



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA INDEPENDIENTE
PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

VIBRACIONES MECÁNICAS EN MOTORES ROTATIVOS TRIFÁSICOS DE 2 HP DE POTENCIA PARA PREVENIR DESBALANCE MEDIANTE UNA ESTRATEGIA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO EN EL LABORATORIO DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

AUTOR: NELSON RODRIGO POAQUIZA RIVERA

TUTOR: ING. MAURICIO CARRILLO

AMBATO-ECUADOR

2015

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del trabajo investigativo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: “VIBRACIONES MECÁNICAS EN MOTORES ROTATIVOS TRIFÁSICOS DE 2 HP DE POTENCIA PARA PREVENIR DESBALANCE MEDIANTE UNA ESTRATEGIA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO EN EL LABORATORIO DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA”, elaborado por el señor NELSON RODRIGO POAQUIZA RIVERA egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

- ✓ Que la presente tesis es original de su autor.
- ✓ Ha sido revisada en cada uno de sus capítulos.
- ✓ Está concluida y puede continuar con el trámite correspondiente

Ambato, Mayo del 2015

Ing. Mauricio Carrillo
TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO

Yo NELSON RODRIGO POAQUIZA RIVERA con C.I.: 180437807-1, tengo a bien indicar que los resultados expuestos en el trabajo de investigación: “VIBRACIONES MECÁNICAS EN MOTORES ROTATIVOS TRIFÁSICOS DE 2 HP DE POTENCIA PARA PREVENIR DESBALANCE MEDIANTE UNA ESTRATEGIA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO EN EL LABORATORIO DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA”, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, son exclusivamente originales y auténticos de mi persona, como autor de este trabajo de grado.

Ambato, Mayo del 2015

EL AUTOR

Nelson Rodrigo Poaquiza Rivera

C.I. 180437807-1

DEDICATORIA

Esta tesis va dedicada a mi Dios, mi todo, poderoso, grande y majestuoso, por permitirme llegar a este momento tan especial en mi vida. Por los triunfos y los momentos difíciles que me han enseñado a valorarlo cada día más.

Con todo mi cariño y mi amor para las personas que hicieron todo en la vida para que yo pudiera lograr mis sueños, por motivarme y darme la mano cuando sentía que el camino se terminaba, por acompañarme toda mi vida estudiantil, a mi Padre Luis Amable Poaquizza y mi madre María Elvira Rivera por siempre mi corazón y mi agradecimiento papitos.

A tu paciencia y comprensión que me inspiraste a ser mejor para ti, gracias por estar a mi lado, te amo Virginia Pilar.

A mis hermanos David y Nelly que estuvieron siempre junto a mí, y mi sobrinito Diego Ismael que día a día va creciendo y algún día verá este trabajo.

A todos mil pero mil gracias por su apoyo comprensión y consejos en los momentos difíciles.

Nelson Rodrigo

AGRADECIMIENTO

Gracias DIOSITO, por la fuerza, valor y salud para lograr mis metas y uno de mis sueños convertidos en realidad.

A mis Padres por su apoyo incondicional para lograr mi sueño siempre estarán en mi mente y mi corazón.

A mi tutor de tesis Ing. Mauricio Carrillo por guiar este trabajo investigativo hasta su exitosa culminación.

A la Universidad Técnica de Ambato y docentes de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, por haberme brindado sus conocimientos y prepararme para enfrentar los retos de mi vida profesional.

Nelson Rodrigo

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

A. PÁGINAS PRELIMINARES	PÁGINAS
TEMA	I
APROBACIÓN DEL TUTOR.....	II
AUTORÍA DEL TRABAJO DE GRADO	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO	V
ÍNDICE GENERAL	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS	XV
RESUMEN EJECUTIVO	XVII
B. TEXTO	
INTRODUCCIÓN	XIX

CAPÍTULO I

PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 TEMA.....	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN	1
1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO	2
1.2.3 PROGNOSIS.....	3
1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.2.5 PREGUNTAS DIRECTRICES	3
1.2.6 DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA	4
1.2.6.1 De contenido	4
1.2.6.2 Espacial	4

1.2.6.3 Temporal	4
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	4
1.4 OBJETIVOS.....	5
1.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	5
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	7
2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA	8
2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL	9
2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES.....	9
2.4.1 SISTEMAS DE MEDICIÓN Y CONTROL	10
2.4.1.1 Sistema Eléctrico/ Electrónico	10
2.4.1.2 Implementación, Análisis y Simulación en el Software	12
2.4.2 VIBRACIONES EN EL CAMPO DE LA INGENIERÍA MECÁNICA .	13
2.4.2.1 Vibraciones en Máquinas.....	13
2.4.2.2 Descripción de las vibraciones.....	17
2.4.2.3 Identificación de las causas de vibración mecánica.....	21
2.4.2.4 Monitoreo de condición por Análisis de Vibraciones.....	26
2.4.2.5 Magnitud de las vibraciones.....	27
2.4.3 MOTORES TRIFÁSICOS.....	30
2.4.3.1 Principio de Funcionamiento	30
2.4.3.2 Partes y Funcionamiento del Motor Eléctrico Trifásico	31
2.4.3.3 Tipos y Características del Motor Eléctrico Trifásico	32
2.4.3.4 Motores Síncronos	32
2.4.3.5 Motor Asíncrono	33
2.4.4 DISEÑO MECÁNICO.....	34
2.4.4.1 Requisitos de Diseño.....	35
2.4.4.2 Sistema Mecánico	36
2.4.5 MÁQUINAS ELÉCTRICAS	38

2.4.5.1 Clasificación de las Máquinas Eléctricas.....	39
2.4.5.2 Parámetros nominales	40
2.4.6 DESBALANCE EN MOTORES	41
2.4.6.1 Fuentes de desbalance	41
2.4.6.2 Tipos de desbalance	42
2.4.6.3 Como medir el Desbalance Mecánico.....	43
2.5. HIPÓTESIS	45
2.6. SEÑALAMIENTO DE VARIABLES	45

CAPÍTULO III METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE	46
3.2 MODALIDAD Y TIPO DE INVESTIGACIÓN	46
3.2.1 MODALIDAD	46
3.2.2. NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN	47
3.3. POBLACIÓN Y MUESTRA	47
3.4 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	48
3.4.1 VARIABLE INDEPENDIENTE	48
3.4.2 VARIABLE DEPENDIENTE	49
3.5. TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN	50
3.6. PLAN DE PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS	50
3.6.1. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	51

CAPÍTULO IV ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	52
4.1.1. PARÁMETROS DE ESTRATEGIA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO	52
4.1.1.1 Detección: Reconocimiento del problema	52
4.1.1.2 Análisis: Localización de la causa del problema	53

4.1.1.3 Corrección: Encontrar el momento y forma de solucionar el problema	54
4.1.2 CARACTERÍSTICA DEL DISPOSITIVO PARA ADQUIRIR SEÑALES DE VIBRACIÓN MECÁNICA	54
4.1.2.1 Productos para la Detección y Control USB Phidgets	55
4.1.3. PARÁMETROS DE LOS SENSORES DE ADQUISICIÓN DE SEÑALES DE VIBRACIÓN MECÁNICA	57
4.1.3.1. Costo	57
4.1.3.2. Precisión	58
4.1.3.3. Adquisición de Datos	58
4.1.3.4. Factibilidad de Implementación	59
4.1.4. DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO DE SIMULACIÓN	59
4.1.4.1. Parte Mecánica Del Prototipo	59
4.1.4.2. Parte Electrónica Del Prototipo	60
4.1.4.3. Parte Software Del Prototipo	60
4.2. INTERPRETACIÓN DE DATOS	61
4.2.1. DETECCIÓN DEL EFECTO DE DESBALANCE	62
4.2.1.1 Vibración en Motor Eléctrico trifásico debido a Desbalance	65
4.2.1.2 Medición de Vibraciones en Condiciones Normales	67
4.2.1.3 Medición de Vibraciones en Condiciones anormales con carga 1.....	76
4.2.1.4 Medición de Vibraciones en Condiciones anormales con carga 2.....	85
4.2.1.5 Medición de Vibraciones con chumaceras flojas.....	94
4.2.2 VIBRACIÓN EN ENGRANAJES	102
4.2.2.1 Medición de Vibración con engranajes en estado normal	105
4.2.2.2 Medición de Vibración Diente Desgastado.....	117
4.2.2.3 Medición de Vibración Diente Roto	126
4.2.3. INTERPRETACIÓN DE DESBALANCE.....	135
4.2.3.1 Motor sin masa de desbalance.....	135
4.2.3.2 Motor con masas de desbalance	135
4.2.3.3 Desbalance en Chumaceras.....	138
4.2.3.4 Desbalance en Engranajes.....	140
4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS.....	143

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES	149
5.2. RECOMENDACIONES	151

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

6.1 DATOS INFORMATIVOS.....	153
6.1.1 TEMA	153
6.1.2 INSTITUCIÓN EJECUTORA.....	153
6.1.3 BENEFICIARIOS.....	153
6.1.4 UBICACIÓN.....	153
6.1.5 EQUIPO TÉCNICO RESPONSABLE.....	154
6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA.....	154
6.3 JUSTIFICACIÓN.....	155
6.4 OBJETIVOS.....	155
6.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	155
6.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	155
6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD.....	156
6.6 FUNDAMENTACIÓN	156
6.6.1 CÁLCULO DEL TORQUE MÁXIMA QUE SOPORTA EL MOTOR	157
6.6.2 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE MOTOR ELÉCTRICO	159
6.6.3 FLUJOGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO.....	160
6.6.4 ADQUISICIÓN DE DATOS MEDIANTE EL MONITOREO	161
6.6.4.1 VI para adquisición de señales.....	163
6.6.4.2 Procesamiento de dato a señales	165
6.6.4.3 VIs para presentación de los datos.....	169
6.6.5. PROGRAMACIÓN DEL EQUIPO A MONITOREARSE.....	172
6.6.5.1 Ingreso de frecuencia de rotación y el tipo de equipo.....	172
6.6.5.2 Acumulación y lectura de datos del acelerómetro en un archivo de	

texto.....	173
6.6.5.3 Análisis Espectral adquiridos con el sensor de aceleración	174
6.6.5.4 Determinar picos altos provenientes de los espectros de velocidad	174
6.6.5.5 Análisis de la Norma de Severidad	175
6.6.6 DIAGRAMA DE POTENCIA Y SIMULACIÓN ELECTRÓNICA.....	176
6.6.7 DISEÑO GRÁFICO DE INTERFAZ HOMBRE – MÁQUINA	177
6.7. METODOLOGÍA	181
6.8 ADMINISTRACIÓN	186
6.8.1 ANÁLISIS DE COSTOS	186
6.8.1.1 Costos Directos	186
6.8.1.2 Costos Indirectos	187
6.8.1.3 Costos Total de Inversión.....	188
6.8.2 FINANCIAMIENTO	188
6.9 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DE LA PROPUESTA	189
6.9.1 CONCLUSIONES	189
6.9.2 RECOMENDACIONES	190
6.10 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN	190
BIBLIOGRAFÍA	192
ANEXOS.....	194

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Categoría Fundamental	9
Figura 2.2 Lazo de control de velocidad.....	10
Figura 2.3 Tarjeta de Adquisición de Datos.....	11
Figura 2.4 Acelerómetro	12
Figura 2.5 Ejemplo de la relación fuerza-vibraciones	14
Figura 2.6 a) Distribución de fuerzas b) Relación fuerza-desplazamiento	15
Figura 2.7 Representación espectral de las vibraciones debido al desbalance	16
Figura 2.8 Forma dominio del tiempo.....	16
Figura 2.9 Vibración Armónica	19
Figura 2.10 Vibración Periódica	20
Figura 2.11 Vibración Aleatoria	20
Figura 2.12 Espectro de Vibración con Desbalance rotor en voladizo	22
Figura 2.13 Espectro de Vibración con Desbalance Chumacera	22
Figura 2.14 Espectro de engranajes normal	24
Figura 2.15 Espectro de desgaste de diente del engrane	25
Figura 2.16 Espectro diente roto	25
Figura 2.17 Transformada Rápida de Fourier	27
Figura 2.18 Medidas de Amplitud	28
Figura 2.19 Desfase entre magnitudes	29
Figura 2.20 Magnitudes en frecuencias	29
Figura 2.21 Rotor de polo no saliente	33
Figura 2.22 Rotor de polos salientes	33
Figura 2.23 Motor jaula de ardilla.....	34
Figura 2.24 Motor de rotor bobinado con anillos rozantes	34
Figura 2.25 Eje principal.....	37
Figura 2.26 Chumacera	37
Figura 2.27 Engrane Recto.....	38
Figura 2.28 Desbalance estático.....	42
Figura 2.29 Desbalance Dinámico	43
Figura 2.30 Medir vibraciones	44

Figura 4.1 Método de enlazar potencia mecánica a) engranes b) acople flexible.....	61
Figura 4.2 Espectro de velocidad de desbalance.....	62
Figura 4.3 Sentido de medición	64
Figura 4.4 Colocación de sensor sobre el motor	65
Figura 4.5 Adquisición de datos z) vertical, y) horizontal, x) axial.....	103
Figura 4.6 Engrane en buen estado	103
Figura 4.7 Engrane conducido desgastado.....	104
Figura 4.8 Engrane conducido roto un diente	104
Figura 4.9 Velocidad de entrada engranes	107
Figura 4.10 Velocidad de 600 rpm.....	136
Figura 4.11 Velocidad de 1200 rpm.....	136
Figura 4.12 Velocidad de 1740 rpm.....	137
Figura 4.13 Valores de Amplitud chumaceras 1	139
Figura 4.14 Valores de Amplitud chumaceras 2.....	139
Figura 4.15 Interpretación engrane buen estado	141
Figura 4.16 Interpretación engrane diente desgastado.....	142
Figura 4.17 Interpretación engrane diente roto	143
Figura 6.1 Flujograma mantenimiento predictivo.....	161
Figura 6.2 Diagrama de flujo software de mantenimiento predictivo	162
Figura 6.3 Identificación de datos.....	163
Figura 6.4 Datos ordenados monitoreados.....	164
Figura 6.5 Lectura de Datos Phidgets	164
Figura 6.6 Cierra conexión dispositivo	164
Figura 6.7 Finaliza Intercambio de datos.....	164
Figura 6.8 Interrumpe programa	165
Figura 6.9 Tabla de datos	165
Figura 6.10 Grafico X-Y	165
Figura 6.11 Especificación del elemento	166
Figura 6.12 División de señal.....	166
Figura 6.13 Tiempo de espera.....	166
Figura 6.14 Dimensión de la matriz.....	167

Figura 6.15 Nivel de vibración.....	167
Figura 6.16 Conversión de aceleración a velocidad.....	167
Figura 6.17 Conversión de un grupo a matriz.....	168
Figura 6.18 Busca un pico.....	168
Figura 6.19 Espectro de frecuencia.....	168
Figura 6.20 Estructura de casos	169
Figura 6.21 Repite un subdiagrama	169
Figura 6.22 Reporta tabla a Excel	169
Figura 6.23 Crea tipo de reporte	170
Figura 6.24 Desecha reporte	170
Figura 6.25 Anexa imagen al informe.....	170
Figura 6.26 Waveform Graph	171
Figura 6.27 Waveform Chart	171
Figura 6.28 Informe en tabla.....	172
Figura 6.29 Programación de selección del equipo y frecuencia.....	172
Figura 6.30 Adquisidor de datos mediante el sensor	173
Figura 6.31 Lectura de datos y almacenamiento.....	174
Figura 6.32 Programación análisis espectral.....	174
Figura 6.33 Determinación de picos espectrales.....	175
Figura 6.34 Programación de la Norma ISO 2372.....	175
Figura 6.35 Diagrama de Potencia	176
Figura 6.36 Diagrama Control Electrónico	176
Figura 6.37 Pantalla HMI.....	177
Figura 6.38 Escenario Dominio del Tiempo	178
Figura 6.39 Escenario Dominio de la frecuencia.....	179
Figura 6.40 Escenario de Informe Final.....	180
Figura 6.41 Verificar el ajuste del motor	181
Figura 6.42 Primer método de enlazar potencia.....	181
Figura 6.43 Disco colocado masa	182
Figura 6.44 Conexión variador de frecuencia	182
Figura 6.45 Programación del Variador.....	183
Figura 6.46 Conexión parte electrónica	183

Figura 6.47 Conexión sensor de aceleración.....	184
Figura 6.48 Conexión encoder	184
Figura 6.49 Conexión Relés.....	184
Figura 6.50 Segundo método de enlace de potencia.....	185
Figura 6.51 Engrane desgatado y roto.....	185

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Fórmula análisis de un par de engranes	24
Tabla 3.1 Operacionalización de Variable Independiente	48
Tabla 3.2 Operacionalización de Variable Dependiente.....	49
Tabla 3.3 Técnicas e Instrumentos.....	50
Tabla 4.1 Costo de productos Phidgets	58
Tabla 4.2 Clasificación de equipos	63
Tabla 4.3 Severidad de la vibración.....	64
Tabla 4.4 Lectura de datos y Espectro en condiciones normales a 600rpm	67
Tabla 4.5 Lectura de datos y Espectro en condiciones normales a 1200rpm	70
Tabla 4.6 Lectura de datos y Espectro en condiciones normales a 1740rpm	73
Tabla 4.7 Lectura de datos y Espectro a 600rpm con masa de 54 gramos	76
Tabla 4.8 Lectura de datos y Espectro a 1200rpm con masa de 54 gramos	79
Tabla 4.9 Lectura de datos y Espectro a 1740rpm con masa de 54 gramos	82
Tabla 4. 10 Lectura de datos y Espectro a 600rpm con masa de 75gramos	85
Tabla 4.11 Lectura de datos y Espectro a 1200rpm con masa de 75gramos	88
Tabla 4.12 Lectura de datos y Espectro a 1740rpm con masa de 75gramos	91
Tabla 4.13 Lectura de datos y Espectro a 600rpm con chumaceras flojas	94
Tabla 4.14 Lectura de datos y Espectro a 1200rpm con chumaceras flojas	97
Tabla 4.15 Lectura de datos y Espectro a 1740rpm con chumaceras flojas	100
Tabla 4.16 Lectura de datos y Espectro a 600rpm con engranes en buen estado	105
Tabla 4.17 Lectura de datos y Espectro a 1200rpm con engranes en buen estado ..	109
Tabla 4.18 Lectura de datos y Espectro a 1740rpm con engranes en buen estado ..	113

Tabla 4.19 Lectura de datos y Espectro a 600 rpm con engrane diente desgastado	117
Tabla 4.20 Lectura de datos y Espectro a 1200 rpm con engrane diente desgastado	120
Tabla 4.21 Lectura de datos y Espectro a 1740 rpm con engrane diente desgastado	123
Tabla 4.22 Lectura de datos y Espectro a 600 rpm con engrane diente roto	126
Tabla 4.23 Lectura de datos y Espectro a 1200 rpm con engrane diente roto	129
Tabla 4.24 Lectura de datos y Espectro a 1740 rpm con engrane diente roto	132
Tabla 4.25 Análisis de resultados motor en buen estado	135
Tabla 4.26 Análisis de resultado motor en mal estado.....	135
Tabla 4.27 Análisis de resultado con pernos de montaje apretados.....	138
Tabla 4.28 Análisis de resultados con pernos de montaje completamente sueltos ..	138
Tabla 4.29 Valores GMF y amplitud engrane en buen estado	140
Tabla 4.30 Valores de amplitud engrane con diente desgastado	141
Tabla 4. 31 Valores de amplitud engrane con diente roto.....	142
Tabla 4.32 Prueba t student de motor sin desbalance vs con Desbalance masa 1 ...	144
Tabla 4.33 Prueba t student de motor sin desbalance vs con Desbalance masa 2 ...	145
Tabla 4.34 Prueba t student de chumacera 1 apretada vs chumacera 2 floja	146
Tabla 4.35 Prueba t student de chumacera 2 apretada vs chumacera 2 flojas	146
Tabla 4.36 Prueba t student engrane buen estado vs engrane diente desgastado.....	147
Tabla 4.37 Prueba t student engrane buen estado vs engrane diente roto.....	148
Tabla 6.1 Costos directos	186
Tabla 6.2 Costos Mano de Obra.....	187
Tabla 6.3 Costos Varios	188
Tabla 6.4 Costo Total.....	188

RESUMEN

El presente trabajo de investigación “Vibraciones mecánicas en motores rotativos trifásicos de 2 Hp de potencia para prevenir desbalance mediante una estrategia de mantenimiento predictivo en el laboratorio de control y automatización de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica”, tiene la finalidad de implementar un software de mantenimiento predictivo para detectar el desbalance en motores rotativos trifásicos en funcionamiento para así evitar daños tempraneros.

Los productos para la detección de datos de vibraciones mecánicas se realizaron mediante el análisis de costos, precisión, adquisición y factibilidad. Los dispositivos adquiridos son los sensores de aceleración, encoder, Kit interfaz y placas de doble relés.

Una vez adquirido los dispositivos se realizó un programa de adquisición de datos usando un software especializado en instrumentación visual conocido como LabVIEW 7 y su complemento de Sound and Vibration Assistant, para que recepte las vibraciones del prototipo diseñado, por medio de sensores de aceleración Phidgets colocado en puntos críticos como el motor, y chumaceras.

Además de adquirir la señal de aceleración en gravedades (g), se realizó la transformada de Fourier para obtener como resultado la velocidad en (mm/s)-(rms) la cual mediante la descomposición en un espectro de frecuencia indica las posibles fallas mecánicas que se pueden encontrar en el equipo de acuerdo a la norma ISO 2372 de severidad de vibraciones.

SUMMARY

The present research "mechanical vibrations in phase 2 hp rotary engine to prevent imbalance through a strategy of predictive maintenance in laboratory automation and control the power of civil and mechanical engineering", aims to implement a software predictive maintenance to detect unbalance three phase rotary engines running to avoid early bird damage.

Items for detecting mechanical vibration data were performed by analyzing cost, accuracy, acquisition and feasibility. The devices are acquired acceleration sensors, encoder, interface boards Double Kit and relays.

Once purchased the devices a program data acquisition was performed using a dedicated visual instrumentation software known as LabVIEW 7 and its complement of Sound and Vibration Assistant, so recepte vibrations prototype designed, through acceleration sensors Phidgets placed at critical points such as motor and bearings.

Besides acquiring the acceleration signal (g), the Fourier transform is performed to result in the speed (mm/s)-(rms) which by decomposition in a frequency spectrum indicated the possible mechanical faults that can be found the equipment according to the ISO 2372 standard vibration severity.

INTRODUCCIÓN

Actualmente, el estudio y análisis de las vibraciones mecánicas han adquirido gran importancia en la supervisión de sistemas mecánicos, sobre todo en equipos rotativos y sus componentes.

Los equipos rotativos al ser sometidos a la acción de fuerzas variables como el tiempo, esencialmente periódicas, responden variando sus estados de desbalance o desequilibrio y como consecuencia presenta cambios de configuración que perturban su normal funcionamiento que presentan molestias al personal que lo maneja y acorta la vida útil de los elementos.

Hoy en día es importante considerar en las grandes y medias industrias la implementación de una estrategia de mantenimiento predictivo para aumentar la vida de los componentes en las máquinas y por ende el aumento de la productividad.

Mediante estas estrategias surgió la necesidad de implementar un software de mantenimiento predictivo en el entorno LabVIEW 7, basada principalmente en el estudio de las vibraciones mediante la instalación de sensores que permiten detectar vibración fuera del rango de la norma de severidad ISO 2372.

El presente proyecto se ha dividido en seis capítulos:

En el Capítulo I, se muestra el problema de investigación, la contextualización, análisis crítico, justificación, delimitación y se proponen los objetivos de la investigación.

En el Capítulo II, se averigua los antecedentes como origen los estudios similares existentes, se especifica el marco teórico, se decreta las categorías fundamentales importantes para captar el problema, por último se plantea la hipótesis y el señalamiento de variables independiente - dependiente.

En el Capítulo III se define la modalidad de investigación en donde se involucran la modalidad bibliografía, de campo y experimental. Además que se determina el tipo de investigación a nivel correlacional, exploratorio y descriptivo.

En el Capítulo IV, se desarrolla el análisis e interpretación de resultados obtenidos aplicando las herramientas de estudio. Además mediante el diseño de un prototipo se logró adquirir datos y plasmarlos en espectros para la interpretación de falla de vibración mecánica utilizando los dispositivos electrónicos implementados.

En el Capítulo V, se describe las conclusiones adquiridas mediante el estudio y se establece las recomendaciones para los inconvenientes hallados.

En el Capítulo VI, finalmente se presenta la implementación de la propuesta, en la cual se realiza mediciones en el prototipo con el software de mantenimiento predictivo y se verifica el correcto funcionamiento, se contrasta con lo adquirido en el capítulo IV. De igual forma se tiene una base de anexos y documentos que ayuda para la comprensión completa del proyecto.

CAPÍTULO I

1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 TEMA

“VIBRACIONES MECÁNICAS EN MOTORES ROTATIVOS TRIFÁSICOS DE 2 HP DE POTENCIA PARA PREVENIR DESBALANCE MEDIANTE UNA ESTRATEGIA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO EN EL LABORATORIO DE CONTROL Y AUTOMATIZACIÓN DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA”

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN

El incremento constante de las fallas, daños y vida corta de sistemas rotativos se debe a las vibraciones mecánicas, en varias industrias a nivel mundial hace indispensable este estudio mediante conocimientos teóricos y prácticos a la par del desarrollo acelerado que se vive en la actualidad.

En el Ecuador en la mayoría de industrias demuestran un alto grado de desbalances en máquinas rotativas causadas por el efecto de las vibraciones mecánicas, dentro de este aspecto las Universidades del Ecuador y aún más concretamente la Técnica de Ambato, no se queda fuera del alcance tecnológico, de esta forma se ha profundizado en el campo de las vibraciones mecánicas para prevenir desbalances en motores rotativos trifásicos con el fin de optimizar la vida útil de la misma.

El desbalance es una de las causas más comunes que producen las vibraciones mecánicas en motores trifásicos ya que produce oscilaciones importantes en el par

instantáneo requerido por el motor, produciendo la fatiga de los elementos de transmisión tales como correas, poleas, chavetas, rodamientos y ruedas dentadas.

1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO

Debido a la problemática expuesta, el desbalance mecánico en elementos rotativos se ha convertido en un problema importante en el desarrollo de maquinaria moderna, especialmente en donde altas velocidades y la confiabilidad son de extrema importancia.

El desbalance mecánico es la fuente de vibración más común en motores rotativos trifásicos, todo rotor mantiene un nivel de desbalanceo residual, el hecho de que estos generen vibraciones o no, dependen básicamente de que estos operen dentro de las tolerancias de calidad establecidas en las normas para las características y velocidades del rotor en cuestión.

El mantener el desbalanceo residual dentro de tolerancias permitirá evitar falla por fatiga en estructuras y elementos asociadas al elemento rotatorio, Incrementar la vida útil los sistemas rotativos o máquinas, ahorro de energía, prevenir cargas excesivas en rodamientos debido a sobrecargas.

Existe una gran cantidad de fuentes del desbalance mecánico en maquinaria rotativa, las más comunes son:

- Falta de homogeneidad en materiales, especialmente en fundiciones, en las cuales la presencia de burbujas de aire es una causa común de desbalance.
- Errores de maquinado y tolerancias en el proceso de manufactura.
- Cambio de componentes del rotor durante operaciones de mantenimiento.
- Desgaste irregular durante la operación de la máquina.
- Depósitos de material acumulados durante la operación de la máquina.
- Distorsión del rotor debida a gradientes de temperatura.

1.2.3 PROGNOSIS

Ante la falta de un equipo especializado en análisis de vibraciones en motores rotativos trifásico para prevenir desbalance, no se conocerá los parámetros de medición y toma de datos, señales ni la estrategia de mantenimiento predictivo el cual no aportan conocimientos y habilidades a sus estudiantes y soluciones de ingeniería al entorno industrial del país, de tal forma que si existiera podría ser un gran aporte académico, además de ofrecer como un servicio al sector mecánico.

1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cuál será los parámetros de estrategia de mantenimiento predictivo para prevenir el desbalance en motores rotativos trifásicos de 2 HP de potencia causadas por las vibraciones mecánicas?

1.2.5 PREGUNTAS DIRECTRICES

¿Qué tipo de sensores se implementará para la medición de vibraciones de componentes y de la velocidad del motor trifásico principal sobre un sistema mecánico?

¿Cuáles serán los dispositivos adecuados que permita tomar señales, adquirir datos de desbalances en motores rotativos trifásicos?

¿Qué parámetros de estrategia de mantenimiento predictivo se determinara para prevenir el desbalance a causa de las vibraciones en los motores trifásicos de 2HP de potencia?

1.2.6 DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.6.1 De contenido

El campo científico, el área y el aspecto en el que se ubica el problema es el siguiente:

- Sistemas de Medición y Control I y II
- Electrotecnia
- Diseño de Proyectos de Investigación
- Máquinas Eléctricas
- Diseño de Elementos Mecánicos
- Vibraciones

1.2.6.2 Espacial

El estudio de vibraciones mecánicas en motores rotativos trifásicos se realizará en el laboratorio de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, campus Huachi Chico y se complementará con bibliografía de la Biblioteca de la Facultad.

1.2.6.3 Temporal

El presente estudio investigativo tiene una duración de 8 meses a partir de la fecha de aprobación durante el período Septiembre 2013 a Febrero del 2014.

1.3 JUSTIFICACIÓN

La importancia de este estudio es que realizar con el afán de conseguir prevenir desbalance mediante una estrategia de mantenimiento predictivo provocadas por las vibraciones mecánicas en los motores rotativos trifásicos, que dentro de una industrial se ocupa muy a menudo, una necesidad que requieren las máquinas en especial los motores es la de constante evaluación de la factibilidad de operación sin problemas;

más aún aquellas que es fundamental en el proceso de producción ya que las averías catastróficas e inesperadas dan a lugar a elevados costos de pérdidas en la producción y reparaciones.

La razón principal por la cual se quiere realizar este tema de investigación es el de evitar el desbalance en máquinas rotativas en especial los motores rotativos trifásicos mediante los espectros que visualizamos y luego proceder hacer una estrategia de mantenimiento predictivo por tal motivo hay un gran interés en este proyecto ya que sería de mucho ayudada a los docentes para la facilidad de los conocimientos que emprenda a los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica y así se podrán desenvolverse de una manera excelente en su profesión.

El tema de investigación se justifica también porque en el laboratorio de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato existen un amplio espacio donde se podrá llevar acabo está investigación por ejemplo se cuenta con un motor trifásico un elemento principal para determinar el desbalance mediante el efecto de las vibraciones mecánicas ya que sería de mucha ayuda para realizar documentos conservatorios para los estudiantes de la carrera y que también sea beneficio para las industrias que los requería está aplicación.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

- Realizar el estudio de vibraciones mecánicas en motores rotativos trifásicos de 2 Hp de potencia para prevenir el desbalance mediante una estrategia de mantenimiento predictivo.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar los tipos de sensores que se implementará para la medición de vibraciones de componentes y de la velocidad del motor rotativo trifásico principal sobre un sistema mecánico.

- Implementar dispositivos adecuados que permita tomar señales y adquirir datos de desbalance en motores rotativos trifásicos de 2 Hp de potencia.
- Analizar los parámetros de estrategia de mantenimiento predictivo para prevenir el desbalance a causa de las vibraciones en los motores trifásicos de 2 Hp de potencia.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

Este proyecto se apoya en investigaciones realizadas con anterioridad por otros autores, a continuación se presenta una referencia respecto al tema de trabajo que se ha encontrado en la Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca el siguiente tema de tesis:

“Diseño y Construcción de un banco didáctico para la medición de vibraciones Mecánicas en los laboratorios de instrumentación de la Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca”

Fuente: Tesis

Autores:

José Armando Jara Jimbo

Juan Gabriel Sinchi Vivar

Año: 2012.

Lugar: Universidad Salesiana de Cuenca

Conclusión:

Este banco está habilitado para analizar las principales fallas en sistemas mecánicos: Rodamientos, ejes, balanceo, alineación, transmisión elástica, fisura, rodamiento en condiciones de carga axial y radial.

En el análisis de vibraciones mecánicas es importante establecer un protocolo de medición de vibraciones en el plan de mantenimiento planeado. Lo que se determina

para la medición se las debe tomar en el Espectro de vibraciones, así se visualiza de una mejor manera las señales que emiten los elementos mecánicos.

“Adquisición de vibraciones mecánicas de un motor en funcionamiento usando LabVIEW”

Fuente: Tesis

Autores:

Douglas Steven Acosta AVECILLAS

Johannex Kingsiño Molina Jiménez

Año: 2011.

Lugar: Escuela Superior

Politécnica del Litoral Guayaquil

Conclusión:

La medición de las vibraciones mecánicas es una herramienta que sirve para conocer el estado real de operación en máquinas rotativas. Sin embargo, el análisis de vibraciones es más poderoso usándolo para el diagnóstico de fallas, principalmente, en sus etapas iniciales o incluso antes que las mismas ocurran.

La Vibración es parte inherente de las máquinas rotatorias, pero lo que caracteriza un nivel de vibración es la amplitud y la frecuencia a la que se origina dicha falla, debido a que los efectos son identificados fácilmente en un espectro de frecuencias.

Durante los trabajos de construcción y armado de la planta se pudo comprobar que se trabajaba con desbalance, desalineación y excesiva sujeción de pernos. Estas fallas fueron corregidas una vez se desarrolló el programa, comprobando así la efectividad y necesidad del análisis de vibraciones como herramienta de diagnóstico en la instalación de un equipo.

2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

La presente investigación está ubicada en el paradigma crítico – propositivo; crítico porque en la actualidad aquel problema que se estudia es un caso real existente, cabe recalcar que el proyecto prevendrá el desbalance en motores rotativos trifásicos a

causa de la vibraciones mecánicas y propositiva porque se buscará una estrategia de mantenimiento predictivo para prevenir el problema ya antes mencionado.

2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL

El desarrollo de la presente investigación estará basado en las siguientes normas técnicas:

ISO 2954.- Vibración mecánica en maquinaria rotativa y alternativa. Requerimientos para los instrumentos de medida de la severidad de vibración.

ISO 2372-1974.- Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 600 y 1200 rpm. Bases para la especificación de estándares de evaluación.

ISO 10817-1.- Sistemas de medida de vibración en ejes rotativos.

ISO 7919.- Vibración mecánica de máquinas no alternativas.

2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES

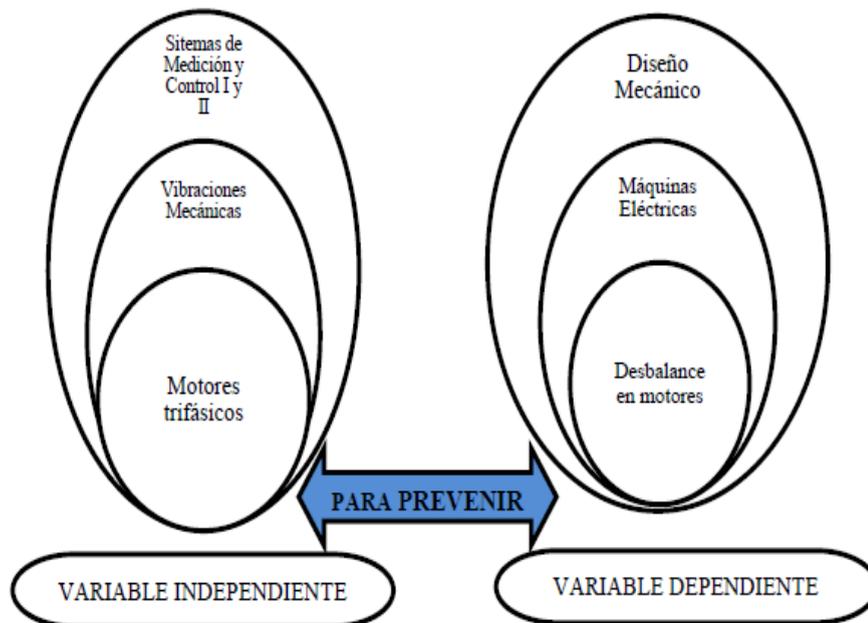


Figura 2.1 Categoría Fundamental

Elaborado por: Nelson Poaquiza

2.4.1 SISTEMAS DE MEDICIÓN Y CONTROL

El Equipo de Estudio de Vibraciones Mecánicas propuesto incluirá los siguientes pasos dentro de su sistema de control:

- Control PID (Proporcional, Integral y Diferencial), para controlar la variable del proceso que serán las RPM del motor, mediante una comunicación bidireccional entre el HMI (Interfaz Hombre – Máquina) y la tarjeta de adquisición de datos.
- Selección mediante experimentación posterior del controlador más propicio para llevar a cabo el control de velocidad del motor.
- Obtención de la función de transferencia que modele el comportamiento del sistema de control de velocidad.
- Control de Velocidad dentro del rango para el que fue diseñado el motor que vaya a ser utilizado en el proyecto.
- Diagrama electrónico de potencia que permita vincular la señal digital de la tarjeta de adquisición de datos con el movimiento del motor.

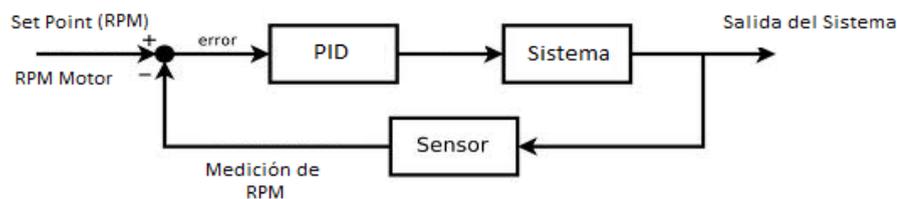


Figura 2.2 Lazo de control de velocidad

Elaborado por: Nelson Poaquiza

2.4.1.1 Sistema Eléctrico/ Electrónico

El Equipo de Estudio de Vibraciones Mecánicas propuesto incluirá los siguientes pasos dentro de su sistema eléctrico/electrónico:

- Selección e implementación del Motor Trifásico AC, que será utilizado para proporcionar el movimiento rotativo necesario para producir efectos de vibración mecánica en los elementos del sistema.

- Selección y Adquisición de un encoder que medirá las revoluciones por minuto del motor basándose en el rango de velocidad que el motor vaya a manejar.

- Utilización de una tarjeta como elemento de adquisición de datos, de acuerdo a las siguientes prestaciones:

- Vinculación con el software que será utilizado para desarrollar la interfaz y el control de la aplicación, LABVIEW.
- Rendimiento alto a precio moderado.
- Disponibilidad de este dispositivo en el laboratorio de mecanismos y vibraciones de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.
- Varios canales de entrada análoga, necesarios para acoplar las señales proporcionadas por los sensores.
- Canales de salida discreta, necesarios para proporcionar señal de salida del sistema de control de velocidad.

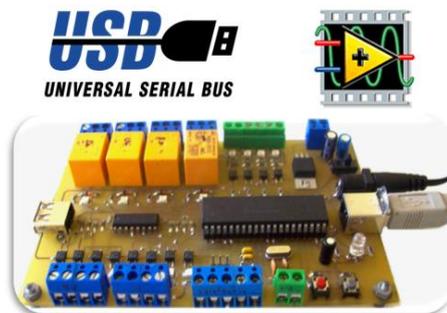


Figura 2.3 Tarjeta de Adquisición de Datos

Fuente: [https://www.google.com.ec/Tarjeta+de+Adquisicion USB](https://www.google.com.ec/Tarjeta+de+Adquisicion+USB)

- Selección e implementación de un sensor encargado de medir las vibraciones mecánicas en los elementos del sistema, en el caso del equipo se utilizará un Acelerómetro de medición de vibración en 3 ejes, con buena sensibilidad, baja perturbación al ruido y con salida de voltaje.



Figura 2.4 Acelerómetro

Fuente: [https://www.google.com/sensor de aceleración placas1280](https://www.google.com/sensor+de+aceleración+placas1280)

- Conexiones necesarias del (acelerómetro y encoder) a la etapa de adquisición de datos para el posterior procesamiento de la información proporcionada por los sensores.

2.4.1.2 Implementación, Análisis y Simulación en el Software

El software National Instruments LABVIEW será utilizado durante el desarrollo continuo del Equipo de Estudio de Vibraciones Mecánicas propuesto:

Para desarrollo de HMI:

- El Software de Programación y Control National Instruments LABVIEW, tiene la finalidad de otorgar un entorno de programación para la creación de la interfaz hombre máquina, además de la programación de control tanto para la información del estado de vibración, como de la variación y monitoreo de la velocidad.

Para Diagramación y Conformación del Sistema Mecánico:

- Con el Software SolidWorks se pretende esquematizar gráficamente con la ayuda de una herramienta CAD la conformación del sistema mecánico del proyecto.
- El Software de Análisis de Elementos Finitos SolidWorks, se utilizó para simular el comportamiento mecánico del diseño del eje principal para su posterior manufactura.

2.4.2 VIBRACIONES EN EL CAMPO DE LA INGENIERÍA MECÁNICA

2.4.2.1 Vibraciones en Máquinas

El análisis de vibraciones es un parámetro importante, el cual sirve como indicador de la condición mecánica de una maquinaria y a su vez se utiliza como una herramienta de predicción para la localización de un defecto, que por lo general cuando suceden fallas, estas son precedidas con anticipación, con un cambio de vibración en las mismas.

Las vibraciones permiten determinar la vida útil de una maquinaria, y se presenta de dos maneras:

- Un bajo nivel de vibraciones se toma como largo periodo de vida.
- Alto nivel de vibraciones, la máquina cuenta con algún tipo falla.

Relación fuerzas - vibraciones

La forma más simple de explicar el origen de las vibraciones es mediante un análisis dinámico a un cuerpo y posteriormente obtener una relación Fuerza- Vibración.

En la figura 2.5, se asume una unidad conducida de una cierta máquina y una excelente alineación entre la unidad conducida y conductora a través del acoplamiento y los apoyos, los cuales sujetan al eje ABCD, y la única condición es el desbalance existente en el rotor D, el cual cuenta con su fuerza dinámica.

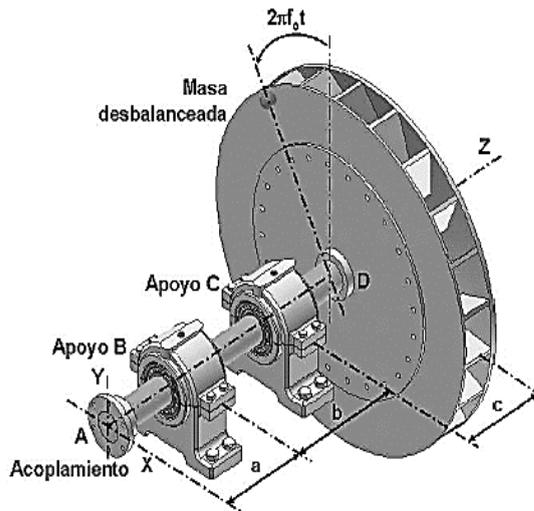


Figura 2.5 Ejemplo de la relación fuerza-vibraciones

“Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias”, 5Ta Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría: Habana, Cuba 2007 - PALOMINO MARIN Evelio.

Según PALOMINO MARIN Evelio. “Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias”, 5Ta. Edición Digital; Editorial politécnico José Antonio Echeverría, Habana- Cuba, 2007.

En la figura 2.6a muestra las reacciones generadas por el desbalance, debido a la rotación del elemento con frecuencia f_0 , en donde se determina de la siguiente manera:

$$R_{BX}(t) = Fd \left(\frac{c}{b} \right) \text{sen}(2\pi f_0 t); R_{ex}(t) = Fd \left(1 + \frac{c}{b} \right) \text{sen}(2\pi f_0 t) \quad (\text{Ec. 2. 1})$$

En la figura 2.6b, al analizar el apoyo B, la fuerza dinámica se representa en la componente horizontal (eje x), la cual produce un desplazamiento $X_B(t)$, que dependerá de la magnitud de la fuerza y de la rigidez del apoyo en la dirección horizontal K_{BX} :

$$X_B(t) = \frac{1}{k_{BX}} R_{BX}(t) \quad (\text{Ec. 2. 2})$$

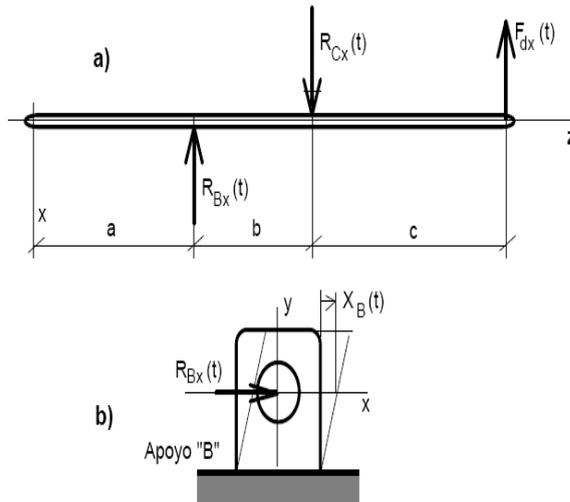


Figura 2.6 a) Distribución de fuerzas b) Relación fuerza-desplazamiento

“Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias”, 5Ta Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría: Habana, Cuba 2007 - PALOMINO MARIN Evelio.

