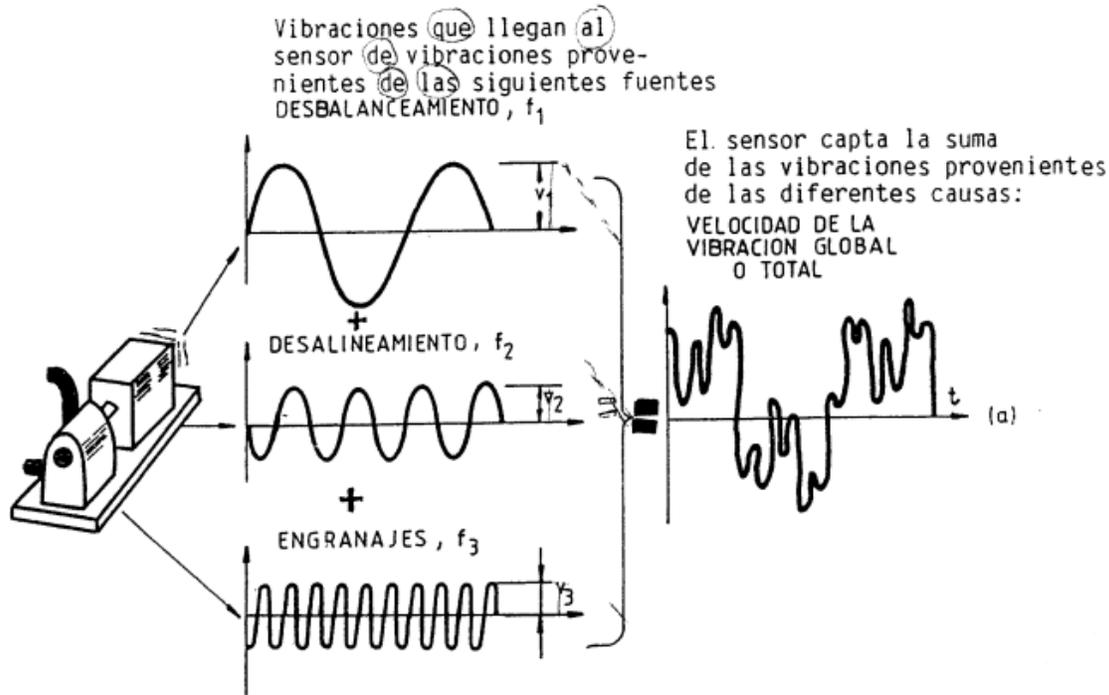


Fig. 2.4 Espectro vibratorio global de varias fuentes Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias

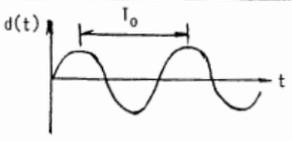
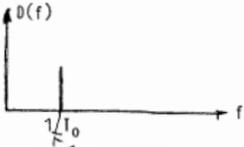
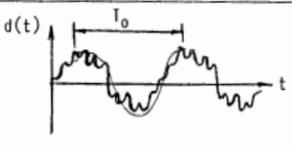
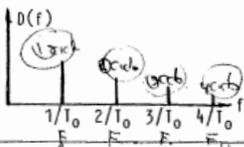
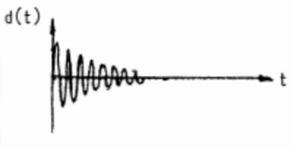
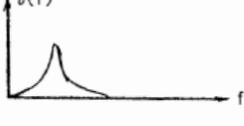
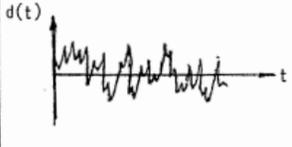
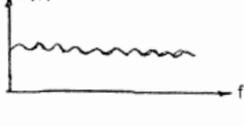
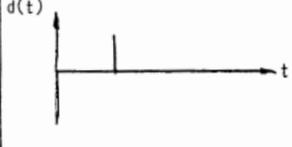
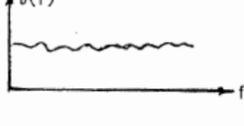
El sensor logra captar todo el espectro vibratorio de una manera global no sabiendo diferenciar las fuentes, lo que nos da un espectro vibratorio no senoidal.

Si la vibración es senoidal su espectro vibratorio este compuesto por la componente de su frecuencia. En cambio, si la vibración es periódica, la cual se repite cada un cierto intervalo de tiempo su espectro vibratorio mostrara una serie de componentes senoidales o serie de Fourier. En estas series se le denomina componente fundamental a la de menor frecuencia, y es por esta donde pasan las demás componentes llamadas armónicas de frecuencias más altas.

## Capítulo 2. Marco teórico

También se puede dar el caso de que la vibración no sea periódica en el tiempo, su espectro vibratorio es continuo en un rango de frecuencias, ejemplo de esto pueden ser la vibración transiente donde el espectro vibratorio es continuo en un determinado rango de frecuencias, donde a este espectro se le llama espectro de banda angosta. En cambio, una vibración aleatoria tiene un espectro continuo, pero con un gran rango de frecuencias se le denomina espectro de banda ancha.

*Tabla 1 Clasificación de espectros vibratorios en función de la frecuencia y periodo. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias.*

CLASIFICACION		DOMINIO TIEMPO	DOMINIO FRECUENCIAS	EJEMPLOS
P E R I O D I C A S	ARMONICA SIMPLE (Senoidal)			- Desbalanceamiento de rotores
	PERIODICA CUALQUIERA			- Fuerzas de inercia en motores de combustión interna. - Paso de álabes en turbomáquinas. - Componente de engrane.
N O P E R I O D I C A S	TRANSIENTE			- Laminadores - Prensas - Golpes - Sismos
	ALEATORIA			- Cavitación - Vibraciones inducidas por flujo hidrodinámico - Rozamientos continuos - Ruido eléctrico de suma
	IMPULSIVA			- Golpe de martillo (Ensayo dinámico de estructuras)

Para la medición de la vibración global existen tres magnitudes, valor pico, pico a pico (pick to pick) y RMS. El valor pico es necesario cuando se quiere caracterizar vibraciones de naturaleza impulsiva o cuando se quiere evaluar la sobrecarga que generan las vibraciones del rotor en los descansos hidrodinámicos. [4]

## Capítulo 2. Marco teórico

El valor pico a pico (pick to pick) es usado cuando medimos desplazamientos relativos, por ejemplo, de un muñón dentro de un descanso hidrodinámico. En este caso el valor pico a pico representa la extrusión del muñón dentro del descanso y debe compararse directamente con el juego diametral existente entre ellos.

Ambas medidas no toman en cuenta el historial de vibración dado que entregan valores instantáneos, en cambio el RMS (Root Mean Square o raíz del valor medio de los valores instantáneos al cuadrado) toma en cuenta el historial de la vibración; debido a que toma los valores dentro de un instante de tiempo como se aprecia en la Figura 5, con la cual logra entregar una estimación de la energía de la vibración lo cual nos ayuda a diagnosticar la severidad de esta. [4]

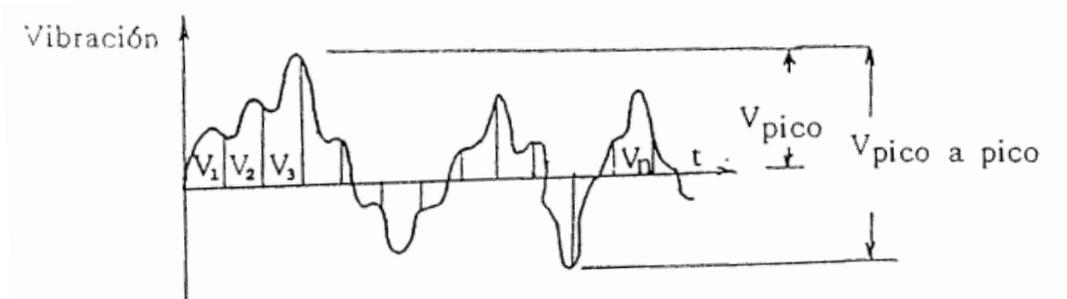


Fig. 2.5 Valores de medida de la vibración. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias.

- Valor pico: Máximo valor alcanzado por la vibración durante un intervalo dado de tiempo T.
- Valor pico a pico: máxima variación de la vibración durante un intervalo dado de tiempo T.
- Valor RMS: es una magnitud que estima la energía de la vibración en un periodo de tiempo T. Está definida mediante la ecuación 4.

$$V_{RMS} = \sqrt{(V_1^2 + V_2^2 + \dots + V_N^2)/N} \quad (4)$$

Una forma de relacionar el valor pico con el valor RMS es el factor de cresta (ecuación 5) el cual nos da un indicio de “impulsividad” en la forma de onda, un ejemplo de esto es el deterioro de cojinetes dado que el valor pico y RMS van a cambiar de una manera

pequeña, pero al calcular el factor inicial y el final este habrá cambiado significativamente, dándonos un valor cuantificable al deterioro.

$$Factor\ cresta\ (F.C) = \frac{Valor\ pico}{Valor\ RMS} \quad (5)$$

## 2.2. INTRODUCCIÓN AL DESBALANCE RACIONAL ENTRE EJES DE MAQUINAS Y RESPUESTA VIBRATORIA DEL DESBALANCEO

El desbalance de la maquinaria es una de las causas más comunes de la vibración, en muchos casos los datos arrojados por un estado de desbalance indican que la amplitud es proporcional a la cantidad de desbalance debido a que la amplitud de la vibración normalmente es en mayor sentido en las medición radial, horizontal o vertical en las maquinas con ejes horizontales.

Un rotor al estar sometido a vibraciones continuas, ya sean en la velocidad critica o cercanas a la misma, estará en peligro de llevar al desbalance y en el peor de los casos a dañarse permanentemente. Un rotor que trabaja en un desbalanceo continuo emitirá ruido, desgaste, altas vibraciones y en los peores casos fatiga [4].

### 2.2.1. Introducción al concepto de desbalance

El desbalanceamiento es una de las causas más comunes de vibración en las maquinas, Es la causa más común de altas vibraciones radiales a la frecuencia de rotación del rotor. El desbalance es una condición donde el centro de masas del disco no es coincidente con su centro de rotación. Esto se denomina comúnmente de manera más simple como un “punto pesado” imaginario sobre le rotor, representado por una masa “m” a una cierta distancia “r” como se aprecia en la Figura 2.6, en donde este punto pesado en el rotor crea una fuerza centrífuga la cual es la causa del movimiento vibratorio.

Recordemos que la fuerza centrífuga se determina mediante la ecuación 6.

$$F_C = m \cdot \omega^2 \cdot r = \frac{m \cdot V_t^2}{r} \quad (6)$$

Donde:

## Capítulo 2. Marco teórico

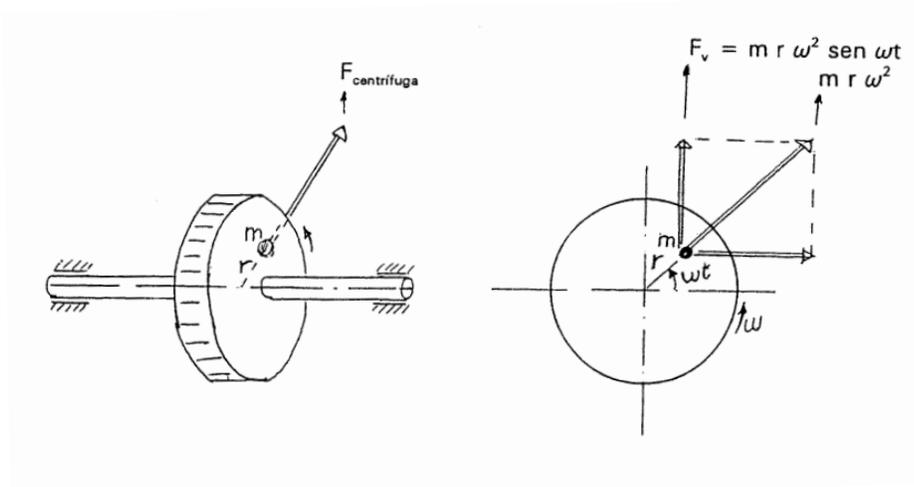
$F_C$ : Fuerza centrífuga (N)

$m$ : Masa (kg)

$\omega$ : Velocidad angular (radianes/segundos)

$V_t$ : Velocidad tangencial (m/s)

$r$ : Radio de giro (m)



*Fig. 2.6 Disco desbalanceado. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias.*

Esta fuerza centrífuga al actuar sobre el rotor genera la vibración debido a que este se encuentra unido al eje, por lo que mientras más dure la vibración, con mayor velocidad sea o la masa de desbalance sea superior tendrá más probabilidades de dañar el equipo rotativo ya sea por desgaste o fatiga de los componentes.

Algunas causas típicas del desbalanceo en rotores pueden ser ocasionadas por:

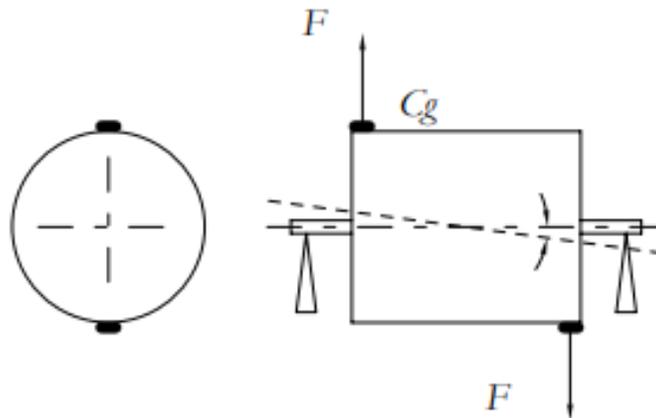
- Falta de simetría
- Material no homogéneo
- Distorsión a la velocidad de operación
- Excentricidad
- Desalineamiento de los rodamientos
- Desplazamiento de las partes debido a deformación plástica
- Desbalance hidráulico o aerodinámico
- Gradientes térmicos

### 2.2.2. Tipos de desbalance

Existen tres tipos de desbalanceo que están presentes en un sistema dinámico rotativo, en los cuales se clasifican como Desbalanceo estático, desbalanceo cople o par y el desbalanceo dinámico.

El **desbalanceo estático** es el caso más simple, usando de referencia la figura 5 se aprecia, debido a que es cuando una masa “m” ubicada a una distancia “r” lejos del centro de gravedad del rotor genera una fuerza centrífuga en este creando la vibración excesiva.

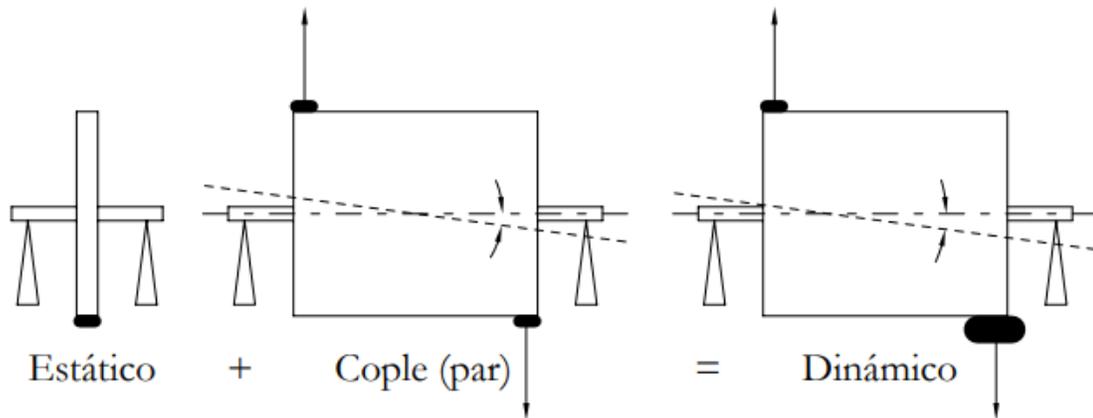
El **desbalanceo de cople o par** es en casos de rotores dobles o cilíndricos en los cuales se usan dos masas similares pero puestas en lugares opuestos radialmente como se aprecia en la Figura 2.7.



*Fig. 2.7 Desbalanceo par. Fuente: MetAs & Metrólogos Asociados Desbalanceo Mecánico.*

En este caso el rotor se encuentra en desbalanceo estáticamente, sin embargo, las dos masas causan un cambio de orientación de los ejes de inercia principales centroides. Lo cual se traduce en que las fuerzas generadas por cada masa tiren de cada extremo del cilindro generando una curvatura en el eje [6].

El **desbalanceo dinámico** (Fig. 2.8) es normalmente una combinación de ambos tipos de desbalanceo anteriores, en donde las masas poseen distinto peso lo cual genera que el movimiento centrifugo sea más errático, debido a esta diferencia en las masas. Para corregir este tipo de desbalanceo se debe mantener trabajando el equipo rotativo para obtener mediciones de vibración y lograr hacer las correcciones en dos planos.



*Fig. 2.8 Desbalanceo dinámico. Fuente: MetAs & Metrólogos Asociados Desbalanceo Mecánico*

### 2.2.3. Consecuencias negativas del desbalance

Dentro de las principales consecuencias negativas del desbalance en equipos rotativos son la generación de una gran cantidad de vibraciones mecánicas las cuales son las causantes de aún más problemas en los equipos, como fatiga en estructuras y elementos asociados al equipo rotativo, disminución de la vida útil del equipo, desgaste acelerado en rodamientos debido a sobrecargas, aumento en el consumo de energía, disminución en la eficiencia y confiabilidad del equipo, ruidos molestos y/o excesivos, problemas de salud a los operadores; daños en articulaciones, extremidades, efectos adversos en el oído medio, entre otros [7].

Si bien todas estas consecuencias afectan tanto a los equipos, también generan daños en el personal lo cual aparte de ser un gasto económico afecta en la salud del personal la cual es de mayor importancia dentro del ámbito laboral.

### 2.2.4. Vibraciones típicas del Desbalance

Recordando las variables físicas claves para entender un espectro de vibración son el desplazamiento, la velocidad y la aceleración vibratoria, estas pueden ser graficas en ondas sinusoidales o espectros con sus respectivas frecuencias y amplitudes en función del tiempo.

Sin embargo, los espectros vibratorios generalmente no son medidos en función del tiempo, sino en base a la frecuencia de giro de las maquinas (la cual se grafica horizontalmente), esta nos permite observar la fuente del problema mientras que en el eje vertical nos indicara la severidad de este.

## Capítulo 2. Marco teórico

Esto se puede traducir en un lenguaje de mantenimiento en el cual gracias a la imagen espectral identificando las acentuaciones en amplitud y frecuencia, lograremos diagnosticar el tipo de falla y la gravedad de esta dentro del equipo o maquinaria.

Las frecuencias que podemos observar en un espectro vibratorio se dividen en tres grupos que se distinguen como múltiplos de la velocidad fundamental de rotación de la máquina (1X) o una combinación de ellas.

Frecuencias bajas: (1X, 2X, 3X) donde se detectan los problemas de desbalance, desalineación, ejes doblados, desgaste de rodamientos, entre otros. La energía o fuerza disipada por estas frecuencias es muy alta, la cual puede generar graves daños a los equipos por lo cual en estas se recomienda la detención de la máquina, para la detección y corrección inmediata de la falla.

El 90% de los casos de desalineamiento se manifiestan en 1X, y el 10% restante en 2X a 3X de la velocidad de rotación.

Igualmente, los problemas de desbalance y ejes doblados siempre se presentan en las frecuencias 1X y representan cerca del 80% de la vibración total en una máquina.

Frecuencias medias: (4X, 5X, 6X,...) se originan debido a resonancias estructurales y son propias del tipo de construcción y materiales de los cuales están hechas las máquinas.

Frecuencias Altas: (10X o mayor) la amplitud de estas frecuencias es muy baja en comparación a las de frecuencias anteriores y son características de fallas superficiales de los componentes dinámicos de los rodamientos y elementos de engranajes [8].

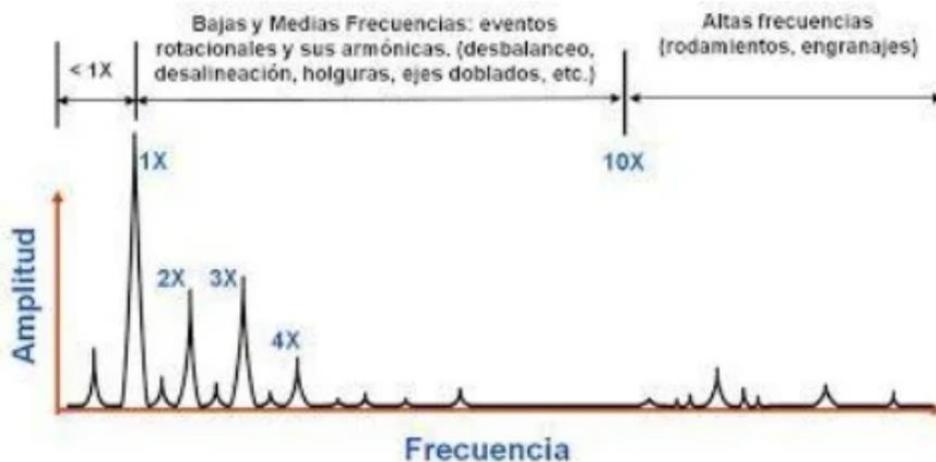
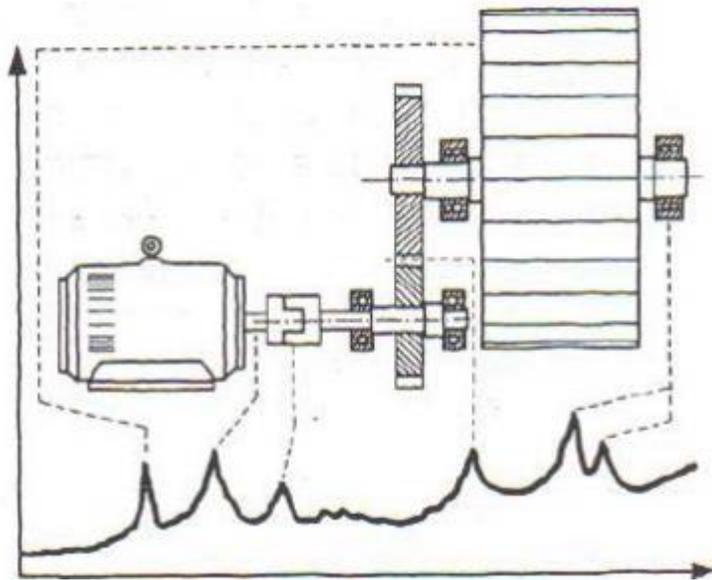


Fig. 2,9 Modelo espectral de Velocidad. Fuente: Categorías de patologías clasificadas en vibraciones de maquinaria rotativa, Universidad Gran Mariscal de Ayacucho



*Fig. 2.10 Esquema de análisis espectral. Fuente: Diagnostico de fallas incipientes mediante la variación angular instantánea- Javier Antonio Sánchez Moreti*

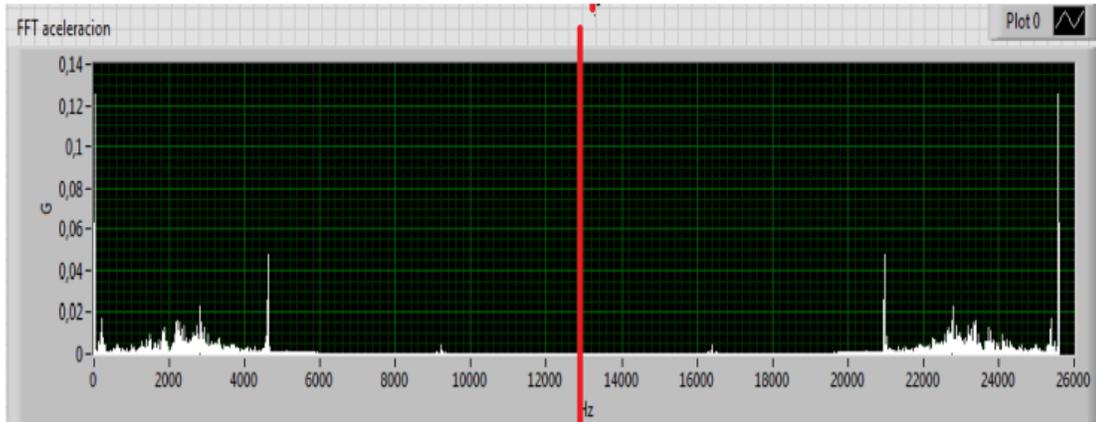
El modelo espectral de la Figura 2.9 muestra los picos de amplitud dentro de la frecuencia vibratoria con la cual se pueden diagnosticar con certeza el tipo de falla dentro de un sistema rotativo representado por la Figura 2.10, en donde los picos van relacionados a los puntos del sistema que generan las vibraciones. Como se había mencionado el desbalance es del rotor es el que genera los primeros picos en 1X, seguido por los picos de 2X y 3X generado por el desalineamiento de los acoples, y posterior a ellos los picos 10X y superiores generados por engranajes y daños en rodamientos.