Según PALOMINO MARIN Evelio.

Para los dos apoyos, se asume los siguientes desplazamientos:

$$X_B(t) = \frac{Fd}{K_{BX}} \left(\frac{c}{b} \right) \text{sen}(2\pi f_0 t); X_C(t) = \frac{Fd}{K_{BX}} \left(1 + \frac{c}{b} \right) \text{sen}(2\pi f_0 t) \quad (\text{Ec. 2. 3})$$

En la figura 2.7, se representa gráficamente el desplazamiento dinámico en los dos apoyos, con amplitud en X_B y X_C , donde tiene lugar el dominio del tiempo y de la frecuencia, en el dominio de tiempo actúa una función sinusoidal cuya frecuencia es f_0 , y se obtiene las siguientes expresiones:

$$X_B = \frac{Fd}{K_{BX}} \left(\frac{c}{b} \right); X_C = \frac{Fd}{K_{BX}} \left(1 + \frac{c}{b} \right) \quad (\text{Ec. 2. 4})$$

En el dominio de la frecuencia, se observa los espectros con sus amplitudes y frecuencias de una señal dinámica de frecuencia f_0 .

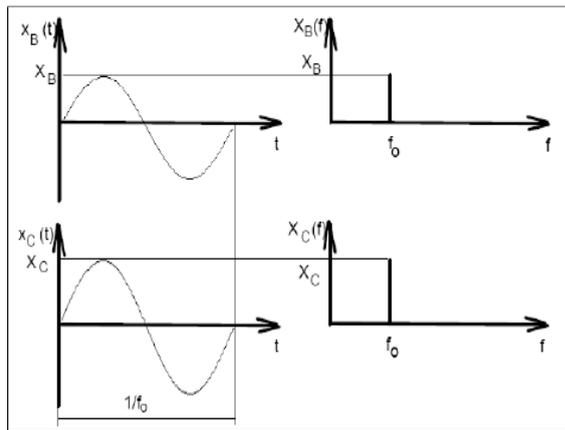


Figura 2.7 Representación espectral de las vibraciones debido al desbalance

*“Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias”, 5Ta Edición Digital;
Editorial Politécnico José Antonio Echeverría: Habana, Cuba 2007 - PALOMINO MARIN Evelio.*

Tener en cuenta que para la explicación del ejemplo, se ha resumido muchas condiciones, ya que en realidad el desbalance no es el único problema que afecta el estado mecánico de una maquinaria. Por lo que generalmente las vibraciones se mostrarán en el dominio de tiempo como en la figura 2.8a, mientras que en el dominio de la frecuencia, figura 2.8b, se encuentran las frecuencias que contengan los registros de vibraciones.

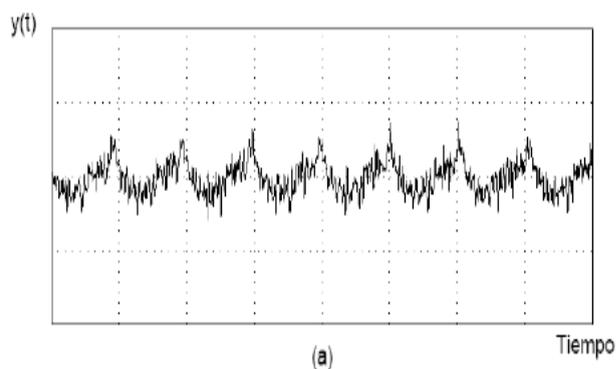


Figura 2.8a Forma dominio del tiempo

*“Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias”, 5Ta Edición Digital;
Editorial Politécnico José Antonio Echeverría: Habana, Cuba 2007 - PALOMINO MARIN Evelio.*

En la figura 2.8a, el dominio del tiempo se empleada en la etapa de detección dentro de un programa de Mantenimiento Predictivo y la figura 2.8b, que es el espectro

empleado para la etapa de identificación, de esta forma se determina el momento oportuno y corregir de manera eficaz una posible avería.

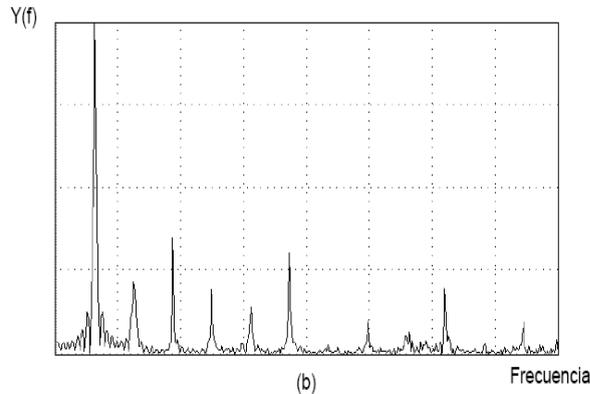


Figura 2.8 b) Forma dominio de la frecuencia

“Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias”, 5Ta Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría: Habana, Cuba 2007 - PALOMINO MARIN Evelio.

2.4.2.2 Descripción de las vibraciones

Para establecer las características de las vibraciones, se inicia explicando que es la vibración, la cual se expresa como una oscilación perceptible y medible en la superficie de una máquina.

Hoy en día la mayor parte de industria utiliza el sistema de análisis de vibraciones con el fin de establecer cuál es el estado de las máquinas y en particular de sus elementos más críticos y de esta manera poder prevenir fallas.

Según la Norma 2041: 1990 ISO, Vibraciones y Choques

“Vibración es toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando está magnitud es alternativamente mayor o menor que cierto valor promedio o de referencia”

“Vibración lineal es una vibración en el cual la trayectoria vibratoria de un punto tiene lugar según una línea recta”

Según la norma ISO 2372

“Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 revoluciones por segundo”.

Estas vibraciones y esfuerzos son transmitidos a componentes como rodamientos, chumaceras, cojinetes, engranes o cualquier elemento sujeto que conforme una de ellas.

Al momento de analizar las vibraciones, se cuantificarán las frecuencias y amplitudes por medio de un dispositivo que convierten las señales en un producto medible. Con esto la frecuencia describirá el problema en la máquina y la amplitud dirá cuan severo es el problema.

Tipos de vibraciones

Las vibraciones son de tres tipos:

- Vibración armónica
- Vibración periódica
- Vibración aleatoria

Según PALOMINO MARIN Evelio.

a) Vibración Armónica

Caracterizada por una onda sinusoidal, es la forma más simple de la vibración, que se genera por la presencia de un posible problema. Una vibración se denomina armónica por la siguiente relación:

$$y_{(t)} = Y * \text{sen} (w t + \varphi) \quad (\text{Ec. 2. 5})$$

Donde:

φ : es el ángulo de fase de la vibración.

ω : Velocidad angular.

t: Tiempo.

Y: Amplitud.

Si la velocidad angular es constante ω :

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (\text{Ec. 2. 6})$$

A su vez la frecuencia de oscilación f expresada en [Hz]:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T} \quad (\text{Ec. 2. 7})$$

La frecuencia es la magnitud que mide el número de repeticiones que tiene un fenómeno o suceso periódico en el tiempo.

Sustituyendo ω en la Ecuación 2.5, se obtiene el modelo matemático:

$$y_{(t)} = Y * \text{sen} (\omega t + \varphi) = Y \text{sen} (2 \pi f t + \varphi) \quad (\text{Ec. 2. 8})$$

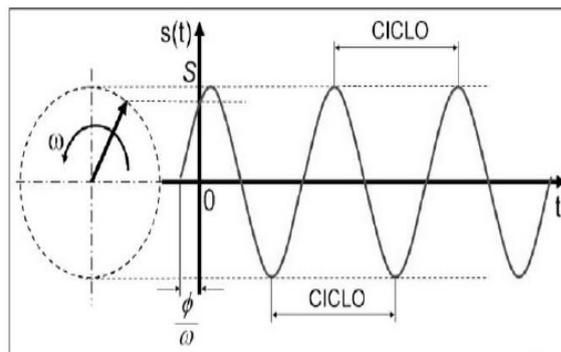


Figura 2.9 Vibración Armónica

*“Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias”, 5Ta Edición Digital;
Editorial Politécnico José Antonio Echeverría: Habana, Cuba 2007 - PALOMINO MARIN Evelio.*

b) Vibración Periódica

Es aquella que se repite después de un intervalo de tiempo conocido como periodo de vibración y se representa como T , está caracterizada por su periodo de tiempo y muy bien definido.

En la figura 2.10, se presenta un ejemplo de un problema en una transmisión dentada y puede producir una vibración periódica.

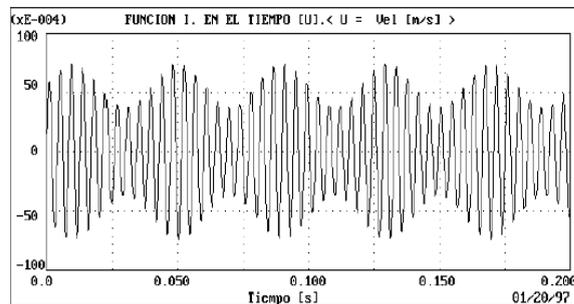


Figura 2.10 Vibración Periódica

“Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias”, 5Ta Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría: Habana, Cuba 2007 - PALOMINO MARIN Evelio.

c) Vibración Aleatoria

Es una vibración aleatoria al espectro que está constituido por infinitas señales armónicas, cada una con su respectiva amplitud, frecuencia y fase.

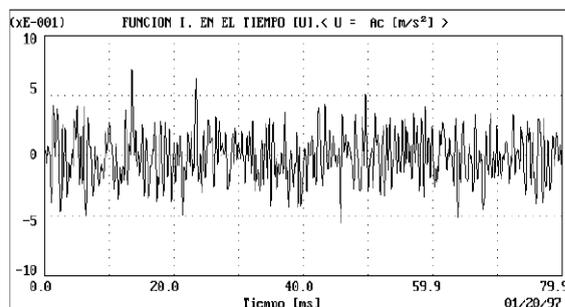


Figura 2.11 Vibración Aleatoria

“Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias”, 5Ta Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría: Habana, Cuba 2007 - PALOMINO MARIN Evelio.

2.4.2.3 Identificación de las causas de vibración mecánica

Realizado la adquisición de datos de vibración de una maquina rotativa es necesario identificar la causa la cual permita buscar la forma y el momento de corrección eficiente es decir q se elimine las fallas y su costo económico sea lo más bajo posible. Una máquina que funcione correctamente tiene valores que suelen estar dentro de una norma de severidad de vibración la cual permanecen constantes, cuando de repente la tendencia asciende de una forma brusca se puede imaginar de alguna falla ya sea en el motor o los componentes del sistema.

La experiencia y el conocimiento de la maquina son dos factores esenciales al momento de reconocer la causa que produce el cambio de vibración. Generalmente la máxima amplitud de vibración se dan en los puntos críticos donde se localiza el problema mediante el análisis en los espectros se pueden identificar el reflejo de defecto existente.

Los problemas más comunes de fallos en las maquinas que producen vibración son el desbalance, desalineación, defectos en rodamientos y en engranajes. A continuación se describe la forma de analizar los datos obtenidos mediante los espectros de vibración.

Según la Escuela Politécnica Superior de Ingeniería de Gijón

a) Desbalance en un rotor en voladizo

Esta es una de las causas más relevantes de que exista vibración en las maquinas rotativas, en su mayoría de elementos es fácil localizar un pico de amplitud en el espectro de vibración que denota un pequeño desbalance.

Como se puede ilustrar en la figura 2.12 hay un pico a la frecuencia que coincide con la velocidad de giro.

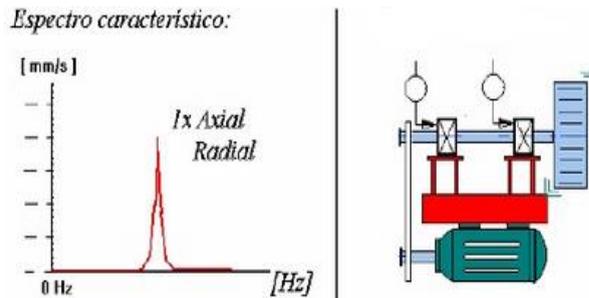


Figura 2.12 Espectro de Vibración con Desbalance rotor en voladizo

Fuente: <https://es.scribd.com/doc/247137813/Interpretacion-de-Espectros-de-Vibraciones>

El desbalance ocasiona un alto 1X rpm tanto en la dirección axial como radial vertical y horizontal en maquina con ejes horizontales, los rotores en voladizos tiene un desequilibrio estático la cual requiere probablemente su corrección, además el desbalance no es la única causa posible, la desalineación también pueden producir picos a esta frecuencia.

b) Vibración en Chumaceras Defectuosas

Este defecto produce elevados niveles de vibración causados por rodamientos de chumacera defectuosas, son generalmente el resultado de un juego excesivo, desprendimiento de material o lubricación.

El juego mecánico y la acción de golpeteo produce vibración a una frecuencia de 2X rpm además de múltiplos elevados de las rpm. Estas vibraciones pueden ser el resultado de pernos de montaje flojos, holgura excesiva en los rodamientos por ultimo puede ser fisura en la estructura o el pedestal del soporte.

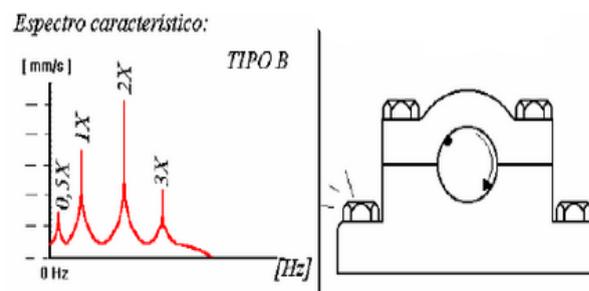


Figura 2.13 Espectro de Vibración con Desbalance Chumacera

Fuente: <https://es.scribd.com/doc/247137813/Interpretacion-de-Espectros-de-Vibraciones>

c) Vibraciones en Engranajes

Según el Manual del Usuario IRD-MECHANALYSIS, 1971. Los engranes son usados en las máquinas para transmitir potencia desde un eje a otro.

El problema de vibración del engranaje se caracteriza porque normalmente ocurre a una frecuencia igual a la frecuencia de engrane, es decir la cantidad de dientes del engranaje multiplicada por las rpm del engranaje que falla.

El problema más común de los engranajes que tiene como resultado una vibración que comprende el desgaste excesivo en dientes, rotura de diente, falla de lubricación y materiales extraños pegados entre los dientes.

No todas las fallas en engranajes generan frecuencias de vibración iguales a las frecuencias del engrane. Cuando en un engrane existe un solo diente roto o desgastado el resultado será una frecuencia de vibración de 1X rpm. Observando la forma de onda de vibración correspondiente al dominio del tiempo conectado con un analizador, la presencia de señales de amplitud permitirá distinguir entre el problema de desgaste y rotura de diente la cual producen frecuencias de vibración a 1X rpm.

Cuando hay más de un diente roto o desgastado la frecuencia de vibración es multiplicada por una cantidad correspondiente. La amplitud y frecuencia de vibración en engranajes pueden parecer erráticas, ocurre un conjunto de engranes está funcionando en condiciones de carga muy liviana.

Según PALOMINO MARIN Evelio. Un par de ruedas dentadas con un diseño ideal tendrá a la unidad como único factor a ambos números de dientes, dicho de otra manera, engranajes cuyo número de dientes contenga factores distintos de la unidad presentaran problemas de vibración inherentes a su propio diseño.

Según el Mantenimiento Industrial de la Escuela Politécnica Superior de Gijón publicado por Alejandro Macías describe:

Tabla 2.1 Fórmula análisis de un par de engranes

Frecuencia de Engrane	$GMF = Z_{rueda} * RPM_{rueda} = Z_{piñon} * RPM_{piñon}$	
Bandas Laterales	Piñón	Rueda
	$Z_{piñon} * (RPM_{piñon} - 1)$	$Z_{rueda} * (RPM_{rueda} - 1)$
	$Z_{piñon} * (RPM_{piñon} + 1)$	$Z_{rueda} * (RPM_{rueda} + 1)$
Frecuencia de fases de ensamblaje de engranajes	$GAPF = \frac{GMF}{N_A}$	
Frecuencia de error en los dientes	$f_{HT} = \frac{GMF * N_A}{Z_{piñon} * Z_{rueda}}$	

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Estado normal engrane

El espectro normal muestra las velocidades del piñones y rueda, junto con la frecuencia de engrane (GMF) y los armónicos muy pequeños, estos armónicos tendrán normalmente bandas laterales de velocidad de rotación alrededor de ellos.

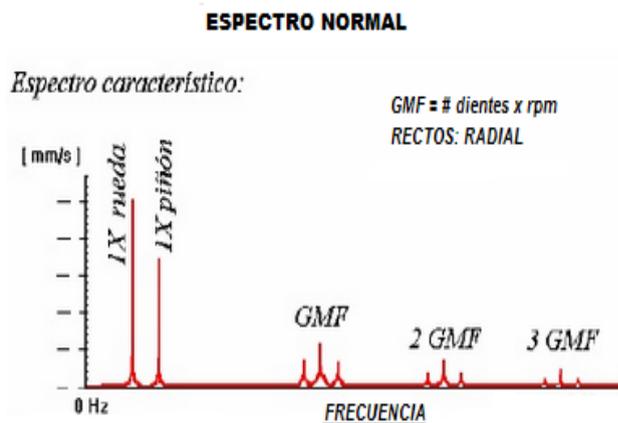


Figura 2.14 Espectro de engranajes normal

Fuente: <https://es.scribd.com/doc/247137813/Interpretacion-de-Espectros-de-Vibraciones>

Desgaste en diente

El espectro se caracteriza por la aparición de bandas laterales alrededor de la frecuencia del engranaje (GMF), puede cambiar o no en amplitud aunque cuando el desgaste es perceptible, normalmente se produce bandas laterales de alta amplitud, además estas bandas pueden ser un indicador del desgaste.

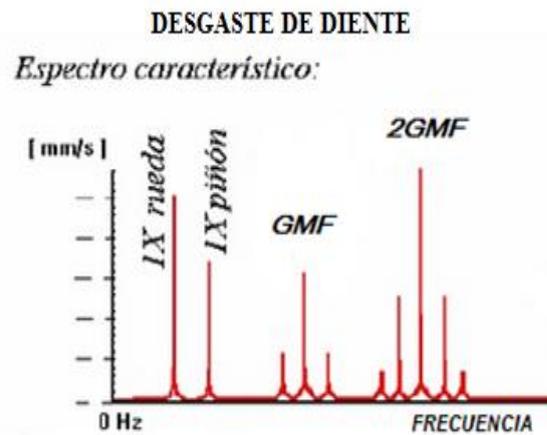


Figura 2.15 Espectro de desgaste de diente del engrane

Fuente: <https://es.scribd.com/doc/247137813/Interpretacion-de-Espectros-de-Vibraciones>

Diente roto

Diente dañado o roto

Espectro característico:

Forma de la onda de tiempo

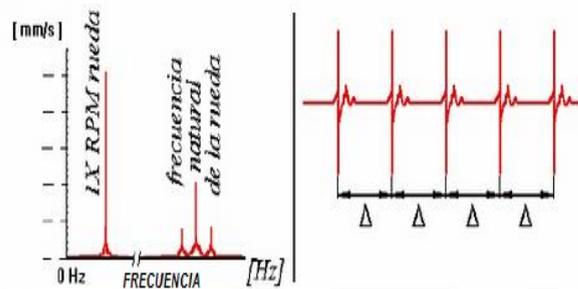


Figura 2.16 Espectro diente roto

Fuente: <https://es.scribd.com/doc/247137813/Interpretacion-de-Espectros-de-Vibraciones>

Según las vibraciones mecánicas y sus aplicaciones al mantenimiento predictivo de Margarita Piedra Díaz

2.4.2.4 Monitoreo de condición por Análisis de Vibraciones

Consiste en realizar un seguimiento de los movimientos oscilatorios de las maquinas rotativas para estudiar su comportamiento, mediante un análisis vibracional la cual se utiliza dos indicadores del estado de una máquina, que admite el diagnóstico de la posible.

- **La vibración global**

Es el total de energía medida dentro de un rango de frecuencia. Esta medida global ya sea de una máquina, componente o la estructura de la máquina indica el estado de ella.

- **El espectro de vibración en dominio de frecuencia**

Este proceso se trata de descomposición de la “señal” de vibración en sus componentes, que significa pasar del dominio de tiempo al dominio de la frecuencia, obteniendo como resultado un diagrama de amplitud de vibración vs frecuencia denominado **espectro de frecuencia** que es la base del diagnóstico para la identificación del problema.

Según el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768-1830) y el Ahorro de Energía y Mantenimiento industrial S.A.C, interpretó una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencias específicos.

Un analizador que trabaja con FFT (Fast Fourier Transform) es capturar una señal desde una máquina, luego calcular todas las series de las señales sinusoidales que contienen la señal compleja y por último se muestra en forma individual en el eje X de la frecuencia.

En la figura 2.17 muestra como la onda total está compuesta por una serie de ondas pequeñas, en la que cada una corresponde a una frecuencia individual (1X RPM, 2X RPM, 3X RPM, etc.) cada una de esas ondas individuales se añadirán algebraicamente con las restantes componentes, dando como resultado la onda total, la cual puede ser observada en un osciloscopio o en la pantalla del analizador.

De igual forma se observa cómo funciona el paso del dominio del tiempo al dominio de frecuencia, basado en la técnica de desarrollo de la serie FFT, donde cada término de la serie es un componente del espectro.

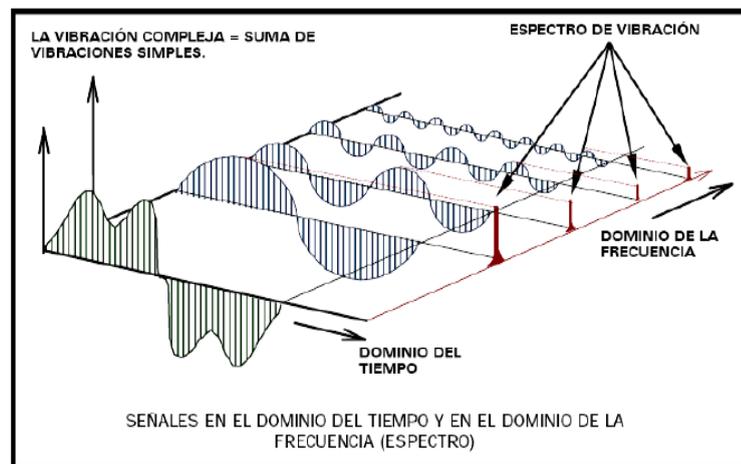


Figura 2.17 Transformada Rápida de Fourier

Fuente: [http:// a-maq.com](http://a-maq.com)

2.4.2.5 Magnitud de las vibraciones

Según Sinais Ingeniería 2014

Amplitud

Con respecto a vibraciones es la cantidad de movimiento de una masa desde una posición cero, la intensidad de vibración es mostrada mediante una tabla de severidad.

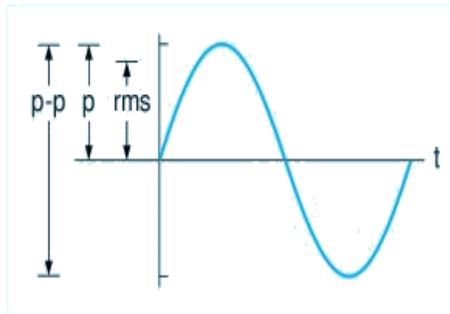


Figura 2.18 Medidas de Amplitud

Fuente: www.sinais.ingeniería.es

En la figura 2.18 se observa que tiene una amplitud de pico (p) de A mm, ya que sabemos que como la curva es simétrica también existe un movimiento de amplitud $-A$ mm en la dirección opuesta. También podemos decir que la curva tiene un valor de desplazamiento pico a pico ($p-p$) de $2A$, correspondiente a A mm hacia arriba y a A mm hacia abajo.

- **Desplazamiento:** Es la medida total del recorrido de la masa entre sus posiciones inferior y superior
- **Velocidad:** Medida de cuán rápido la masa se está moviendo o vibrando durante sus oscilaciones y se mide por lo general en plg/s o mm/s .
- **Aceleración:** Es la variación de la velocidad en el tiempo y es medido en unidades de gravedad ($g's$) o (mm/s^2).

Como se indica en la figura 2.19, el desplazamiento de un cuerpo que está sometido a un movimiento armónico simple es una onda sinusoidal. También la velocidad y la aceleración del movimiento son ondas sinusoidales. Cuando el desplazamiento está en su máximo, la velocidad vale cero, porque esa es la posición en la que la dirección del movimiento se invierte. Cuando el desplazamiento vale cero (en el punto de equilibrio), la velocidad estará en su máximo. Esto quiere decir que la fase de la onda de velocidad se desplazará hacia la izquierda 90 grados, comparada con la forma de onda del desplazamiento. En otras palabras, la velocidad está adelantada 90 grados con respecto al desplazamiento.

La aceleración es la proporción del cambio de velocidad. Cuando la velocidad está en su máximo, la aceleración vale cero ya que la velocidad no cambia en ese momento. Cuando la velocidad vale cero, la aceleración está en su máximo en ese momento dado que es cuando más rápido cambia la velocidad. La curva sinusoidal de la aceleración en función del tiempo se puede ver de esta manera como desplazada en fase hacia la izquierda respecto a la curva de velocidad y por eso la aceleración tiene un avance de 90 grados respecto a la velocidad y de 180 grados respecto al desplazamiento.

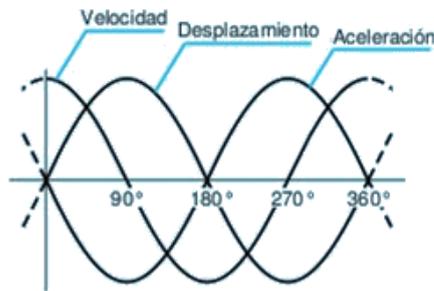


Figura 2.19 Desfase entre magnitudes

Fuente: www.sinais.ingeniería.es

Las unidades de amplitud seleccionadas para expresar cada medida tienen gran influencia en la claridad con la cual se manifiestan los fenómenos vibratorios. Así, según se puede ver figura 2.20, el desplazamiento muestra sus mayores amplitudes en bajas frecuencias (típicamente por debajo de 10 Hz), la velocidad lo hace en un rango intermedio de frecuencias (entre 10 y 1.000 Hz), y la aceleración se manifiesta mejor a altas frecuencias (por encima de 1.000 Hz).

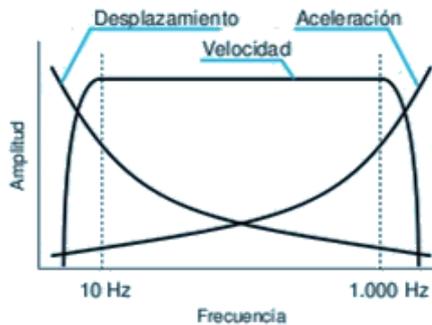


Figura 2.20 Magnitudes en frecuencias

Fuente: www.sinais.ingeniería.es

2.4.3 MOTORES TRIFÁSICOS

Es una máquina eléctrica rotativa, capaz de convertir la energía eléctrica trifásica suministrada, en energía mecánica. La energía eléctrica trifásica origina campos magnéticos rotativos en el bobinado del estator (o parte fija del motor).

Se fabrican en las más diversas potencias, desde una fracción de caballo hasta varios miles de caballos de fuerza (HP), se los construye para prácticamente, todas las tensiones y frecuencias (50 y 60 Hz) normalizadas y muy a menudo, están equipados para trabajar a dos tensiones nominales distintas. Se emplean para accionar máquinas-herramienta, bombas, montacargas, ventiladores, grúas, maquinaria elevada, sopladores, etc.

2.4.3.1 Principio de Funcionamiento

Cuando la corriente atraviesa los arrollamientos de las tres fases del motor, en el estator se origina un campo magnético que induce corriente en las barras del rotor.

Dicha corriente da origen a un flujo que al reaccionar con el flujo del campo magnético del estator, originará un par motor que pondrá en movimiento al rotor. Dicho movimiento es continuo, debido a las variaciones también continuas, de la corriente alterna trifásica.

Solo debe hacerse notar que el rotor no puede ir a la misma velocidad que la del campo magnético giratorio. Esto se debe a que a cada momento recibe impulsos del campo, pero al cesar el empuje, el rotor se retrasa. A este fenómeno se le llama deslizamiento.

Después de ese momento vendrá un nuevo empuje y un nuevo deslizamiento, y así sucesivamente. De esta manera se comprende que el rotor nunca logre alcanzar la misma velocidad del campo magnético giratorio.

Es por lo cual recibe el nombre de asíncrono o asincrónico. El deslizamiento puede ser mayor conforme aumenta la carga del motor y lógicamente, la velocidad se reduce en una proporción mayor.

Los motores de corriente alterna y los de corriente continua se basan en el mismo principio de funcionamiento, el cual establece que si un conductor por el que circula una corriente eléctrica se encuentra dentro de la acción de un campo magnético, éste tiende a desplazarse perpendicularmente a las líneas de acción del campo magnético.

2.4.3.2 Partes y Funcionamiento del Motor Eléctrico Trifásico

Independientemente del tipo de motor trifásico del que se trate, todos los motores trifásicos convierten la energía eléctrica en energía mecánica.

- **1. El estator:** está constituido por un enchapado de hierro al silicio, introducido generalmente a presión, entre una carcasa de hierro colado. El enchapado es ranurado, lo cual sirve para insertar allí las bobinas, que a su vez se construyen con alambre de cobre, de diferentes diámetros.
- **2. El rotor:** es la parte móvil del motor. Está formado por el eje, el enchapado y unas barras de cobre o aluminio unidas en los extremos con tornillos. A este tipo de rotor se le llama de jaula de ardilla o en cortocircuito porque el anillo y las barras que son de aluminio, forman en realidad una jaula.
- **3. Los escudos:** están hechos con hierro colado (la mayoría de veces). En el centro tienen cavidades donde se incrustan cojinetes de bolas sobre los cuales descansa el eje del rotor. Los escudos deben estar siempre bien ajustados con respecto al estator, porque de ello depende que el rotor gire libremente, o que tenga "arrastres" o "fricciones".

2.4.3.3 Tipos y Características del Motor Eléctrico Trifásico

Si el rotor tiene la misma velocidad de giro que la del campo magnético rotativo, se dice que el motor es síncrono. Si por el contrario, el rotor tiene una velocidad de giro mayor o menor que dicho campo magnético rotativo, el motor es asíncrono de inducción.

Los motores eléctricos trifásicos están conformados por dos grandes grupos:

1. Motores Síncronos
2. Motores Asíncronos

2.4.3.4 Motores Síncronos

Este motor tiene la característica de que su velocidad de giro es directamente proporcional a la frecuencia de la red de corriente alterna que lo alimenta. Es utilizado en aquellos casos en donde se desea una velocidad constante.

Las máquinas síncronas funcionan tanto como generadores y como motores. En nuestro medio sus aplicaciones son mínimas y casi siempre están relacionadas en la generación de energía eléctrica. Para el caso referente a la máquina rotativa síncrona, todas las centrales Hidroeléctricas y Termoeléctricas funcionan mediante generadores síncronos trifásicos. Para el caso del motor se usa principalmente cuando la potencia demandada es muy elevada, mayor que 1MW (mega vatio).

Los motores síncronos se subdividen a su vez, de acuerdo al tipo del rotor que utilizan, siendo estos: rotor de polos lisos (polos no salientes) y de polos salientes.

Motores de rotor de polos lisos o polos no salientes: Como se indica en la figura 2.21, se utilizan en rotores de dos y cuatro polos. Estos tipos de rotores están contruidos al mismo nivel de la superficie del rotor. Los motores de rotor liso trabajan a elevadas velocidades.

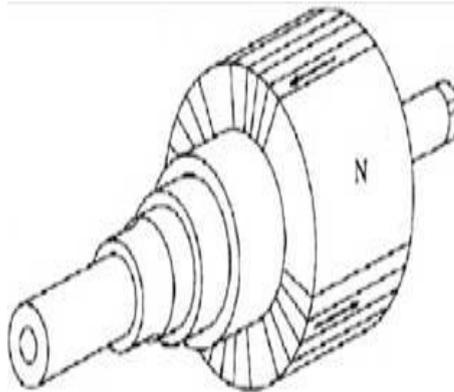


Figura 2.21 Rotor de polo no saliente

Fuente: <https://www.google.com.ec/rotordepolosnosalientesenunmotor>

Motores de polos salientes: Los motores de polos salientes trabajan a bajas velocidades. Un polo saliente es un polo magnético que se proyecta hacia fuera de la superficie del rotor. Los rotores de polos salientes se utilizan en rotores de cuatro o más polos.

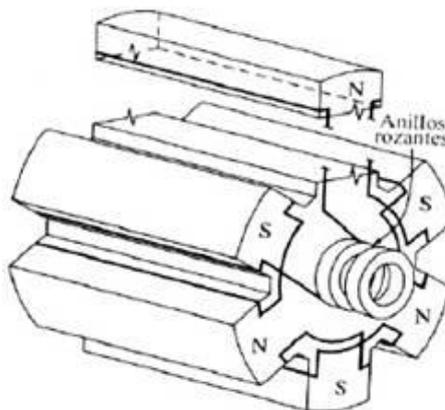


Figura 2.22 Rotor de polos salientes

Fuente: www.monografias.com/motor-electrico-trifasico

2.4.3.5 Motor Asíncrono

Los motores asíncronos o motores de inducción, son las máquinas de impulsión eléctrica más utilizadas, pues son sencillas, seguras y baratas. Los motores asíncronos se clasifican según el tipo de rotor, en motores de rotor en jaula de ardilla o (motores con inducido en cortocircuito) y en motores de rotor bobinado o de anillos rozantes.

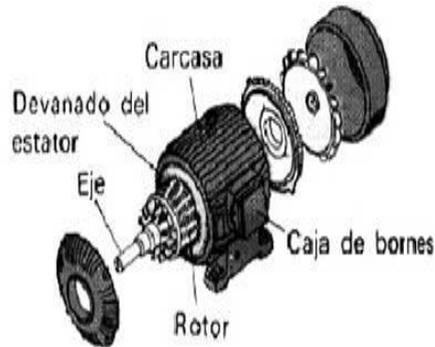


Figura 2.23 Motor jaula de ardilla

Fuente: <https://www.google.com.ec/search/Motor/Asincrono>

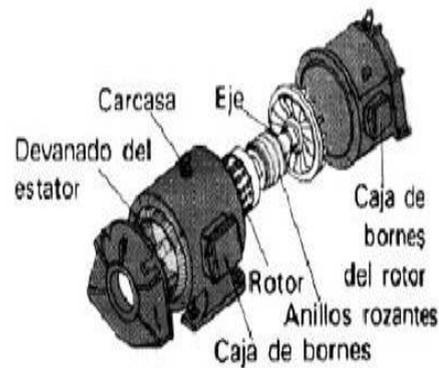


Figura 2.24 Motor de rotor bobinado con anillos rozantes

Fuente: <https://www.google.com.ec/search/Motor/Asincrono>

2.4.4 DISEÑO MECÁNICO

Según Yáñez F. (2011). *Estudio del sistema mecánico aplicado al desgranado de maíz suave seco para mejorar tiempos de producción en el cantón San Miguel provincia de Bolívar* (Tesis de Pregrado). Universidad Técnica de Ambato, Ambato, Ecuador.

El diseño es una actividad fruto del intelecto mediante la cual se generan una serie de ideas respecto a la solución práctica de un problema que requiere del desarrollo o construcción de una máquina, mecanismo, dispositivo o la creación de un proceso.

En ingeniería el diseño mecánico es el resultado de investigaciones sobre el límite de fluencia de los materiales, valor de esfuerzo aplicado en que el material comienza a deformarse permanentemente adquiriendo propiedades diferentes a las que tenía antes de someterlo a una fuerza. Para lograr un diseño adecuado, se debe llegar a un consiente límite de fluencia fuerza aplicada, en la manera más sencilla de presentarlo mayor a la unidad.

2.4.4.1 Requisitos de Diseño

a) Materiales

Los materiales a emplear en la fabricación de los componentes, los cuales tienen diferentes características en cuanto a sus propiedades mecánicas, físicas y químicas. Además de los aspectos relacionados con su costo, fabricación, manipulación y disponibilidad.

b) Resistencia

Se requiere resistencia en los diferentes componentes dados las soluciones de carga a las que va ser sometidas, las condiciones de operación, incluyendo el entorno y la vida esperada del mismo.

c) Costos

Estos costos están relacionados con los materiales, los procesos de fabricación, ensamblaje, las pruebas técnicas y demás recursos requeridos durante la etapa de construcción, prueba y optimización.

d) Tiempo

El tiempo disponible para la realización del proyecto, desde la fase de concepción hasta la entrega.

e) El peso

Peso de la estructura, puede ser un factor determinante en el diseño, y usualmente debe tenerse especial cuidado al momento de realizar los cálculos de los esfuerzos a los que está sometido el material.

2.4.4.2 Sistema Mecánico

El Equipo de Estudio de Vibraciones Mecánicas propuesto incluirá los siguientes pasos dentro del sistema mecánico:

a) Análisis de las teorías de vibración para aplicar los conceptos teóricos al sistema que será desarrollado para el Laboratorio de Automatización y Control, basándose en:

- Adquisición de las señales de vibración mecánica en el dominio del tiempo y la frecuencia por medio de un sensor de aceleración obteniendo la amplitud (velocidad).

Las unidades en [mm/s] son las más utilizadas para aplicaciones industriales en análisis de vibración.

- Conversión de la amplitud de aceleración a velocidad [mm/s]
 - Obtención de Picos en el espectro de la frecuencia, específicos para los componentes mecánicos a ser analizados.
 - Interpretación bajo fundamentos Mecánicos de las señales procesadas, basándose en criterios preestablecidos por experimentación de teoría de análisis de vibración.
- b)** Análisis de Diseño Mecánico del Eje para garantizar el correcto desempeño del sistema.

- c) Diseño y construcción del Eje Principal que será acoplado al eje del motor que servirá para analizar vibraciones correspondientes a éste o a elementos montados sobre el mismo.



Figura 2.25 Eje principal

Fuente: <https://www.google.com.ec/search=ejes>

- d) Construcción de eje con similares características al principal y pandeado para crear desbalance.
- e) Selección y montaje de elementos mecánicos necesarios para simular condiciones de falla creando escenarios de diagnóstico:
- Chumaceras (Problemas de Sujeción a la base).



Figura 2.26 Chumacera

Fuente: <http://www.aasuministros.com.mx/que-es-una-chumacera>.

- Engranés rectos (Defectos en dientes).



Figura 2.27 Engrane Recto

Fuente: <https://www.google.com.ec/search/engranaje+recto&tbm>

- Instalación de disco perforado para el acople de masas con el fin de recrear situaciones de desbalance.
- f) Establecimiento de puntos fijos para el montaje en el sistema mecánico del acelerómetro respectivo para la medición de la vibración en componentes mecánicos específicos, consideración de suma importancia debido que el equipo tendrá finalidad académica y es necesario establecer localizaciones de importancia mecánica para el montaje del elemento de medición.

2.4.5 MÁQUINAS ELÉCTRICAS

Las máquinas eléctricas rotantes tienen la particularidad de convertir energía eléctrica en mecánica o viceversa.

Una primera clasificación que puede hacerse es por su función:

- Generador, máquina que produce energía eléctrica por transformación de la energía mecánica.
- Motor, máquina que produce energía mecánica por transformación de la energía eléctrica.

- Convertidor rotativo que convierte energía eléctrica de una forma a otra (cambiando frecuencia, convirtiendo corriente alterna en continua etc.) máquina muy utilizada en el pasado.

Si se clasifican por la fuente de energía que las alimenta o que representan se tiene:

- Máquinas de Corrientes continua
- Máquinas de Corrientes alterna

2.4.5.1 Clasificación de las Máquinas Eléctricas

Las máquinas eléctricas de acuerdo a sus usos se dividen en:

A. Generadores.- Transforman la energía mecánica en eléctrica. Se instalan en las centrales eléctricas y en los diferentes equipos de transporte como autos, aviones, barcos, etc. En las centrales eléctricas los generadores son accionados mecánicamente mediante turbinas que pueden ser a vapor o hidráulicas; en los equipos de transporte mediante motores de combustión interna o turbinas a vapor. En una serie de casos los generadores se usan como fuente de energía para equipos de comunicaciones, dispositivos automáticos, de medición, etc.

B. Motores.- Son equipos eléctricos que transforman la energía eléctrica en energía mecánica; sirven para accionar diferentes máquinas, mecanismos y dispositivos que son usados en la industria, agricultura, comunicaciones, y en los artefactos electrodomésticos. En los sistemas modernos de control los motores se usan en calidad de dispositivos gobernadores, de control, como reguladores y/o programables.

C. Convertidores electromecánicos.- Transforman la c.a. en c.c. y viceversa, variando la magnitud de tensión (V), tanto de c.a. como c.c., frecuencia (f), número de fases y otros. Se usan ampliamente en la industria aunque en las últimas décadas ha disminuido su demanda debido al uso de los conversores semiconductores (dispositivos electrónicos de potencia).

D. Compensadores electromecánicos.- Generan o absorben potencia reactiva (Q) en los sistemas eléctricos de potencia para mejorar los índices energéticos (el factor de potencia ϕ , niveles de tensión) en las interconexiones y los centros de carga.

E. Amplificadores electromecánicos.- Se usan para el control de equipos de gran potencia, mediante señales eléctricas de pequeña potencia, que son transmitidos a los devanados de excitación (control). Su uso también ha disminuido.

F. Convertidores electromecánicos de señales.- Generan, transforman y amplifican diferentes señales. Se diseñan y proyectan en forma de micro motores y lo usan ampliamente diferentes equipos de control.

2.4.5.2 Parámetros nominales

Son datos que en base a las condiciones de servicio definen las prestaciones que puede entregar la máquina en condiciones especificadas.

Se presentan como el conjunto de valores numéricos de las magnitudes eléctricas y mecánicas asignadas a la máquina por el constructor e indicadas en la chapa de características.

a) Potencia Nominal

Este valor establece las bases de diseño, de construcción y de garantías. Generalmente cuando no se especifica otra cosa se supone que la máquina es de servicio continuo, es decir, puede funcionar con carga constante un tiempo ilimitado en el cual alcanzará un equilibrio térmico aceptable y no perjudicial para la vida útil de la máquina. Esto también incluye el funcionamiento permanente a potencia máxima.

Para las máquinas rotantes se establecen dos regímenes extremos de funcionamiento, en vacío y a plena carga.

Funcionamiento en vacío es la condición de funcionamiento de una máquina con carga nula (el resto de condiciones de operación son las nominales).

Funcionamiento a plena carga es cuando se tiene el mayor valor de carga indicada para una máquina funcionando a la potencia nominal.

b) Momento de Inercia

El momento de inercia (dinámico) de un cuerpo alrededor de un eje es la suma (integral) de los productos de sus masas elementales por el cuadrado de sus distancias radiales al eje.

c) Constante de tiempo térmica equivalente

La constante de tiempo térmica equivalente es la constante de tiempo que, en reemplazo de otras individuales, determina aproximadamente la evolución de la temperatura en un arrollamiento a consecuencia de una variación de corriente en escalón.

2.4.6 DESBALANCE EN MOTORES

Es una de las causas más comunes que producen vibraciones, el desbalance produce oscilaciones importantes en el par instantáneo requerido por el motor, produciendo la fatiga de los elementos de transmisión tales como correas, poleas, chavetas, rodamientos y ruedas dentadas.

2.4.6.1 Fuentes de desbalance

Los problemas que pueden producir desbalance son:

- Falta de homogeneidad en partes coladas, como burbujas, agujeros de soplado, y partes porosas.
- Excentricidad del rotor.
- Flexión de rodillos, especialmente en máquinas de papel.
- Errores de máquina. (Defectos constructivos)

- Distribución desigual de las impulsoras de una bomba. (Efecto de cavitación)
- Pesos de balanceo que falten
- Flecha con flexión.

2.4.6.2 Tipos de desbalance

El desbalance en un motor puede ser de dos tipos:

- Desbalance estático
- Desbalance dinámico

a) Desbalance Estático

Según Mechanical vibration. Balancing El caso más simple de desbalance, ocurre en un rotor uniforme de masa M montado en una flecha (rotor), cuando coincide su eje de rotación con su eje de simetría geométrica. Si una masa pequeña m se fija al rotor a una distancia r a partir del eje de rotación, entonces el rotor estará desbalanceado. La fuerza centrífuga generada por la masa m cuando el disco rota a una velocidad de ω , está dada por:

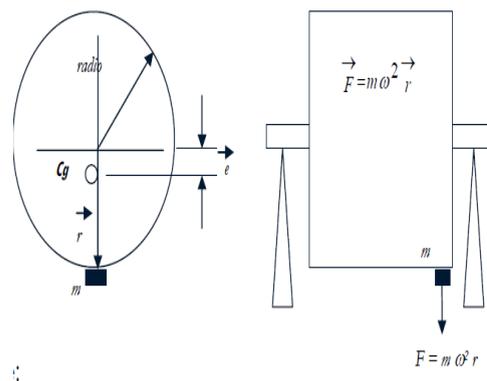


Figura 2.28 Desbalance estático

Fuente: Mechanical vibration. Balancing

$$F = m\omega^2 r$$

(Ec. 2. 9)

Donde:

F = es la fuerza equivalente a la fuerza generada por una excentricidad del centro de gravedad del rotor con respecto a su eje de rotación.

m = es la masa del rotor (kg).

r = es la excentricidad del rotor (m, metros)

C_g = es el centro de gravedad del rotor.

b) Desbalanceo Dinámico

Normalmente el desbalance en un rotor es la combinación de desbalance estático y desbalance par, como se muestra en la figura 2.29. Para corregir el desbalance dinámico es necesario hacer mediciones de vibración mientras el rotor está trabajando y hacer correcciones en dos planos.

Lo anterior nos muestra de manera general los tipos de desbalance mecánico que podemos esperar en un sistema rotatorio, desafortunadamente la solución depende de una gran variedad de elementos que afectan las características propias de los elementos mecánicos al estar operando.

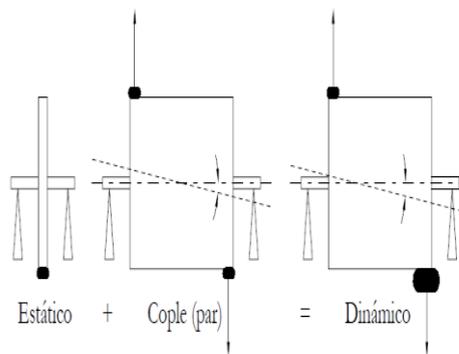


Figura 2.29 Desbalance Dinámico

Fuente: Metas & Metrológos Asociados. (2005).

2.4.6.3 Como medir el Desbalance Mecánico

Según Metas & Metrológos Asociados. (2005) La magnitud del desbalance residual no puede ser obtenido por método directo, ésta es obtenida por medio de otras

magnitudes, que son la de masa (g, gramos) y amplitud de vibración (μm , mm/s y m/s²), y fase (0 a 360 °).

Para llevar a efecto dicha medición se requiere de un equipo sencillo para medir *vibración* (A_0) y *velocidad del rotor* (ω_0) de cualquier equipo o máquina, en el cual se muestra un sensor óptico que envía un pulso eléctrico cada revolución del rotor para calcular su velocidad.

El acelerómetro genera una señal eléctrica proporcional a la aceleración del soporte del rotor, esta señal es filtrada a la frecuencia de operación del rotor para ser enviada a un medidor de vibración.

Un medidor de fase (ϕ_0) compara la señal del acelerómetro y la del sensor óptico para obtener el ángulo de fase entre estas dos señales.

Una vez obtenidos los datos anteriores se procede a montar una masa de prueba m_p en el rotor y se hacen las mediciones de vibración (A_1) y velocidad del rotor (ω_1) para obtener el dato de fase (ϕ_1).

Conjuntando los datos, es posible calcular la magnitud y la posición de la masa que debe tener la masa de corrección para el balance del rotor. Para lo cual es necesario conocer bien los siguientes aspectos:

Selección de la masa de prueba, cálculo de la posición de la masa de corrección, **aseguramiento de las mediciones** (calibración del instrumento) y montaje de la masa de corrección.

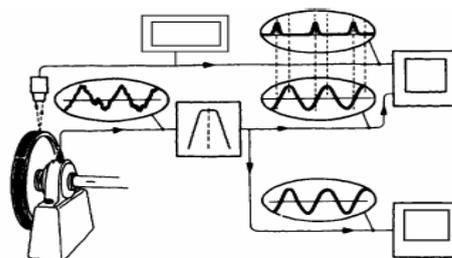


Figura 2.30 Medir vibraciones

Fuente: Metas & Metrológicos Asociados. (2005).

2.5. HIPÓTESIS

Mediante la realización de parámetros de estrategia de mantenimiento predictivo permitirá prevenir el desbalance mecánicas en motores rotativos trifásicos de 2 HP de potencia causadas por las vibraciones mecánicas.

2.6. SEÑALAMIENTO DE VARIABLES

- **Variable Independiente**

Vibraciones Mecánicas en motores rotativos trifásicos de 2 HP de potencia.

- **Variable Dependiente**

Prevenir desbalance mediante una estrategia de mantenimiento predictivo en el laboratorio de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Término de Relación

Prevención

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA

3.1 ENFOQUE

La presente investigación tendrá un enfoque particularmente cuantitativo, ya que esta investigación se desarrollará con la ayuda de normas y especificaciones para prevenir el desbalance en motores trifásicos mediante una estrategia de mantenimiento predictivo en el laboratorio de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

3.2 MODALIDAD Y TIPO DE INVESTIGACIÓN

3.2.1 MODALIDAD

- **De Campo:** Esta investigación se realizara en los Laboratorios de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica en donde se determina una estrategia de mantenimiento predictivo por el desbalance en motores rotativos trifásicos a causa de las vibraciones mecánicas.
- **Documental:** A través de Este medio investigativo se podrá conocer e identificar sobre materiales y técnicas que nos ayudara a implementar una estrategia de mantenimiento predictivo en motores trifásicos a causa de las vibraciones mecánicas.
- **Bibliográfica:** Está investigación se realizara mediante diferentes textos, tesis, Normas en la biblioteca de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, Campus Huachi.

- **Experimental:** Este tipo de investigación se realizara con la finalidad de obtener información para representar el desbalance causadas por las vibraciones mecánicas en motores rotativos trifásico de 2HP de potencia.

3.2.2. NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN

- **Exploratorio:** Nos permite analizar el problema de manera muy particular, además con la flexibilidad de la metodología de este tipo de investigación se planteará una solución a dicho problema.
- **Correlacional:** Se usará este tipo de investigación, ya que una vez que se recoja datos informativos se realizara una estrategia de mantenimiento predictivo que permitan prevenir el desbalance existente en motores rotativos trifásicos mediante las vibraciones mecánicas.
- **Descriptivo:** Se analizará el problema estableciendo sus causas y consecuencias así como las dificultades por las que se atraviesa.

3.3. POBLACIÓN Y MUESTRA

Para la presente investigación mediante la visualización se tomará nota el tiempo total en donde se presente las amplitudes máximas y mínimas del espectro por desbalance en sus componentes a causa de las vibraciones mecánicas, serán necesarias realizar 3 mediciones a tres diferentes frecuencia de rotación en cada punto crítico de monitoreo (motor, chumacera), la cual se presentará la medición con alta definición espectral, por último para la toma de datos se compara y se hace referencia a las mediciones realizadas en trabajos técnicos de campo y normas internacional.

3.4 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.4.1 VARIABLE INDEPENDIENTE

Vibraciones mecánicas en motores rotativos trifásicos de 2HP de potencia

Tabla 3.1 Operacionalización de Variable Independiente

Concepto	Categorías	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
<p>Vibración es el movimiento de vaivén de las moléculas de un cuerpo debido a que posee características energéticas cinéticas y potenciales.</p> <p>Motores trifásicos son máquinas rotativas de flujo variable sin colector y tienen tres devanados en el estator.</p>	Tipos de Vibraciones	¿Qué tipos de vibraciones existen en los motores trifásicos?	<ul style="list-style-type: none"> -Armónico -Periódico -Aleatorio 	<p>Observación Directa</p> <p>Bibliografía, Normas</p>
	Adquisición de Datos	¿Qué dispositivo será el adecuado para la adquisición de datos?	<ul style="list-style-type: none"> -DAQ NI 6009 - PLCs - Placas Electrónicas 	<p>Observación Directa</p> <p>Bibliografía, Libros</p> <p>Internet</p>
	Tipos de Motores Eléctricos	¿Qué tipos de motores eléctricos existen?	<ul style="list-style-type: none"> -Síncronos -Asíncronos 	<p>Bibliografía</p> <p>Libros, Normas,</p> <p>Catálogos</p> <p>Internet</p>
Problema de las máquinas		¿Qué problemas se originan en las máquinas rotativas?	<ul style="list-style-type: none"> -Futuras fallas en elementos específicos. -Problemas puntuales 	

Fuente: Nelson Rodrigo Poaquizza Rivera

3.4.2 VARIABLE DEPENDIENTE

Prevenir desbalance mediante una estrategia de mantenimiento predictivo en el laboratorio de Automatización y control de la carrera de Ingeniería Mecánica.

Tabla 3.2 Operacionalización de Variable Dependiente

Concepto	Categorías	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
El desbalance mecánico produce vibraciones, oscilaciones importantes en el par instantáneo requerido por el motor produciendo la fatiga de los elementos de transmisión.	Desbalance	¿Cuál son los tipos de desbalances?	-Dinámico -Estático	-Observación Directa. -Bibliografía -Catálogos
El mantenimiento predictivo son ciertos procesos de revisiones cuando la máquina está en funcionamiento	Mantenimiento predictivo	¿Cuál es la estrategia de mantenimiento predictivo?	-Tipos de Vibraciones -Tipos de Desbalance	-Catálogos -Normas - Observación Directa

Fuente: Nelson Rodrigo Poaquiza Rivera

3.5. TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

La recolección de información para el presente trabajo de investigación, radica fundamentalmente en la observación directa y estudios de tipo experimental, los cuales se realizarán en la biblioteca y en el laboratorio de Mecanismos y Vibraciones de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, se usara información del Internet para obtener los datos técnicos y normas de Vibraciones mecánicas en motores rotativos trifásicos.

Se anotará y verificará los eventos físicos que sucedan mediante la observación, en la cual se utilizara instrumentos como:

Tabla 3.3 Técnicas e Instrumentos

Técnicas	Instrumentos
Observación Directa	Cuaderno de notas, catálogos, bibliografía, normas
Medición de Vibraciones Mecánicas	Sensores

Elaborado por: Nelson Poaquiza

3.6. PLAN DE PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS

Para el procesamiento y análisis de este sistema se establecerá una guía sobre el procedimiento adecuado a seguir para la realización de la práctica, mediante una estrategia de mantenimiento predictivo sobre el desbalance en motores rotativos trifásicos debido a las vibraciones mecánicas.

Con la información obtenida se procederá de la siguiente forma:

- Revisión crítica de la información recopilada.
- Análisis e interpretación de los resultados obtenidos con ayuda de los objetivos y el marco teórico.

- Representar los resultados mediante gráficas de datos para la representación de resultados.

3.6.1. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

- Se necesitó un gráfico donde se encuentre el análisis e interpretación de objetivos, hipótesis, propuesta que se va incluir etc.
- Interpretación de resultados con el apoyo del marco teórico.
- Establecimiento de conclusiones y recomendaciones

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

4.1.1. PARÁMETROS DE ESTRATEGIA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Es importante tomar en cuenta en las medianas y grandes industrias la implementación de una estrategia de mantenimiento predictivo para así incrementar la vida útil de la maquinaria, de esta forma se asegurara la productividad de la empresa.

El análisis de vibraciones, la termografía, el análisis de lubricantes, entre otros son técnicas de mantenimiento predictivo que permite hallar las causas de posibles fallos anticipándose a la avería.

Para la implementación de un mantenimiento predictivo resulta imprescindible la realización de un parámetro de estrategia y una organización que aseguren el seguimiento constante y riguroso de los elementos que componen la empresa. La estrategia de mantenimiento predictivo se tiene que seguir una secuencia lógica desde que se detecta el problema, se estudia, se encuentra su causa y finalmente se decide la posibilidad de corregirlo en el momento oportuno con la máxima eficiencia.

Los parámetros de estrategia que se siguió para el análisis de las señales de vibración constan de tres:

4.1.1.1 Detección: Reconocimiento del problema

Consiste en encontrar un problema en la maquinaria y se realizó un seguimiento constante y riguroso del nivel de vibración de una máquina. Para proceder a determinar

los espectros producidos por vibraciones mecánicas fue necesario diseñar y construir un prototipo en el cual se pudo simular el defecto de desbalance.

Las señales de desbalance son adquiridas en el prototipo, permitiendo valorar características mecánicas y las posibles fallas existentes. Las señales de vibración son adquiridas utilizando el acelerómetro 1044_0 - Phidgets Spatial High Resolution combinada de características como: la funcionalidad de una brújula, un giroscopio y un acelerómetro de 3 ejes en un solo paquete, mide ± 2 gravedades (g), y una mayor precisión en giroscopio a velocidades de menos de $100^\circ / \text{seg}$. Un objeto fijo experimenta $1g$ de aceleración debido al campo gravitatorio de la Tierra.

La resolución de medición de la aceleración será de $76\mu g$ hasta $976\mu g$ que es el límite. Del mismo modo, cuando el giroscopio mide un valor de rotación con una magnitud inferior a $300^\circ / \text{s}$ en el eje Z o $400^\circ / \text{s}$ en la X o el eje Y. **Anexo A1**

Los sensores son ubicados en los soportes del eje en la dirección radial horizontal (x) y vertical (z), los puntos de medida elegidos para tomar las señales de vibraciones mecánicas son los elementos que alojen rodamientos, engranajes y en el motor rotativo eléctrico trifásico de 2HP de potencia.

4.1.1.2 Análisis: Localización de la causa del problema

La esencia del estudio de vibraciones es realizar el análisis de datos que consta de dos etapas: adquisición e interpretación de los datos de vibración del prototipo obtenidos al simular el efecto de desbalance.

La adquisición de datos es el principal paso a dar para hacer un análisis de vibraciones. Los datos a tomar de velocidad o aceleración dependerán de la velocidad de máquina, la cual se varió a 3 distintas frecuencias del motor, se tomó los datos en un determinado tiempo que nos permitió detectar en los espectros cual es el efecto más común de fallo en el prototipo diseñado, los datos se adquirió en los puntos donde se alojen rodamientos (chumaceras), engranes y el caso más frecuente en el motor rotativo

eléctrico trifásico de 2 Hp de potencia que causan las vibraciones mecánicas.

Con la ayuda de la herramienta de un software (LabVIEW 7) y dispositivos adquiridos que permiten tomar datos de aceleración y visualizar las señales, se llegara a un diagnóstico de análisis espectral de los datos obtenidos en los puntos ya antes mencionado, el buen uso de esta herramienta garantiza una valiosa contribución para las áreas de producción, seguridad industrial, planificación del mantenimiento y gestión de repuestos.

4.1.1.3 Corrección: Encontrar el momento y forma de solucionar el problema

El objetivo es que una vez detectado y analizado las causas del problema mecánico encontrado en su etapa inicial es necesario realizar la corrección, a la vez se puede programar el momento adecuado para darle mantenimiento requerido, intentando que afecte de forma mínima el proceso de producción.

Mediante esta estrategia elaborada se ha decidido incluir en el laboratorio Automatización Industrial de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, un prototipo de simulación de vibraciones mecánicas incluido los dispositivos que detecte el desbalance mecánico que permite la adquisición de datos y analizar los espectros de vibraciones mecánicas en los puntos críticos elegidos de tal forma que no afecta al buen funcionamiento de la máquina.

4.1.2 CARACTERÍSTICA DEL DISPOSITIVO PARA ADQUIRIR SEÑALES DE VIBRACIÓN MECÁNICA

De acuerdo al desarrollo tecnológico que evoluciona a diario, el prototipo diseñado para la simulación de desbalance fue necesario equipar para obtener señales de vibraciones mecánicas dispositivos de las mejores características y parámetros como son los productos para la detección y control USB Phidgets.

4.1.2.1 Productos para la Detección y Control USB Phidgets

Phidgets es un conjunto sencillo de bloques de construcción de bajo costo y el control de la PC, Usando el Universal Serial Bus (USB) como la base para todo Phidgets, fácil de usar y robusta interfaz de programación de aplicaciones (API). Las aplicaciones pueden ser desarrolladas rápidamente por los programadores que utilicen lengua favorita: Visual Basic, VBA (Microsoft Access y Excel), LabVIEW, Java, Delphi, C y C ++, Matlab y Borland.

Phidgets proporcionan a los usuarios las bases de un sistema asequible y altamente flexible que se pueden aprovechar a través de una PC para detectar y gestionar una serie de elementos del medio ambiente, en última instancia conduce a la creación de dispositivos robóticos, más interactivos inteligentes. **Anexo A2**

Este producto ofrece una variedad de idiomas soportados por usar Phidgets. Cada idioma tiene sus propias bibliotecas, que se pueden observar en las páginas de lenguaje del **Anexo A3**, junto con ejemplos de código y una API en profundidad.

A continuación se describirá los sensores implementados para la realización del presente proyecto.

a) Sensor de aceleración 1044_0 Alta Resolución

Este acelerómetro es un dispositivo que mide la aceleración de vibración en sistemas o aplicaciones de orientación, es la tasa de cambio de la velocidad de un objeto. La aceleración se mide en unidades de amplitud (g's) rms la fuerza de gravedad aquí en el planeta tierra es equivalente a $9,8 \text{ m/s}^2$.

Los acelerómetros son dispositivos electromecánicos que detectan las fuerzas de aceleración, ya sea estática o dinámica. Las fuerzas estáticas incluyen la gravedad, mientras que las fuerzas dinámicas pueden incluir vibraciones y movimiento.

Para la mayoría de acelerómetros, las conexiones básicas que se requiere para la operación es el poder y las líneas de comunicación que vienen en hojas de datos establecidos, además en la parte reversa vienen establecidos los ejes que indica como tomar datos 0(x); 1(y); 2(z). **Anexo A4**

b) Encoder Rotatorio Óptico 3530_0

La función del encoder es medir la velocidad de giro del motor. El encoder es un codificador rotario el cual convierte una señal digital en un código binario. **Anexo A5**

c) Placa de doble relés 3051_1

Los relés mecánicos son dispositivos que se pueden activar o desactivar la potencia suministrada a otro dispositivo como un interruptor, por ejemplo en lugar que un persona active el interruptor los relés mecánicos cambian cuando se les proporcionan una pequeña cantidad de energía.

Estas tarjetas de relés dobles permiten controlar cargas más grandes y dispositivos como motores de corriente alterna o corriente continua, electroimanes y las bombillas incandescentes. Dicha tarjeta no es adecuada para la conmutación de señales, se necesita al menos 100mA de corriente para salvar la capacidad de óxido que se formen en los contactos de relés, además dispone de 2 relés mecánicos de un polo simple doble tiro (SPDT) nominal a 240 V AC / 10A o 100V DC / 5 A. **Anexo A6**

d) Kit Interfaz 8/8/8 Port Hub

El Kit Interfaz es un producto de 6 puertos de velocidad completa (12 MBits/s) con un USB incorporado, cada puerto USB en el cubo tiene un suministro de corriente máxima de 500 mA.

Entradas Analógicas

Se utilizan para medir cantidades continuas como la temperatura, humedad, posición, presión, etc. Phidget ofrece una amplia variedad de sensores que se puede conectar directamente a la placa mediante el cable incluido con el sensor. Las muestras se pueden establecer en 1 ms, 2 ms, 4 ms, 8ms y múltiplo de 8 ms hasta 1000 ms.

Entradas Digitales

Las entradas digitales tienen un filtro de hardware de entrada digital para eliminar falsos disparos de ruido eléctrico. Pueden ser utilizados para transmitir el estado de los dispositivos tales como pulsadores, interruptores de límite, relés y niveles lógicos. Múltiples entradas analógicas. Cada entrada analógica proporciona alimentación (nominal +5 V CC), suelo, y un cable de retorno de tensión analógica impulsado por el sensor en cierta tensión. El Kit Interface mide continuamente esta tensión de retorno e informa a la aplicación.

Salidas Digitales

Las salidas digitales se pueden utilizar para conducir LEDs, relés de estado sólido (SSR) y transistores; de hecho, cualquier cosa que acepte una señal de un semiconductor de óxido metálico (CMOS). **Anexo A7**

4.1.3. PARÁMETROS DE LOS SENSORES DE ADQUISICIÓN DE SEÑALES DE VIBRACIÓN MECÁNICA

Los parámetros que se estableció para la adquisición de vibraciones mecánicas son: el costo, precisión, adquisición de datos, factibilidad de implementación, a continuación se realizará una referencia del dispositivo adquirido.

4.1.3.1. Costo

- Phidgets son las representaciones físicas de Widgets, pequeñas aplicaciones de software usadas para fácil acceso a funciones utilizadas frecuentemente. Uno de los factores que lo hace ideales para el uso de Phidgets son la disponibilidad de

proveedores, los costos accesibles en comparación con su competencia. Estos productos Phidgets tiene una gama de dispositivos que son disponibles para realizar este proyecto, los necesarios son:

Tabla 4.1 Costo de productos Phidgets

Descripción	Cant.	Precio	P. Total
Sensor temperatura	1	\$ 60,00	\$ 60,00
Acelerómetro Spatial Precisión	2	\$ 140,00	\$ 280,00
Interface kit 8/8/8	1	\$ 125,00	\$ 125,00
Dual Relay Board	1	\$ 19,00	\$ 19,00
USB Cable 60cm	5	\$ 2,00	\$ 10,00
Sensor Cable 60cm	3	\$ 2,00	\$ 6,00
Cable encoder 50cm	1	\$ 5,00	\$ 5,00
Encoder rotary optical	1	\$ 50,00	\$ 50,00
			\$ 555,00

Elaborado por: Nelson Poaquiza

4.1.3.2. Precisión

- El Phidgets Spatial 3/3/3, es una placa de Alta resolución que tiene 3 ejes como: Acelerómetro, giroscopio y brújula con mediciones de Alta resolución de magnitudes bajas. A demás mide aceleraciones dinámicas de -3 a 3 Gravedades (g) y aceleraciones estáticas de -1 a 1 (g) debido a la gravedad constante de la tierra de $9.81\text{m}^2/\text{s}$.

4.1.3.3. Adquisición de Datos

Según el sistema de regulación y control automáticos de puertos USB y la norma IEEE 1394. El USB permite adjuntar dispositivos periféricos a la computadora rápidamente sin necesidad de reiniciar ni de volver a configurar el sistema, estos dispositivos tiene la facilidad de configurarse automáticamente tan pronto se conecte físicamente.

- Los Phidgets son versátiles debido a que su manipulación es de forma directa donde

a nivel de hardware solo se tiene que conectar al puerto USB como los servo motores, un acelerómetro de 3 ejes y los módulos electrónicos con entradas y salidas digitales y entradas analógicas.

A nivel de software una vez instalado el controlador Phidget –x64 se puede verificar su funcionamiento y reconocimiento del código instalado en cada dispositivo, el lenguaje de programación queda a la elección de programador que favorezca al proyecto.

4.1.3.4. Factibilidad de Implementación

- Se ha optado por integrar tecnología Phidgets en el prototipo diseñado para adquirir señales de vibración mecánica ya que estos dispositivos cuentan con una gran variedad de sensores lo que permite analizar el efecto de desbalance en motores rotativos trifásico de 2 Hp de potencia.

4.1.4. DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO DE SIMULACIÓN

El prototipo de adquisición de vibraciones mecánicas en motores rotativos consta de 3 partes que son: Mecánica, Electrónica y Software.

4.1.4.1. Parte Mecánica Del Prototipo

La parte mecánica consta de lo siguiente:

1. Motor trifásico marca WEG con fuente de alimentación trifásica a un voltaje nominal de 220V, frecuencia máxima de 60Hz a una velocidad nominal de 1740 rpm de 4 polos y una potencia de 2Hp de corriente nominal de 3,06A.
2. La Chumaceras HCP 205-16 son 4 unidades que tiene un peso total de 1.06Kg c/u, el diámetro interno es de 1plg la cual se sujetara con 8 pernos de 3/8plg. **Anexo A8**
3. Eje de acero 1018 de ϕ 1plg x 40cm de longitud. **Anexo A9**

4. El acople flexible marca lovejoy contiene un elemento elástico en el intermedio en forma de anillo la cual resiste al aceite y trabaja a temperatura de $-40+100^{\circ}\text{C}$.
5. Un perno de $3/8 \times 40\text{mm}$ y 4 Arandelas para forma una masa de 54 y 75gramos.
6. Disco de acero de 3plg d ϕ exterior y 1plg de ϕ interior con 4 agujeros a 90 grados y un Chavetero de 5mm para colocar la masa y.
7. Se adquirió 2 Engranés de 35 y 42 dientes para simular el desbalance como se podrá visualizar más adelante.
8. Variador de frecuencia Yaskawa de 2.2Kw.
9. Prototipo terminado.

4.1.4.2. Parte Electrónica Del Prototipo

Se encuentra conformado por los siguientes dispositivos de adquisición de señales de vibración.

1. Sensor de aceleración Phidgets 1044_0
2. Kit Interfaz 8/8/8
3. 2 Placas de doble relés 3051_1
4. Encoder 3530_0
5. Cable de conexión USB

4.1.4.3. Parte Software Del Prototipo

En esta parte se utilizó el programa LabVIEW y su módulo Sound and Vibration Assistant, además de la utilización de Phidget control Panel de los productos adquiridos para este proyecto.

4.2. INTERPRETACIÓN DE DATOS

El análisis del presente proyecto se realizó mediante pruebas en un motor eléctrico trifásico de 2 HP de potencia con dos enlaces de potencia mecánica como se indica en la figura 4.1, donde se generó y se detectó una de los defectos típicos como es el desbalance generado por las vibraciones mecánicas, se realizó la toma de datos a través de los dispositivos Phidgets siguiendo los parámetros de estrategia de mantenimiento predictivo ya antes mencionado.

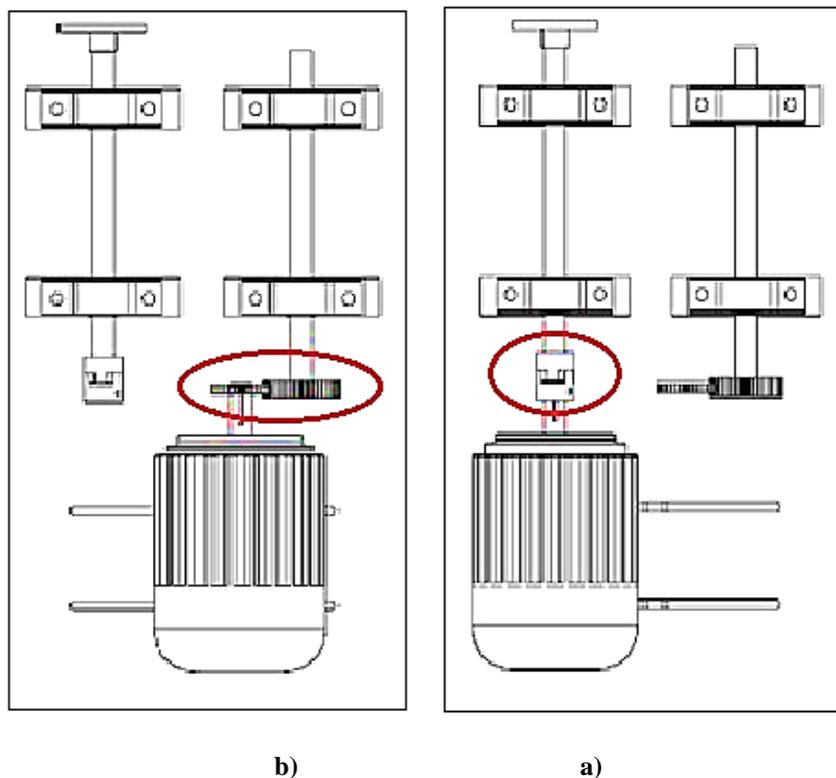


Figura 4.1 Método de enlazar potencia mecánica a) engranes b) acople flexible

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La prevención de posibles fallas en maquinarias es necesaria para la operación confiable y segura, el riesgo de falla y el tiempo en que una maquinaria quede fuera de servicio pueden disminuirse solo si los problemas se pueden anticipar y evitar.

Se debe tomar en cuenta que debido a las tolerancias que existen en los componentes de la máquina existirán vibraciones.

4.2.1. DETECCIÓN DEL EFECTO DE DESBALANCE

El fenómeno más común que producen vibración en un motor rotativo trifásico es el desbalance, este tipo de vibración mecánica ocasiona que aparezcan fuerzas centrífugas sobre el rotor, estas fuerzas son las que producen vibraciones que ceden a las chumaceras, cojinetes y engranes.

En los componentes es fácil encontrar un pico en el gráfico de amplitud - frecuencia que denote un pequeño desbalance como se observa a continuación en la figura 4.2, en donde hay un pico en una frecuencia que coincide con la velocidad de giro.

Espectro característico:

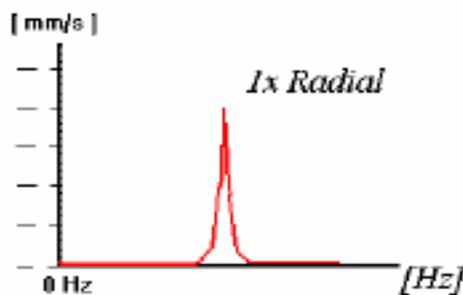


Figura 4.2 Espectro de velocidad de desbalance

Fuente: <https://Interpretacion-de-Espectros-de-Vibraciones>

Para notar la cantidad de desbalance hay que localizar la amplitud de vibración en la frecuencia igual a 1 x rpm, en donde la amplitud es proporcional a la cantidad de desbalance.

Usualmente las características que predominan el desbalance a causa de la vibración son los altos niveles de vibración en la dirección radial (horizontal y Vertical) en máquinas con ejes horizontales, y bajos niveles de vibración en la dirección axial, aunque la forma de la gráfica sea igual en los tres sentidos.

Los datos de vibraciones mecánica se obtuvo la amplitud en velocidades (mm/s) rms, a 3 diferentes frecuencias ingresadas en el variador de frecuencia, **según la norma ISO 2372 “Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 revoluciones por segundo.**

Es aplicable a los equipos rotativos cuyo rango de velocidades de giro esta entre 600 y 12.000 rpm, en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz, distinguiendo varias clases de equipos rotativos.

Tabla 4.2 Clasificación de equipos

Clase	Descripción
Clase I	Equipos rotativos hasta 15kW
Clase II	Equipos medios de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial
Clase II	Equipos grandes, por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial
Clase IV	Turbo maquinaria (equipos con RPM > velocidades críticas)

Fuente: Norma de severidad de vibración ISO 2372

Para utilizar la norma ISO 2372, basta con clasificar la maquina rotativa en estudio dentro de la clase correspondiente para localizar la zona en la que se encuentra.

Tabla 4.3 Severidad de la vibración

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

A Buena	C Insatisfactorio
B Satisfactorio	D Inaceptable

Fuente: Norma ISO 2372

Con el acelerómetro 1044_0 Phidgets se tomó datos de velocidad debido a que el equipo rotativo está dentro del orden de 600 y 12.000 rpm, la ubicación en el cual se adquirió las mediciones de vibración se denominan puntos críticos. Estos puntos se ubican en la carcasa de chumaceras donde hay rodamientos, elementos de transmisión de potencia y en la estructura del equipo rotativo. En cada punto se tomó en tres sentidos como se indica.

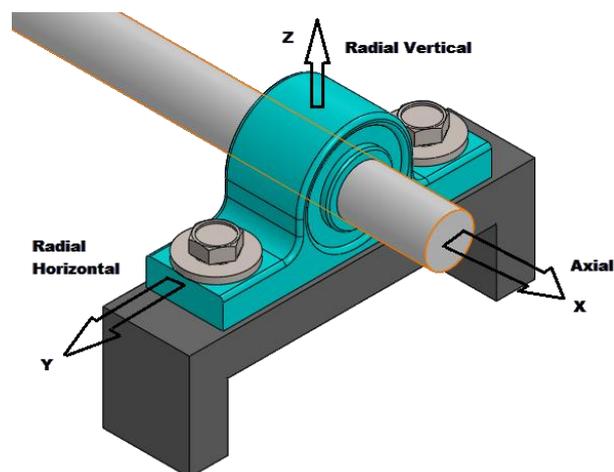


Figura 4.3 Sentido de medición

Elaborado por: Nelson Poaquiza

En la siguiente figura 4.4 se puede observar con mayor detalle, las direcciones de colocación del sensor phidgets durante la toma de datos.

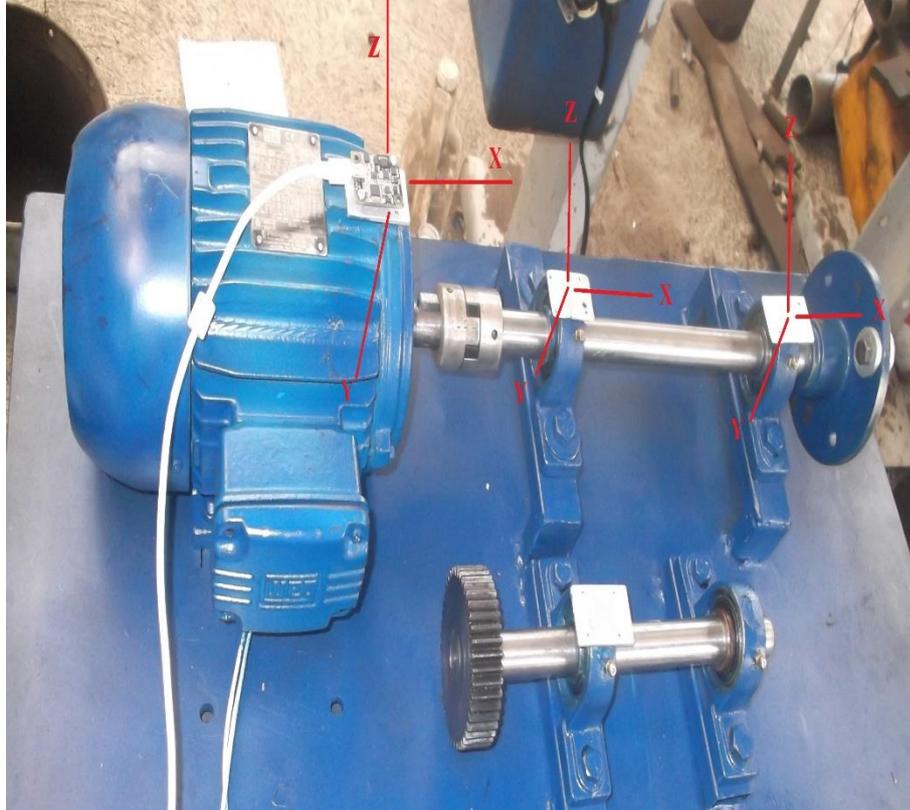


Figura 4.4 Colocación de sensor sobre el motor

Elaborado por: Nelson Poaquiza

El objetivo de analizar estas componentes, es conocer el comportamiento de las vibraciones en las diferentes direcciones ya que facilitan información para analizar el fenómeno que causan las vibraciones.

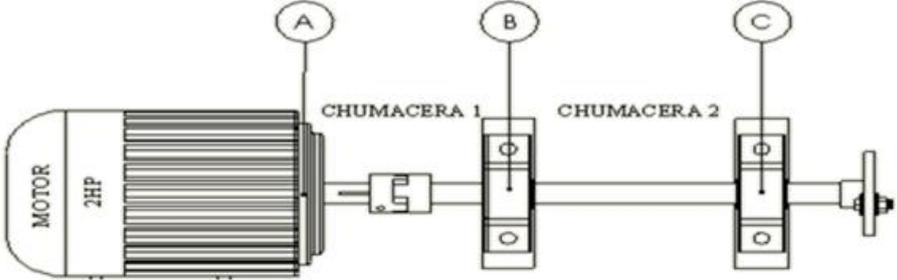
4.2.1.1 Vibración en Motor Eléctrico trifásico debido a Desbalance

Con el desarrollo del software LabVIEW se llegó a un diagnóstico de análisis espectral en los puntos críticos del motor eléctrico trifásico, chumaceras y engranes, el buen empleo de esta herramienta garantiza una valiosa contribución para las áreas de producción, planificación del mantenimiento predictivo y gestión de repuestos.

Para analizar el efecto de desbalance, en primer lugar se tomó datos del prototipo diseñado con método de enlazar potencia a) como indica en la figura 4.1, en condiciones normales y luego para producir el efecto de desbalance se realizó mediante un perno de diámetro 3/8x40mm y arandelas obteniendo masas de 54 gramos y 75 gramos, la cual dichas masas se colocó en el extremo del disco de acero con agujeros a 90° a tres diferentes frecuencias.

4.2.1.2 Medición de Vibraciones en Condiciones Normales

Tabla 4.4 Lectura de datos y Espectro en condiciones normales a 600rpm

		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA				
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza			Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo			
Fecha de ejecución: 21/08/2014			Tipo de Estudio: Adquisición de Datos			
Ensayo N°: 01			Lugar: Automatización Industrial FICM			
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS						
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible			Unidad de Medición: mm/s, rms			
Frecuencia Variador: 20 Hz			Software: LabVIEW			
Posición Sensor: A-B-C			Dirección: RH, RV, AX			
Defecto: Sin desbalance			rpm motor: 600			
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral	
MOTO R	A	y	RH	0.33	600	1X
		z	RV	0.10	1200	2X
		x	AX	0.09	1740	3X
CHUMACE RA 1	B	y	RH	0.32	600	1X
		z	RV	0.80	1200	2X
		x	AX	0.45	1740	3X
CHUMACE RA 2	C	y	RH	1.44	600	1X
		z	RV	2.43	1200	2X
		x	AX	0.10	600	1X



DATOS INFORMATIVOS

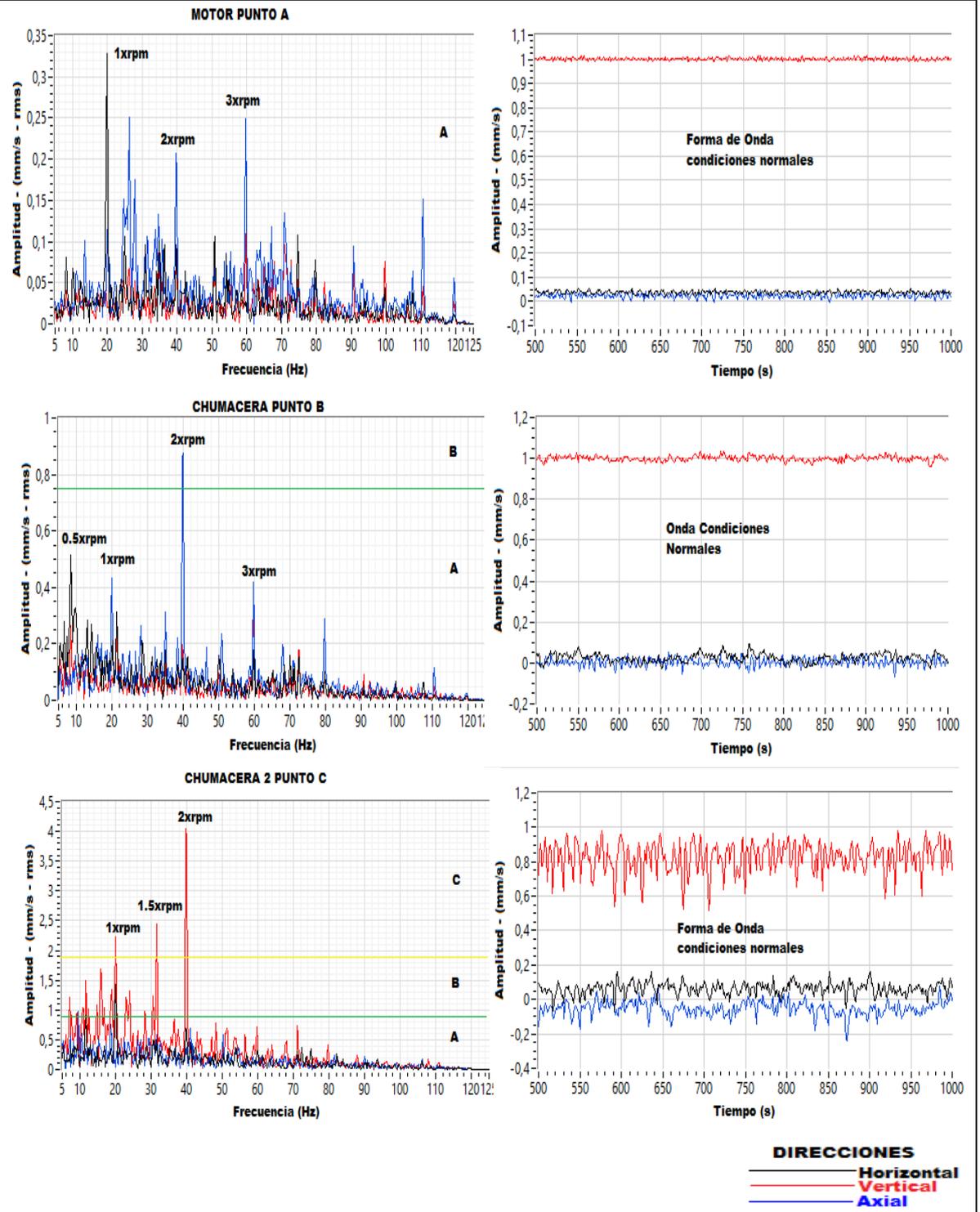
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 01 (continuación)

Fecha de ejecución: 21/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 1:

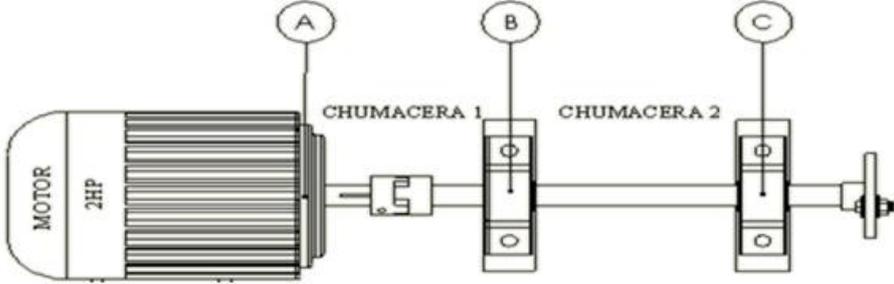
El análisis de vibración en condiciones normales a una velocidad de 600rpm del primer método de enlace de potencia arroja un ligero desbalance que indica que el motor se encuentra en estado idóneo vibración y no tiene fallas debido a la baja amplitud de vibración.

El software muestra el espectro correspondiente al punto de medición A en unidades de velocidad, se observa un pico de amplitud 0.33mm/s a 1X síncrono por la frecuencia del giro del motor en la dirección radial horizontal, además acompañado de armónicos a 2X y 3X en la dirección axial de picos bajos de amplitud debido al contacto de una parte rotativa y estacionaria como es el eje y la chumacera del sistema, asimismo el rango de severidad es buena, sin embargo se puede observar que la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal con desfase del eje en dirección radial vertical.

En el punto de medición B pertinente al espectro de vibración de la chumacera 1, se nota picos bajos de amplitud de 0.45 mm/s y 0.42 mm/s a 1X, 3X respectivamente a la rpm del motor y un pico alto de amplitud de 0.80 mm/s perteneciente a 2X síncrono por las rpm del motor en la dirección axial debido al contacto eje-chumacera. La forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud constante.

Por último el punto C en la chumacera 2 se puede mirar espectros de vibración de pico alto de amplitud de 1.44mm/s a 1X por la velocidad del motor, asociadas de un medio armónicos de 1.5X igual a 2.55mm/s y un armónico de 2X igual a 2.34mm/s, los dos son picos de amplitud elevados en la dirección radial vertical debido a que se encuentra cerca del disco en voladizo, la severidad es buena y satisfactoria la cual está dentro del rango y la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud variable.