### **2.2.5. Transformada Rápida de Fourier o FFT (Fast Fourier Transform)**

La transformada rápida de Fourier se define como un algoritmo utilizado para calcular un espectro a partir de una onda de tiempo. Es interpretado como un cálculo el cual descompone una señal en todas sus frecuencias. Este algoritmo es una manera más rápida y eficiente en términos computacionales a diferencia de la transformada discreta de Fourier.

La FFT entrega un espectro de dos lados asimétrico (Fig, 2.11), en el cual la mitad de los datos son para frecuencias negativas y la otra mitad para frecuencias positivas. Dentro de este espectro la mitad derecha corresponde a valores negativos de frecuencias, las cuales no pueden recibir

ninguna interpretación debido a su naturaleza negativa, por lo que se analiza el extremo izquierdo del gráfico.



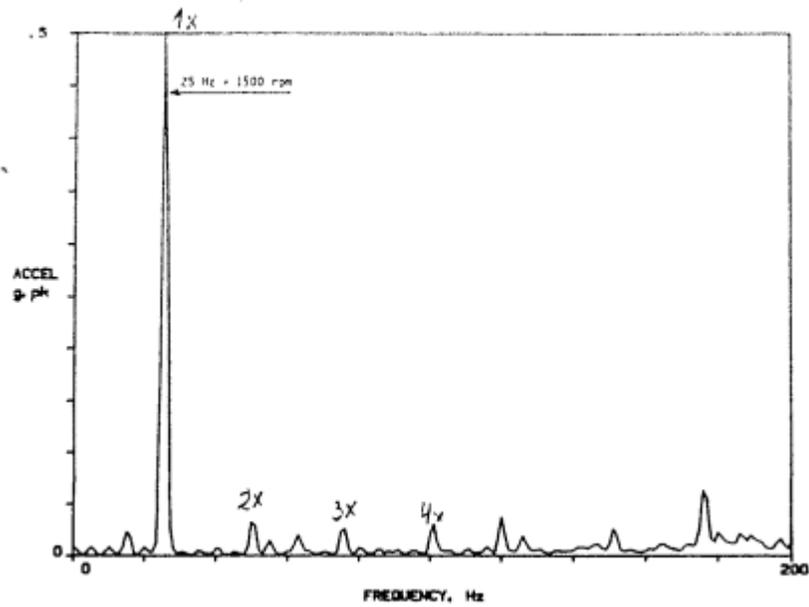
*Fig. 2.11 Espectro de dos lados FFT. Fuente:[10]*

### **2.2.6. Respuesta vibratoria del desbalance**

Como se había mencionado anteriormente la respuesta vibratoria del desbalance esta acentuada por los picks en 1X debido a que al ser las de menor frecuencia, son las que mayor vibración genera en los sistemas rotatorios como se observa en la figura 11, la cual se observa un completo desbalance en el espectro vibratorio [9].

### **2.2.7. Espectro vibratorio del desbalance**

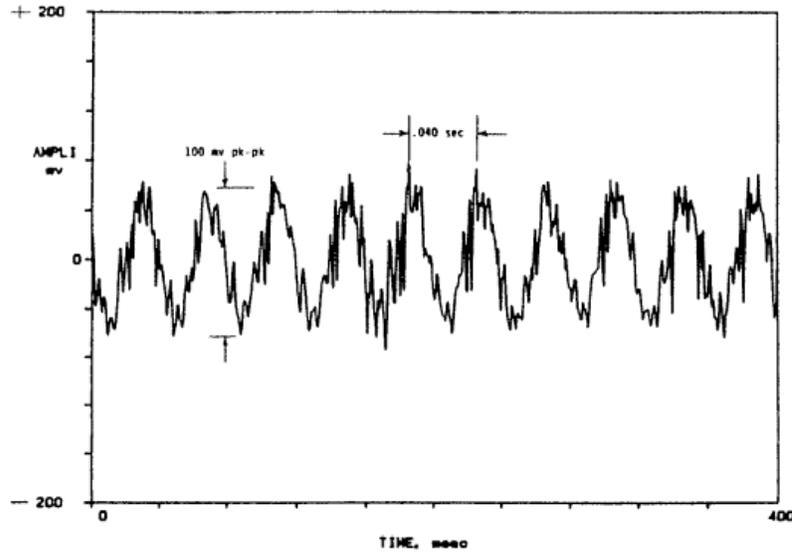
Por lo general un desbalanceamiento puro tiene en su espectro una amplitud superior en 1X (Fig. 12) por lo que debería generar vibraciones de rotación al eje, además típicamente el plano o componente horizontal será de mayor magnitud que la componente vertical debido a que la rapidez del descenso es mayor en componentes verticales. Una consideración que tomar en cuenta es que en rotores rígidos no se debería de generar vibraciones axiales debido al tipo de acoplamiento.



*Fig. 2.12 Ejemplo grafico espectral de desbalance. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias.*

### **2.2.8. Forma de onda del desbalance**

La forma de onda del desbalance se ejemplifica en la figura 13, en la cual se relaciona la amplitud en función del tiempo, con la cual se logra estimar el daño en el equipo gracias a la sensibilidad del sensor o viceversa. Una característica que se logra evidenciar es que la vibración es periódica debido a que el giro constante del rotor genera una fuerza centrífuga radial que se transmite a los descansos.



*Fig. 2.13 Forma de onda del desbalance. Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias.*

### 2.2.9. Relación de fases

La relación de fases de la vibración se refiere a un punto de referencia, la cual puede tomar cualquier valor al comparar la diferencia de fases entre dos señales. Cuando predomina el desbalanceo en un sistema, la fase de las componentes horizontales y verticales del mismo descanso son de  $90^\circ \pm 20^\circ$  [10]. Otro buen indicador, utilizando la herramienta de la diferencia de fase, es la de comparar las vibraciones horizontales de los descansos del rotor los cuales deben ser iguales a la diferencia de fase entre sus vibraciones verticales.

### **2.3. NORMA ISO 2372: VIBRACIONES MECÁNICAS DE MÁQUINAS CON VELOCIDADES DE OPERACIÓN DE 10 A 200 REV/S.**

#### **BASES PARA ESPECIFICAR ESTÁNDARES DE EVALUACIÓN**

Dentro del mantenimiento y vigilancia de los equipos rotativos es necesario establecer unas preguntas fundamentales, como ¿Cuánto es demasiada vibración para la máquina o que tan grave es la vibración a la cual está sometida la máquina para lograr definir un rango de funcionamientos en donde el equipo se verá o no afectado por las vibraciones? Por ejemplo, en el caso de la vibración en compresores los cuales no se ven muy afectados por estas, pero en cambio podría dañar a los elementos siguientes como cañerías, medidores de temperatura, presión, etc.

Por lo cual se establecen límites para las vibraciones a manera general aplicados a cualquier parámetro, las cuales son de dos tipos:

- Límites absolutos son establecidos para avisar de condiciones que podrían resultar en fallas.
- Límites para el cambio de valores, los cuales son establecidos para proveer un aviso temprano de variaciones anormales.

Respecto al daño que se quiere evaluar o los objetivos específicos para las mediciones se establecieron numerosos estándares de severidad vibratoria, estos estándares han sido publicados por grupos de industrias como American Gear Manufactures Association (AGMA) o National Electric Manufacturers Association (NEMA). Además, hay estándares americanos e internacionales como American National Standards Institute (ANSI) o por la cual nos guiaremos en este estudio, International Standards Organización (ISO), específicamente la norma ISO 2372 vibraciones mecánicas de máquinas con velocidades de operación de 10 a 200 rev/s.

#### **Alcance del estándar**

Las vibraciones consideradas por el estándar para evaluar la severidad de las vibraciones son aquellas medidas en las superficies de las maquinas, sobre sus descansos o en los puntos de montaje en el rango de frecuencias de 10 a 1000 Hz.

#### **Efectos considerados en la evaluación de la severidad vibratoria**

La evaluación toma en cuenta:

- Las características de la máquina y de los instrumentos de medición

## Capítulo 2. Marco teórico

- Los esfuerzos debido a la vibración en la máquina (en los descansos, acoplamientos, placa base, suelo)
- Los efectos de la vibración de la máquina en su entorno
- Los efectos físicos y mentales sobre el hombre.

### Severidad vibratoria

En base a consideraciones teóricas y experiencias prácticas, se define como unidad de medida para cuantificar la severidad vibratoria el valor RMS de la velocidad. En casos más críticos la evaluación del comportamiento de una máquina será más representativa por los esfuerzos medidos en descansos y uniones. (Para más detalles revisar Anexo 1 y 2)

#### 2.3.1. Clasificación de la maquinaria

El valor de severidad vibratoria debe tomar en cuenta el tamaño y masa de la máquina, las características del sistema de montaje y el uso de la máquina. La tabla 2 nos indica la clasificación de las máquinas en base a la experiencia y la potencia de cada una.

*Tabla 2 Rangos de severidad vibratoria para máquinas normales. ISO 2372 e ISO 39454.*

*Fuente: Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias*

Rango de clasificación	Rango de velocidad efectiva RMS (mm/s)	Tipos de Máquinas			
		Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0.28	0.18 a 0.28	A	A	A	A
0.45	0.28 a 0.45				
0.71	0.45 a 0.71				
1.12	0.71 a 1.12	B	B	B	B
1.8	1.12 a 1.8				
2.8	1.8 a 2.8	C	C	C	C
4.5	2.8 a 4.5				
7.1	4.5 a 7.1				
11.2	7.1 a 11.2	D	D	D	D
18	11.2 a 18				
28	18 a 28				

La severidad de la vibración de una maquina corresponde al mayor valor RMS de la velocidad vibratoria medida en los diferentes puntos de medición seleccionados. En máquinas de clase IV

## Capítulo 2. Marco teórico

debido a sus montajes elásticos permite mayores tolerancias al respecto y se pueden medir valores  $V_{RMS}$  de 50 mm/s o mayores y valores del orden de 500 mm/s cuando pasan a través de la resonancia por cortos intervalos de tiempo.

### **Tipo de máquinas (entre 10 y 200 rev/s)**

- Clase I: Máquinas pequeñas bajo 15 KW (20 HP)
- Clase II: Máquinas de tamaño mediano de 15 a 75 KW, o maquinas rígidamente montadas hasta 300 KW.
- Clase III: Máquinas grandes sobre 300 KW, montadas en soportes rígidos.
- Clase IV: Maquinas grandes sobre 300 KW, montadas en soportes flexibles.

### **2.3.2. Calidad de la vibración**

Los criterios de la vibración expresados en la Tabla 2 se clasifican en:

- A: Buena
- B: Satisfactoria
- C: Insatisfactoria
- D: Inaceptable

## **2.4. COMPONENTES DEL BANCO DE ENSAYO DE VIBRACIONES Y PRINCIPIOS DE LA ADQUISICIÓN DE DATOS**

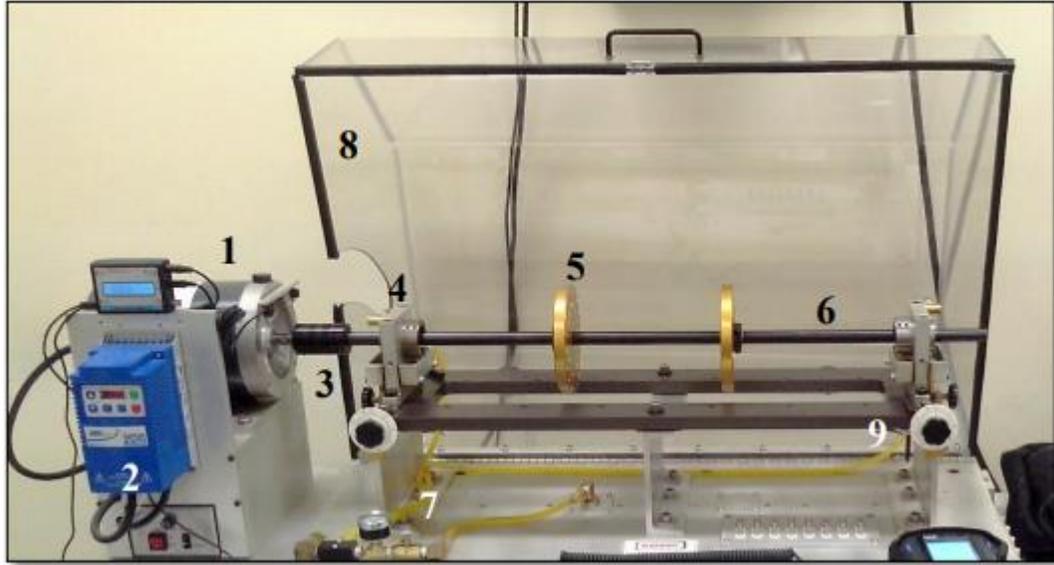
### **Generalidades**

El estudio de desbalanceo será efectuado en el banco de pruebas del laboratorio de electromecánica/mantenimiento de la universidad de Talca, en concreto el equipo Machinery Fault Simulator (Simulador de fallas de maquinaria) el cual es capaz de realizar una amplia gama de simulaciones de fallas como serian:

- Entrenamiento de balanceo
- Entrenamiento de alineación de ejes y evaluación del sistema de alineación
- Estudios de acoplamiento
- Fallos de rodamientos y efectos de carga
- Rotor "amartillado"
- Rotor excéntrico
- Estudios de resonancia
- Estudios de cojinetes de manguito
- Rendimiento de la transmisión por correa
- Aflojamiento mecánico
- Eje doblado
- Frotamiento mecánico
- Estudios de fallas de la caja de cambios
- Estudios de mecanismos alternativos
- Estudios de base
- Problemas de procesamiento de señales
- Maquinaria de velocidad variable
- Funcionamiento a alta y baja velocidad
- Análisis de corriente del motor
- Dinámica de rotores
- Forma de deflexión operativa y Análisis modal
- Técnicas de montaje de sensores y ubicación óptima

## Capítulo 2. Marco teórico

- Tipos de sensores (sondas de proximidad, etc.)
- Entrenamiento y analista de vibraciones en general Certificación
- Banco de pruebas personalizado para rotor estudios de dinámica y demostración



*Fig. 2.14 Banco de pruebas Machinery Fault Simulator. Fuente: J. Pérez, 2017*

Las partes enumeradas del banco de pruebas son las siguientes:

1. Motor de eléctrico
2. Variador de frecuencia
3. Acoplamiento flexible
4. Descanso hidrodinámico
5. Discos de inercia
6. Eje central
7. válvulas de paso de aceite y manómetro
8. Cubierta protectora de impactos
9. Pernos de regulación de bancada.

### 2.4.1. Características del motor eléctrico

El motor eléctrico equipado en el banco de pruebas es de la marca MARATHON ELECTRIC modelo JVL 56T34F5303J P, el cual cuenta con las siguientes especificaciones (Tabla 3) en función de la frecuencia de la red eléctrica a la cual se conecte.

*Tabla 3 Características técnicas Motor eléctrico. Fuente: Pérez, J. 2017*

<b>MARATHON ELECTRIC</b>		
<b>Modelo</b>	JVL 56T34F5303J P	
	<b>60 Hz</b>	<b>50 Hz</b>
<b>HP</b>	1	$\frac{3}{4}$
<b>RPM</b>	3450	2850
<b>VOLT</b>	230/460	190/380
<b>FLA</b>	3,7/1,85	3,4/1,7
<b>SF</b>	1,15	
<b>SFA</b>	4,2/1,95	3,6/1,8

### 2.4.2. Características del acoplamiento flexible

El acoplamiento que une el motor eléctrico al eje de los discos de inercia es del tipo flexible de la marca ROCOM (DTOOO150-C.625-C.375), con las siguientes características técnicas (Tabla 4).

*Tabla 4 Características técnicas acoplamiento flexible. Fuente: Pérez, J. 2017*

<b>Acople de Eje ROCOM</b>	
Tipo	Flexible
Serie	D
Modelo	DTOOO150
Diámetro	0,375 in a 0,625 in
Certificación	RoHS
Nivel de sensibilidad a la humedad	1 (ilimitado)

### 2.4.3. Características de rodamientos en soporte

Los rodamientos dentro de los descansos son de la marca MB Rexnord modelo ER12K, de los cuales las especificaciones técnicas (Tabla 5) nos indican que son rodamientos específicos para montajes.

*Tabla 5 Características técnicas rodamientos en descansos. Fuente: Pérez, J. 2017*

<b>Rodamientos MB Rexnord</b>	
Modelo	ER12K MB
Categoría	Rodamiento para montajes
Diámetro Int (mm)	19,05
Diámetro Ext (mm)	47
Ancho (mm)	25,62
Peso (kg)	0,245

### 2.4.4. Características del variador de frecuencia

Variador de frecuencia marca LENZE AC Tech ESV751N01SXB capaz de transformar la corriente monofásica a trifásica de ser necesario, a su vez capaz de actuar como controlador de velocidad para el motor eléctrico compatible de 1 Hp.

*Tabla 6 Características técnicas variador de frecuencia. Fuente: Pérez, J. 2017*

<b>LENZE AC Tech</b>		
Modelo	ESV751N01SXB	
	<b>INPUT</b>	<b>OUTPUT</b>
Voltaje	120/240 V	0-230 V
Corriente	16,6/8,3 A	4,2 A
Frecuencia	50-60 Hz	0-500 Hz
Potencia		0,75 KW/ 1 HP

**CAPÍTULO 3. REGISTROS DE VIBRACIÓN DEBIDO AL  
DESBALANCE Y EVALUACIÓN DE LA SEVERIDAD  
VIBRATORIA GLOBAL**

### 3. ADQUISICIÓN DE DATOS

#### 3.1. Introducción al análisis espectral de vibraciones

El análisis espectral está determinado por el comportamiento de la frecuencia de onda del sistema vibratorio en un instante de tiempo, con el cual ese punto de medición específico se verá caracterizado por la amplitud de onda o como antes se mencionó la “severidad de vibración”, donde se podrá estimar el daño o la condición específica de un elemento dentro del sistema. Como se puede ejemplificar en los casos de desbalanceo como este estudio lo indica que este tipo de fallas acentuarán en el espectro el 1x, y cuanto se acentúen determinará la gravedad de este.

#### 3.2. Medición inicial y registro de los niveles de vibración global

Para la medición del estado del banco de pruebas se establecerá el uso del lector de vibraciones portátil SKF Microlog Analyzer serie GX, el cual posee sensores de vibraciones y una interfaz capaz de almacenar una ruta del equipo con los puntos a medir de manera lógica y continua.



*Fig. 3.1 Dispositivo SKF Microlog Analyzer GX. Fuente: J. Pérez 2017*

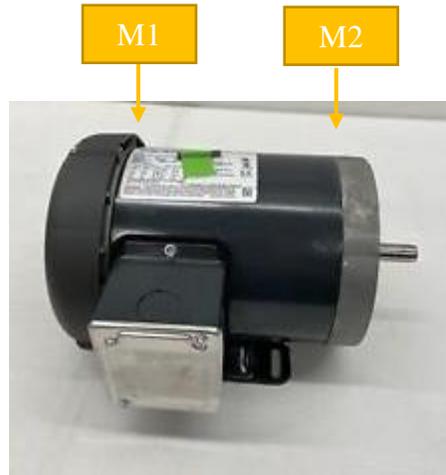
##### 3.2.1. Puntos y direcciones de medición

Para establecer un estudio completo dentro del banco de pruebas se establecerán dos grupos de trabajo, los cuales estarán divididos por el acople. Se tendrán en cuenta dos puntos clave en

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

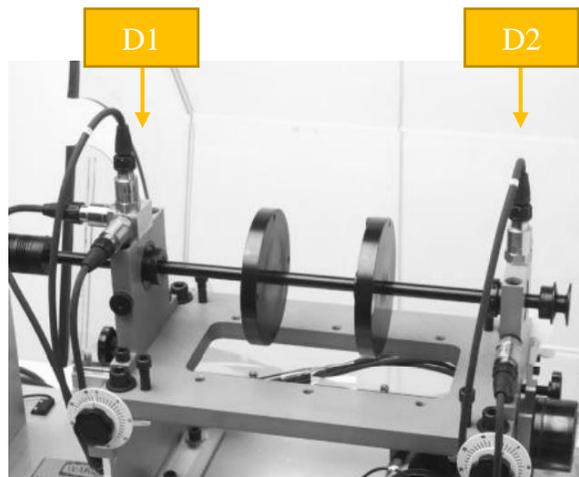
cada grupo con el fin de tener una respuesta más general sobre las fuerzas ejercidas a lo largo del equipo rotativo.