Tabla 4.5 Lectura de datos y Espectro en condiciones normales a 1200rpm

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo				
Fecha de ejecución: 21/08/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos				
Ensayo N°: 02		Lugar: Automatización Industrial FICM				
VIBRACIÓN EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS						
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible		Unidad de Medición: mm/s, rms				
Frecuencia Variador: 40 Hz		Software: LabVIEW				
Posición Sensor: A-B-C		Dirección: RH, RV, AX				
Defecto: Sin desbalance		rpm motor: 1200				
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral	
MOTOR	A	y RH	1.00	1200	1X	
		z RV	0.51	1200	1X	
		x AX	0.25	2400	2X	
CHUMACERA 1	B	y RH	0.77	1200	1X	
		z RV	0.62	1200	1X	
		x AX	1.36	2400	2X	
CHUMACERA 2	C	y RH	1.51	1200	1X	
		z RV	0.5	600	0.5X	
		x AX	1.23	1200	1X	



DATOS INFORMATIVOS

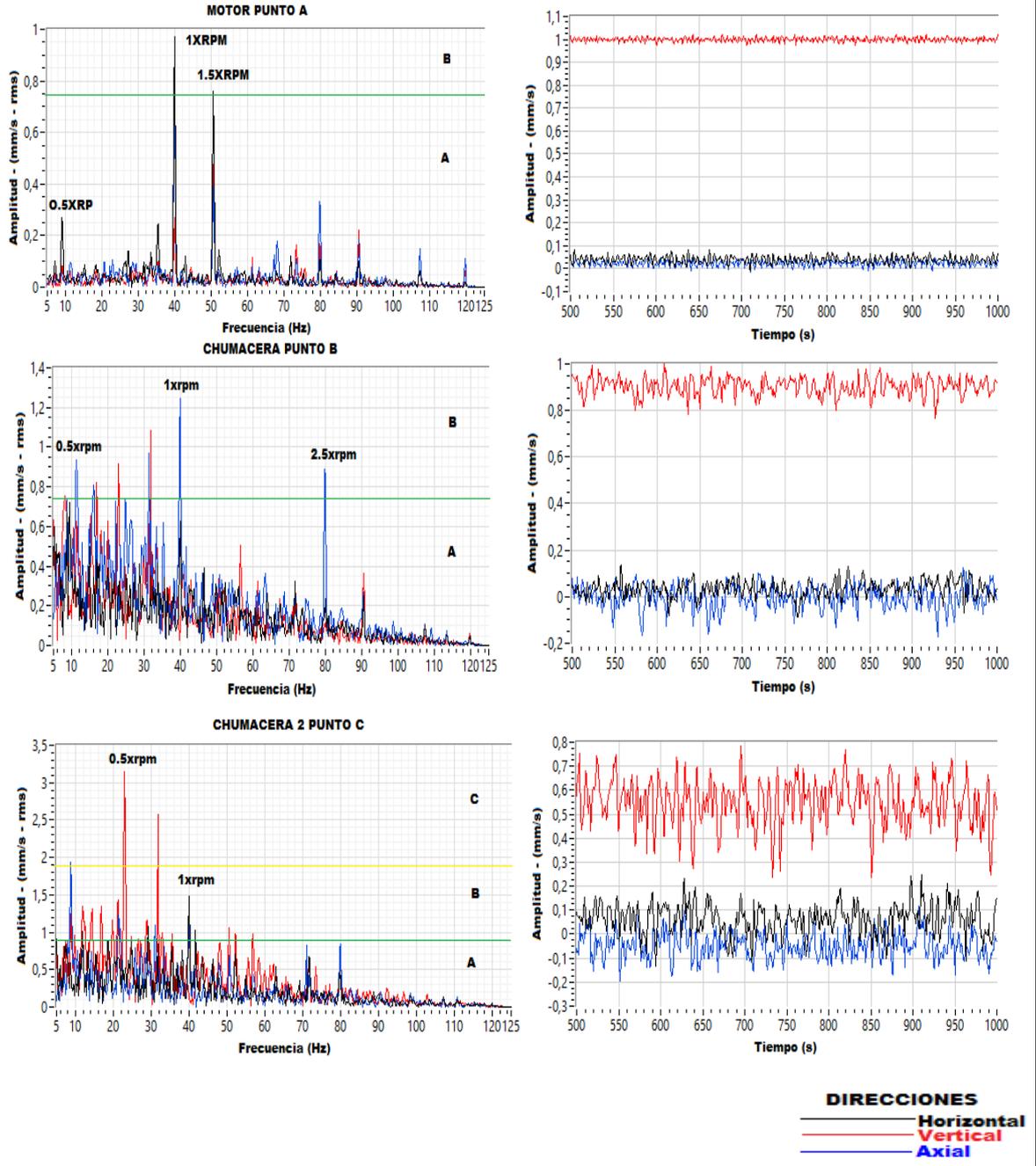
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 02 (continuación)

Fecha de ejecución: 21/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 2:

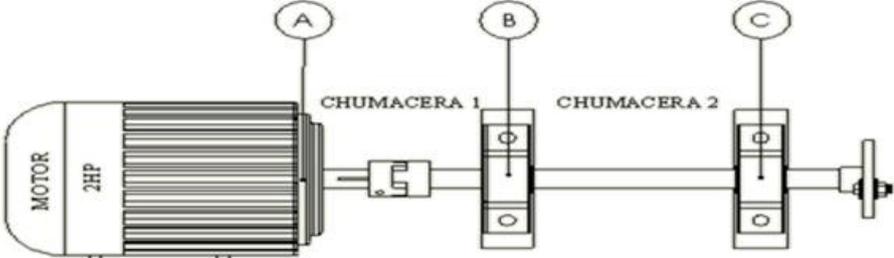
El análisis de vibración en condiciones normales a una velocidad de 1200rpm del primer técnica de enlace de potencia anuncio un ligero desbalance que indica que el motor se encuentra en etapa satisfactoria de vibración.

El software muestra el espectro que corresponde al punto de medición A en unidades de velocidad, se observa un pico de amplitud elevado de 1.00mm/s a 1X síncrono de la frecuencia del giro del motor en la dirección radial horizontal, además existe un subsíncrono y un medio armónico a 0.5X de 0.29mm/s y 1.5X de 0.76mm/s respectivamente de bajos picos de amplitud en la misma dirección mencionada, la cual se encuentra dentro del rango de severidad buena y satisfactoria, sin embargo se puede percibir que la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud constante.

En el punto de medición B perteneciente al espectro de vibración de la chumacera 1, se divisa un pico alto de amplitud de 1.36 mm/s a 2X síncrono por la rpm del motor, conjuntamente con un subarmónico y medio armónico de 0.5X igual a 0.95mm/s y 1X igual a 0.77mm/s respectivamente en la dirección axial. De tal forma que la onda de este tipo de vibración es de manera sinusoidal y de una pequeña variación de amplitud.

Posterior en el punto C en la chumacera 2 se observar espectros de vibración que corresponde a un subarmónico de 0.5X en el sentido radial vertical de 3.12mm/s y un pico inferior de amplitud de 1.51mm/s a 1X síncrono por la velocidad del motor en la dirección radial horizontal, asimismo se encuentra dentro del rango de severidad buena y satisfactoria, la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud variable.

Tabla 4.6 Lectura de datos y Espectro en condiciones normales a 1740rpm

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo				
Fecha de ejecución: 21/08/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos				
Ensayo N°: 03		Lugar: Automatización Industrial FICM				
VIBRACIÓN EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS						
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible		Unidad de Medición: mm/s, rms				
Frecuencia Variador: 60 Hz		Software: LabVIEW				
Posición Sensor: A-B-C		Dirección: RH, RV, AX				
Defecto: Sin desbalance		rpm motor: 1740				
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral	
MOTOR	A	y	RH	1.15	1740	1X
		z	RV	0.81	2500	1.5X
		x	AX	0.60	1740	1X
CHUMACER A 1	B	y	RH	1.71	600	0.5X
		z	RV	1.25	1740	1X
		x	AX	0.8	1740	1X
CHUMACER A 2	C	y	RH	1.15	1740	1X
		z	RV	0.63	1740	1X
		x	AX	1.10	1740	1X



DATOS INFORMATIVOS

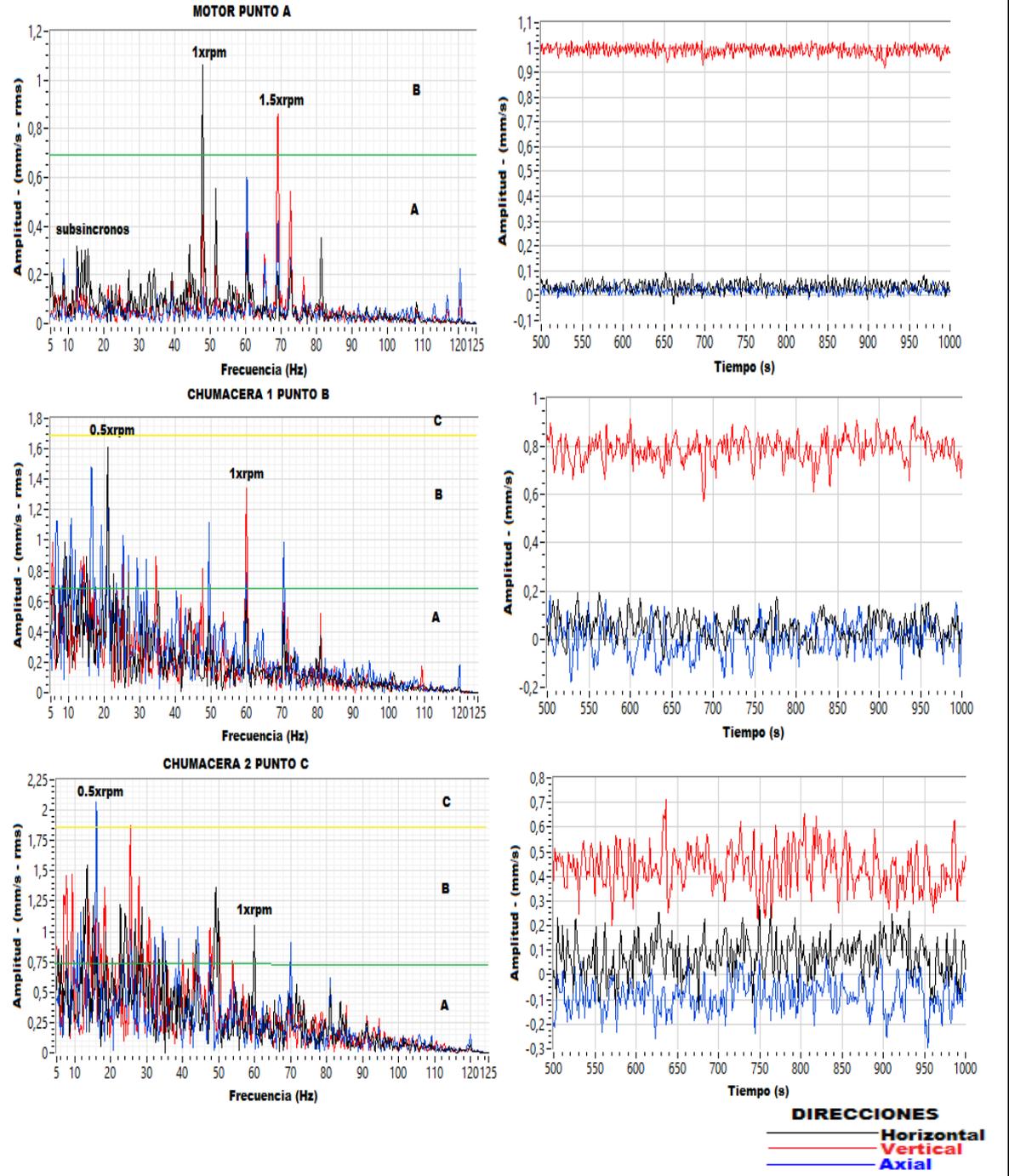
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 03 (continuación)

Fecha de ejecución: 21/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 3:

El análisis de vibración al aumentar la velocidad de rotación de 1200rpm a 1740 rpm, de la primera técnica de enlace de potencia se observa un desbalance que indica que el motor se encuentra al límite de la etapa satisfactoria de vibración.

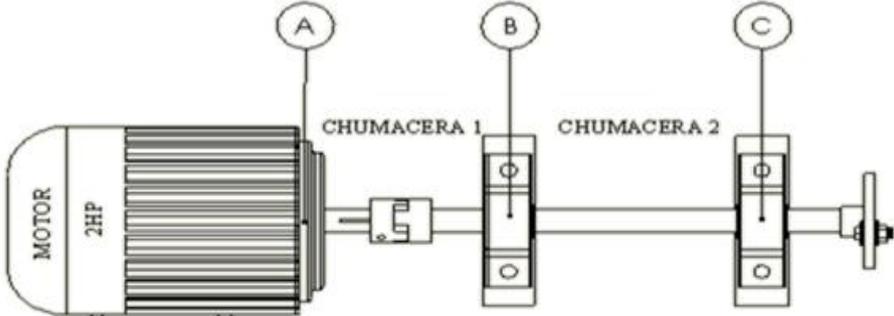
El análisis realizado en el software indica el espectro que corresponde al punto de medición A en unidades de velocidad, se observa que la componente fundamental de 1X síncrono alcanza una amplitud superior de 1.15mm/s de desbalance en comparación a las demás velocidades de rotación y un subsíncrono a 0.5X de 0.31mm/s en la dirección radial horizontal, además existe un medio armónico a 1.5X de 0.81mm/s que disminuye en amplitud en la dirección vertical, la cual se encuentra dentro del rango de severidad buena y satisfactoria, sin embargo se puede percibir que la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud constante.

En la chumacera 1 con respecto al punto de medición B se divide en el espectro un pico de amplitud alto de 0.5X subsíncrono igual a 1.71mm/s en la dirección radial y 1X de 0.8mm/s con respecto a la frecuencia de giro del motor en la dirección vertical. De tal forma que la onda de este tipo de vibración es de manera sinusoidal y de una mediana variación de amplitud.

Por último en el punto C que corresponde a la chumacera 2 se aprecia espectros de vibración que corresponde a un subarmónico de 0.5X en el sentido radial axial de 2.10mm/s y un pico inferior de amplitud de 1.17mm/s a 1X síncrono por la velocidad del giro del motor en la dirección radial horizontal, asimismo se encuentra dentro del rango de severidad buena y satisfactoria, la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud variable.

4.2.1.3 Medición de Vibraciones en Condiciones anormales con carga 1

Tabla 4.7 Lectura de datos y Espectro a 600rpm con masa de 54 gramos

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza	Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo					
Fecha de ejecución: 21/08/2014	Tipo de Estudio: Adquisición de Datos					
Ensayo N°: 04	Lugar: Automatización Industrial FICM					
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS						
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible	Unidad de Medición: mm/s, rms					
Frecuencia Variador: 20 Hz	Software: LabVIEW					
Posición Sensor: A-B-C	Dirección: RH, RV, AX					
Defecto: Desbalance con Masa 1 = 54 gramos	rpm motor: 600					
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral	
MOTOR	A	y	RH	1.73	600	1X
		z	RV	0.17	600	1X
		x	AX	0.34	600	1X
CHUMACER A 1	B	y	RH	1.40	600	1X
		z	RV	0.80	1200	2X
		x	AX	0.50	1740	3X
CHUMACER A 2	C	y	RH	1.45	600	1X
		z	RV	3.55	1200	2X
		x	AX	1.00	600	1X



DATOS INFORMATIVOS

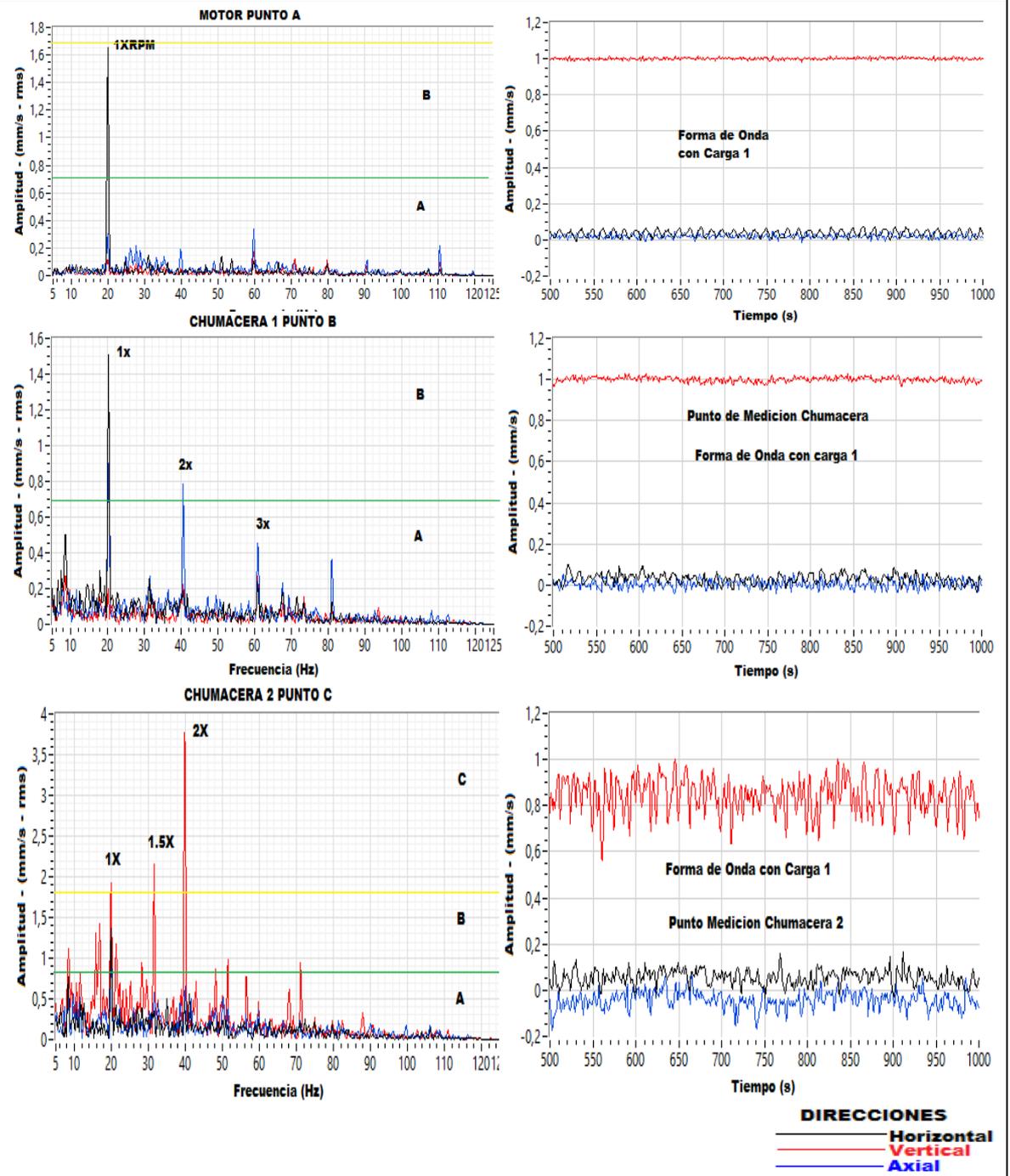
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 04 (continuación)

Fecha de ejecución: 21/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 4:

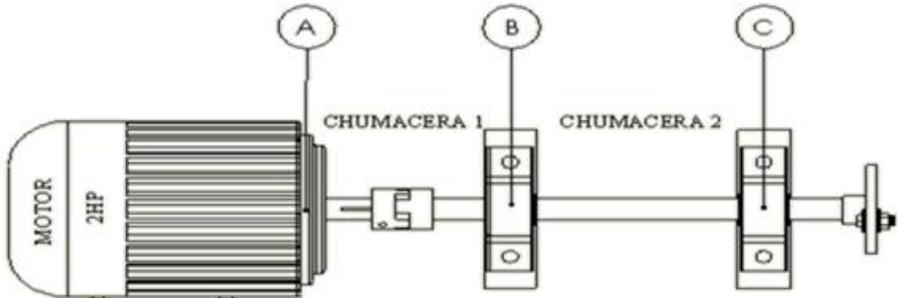
Para el análisis de vibración se colocó en el disco del prototipo una masa de 54 gramos a la velocidad de rotación de 600rpm de la primera técnica de enlace de potencia, se observa un desbalance que indica que el motor se encuentra entre la etapa satisfactoria e insatisfactoria de la norma de severidad de vibración.

En el espectro que corresponde al punto de medición A, se observa que la componente fundamental de 1X síncrono alcanza una amplitud alta de 1.73mm/s de desbalance debido que el centro de masas del disco no es coincidente con su centro de rotación a la frecuencia igual a la velocidad de rotación del motor en la dirección radial horizontal, además existe componentes armónicos que disminuye de amplitud pero aumenta su distribución a lo largo del rango de frecuencia en la dirección axial, la cual el estudio se encuentra dentro de la norma de severidad de 0.18 a 1.8mm/s que corresponde al límite de la zona satisfactoria, sin embargo se puede distinguir que la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud constante.

En la chumacera 1 punto de medición B se nota en el espectro un pico de amplitud alto de 1X síncrono igual a 1.40mm/s en la dirección radial con respecto a la frecuencia de giro del motor y armónicos a 2X y 3X de 0.80mm/s y 0.50mm/s respectivamente en sus direcciones. De tal forma que la onda de este tipo de vibración es de manera sinusoidal y amplitud no variable.

En el punto C que corresponde a la chumacera 2 se evalúa espectros de vibración que corresponde a 1X síncrono de 1.45mm/s a la rpm del motor que se encuentra dentro de la zona satisfactoria de severidad, seguido de 1.5X medio armónico igual a 2.35mm/s y un armónico de 2X igual a 3.55mm/s, todo en el sentido radial axial debido a que el eje del rotor fleja y la fuerza es transmitida a los descansos de la máquina, además se encuentra en el rango 0.71 – 4.5 mm/s de la zona insatisfactoria de severidad al límite de entra a la zona inaceptable de 4.5 – 28mm/s, la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal de amplitud variable.

Tabla 4.8 Lectura de datos y Espectro a 1200rpm con masa de 54 gramos

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo				
Fecha de ejecución: 21/08/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos				
Ensayo N°: 05		Lugar: Automatización Industrial FICM				
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS						
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible		Unidad de Medición: mm/s, rms				
Frecuencia Variador: 40 Hz		Software: LabVIEW				
Posición Sensor: A-B-C		Dirección: RH, RV, AX				
Defecto: Desbalance con Masa 1= 54 gramos		rpm motor: 1200				
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral
MOTOR	A	y	RH	4.40	1200	1X
		z	RV	2.97	1200	2X
		x	AX	2.80	1200	1X
CHUMACER A 1	B	y	RH	5.04	1200	1X
		z	RV	2.95	1200	2X
		x	AX	1.50	1200	1X
CHUMACER A 2	C	y	RH	15.60	1200	1X
		z	RV	2.30	1200	1X
		x	AX	3.35	1200	1X



ATOS INFORMATIVOS

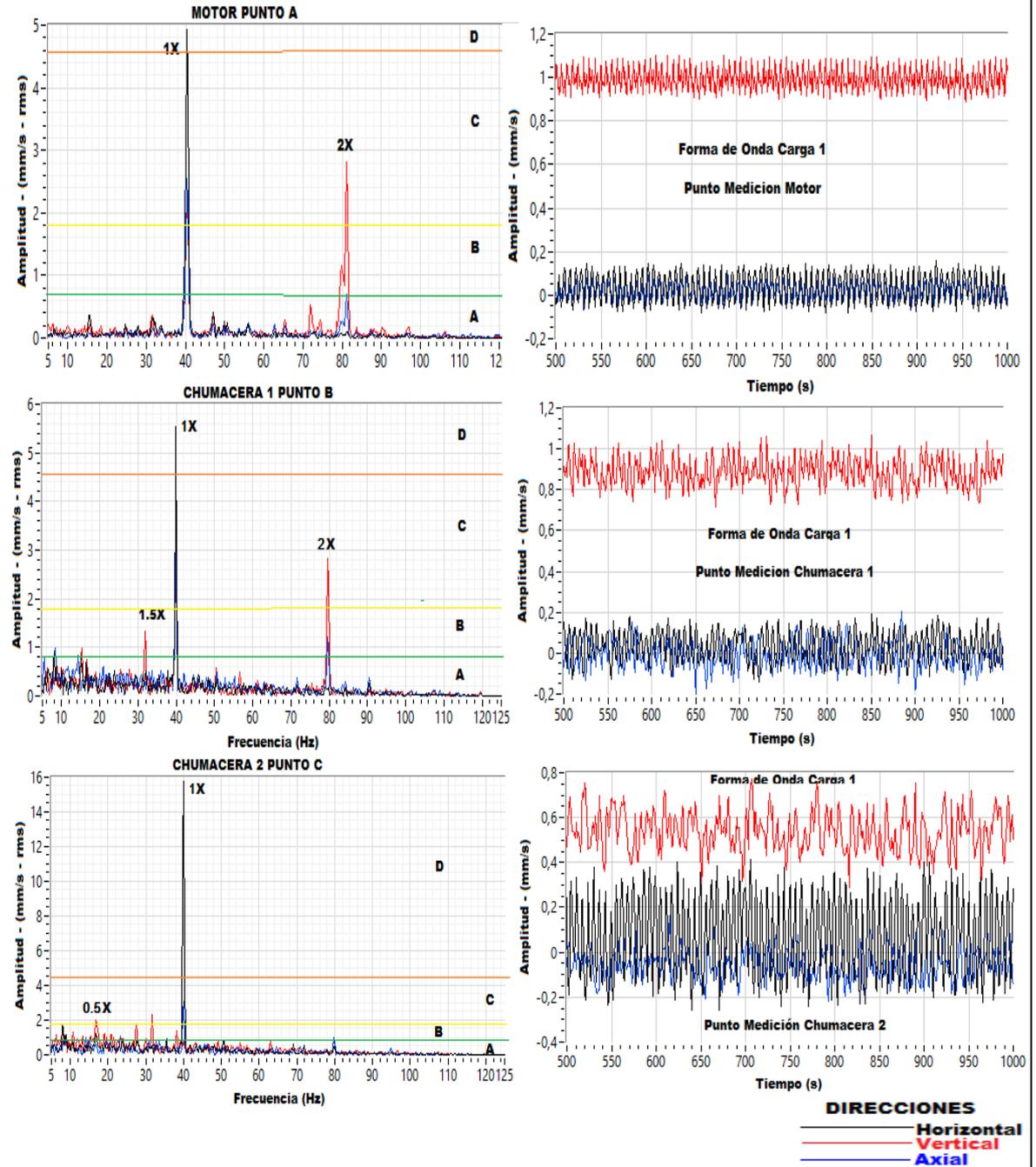
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 05 (continuación)

Fecha de ejecución: 21/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 5:

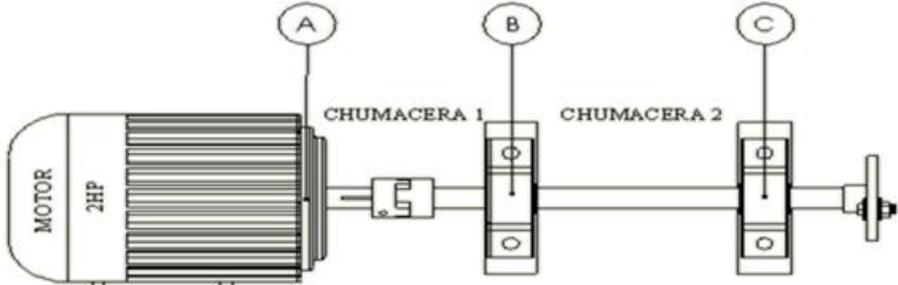
A la velocidad de rotación de 1200rpm de la primera técnica de enlace de potencia, se divisa un desbalance que indica que el motor se encuentra en zona insatisfactoria de la norma de severidad de vibración.

Se aprecia en el espectro que corresponde al punto de medición A, la componente 1X síncrono alcanza una amplitud alta de 4.40mm/s debido que el centro de masas del disco no es coincidente con su centro de rotación a la frecuencia de giro del motor en la dirección radial horizontal, existe un componentes armónicos de desbalance 2x igual 2.97mm/s de amplitud debido al acople flexible desalineado en la dirección radial vertical, la cual el análisis se encuentra en la zona inaceptable de 4.5 a 28mm/s de la norma de severidad, sin embargo se puede observar que la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud constante.

En el punto de medición B se nota en el espectro un pico de amplitud elevado de 1X síncrono igual a 5.04 mm/s en la dirección radial con respecto a la frecuencia de giro del motor, un medio armónicos a 1.5X de 1.45mm/s debido a una holgura entre el contacto eje-chumacera y un armónico a 2X de 2.95mm/s en la dirección radial. De tal forma que la onda de este tipo de vibración es de manera sinusoidal y amplitud variable.

En el punto C correspondiente a la chumacera 2 se determina el espectros de vibración que corresponde a 1X síncrono de 15.60mm/s a la frecuencia de giro del motor que se encuentra fuera de la zona satisfactoria de severidad debido que la masa del disco trasmite la fuerza al descanso del eje en el sentido radial horizontal, además antes del síncrono existen sub armónico de baja amplitud debido al rechino del rodamiento en su Carter, esta masa aplicada al disco produce un desbalance inaceptable en el rango de 4.5 a 28mm/s de la norma de severidad, la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal de amplitud variable.

Tabla 4.9 Lectura de datos y Espectro a 1740rpm con masa de 54 gramos

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo				
Fecha de ejecución: 21/08/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos				
Ensayo N°: 06		Lugar: Automatización Industrial FICM				
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS						
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible		Unidad de Medición: mm/s, rms				
Frecuencia Variador: 60 Hz		Software: LabVIEW				
Posición Sensor: A-B-C		Dirección: RH, RV, AX				
Defecto: Desbalance con Masa1= 54 gramos		rpm motor: 1740				
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral	
MOTOR	A	y RH	2.38	1740	1X	
		z RV	4.95	1740	1X	
		x AX	4.05	1740	1X	
CHUMACER A 1	B	y RH	5.01	1740	1X	
		z RV	4.41	1740	1X	
		x AX	1.30	1740	1X	
CHUMACER A 2	C	y RH	6.55	1740	1X	
		z RV	3.35	1740	1X	
		x AX	1.12	1740	1X	



DATOS INFORMATIVOS

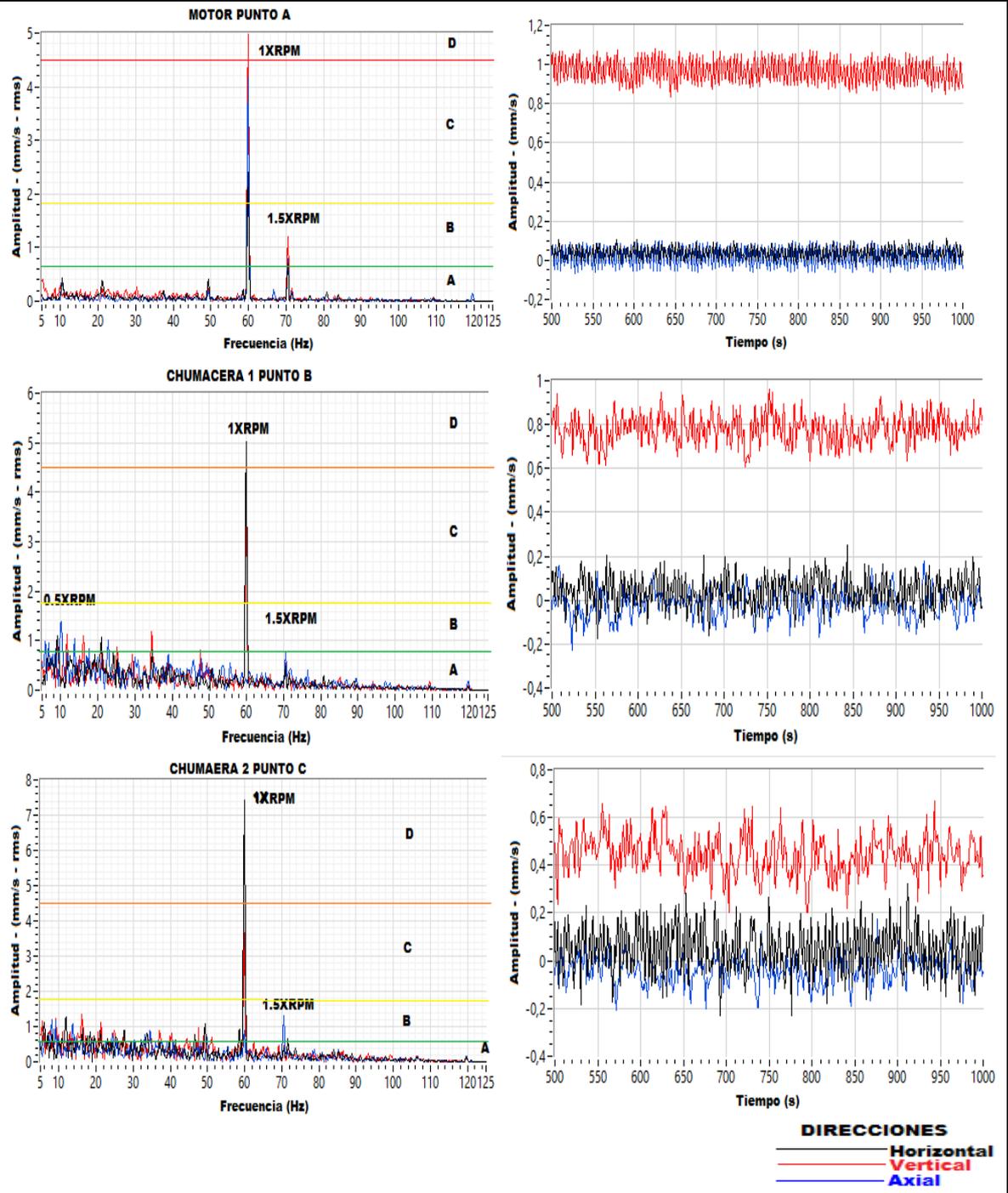
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 06 (continuación)

Fecha de ejecución: 21/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 6:

Al aumentar la velocidad de rotación de 1200rpm a 1740rpm de la primera técnica de enlace de potencia, se observa picos de desbalance que indica que el motor se encuentra en zona insatisfactoria de la norma de severidad de vibración.

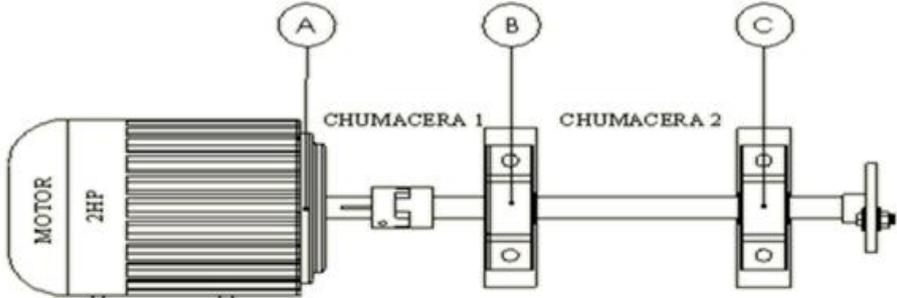
En el espectro que corresponde al punto de medición A, se distingue que a 1X síncrono alcanza una amplitud alta de 4.95mm/s debido que el centro de masas del disco no es coincidente con su centro de rotación a la frecuencia de giro del motor en la dirección radial vertical, seguido de medio armónicos de desbalance 1.5X igual 1.23mm/s de amplitud debido a la holgura en el rodamiento en la misma dirección, la cual el análisis se encuentra en la zona inaceptable de la norma de severidad, sin embargo se puede observar que la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud que empieza a variar.

En el punto de medición B de la chumacera 1 en el espectro se divisa un pico de amplitud alto de 1X síncrono igual a 5.01 mm/s en la dirección radial con respecto a la frecuencia de giro del motor, seguido de un medio armónicos a 1.5X de 0.65mm/s debido al contacto de eje chumacera en el sentido axial, además varios de sub armónicos a 0.5X debido al rose del rodamiento en las tres dirección. De tal forma que la onda de este tipo de vibración es de manera sinusoidal y amplitud variable como se observa en el ensayo mencionado.

En el punto C correspondiente a la chumacera 2 se determina el espectros de vibración que corresponde a 1X síncrono de desbalance en el motor de 6.55mm/s a la frecuencia de giro del motor, debido que la masa del disco trasmite la fuerza al descanso de la máquina radial horizontal, asimismo existen un medio armónico de baja amplitud debido a la holgura que produce eje-chumacera en el sentido axial provocado por el disco en voladizo, la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal de amplitud variable excesiva.

4.2.1.4 Medición de Vibraciones en Condiciones anormales con carga 2

Tabla 4. 10 Lectura de datos y Espectro a 600rpm con masa de 75gramos

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza			Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo			
Fecha de ejecución: 21/08/2014			Tipo de Estudio: Adquisición de Datos			
Ensayo N°: 07			Lugar: Automatización Industrial FICM			
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS						
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible			Unidad de Medición: mm/s, rms			
Frecuencia Variador: 20 Hz			Software: LabVIEW			
Posición Sensor: A-B-C			Dirección: RH, RV, AX			
Defecto: Desbalance con Masa 2 = 75 gramos			rpm motor: 600			
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral
MOTOR	A	y	RH	2.05	600	1X
		z	RV	0.18	600	1X
		x	AX	0.15	600	1X
CHUMACER A 1	B	y	RH	2.38	600	1X
		z	RV	0.31	1740	3X
		x	AX	1.13	1200	2X
CHUMACER A 2	C	y	RH	2.87	600	1X
		z	RV	2.75	1200	2X
		x	AX	1.78	1200	2X



DATOS INFORMATIVOS

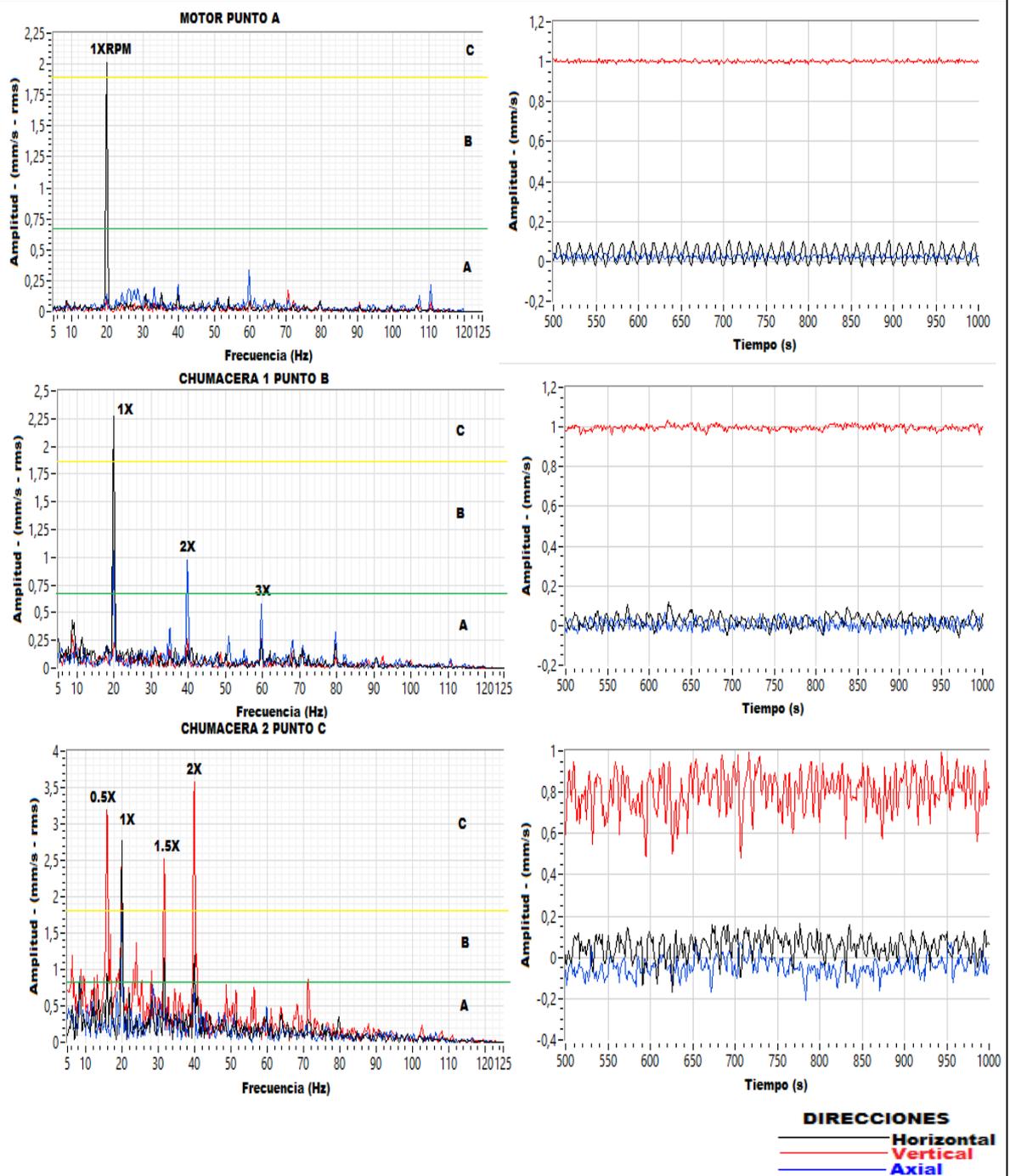
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 07 (continuación)

Fecha de ejecución: 21/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 7:

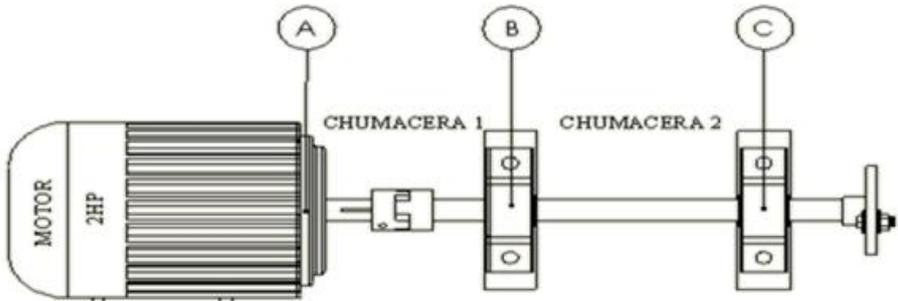
Con el motivo de corroborar e identificar la evolución de la severidad de desbalance fue necesario incrementar la magnitud de la masa a 74gramos, se observa picos de desbalance severo en algunos planos que indica que el motor o el sistema se encuentran en zona de riesgo de la norma de vibración a la velocidad de giro de 600rpm.

En el espectro que corresponde al punto de medición A, se aprecia 1X síncrono que posee una amplitud elevada de 2.05mm/s debido a la masa del disco que no coincide con su centro de rotación a la frecuencia de giro del motor en la dirección radial horizontal, la cual el análisis se encuentra en la zona inaceptable de la norma de severidad, sin embargo se puede observar que la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud de poca variación en la dirección mencionada.

En el punto de medición B de la chumacera 1 en el espectro existe un pico de amplitud alto de 1X síncrono igual a 2.38 mm/s en la dirección radial con respecto a la frecuencia de giro del motor, seguido de armónicos a 2X de 1.13mm/s, 3X de 0.31mm/s respectivamente, debido al contacto de eje chumacera en el sentido axial, tal forma que la onda de este tipo de vibración es de manera sinusoidal y amplitud variable como se observa.

En el punto C de la chumacera 2 emite espectros de vibración que corresponde a 1X síncrono elevado de desbalance de 2.87mm/s a la frecuencia de giro del motor en la dirección radial horizontal, además seguido de un medio armónico y armónico de 1.5X y 2X debido que disco con la masa transmite la fuerza al descanso de la máquina en el sentido radial horizontal, existen un subsíncrono de elevada amplitud debido a la degradación de rodamientos en el sentido radial vertical, la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal de amplitud variable alta.

Tabla 4.11 Lectura de datos y Espectro a 1200rpm con masa de 75gramos

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo				
Fecha de ejecución: 21/08/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos				
Ensayo N°: 08		Lugar: Automatización Industrial FICM				
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS						
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible		Unidad de Medición: mm/s, rms				
Frecuencia Variador: 40 Hz		Software: LabVIEW				
Posición Sensor: A-B-C		Dirección: RH, RV, AX				
Defecto: Desbalance con Masa 2 = 75 gramos		rpm motor: 1200				
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral	
MOTOR	A	y	RH	7.58	1200	1X
		z	RV	2.59	2400	2X
		x	AX	1.84	1200	1X
CHUMACERA 1	B	y	RH	8.71	1200	1X
		z	RV	4.94	2400	2X
		x	AX	4.70	1200	1X
CHUMACERA 2	C	y	RH	17.94	1200	1X
		z	RV	2.72	1200	1X
		x	AX	4.17	1200	1X



DATOS INFORMATIVOS

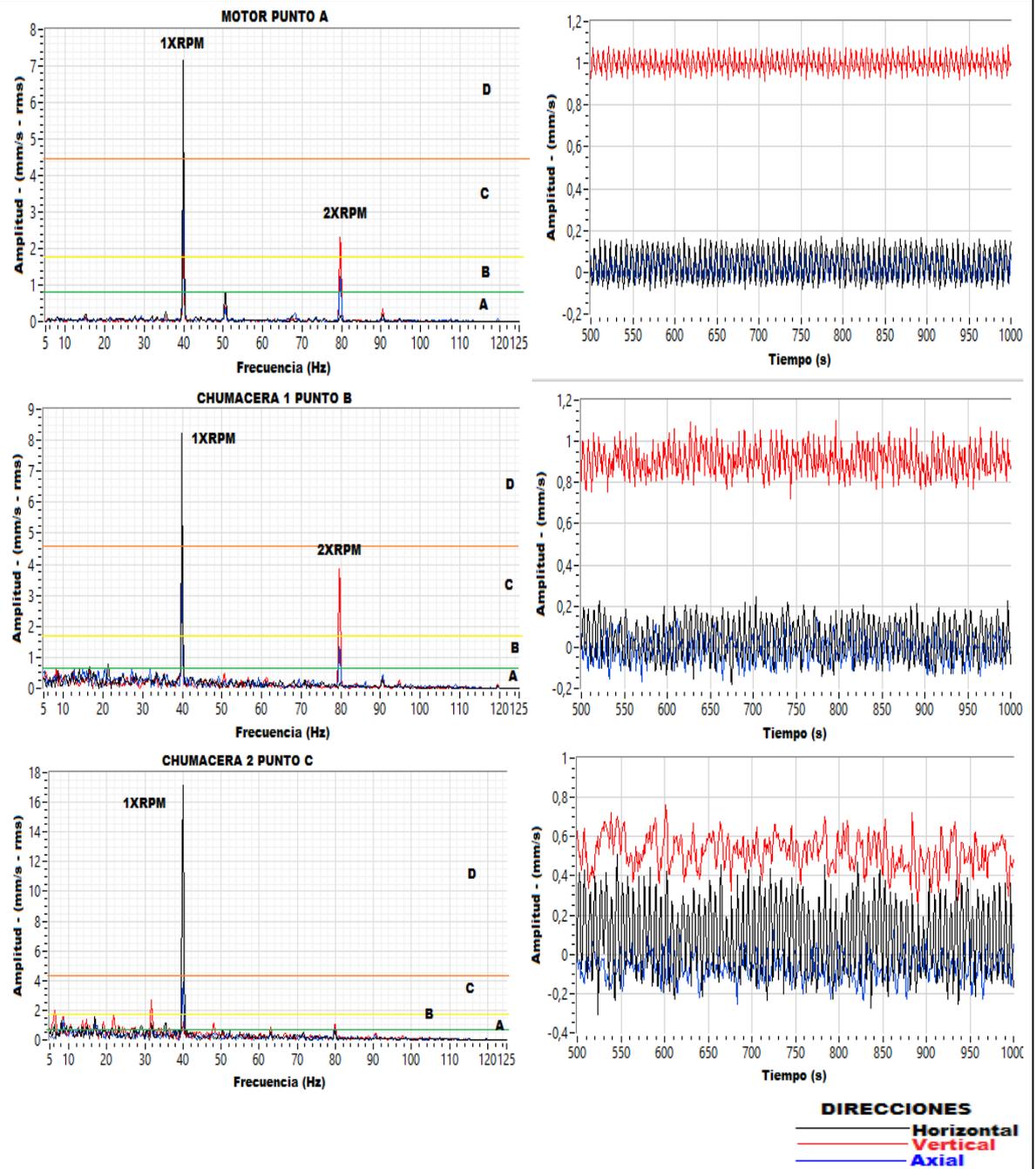
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 08 (continuación)

Fecha de ejecución: 21/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 8:

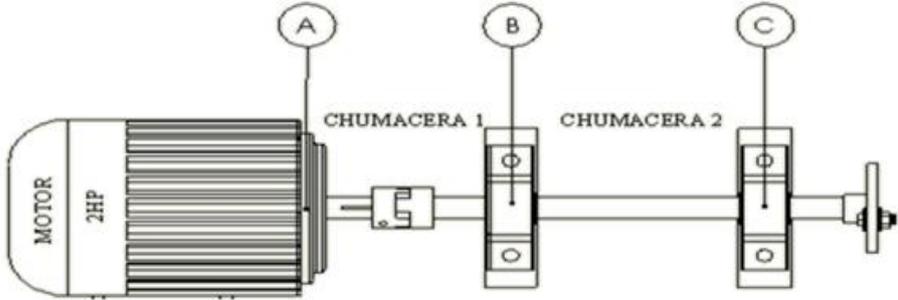
A la velocidad de giro de 600rpm, se observa picos de desbalance fuera de la zona de la norma de severidad la cual indica que el motor causa vibraciones debido al efecto desbalance.

El espectro que corresponde al punto de medición A, muestra 1X síncrono a una amplitud elevada de 7.58mm/s debido a la masa del disco a la frecuencia de giro del motor en la dirección radial horizontal, seguido de un armónico 2X de menor pico de amplitud a 2.59mm/s a la doble frecuencia de giro del motor en el sentido radial vertical la cual el análisis se encuentra en la zona inaceptable de la norma de severidad, sin embargo se puede observar que la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud constante pero de 90° de desfase en la dirección radial vertical.

En el punto de medición B de la chumacera 1 se observa en el espectro un pico de amplitud alto de 1X síncrono igual a 8.71 mm/s en la dirección radial horizontal con respecto a la frecuencia de giro del motor, de igual forma un armónicos a 2X de 4.94mm/s en el sentido radial vertical, debido al contacto de eje chumacera en el sentido axial, tal forma que la onda de este tipo de vibración es de manera sinusoidal y amplitud que empieza a variar.

En la chumacera 2 del punto C anuncia espectros de vibración que corresponde a 1X síncrono superior de desbalance con referencia a los anteriores de 17.90mm/s a la frecuencia de giro del motor en la dirección radial horizontal debido que la fuerza es absorbida por el soporte del sistema, la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal de amplitud muy variable.

Tabla 4.12 Lectura de datos y Espectro a 1740rpm con masa de 75gramos

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo				
Fecha de ejecución: 21/08/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos				
Ensayo N°: 09		Lugar: Automatización Industrial FICM				
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS						
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible		Unidad de Medición: mm/s, rms				
Frecuencia Variador: 60 Hz		Software: LabVIEW				
Posición Sensor: A-B-C		Dirección: RH, RV, AX				
Defecto: Desbalance con Masa= 75 gramos		rpm motor: 1740				
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral
MOTOR	A	y	RH	6.12	1200	1X
		z	RV	4.08	1200	1X
		x	AX	10.79	1200	1X
CHUMACERA 1	B	y	RH	13.17	1200	1X
		z	RV	4.49	1200	1X
		x	AX	5.17	1200	1X
CHUMACERA 2	C	y	RH	17.91	1200	1X
		z	RV	3.48	1200	1X
		x	AX	1.85	1200	1X



DATOS INFORMATIVOS

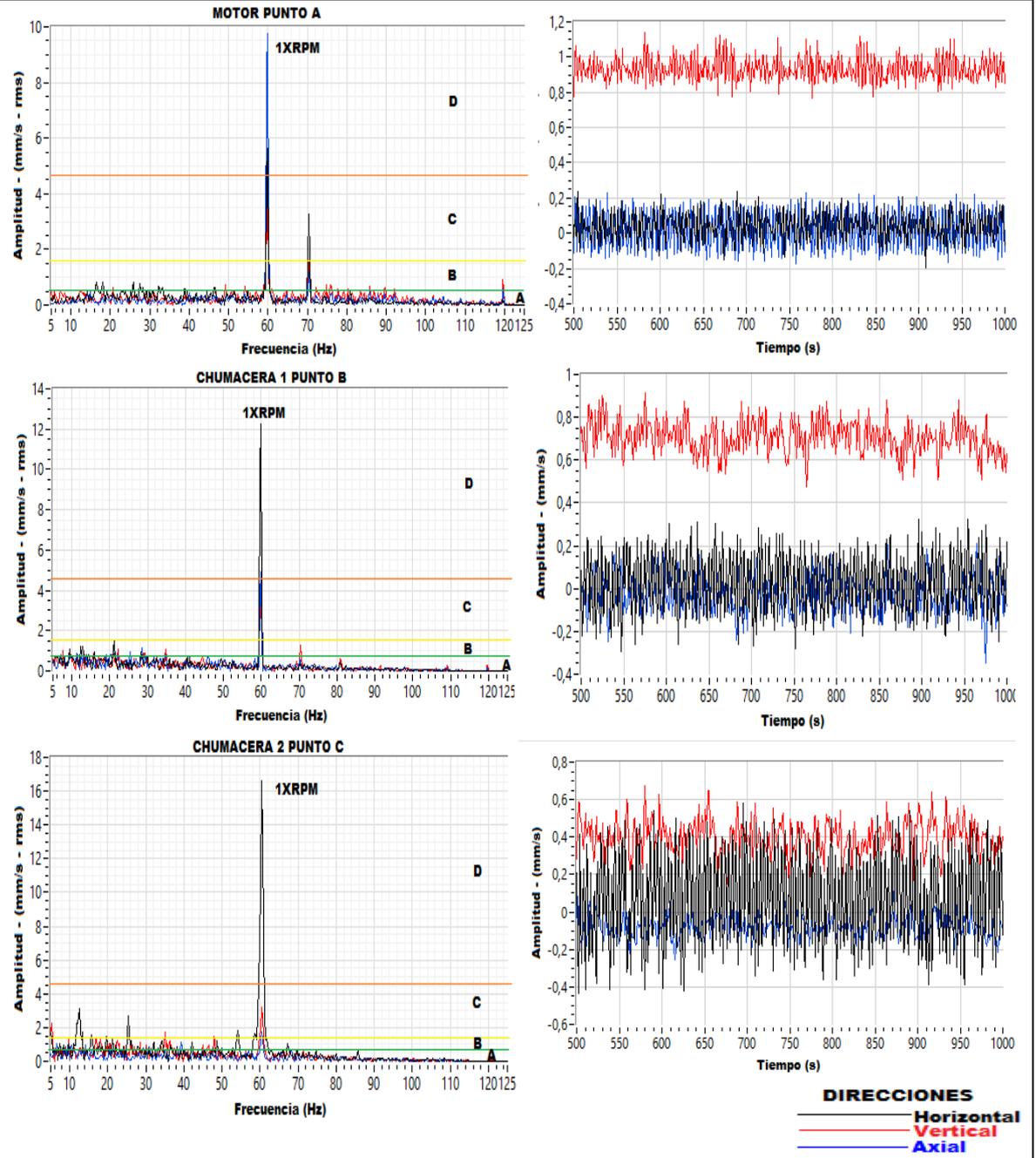
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 09 (continuación)

Fecha de ejecución: 21/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 9:

Al aumentar a la velocidad máxima de rotación del motor a 1740rpm, se observa picos de desbalance que indica que el motor se encuentra fuera del nivel satisfactorio de la norma severidad de vibración.

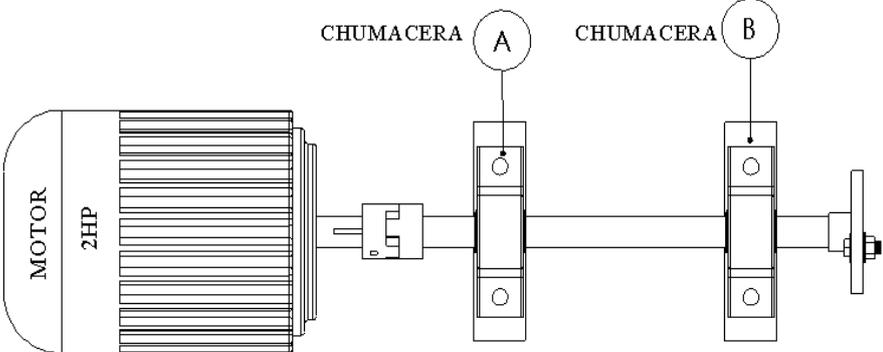
En el espectro que corresponde al punto de medición A, se alcanza a visualizar a 1X síncrono correspondiente a la amplitud superior de 10.79mm/s debido al aumento de masa en el disco que no es coincidente con su centro de rotación a la frecuencia de giro del motor en la dirección radial axial, además la amplitud de los ejes restantes se encuentran fuera del rango de la norma de severidad, sin embargo se puede observar que la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y de amplitud variable en los tres ejes.

En el punto de medición B de la chumacera 1 se nota un pico de amplitud alto de 1X síncrono a 13.7mm/s en la dirección radial horizontal con respecto a la frecuencia de giro del motor, seguido de amplitudes inferiores que están fuera del rango de severidad en las direcciones restantes, la onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal y amplitud variable en los tres sentidos.

En el punto C correspondiente a la chumacera 2 se determina el espectros de vibración con una amplitud alto que corresponde a 1X síncrono de 17.91mm/s a la frecuencia de giro del motor, debido que el aumento de masa en el disco trasmite la fuerza a las bases del eje del sistema radial horizontal, asimismo los ejes sobrantes el sentido axial y radial vertical se encuentran fuera del rango de severidad, la forma de onda de este tipo de vibración es de forma sinusoidal de amplitud variable.

4.2.1.5 Medición de Vibraciones con chumaceras flojas

Tabla 4.13 Lectura de datos y Espectro a 600rpm con chumaceras flojas

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA					
DATOS INFORMATIVOS					
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo			
Fecha de ejecución: 21/08/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos			
Ensayo N°: 10		Lugar: Automatización Industrial FICM			
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERAS					
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible		Unidad de Medición: mm/s, rms			
Frecuencia Variador: 20 Hz		Software: LabVIEW			
Posición Sensor: A-B		Dirección: RH, RV, AX			
Defecto: Chumaceras completamente Flojas		rpm motor: 600			
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN					
					
LECTURAS DE VIBRACIÓN					
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	Frec. Espectral
CHUMACERA 1	A	y	RH	5.60	3X
		z	RV	3.50	2X
		x	AX	2.95	1X
CHUMACERA 2	B	y	RH	3.25	2X
		z	RV	4.77	1X
		x	AX	1.23	3X



DATOS INFORMATIVOS

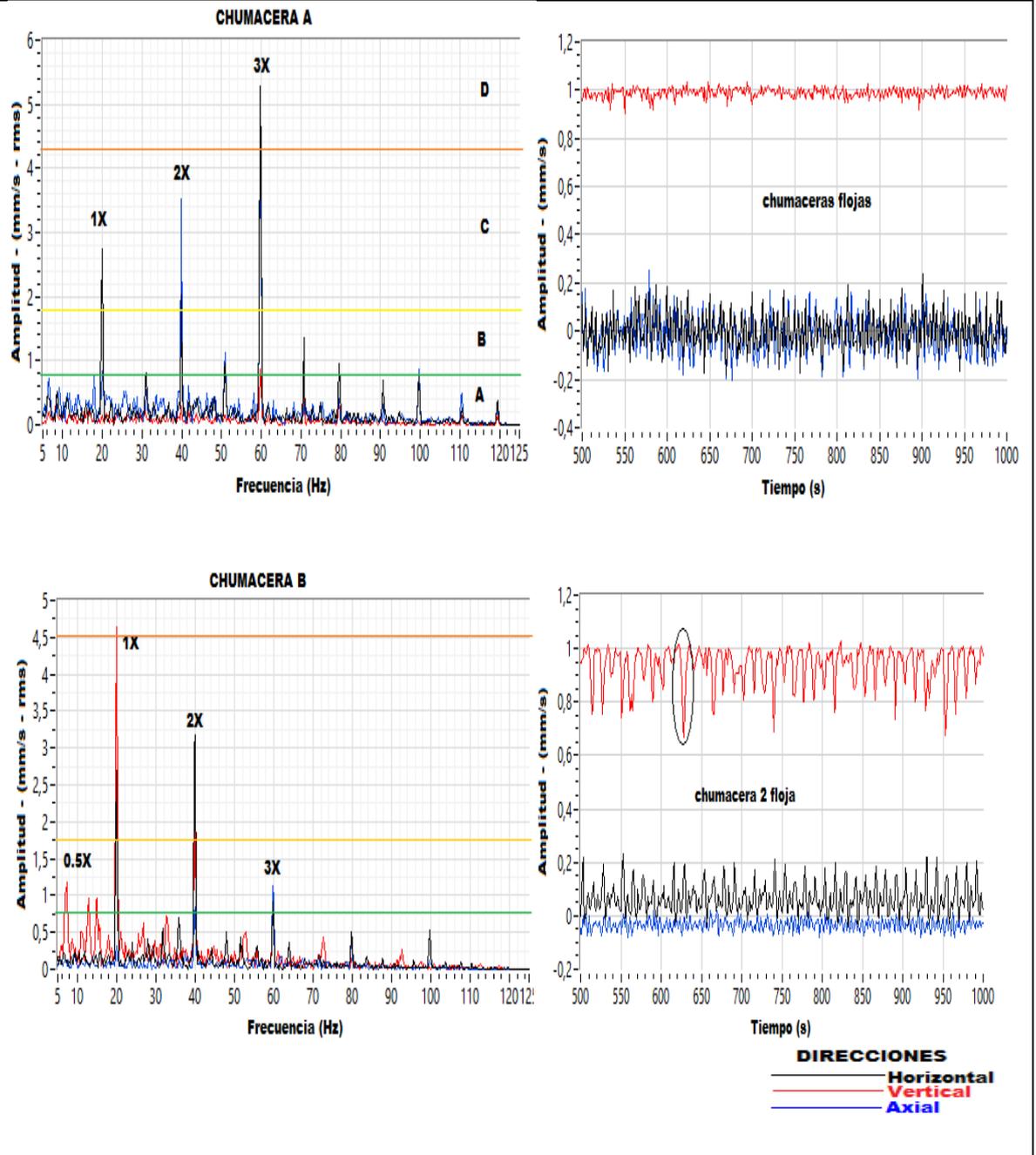
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 10 (continuación)

Fecha de ejecución: 24/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – CHUMACERAS



Elaborado por: Nelson Poaquiza

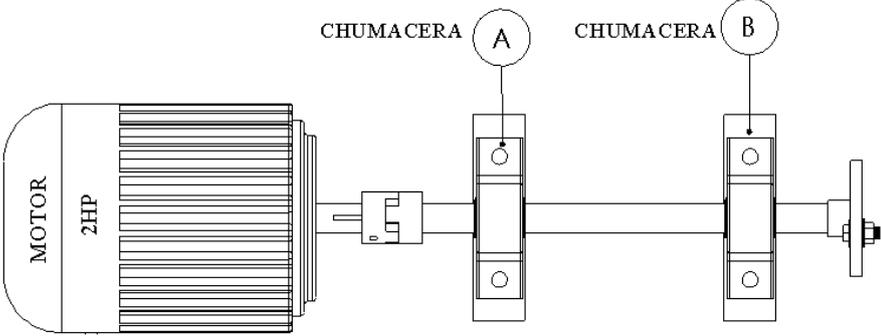
INTERPRETACIÓN ENSAYO 10:

Se realizó la medición en chumaceras flojas la cual provoca vibraciones mecánicas y causa el efecto desbalance que a la larga tiende complicaciones a la misma chumacera, el motor y el sistema completo de la máquina. Para el análisis se varió la frecuencia de giro del motor a tres diferentes, para la condición de velocidad de 600 rpm.

En el punto de medición A, se observa el espectro con picos de amplitud a 3X, 2X, y 1X armónicos de 5.60mm/s, 3.50 mm/s y 2.95mm/s, respectivamente con sus direcciones, con respecto al armónico 3X a la frecuencia del giro del motor en la dirección radial horizontal es el pico más elevados con relación en la dirección radial horizontal se encuentra fuera de norma de severidad de vibración. Observando la forma de onda se puede identificar la variación de la amplitud en la dirección horizontal y axial debido a los impactos producidos por el paso de los elementos rodantes.

El punto de medición B se ilustra el espectro de vibración con un picos de amplitud superior a 1X armónico de 4.77mm/s en la dirección radial vertical en la frecuencia de giro del motor la cual se encuentra fuera de la norma de severidad, a 2X, y 3X armónicos indican picos bajos de amplitud a la frecuencia del giro del motor en la dirección radial horizontal y vertical respectivamente. Sin embargo la forma de onda varía la amplitud en el sentido radial vertical desfasado a 90° y radial horizontal.

Tabla 4.14 Lectura de datos y Espectro a 1200rpm con chumaceras flojas

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA					
DATOS INFORMATIVOS					
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo			
Fecha de ejecución: 24/08/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos			
Ensayo N°: 11		Lugar: Automatización Industrial FICM			
VIBRACIONES EN CHUMACERAS					
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible		Unidad de Medición: mm/s, rms			
Frecuencia Variador: 40 Hz		Software: LabVIEW			
Posición Sensor: A-B		Dirección: RH, RV, AX			
Defecto: Chumaceras completamente Flojas		rpm motor: 1200			
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN					
					
LECTURAS DE VIBRACIÓN					
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	Frec. Espectral
CHUMACERA 1	A	y	RH	3.20	3X
		z	RV	2.25	2X
		x	AX	3.58	1X
CHUMACERA 2	B	y	RH	6.41	1X
		z	RV	2.84	2X
		x	AX	0.90	3X



DATOS INFORMATIVOS

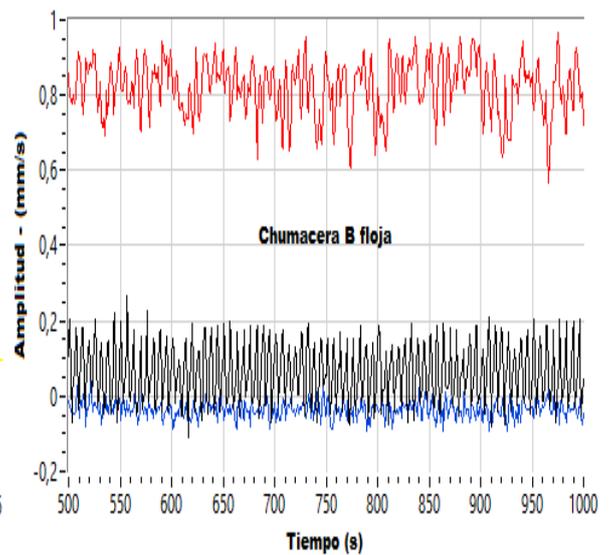
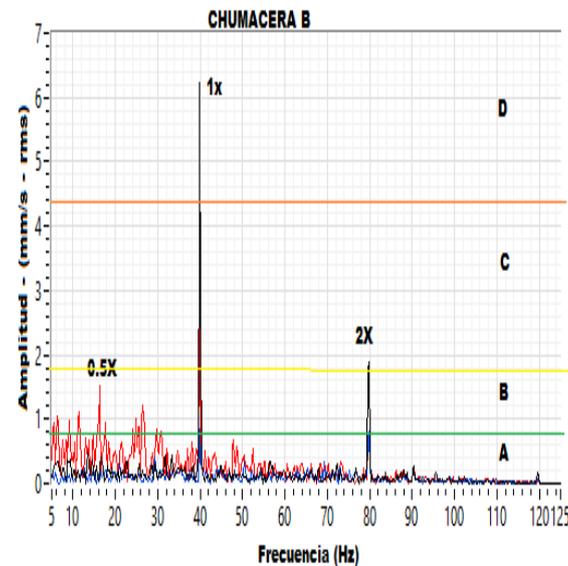
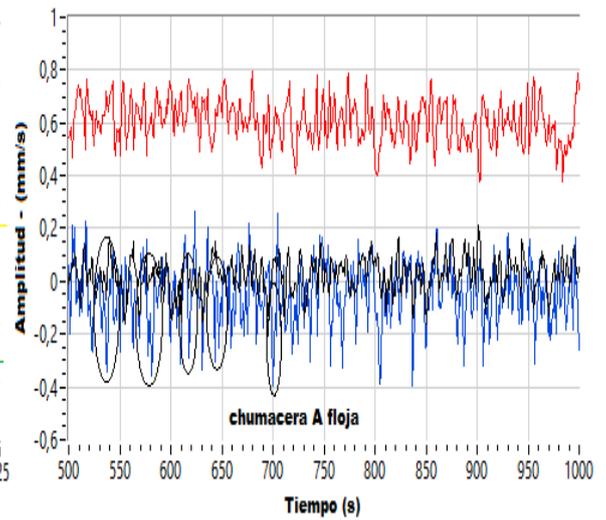
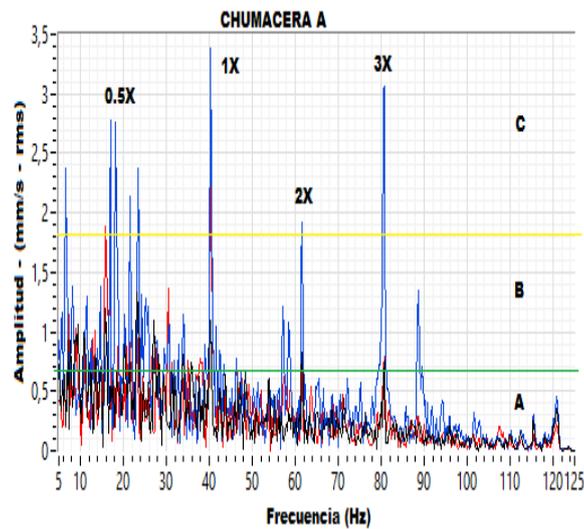
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 11 (continuación)

Fecha de ejecución: 24/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – CHUMACERAS



DIRECCIONES
— Horizontal
— Vertical
— Axial

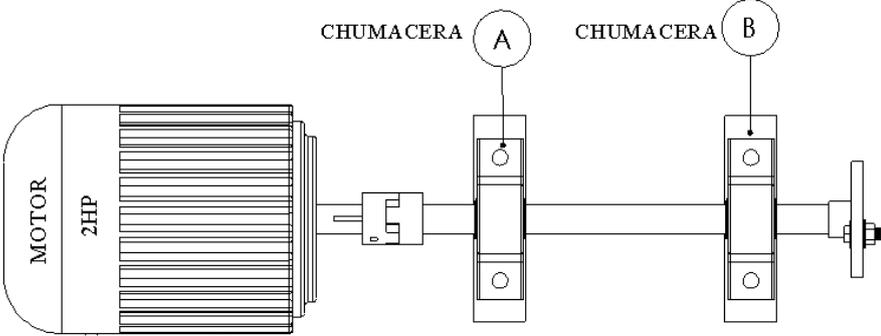
Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 11:

Para condiciones de velocidad a 1200 rpm aplicando la misma carga en el disco, en punto de medición A, se observa en el espectro un armónico superior de amplitud a 1X de 3.58mm/s, 2X de 2.25mm/s y 3X de 3.20mm/s a la frecuencia del giro del motor en la dirección axial, además existen un subarmónico de 0.5X que corresponde a holguras de rose del rodamiento en su cárter, los datos de este análisis se encuentra fuera de norma de severidad de vibración. Observando la forma de onda se puede identificar la variación de la amplitud debido a los impactos producidos por el paso de los elementos rodantes sobre la carcasa del componente.

El punto de medición B se ilustra el espectro de vibración con un picos de amplitud superior a 1X armónico de 6.41mm/s en la dirección radial horizontal a la frecuencia de giro del motor la cual se encuentra fuera de la norma de severidad, el armónico a 2X presenta un picos bajos de amplitud a dos veces de la frecuencia del giro del motor en la dirección radial horizontal. Sin embargo la forma de onda va seguir siendo la misma desfasada a 90° en la dirección radial vertical.

Tabla 4.15 Lectura de datos y Espectro a 1740rpm con chumaceras flojas

		UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA																																											
		DATOS INFORMATIVOS																																											
Realizado por: Nelson Poaquiza			Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo																																										
Fecha de ejecución: 24/08/2014			Tipo de Estudio: Adquisición de Datos																																										
Ensayo N°: 12			Lugar: Automatización Industrial FICM																																										
VIBRACIONES EN CHUMACERAS																																													
Tipo Enlace Potencia: Acople Flexible			Unidad de Medición: mm/s, rms																																										
Frecuencia Variador: 60 Hz			Software: LabVIEW																																										
Posición Sensor: A-B			Dirección: RH, RV, AX																																										
Defecto: Chumaceras completamente Flojas			rpm motor: 1740																																										
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN																																													
																																													
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="6">LECTURAS DE VIBRACIÓN</th> </tr> <tr> <th colspan="4">Punto Medición</th> <th>Velocidad (mm/s, rms)</th> <th>Frec. Espectral</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3" style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">CHUMACERA 1</td> <td rowspan="3" style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">A</td> <td>y</td> <td>RH</td> <td>3.20</td> <td>0.5X</td> </tr> <tr> <td>z</td> <td>RV</td> <td>3.55</td> <td>1X</td> </tr> <tr> <td>x</td> <td>AX</td> <td>3.80</td> <td>2X</td> </tr> <tr> <td rowspan="3" style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">CHUMACERA 2</td> <td rowspan="3" style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">B</td> <td>y</td> <td>RH</td> <td>10.55</td> <td>1X</td> </tr> <tr> <td>z</td> <td>RV</td> <td>1.85</td> <td>2X</td> </tr> <tr> <td>x</td> <td>AX</td> <td>1.10</td> <td>0.5X</td> </tr> </tbody> </table>						LECTURAS DE VIBRACIÓN						Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	Frec. Espectral	CHUMACERA 1	A	y	RH	3.20	0.5X	z	RV	3.55	1X	x	AX	3.80	2X	CHUMACERA 2	B	y	RH	10.55	1X	z	RV	1.85	2X	x	AX	1.10	0.5X
LECTURAS DE VIBRACIÓN																																													
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	Frec. Espectral																																								
CHUMACERA 1	A	y	RH	3.20	0.5X																																								
		z	RV	3.55	1X																																								
		x	AX	3.80	2X																																								
CHUMACERA 2	B	y	RH	10.55	1X																																								
		z	RV	1.85	2X																																								
		x	AX	1.10	0.5X																																								



DATOS INFORMATIVOS

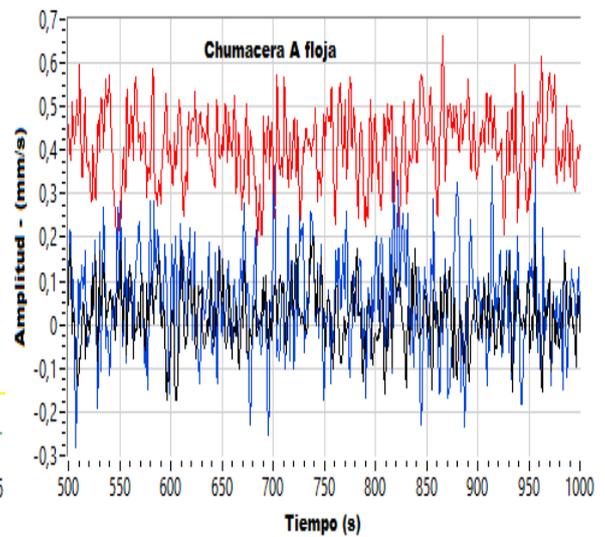
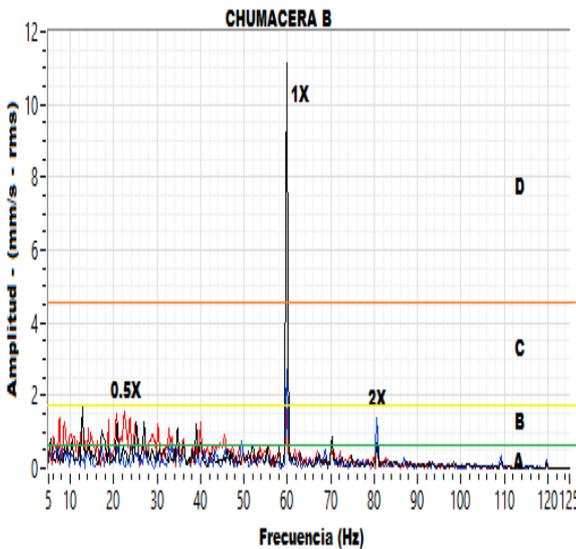
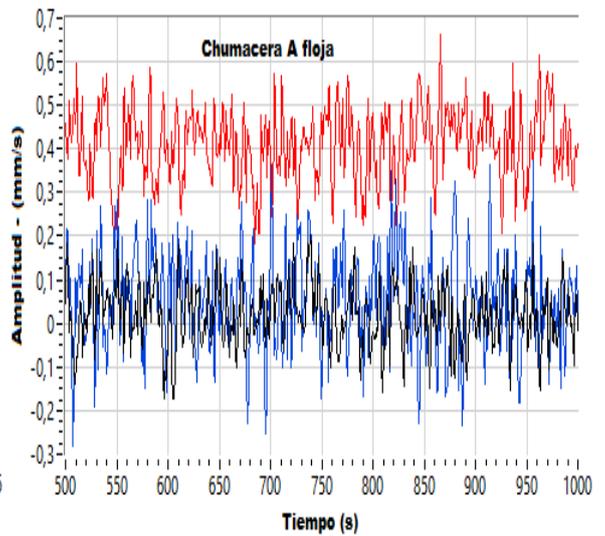
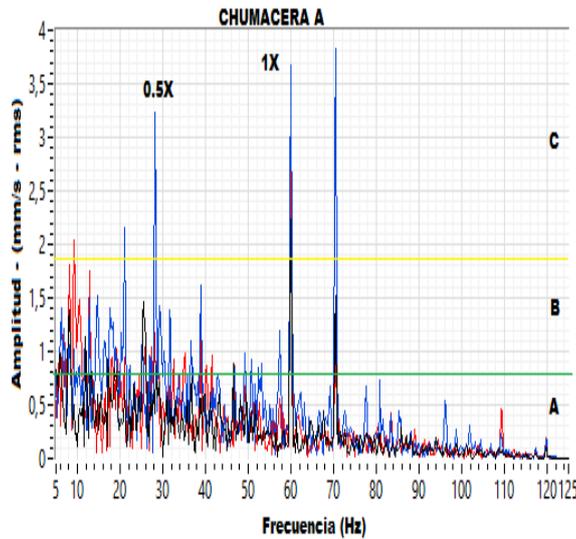
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 12 (continuación)

Fecha de ejecución: 24/08/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – CHUMACERAS



DIRECCIONES
— Horizontal
— Vertical
— Axial

Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN 12:

Al aumentar la velocidad del motor a su máxima frecuencia aplicando la misma carga en el disco se presenta el ensayo 24, en el punto de medición A, se observa en el espectro un armónico alto a 1X de 3.55 y 2X de 3.80mm/s , a la frecuencia del giro del motor en la dirección axial donde suscita el problema debido al aflojamiento mecánico la cual se encuentra fuera de norma de severidad de vibración, además existen un armónico de 0,5X de amplitud a 3.20mm/s por el aumento de la velocidad aumento el rechino del rodamiento. La forma de onda se puede identificar la variación de la amplitud debido a los impactos producidos por el paso de los elementos rodantes sobre la carcasa del componente.

El punto de medición B se ilustra el espectro de vibración con un picos de amplitud superior a 1X armónico de 11.55mm/s en la dirección radial horizontal a la frecuencia de giro del motor la cual se encuentra fuera de la norma de severidad, el armónico a 2X presenta un picos bajos de amplitud a dos veces de la frecuencia del giro del motor en la dirección radial horizontal. Sin embargo la forma de onda varía la amplitud y se puede identificar los fuertes impactos producidos por el paso de los elementos rodantes y el desfase a 90° en la dirección radial vertical.

4.2.2 VIBRACIÓN EN ENGRANAJES

Muchas máquinas usan conjuntos de engranajes para transmitir el movimiento a otros componentes de la máquina, estos engranes y las cajas de engranajes tiene resultados únicos de vibración que identifican tanto su funcionamiento normal como anormal. Para el análisis de este proyecto se realizó con el método de enlazar potencia b) como se indica en la figura anterior 4.1.

Aquí se puede observar con mayor detalle la colocación del sensor de aceleración y las direcciones para la adquisición de datos.

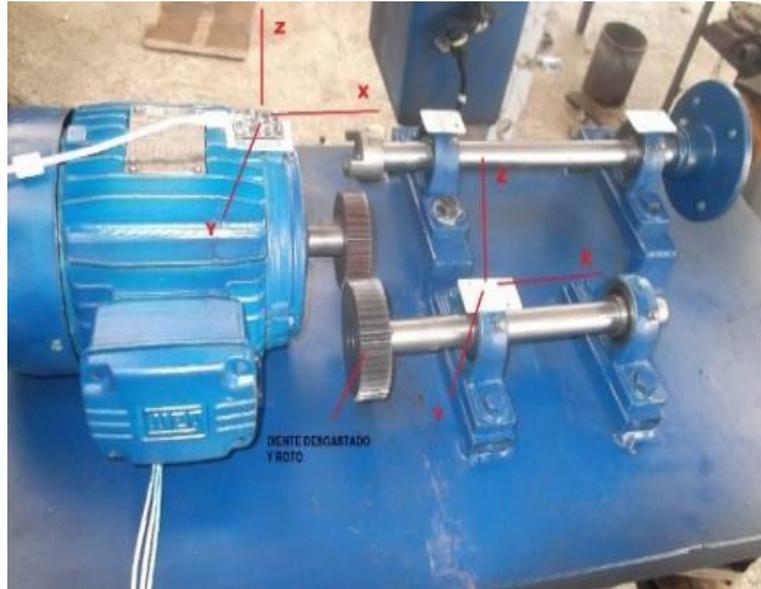


Figura 4.5 Adquisición de datos z) vertical, y) horizontal, x) axial

Elaborado por: Nelson Poaquiza

a) Estado Normal

Para este proyecto se realizó mediante en un par de engranes piñón-rueda, donde se mostrara problemas, en primer lugar se tomó datos y se analizaron espectros en condiciones normales luego se procedió a realizar una serie de cambios en la rueda como el desgaste y la rotura del diente.

Se tomó datos en condiciones normales para tomar como referencia al instante de evaluar el sistema en donde el piñón consta de 35 dientes y la rueda conducida 42 dientes. Este defecto se puede observar al encontrar picos a frecuencias que coinciden con múltiplos enteros de la velocidad de giro del engranaje que falla.



Figura 4.6 Engrane en buen estado

Elaborado por: Nelson Poaquiza

b) Desgaste en Diente

Este problema ocurre por operación más allá del tiempo de vida del engrane uno de ellos, el desgaste debido a fragmentos que se introducen en los dientes del engrane.



Figura 4.7 Engrane conducido desgastado

Elaborado por: Nelson Poaquiza

c) Diente Rotos

Para este análisis se rompió un diente del engrane conducido la cual genero una amplitud a 1X rpm de este engranaje, Se detecta mejor en la forma de onda de tiempo, que mostrara un pico pronunciado cada vez que el diente con problema trate de engranar con los dientes del otro engranaje.

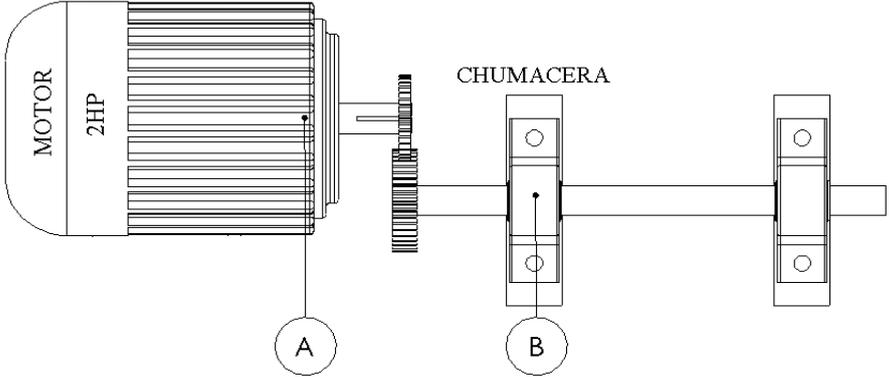


Figura 4.8 Engrane conducido roto un diente

Elaborado por: Nelson Poaquiza

4.2.2.1 Medición de Vibración con engranajes en estado normal

Tabla 4.16 Lectura de datos y Espectro a 600rpm con engranes en buen estado

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza	Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo					
Fecha de ejecución: 08/09/2014	Tipo de Estudio: Adquisición de Datos					
Ensayo N°: 13	Lugar: Automatización Industrial FICM					
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICICO Y CHUMACERA						
Tipo Enlace Potencia: Con engranes	Unidad de Medición: mm/s, rms					
Frecuencia Variador: 20 Hz	Software: LabVIEW					
Posición Sensor: A-B	Dirección: RH, RV, AX					
Defecto: Estado Normal	rpm motor: 600					
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral
MOTOR	A	y	RH	0.44	600	1X
		z	RV	0.30	600	1X
		x	AX	0.32	600	1X
CHUMACERA I	B	y	RH	0.68	600	1X
		z	RV	1.16	600	1X
		x	AX	1.21	600	1X



DATOS INFORMATIVOS

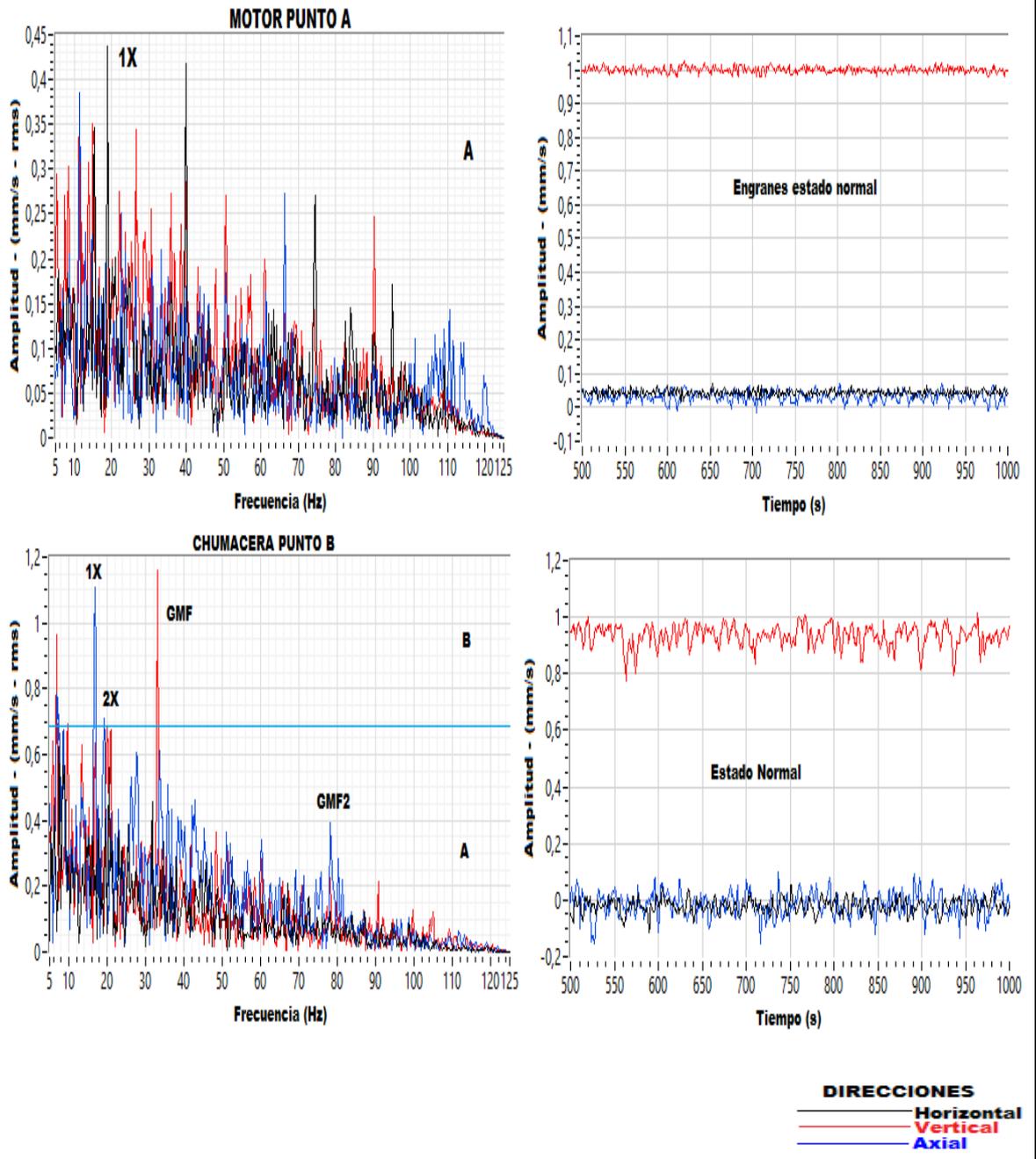
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 13 (continuación)

Fecha de ejecución: 08/09/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERA



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 13:

En el punto de medición A, se puede observar un pico de 1X a 0.44mm/s que corresponde a la rueda y el piñón de una amplitud baja en dirección axial que indica que está dentro del rango de severidad de vibración.

En el punto de medición B se observa un pico superior 1X de 1.21mm/s que corresponde a la rueda y un pico 1X de 1.16mm/s del piñón con respecto a la dirección radial vertical y axial.

Para el cálculo de la frecuencia del engrane del piñón que consta de 35 dientes y su velocidad de entrada corresponde a 600rpm, la rueda posee 42 dientes.

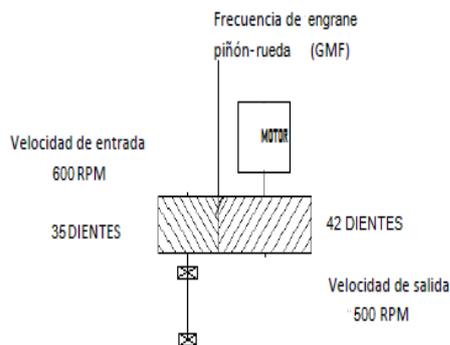


Figura 4.9 Velocidad de entrada engranes

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Calculo de las frecuencias de falla para el piñón y rueda:

Velocidad de entrada = 600rpm

De dientes del piñón = 35

De dientes de la rueda = 42

Relación de velocidad:

$$\frac{Z1}{Z2} = \frac{35}{42} = 0,833333 \quad (\text{Ec. 4. 1})$$

Velocidad de Salida:

$$0,83333x600rpm = 500rpm \quad (Ec. 4. 2)$$

Un engrane muestra sus armónicos en la frecuencia de vibración del diente (GMF), esta frecuencia resulta de la formula siguiente:

$$GMF = f_{rotacion} * \# \text{dientes} \quad (Ec. 4. 3)$$

Rueda:

$$500rpm * 42 = 21000rpm = 350Hz \quad (Ec. 4. 4)$$

Análisis de Forma de Onda

Como bien se conoce el análisis de forma de onda se efectúa en el dominio del tiempo para el análisis preciso se debe conocer la velocidad correspondiente al piñón para así tener el tiempo (periodo) que se tarda el piñón en hacer una vuelta.