El primer grupo será el lado del motor eléctrico con puntos de medición en su extremo izquierdo o lado libre (M1) y en su extremo derecho o lado de acople (M2).



*Fig. 3.2 Puntos de medición motor eléctrico (imagen de referencia). Fuente: Marathon electric*

El segundo grupo de puntos de medición serán los descansos hidrodinámicos, el descanso lado acople (D1) y descanso lado libre (D2).



*Fig. 3.3 Puntos de medición descansos. Fuente: Manual Magnum 2015*

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

En cada uno de estos puntos según la norma debemos establecer tres orientaciones para la lectura de la vibración, en la cuales a cada uno de estos puntos realizaremos mediciones en los ejes correspondientes, vertical, horizontal y axial en este respectivo orden.

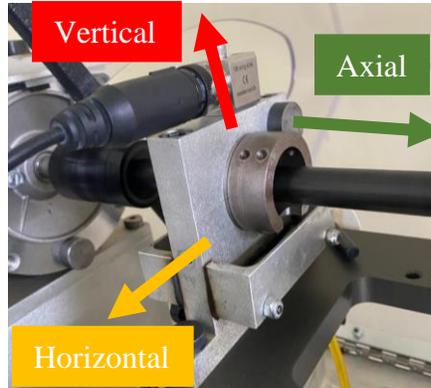


Fig. 3.4 Direcciones de puntos de medición en descansos. Fuente: Propia

### 3.2.2. Parametrización de puntos previo a la toma de registros

Previo a la puesta en marcha del equipo se debe cargar una base de datos o una ruta al dispositivo Microlog Analyzer el cual cumplirá nuestra función de check list para cada punto a medir.

La base de datos creada en el software SKF con los cuatro puntos a medir con sus respectivas tres direcciones, nos indican que serán tomadas doce mediciones específicas dentro del equipo.

Nombre	Descripción
● D1A - Des Lad Mot Ax	Descanso Lado Motor Axial
● D1H - Des Lad Mot Ho	Descanso Lado Motor Horizontal
● D1V - Des Lad Mot Ve	Descanso Lado Motor Vertical
● D2A - Des Lad Lib Ax	Descanso Lado Libre Axial
● D2H - Des Lad Lib Ho	Descanso Lado Libre Horizontal
● D2V - Des Lad Lib Ve	Descanso Lado Libre Vertical
● M1A - Mot Lad Lib Ax	Motor Lado Libre Axial
● M1H - Mot Lad Lib Ho	Motor Lado Libre Horizontal
● M1V - Mot Lad Lib Ve	Motor Lado Libre Vertical
● M2A - Mot Lad Aco Ax	Motor Lado Acople Axial
● M2H - Mot Lad Aco Ho	Motor Lado Acople Horizontal
● M2V - Mot Lad Aco Ve	Motor Lado Acople Vertical

Fig. 3.5 RUTA cargada en Microlog Analyzer. Fuente: propia

Luego se procede a parametrizar los puntos de medición en cuanto a la norma 2372, inicialmente debemos establecer la velocidad de giro en función de la frecuencia, para este estudio se

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

realizará a 1450 rpm o 24,2 Hz dentro del rango que establece la norma ISO 2372 para equipos de menos de 15 KW, dentro de los parámetros (Fig. 19) estableceremos una Detección RMS, y podemos establecer un rango de frecuencias de 0 a 60.000 cpm para analizar espectros de velocidad, debido a que las fallas de desbalanceo se observan dentro de este rango.

Alarma de velocidad		Mensajes		Notas		Frecuencias		Alarmas HAL			
Contribución		Imágenes		Línea de ref.		Banda		Envolvente			
General		Config.		Cumplimiento		Claves filtro		Registro de la instalación		Global	
Escala máxima:	10	mm/s	Detección:	RMS							
Entrada mV/EU:	100	<input checked="" type="checkbox"/> Activar ICP									
Tipo de frec.:	Intervalo fijo		Líneas:	400							
Guardar datos:	FFT		Ventana:	Hanning							
Frec. inicial:	0	kCPM	Autocaptura:	Siempre							
Frec. final:	60	kCPM	Velocidad:	1450	RPM						
Corte frec. baja:	600	CPM	Medias:	2							
Pulsos/Rev:	1	Media:		Media							

Fig. 3.6 Parámetros de configuración de puntos de medición. Fuente: Propia

Configuración	
<input checked="" type="checkbox"/> Peligro alto	4,5
<input checked="" type="checkbox"/> Alerta alta	0,71

Fig. 3.7 Parámetros de configuración de rangos de alertas. Fuente: Propia

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

Como último parámetro de configuración son los rangos de alertas de precaución y de peligro las cuales están establecidas por la tabla 2 (clase 1) o de manera más reducida a equipos menores a 15 KW con la tabla 7.

*Tabla 7 Rangos de evaluación de severidad vibratoria para máquinas bajo 15 KW.*

*Fuente: ISO 2372*

<b>Rango de velocidad RMS (mm/s)</b>	<b>Clase I</b>
Hasta 0.71	A
0.71 – 1.8	B
1.8 – 4.5	C
Más de 4.5	D

Los rangos de velocidad nos indicarían la clasificación del equipo en la cual:

- Clase A: Máquina nueva o reacondicionada
- Clase B: La máquina puede operar indefinidamente
- Clase C: La máquina no puede operar un tiempo prolongado
- Clase D: La vibración está provocando daños

Debido a que dentro del software SKF no se puede configurar las alertas dentro del grupo C, este rango se analizará como un rango dentro de los grupos B y C, teniendo en cuenta que ambos son parámetros de alerta y no de peligro.

Teniendo todos los puntos parametrizados, se procede a cargar la RUTA de puntos en el analizador.

### **3.2.3. Condiciones de operación**

Las mediciones deben ser realizadas en el equipo cuando este esté en funcionamiento, con condiciones de operación que demuestren el correcto funcionamiento, que se haya alcanzado la velocidad de funcionamiento seleccionada para el estudio la cual es 1450 rpm, y la configuración del banco de pruebas respecto a sus discos de inercia permanecerán en las condiciones que se entraba anterior mente (Anexo 6.4) cabe mencionar que se debe evitar tomar mediciones durante el arranque del equipo, que se alcance la temperatura estacionaria en descansos y rodamientos, además de voltaje, flujo, presión o carga dependiendo del tipo de equipo acoplado a este.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

### 3.3. Evaluación de la severidad vibratoria

Para evaluar la severidad vibratoria dentro del equipo debemos tener en consideración las fuerzas dinámicas que actúan sobre ella, pero además dependen de la movilidad o impedancia mecánica del sistema máquina-soporte en las cuales depende la rigidez y las masas que actúan en la carcasa y soporte de la máquina.

Para ilustrar lo anterior se considerará las condiciones de velocidad de 1450 RPM para establecer una fuerza centrífuga (Ec. 6) actuando dentro del sistema a diferentes masas en los discos de inercia.

Se debe tener en consideración que una misma fuerza centrífuga dependiendo de la movilidad mecánica de un equipo puede llegar a generar variaciones en valores pico entre 0,5 (mm/seg) a 6 (mm/seg) dependiendo del sistema soporte-máquina sea más o menos rígido.

Para lograr definir la severidad vibratoria se debe establecer el daño específico que ella puede generar, por lo que como se mencionó anteriormente se trabajará bajo la ISO 2372, y teniendo los parámetros de daños entregado por la tabla 2 y tabla 7 mencionadas con anterioridad.

#### 3.3.1. Evaluación de la severidad vibratoria de 4 gr a 1450 RPM.

Inicialmente se estableció un peso de 4 gr para no generar una falla grande inicialmente por medio de un prueba y error, para posteriormente continuar aumentando el desbalanceo en el equipo.

Aplicando la Ecuación 6, de fuerza centrífuga a este caso inicial nos entrega.

$$F_{c\ 4g} = 0,004\ kg * 0,0725\ m * \left(1450\ rpm * \frac{2\pi}{60}\right)^2$$

$$F_{c\ 4g} = 6,68\ N$$

#### 3.3.2. Evaluación de la severidad vibratoria de 8 gr a 1450 RPM.

La segunda medición será de 8 gr para ver el comportamiento del equipo a una duplicación del peso inicial, la cual nos entrega como fuerza centrífuga aproximadamente el doble de 4 gr.

$$F_{c\ 8g} = 0,008\ kg * 0,0725\ m * \left(1450\ rpm * \frac{2\pi}{60}\right)^2$$

$$F_{c\ 8g} = 13,37\ N$$

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

### 3.3.3. Evaluación de la severidad vibratoria de 10 gr a 1450 RPM.

El último peso establecido fue de 10 gr logrando aumentar el peso anterior pero no tan elevada para evitar daños dentro del equipo debido a que experimentalmente con 8 gr ya mostraba signos de alerta en algunos puntos. Aplicando la Ec. 6 nos entrega la fuerza centrífuga respectiva para los 10 gr.

$$F_{c\ 10g} = 0,01\ kg * 0,0725\ m * (1450\ rpm * \frac{2\pi}{60})^2$$

$$F_{c\ 10g} = 16,71\ N$$

### 3.4. Análisis de las mediciones y sus espectros

Dentro de este estudio se contemplan 10 mediciones para cada estado, las primeras mediciones para establecer la condición actual del equipo, las siguientes con una falla por desbalanceo con 4 gr, a 8 gr y 10 gr respectivamente para lograr tener alrededor de 10 mediciones y establecer una amplia base de datos representativa del equipo y sus fallas.

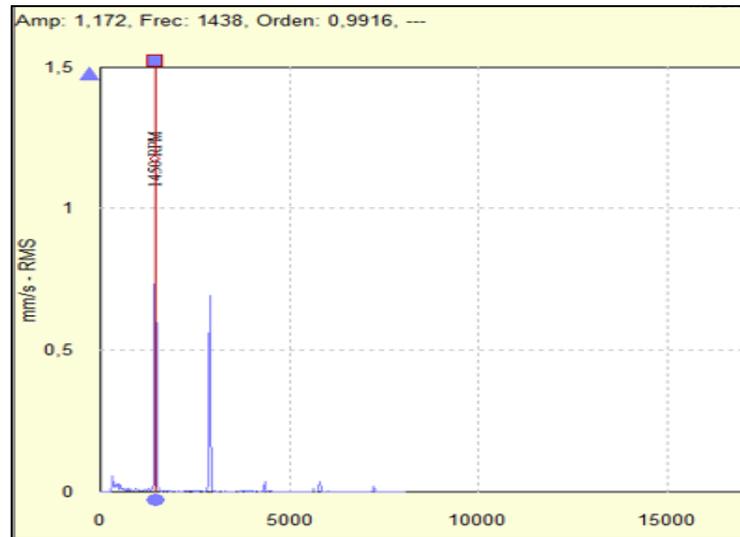
Posición	Fecha/Hora	Resumen	Global
2	11-10-2022 16:55:26	Global, FFT	7,633 mm/s
3	11-10-2022 16:45:57	Global, FFT	5,898 mm/s
4	11-10-2022 16:27:26	Global, FFT	6,078 mm/s
5	11-10-2022 15:49:50	Global, FFT	7,746 mm/s
6	11-10-2022 15:40:18	Global, FFT	7,939 mm/s
7	11-10-2022 15:27:20	Global, FFT	6,148 mm/s
8	11-10-2022 12:37:40	Global, FFT	9,056 mm/s
9	11-10-2022 12:28:30	Global, FFT	9,247 mm/s
10	11-10-2022 12:19:23	Global, FFT	7,100 mm/s
11	05-10-2022 15:51:41	Global, FFT	6,764 mm/s
12	05-10-2022 15:41:23	Global, FFT	6,920 mm/s
13	05-10-2022 15:26:30	Global, FFT	6,997 mm/s
14	05-10-2022 15:12:02	Global, FFT	6,779 mm/s
15	05-10-2022 15:05:53	Global, FFT	6,566 mm/s
16	05-10-2022 14:59:27	Global, FFT	6,962 mm/s
17	05-10-2022 14:55:25	Global, FFT	5,968 mm/s
18	05-10-2022 13:30:18	Global, FFT	7,288 mm/s
19	05-10-2022 13:16:03	Global, FFT	7,288 mm/s
20	05-10-2022 13:04:34	Global, FFT	6,822 mm/s
21	03-10-2022 13:55:50	Global, FFT	0,698 mm/s
22	03-10-2022 13:48:29	Global, FFT	0,662 mm/s
23	03-10-2022 13:41:41	Global, FFT	0,984 mm/s
24	03-10-2022 13:35:12	Global, FFT	0,984 mm/s
25	03-10-2022 13:28:26	Global, FFT	0,616 mm/s
26	03-10-2022 13:22:07	Global, FFT	1,120 mm/s
27	03-10-2022 13:14:03	Global, FFT	4,772 mm/s
28	03-10-2022 12:57:38	Global, FFT	0,912 mm/s
29	03-10-2022 12:50:58	Global, FFT	0,861 mm/s
30	03-10-2022 12:44:29	Global, FFT	4,573 mm/s
31	09-09-2022 10:10:34	Global, FFT	1,971 mm/s
32	07-09-2022 14:12:22	Global, FFT	2,018 mm/s
33	05-09-2022 11:58:15	Global, FFT	2,106 mm/s
34	02-09-2022 13:49:40	Global, FFT	1,941 mm/s
35	31-08-2022 12:34:21	Global, FFT	1,664 mm/s
36	26-08-2022 14:27:11	Global, FFT	1,902 mm/s
37	24-08-2022 11:20:43	Global, FFT	3,915 mm/s
38	22-08-2022 14:07:37	Global, FFT	2,103 mm/s
39	19-08-2022 13:59:02	Global, FFT	1,743 mm/s
40	17-08-2022 13:46:37	Global, FFT	1,882 mm/s

Fig. 3.8 Base de datos sin y con balanceo. Fuente Propia

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

### 3.4.1. Análisis espectral de las mediciones

Dentro de las condiciones iniciales del equipo de pruebas se eligió al azar la muestra número 38 del día 22 de agosto como representación de la condición inicial del equipo, con las cuales se buscará establecer la condición actual del equipo y como estas cambian a lo largo del estudio aplicando las futuras fallas.



*Fig. 3.9 Espectro MIH 22-08-2022. Fuente: Propia*

La amplitud de onda dentro de la componente horizontal del motor por su lado libre se encuentra de una magnitud 1,172 mm/s RMS.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

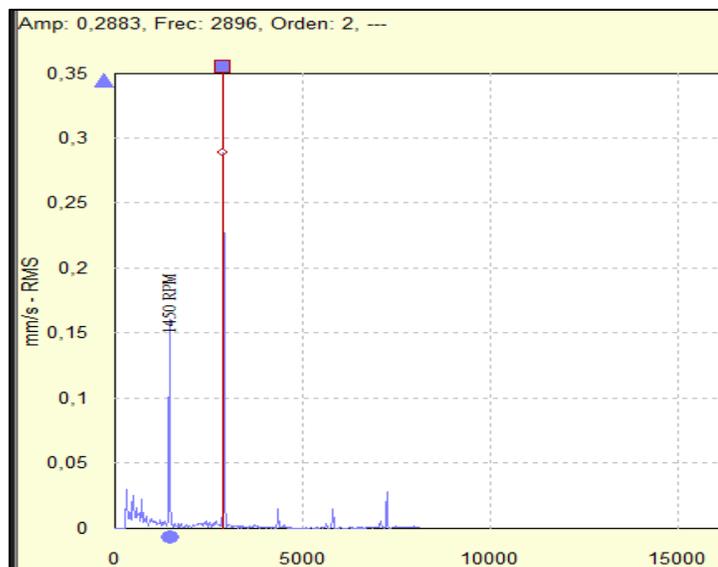


Fig. 3.10 Espectro MIV 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente vertical del motor por su lado libre se encuentra de una magnitud 0,2883 mm/s RMS, además de esta corresponde a la frecuencia de 2896 RPM ósea a la 2X.

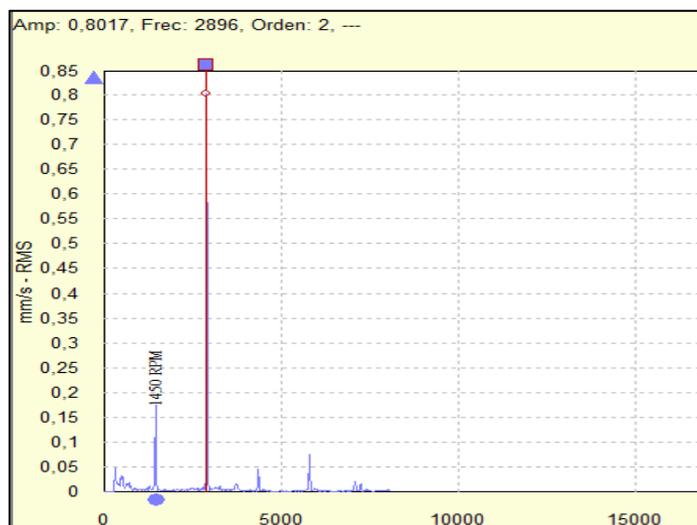


Fig. 3.11 Espectro MIA 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente axial del motor por su lado libre se encuentra de una magnitud 0,8017 mm/s RMS, además de esta corresponde a la frecuencia de 2896 RPM ósea a la 2X al igual que la componente vertical.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

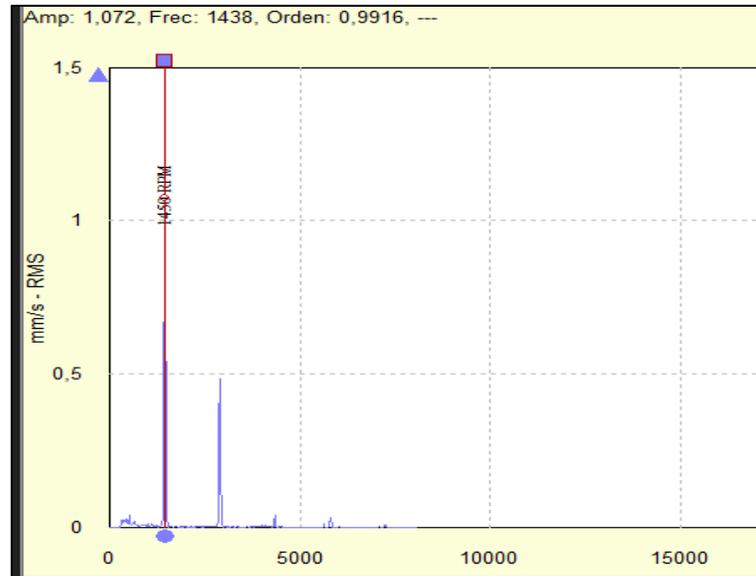


Fig. 3.12 Espectro M2H 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente horizontal del motor por su lado acoplado se encuentra de una magnitud 1,072 mm/s RMS.

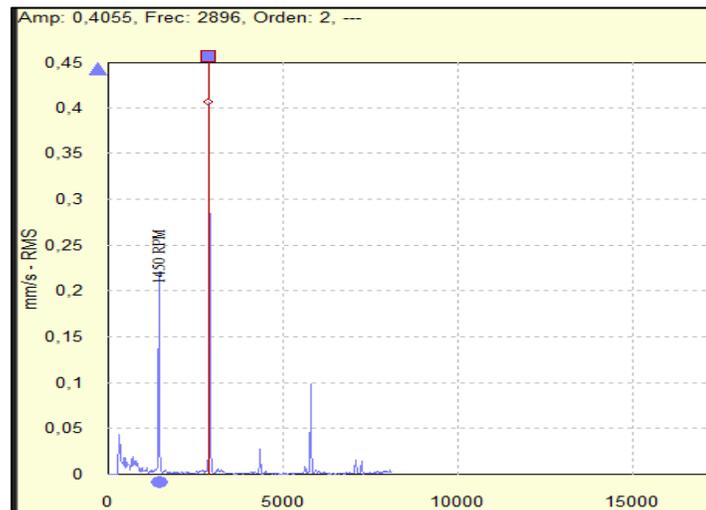


Fig. 3.13 Espectro M2V 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente vertical del motor por su lado acoplado se encuentra de una magnitud 0,4066 mm/s RMS, a su vez muestra que la frecuencia mayor se encuentra en 2X.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

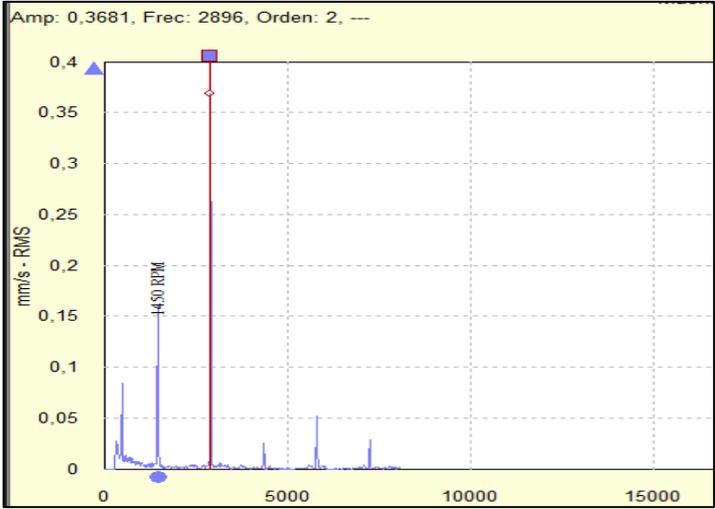


Fig. 3.14 Espectro M2A 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente axial del motor por su lado acoplado se encuentra de una magnitud 0,3681 mm/s RMS, y al igual que la componente anterior muestra que la frecuencia mayor se encuentra en 2X.