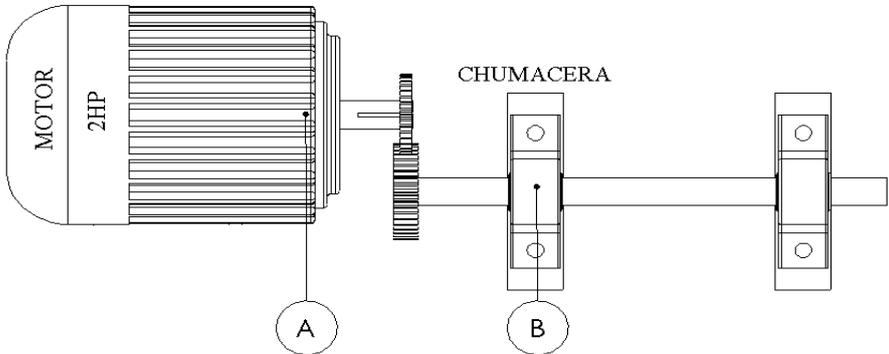
Velocidad del piñón: 600rpm

$$Frecuencia = \frac{velocidad(rpm)}{60seg} = \frac{600rpm}{60seg} = 10Hz \quad (Ec. 4. 5)$$

$$T = \frac{1}{F} = \frac{1}{10} = 0,10seg \quad (Ec. 4. 6)$$

Esto indica que el piñón da una vuelta cada 0,10 seg, en la dirección radial vertical y axial se detalla esfuerzos anormales debido a que la forma de onda no se encuentra bien definida pero sin embargo están dentro del rango de severidad de vibración.

Tabla 4.17 Lectura de datos y Espectro a 1200rpm con engranes en buen estado

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo				
Fecha de ejecución: 08/09/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos				
Ensayo N°: 14		Lugar: Automatización Industrial FICM				
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERA						
Tipo Enlace Potencia: Con engranes		Unidad de Medición: mm/s, rms				
Frecuencia Variador: 40 Hz		Software: LabVIEW				
Posición Sensor: A-B		Dirección: RH, RV, AX				
Defecto: Estado Normal		rpm motor: 1200				
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral	
MOTOR	A	y	RH	0.88	1200	1X
		z	RV	0.12	1200	1X
		x	AX	0.50	1200	1X
CHUMACERA 1	B	y	RH	0.75	1200	1X
		z	RV	1.70	1200	1X
		x	AX	0.95	1200	1X



DATOS INFORMATIVOS

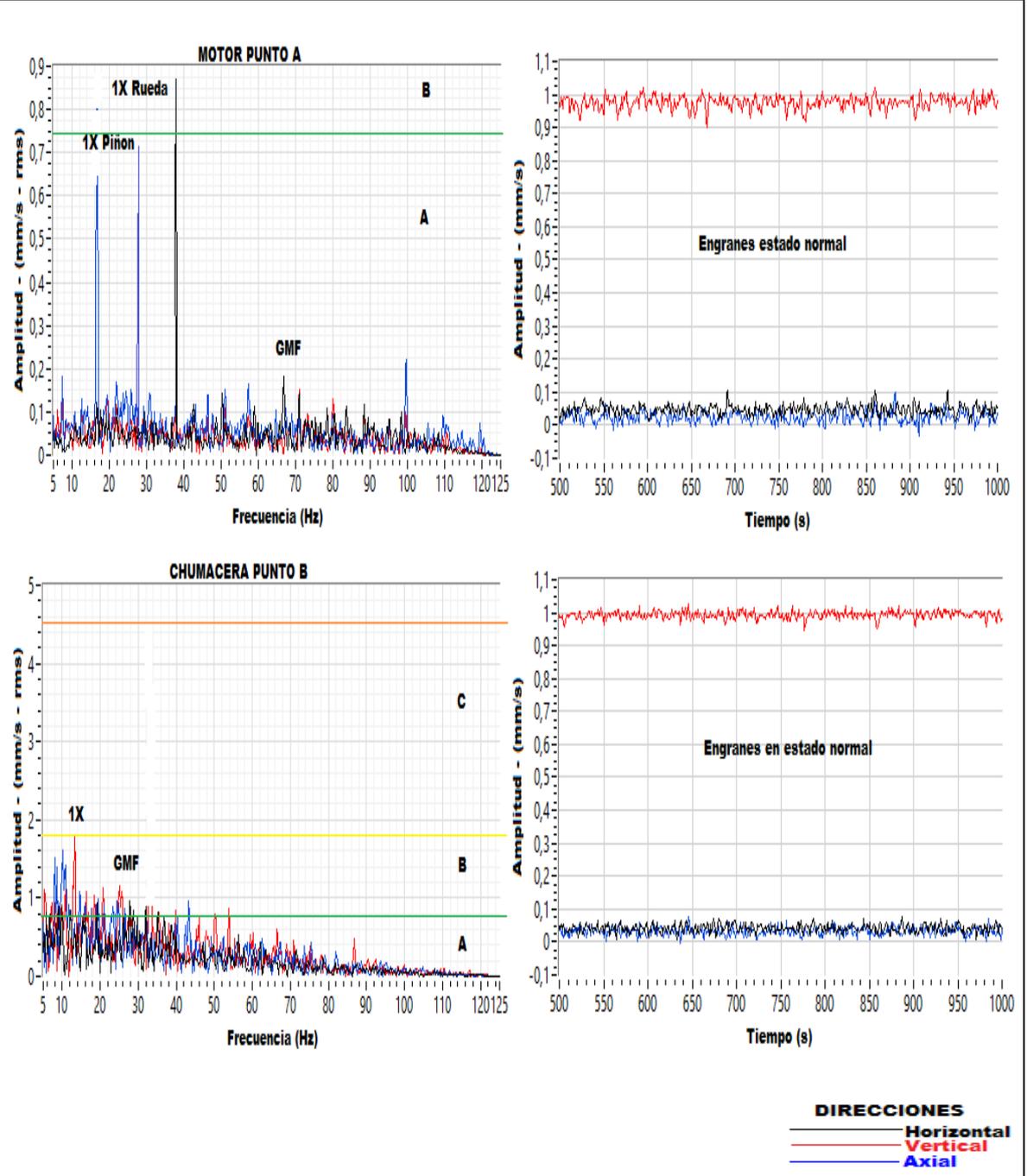
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 14 (continuación)

Fecha de ejecución: 08/09/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERA



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 14:

Con respecto al punto de medición A, se nota un pico a 1X de 0.88mm/s que corresponde a la rueda y el piñón de una amplitud casi similar de 0,50 en dirección axial que indica que está dentro del rango de severidad de vibración.

En el punto de medición B se observa un pico superior 1X de 1.70mm/s que corresponde a la rueda en la dirección radial vertical.

Calculo de las frecuencias de falla en el piñón y rueda:

Velocidad de entrada = 1200rpm

De dientes del piñón = 35

De dientes de la rueda = 42

Relación de velocidad = 0,8333

Velocidad de Salida:

$$0,83333 \times 1200 \text{rpm} = 1000 \text{rpm}$$

Calculo de la frecuencia del engrane (GMF):

Rueda:

$$1000 \text{rpm} * 42 = 42000 \text{rpm} = 700 \text{Hz}$$

Análisis de Forma de Onda

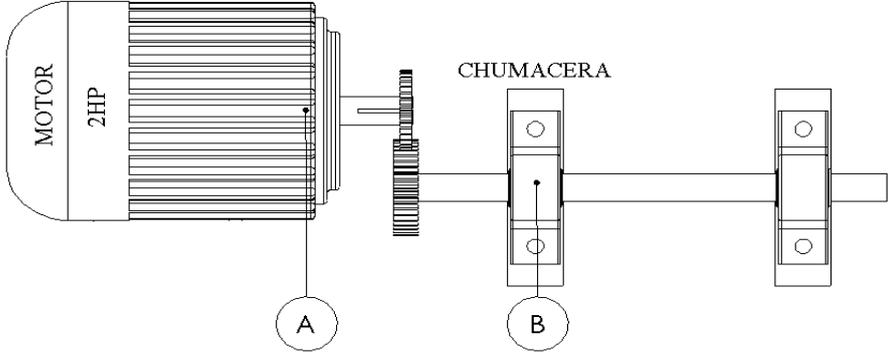
Velocidad del piñón: 1200rpm

$$Frecuencia = \frac{velocidad(rpm)}{60seg} = \frac{1200rpm}{60seg} = 20Hz$$

$$T = \frac{1}{F} = \frac{1}{20} = 0,05seg$$

Esto indica que el piñón da una vuelta cada 0,05 seg, en las tres direcciones se detalla esfuerzos anormales debido a que la forma de onda no se encuentra bien definida sin embargo están dentro del rango de severidad de vibración.

Tabla 4.18 Lectura de datos y Espectro a 1740rpm con engranes en buen estado

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo				
Fecha de ejecución: 08/09/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos				
Ensayo N°: 15		Lugar: Automatización Industrial FICM				
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERA						
Tipo Enlace Potencia: Con engranes		Unidad de Medición: mm/s, rms				
Frecuencia Variador: 60 Hz		Software: LabVIEW				
Posición Sensor: A-B		Dirección: RH, RV, AX				
Defecto: Estado Normal		rpm motor: 1740				
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral
MOTOR	A	y	RH	0.55	1740	1X
		z	RV	1.10	1740	1X
		x	AX	1.20	1740	1X
CHUMACERA 1	B	y	RH	1.30	1740	1X
		z	RV	1.57	1740	1X
		x	AX	1.27	1740	1X



DATOS INFORMATIVOS

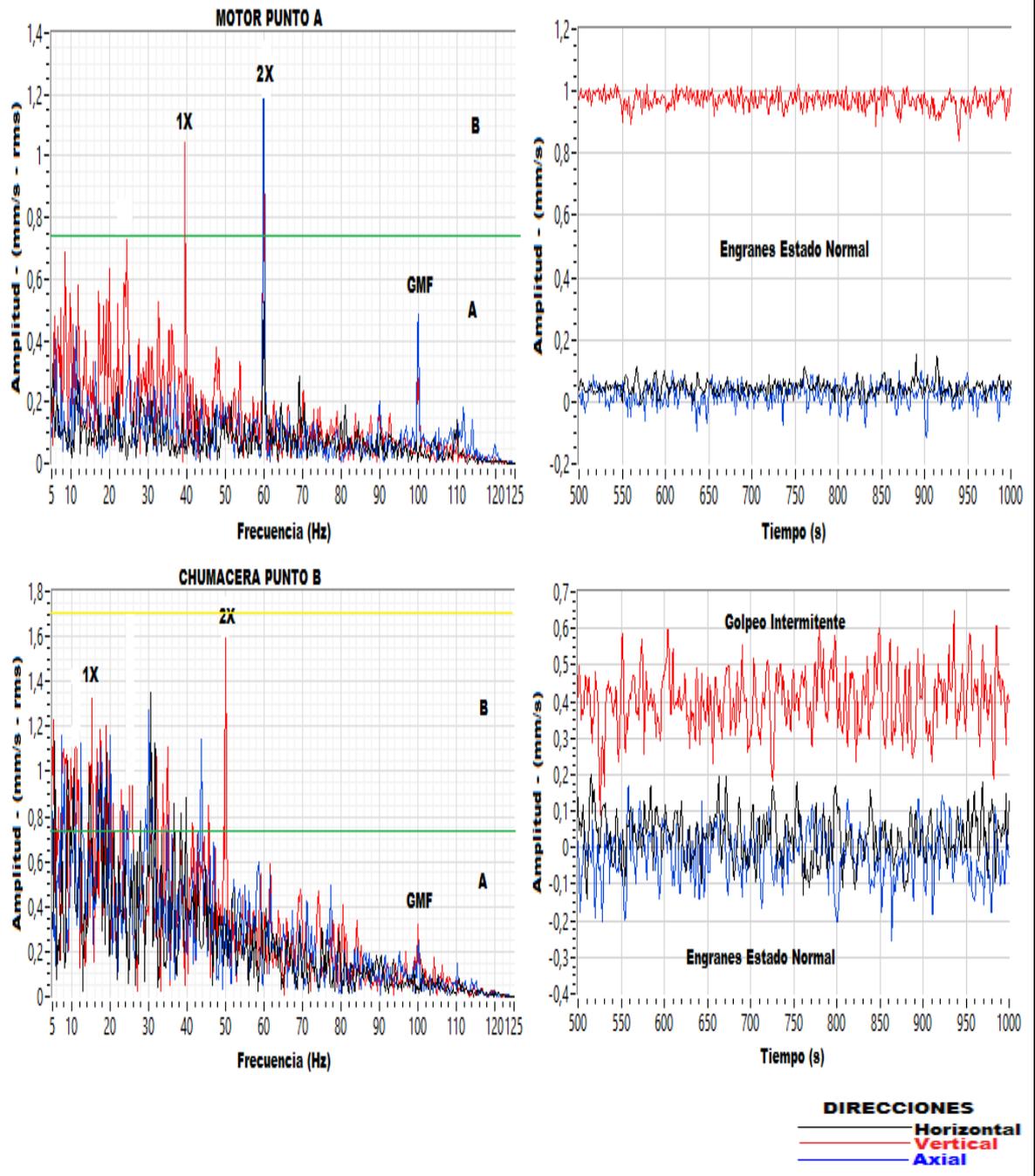
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 15 (continuación)

Fecha de ejecución: 08/09/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERA



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 15:

En el punto de medición A, se mira un pico a 1X de 1.10mm/s que corresponde al piñón y la rueda de una amplitud superior de 1.20mm/s en sus respectivas direcciones a la frecuencia de giro del motor que indica que está dentro del rango de severidad de vibración.

En el punto de medición B se observa picos de golpeteo a 1X que corresponde a la rueda y 2X que corresponde al piñón en la dirección radial vertical que se encuentran dentro de la norma de severidad.

Para el cálculo de la frecuencia del engrane del piñón que consta de 35 dientes y su velocidad de entrada corresponde a 1200rpm, la rueda posee 42 dientes.

Velocidad de entrada = 1740rpm

De dientes del piñón = 35

De dientes de la rueda = 42

Relación de Velocidad = 0,83333

Velocidad de Salida:

$$0,83333 \times 1740 \text{rpm} = 1450 \text{rpm}$$

Calculo de la frecuencia del engrane (GMF):

Rueda:

$$1450 \text{rpm} * 42 = 60900 \text{rpm} = 1000 \text{Hz}$$

Análisis de Forma de Onda

Velocidad del piñón: 1740rpm

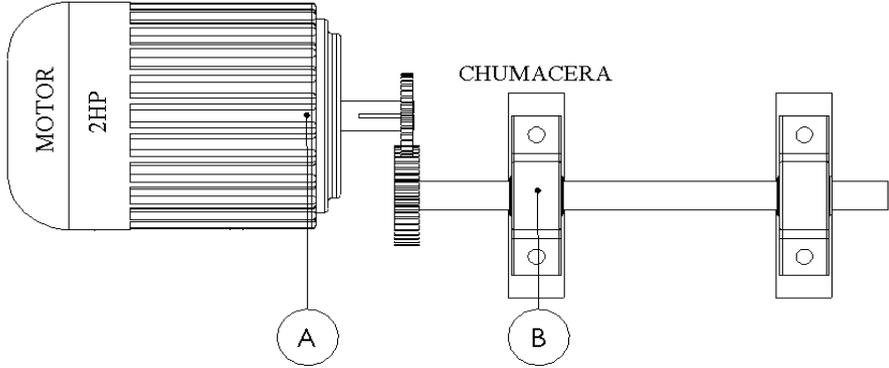
$$Frecuencia = \frac{velocidad(rpm)}{60seg} = \frac{1740rpm}{60seg} = 29Hz$$

$$T = \frac{1}{F} = \frac{1}{29} = 0,0345seg$$

Esto indica que el piñón da una vuelta cada 0,03 seg, donde se detalla esfuerzos anormales en el punto de medición B debido a que la forma de onda no se encuentra bien definida.

4.2.2.2 Medición de Vibración Diente Desgastado

Tabla 4.19 Lectura de datos y Espectro a 600 rpm con engrane diente desgastado

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza	Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo					
Fecha de ejecución: 08/09/2014	Tipo de Estudio: Adquisición de Datos					
Ensayo N°: 16	Lugar: Automatización Industrial FICM					
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERA						
Tipo Enlace Potencia: Con engranes	Unidad de Medición: mm/s, rms					
Frecuencia Variador: 20 Hz	Software: LabVIEW					
Posición Sensor: A-B	Dirección: RH, RV, AX					
Defecto: Diente Desgastado	rpm motor: 600					
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral
MOTOR	A	y	RH	1.48	600	1X
		z	RV	0.95	600	1X
		x	AX	0.74	600	1X
CHUMACERA I	B	y	RH	2.65	600	1X
		z	RV	1.95	600	1X
		x	AX	0.90	600	1X



DATOS INFORMATIVOS

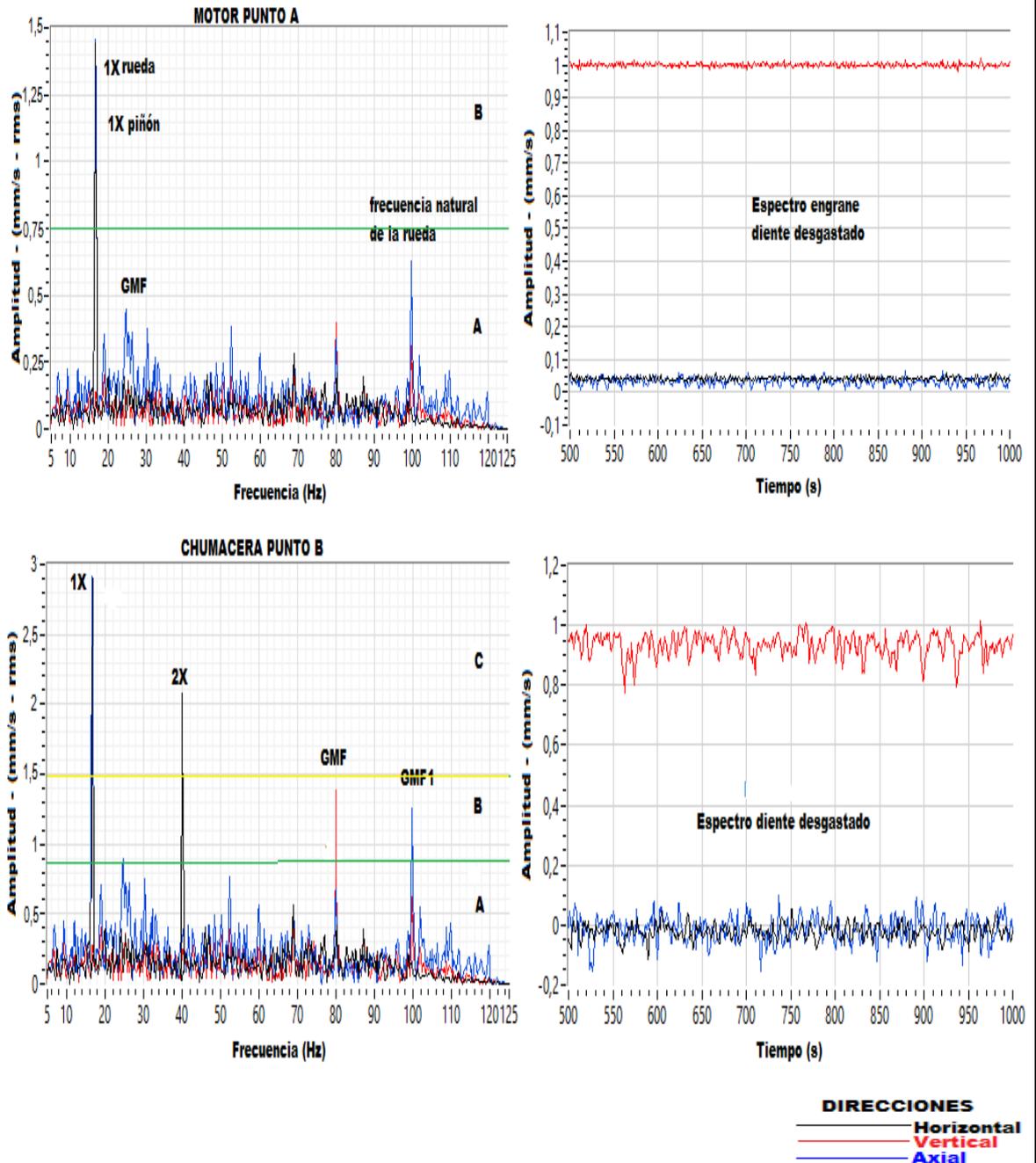
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 16 (continuación)

Fecha de ejecución: 08/09/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERA



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 16:

Respecto al punto A de medición, se visualiza un pico alto de amplitud a 1X de 1.48mm/s de la rueda en la dirección radial horizontal y a 1X de 0,95mm/s del piñón en la dirección radial vertical estos picos de amplitud se encuentra a la frecuencia de giro del motor que indica que está dentro del rango de severidad de vibración.

$$GMF = f_{rotacion} * \# \text{ dientes}$$

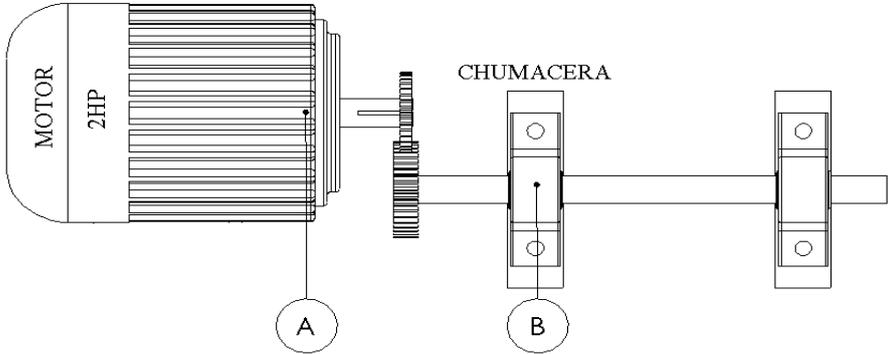
$$500rpm * 42 = 21000rpm = 350Hz$$

Con un pico de amplitud de 1,30mm/s con desgaste en el diente aceptable.

En el punto de medición B se observa un pico de amplitud a 1X de 2.65mm/s que corresponde a la rueda en la dirección radial horizontal que se encuentran fuera de la norma de severidad debido a que el diente se desgasto en este engrane. La amplitud 2X de 2.08mm/s a la frecuencia de giro del motor del piñón.

En la forma de onda se observa el comportamiento físico en los puntos de medición donde se puede identificar la variación de amplitudes.

Tabla 4.20 Lectura de datos y Espectro a 1200 rpm con engrane diente desgastado

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza	Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo					
Fecha de ejecución: 08/09/2014	Tipo de Estudio: Adquisición de Datos					
Ensayo N°: 17	Lugar: Automatización Industrial FICM					
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERA						
Tipo Enlace Potencia: Con engranes	Unidad de Medición: mm/s, rms					
Frecuencia Variador: 40 Hz	Software: LabVIEW					
Posición Sensor: A-B	Dirección: RH, RV, AX					
Defecto: Diente Desgastado	rpm motor: 1200					
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral
MOTOR	A	y	RH	1.70	1200	1X
		z	RV	3.40	1200	2X
		x	AX	1.20	1200	1X
CHUMACERA 1	B	y	RH	3.49	1200	2X
		z	RV	2.55	1200	1X
		x	AX	1.25	1200	1X



DATOS INFORMATIVOS

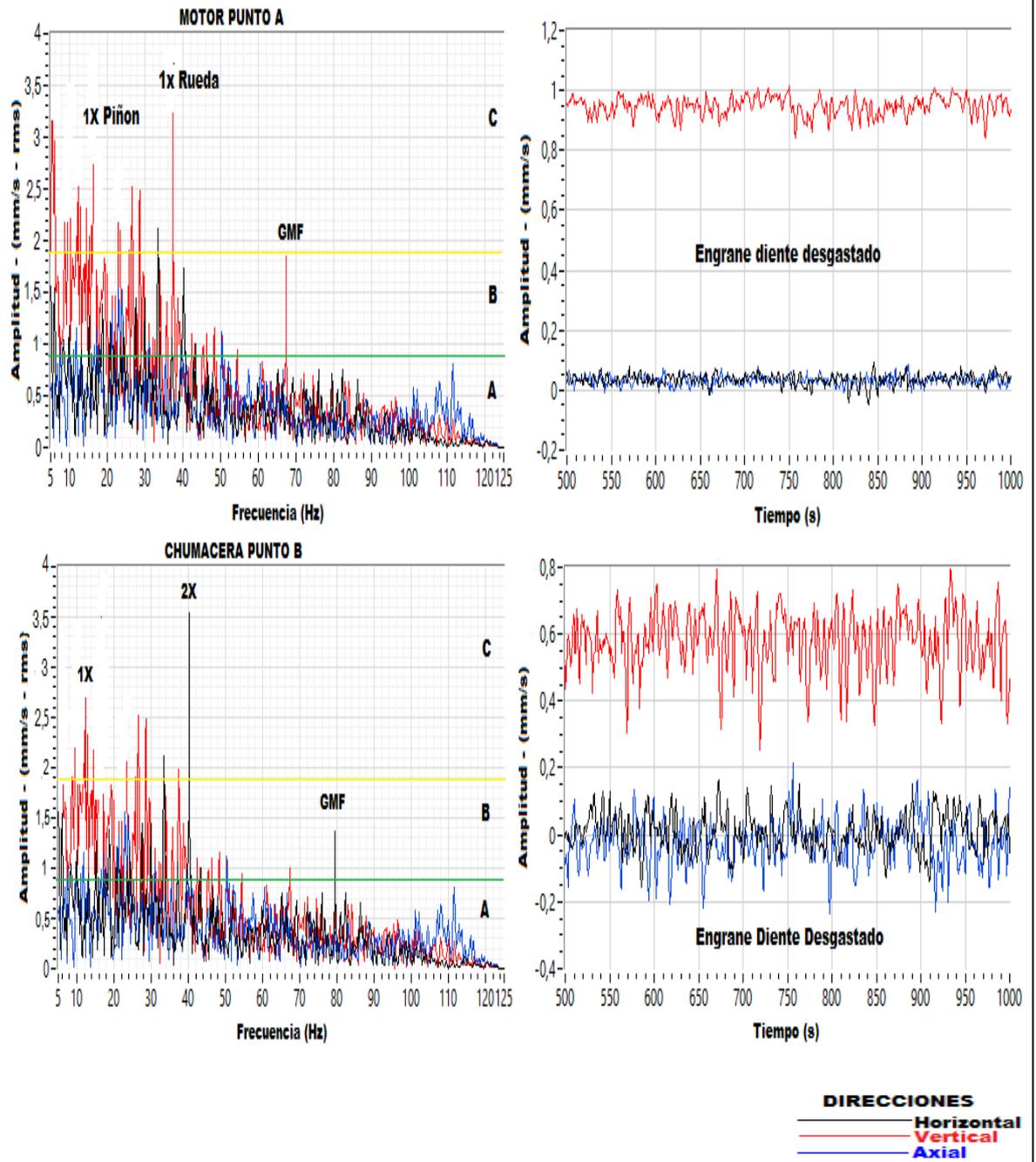
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 17 (continuación)

Fecha de ejecución: 08/09/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERA



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 17:

El punto de medición A se acata un pico alto de amplitud a 1X de 1.70mm/s del piñón y a 2X de 3.40mm/s de la rueda en la dirección correspondiente, a la frecuencia de giro del motor que indica que está fuera del rango de severidad de vibración.

$$GMF = f_{rotacion} * \# \text{ dientes}$$

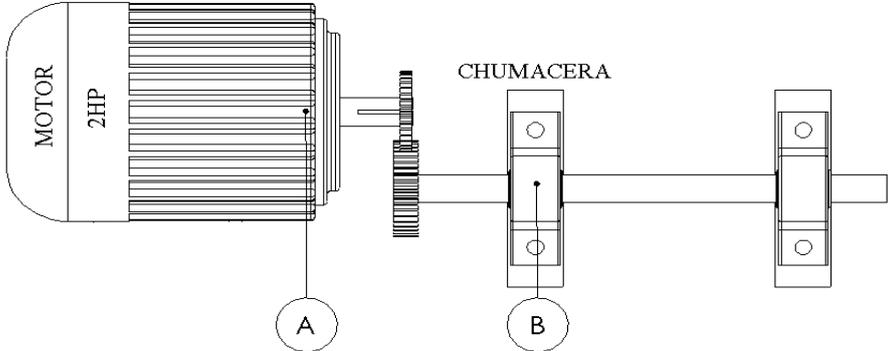
$$1000rpm * 42 = 42000rpm = 700Hz$$

Con un pico de amplitud de 2,35mm/s con desgaste en el diente elevado.

En el punto de medición B se observa un pico de amplitud a 1X de 2.55mm/s que corresponde a la rueda en la dirección radial vertical que se encuentran fuera de la norma de severidad debido a que el diente se desgasto en este engrane. Y a 2X de 3.49mm/s a la frecuencia de giro del piñón.

Las frecuencias del engrane (GMF) en medición se encuentra fuera del rango de severidad en la forma de onda se observa el comportamiento físico en los puntos de medición donde se puede identificar la variación de amplitudes.

Tabla 4.21 Lectura de datos y Espectro a 1740 rpm con engrane diente desgastado

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA					
DATOS INFORMATIVOS					
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo			
Fecha de ejecución: 08/09/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos			
Ensayo N°: 18		Lugar: Automatización Industrial FICM			
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERA					
Tipo Enlace Potencia: Con engranes		Unidad de Medición: mm/s, rms			
Frecuencia Variador: 60 Hz		Software: LabVIEW			
Posición Sensor: A-B		Dirección: RH, RV, AX			
Defecto: Diente Desgastado		rpm motor: 1740			
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN					
					
LECTURAS DE VIBRACIÓN					
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral
MOTOR	A	y RH	3.50	1740	1X
		z RV	1.81	1740	1X
		x AX	2.50	1740	1X
CHUMACERA 1	B	y RH	2.55	1740	2X
		z RV	1.63	1740	1X
		x AX	2.00	1740	1X



DATOS INFORMATIVOS

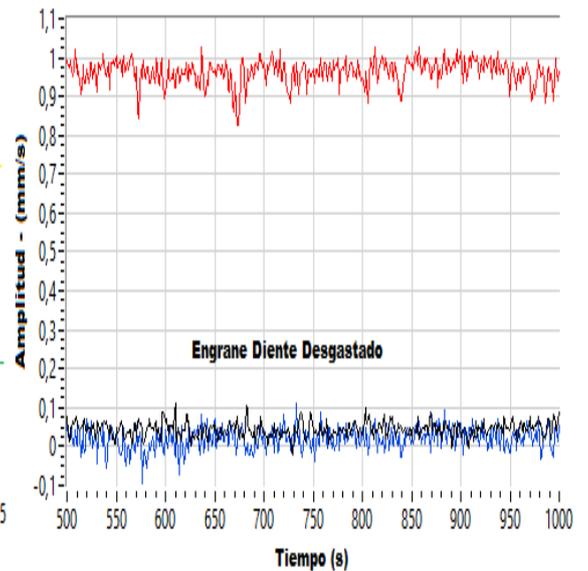
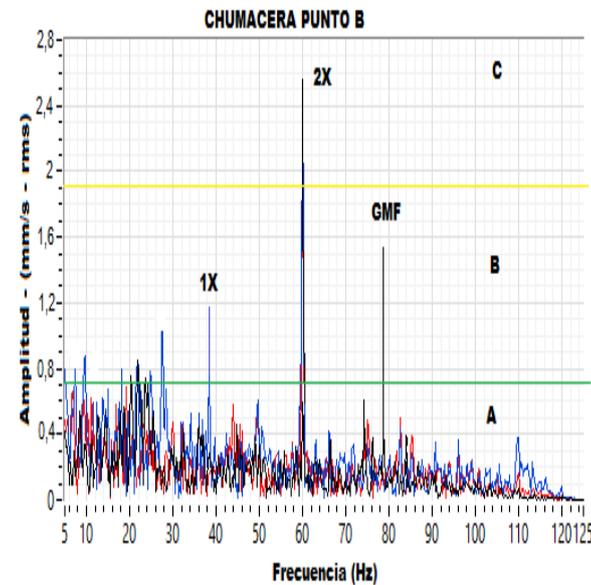
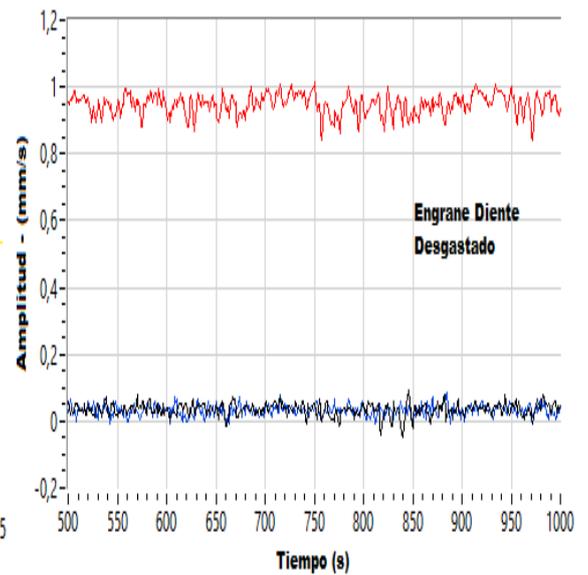
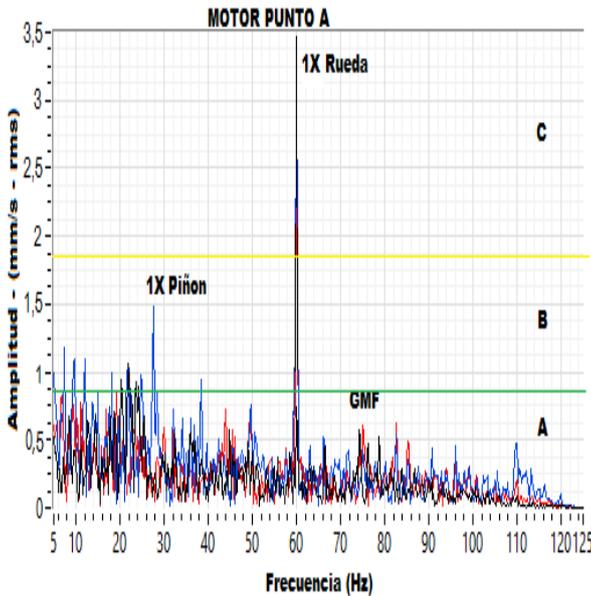
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 18 (continuación)

Fecha de ejecución: 08/09/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERA



DIRECCIONES
— Horizontal
— Vertical
— Axial

Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 18:

En este ensayo correspondiente al punto de medición A, se nota un pico de amplitud a 1X de 1.81mm/s del piñón en la dirección vertical y a 1X de 3.50mm/s de la rueda en la dirección radial horizontal a la frecuencia de giro del motor que indica que está fuera del rango de severidad de vibración.

$$GMF = f_{rotacion} * \# \text{ dientes}$$

$$1450rpm * 42 = 60900rpm = 1000Hz$$

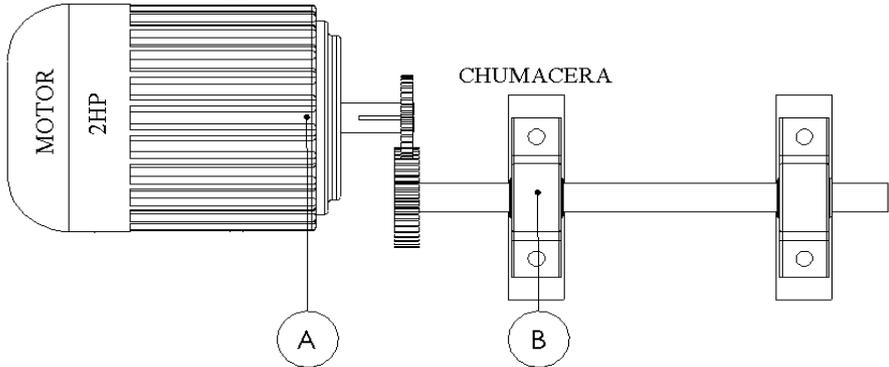
Con un pico de amplitud de 3.15mm/s con desgaste en el diente inaceptable.

En el punto de medición B se observa un pico de amplitud a 1X de 1.95mm/s que corresponde al piñón en la dirección radial axial y a 2X de 2.55mm/s a la frecuencia de giro del motor en la dirección radial horizontal que corresponde al desgaste del diente del engrane encontrándose fuera del rango de severidad.

Las frecuencias del engrane (GMF) en medición se encuentra fuera del rango de severidad en la forma de onda se observa el comportamiento físico en los puntos de medición donde se puede identificar la variación de amplitudes.

4.2.2.3 Medición de Vibración Diente Roto

Tabla 4.22 Lectura de datos y Espectro a 600 rpm con engrane diente roto

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza	Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo					
Fecha de ejecución: 08/09/2014	Tipo de Estudio: Adquisición de Datos					
Ensayo N°: 19	Lugar: Automatización Industrial FICM					
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERA						
Tipo Enlace Potencia: Con engranes	Unidad de Medición: mm/s, rms					
Frecuencia Variador: 20 Hz	Software: LabVIEW					
Posición Sensor: A-B	Dirección: RH, RV, AX					
Defecto: Diente Roto	rpm motor: 600					
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición				Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral
MOTOR	A	y	RH	1.15	600	1X
		z	RV	0.21	600	1X
		x	AX	0.52	600	1X
CHUMACERA I	B	y	RH	0.90	600	1X
		z	RV	0.15	600	1X
		x	AX	0.55	600	1X



DATOS INFORMATIVOS

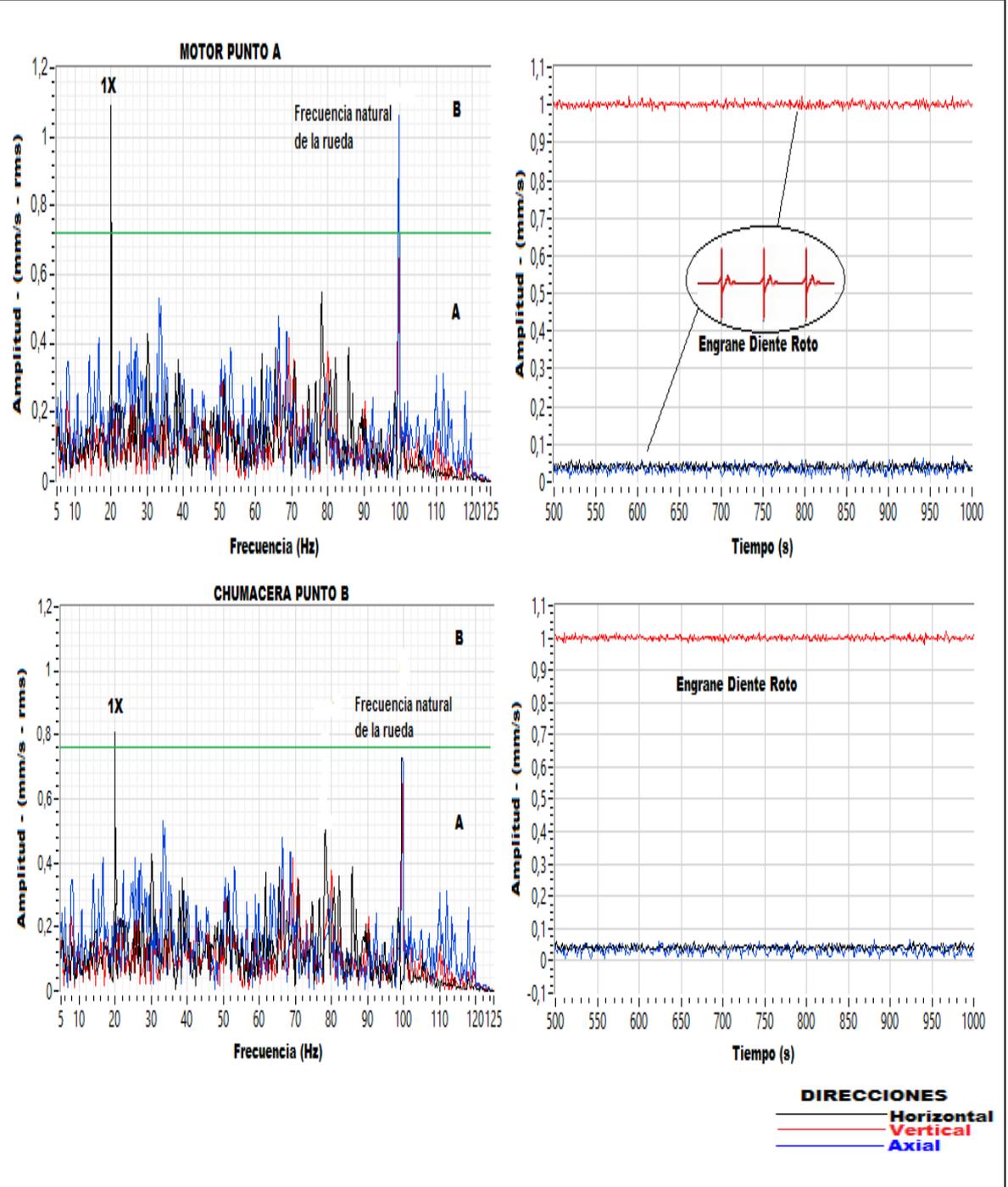
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 19 (continuación)

Fecha de ejecución: 08/09/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERA



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 19:

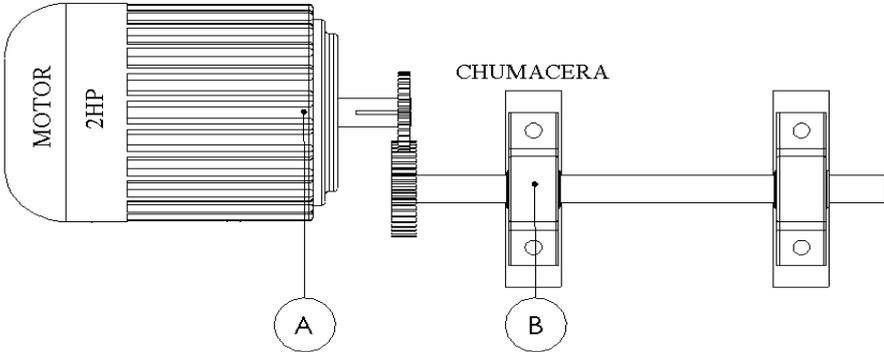
Analizando los espectros del engrane con un diente roto a la velocidad de 600rpm como se indica en el ensayo, respecto al punto de medición A, indica un pico de amplitud 1X de 1.15mm/s, y en punto de medición B se observa un pico de amplitud 1X de 0.90mm/s ambas amplitudes en la dirección radial horizontal a la frecuencia de giro de la rueda.

La frecuencia del engranaje (GMF) en el diente roto va seguir siendo la misma que se analizó en el engrane de diente desgastado ya que está dentro de lo que es falla en engranes, sin embargo se va tener la única diferencia el aumento de amplitud según se vaya variando la frecuencia de giro que indicara la falla en el engrane.

A esta velocidad de rotación del engrane en el primer punto de medición del motor se nota una amplitud de 1.05mm/s, con respecto al punto medición B se observa a 1X de 0,70mm/s que indica que el engrane está al límite de la zona de severidad.

En la forma de onda se especificó esfuerzos normales debido que se puede apreciar ondas definidas en las tres direcciones como se puede observar en el análisis espectral se detalla la falla en la frecuencia del engrane y componentes 1X.