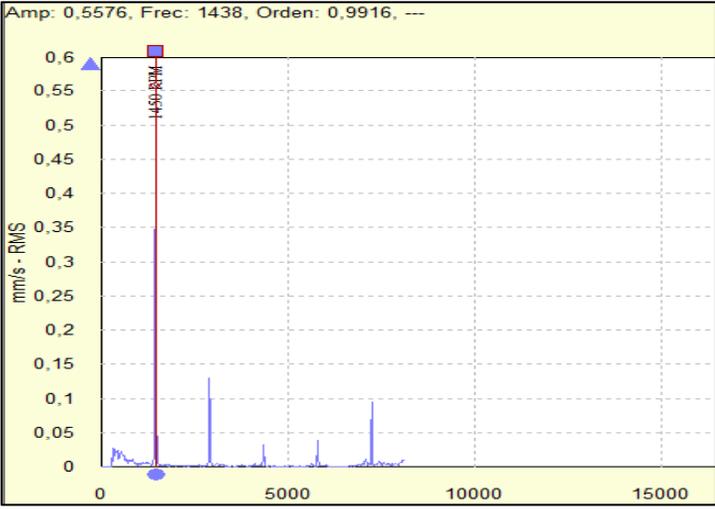


Fig. 3.15 Espectro DIH 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda en el primer descanso del equipo es de la magnitud de 0,5576 mm/s RMS

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

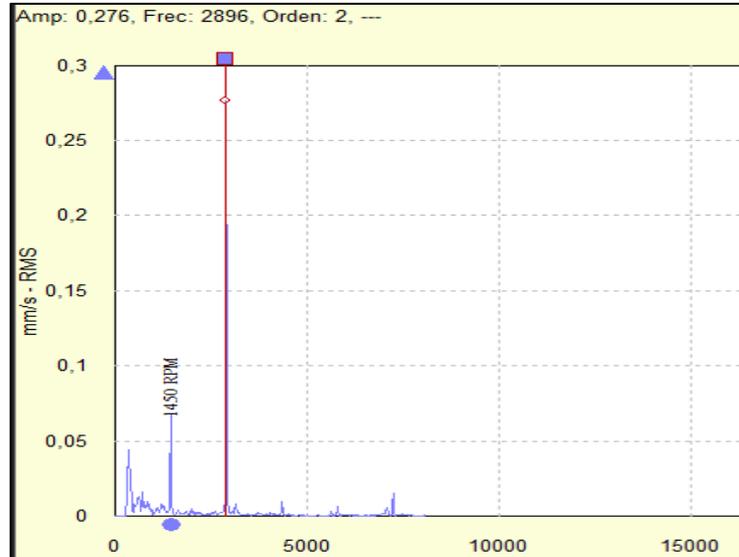


Fig. 3.16 Espectro DIV 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente vertical del primer descanso del equipo tiene una magnitud 0,276 mm/s RMS, a su vez muestra que la frecuencia mayor se encuentra en 2X.

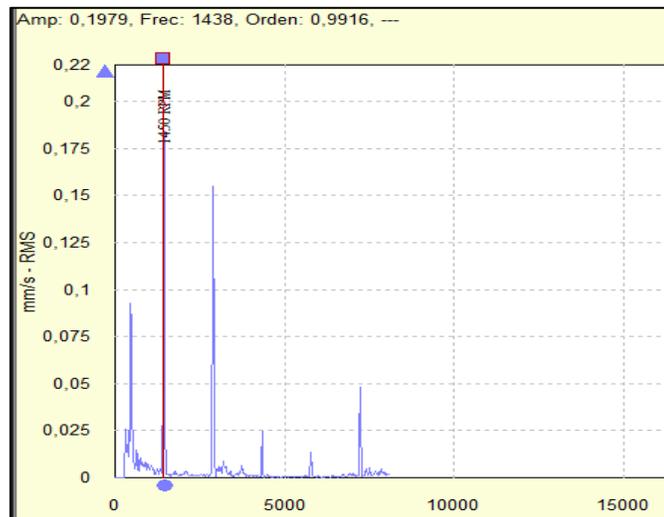


Fig. 3.17 Espectro DIA 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente axial del primer descanso del equipo tiene una magnitud 0,1979 mm/s RMS, a su vez muestra que la frecuencia mayor se encuentra en 2X, y un aumento en 3X.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

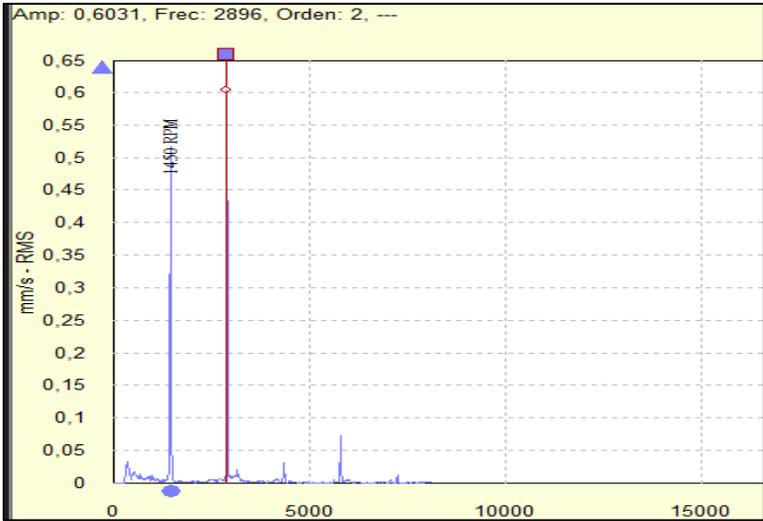


Fig. 3.18 Espectro D2H 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente vertical del segundo descanso del equipo tiene una magnitud 0,6031 mm/s RMS, a su vez muestra que la frecuencia mayor se encuentra en 2X, aunque la componente 1X muestra una severidad similar.

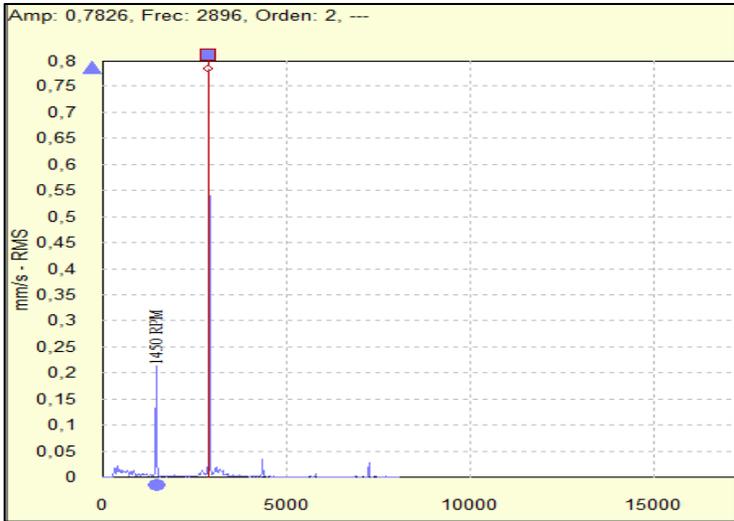


Fig. 3.19 Espectro D2V 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente horizontal del segundo descanso del equipo tiene una magnitud 0,7826 mm/s RMS, a su vez muestra que la frecuencia mayor se encuentra en 2X.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

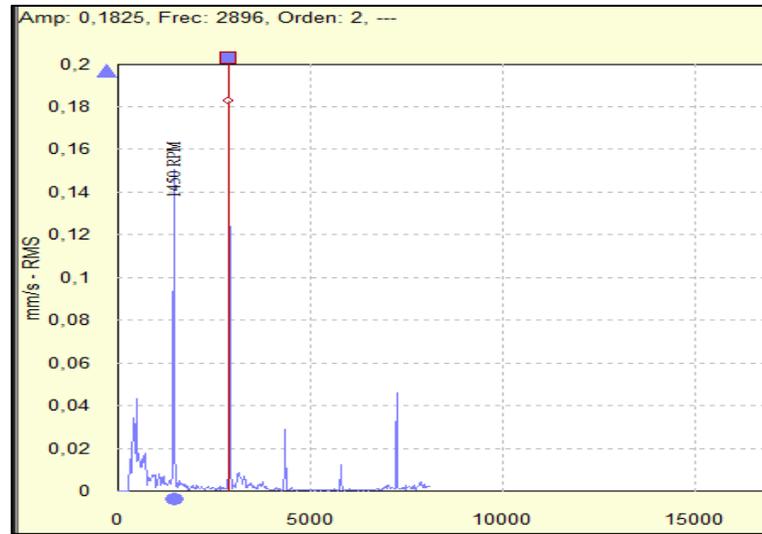


Fig. 3.20 Espectro D2A 22-08-2022. Fuente: Propia

La amplitud de onda dentro de la componente horizontal del segundo descanso del equipo tiene una magnitud 0,1825 mm/s RMS, a su vez muestra que la frecuencia mayor se encuentra en 2X aunque la componente 1X es levemente inferior.

### 3.4.2. Diagnóstico de la condición actual del banco de ensayos

El equipo de pruebas dentro de las 10 primeras muestras nos indica que en cada punto de muestreo posee un comportamiento diferente pero que la gran mayoría se aprecia que se encuentra dentro del grado de alarma, por lo que se establece que el equipo no ha recibido mantenimiento dentro del laboratorio.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

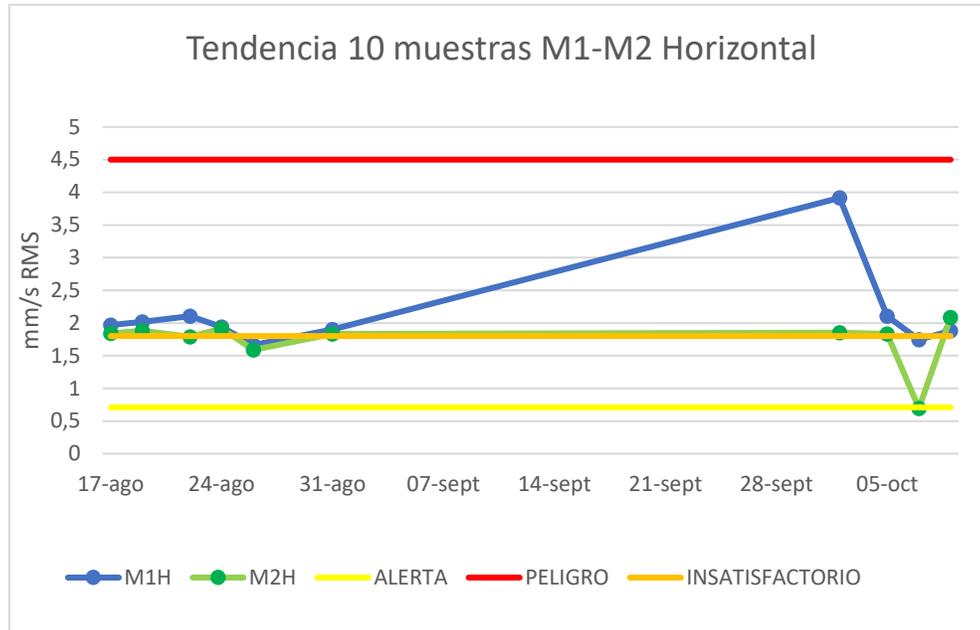


Fig. 3.21 Gráfico de tendencias muestras condición actual del equipo, puntos M1-M2 Horizontal. Fuente: Propia

Dentro de la componente horizontal, se aprecia que el comportamiento de ambos trabaja sobre el área de alerta del equipo, aunque 2 muestras presentan anomalías. La primera anomalía la presenta el punto M1 (motor lado libre) que muestra un incremento en la vibración de alrededor de un 300% la cual podría identificarse como una anomalía, que el analizador haya sufrido algún tipo de interferencia, que haya estado mal montado o algún tipo de interferencia dentro del equipo.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

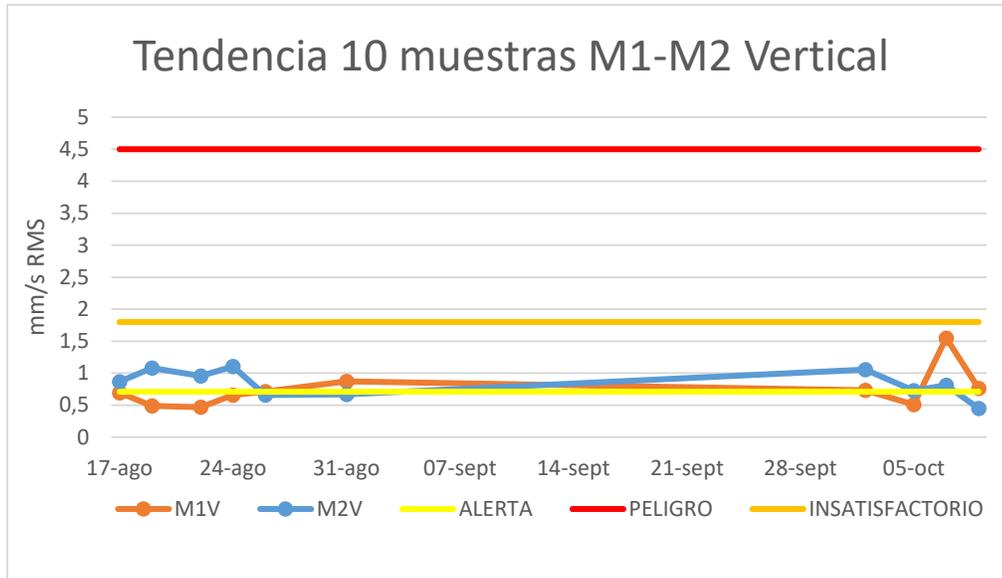


Fig. 3.22 Gráfico de tendencias muestras condición actual del equipo, puntos M1-M2 Horizontal. Fuente: Propia

Las componentes verticales dentro del motor muestran que las 10 mediciones están dentro de un rango normal a alerta, pero sin anomalías que indiquen algún dato erróneo o interferido.

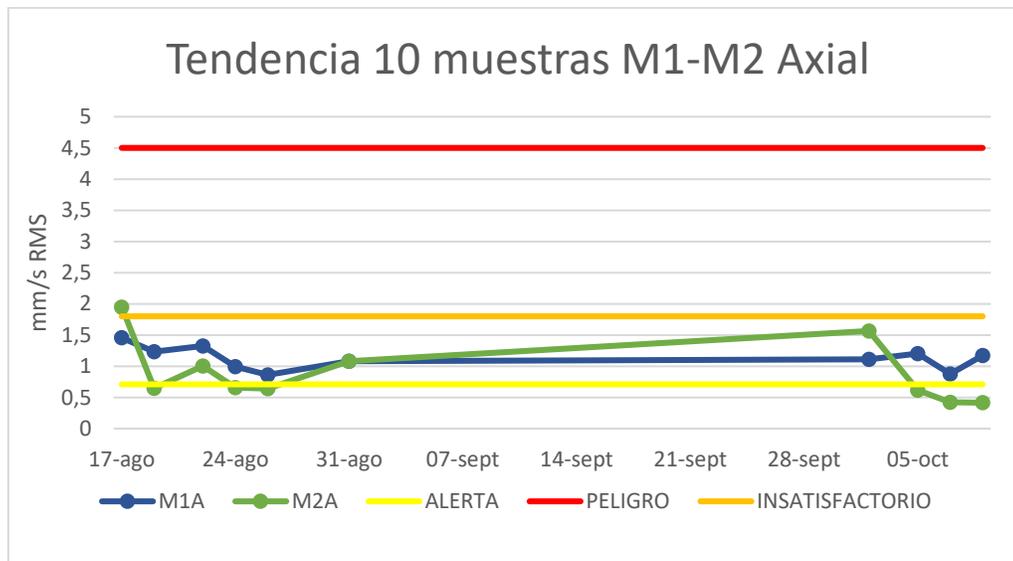


Fig. 3.23 Gráfico de tendencias muestras condición actual del equipo, puntos M1-M2 Horizontal. Fuente: Propia

En la componente axial se muestra que el equipo está entre un límite de estar en funcionamiento normal y un estado de alerta, por lo cual no podría estar funcionando largos periodos de tiempo.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

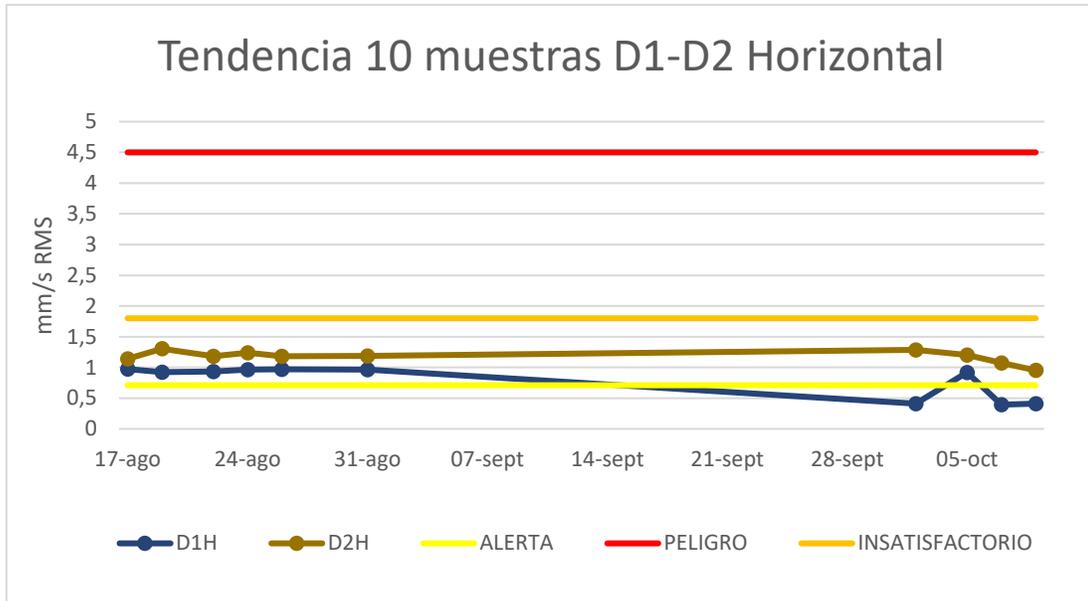


Fig. 3.24 Gráfico de tendencias muestras condición actual del equipo, puntos M1-M2 Horizontal. Fuente: Propia

Ambos descansos se encuentran superior a la línea de alarma, por lo cual el equipo no se encontraría en condiciones óptimas para un trabajo de tiempos muy prolongados.

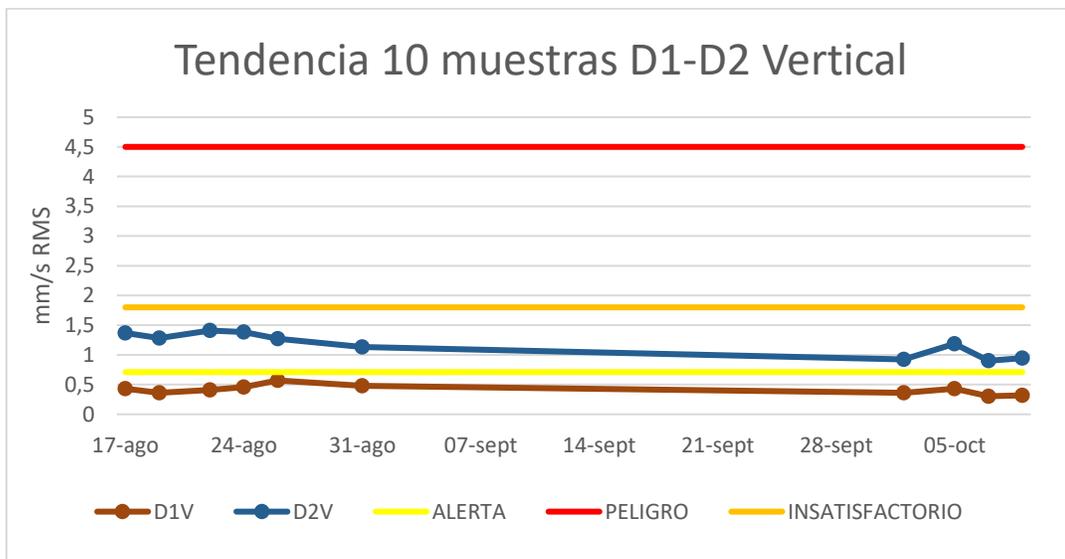


Fig. 3.25 Gráfico de tendencias muestras condición actual del equipo, puntos M1-M2 Horizontal. Fuente: Propia

En dirección vertical se muestra que el descanso 1 es más estable y no sufre tanta vibración como el descanso 2.

Capítulo 3. Registro de vibración debido al desbalance y evaluación de la severidad vibratoria global.

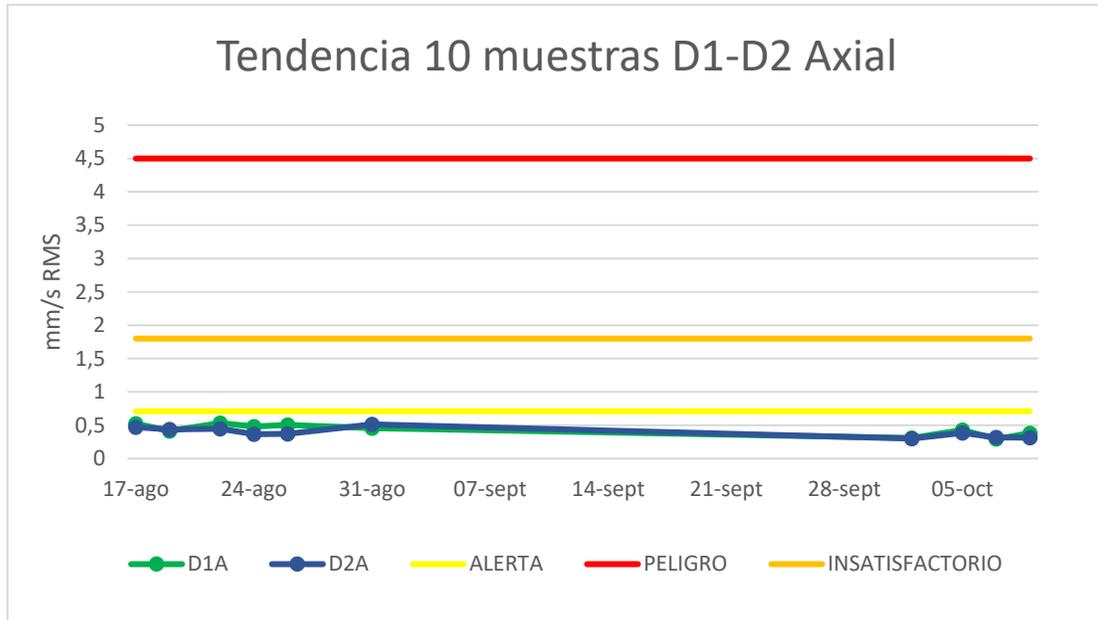


Fig. 3.26 Gráfico de tendencias muestras condición actual del equipo, puntos M1-M2 Horizontal. Fuente: Propia

En el plano axial ambos descansos se encuentran en condición óptima, por lo que no sufrirían daños a lo largo de un funcionamiento prolongado del equipo, observando que son las partes más estables y por ende menos propensas a sufrir daño.