Tabla 4.23 Lectura de datos y Espectro a 1200 rpm con engrane diente roto

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza		Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo				
Fecha de ejecución: 08/09/2014		Tipo de Estudio: Adquisición de Datos				
Ensayo N°: 20		Lugar: Automatización Industrial FICM				
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERA						
Tipo Enlace Potencia: Con engranes		Unidad de Medición: mm/s, rms				
Frecuencia Variador: 40 Hz		Software: LabVIEW				
Posición Sensor: A-B		Dirección: RH, RV, AX				
Defecto: Diente Roto		rpm motor: 1200				
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral	
MOTOR	A	y RH	2.51	1740	1X	
		z RV	1.25	1740	1X	
		x AX	0.95	1740	1X	
CHUMACERA 1	B	y RH	2.35	1740	1X	
		z RV	1.49	1740	1X	
		x AX	1.08	1740	1X	



DATOS INFORMATIVOS

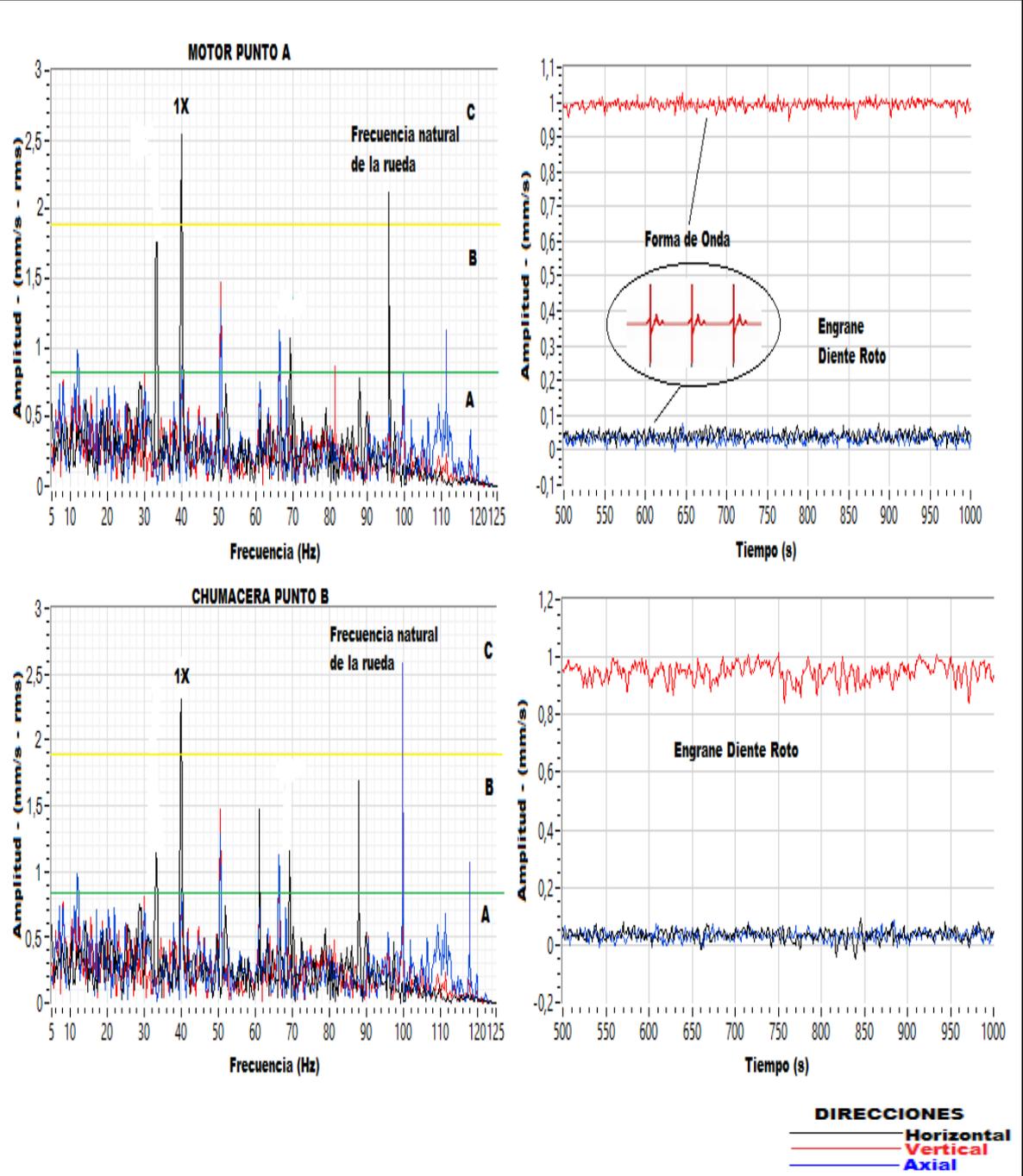
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 20 (continuación)

Fecha de ejecución: 08/09/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERA



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 20:

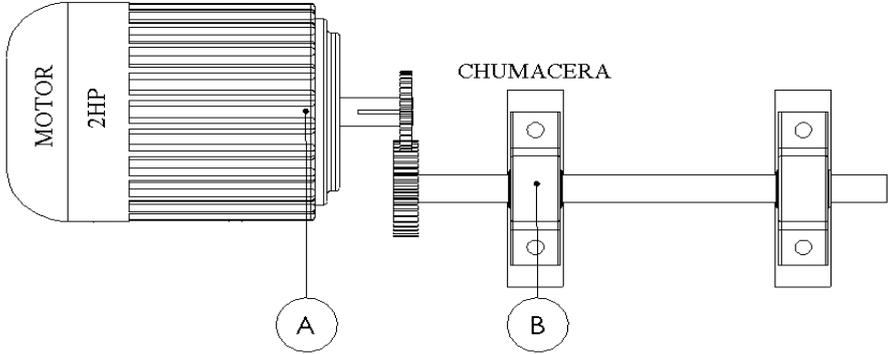
El espectro obtenido del engrane con un diente roto a la velocidad de 1200rpm como se nota en el ensayo, en el punto de medición A se observa un pico de amplitud elevado 1X de 2.51mm/s, un pico de amplitud 1X de 2.35mm/s en el punto de medición B, las dos amplitudes corresponden a la dirección radial horizontal de la frecuencia de giro de la rueda que se encuentran fuera del rango de severidad de vibración.

La frecuencia del engranaje (GMF) en el diente roto tiene un incremento de amplitud debido a la variación de la frecuencia de giro que indicara la falla en el engrane.

A esta velocidad de rotación del engrane en el punto de medición A del motor se observa una amplitud de 2.25mm/s, en el punto medición B se observa a 1X de 2.05mm/s en la dirección radial horizontal que indica el defecto del engrane conducido esta fuera del rango de severidad.

En la forma de onda se detalló esfuerzos anormales donde se aprecian ondas indefinidas en las tres direcciones en el punto de medición B debido a que el engrane analizado se encuentra en este sitio, como se observar en el análisis espectral se detalla la falla en la frecuencia del engrane.

Tabla 4.24 Lectura de datos y Espectro a 1740 rpm con engrane diente roto

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
DATOS INFORMATIVOS						
Realizado por: Nelson Poaquiza	Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo					
Fecha de ejecución: 08/09/2014	Tipo de Estudio: Adquisición de Datos					
Ensayo N°: 21	Lugar: Automatización Industrial FICM					
VIBRACIONES EN MOTOR ELECTRICO Y CHUMACERA						
Tipo Enlace Potencia: Con engranes	Unidad de Medición: mm/s, rms					
Frecuencia Variador: 60 Hz	Software: LabVIEW					
Posición Sensor: A-B	Dirección: RH, RV, AX					
Defecto: Diente Roto	rpm motor: 1740					
ESQUEMA MÁQUINA Y PUNTOS DE MEDICIÓN						
						
LECTURAS DE VIBRACIÓN						
Punto Medición			Velocidad (mm/s, rms)	rpm	Frec. Espectral	
MOTOR	A	y	RH	6.05	1740	1X
		z	RV	4.30	1740	1X
		x	AX	5.65	1740	1X
CHUMACERA 1	B	y	RH	7.55	1740	1X
		z	RV	6.10	1740	1X
		x	AX	3.55	1740	1X



DATOS INFORMATIVOS

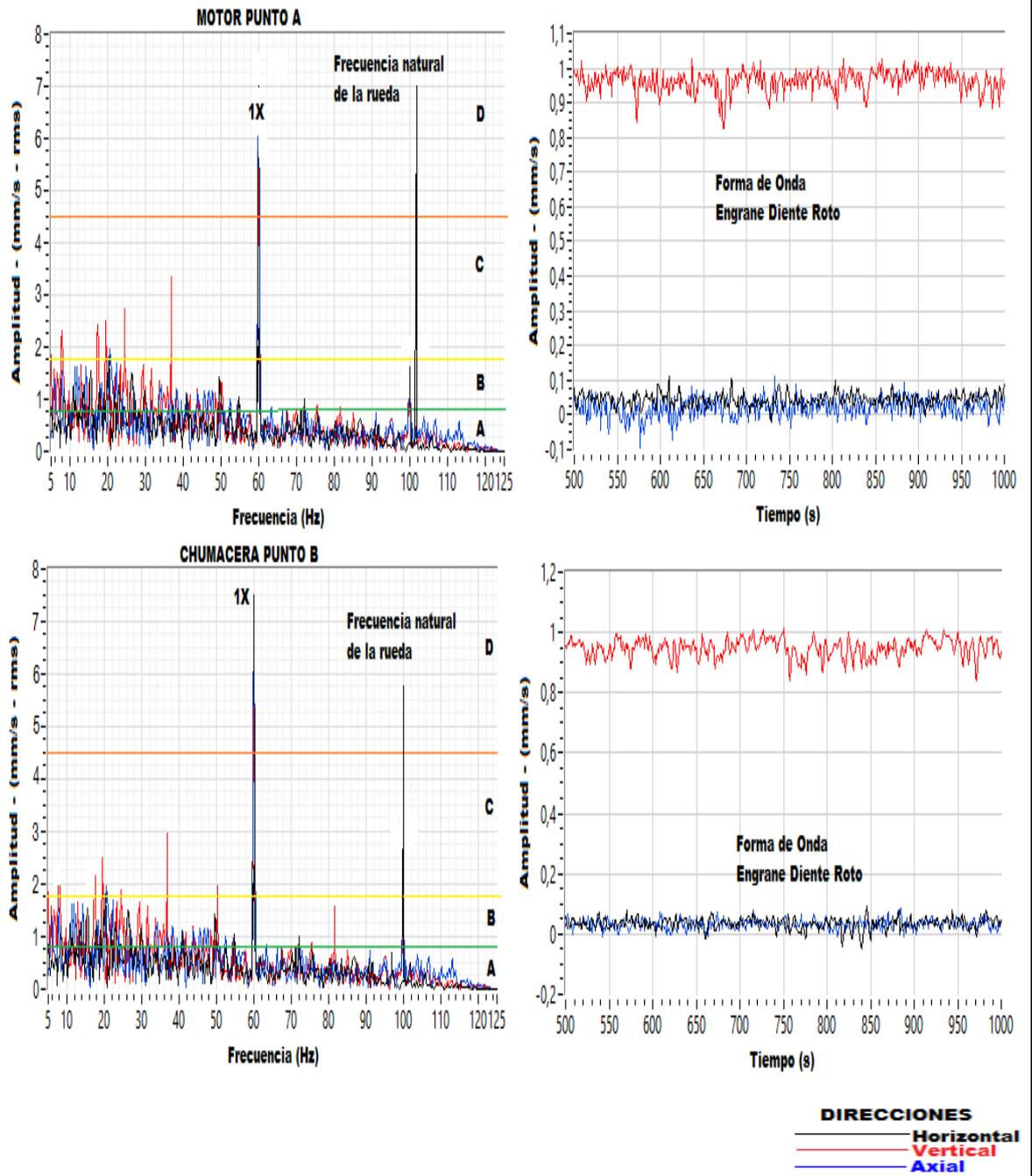
Realizado por: Nelson Poaquiza

Supervisado por: Ing. Mauricio Carrillo

Ensayo N°: 21 (continuación)

Fecha de ejecución: 08/09/2014

ESPECTROS DE VIBRACIÓN – MOTOR Y CHUMACERA



Elaborado por: Nelson Poaquiza

INTERPRETACIÓN ENSAYO 21:

A la velocidad máxima del motor de 1740rpm como se nota en el punto de medición A, el espectro muestra un pico de amplitud 1X de 6.05mm/s, en el punto B se obtuvo un pico de amplitud superior 1X de 7.55mm/s con respecto a los anteriores, estas amplitudes están definidas en la dirección radial horizontal de la frecuencia de giro de la rueda las cuales indican que se encuentran fuera de rango de severidad.

La frecuencia (GMF) del diente roto tiene un incremento de amplitud debido a la máxima variación de la frecuencia de giro del engrane. En el espectro del punto de medición A la frecuencia natural del engrane se observa una amplitud de 7.00mm/s y en el espectro del punto de medición B se nota una amplitud 1X de 5.90mm/s en la dirección radial horizontal que indica el defecto del engrane.

En la forma de onda se determinó esfuerzos anormales en los dos puntos de medición como observa ondas indefinidas en las tres direcciones, debido al golpeteo intermitente del diente del engrane roto, como indica el análisis espectral.

4.2.3. INTERPRETACIÓN DE DESBALANCE

4.2.3.1 Motor sin masa de desbalance

Tabla 4.25 Análisis de resultados motor en buen estado

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico(Hz) De Frecuencia	Amplitud (mm/s)	Dirección
600	20	0.33	RH
1200	40	1.02	RH
1740	60	1.15	RH

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La Tabla 4.4 indica valores obtenidos de las pruebas y se verifica que el sistema a su máxima velocidad se encuentra dentro del rango de severidad de vibración con un valor máximo de 1.15 mm/s comparado con la tabla 4.3 en donde el valor máximo para un equipo de estas características es de 1.8 mm/s esto indica que el equipo se encuentra dentro del rango satisfactorio.

4.2.3.2 Motor con masas de desbalance

Tabla 4.26 Análisis de resultado motor en mal estado

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico de frecuencia(Hz)	Amplitud (mm/s)	Dirección
Masa 1 = 54 gramos			
600	20	1.73	RH
1200	40	4.40	RH
1740	60	4.95	RV
Masa 2 = 75 gramos			
600	20	2.05	RH
1200	40	7.58	RH
1740	60	10.79	AX

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La tabla 4.5 indica valores tomados a tres velocidades aumentando masas de 54g y 75g. Con el aumento del de masas se obtiene variación en la amplitud, llegando a la conclusión que a medida que se aumenta las masas de desbalance existe el aumento en la amplitud del pico a la frecuencia fundamental del sistema.

Interpretación de desbalance

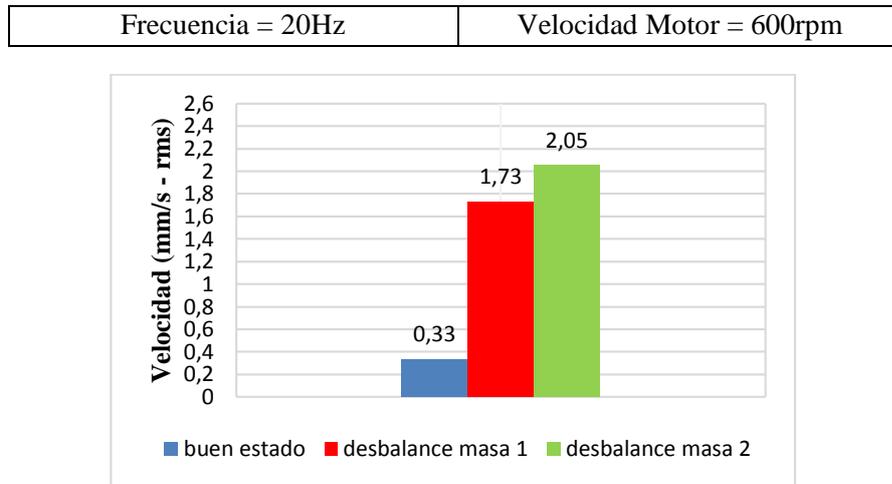


Figura 4.10 Velocidad de 600 rpm

Elaborado por: Nelson Poaquiza

En figura 4.10 se observa los picos de amplitud máximos, a la velocidad de 600 rpm el valor del motor sin desbalance de 0,33 mm/s que se encuentra dentro del rango de severidad; mientras que al colocar una masa de 54 gramos el incremento fue de 1,73 mm/s y por ultimo al colocar la masa de 75 gramos el incremento fue de 2,05 mm/s la cual se verifica que los valores se encuentra fuera de la norma de severidad 0,18 y 1,8 mm/s según la tabla 4.3.

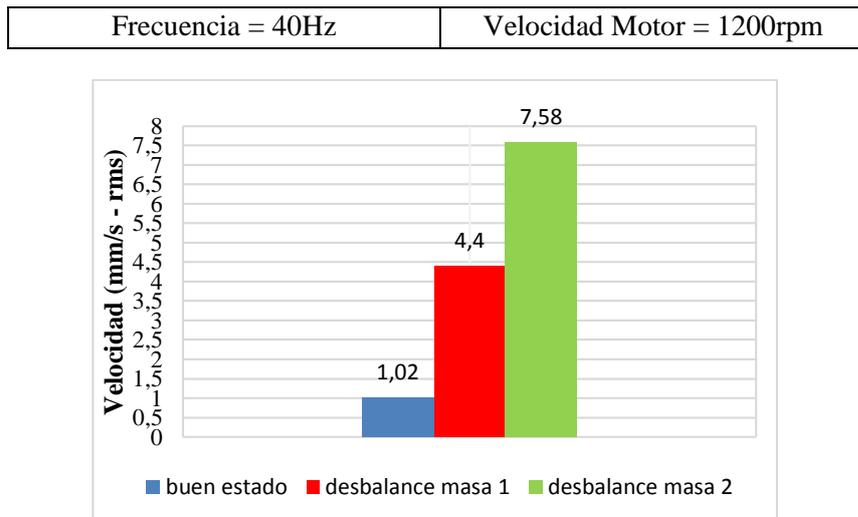


Figura 4.11 Velocidad de 1200 rpm

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La figura 4.11 indica picos de amplitud máximos a la velocidad de 1200 rpm, el valor del motor sin desbalance de 1,02 mm/s que se encuentra dentro del rango de severidad; entretanto que al colocar una masa de 54 gramos el incremento fue de 4,4 mm/s y por último al colocar la masa de 75 gramos el incremento fue de 7,58 mm/s la cual se comprueba que los valores se encuentra fuera de la norma de severidad de 0,18 y 1,8 mm/s según la tabla 4.3.

Frecuencia = 60Hz	Velocidad Motor = 1740rpm
-------------------	---------------------------

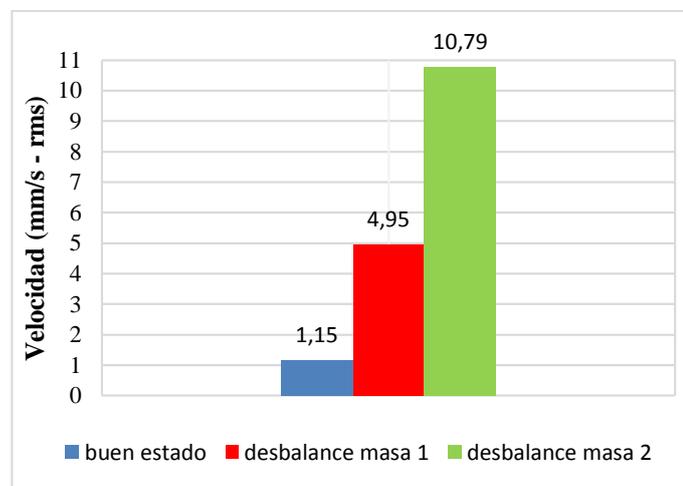


Figura 4.12 Velocidad de 1740 rpm

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La figura 4.12, muestra picos de amplitud máximos a la velocidad de 1740 rpm, el valor del motor sin desbalance es de 1,15 mm/s que concuerda con el rango de severidad, sin embargo que al colocar una masa de 54 gramos el incremento fue de 4,95 mm/s y por último al colocar la masa de 75 gramos el incremento fue de 10,79 mm/s la cual se confirma que los valores se encuentra fuera de la norma de severidad de 0,18 y 1,8 mm/s según la tabla 4.3.

4.2.3.3 Desbalance en Chumaceras

Tabla 4.27 Análisis de resultado con pernos de montaje apretados

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico de frecuencia(Hz)	Amplitud (mm/s)	Dirección
Chumacera 1			
600	20	0.80	AX
1200	40	1.36	AX
1740	60	1.71	RH
Chumacera 2			
600	20	1.44	RH
1200	40	1.51	RH
1740	60	1.17	AX

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Tabla 4.28 Análisis de resultados con pernos de montaje completamente sueltos

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico de frecuencia(Hz)	Amplitud (mm/s)	Dirección
Chumaceras 1			
600	20	5.60	RH
1200	40	3.58	AX
1740	60	3.80	AX
Chumaceras 2			
600	20	4.77	RH
1200	40	6.41	RH
1740	60	11.50	RH

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La Tabla 4.6 muestra valores obtenidos de las pruebas en la chumacera 1 y se establece que el sistema a su máxima velocidad se encuentra dentro del rango de severidad de vibración con un valor de amplitud elevado de 1.7 mm/s comparado con la tabla 4.3 en donde el valor máximo para un equipo de estas características es de 1.8 mm/s, con respecto a la chumacera 2 el valor máximo de amplitud llega a 1.51 mm/s; esto indica que el equipo se encuentra dentro del rango satisfactorio de severidad de vibración de 0,18 y 1,8 mm/s.

Respecto a la tabla 4.7 indica valores obtenidos de las pruebas de las dos chumaceras flojas dando como resultado picos de amplitud elevados a sus tres velocidades del sistema la cuales se encuentran fuera del rango de la norma severidad.

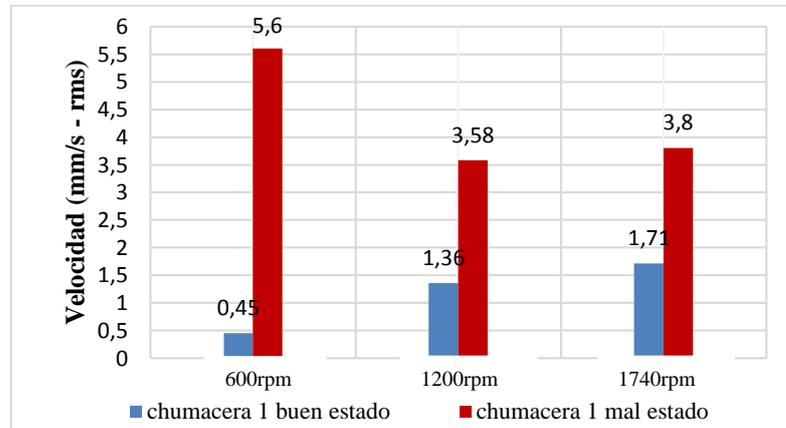


Figura 4.13 Valores de Amplitud chumaceras 1

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La figura 4.13 interpreta valores obtenidos de la chumacera 1 donde a la velocidad de 600 rpm con la chumacera ajustada el resultado del valor de amplitud es de 0,45 mm/s al tener floja se tiene un incremento máximo de 5,6 mm/s, a la velocidad intermedia de 1200 rpm se nota que el valor de amplitud es de 1,36 mm/s y un incremento de 3,58 mm/s debido a la chumacera floja, por último a la velocidad máxima de 1740 aparece picos de 1,71 mm/s y 3,80 mm/s debido a las características ya expuestas.

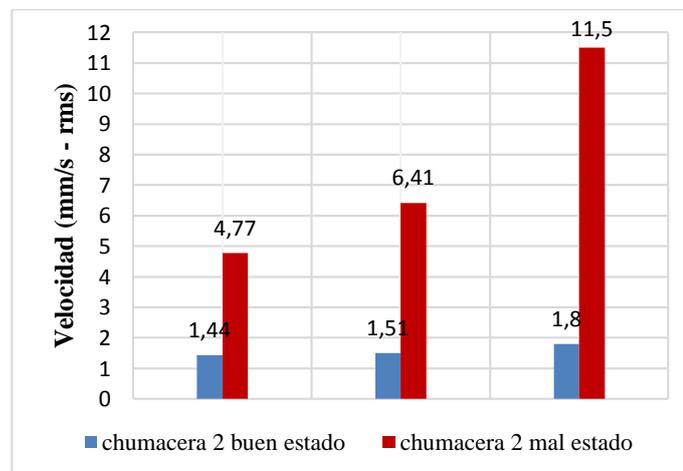


Figura 4.14 Valores de Amplitud chumaceras 2

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La figura 4.14 muestra valores que se obtuvo de la chumacera 2 donde a la velocidad de 600 rpm con la chumacera ajustada el resultado del valor de amplitud es de 1,44 mm/s al tener floja se tiene un incremento de 4,77 mm/s, a la velocidad intermedia de 1200 rpm se nota que el valor de amplitud es de 1,51 mm/s y existe un incremento de 6,41 mm/s debido a la chumacera floja, para finalizar a la velocidad máxima de 1740 aparece un pico de 1,80 mm/s y un pico máximo de 11,50 mm/s este incremento es debido a los pernos completamente flojos.

Conclusión: Se llega a un punto de vista que al tener pernos completamente flojos en la chumacera 1 los picos son muy elevados debido a que se encuentra cerca al acople flexible y el motor; como pasa todo lo contrario con la chumacera 2 se observa picos de amplitud bajos debido a que se encuentra alejados del punto de análisis, además si se cambia el punto de análisis a la chumacera 2 los picos de amplitud serán muy elevados debido que se encuentra el disco de desbalance acoplado al extremo y en la chumacera 1 será muy bajos como se puede observar.

4.2.3.4 Desbalance en Engranés

Engrane en buen estado

En una máquina rotativa existen distintas causas por las cuales el engrane presenta fallas, entre estas puede ser el desgaste y la rotura de dientes la cual se realizó la simulación.

Tabla 4.29 Valores GMF y amplitud engrane en buen estado

Velocidad de Rotación(rpm)	Frecuencia de Rotación Rueda(rpm)	GMF(Hz)	Amplitud (mm/s)	Dirección
600	500	350	0.44	AX
1200	1000	700	0.88	RH
1740	1450	1000	1.20	RH

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La tabla 4.8 indica los datos obtenidos del engrane en buen estado a la velocidad de rotación de 600,1200 y 1740rpm donde se obtuvieron valores de GMF con sus respectivos amplitudes que se encuentran dentro de la norma de severidad.

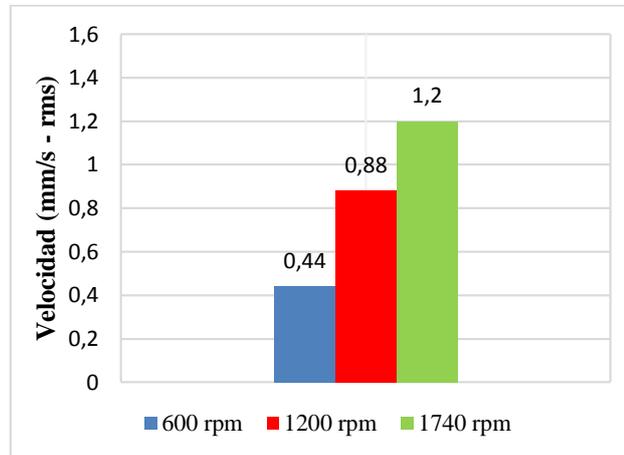


Figura 4.15 Interpretación engrane buen estado

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La figura 4.15 muestra los valores de amplitud a tres velocidades diferentes, en donde comparando con tabla 4.3 se verifica que los valores se encuentra dentro de la norma de severidad de 0,18 a 1,8 mm/s.

Engrane en mal estado

Un engrane con desgaste de diente presenta una amplitud a la frecuencia de giro de falla y armónicos en GMF como se muestra en la tabla 4.13

Tabla 4.30 Valores de amplitud engrane con diente desgastado

Frecuencia de Rotación(rpm)	Amplitud (mm/s)1X	Frecuencia de Rotación Rueda(rpm)	GMF(Hz)	Dirección	Amplitud (mm/s)
600	1.48	500	350	RH	1.30
1200	3.40	1000	700	AX	2.35
1740	3.50	1450	1000	RH	3.15

Elaborado por: Nelson Poaquiza

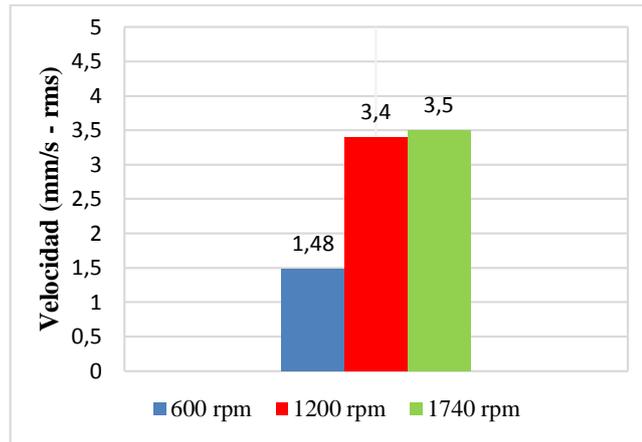


Figura 4.16 Interpretación engrane diente desgastado

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La figura 4.16 indica los valores de amplitud del engrane con diente desgastado a velocidades de 600, 1200 y 1740 rpm donde se confirma mediante la tabla 4.3 que se encuentra fuera del rango la norma de severidad de 0,18 a 1,8 mm/s.

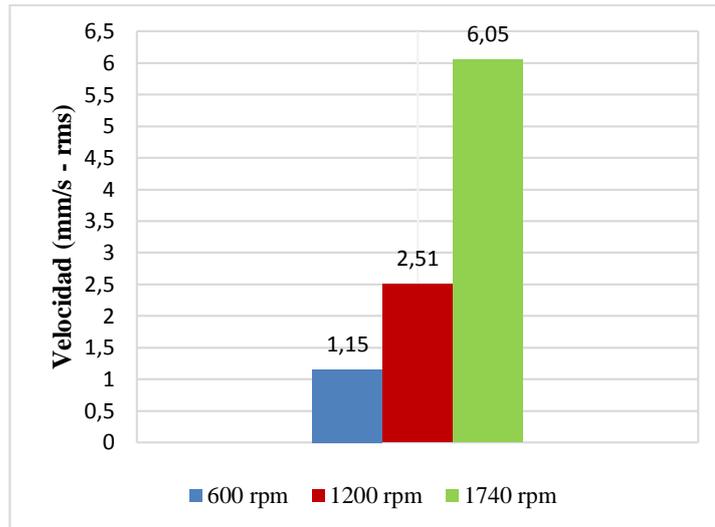
Un engrane con diente roto genera una amplitud a la frecuencia de rotación (rpm) del motor y frecuencia del engrane como se ilustra en la tabla 4.10.

Tabla 4. 31 Valores de amplitud engrane con diente roto

Frecuencia de Rotación(rpm)	Amplitud (mm/s)	Frecuencia de Rotación Rueda(rpm)	Dirección	GMF (Hz)	Amplitud (mm/s)
600	1.15	500	RH	350	1.05
1200	2.51	1000	RH	700	2.25
1740	6,05	1450	RH	1000	7.00

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La figura 4.17 muestra armónicos del engrane con un diente roto a las tres velocidades indicadas lo que se comprueba mediante la tabla 4.3 que se encuentra fuera del rango la norma de severidad de 0,18 a 1,8 mm/s.



*Figura 4.17 Interpretación engrane diente roto
Elaborado por: Nelson Poaquiza*

4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS

Una vez adquiridos datos de vibraciones mecánicas en motores rotativos trifásicos mediante parámetros de estrategia de mantenimiento predictivo donde se pudo detectar el desbalance a tres diferentes frecuencias ingresadas.

En el prototipo diseñado para este estudio de vibraciones mecánicas se realizó el desbalance variando masas, chumaceras flojas y engranes en mal estado la cual se tomó datos en tres ejes radial horizontal, vertical y axial. Una vez analizado los datos como se muestra anteriormente mediante tablas donde se observa la diferencia de los picos de vibración cuando se encuentran componentes con desbalance y en estado normal.

4.3.1 ANÁLISIS ESTADÍSTICO MEDIANTE LA PRUEBA (t) STUDENT PARA VERIFICAR LA HIPÓTESIS

Prueba t student para dos muestras suponiendo distribución Normal.

- **Distribución:** Normal.
- **Medida de las variables:** Métricas (mm/s)-(rms).
- **Nivel de confianza:** 95%
- **Nivel de significancia:** $\alpha=0,05$
- **Observaciones:** Sin desbalance – Con desbalance

Hipótesis nula aplica para todo los casos

H₀: Los picos de amplitud obtenidos en los espectros en condiciones sin desbalance y con desbalance no presentan diferencia numérica significativa.

Hipótesis afirmativa aplica para todos los casos

H₁: Los picos de amplitud obtenidos en los espectros en condiciones sin desbalance y con desbalance no presentan diferencia numérica significativa.

Tabla 4.32 Prueba t student de motor sin desbalance vs con Desbalance masa 1

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico de Frecuencia (Hz)	Sin Desbalance	Con Desbalance masa1=54 gramos
		Pico Máximo	Pico Mínimo
600	20	0,33	1,73
1200	40	1,02	4,4
1740	60	1,15	4,95
<i>Estadísticas</i>		<i>Sin Desbalance</i>	<i>Con desbalance</i>
Media		0,8333	3,6933
Varianza		0,1942	2,9666
Observaciones		3,0000	3,0000
Coeficiente de correlación de Pearson		0,9999	
Varianza agrupada		1,5804	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		4,0000	
Estadístico t		-2,7863	
P(T<=t) una cola		0,0248	
Valor crítico de t (una cola)		2,1318	
P(T<=t) dos colas		0,0495	
Valor crítico de t (dos colas)		2,7764	

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La tabla 4.32 indica la diferencia significativa entre las medidas de cada alternativa como es sin desbalance de 0,8333 y con desbalance de 3,693, también se observa como resultado el valor P de 0,0495 siendo $P < \alpha$ por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H_1).

Tabla 4.33 Prueba t student de motor sin desbalance vs con Desbalance masa 2

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico de Frecuencia (Hz)	Sin Desbalance	Con Desbalance masa1=54 gramos
		Pico Máximo	Pico Mínimo
600	20	0,33	2,05
1200	40	1,02	7,58
1740	60	1,15	10,79
<i>Estadísticas</i>		<i>Sin Desbalance</i>	<i>Con desbalance</i>
Media		0,8333	6,8067
Varianza		0,1942	5,5454
Observaciones		3,0000	3,0000
Varianza agrupada		9,8698	
Coeficiente de correlación de Pearson		0,9751	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		4,0000	
Estadístico t		-2,3287	
P(T<=t) una cola		0,0402	
Valor crítico de t (una cola)		2,1318	
P(T<=t) dos colas		0,0497	
Valor crítico de t (dos colas)		2,7764	

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La tabla 4.33 indica la diferencia significativa entre las medidas de cada alternativa como es sin desbalance de 0,8333 y con desbalance de 6,8067, también se observa como resultado el valor P de 0,0497 siendo $P < \alpha$ por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H_1).

La tabla 4.34 indica la diferencia significativa entre las medidas de cada alternativa como pernos apretados de la chumacera de 1,29 y pernos completamente flojos de 4,3266, también se observa como resultado el valor P de 0,0118 siendo $P < \alpha$ por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H_1).

Tabla 4.34 Prueba t student de chumacera 1 apretada vs chumacera 2 floja

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico de Frecuencia (Hz)	Chumacera 1 Apretada	Chumacera 1 completamente floja
		Pico Máximo	Pico Mínimo
600	20	0,80	5,60
1200	40	1,36	3,58
1740	60	1,71	3,80
Estadísticas		Chumacera Apretada	Chumacera Floja
Media		1,29	4,326666667
Varianza		0,2107	1,228133333
Observaciones		3	3
Varianza agrupada		0,7194	
Diferencia hipotética de las medias		0	
Grados de libertad		4	
Estadístico t		-4,3848	
P(T<=t) una cola		0,0059	
Valor crítico de t (una cola)		2,1318	
P(T<=t) dos colas		0,0118	
Valor crítico de t (dos colas)		2,7764	

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Tabla 4.35 Prueba t student de chumacera 2 apretada vs chumacera 2 flojas

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico de Frecuencia (Hz)	Chumacera 2 Apretada	Chumacera 2 completamente floja
		Pico Máximo	Pico Mínimo
600	20	0,80	4,77
1200	40	1,36	6,41
1740	60	1,71	11,50
Estadísticas		Chumacera Apretada	Chumacera Floja
Media		1,29	7,56
Varianza		0,2107	12,315
Observaciones		3	3
Coeficiente de correlación de Pearson		0,913	
Varianza agrupada		6,2629	
Diferencia hipotética de las medias		0	
Grados de libertad		4	
Estadístico t		-3,0684	
P(T<=t) una cola		0,0186	
Valor crítico de t (una cola)		2,1318	
P(T<=t) dos colas		0,0373	
Valor crítico de t (dos colas)		2,7764	

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La tabla 4.35 muestra la diferencia significativa entre las medidas de cada alternativa como pernos apretados de la chumacera de 1,29 y pernos completamente flojos de 7.56; también se observa como resultado el valor P de 0,0373 siendo $P < \alpha$ por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H_1).

Tabla 4.36 Prueba t student engrane buen estado vs engrane diente desgastado

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico de Frecuencia (Hz)	Engrane en buen estado	Engrane diente desgastado
		Pico Máximo	Pico Mínimo
600	20	0,44	1,48
1200	40	0,88	3,4
1740	60	1,2	3,50
<i>Estadísticas</i>		<i>Buen Estado</i>	<i>Diente con desgaste</i>
Media		0,8400	2,7933
Varianza		0,1456	1,2961
Observaciones		3,0000	3
Coeficiente de correlación de Pearson		0,9253	
Varianza agrupada		0,7209	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		4,0000	
Estadístico t		-2,8177	
P(T<=t) una cola		0,0240	
Valor crítico de t (una cola)		2,1318	
P(T<=t) dos colas		0,0479	
Valor crítico de t (dos colas)		2,7764	

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La tabla 4.36 muestra la diferencia significativa entre las medidas de cada alternativa como con engrane en buen estado de 0,8400 y con engrane con desgaste de diente de 2.79; también se observa como resultado el valor P de 0,0479 siendo $P < \alpha$ por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H_1).

Tabla 4.37 Prueba t student engrane buen estado vs engrane diente roto

Velocidad de Rotación (rpm)	Pico de Frecuencia (Hz)	Engrane en buen estado	Engrane diente desgastado
		Pico Máximo	Pico Mínimo
600	20	0,44	1,15
1200	40	0,88	2,51
1740	60	1,2	6,05
<i>Estadísticas</i>		<i>Buen Estado</i>	<i>Diente roto</i>
Media		0,8400	3,2367
Varianza		0,1456	6,3985
Observaciones		3,0000	3
Coeficiente de correlación de Pearson		0,9419	
Varianza agrupada		3,2721	
Diferencia hipotética de las medias		0,0000	
Grados de libertad		4,0000	
Estadístico t		-1,6227	
P(T<=t) una cola		0,0900	
Valor crítico de t (una cola)		2,1318	
P(T<=t) dos colas		0,0174	
Valor crítico de t (dos colas)		2,7764	

Elaborado por: Nelson Poaquiza

La tabla 4.37 muestra la diferencia significativa entre las medidas de cada alternativa como con engrane en buen estado de 0,84 y el engrane con diente roto de 3,2367; también se observa como resultado el valor P de 0,0174 siendo $P < \alpha$ por lo tanto se acepta la hipótesis afirmativa (H_1).

Se verifica mediante datos experimentales y estadísticos que el análisis espectral de las señales de vibración mecánica causadas por el efecto desbalance permitió implementar un programa de mantenimiento predictivo para detectar el desbalance en motores rotativos trifásicos de 2 hp de potencia.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- Se seleccionó y se implementó un sensor de aceleración PHIDGETS para la medición de las vibraciones en sus tres ejes colocando en una sola posición como se muestra en los ensayos, tomando en cuenta los costos que son accesible, fácil manejo y la compatibilidad mediante USB a NI LabVIEW.
- Los dispositivos Phidgets adquiridos en este caso el acelerómetro permitió obtener de una manera eficaz los valores de aceleración en las direcciones axial, y radial vertical – horizontal.
- La mayoría de máquinas generan vibración cuando se encuentra en actividad, pero cuando sus elementos presentan fallas generan cambios en las propiedades de vibración del sistema la cual mediante parámetros como la detección y análisis se identificó el tipo de falla mediante el análisis espectral de vibración.
- Los niveles de vibración elevados 1X en el eje tanto como radial y axial son característicos cuando ocurre una falla de desbalance.
- El análisis espectral de vibración mediante parámetros de estrategia de mantenimiento predictivo se determinó el estado del motor y los elementos ya que con esto se puede programar un paro de la máquina para el debido mantenimiento.

- La información tomada con el acelerómetro fueron en valores de gravedad la cual fue necesario la aplicación del criterio de la transformada de Fourier (FFT) en el software, para la obtención en velocidades (mm/s) como se rige en la norma de severidad de vibraciones 2372.
- En un equipo cuando se presente anomalías por desbalance siempre va ser la frecuencia igual a la velocidad de rotación 1X rpm debido a la fuerza excitadora con vibración armónica (sinusoidal).
- Una de la fallas en elementos como chumaceras es una holgura debido a que queda espacio entre el eje y chumacera donde se genera fuertes armónicos a 1X rpm.
- Las amplitudes de vibración elevados a 1X en el eje radial horizontal es característico cuando ocurre un desbalance en el motor, como en este caso a su máxima revolución de 1740 se obtuvieron amplitudes de 10,79 y 4,95 acorde se fue variando las masas.
- La amplitud de vibración a 1X y 2X de 3.80 y 11,50 mm/s respectivamente son elevadas en el dirección del eje axial, siempre será característicos cuando existan pernos completamente flojos debido que se encuentra cerca al acople flexible y el motor.
- Uno de los problemas puntuales existen en análisis de engranes es a 1X piñón y 1X rueda debido que aparece amplitudes elevadas de 3,50 y 6,05 mm/s a su máxima frecuencia de giro de 1740 debido al desgaste y rotura del engrane conducido.
- Los resultados obtenidos a lo largo del desarrollo del presente proyecto a través del programa de análisis de vibración se verificó que los parámetros de estrategia mantenimiento seguida será una gran ayuda para los estudiantes de la carrera de ingeniería y personas que se desenvuelvan en cualquier campo

industrial que existan motores eléctricos rotativos.

- El desbalance estático es el problema más fácil de diagnosticar debido a la fuerza centrífuga que provoca un desplazamiento del eje de giro en un único plano y el desgaste es radial el cual su largo es despreciable en comparación con su diámetro.
- Se diseñó un prototipo de estudio de vibraciones mecánica orientado al desbalance en motores rotativos trifásico de 2Hp de potencia en donde se fue variando la velocidad hasta alcanzar la velocidad máxima de rotación de 1740rpm, además que a medida que se aumenta las masas de desbalance existe un aumento en la amplitud del pico a la frecuencia primordial del sistema.

5.2. RECOMENDACIONES

- Probar el funcionamiento de los sensores PHIDGETS mediante el panel de control Phidgets21 en especial los acelerómetros que indica una gráfica con una línea negra que representa un vector con los componentes de los ejes x y, y un círculo rojo que representa la aceleración en el eje z, además un círculo unitario de color azul. **Anexo A10**
- Si en una máquina se requiere observar fenómenos de baja frecuencia hay que enfocarse en el desplazamiento (mm), si por el contrario se quiere mirar fenómenos de alta frecuencia hay que orientarse en la aceleración (mm/s^2) y si hay interés en altas y bajas frecuencias es recomendable medir la velocidad en (mm/s) de vibración.
- La adquisición de las señales de vibración fueron obtenidas con sensores de aceleración PHIDGETS, una obtención más certera de estas señales pueden ser mediante acelerómetros especializados como lo acelerómetros piezoeléctricos sin embargo es importante considerar el alcance del presupuesto.

- Para mejorar el funcionamiento a un porcentaje aceptable sería factible el monitoreo de temperaturas, monitoreo de corriente, voltaje de alimentación y el mismo variador de frecuencia.
- Los datos adquiridos y analizados en el motor y sus elementos se deben guardar en una base de datos para en un futuro lograr comparar esas mediciones y diagnosticar el tipo de falla que prevalece en el sistema.
- La persona encargada de la medición y análisis de las vibraciones debe estar altamente capacitada para que pueda diagnosticar que tipo de falla y en cuales de sus elementos se está produciendo.
- En el análisis de engranes se debería realizar la toma de datos a velocidades bajas debido al contacto brusco de los dientes.

CAPÍTULO VI

6. PROPUESTA

6.1 DATOS INFORMATIVOS

6.1.1 TEMA

Implementación de un programa de mantenimiento predictivo para detectar el desbalance en motores rotativos trifásicos de 2 hp de potencia a causa de las vibraciones mecánicas en el laboratorio de Control y Automatización Industrial de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

6.1.2 INSTITUCIÓN EJECUTORA

Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato

6.1.3 BENEFICIARIOS

Laboratorio de Automatización Industrial de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

6.1.4 UBICACIÓN

Provincia de Tungurahua, Cantón Ambato, Universidad Técnica de Ambato campus Huachi

6.1.5 EQUIPO TÉCNICO RESPONSABLE

Nelson Rodrigo Poaquiza Rivera, egresado de Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

El incremento constante de fallas en sistemas rotativos debido a las vibraciones mecánicas que es una de las causas más comunes como el desbalance en motores rotativos trifásicos por lo que así surgió la necesidad de implementar un software de mantenimiento predictivo que detecte el problema en el prototipo de medición de vibraciones, además que facilite al estudiante la manipulación de los equipos. Es por eso que se ha sentido la necesidad de solucionar este problema y es así que luego de haber realizado una investigación acerca de proyectos similares relacionados con este problema se encontró que:

En la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo en la carrera de Ingeniería de Mantenimiento en el 2013, los Srs. Carlos Rodrigo Yanchaliquín Punina – Mauricio Enoc Saltos Guerrero realizaron la “Determinación de problemas en equipos industriales mediante análisis vibracional a través del software LabVIEW”

En la Escuela Politécnica del Ejército Sede Latacunga en la carrera de Ingeniería Mecatrónica en el 2013 los Srs. Karen Nataly Angulo Acunso – José Julián Salazar Vaca realizaron el “Diseño y construcción de un equipo de laboratorio para estudiar vibraciones mecánicas en sistemas rotativos para el laboratorio de mecanismos y vibraciones del DECEM de la escuela politécnica del Ejercito”

En la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, no se encontraron proyectos similares llegando a la conclusión que el análisis de vibración es importante establecer mediante un software (LabVIEW 7) de mantenimiento predictivo lo que determine el desbalance visualizando de una mejor manera las señales que emiten el motor eléctrico trifásico y sus elementos mecánicos.