Dentro de los gráficos se muestra la tendencia a poseer mayor estabilidad en la zona posterior al acople, lo que serían los dos descansos del sistema en el cual estos, aunque superen la primera alerta indiquen un comportamiento similar en todas las direcciones, aunque se muestra que las fuerzas que actúan en ellas tienen mayor efectividad en los ejes horizontales y en menor medida en los verticales.

**CAPÍTULO 4. PROCEDIMIENTO DE DESBALANCE  
UTILIZADO EN EL BANCO DE ENSAYOS**

## **4.1. PASOS PREVIOS ANTES DE EFECTUAR EL DESBALANCE**

Al trabajar en el banco de pruebas se debe abrir la cubierta protectora debido al tipo de fallas que realizaremos en el equipo, en los discos de inercia del equipo se encuentran perforaciones roscadas en las cuales agregaremos pernos en conjunto con discos que complementarán los pesos correspondientes para el estudio.

### **4.1.1. Determinación del método a utilizar para desbalancear**

Para el desbalanceo del equipo se optó por montar pernos en el disco de inercia del lado izquierdo por dos motivos, para generar un desbalanceo dinámico que afecte a la rotativa de un disco, además que para fines prácticos no se realizó la extracción del segundo disco debido a que el equipo no debía ser intervenido de una manera en la cual el montaje y desmontaje puedan dañarlo, ya que el propio equipo también es utilizado por alumnos y académicos de la universidad.

### **4.1.2. Obtener información del equipo desbalanceado**

Dentro de la obtención de datos se realizaron las mediciones del equipo en funcionamiento a la velocidad acordada de 1450 rpm, la metodología de obtención de datos fue el montar el analizador en los puntos designados en sus tres ejes, teniendo el cuidado de que al estar tan cerca del eje en pleno funcionamiento este no se enredara con el cable del analizador portátil. Si bien este se tenía que montar sobre los descansos se creó un plan de acción en caso de que esta sufra el fenómeno de atrapamiento se procedería a que el operador suelte el equipo y se aleje del banco de pruebas, para luego accionar el pulsador de STOP y lograr detenerlo.

### **4.1.3. Efectuar una inspección visual preliminar del sistema**

Una leve inspección del equipo antes de trabajar en cualquier maquinaria es lo recomendado a la hora de realizar cualquier labor, por lo que se analiza visualmente el estado de la mesa de apoyo, el banco de pruebas, el variador de frecuencias, el acople, los descansos y el eje, comprobando que se encuentren sin daños externos, o visuales, que se encuentre montado, y que no le falte algún elemento importante, ya sea tornillos, tuercas, entre otros.

#### 4.1.4. Crear el desbalance

Como se había mencionado en puntos anteriores inicialmente se realizó un desbalance debido a 4 gr de peso, para ello se utilizó un tornillo  $\frac{1}{4}$ " – 20 x 5/16" de largo de 4,3 gr de peso aproximadamente, para ello fueron montados en el disco de inercia 1 (lado acople), para lograr los aumentos en el peso se le acoplaron golillas de 2 gr por lo que se le agregan dos para generar los 8 gr, y tres para generar los 10 gr.



Fig. 15 Montaje de masa (4gr). Fuente: Propia

#### 4.1.5. Desbalanceo Aplicado

##### Falla de 4 gr

Con el montaje completado y el arranque del equipo se procedió a tomar las 10 mediciones bajo la influencia de esta falla, donde se tomó la elección de usar la muestra del día 14 de octubre.

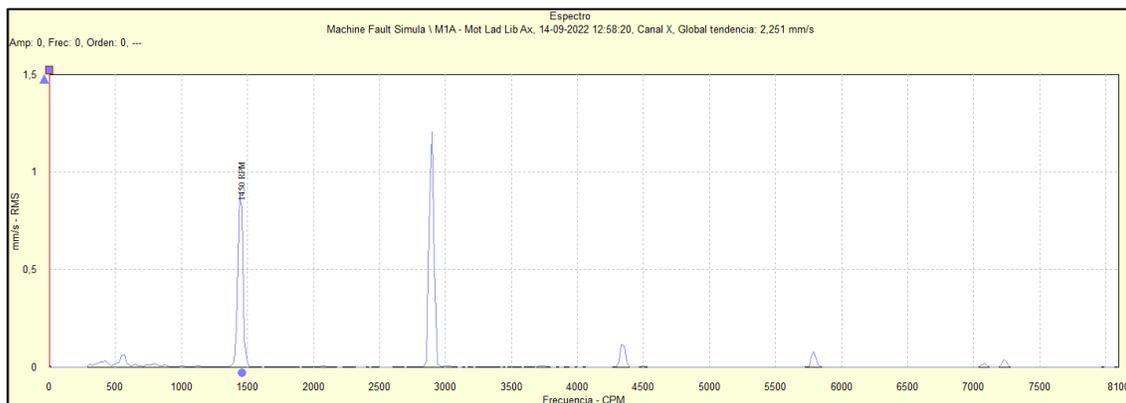
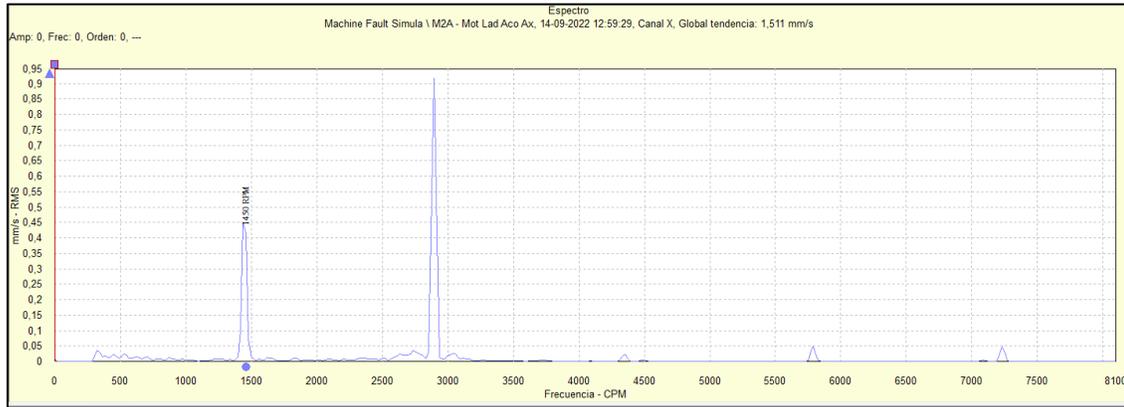


Fig. 16 Espectro de 4 gr en M1A. Fuente: Propia

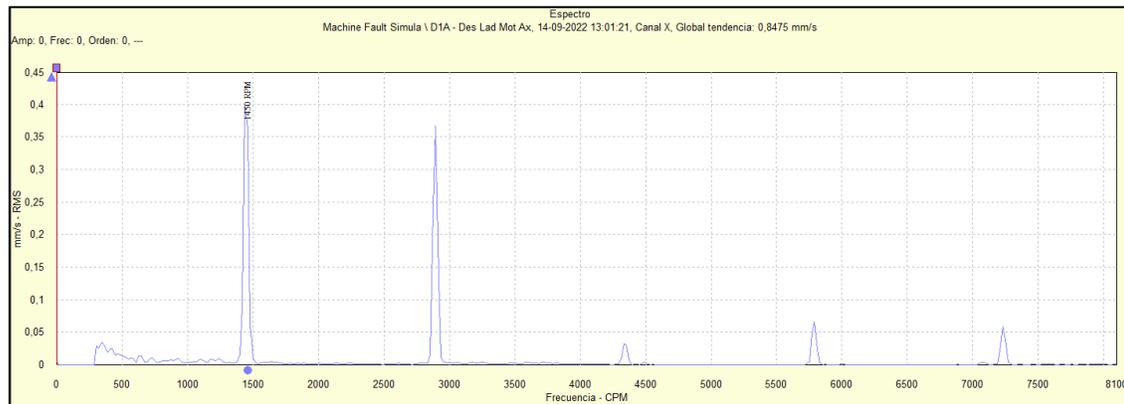
#### Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

Como se aprecia en la Figura 47 se muestra un aumento en la amplitud en la frecuencia 2X, por lo cual nos indicaría que el desbalance generado también logra repercutir en un aumento en el desalineamiento debido a que la fuerza centrífuga afecta de manera diferente en el extremo derecho del sistema.



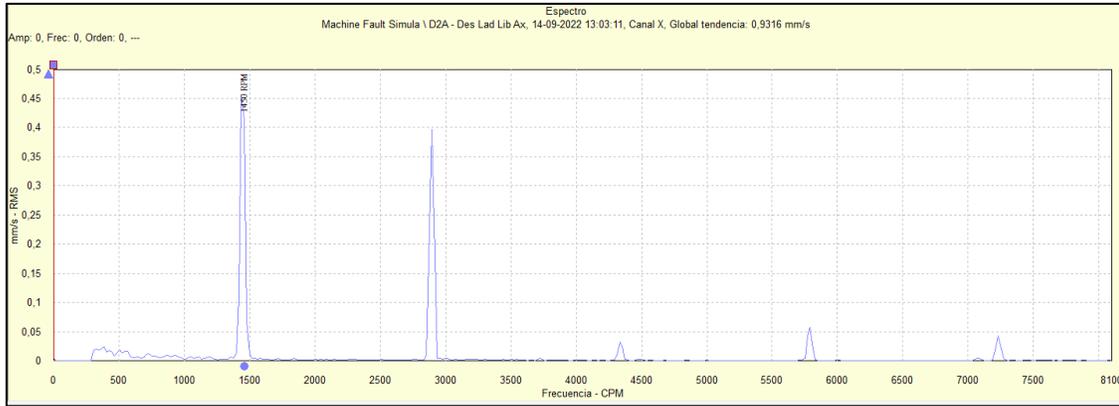
*Fig. 17 Espectro de 4 gr en M2A. Fuente: Propia*

En contraste con el lado libre del motor, el lado del acople tiene un mayor aguante al desbalanceo debido a que la distancia entre el punto de desbalanceo o fuerza centrífuga es menor, aunque se sigue apreciando que el desalineamiento continuo.



*Fig. 18 Espectro de 4 gr en DIA. Fuente: Propia*

## Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

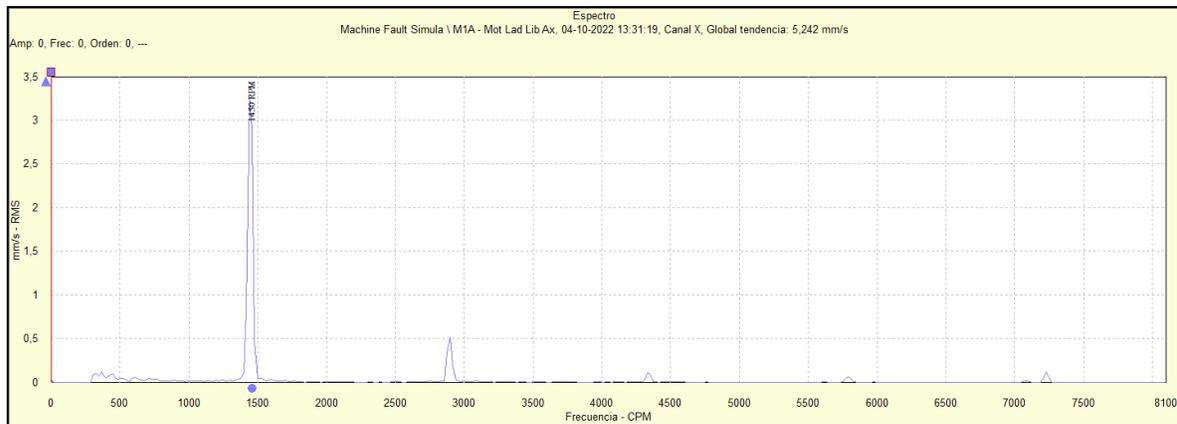


*Fig. 19 Espectro de 4 gr en D2A. Fuente: Propia*

Apreciando ambos espectros (Fig. 49 – Fig. 50) de los descansos nos indican que estos cuentan con una mayor resistencia al desbalance, observando que sus amplitudes máximas superan muy mínimamente los parámetros de alarma, aunque también se aprecia un desalineamiento este no logra alcanzar la severidad para una alarma en el equipo.

### Falla de 8 gr

Posterior a la falla de 4 gr y obteniendo las 10 muestras establecidas se continua a efectuar la falla de 8 gr en el banco de pruebas, donde se logran obtener los espectros en cada punto, con una mayor o menor severidad en ciertas zonas del sistema.



*Fig. 20 Espectro de 8 gr en M1A. Fuente: Propia*

En comparación con la amplitud máxima de 4 gr en este caso se duplicó, teniendo en cuenta que la masa fue duplicada a la inicial es normal que la severidad aumente en la misma proporción.

## Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

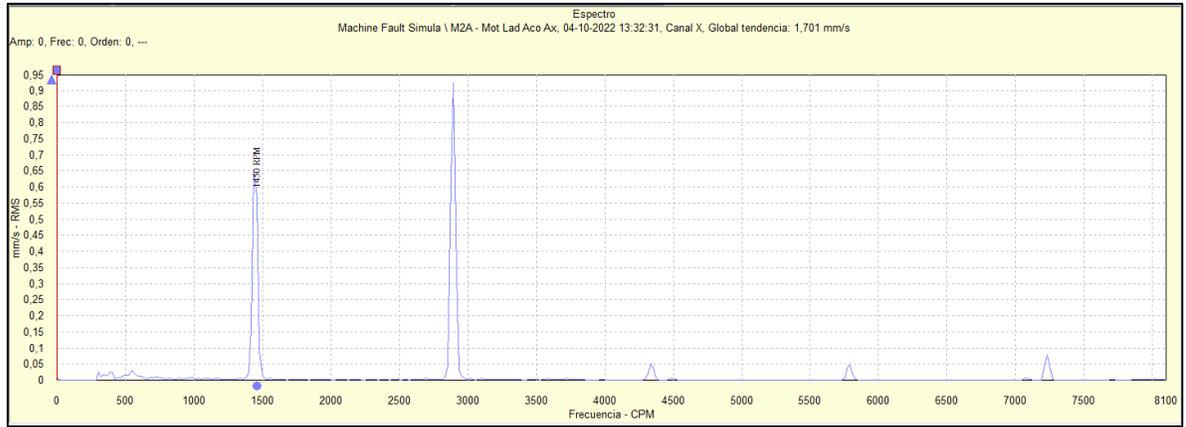


Fig. 21 Espectro de 8 gr en M2A. Fuente: Propia

En cambio, del lado libre del motor, el lado del motor junto al acople disminuyó su gravedad en menor parte, teniendo en cuenta que la amplitud a 4 gr era de 0,45 mm/s RMS, en esta falla de 8 gr solo aumento a 0,65 mm/s RMS mostrando un incremento de alrededor de un 44%, relativamente cercano al doble esperado al aumentar el peso al doble.

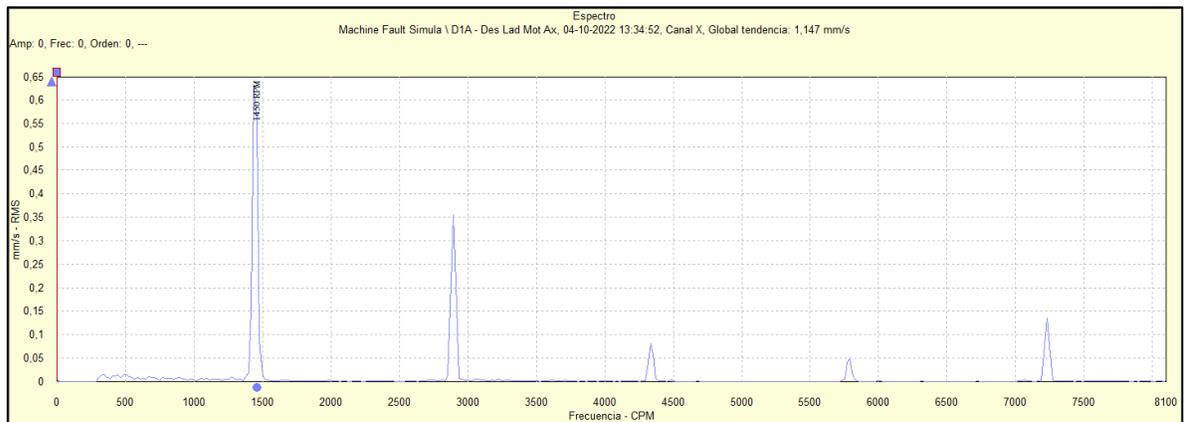


Fig. 22 Espectro de 8 gr en DIA. Fuente: Propia

Al igual que en el lado del motor junto al acople, la vibración generada en el descanso 1 es de la magnitud de 0,63 mm/s RMS, la cual en 4 gr era de la magnitud de 0,40 mm/s RMS mostrando un aumento de 57,5%, lo cual complementa que un incremento del doble del peso aumenta proporcionalmente al doble la vibración.

## Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

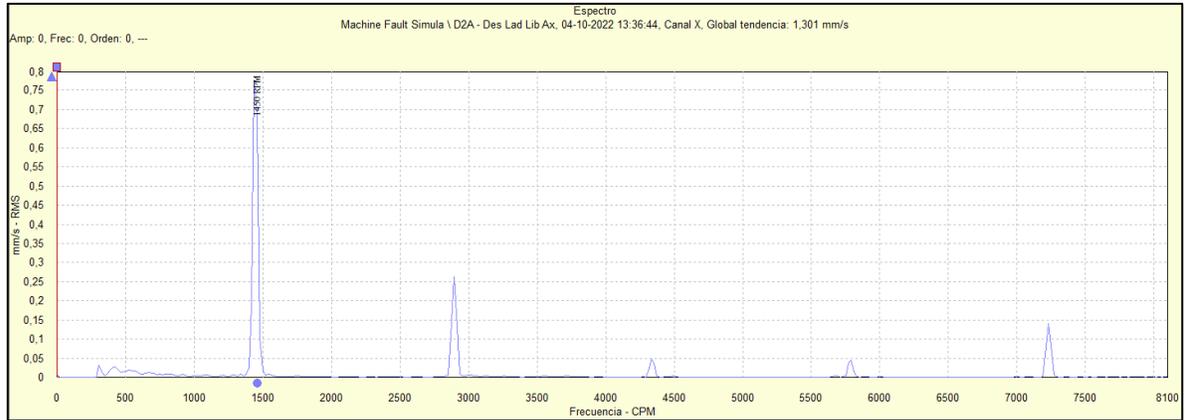


Fig. 23 Espectro de 8 gr en D2A. Fuente: Propia

Como se muestra el incremento en cada caso genera un aumento de la vibración a casi el doble, pero a su vez nos indica que un descanso respecto a otro posee mayor resistencia a la vibración, o no se ve tan afectada por ella debido a que la falla generada se encuentra una distancia distinta respecto a cada descanso.

### Fallo a 10 gr

Efectuando la falla a 10 gr se observa un decrecimiento en la severidad respecto de la falla a 8 gr, lo cual es contrario a la lógica de mayor peso, mayor vibración por lo que puede deberse a alguna anomalía en la muestra del día 19 de octubre o podría deberse a que se pudo haber intervenido el equipo dentro de esas fechas.

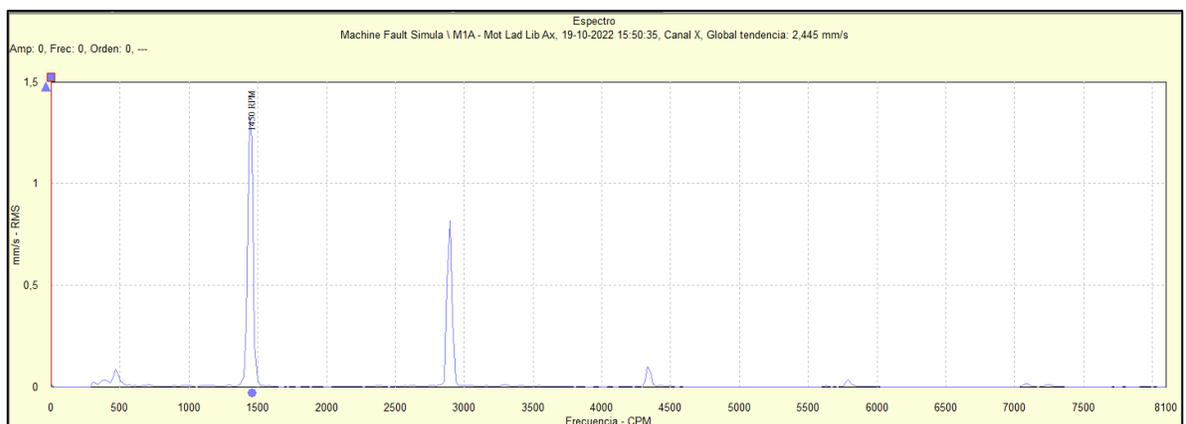
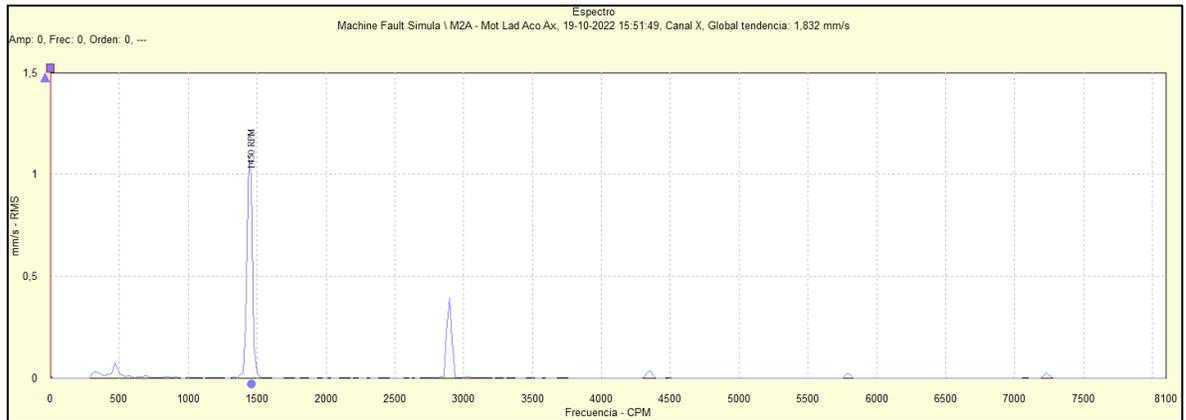


Fig. 24 Espectro de 10 gr en M1A. Fuente: Propia

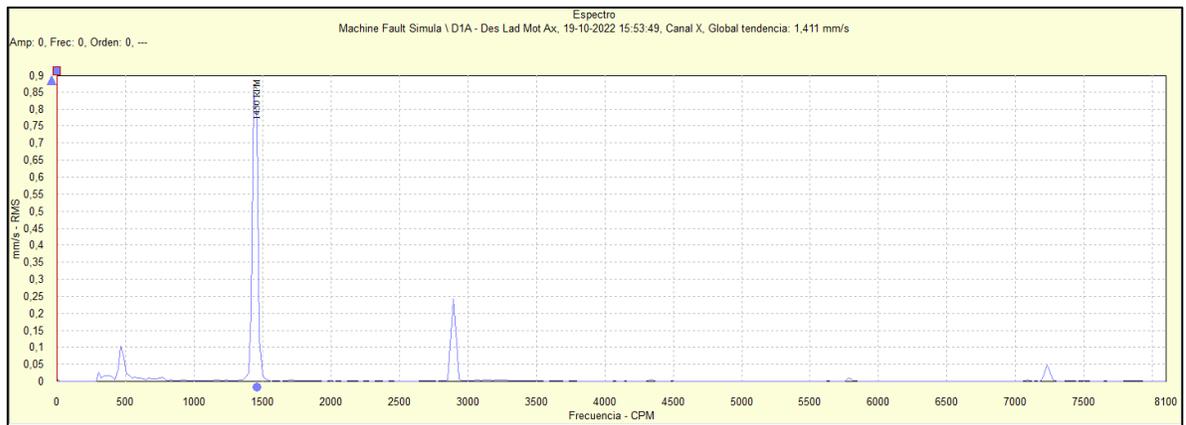
En cambio, el motor por su extremo acoplado presenta un comportamiento normal, lo cual se observa un crecimiento en alrededor de un 10% con respecto de la falla de 8 gr.

## Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.



*Fig. 25 Espectro de 10 gr en M2A. Fuente: Propia*

El comportamiento del equipo en este punto también se encuentra dentro de los parámetros esperados, lo cual a comparación de los descansos con el motor se aprecia que al momento de generarse la vibración estas son más elevadas en el motor.



*Fig. 26 Espectro de 10 gr en D1A. Fuente: Propia*

En un último análisis, en la magnitud del descanso del lado libre 1,012 mm/s RMS se aprecia un aumento del 18,6% respecto al descanso del lado del acople, indicando que los extremos de este sistema tienden a sufrir más vibración debido a la mayor distancia respecto de los discos de inercia desbalanceados.

Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

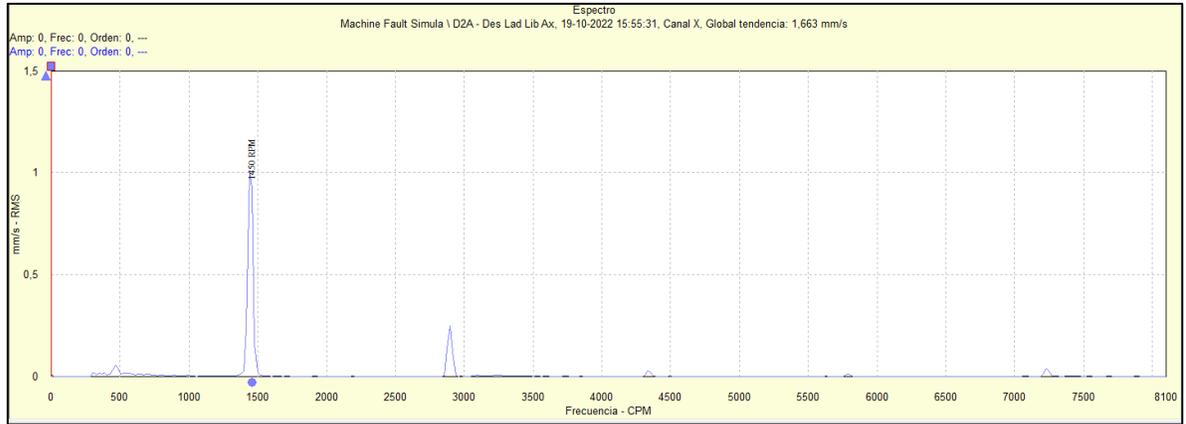


Fig. 27 Espectro de 10 gr en D2A. Fuente: Propia

Finalizado la toma de las muestras en sus respectivos ejes se creó una base de datos para poder establecer numéricamente los cambios sufridos en el equipo, donde de las 400 muestras se establecieron los promedios de las 10 mediciones a sus respectivos pesos para dar una vista general al comportamiento del equipo, entregando la tabla 8 en donde se aprecian la magnitud de la vibración Global RMS promedio en las 4 condiciones del equipo, donde se visualiza que los valores destacados en rojo son debido a que redujeron su valor respecto de la condición anterior del equipo, y en cambio los valores destacados en verde indican un aumento en su magnitud .

Tabla 8 Promedio de valor Global mm/s RMS. Fuente: Propia

Mediciones	Normal	4 gr	8 gr	10 gr
M1H	2,1245	1,6182	6,7505	7,9897
M1V	0,7448	2,16	3,1591	2,3402
M1A	1,1312	2,3502	3,749	2,628
M2H	1,7321	1,7491	6,5151	6,9722
M2V	0,8385	1,9885	2,5391	2,2228
M2A	0,9001	1,2075	1,7153	2,0566
D1H	0,7868	0,5498	1,3591	4,7446
D1V	0,4126	1,0183	1,4184	1,6734
D1A	0,4327	0,8348	1,0984	1,4056
D2H	1,1743	3,344	4,6708	1,2543
D2V	1,1806	2,3306	3,3183	1,2519
D2A	0,3928	0,9001	1,3041	1,7091

#### 4.1.6. Evaluación de valores obtenidos

Para la evaluación de los datos se tomará en cuenta el promedio de amplitud RMS para los grupos de muestras, para tener una vista general del comportamiento mecánico del banco de pruebas en base a las vibraciones ejercidas. A su vez se busca diagnosticar cambios de manera gráfica en base los valores extraídos.

Comparando inicialmente el comportamiento de la componente horizontal en ambos puntos del motor, se observa que durante las 10 mediciones iniciales el valor global RMS se mantiene dentro de un rango cercano a 2 mm/s Globales, luego al aplicar los 4 gr (mediciones 11-20) para el desbalanceo se observa dos picos que alcanzan la cercanía de los 5 mm/s Globales pero el resto de muestras a 4 gr logran reducir las vibraciones alrededor del valor 1 mm/s Globales, lo cual habiendo observado que el estado actual del equipo no era perfecto podría ser un indicador de alguna falla en montaje del motor sobre el banco de pruebas.

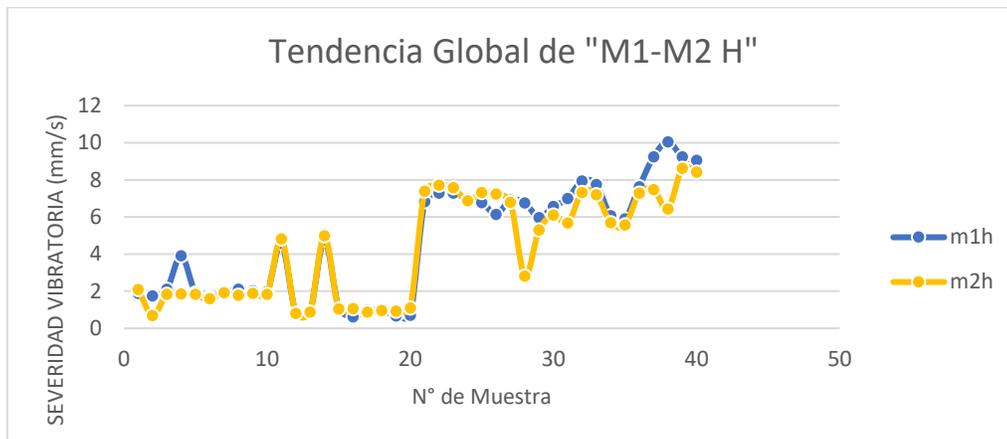


Fig. 28 Tendencia valor Global RMS M1-M2 Horizontal. Fuente: Propia

La componente vertical en ambos puntos de medición se comportó relativamente a lo esperado teóricamente, en la cual al aumento las masas aumentarían la vibración, aunque como se observa en el gráfico durante las mediciones 20 y 30 (pertenecientes a 8 gr) el extremo libre del motor (M1) se comportó más errático que su contraparte del lado acoplado (M2), se esperaría que a 10 gr de peso la vibración aumente en comparación, pero esta disminuye.

Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

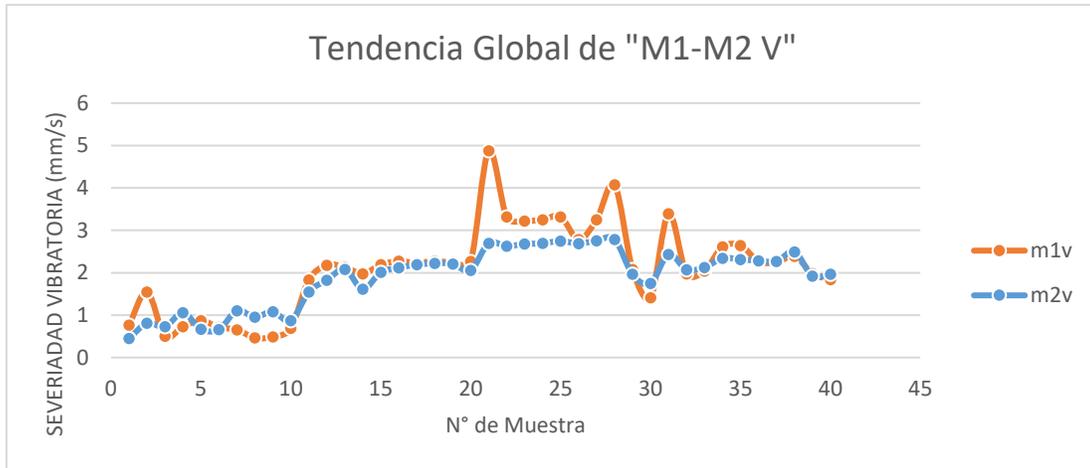


Fig. 29 Tendencia valor Global RMS M1-M2 Vertical. Fuente: Propia

Comparando las componentes axiales en el motor se observa inicialmente un comportamiento similar al mostrado por las componentes verticales, pero de una menor magnitud RMS, por lo cual se entiende que en esta dirección el sistema es más estable y menos propenso a sufrir daños por vibraciones.

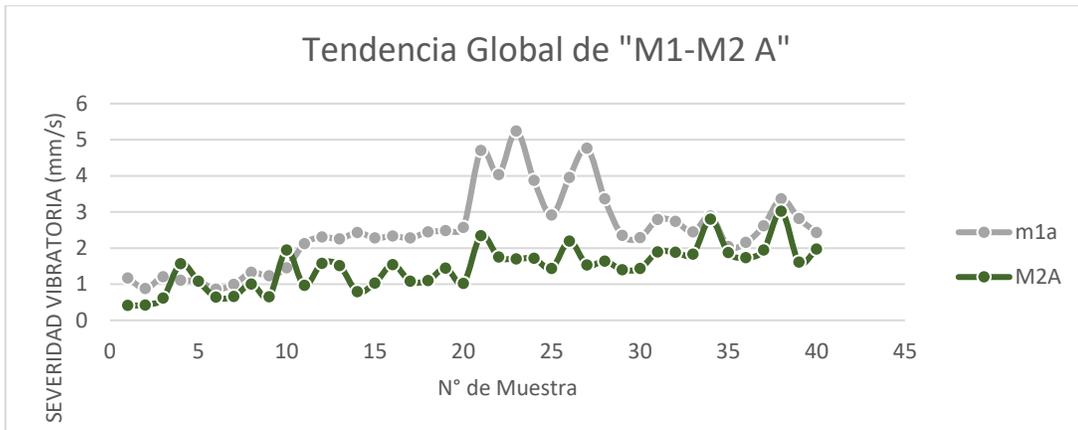


Fig. 30 Tendencia valor Global RMS M1-M2 Axial. Fuente: Propia

Al analizar ambos descansos se aprecia gráficamente un disparidad en su comportamiento, inicialmente en condiciones sin interferencia se comporta según lo esperado dada la condición del equipo, pero al actuar la falla de 4 gr (medición 11-20) la vibración se desplaza al primer descanso (lado acople) mientras que en el descanso libre disminuye, lo mismo ocurre al aumentarla a 8 gr (medición 21-30) sin embargo al llegar a un aumento de 10 gr (31-40) el descanso 1 absorbe la vibración del descanso 2 invirtiendo los roles

Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

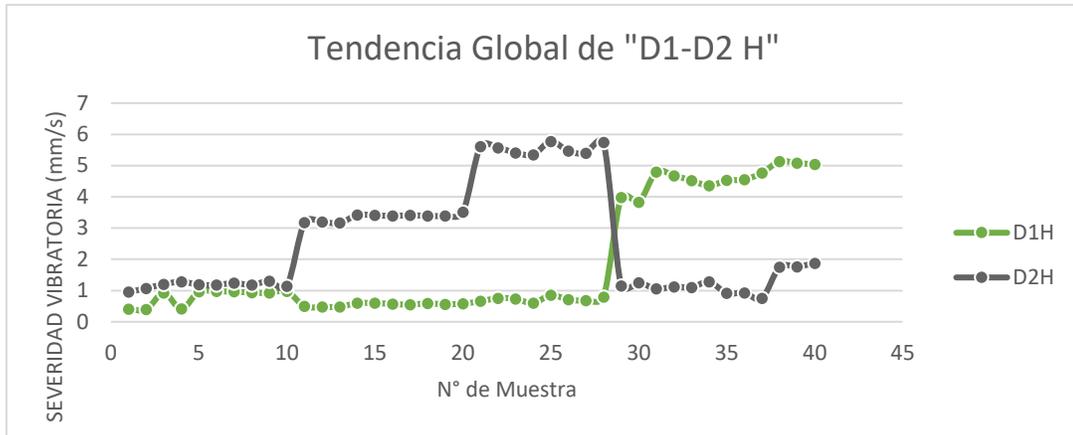


Fig. 31 Tendencia valor Global RMS D1-D2 Horizontal. Fuente: Propia

En la dirección vertical ocurre un comportamiento similar a la horizontal por parte del descanso 2 (lado libre) en donde al superar los 8 gr, este disminuye extremadamente su vibración, aunque en este caso la vibración no es conducida al descanso 1, ya que se observa que este punto aumenta constantemente su vibración.

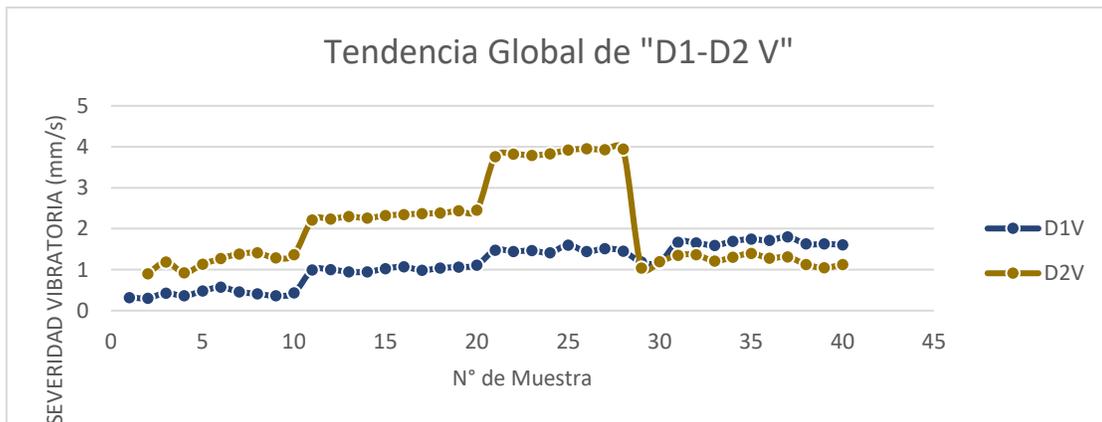


Fig. 32 Tendencia valor Global RMS D1-D2 Vertical. Fuente: Propia

La componente axial en ambos descansos aumenta según lo esperado como se aprecia en el gráfico, aunque al igual que en los puntos medidos en el motor son de menor magnitud axialmente, por lo que se infiere que las vibraciones axiales en este equipo no alcanzan magnitudes muy elevadas ya que la vibración afecta principalmente a los ejes horizontales y verticales.

Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

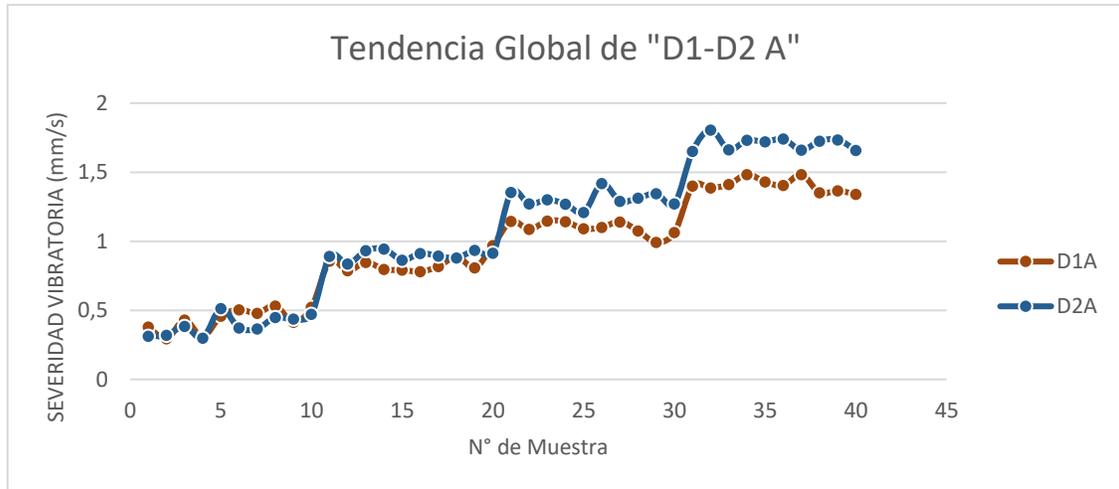


Fig. 33 Tendencia valor Global RMS D1-D2 Axial. Fuente: Propia

Dentro de las tendencias del comportamiento del equipo mediante la Tabla 9 en la cual se evaluar el porcentaje de crecimiento de la vibración respecto de la condición actual del equipo, se aprecia que en algunos puntos y direcciones la vibración se reduce, en mayor medida la vibración a 8 gr de desbalanceo es superior en extremos del sistema, en el descanso 2 y en el lado libre del motor

Tabla 9 Variación de la vibración respecto a la condición inicial del equipo. Fuente: Propia

Punto/Masa	4 gr	8 gr	10 gr
M1H	-24%	317%	18%
M1V	190%	46%	-26%
M1A	108%	60%	-30%
M2H	0,98%	272%	7%
M2V	137%	28%	-12%
M2A	34%	42%	20%
D1H	-30%	147%	249%
D1V	147%	39%	18%
D1A	93%	32%	28%
D2H	185%	40%	-73%
D2V	97%	42%	-62%
D2A	129%	45%	31%

#### 4.1.7. Corrección de desbalanceo

Para el proceso de corrección de desbalanceo en el equipo, inicialmente se buscó revisar zonas del equipo que se encontraron con pernos levemente sueltos o soldaduras mecánicas (revisar Anexo 6.5) debido a la revisión de la condición inicial del equipo, luego se retiró la masa de prueba para analizar los cambios sufridos en el banco de pruebas al haber trabajado en reiteradas ocasiones con un desbalanceo dinámico obteniéndose un cambio significativo de la condición inicial previo al desbalanceo.

En el primer punto M1 por la dirección Horizontal se observa que la severidad disminuyó significativamente, bajando de un valor de vibración global de 1,172 mm/s RMS a 0,323 mm/s RMS, disminuyendo a casi el 33% inicial.

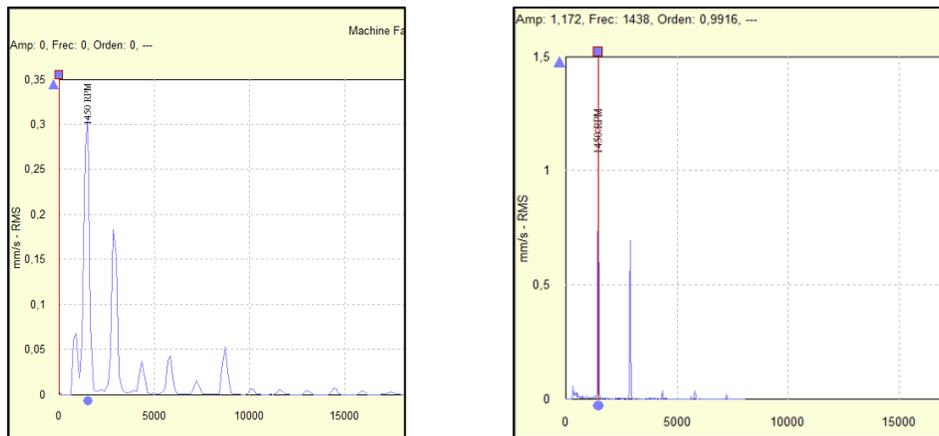


Fig. 34 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M1H.

En la dirección Vertical se observa un aumento de la vibración en 1X pasando de una amplitud de 0,17 mm/s a 0,43 mm/s, aunque inicialmente tenía un pick en 2X dando a entender un posible desalineamiento que fue corregido.

#### Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

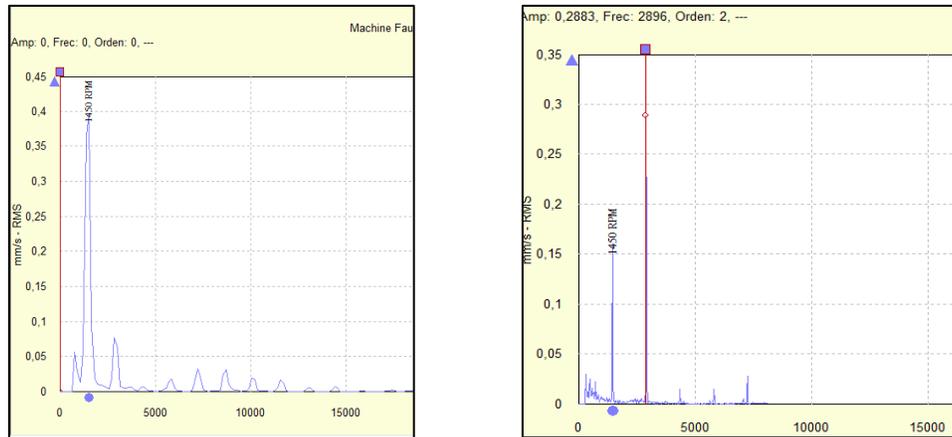


Fig. 35 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en MIV.

En la componente Axial, la cual se ha inferido que es de las más representativas del sistema nos indica que el posible desalineamiento en este punto fue corregido, y a su vez la magnitud de la vibración se redujo de 0,801 mm/s a cercano 0,58 mm/s.

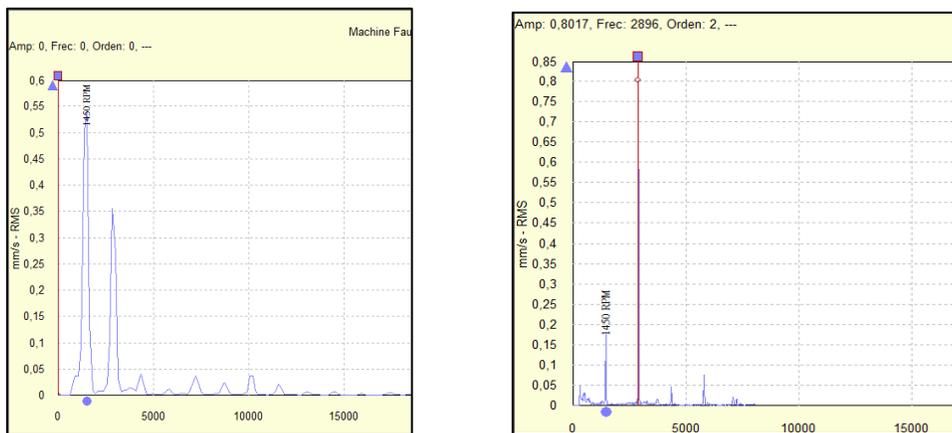


Fig. 36 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en MIA.

En el punto M2 dirección horizontal se aprecia un gran cambio ya que inicialmente poseía una severidad vibratoria de 1,72 mm/s y post corrección disminuyó a 0,14 mm/s aunque muestra un pick en 2X lo cual indicaría un leve desalineamiento respecto a la contraparte inicial.

#### Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

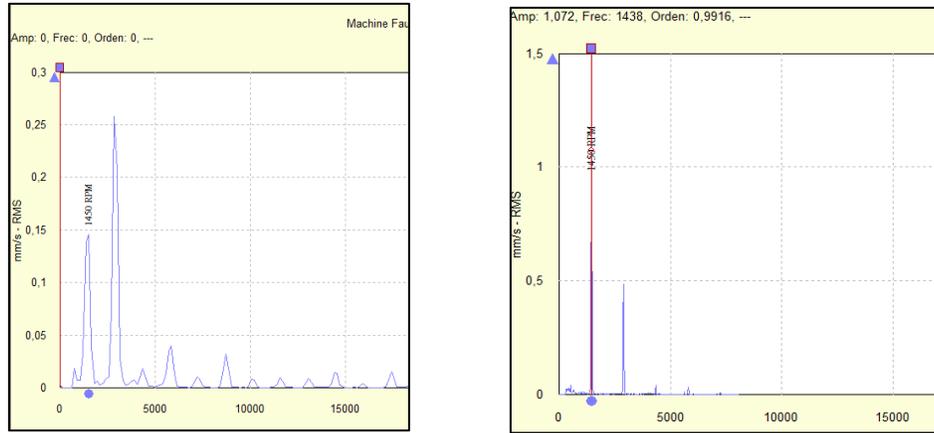


Fig. 37 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M2H.

En dirección vertical inicialmente poseía una magnitud de severidad de 0,4 mm/s la cual disminuyó a 0,28 mm/s, una disminución cercana al 30 %, cabe destacar que inicialmente mostraba un pick en 2x la cual perduro hasta la corrección del equipo.

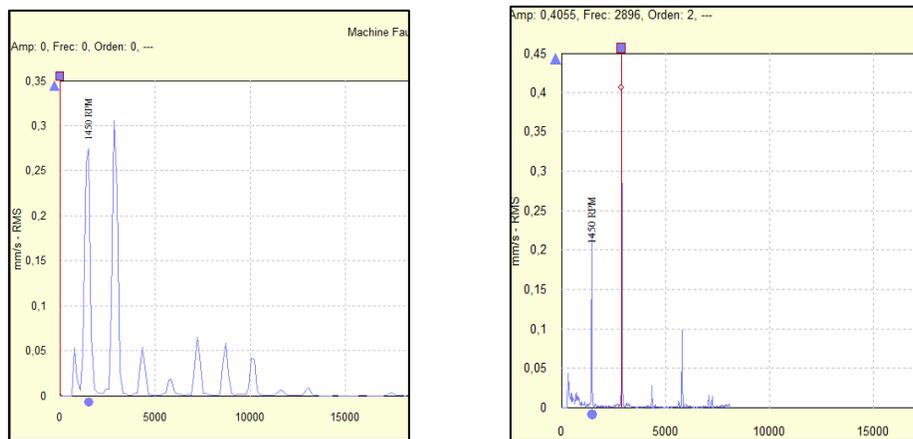


Fig. 38 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M2V.

En la componente Axial en el punto M2, se observó que en 1x la magnitud no tuvo una variación significativa, pero en 2x disminuyó considerablemente.

#### Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

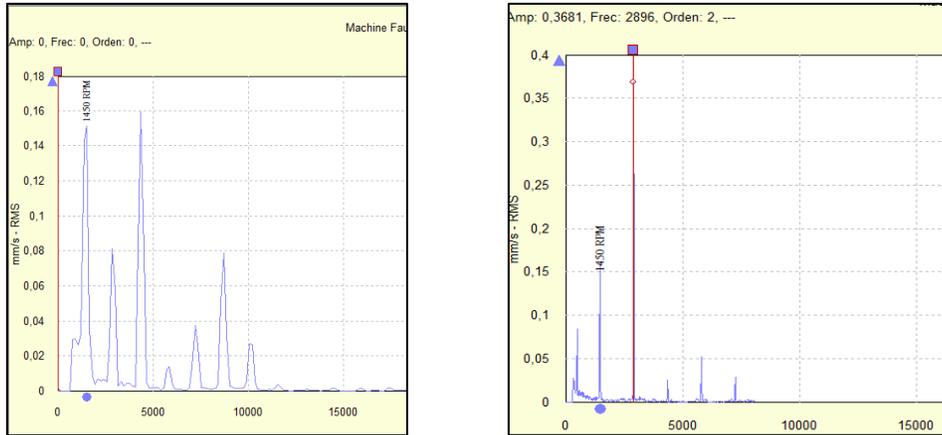


Fig. 39 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en M2A.

En el descanso 1 Horizontalmente se mostró un aumento del 26% en la severidad respecto a la inicial, pero se logra apreciar que el pick en 5x logro disminuir.

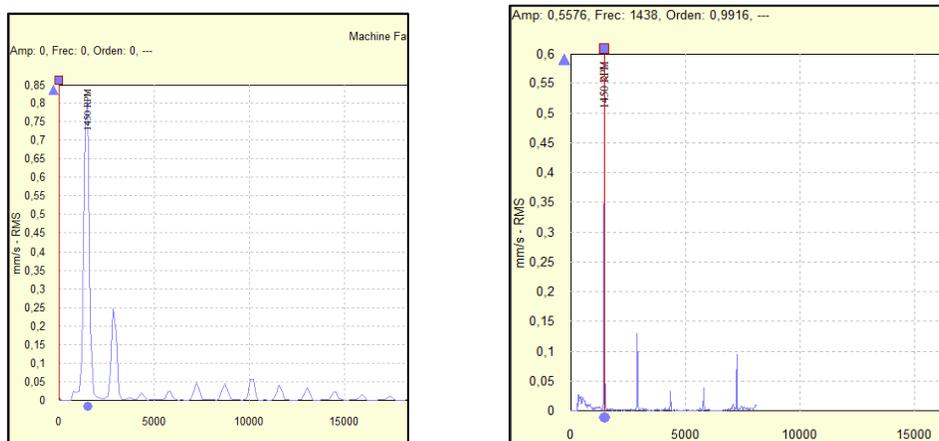


Fig. 40 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D1H.

En la dirección vertical de D1, se registró un cambio de tener una alta magnitud en 2x, a bajar cercano a un 85%.

#### Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

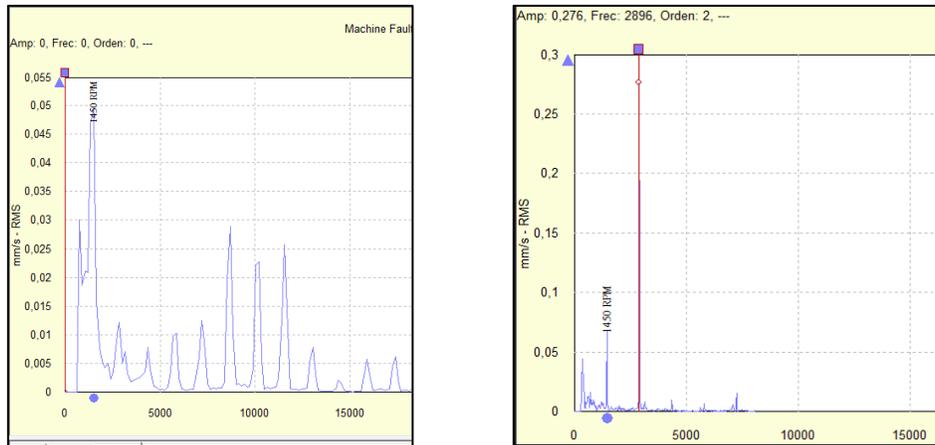


Fig. 41 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en DIV.

En la componente axial del descanso 1 se observa que no se registra un cambio notable respecto al inicio debido a que en ambos casos poseen pick en 1x y 2x, de igual magnitud, con variaciones del 5% lo cual está dentro de un rango permisible.

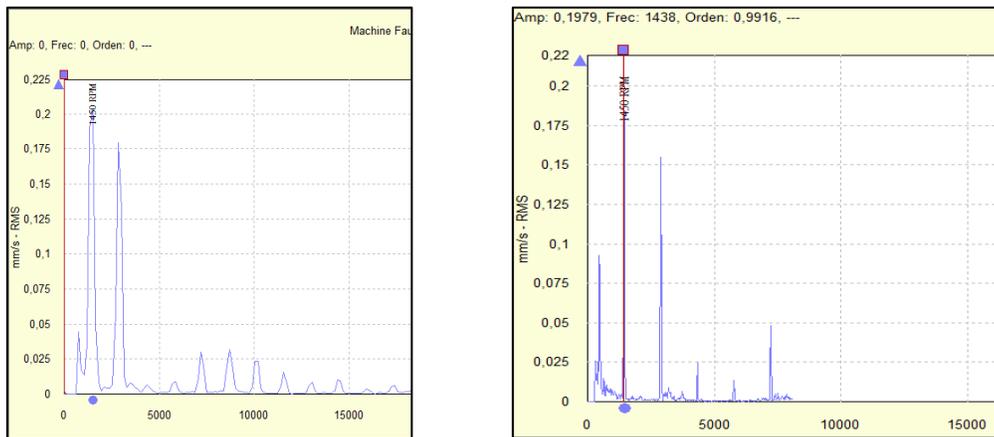


Fig. 42 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en DIA.

En la componente Horizontal del descanso 2, se aprecia que el comportamiento es similar, con 2x superior a 1x pero en chequeo post corrección se aprecia una disminución de la vibración en 20% y 45% respectivamente.

#### Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

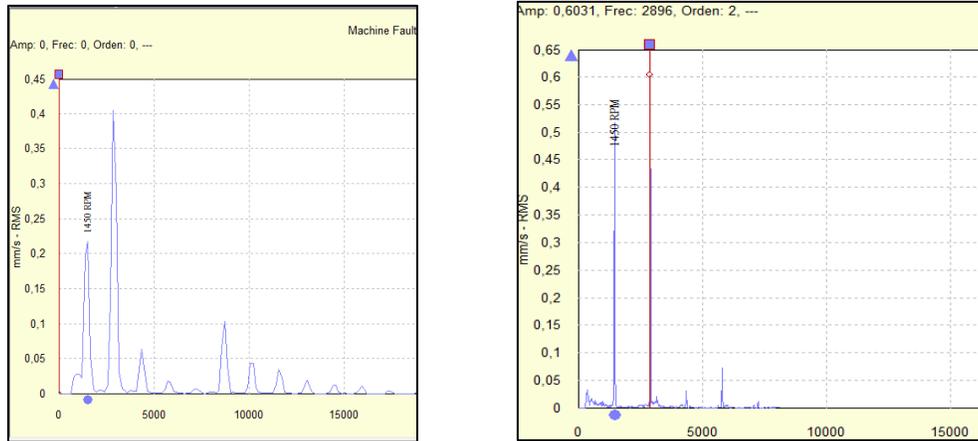


Fig. 43 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D2H.

Inicialmente en la componente vertical de D2 se observaba una pronunciación de una cresta en 2x la cual disminuyo de 0,78 mm/s a 0,19 mm/s. Demostrando un gran cambio en el comportamiento de esta componente post estudio.

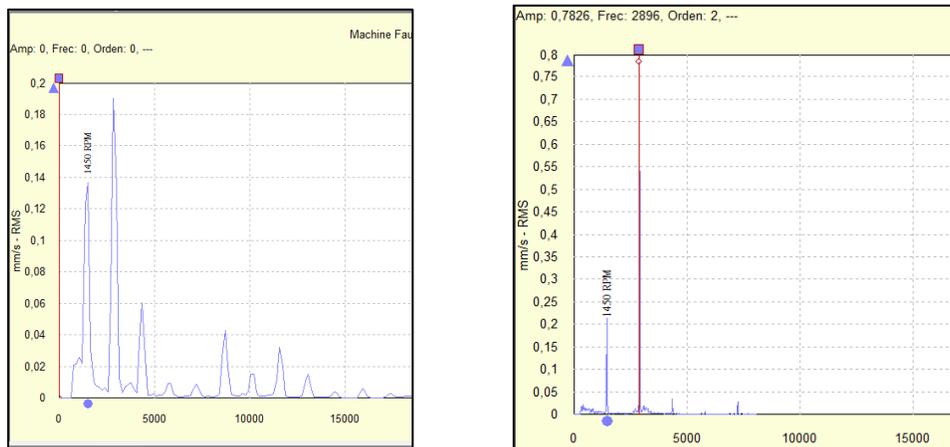


Fig. 44 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D2V.

Finalmente, en la comparación Axial en el descanso 2, se observa un comportamiento similar en ambos casos, pero de una magnitud menor en el caso de la componente 1x pero mayor en 2x.

## Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

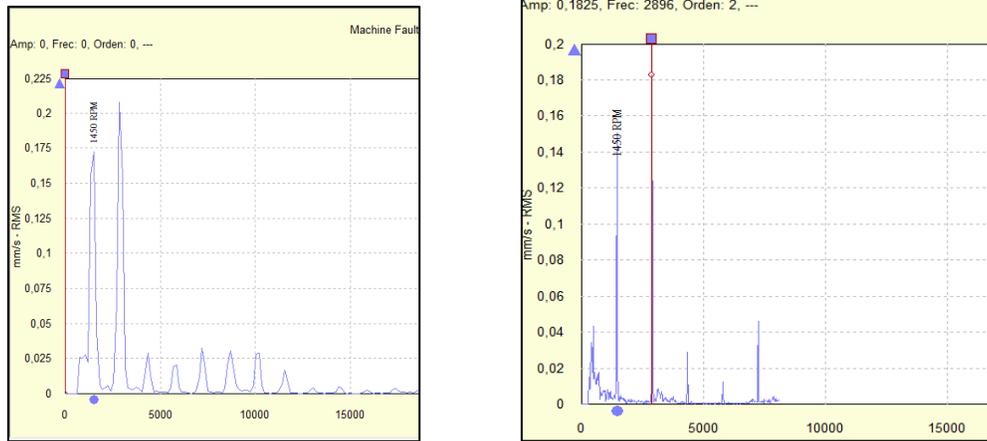


Fig. 45 Comparación condición final vs condición inicial del equipo en D2A.

Por lo observado se muestra un gran cambio en el equipo gracias al ajuste y apriete de pernos y partes móviles, aunque dado el caso de necesitarse una corrección más específica del desbalanceo se puede optar por el método de las cuatro corridas, el cual emplea el valor de la vibración global del sistema, velocidad de operación o la frecuencia en 1X.

Existen otros métodos en los cuales se mediante las orbitas de balanceo se puede estimar una corrección, pero debido a que el software SKF no logra entregar estos datos se puede optar por el método de las cuatro corridas.

En este método se realiza un primer arranque del equipo para establecer un estado inicial a una velocidad determinada. En la cual se grafican en una circunferencia de radio  $V_0$ , tres puntos a  $120^\circ$  de separación en el disco de inercia.

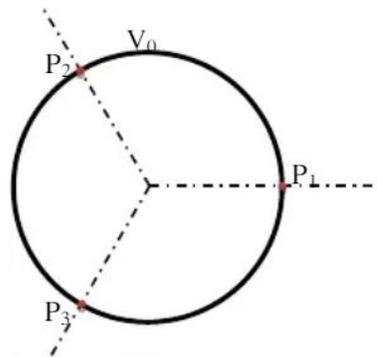


Fig. 4.32 Representación de la vibración inicial y ubicación de las masas. Fuente: Balanceo de mecanismos y máquinas. Instituto Tecnológico de la Laguna. México.

#### Capítulo 4. Procedimiento de desbalance utilizado en el banco de pruebas.

- Se selecciona una masa de prueba ( $M_t$ ), y se realiza una segunda corrida del equipo para obtener un valor de vibración  $V_1$ . Este valor se grafica (Fig. 61) en el  $P_1$  con radio  $V_1$ .
- Se mueve la masa a la posición 2 o  $P_2$  y se realiza una tercera corrida del equipo para obtener un valor de vibración  $V_2$  para luego graficarlo (Fig. 61) como radio.
- Se mueve la masa a la posición 3 o  $P_3$  y se realiza una cuarta corrida del equipo para obtener un valor de vibración  $V_3$  para luego graficarlo (Fig. 61) como radio.
- Con todos los elementos graficados (Fig. 61) se traza un vector desde el centro del plano polar hasta la zona de intersección de los tres círculos realizados ( $V_c$ ). Dicho vector nos indicara la ubicación de la masa de corrección necesaria para balancear el sistema.
- Se determina el valor de la masa de corrección utilizando la masa de prueba y los valores de la lectura inicial de vibración  $V_0$  y el valor del vector de corrección  $V_c$ . Estos están relacionados mediante la ecuación 7. [12]

$$M_c = \frac{V_0}{V_c} M_t \quad (7)$$

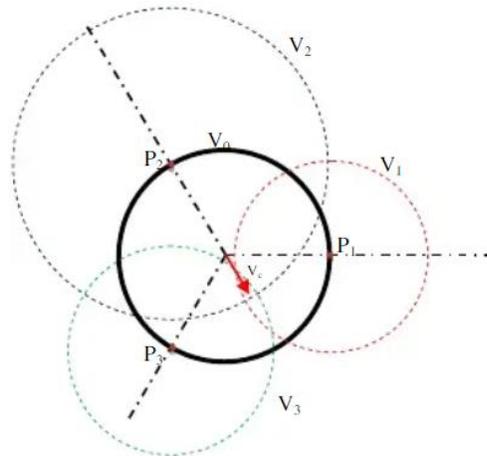


Fig. 4.33 Gráfico de determinación de vector y masa de corrección. Fuente: *Balanceo de mecanismos y máquinas. Instituto Tecnológico de la Laguna. México.*

- Finalmente se ubica la masa de corrección en el ángulo correspondiente al vector entregado para lograr balancear el sistema.

## 5.1. CONCLUSIÓN

La mayor parte del estudio fue experimental con pruebas dentro del laboratorio de mantenimiento en el cual se logró reproducir la falla por desbalanceo en el equipo reiteradas veces a una determinada velocidad de 1450 rpm la cual fue seleccionada con el fin de tener una velocidad óptima entre funcionamiento estándar y no generar daño permanente en el equipo debido a las fuerzas generadas. Mediante la norma ISO 2373 se estima la categoría del equipo como “Clase I” el cual identifica claramente sus rangos de severidad vibratoria admisibles, y de alto impacto en el equipo.

Observando el comportamiento del equipo y en base a la norma ISO 2372 el banco de pruebas inicialmente ya indicaba que su condición no era satisfactoria para trabajos prolongados, además que se encontraba con pequeñas complicaciones al trabajar, a pesar de estas fallas puntuales no crean un riesgo inicial para el equipo, operador ni red eléctrica ya que para el estudio no era necesario que este funcionara durante periodos de tiempo prolongados, así se logró evitar que se fomentara el deterioro de los componentes eléctricos y mecánicos. Si bien dejan una muestra de que no se encuentra en una condición de perfecto estado, es debido a la antigüedad del equipo, la utilización de este a lo largo de los años por parte de docentes y alumnos es de esperarse que no esté como nuevo, pero si es notable que se comporte de manera tan errática en algunos puntos y en otros se encuentre correctamente, ocurren dos comportamientos en dos zonas, en el lado del motor en punto M1, se teoriza que suelen haber interferencias entre el sensor piso eléctrico y el bobinado del motor eléctrico poniendo en duda la fidelidad de la toma de muestras en esa zona.

Dentro del estado actual del equipo se mencionó que el extremo del motor (puntos M1 y M2) tienden a poseer mayor vibración inicialmente; en un rango de 40% a 70% respecto de los descanso, es esperable ya que este es el encargado de generar la rotación para todo el equipo, aunque se llega a inferir que en el punto M1 tiene a generar mayor vibración que su contraparte M2, lo observado en el comportamiento muestra que inicialmente su comportamiento es similar en cuanto a la severidad vibratoria, al generar fallas de más impacto se observar una brecha entre la vibración de cada punto. Además, se establece que algunas direcciones de medición son más estables o leves dependiendo del caso, se aprecia gráficamente que en las componentes horizontales alcanza una mayor severidad, en cambio en la dirección axial muestran una mayor estabilidad o resistencia a la vibración.

## Capítulo 5. Conclusiones

El comportamiento en los descansos es de menor severidad, alrededor de un 60% que en el motor, aunque su comportamiento es menos predecible en las componentes horizontales y verticales, debido a que inicialmente se espera una curva ascendente a medida que se aumenten los pesos de prueba, pero ocurre una anomalía al usar los 10 gramos como peso de prueba en donde la vibración horizontal disminuye en un 73% y vertical disminuye en un 62%, este comportamiento es poco intuitivo debido a que en cada eje llegado a sobrepasar los 10 gramos ocurre algo distinto. En la dirección horizontal la vibración en el descanso 1 aumenta en gran medida casi duplicándose y en el descanso 2 esta disminuye por lo que se teoriza que ocurre una desviación en la vibración la cual se desplaza de un extremo a otro. En la dirección vertical ocurre lo mismo en el descanso 2, que disminuye radicalmente si vibración, pero en cambio el descanso 1 aumenta linealmente la vibración como se esperaba por lo que se descarta que esta vibración se desplace de un descanso a otro.

La dirección Axial en todas las mediciones demostró que es la más representativa de los sistemas, debido a que se comportó en todas las mediciones de una manera creciente según lo esperado, demostrando que el descanso 1 es el que posee mayor resistencia a la vibración entre un 15% a 20% que el descanso 2, por otra parte se observa que dentro del motor el punto 2 tiene un comportamiento creciente pero oscilante, en el cual al aumentar la vibración no siempre tiende a aumentar en gran medida, otra constante durante el estudio es que el punto M1 (lado libre del motor) es el que presenta mayor cantidad de anomalías en las mediciones, si bien en la mayoría de las mediciones mostró un comportamiento creciente, en cuatro mediciones horizontales y cuatro en mediciones verticales se mostró aumentos no relacionados a las masas de pruebas por lo que se puede inferir que este punto M1 al estar sobre la zona de la bobina del motor o cercana a ella podría haber generado algún tipo de interferencia en el equipo, teniendo en cuenta que el sensor para las mediciones era del tipo piezoeléctrico por lo que campos magnéticos generados por las bobinas podrían tener algún tipo de interferencia en él.

Dado los antecedentes de comportamiento de los puntos medidos y en las respectivas direcciones deja en evidencia que el comportamiento del equipo al ser sometido a este tipo de fallas indica que inicialmente la condición del equipo es fundamental a la hora de realizar este tipo de estudios, a su vez una falla puntual puede generar diversos problemas, ya que a pesar de trabajar generando una falla por desbalanceo esta podría llegar a dar pie a múltiples problemas de operar reiteradamente durante prolongados periodos de trabajo, ya sea generando un

desalineamiento debido a las fuertes vibraciones, desgaste en rodamientos, aflojamiento de tuercas, pernos, daños en la estructura de trabajarse con velocidades superiores, incluso a una fractura en las estructura soportante o base del banco de pruebas.

Enfocado en el mantenimiento del equipo, y de otros similares que realicen las mismas funciones se debe priorizar el tener un monitoreo constante del mismo, no solo en la vibración excesiva sino también en lubricación y estado de rodamientos ya que todos los equipos sufren cambios durante su funcionamiento, dependiendo se las condiciones de este se verá afectado en mayor o menor gravedad y en rangos de tiempos menores o mayores, por lo que identificar los puntos de riesgo dadas las condiciones en las que trabajara puede hacer la diferencia en tener un equipo funcionando correctamente durante varios años cumpliendo toda su vida útil o tener una muerte temprana de la máquina generando costos innecesarios de operación, reparación o por la compra de un nuevo equipo.

### **5.2. RECOMENDACIONES**

Visto el comportamiento del equipo previo a la generación de fallas se buscaría establecer un ajuste al banco de pruebas con el fin de mantenerlo dentro de las condiciones aceptables y mantenerlo en funcionamiento regularmente para futuras experiencias prácticas. Para ello se recomienda generar un ajuste en las partes móviles y el acople, además de que reciba un mantenimiento cada semestre o año (dependiendo de su regularidad de uso y las pruebas realizadas en él) ya sea un ajuste de pernos, tuercas, descansos, acople o rodamientos, con el fin de mantener un estado óptimo.

Cabe destacar que el banco de pruebas según el fabricante indica que pueden realizarse alrededor de 35 tipos de pruebas distintas en él, pero requiere de algunos elementos extras por lo que se debería complementar para futuras experiencias ya sea de transmisión de potencia mediante correas o engranajes, o incluso la determinación de frecuencias naturales de los materiales que lo componen, entre otras pruebas interesantes de realizarse dentro del laboratorio y la propia escuela.

Mencionando el software SKF, el cual cumplió un rol fundamental para la extracción y registro de muestras, posea gran variedad de funciones las cuales no pudieron ser aplicadas debido al enfoque de este estudio por lo que gran parte del potencial de este aun no es aprovechado en su totalidad, aun así las herramientas entregadas para un análisis exhaustivo se debería establecer

## Capítulo 5. Conclusiones

en una correcta configuración del programa y dar un enfoque en la utilización de estas herramientas las cuales serán requeridas en el ambiente laboral como lo serían por ejemplo el cálculo de orbitas y forma de ondas.

## REFERENCIAS

- [1] Castelli, M., & Andrade, M. (2007). *Metodología de monitoreo, detección y diagnóstico de fallos en motores asíncronos de inducción*. Universidad de Montevideo.
- [2] Moore, R. Pardue, J & Piety, K. (1993) "Blueprint for Reliability," *Maintenance Technology*, pp. 23-27.
- [3] Tapia, R. (2016, 21 abril). *Importancia de los motores eléctricos en la sociedad*. MILENIO. <https://www.milenio.com/opinion/varios-autores/universidad-politecnica-de-tulancingo/importancia-de-los-motores-electricos-en-la-sociedad>
- [4] Saavedra P., Análisis De Vibraciones De Máquinas Rotatorias, NIVEL 1, "Bases del mantenimiento predictivo y del diagnóstico de fallas en máquinas rotatorias", Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Concepción. 1998.
- [5] Fernández, A. (2017, 25 enero). *Medida de fase*. Power-MI. <https://power-mi.com/es/content/medida-defase#:~:text=La%20fase%20es%20un%20par%20metro,diagn%C3%B3stico%20de%20aver%C3%ADas%20en%20general>.
- [6] MetAs y Metrólogos Asociados. (2009, marzo). Desbalanceo mecánico. <http://www.metas.com.mx/guiamet/La-Guia-MetAs-09-03-desbalanceo-mecanico.pdf>
- [7] Servicio de salud y riesgos laborales educativos. (2006). *Ficha de prevención: Vibraciones mecánicas*.
- [8] Universidad gran mariscal de ayacucho. (2017, junio). *CATEGORIAS DE PATOLOGIAS CLASIFICADAS EN VIBRACIONES DE MAQUINARIA ROTATIVA*.
- [9] Sánchez Moreti, J. A., & Meruane Naranjo, V. (2014). *Diagnóstico de fallas incipientes mediante la variación angular instantánea*.
- [10] Peña Montero, F. (2013). *ALINEAMIENTO y BALANCEO MEDIANTE EL ANALISIS DE SEÑALES VIBRATORIAS*. Universidad del Bio-Bio.
- [11] Pérez, J. (2017) *Implementación de un sistema de análisis de vibraciones mecánicas en el laboratorio de mantenimiento de la universidad de Talca*. Universidad de Talca, Chile.

- [12] LECCIÓN 10 Balanceo de mecanismos y máquinas. Instituto Tecnológico de la Laguna. México.
- [13] Diaz del Castillo, F. (2011) *Laboratorio de tecnología de materiales. Lecturas de ingeniería 17 Vibraciones Mecánicas*. Facultad de estudios superiores Cuautitlán. México.
- [14] Armas Cardona, R. Piedra Diaz, M. (2001) *Las vibraciones mecánicas y su aplicación al mantenimiento predictivo*. Centro de altos estudios gerenciales ISID. Caracas, Venezuela.
- [15] Fuentes Salcedo, F. (2022) *Mantenimiento Predictivo. Vibraciones mecánicas*.
- [16] ISO 10816-3: 1995, Vibración mecánica – Evaluación de la vibración de máquinas en base a su medición en Partes No-Rotatorias – Parte 3: Máquinas industriales con potencia nominal sobre 15 kW y velocidades nominales entre 120 r/min y 15000 r/min cuando se mide en terreno.
- [17] ISO 2372: Vibraciones mecánicas de máquinas que operan con velocidades entre 10 y 200 (rev/s). Bases para especificar estándares de evaluación.
- [18] ADEMINSAC. Ahorro de energía y mantenimiento industrial S.A.C. [En línea] [Citado el: 5 de Junio de 2017.] <http://es.calameo.com/read/00326301473770c7669b0>.
- [19] Cruz, H. Reyes, A. Rendón, E. Alejo, R. (2018) *Estudio del desbalance de clases en bases de datos de microarrays de expresión genética mediante técnicas de Deep Learning*. Instituto tecnológico de Toluca & Universidad autónoma del estado de México, México.

## ANEXOS

### ANEXO 6.1: ETRACTO NORMA 2372

Guías generales para la toma de mediciones desde las cuales se obtiene la severidad vibratoria.

I. Equipos de medición

Antes de realizar las medidas, asegúrese que el instrumento de medición entregará el valor RMS de la velocidad vibratoria en el rango de frecuencias de 10 a 1000 (Hz). Además, verifique que el instrumento y sensor de vibraciones usado soportan las condiciones ambientales tales como temperatura, campos magnéticos, longitud del cable, orientación del sensor. Especial atención debe ponerse en que el sensor esté correctamente montado y que su presencia no altere las vibraciones de la máquina.

II. Soporte para la máquina a ensayar

Los soportes, o bases en la que la máquina va montada puede afectar significativamente los niveles vibratorios medidos en la máquina. De aquí, que cuando se ensaya una máquina en el taller debería hacerse sobre un tipo de soporte similar al que va a ser montado.

Dos tipos de soportes (o fundación) se usan para clasificar la severidad vibratoria. Para un soporte flexible, la frecuencia natural fundamental del sistema soporte/máquina es más bajo que su frecuencia principal de excitación (es decir, máquinas que giran sobre su primera velocidad crítica). Para un soporte rígido, la frecuencia fundamental del sistema soporte/máquina es mayor que su frecuencia principal de excitación.

III. Puntos de medición

Hay al menos un punto en la máquina (sus descansos) donde es importante conocer si vibración significativa está presente. Otro punto importante es en los pies de la máquina (esto es, los puntos de unión a la fundación).

Las mediciones deben ser realizadas sobre cada descanso principal de la máquina, en las direcciones radiales (vertical y horizontal) y en la dirección axial. Debe tomarse precauciones para asegurarse que las medidas representan la vibración de la caja de los descansos y no incluyen una resonancia local.

IV. Condiciones de operación

Las mediciones deben realizarse cuando el rotor y los descansos principales han alcanzado sus temperaturas estacionarias de trabajo y con la máquina funcionando bajo

## Anexos

condiciones nominales (voltaje, flujo, presión, carga). En máquinas con velocidad variable, las mediciones deberían realizarse en las condiciones extremas. Los valores medidos máximos serán considerados representativos de la severidad de la vibración.

[17]

## **ANEXO 6.2: COMENTARIOS A LOS ESTANDARES NORMA ISO 2372 E ISO 3945**

- I. Estos estándares son aplicables a máquinas rotatorias que giran entre 10 y 200 rev/seg (600 a 12000 cpm). No son aplicables a máquinas que tienen elementos con movimientos alternativos (compresores alternativos, motores Diesel), ni son aplicables a máquinas que Funcionan con grandes masas desbalanceadas (harneros vibratorios, centrífugas, etc.).
- II. El parámetro utilizado para evaluar la severidad de la vibración respecto a la "necesidad de mantener libre de problemas la operación de las máquinas que pueden estar sometidas a la degradación de sus componentes", es el valor RMS de la velocidad vibratoria medida en el rango de frecuencias de 10 a 1000 Hz (600 a 60.000 cpm). Por lo tanto, es necesario verificar si los equipos de medición utilizados pueden satisfacer estos requerimientos. Los puntos donde se realiza normalmente esta medición es en la caja de los descansos de la máquina en las direcciones vertical, horizontal y axial... Para evaluar la severidad vibratoria en la máquina, se toma el mayor valor medido.
- III. De la Tabla N°2 se observa que los rangos vibratorios (0.28; 0.45; 0.71; 1.12; 1.18, etc.) están separados aproximadamente en 1.6 veces. Es decir, se estima que se produce un cambio en el nivel vibratorio, cuando las vibraciones varían en un 60% aproximadamente.  
  
Estas variaciones deben establecerse lo suficientemente próximos de manera que un cambio en el nivel vibratorio sea reconocido con bastante prontitud como para permitir acciones correctivas, pero al mismo tiempo debe ser capaz de tolerar variaciones normales por condiciones de operación de la máquina (por ejemplo, los cambios de temperatura a lo largo del día cambian la condición de alineamiento de los rotores y por lo tanto el nivel vibratorio lo mismo sucede al cambiar el flujo de operación en una bomba centrífuga, o la carga en una caja de engranajes).  
  
De la Tabla N°2 también se observa que se produce un cambio en la condición de la máquina (pasa de una evaluación buena a satisfactoria, o de satisfactoria a insatisfactoria o de insatisfactoria o inaceptable) cada vez que se producen dos cambios en el nivel

vibratorio,  $Q \times 1.6 = 2.5$ ), es decir, cuando la vibración aumenta en aproximadamente 2,5 veces.

El criterio anterior es el que permite definir una carta de severidad de vibraciones para una máquina en particular. Por ejemplo, suponga que las vibraciones medidas cuando se instala una máquina en buenas condiciones son  $V_s = I$ (mm/s). De lo anterior cada vez que la vibración aumenta en 2,5 veces cambia la condición. Es decir:

$V_{RMS}$	=	1 (mm/s)	=>	condición buena
	=	2,5 (mm/s)	=>	condición satisfactoria
	=	6.3 (mm/s)	=>	condición insatisfactoria
	$\geq$	15.6(mm/s)	=>	condición inaceptable

- IV. Un nivel vibratorio bueno significa que la máquina va a funcionar libre de problemas vibratorios. Específicamente que los elementos de la máquina diseñados o seleccionados para tener una determinada vida finita nominal, van a tener la duración esperada (por ejemplo, si los rodamientos están seleccionados para durar 5 años van a durar 5 años) y los elementos de la máquina diseñados para tener una vida infinita no van a fallar (el eje de la máquina no se va a romper, las fundaciones no se van a agrietar, los pernos no se van a cortar, etc.)

A medida que el nivel vibratorio aumenta y la máquina pasa a una condición inaceptable, significa que los elementos de la máquina especificados Para tener vida finita, tendrán una duración muy por debajo de su vida esperada (por ejemplo, los rodamientos seleccionados Para tener una vida de \$ años, durarán unos pocos meses o solamente días, dependiendo de la máquina y del nivel vibratorio) y que los elementos especificados para vida infinita empezarán a fallar (carcasas agrietadas, soldaduras rotas, etc.)

- V. Debo tenerse presente que el valor medido es un valor global, similar en el caso del ser humano a la temperatura o presión arterial. Esto significa que un valor vibratorio bueno no e Bura que no se produzca un problema específico en la máquina. Para asegurarse que ello no ocurra es necesario controlar otros parámetros más específicos, como se verá más adelante.
- VI. Note que los rangos de igual severidad vibratoria corresponden a un nivel determinado de la velocidad RMS, independiente de la frecuencia de la vibración. Sin embargo, si se

midiera desplazamiento o aceleración, sería necesario conocer la frecuencia de la vibración para utilizar este estándar.

Tomemos como ejemplo una máquina clase IV que tiene una vibración senoidal cuyo valor pico de la velocidad  $V_0 = 8$  mm/s (0.3142 plg/s) y por lo tanto su valor  $V_{RMS} = 0.707 V_0 = 5,65$  mm/s. Este nivel vibratorio de acuerdo con Tabla N°2 es calificado como "satisfactorio". Estas mediciones, como establece este estándar, están limitadas a un rango de frecuencias entre 10 y 1000 Hz. En los valores extremos de frecuencias, la velocidad vibratoria de  $V_0 = 8$  mm/s, corresponde a un desplazamiento vibratorio pico a pico de 10 mils (254  $\mu$ ) a 10 Hz (600 cpm), o a una aceleración vibratoria pico de 5.1g a 1000 Hz (6000 cpm); valores de desplazamiento y aceleración que se pueden considerar en el límite como satisfactorios aún. Sin embargo, fuera de este rango de frecuencias se obtiene para el desplazamiento y la aceleración, valores inaceptables. Por ejemplo, considere una vibración a 1 Hz (60 cpm) de valor  $V_0 = 8$  mm/s. Esto es equivalente a un desplazamiento pico a pico de 100 mils (2540  $\mu$ m) lo cual es obviamente inaceptable. Lo mismo sucede en las altas frecuencias con el valor de la aceleración. Por ejemplo, considere la vibración de  $V_0 = 8$  mm/s, pero ahora a 10.000 hz (600.000 cpm), (correspondiente por ejemplo a una frecuencia de engrane o de paso de álabes en una turbina a vapor). Esto es equivalente a una aceleración de 51 g, lo cual obviamente también es inaceptable.

## **ANEXO 6.3: TERMINOS FUNDAMENTALES DE BALANCEO**

### **CENTRO DE GRAVEDAD**

El término centro de gravedad se puede considerar como el centro de masa. Su alineamiento diferiría solo en cuerpos largos en los que la fuerza gravitacional de la tierra no es la misma para todos los componentes del cuerpo. El hecho que estos puntos sean los mismos para la mayoría de los cuerpos, es la razón porque los balanceadores estáticos (no – rotacionales), los cuales pueden solo medir el centro de gravedad, pueden ser usados para localizar el centro de masa.

### **CENTRO DE MASA**

El centro de masa es el punto del cuerpo donde se concentra el valor de todas sus masas. Si un vector de fuerza pasa a través de este punto el cuerpo se moverá en línea recta, sin rotación. La segunda ley de Newton del movimiento describe este movimiento como  $F = m \cdot a$ , donde la suma de fuerzas  $F$ , actuando sobre un cuerpo es igual al producto de la masa ( $m$ ), por la aceleración ( $a$ ).

### **EJES GEOMÉTRICOS**

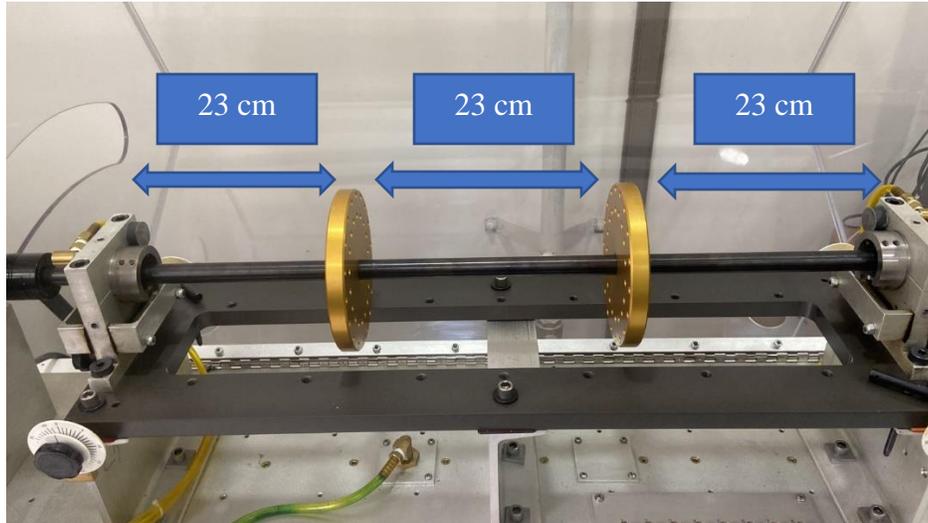
El eje geométrico se conoce también como eje de rotación. Este eje de rotación es determinado ya sea por la superficie sustentadora rotatoria, la cual existe en la pieza de trabajo, o por la superficie de montaje. Una adecuada superficie de montaje establece el centro de rotación en el plano del centro de masa (el punto en el cual el centro de masa está localizado).

### **EJE DE INERCIA PRINCIPAL**

Cuando una parte no tiene forma de disco y tiene longitud a través del eje de rotación, ésta gira en el espacio libre sobre una línea. Esta línea es llamada “eje principal de inercia”, el centro de masa es un punto sobre esta línea. Cuando el eje de inercia principal coincide con el eje de rotación, la parte girará sin fuerzas de desbalance. En resumen, un estado de balance es una condición física que existe cuando hay una distribución de masa total uniforme. El balanceo estático existe cuando el centro de masa está sobre el eje de rotación. Mientras que, el balanceo dinámico y de acoplamiento existen cuando el eje principal de inercia coincide con el eje de rotación.

## ANEXO 6.4: CONFIGURACION BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas fue utilizado en prácticamente las condiciones que se encontraba, debido que otro alumno también realizaría trabajo en el por lo que se decidió no alterar drásticamente el equipo en cuanto a su montaje.



*Fig. 46.4.1 Configuración de discos de inercia en banco de pruebas.*



*Fig. 6.4.2 Disco de inercia con masa de 8 gr a 72,5 mm del centro.*

## ANEXO 6.5: ESPECTRO DE REFERENCIA PARA SOLTURAS MECÁNICAS

**Soltura mecánica tipo A:** Causada por soltura o debilitamiento estructural del pie de la máquina, la placa base, cimentación o distorsión del bastidor o base.

**Soltura mecánica tipo B:** Causada por soltura de pernos de la bancada, fisuras de la estructura del bastidor o en el pedestal del cojinete.

**Soltura mecánica tipo C:** Causado por ajuste inadecuado entre las partes componentes, puede provocar numerosos armónicos debido a la respuesta no lineal de partes flojas y fuerzas dinámicas del rotor. También se aprecia un aumento en el ruido de fondo del espectro.



Fig. 6.5.1 Espectro de soltura mecánica. [18]