6.3 JUSTIFICACIÓN

El estudio de vibraciones mecánicas en motores rotativos trifásicos de 2Hp para prevenir desbalance mediante una estrategia de mantenimiento predictivo en el laboratorio de Automatización y Control de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

El prototipo realizado se complementará con el software de mantenimiento predictivo para detectar el desbalance causada por las vibraciones mecánicas en motores rotativos trifásicos de 2Hp con el fin de equipar el laboratorio para que los estudiantes puedan realizar prácticas que le permitan mejorar sus conocimientos y fortalezcan lo teórico con la práctica.

6.4 OBJETIVOS

6.4.1 OBJETIVO GENERAL

- Implementar un software de mantenimiento predictivo para prevenir el desbalance en motores rotativos trifásicos de 2 Hp de potencia a causa de las vibraciones mecánicas.

6.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un programa que detecte el desbalance.
- Ejecutar pruebas de funcionamiento que decrete el correcto desempeño del software que se implementó.
- Contrastar los espectros obtenidos según la norma ISO 2372 de severidad vibracional.

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

Una de las alternativas más atenuas en la actualidad para llevar a cabo el mantenimiento predictivo es el análisis de vibraciones mecánicas la cual sirve para detectar problemas relacionadas como el desbalance en motores eléctrico y sus componentes como chumaceras y engranes.

El presente proyecto es factible porque está basado en la investigación, elaboración y desarrollo de una propuesta viable para predecir y solucionar anomalías de manera temprana, monitoreando a través de un programa en un software de mantenimiento predictivo. El efecto desbalance en un motor rotativo trifásico de 2 Hp y sus componentes será mostrada en el espectro vibracional con picos de amplitud fuera de norma de severidad de vibración la cual genera un reporte del estado del sistema que se esté analizando.

Existe información necesaria en la biblioteca y Laboratorio de Automatización Industrial de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica ya que LabVIEW 7 dispone la institución, en donde se desarrolló el software de mantenimiento predictivo.

En cuanto al manejo es completamente factible debido que el funcionamiento no es complicado, además es fácil de comprender y operar mediante una pequeña capacitación.

6.6 FUNDAMENTACIÓN

Para la propuesta se ha fundamentado en la teoría de los capítulos anteriores, donde indica valores adquiridos y plasmados en espectros de vibración para la determinación de los resultados de desbalance en el motor eléctrico trifásico de 2 Hp y en cada uno de sus componentes que constituyen el prototipo para realizar su respectivo software de mantenimiento predictivo.

6.6.1 CÁLCULO DEL TORQUE MÁXIMA QUE SOPORTA EL MOTOR

Para el presente proyecto se adquirió un motor eléctrico trifásico de 2 Hp debido a que es el más común y de uso generalizado por diversas razones como: Bajo costo, Bajo Mantenimiento, fácil de adquirir, alto grado de protección, pocos componentes y robusto además al carecer de chispa interna se puede instalar en ambientes de riesgo.

Datos de la placa del motor:

- Potencia: 2Hp
- Rpm: 1740
- Frecuencia: 60Hz
- Voltaje: 220/380/440 V
- Eficiencia: 0.78
- Número de polo: 4

Conversión de Hp a KW

$$P = 2Hp \frac{0,746KW}{1Hp} = 1.492KW \cong 1.5KW$$

Potencia mecánica según el artículo técnico de motores eléctricos WEG:

$$P = \frac{T * n}{9550} \quad Ec. (6.1)$$

Donde:

P: Potencia (Kw)

T: Torque (N.m)

n: revoluciones (rpm)

$$T = \frac{P * 9550}{n}$$

$$T = \frac{1.5 * 9550}{1740}$$

$$T = 8.23Nm = 0.83Kg * m$$

Cálculo de carga Máxima (Kg)

$$T = F * d \quad \text{Ec. (6.2)}$$

Donde:

T: torque (N.m)

F: Fuerza (N)

d: Distancia (m)

$$F = \frac{T}{d}$$

$$F = \frac{0,83Kg * m}{0,4m}$$

$$F = 2,07Kg$$

Determinación del torque a la velocidad de 1200 rpm

$$T = \frac{1,5 * 9550}{1200}$$

$$T = 11.93Nm = 1,2Kg * m$$

$$T = F * d$$

$$F = \frac{1,2Kg * m}{0,4m}$$

$$F = 3Kg$$

Determinación del torque a la velocidad de 600 rpm

$$T = \frac{1,5 * 9550}{600}$$

$$T = 23,87Nm = 2,43Kg * m$$

$$T = F * d$$

$$F = \frac{2,43Kg * m}{0,4m}$$

$$F = 6,02Kg$$

6.6.2 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE MOTOR ELÉCTRICO

En este proyecto fue necesario variar la velocidad de giro del motor eléctrico con el fin de analizar el desbalance a causa de las vibraciones mecánicas en el prototipo diseñado.

Determinación de la velocidad de sincronismo a la frecuencia de 60Hz

$$n = \frac{120 * f}{P} \quad \text{Ec. (6.3)}$$

Donde:

n: Velocidad de sincronismo (rpm)

f: frecuencia (Hz)

P: número de polos

120: Constante

$$n = \frac{120 * 60}{4}$$

$$n = 1800rpm$$

Determinación de la velocidad de sincronismo a la frecuencia de 40Hz

$$n = \frac{120 * 40}{4}$$

$$n = 1200rpm$$

Determinación de la velocidad de sincronismo a la frecuencia de 20Hz

$$n = \frac{120 * 20}{4}$$

$$n = 600rpm$$

6.6.3 FLUJOGRAMA DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

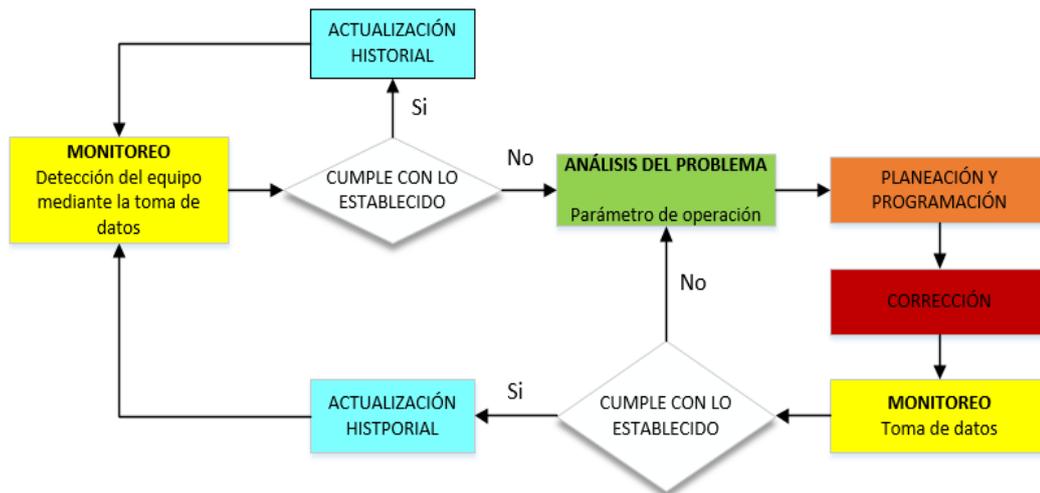


Figura 6.1 *Flujograma mantenimiento predictivo*

Elaborado por: Nelson Poaquiza

En la figura 6.1 se indica el método de como el mantenimiento predictivo se desarrolla para el análisis del prototipo.

La implementación de un software de mantenimiento predictivo consiste en el análisis de parámetros de funcionamiento que permite detectar un fallo antes de que este tenga consecuencias muy graves. Una de las características importantes de este tipo de mantenimiento es que no debe alterar el funcionamiento normal del equipo mientras se le está aplicando.

6.6.4 ADQUISICIÓN DE DATOS MEDIANTE EL MONITOREO

Diseño del sistema de control

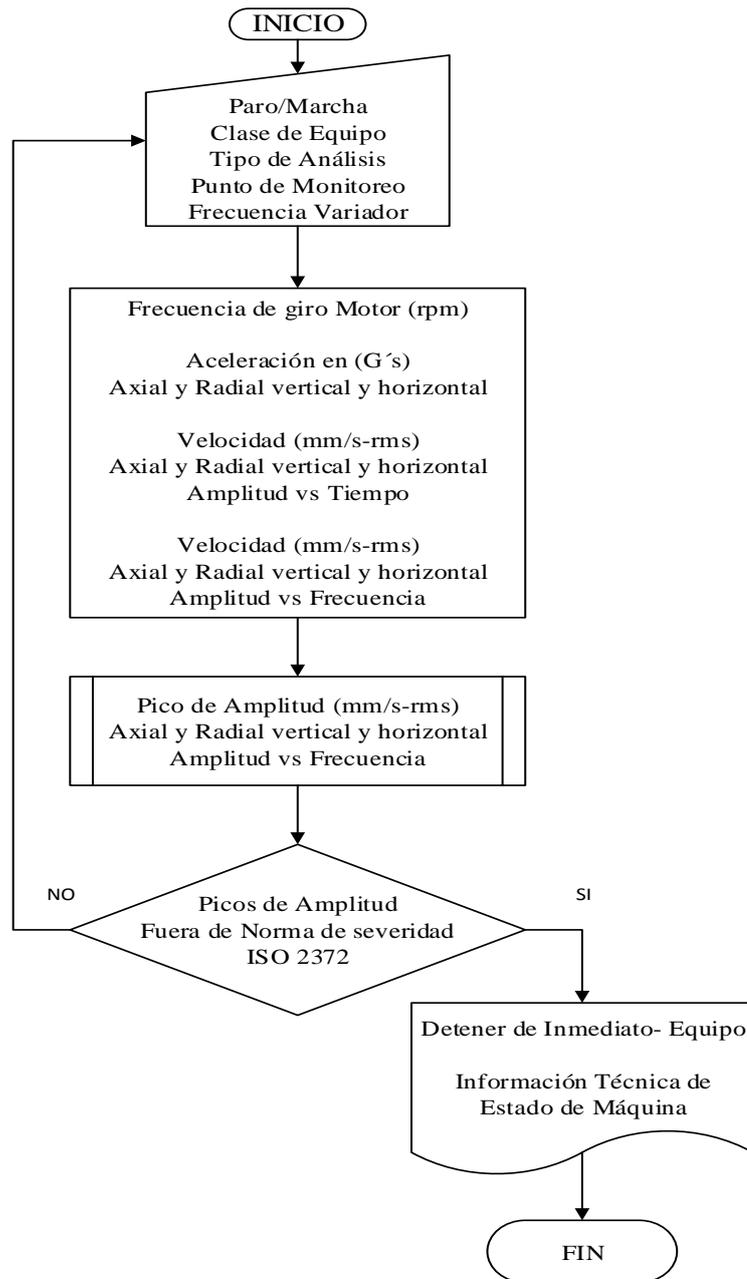


Figura 6.2 Diagrama de flujo software de mantenimiento predictivo

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Descripción del Sistema de control

Para que el software de mantenimiento predictivo implementado funcione se debe revisar conexiones de los dispositivos de adquisición de datos que es esencial en la parte electrónica al igual que el prototipo que se va realizar el diagnostico, observar figura 6.35 y 6.36.

En primer lugar hay que presionar el botón de marcha para el encendido general del prototipo el que permite el paso de corriente al variador motor y computadora.

Para el funcionamiento del software de mantenimiento predictivo por medio de PC una vez ingresado los datos como la clase de equipo, tipo de análisis, punto de monitoreo, el software realiza el proceso de la transformada Rápida de Fourier (FFT) convirtiendo la aceleración en (G's) a velocidad en (mm/s) mostrando la forma de onda amplitud-tiempo y los espectro de amplitud frecuencia. Estos picos son comparados con la norma de severidad de vibración 2372 que detectan el desbalance en el equipo y componentes luego procede a realizar una información técnica del estado de la máquina.

6.6.4.1 Instrumentos Virtuales (Vi) para adquisición de señales

Aquí se describe cada uno de los bloques utilizados para la adquisición de datos y la función que cumple dentro de la programación:

Spatial Event Exe.vi: Este Vi identifica, exhibe y coincide los datos adquiridos continuamente con el acelerómetro, con un tiempo de ejecución hasta 8 milisegundos la cual se presenta en un solo evento Clúster.

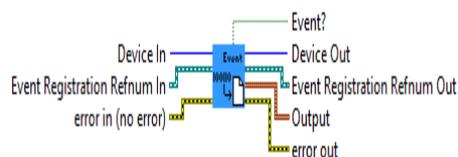


Figura 6.3 Identificación de datos

Fuente: NI LabVIEW 7

Spatial Event Create.vi: Obtiene la dirección que proviene los datos monitoreados para ser ordenados y asociados posteriormente al siguiente Vi, donde se establece un contexto de sucesos de cambio de datos.

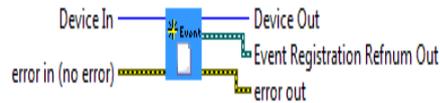


Figura 6.4 Datos ordenados monitoreados

Fuente: NI LabVIEW 7

Spatial Open.vi: Su función es establecer una conexión a PhidgetSpatial para iniciar la lectura de datos. 1 es el número de serie especificado de fábrica para abrir cualquier dispositivo, para la espera continua específica 0.

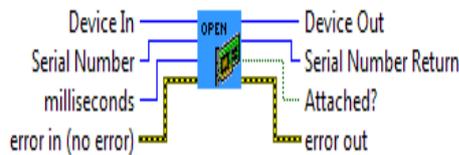


Figura 6.5 Lectura de Datos Phidgets

Fuente: NI LabVIEW 7

Phidget Close.vi: Cumple con la función de cerrar la conexión del dispositivo, además de finalizar con la lectura de datos monitoreado y el proceso de adquisición.



Figura 6.6 Cierra conexión dispositivo

Fuente: NI LabVIEW 7

Spatial Event Close.vi: Realiza el cierre de cambio de datos del evento mediante la serie de identificación dicho de otra manera finaliza el intercambio de datos monitoreados.

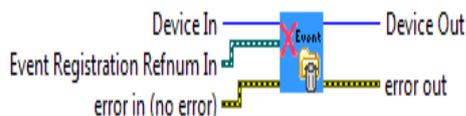


Figura 6.7 Finaliza Intercambio de datos

Fuente: NI LabVIEW 7

Error Handler.vi: recolecta errores que ocurran en los vi expuestos, la cual genera un error e interrumpe el funcionamiento del software.



Figura 6.8 Interrumpe programa

Fuente: NI LabVIEW 7

6.6.4.2 Procesamiento de dato a señales

Los VIs que se utilizaron en el software de mantenimiento predictivo cumplen con la siguiente función:

Build Table: Este VI aparece en el diagrama de bloques cuando se agrega una tabla y cumple con la función de convertir una señal en una tabla de datos de amplitud y tiempo para cada punto.

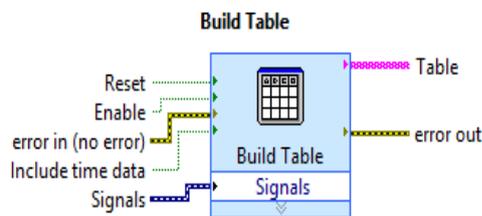


Figura 6.9 Tabla de datos

Fuente: NI LabVIEW 7

Build XY Graph: Esta función se puede encontrar en el panel frontal la cual los datos se mostraran en un gráfico XY.

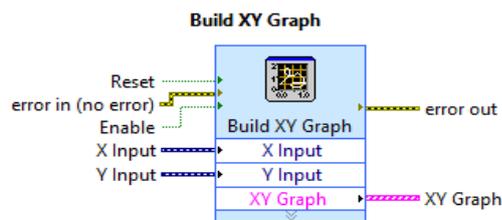


Figura 6.10 Grafico X-Y

Fuente: NI LabVIEW 7

Unbundle By Name: Esta función no requiere el número de elementos para que coincida con el número en el clúster, después de ser conectado un clúster para esta función, se puede seleccionar un elemento individual de la función la cual devuelve los elementos de racimo que el usuario especifique.

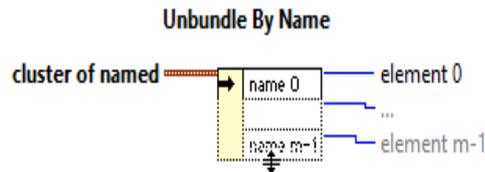


Figura 6.11 Especificación del elemento

Fuente: NI LabVIEW 7

Split Signals: Cada unidad de la señal original contiene la información de tiempo (t_0 y d_t) de la forma de onda, dividiendo en dos o más señales de componentes donde cada señal resultante retiene la información original.

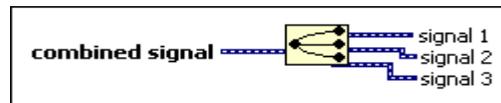


Figura 6.12 División de señal

Fuente: NI LabVIEW 7

Wait (ms): Cumple con la función de esperar el número especificado de milisegundos que devuelve el valor del temporizador, además es utilizado para sincronizar las actividades y la ejecución no se completa hasta que haya transcurrido el tiempo especificado.

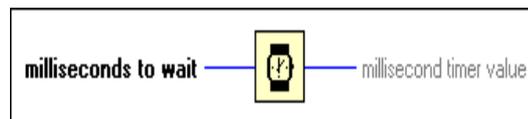


Figura 6.13 Tiempo de espera

Fuente: NI LabVIEW 7

Index Array: Reintegra el elemento de la matriz n-dimensiones en el índice, cuando se conecta la función cambia de tamaño automáticamente para mostrar las entradas de

índice para cada dimensión de la matriz.

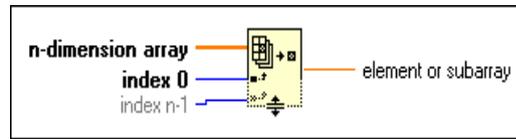


Figura 6.14 Dimensión de la matriz

Fuente: NI LabVIEW 7

Vibration Level: El nivel de vibración tiene como función de realizar mediciones en uno o varios canales, incluso se puede realizar la integración doble o individual en el dominio del tiempo, además calcula la velocidad o desplazamiento de la medida de aceleración.

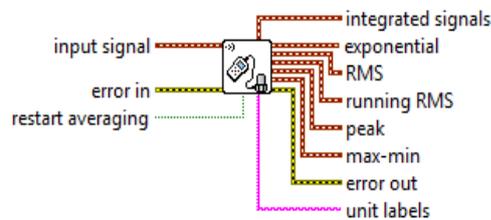


Figura 6.15 Nivel de vibración

Fuente: NI LabVIEW 7

Sound Vib Integration.lvlib: Tiene como función de convertir la aceleración a velocidad o desplazamiento es decir de una forma de onda de dominio de tiempo al dominio de la frecuencia.

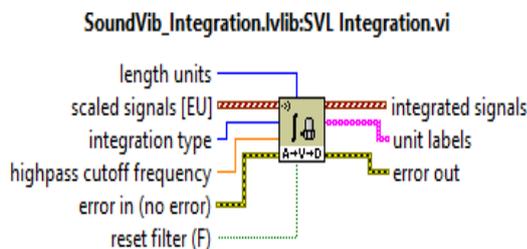


Figura 6.16 Conversión de aceleración a velocidad

Fuente: NI LabVIEW 7

Clúster to array: Puede convertir un grupo de elementos del mismo tipo a una matriz y utilizar las funciones de matriz para manipular el contenido.



Figura 6.17 Conversión de un grupo a matriz

Fuente: NI LabVIEW 7

Peak Search: cumple con la función de detectar ya sea un solo o varios picos en el espectro de amplitud en el dominio de la frecuencia.

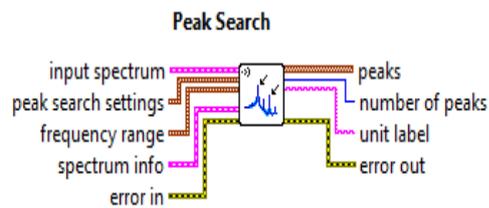


Figura 6.18 Busca un pico

Fuente: NI LabVIEW 7

Power Spectrum: Realiza el cálculo promediado de la magnitud, el espectro de potencia tiene como finalidad de devolver el espectro en unidades de pico a pico de la rms.

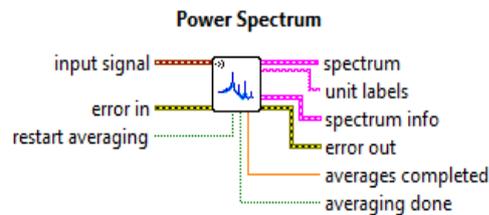


Figura 6.19 Espectro de frecuencia

Fuente: NI LabVIEW 7

Case Structure: Cumple con la función de abarcar uno o más suddiagramas la cual se ejecuta cuando la estructura al terminal puede ser un booleano, cadena, tipo enumerado o cluster de error.



Figura 6.20 Estructura de casos

Fuente: NI LabVIEW 7

While Loop: La función repite un subdiagrama en su interior hasta que el terminal condicional de entrada recibe un valor booleano en particular. Sin embargo desde el menú de contexto se puede seleccionar la opción detener o continuar.

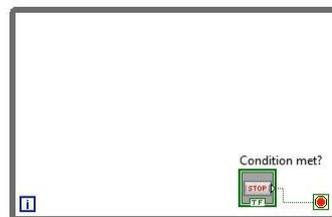


Figura 6.21 Repite un subdiagrama

Fuente: NI LabVIEW 7

6.6.4.3 VIs para presentación de los datos

Excel Easy Table.vi: Este Vi tiene como función de insertar y realizar un formato a una tabla en un reporte de Microsoft Excel.

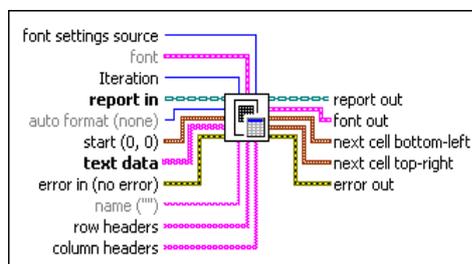


Figura 6.22 Reporta tabla a Excel

Fuente: NI LabVIEW 7

New Report.vi: Crea un nuevo informe en una maquina remota, la cual puede ser en

formato Excel o Word según la selección del usuario del tipo de reporte.

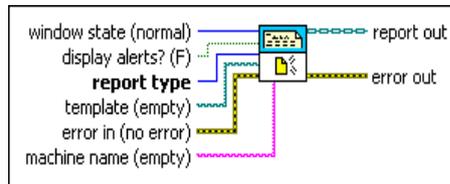


Figura 6.23 Crea tipo de reporte

Fuente: NI LabVIEW 7

Dispose Report.vi: Después de que el Vi se ejecuta, no se puede realizar otras operaciones en el informe debido al cierre y desecha el reporte.

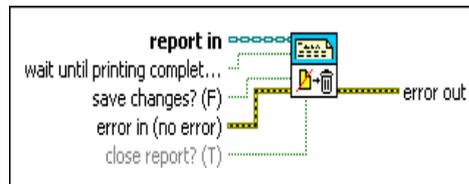


Figura 6.24 Desecha reporte

Fuente: NI LabVIEW 7

Append Control Imagen to Report.vi: Este Vi crea una imagen del elemento de panel frontal y lo anexa a un informe.

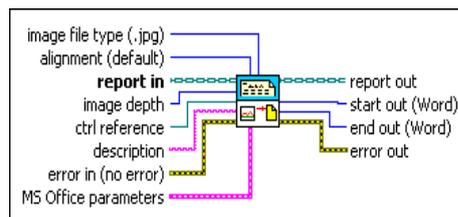


Figura 6.25 Anexa imagen al informe

Fuente: NI LabVIEW 7

Waveform Graph: Grafica un vector en este caso la forma de onda en función de un solo valor, como en $y=f(x)$ con puntos distribuidos uniformemente a lo largo del eje x.

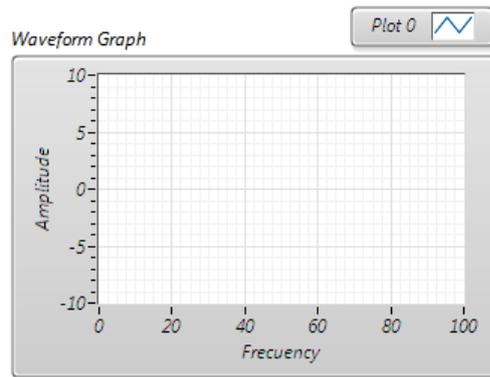


Figura 6.26 Waveform Graph

Fuente: NI LabVIEW 7

Waveform Chart: Cumple con la función de un indicador numérico que muestra unas más partes de datos adquiridas a un ritmo firme.

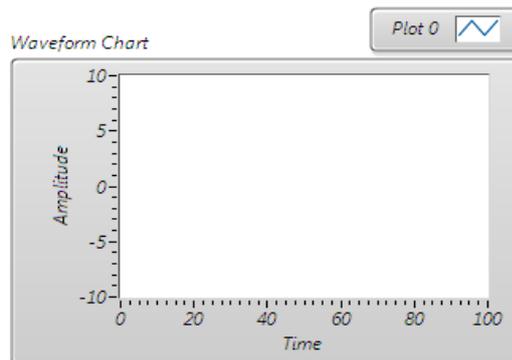


Figura 6.27 Waveform Chart

Fuente: NI LabVIEW 7

Table: tiene la finalidad de ordenar e indicar los (n) datos en columna donde se almacena temporalmente para luego presentadas en un informe.

6.6.5.2 Adquisición de datos a través del sensor de aceleración y encoder

Mediante la tarjeta madre kit conectados el acelerómetro y el encoder se obtiene datos analógicos y digitales, una vez programada automáticamente reconoce la serie del dispositivo conectado en donde se adquiere una señal compuesta de cuatro series para el acelerómetro la cual se procedió a tamizar dando señales separadas de aceleración denominadas en ejes x, y, z todo esto se registró en una matriz 1D para su posterior análisis, con respecto al encoder en la entrada análoga los valores son mostrados en rpm.

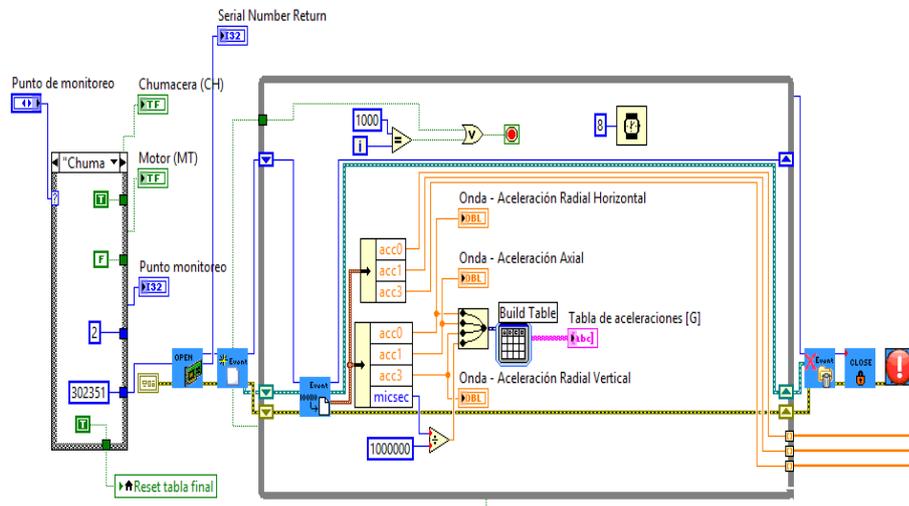


Figura 6.30 Adquisidor de datos mediante el sensor

Fuente: NI LabVIEW 7

6.6.5.3 Acumulación y lectura de datos del acelerómetro en un archivo de texto

Para guardar y tabular los datos numéricos de aceleración (g) de las señales registradas en una matriz 1D se procedió mediante el Vi Save to ASCII/LVM esto se realizó para darle formatos en decimales, sin embargo con el Vi Load from ASCII se procedió a leer los datos ya organizados para un análisis más adelante.

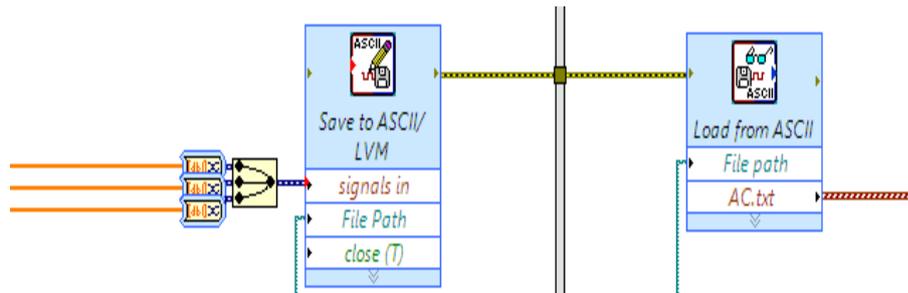


Figura 6.31 Lectura de datos y almacenamiento

Fuente: NI LabVIEW 7

6.6.5.4 Análisis Espectral adquiridos con el sensor de aceleración

En este bloque de programación se utilizó la librería Sound and Vibration de National Instruments en donde se procede la lectura de datos registrados en el anterior bloque la cual se procedió a establecer la unidades en (G) para que sea reconocido en una sola unidad, luego se ingresó en el nivel de vibración para que se integre la señales de valores (G) en unidades de velocidad (mm/s) como expresa la norma de severidad. El Spectrum Vibration es el encargado de analizar las señales individualmente en donde se transforma los datos adquiridos en dominio del tiempo a dominio de frecuencia mediante la transformada de Fourier (FFT).

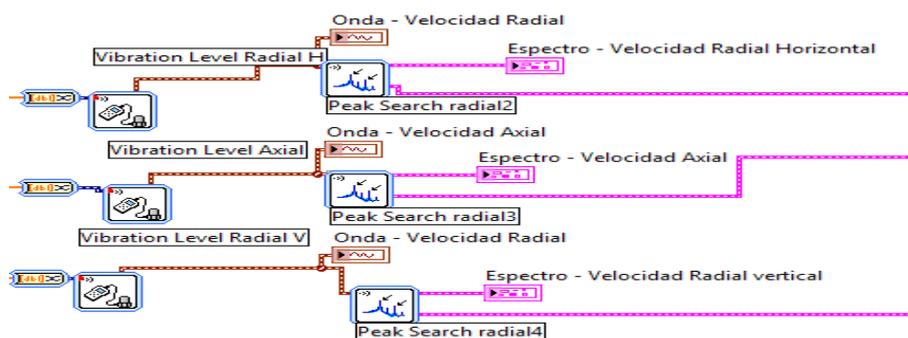


Figura 6.32 Programación análisis espectral

Fuente: NI LabVIEW 7

6.6.5.5 Determinar picos altos provenientes de los espectros de velocidad

Para determinar el pico máximo en el dominio de frecuencia de los espectros de velocidad nombrados con anterioridad se utilizó Peak Search de la librería de Sound

and Vibration, la cual se convirtió en coordenadas (x, y) para ser comparados con la Norma 2372 correspondiente a la severidad de vibración.

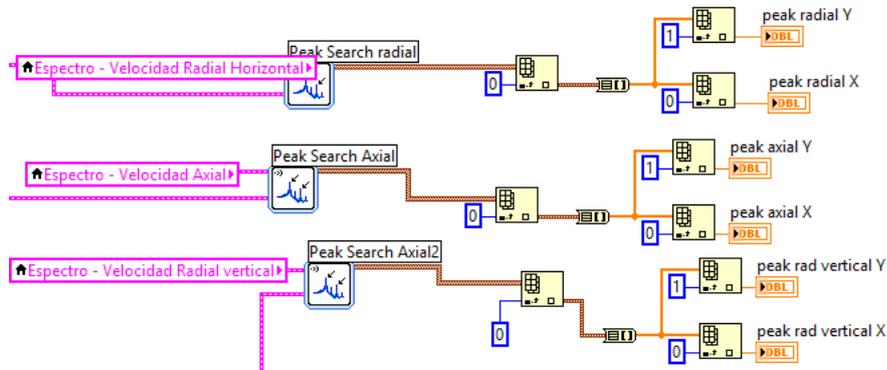


Figura 6.33 Determinación de picos espectrales

Fuente: NI LabVIEW 7

6.6.5.6 Análisis de la Norma de Severidad

En este bloque de programación se estableció las condiciones y procedimientos para la medición y evaluación, de la vibración, se realizó mediciones sobre partes no rotativas del sistema. El criterio general de evaluación se basa tanto en la monitorización operacional como en pruebas de validación que han sido establecidas con el objetivo de garantizar un funcionamiento fiable de una maquina a largo plazo.

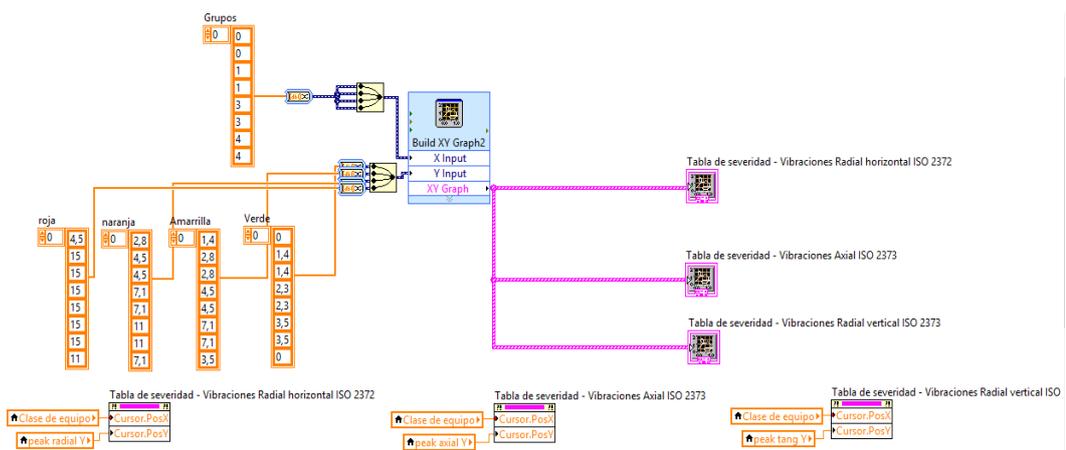


Figura 6.34 Programación de la Norma ISO 2372

Fuente: NI LabVIEW 7

6.6.6 DIAGRAMA DE POTENCIA Y SIMULACIÓN ELECTRÓNICA

a) Diagrama de Potencia

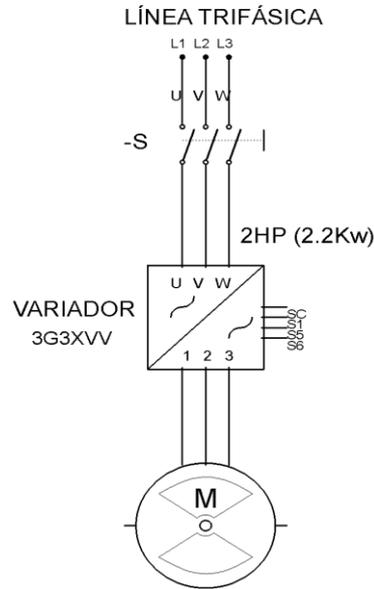


Figura 6.35 Diagrama de Potencia

Elaborado por: Nelson Poaquiza

b) Diagrama de control Electrónico

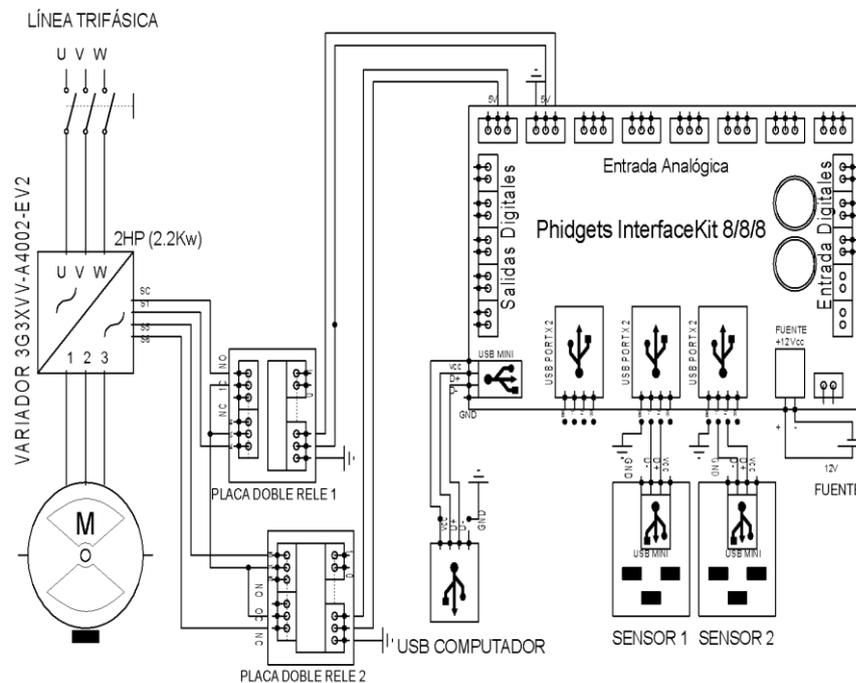


Figura 6.36 Diagrama Control Electrónico

Elaborado por: Nelson Poaquiza

6.6.7 DISEÑO GRÁFICO DE INTERFAZ HOMBRE – MÁQUINA

A continuación se presenta el funcionamiento del software implementado para detectar el desbalance a causa de las vibraciones mecánicas.

Escenario 1 - Pantalla Principal (Ingreso de Parámetros)

El HMI es un programa ejecutable en donde el usuario podrá utilizar varias ventanas para los diferentes escenarios de falla y guiarse en el uso del equipo. Aquí se observa los parámetros que se escogerán para elaborar las mediciones mediante la simulación estos parámetros son el botón de control de equipo paro/marcha del prototipo, una pestaña desplegable para seleccionar la clase de equipo que se va a monitorear, el tipo de análisis ya sea mediante acople flexible o engranes, se observa una perilla para establecer la frecuencia del motor conectado a un variador de velocidad, además cuenta con una opción de selección como el motor o su componente.

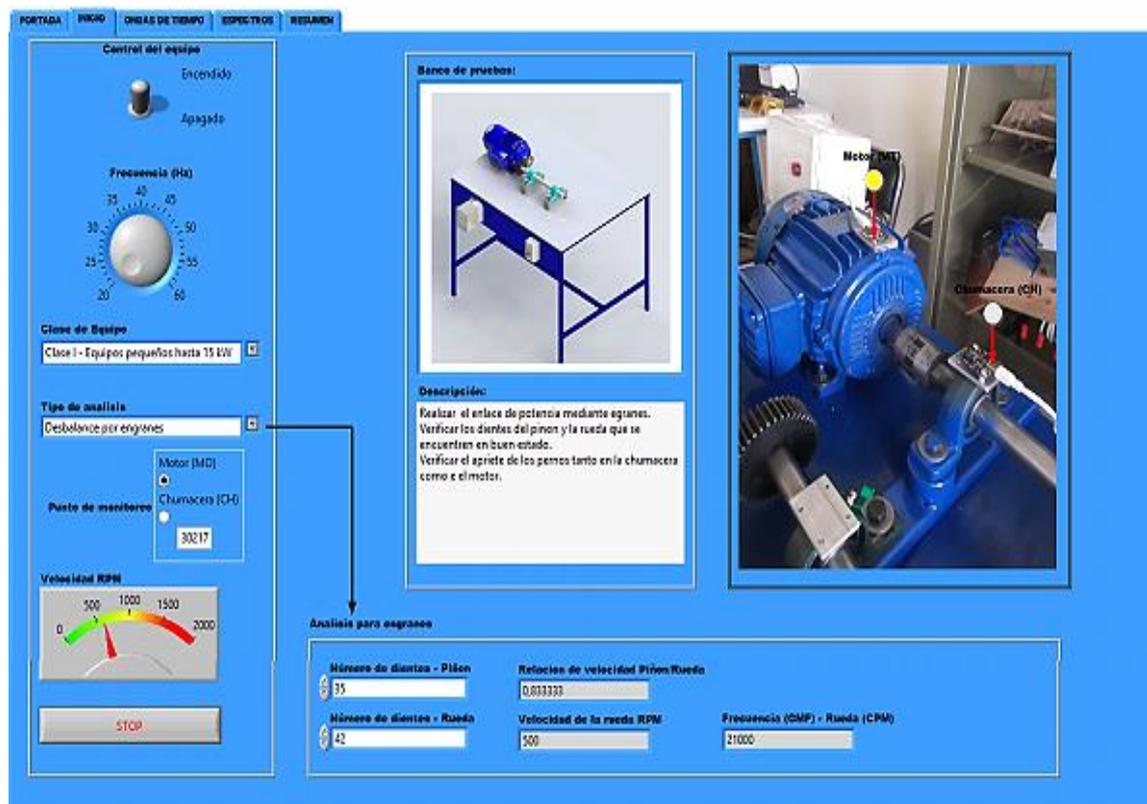


Figura 6.37 Pantalla HMI

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Escenario 2 - Dominio del Tiempo

En la figura 6.38 indica el escenario dos que cuenta con una tabla de representación numérica donde archiva en forma tabular la variación de la aceleración de vibración en (G's) tanto axial como radial horizontal y vertical en función del tiempo, además se cuenta con tres pantallas de representación gráfica de dichas aceleraciones en (G's) y tres en velocidad (mm/s-rms) en función del tiempo llamado forma de onda.

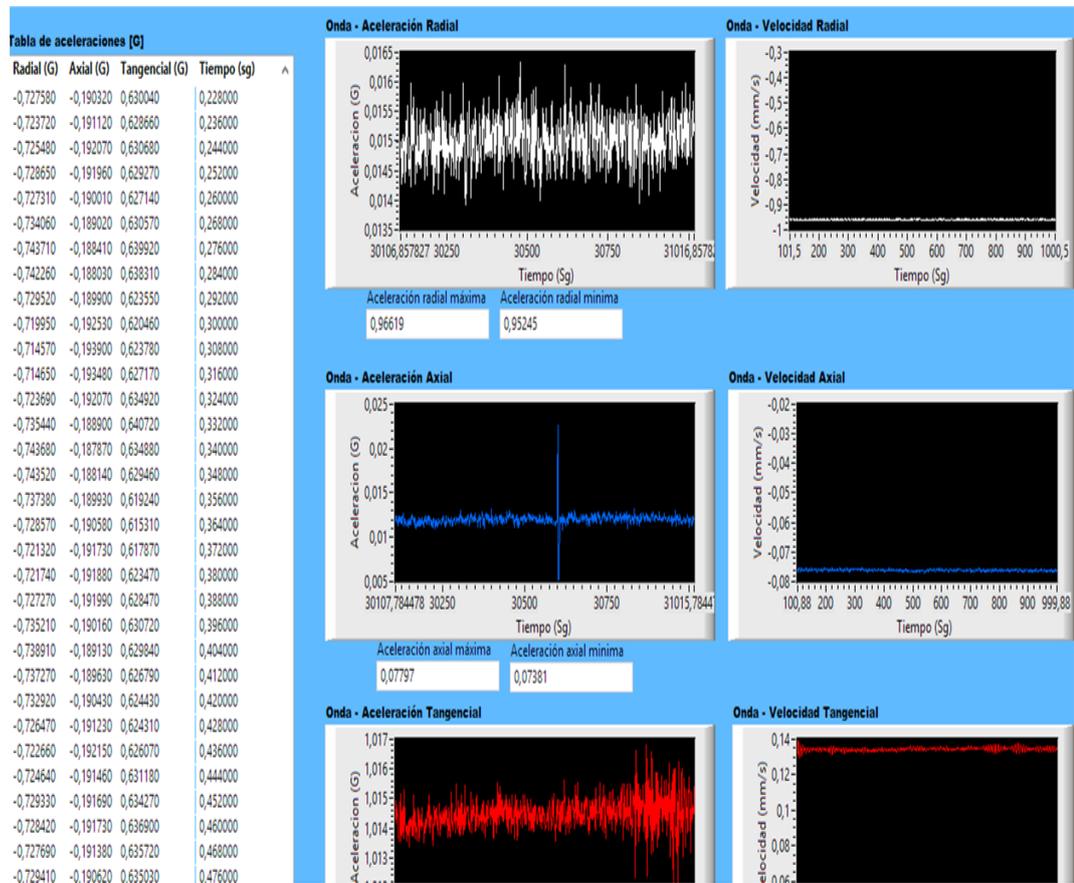


Figura 6.38 Escenario Dominio del Tiempo

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Escenario 3 – Dominio de la Frecuencia

En la figura 6.39 se indica el escenario tres la forma de onda transformada del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia como son los espectros de vibración mecánica, donde cuentan con la variación de la velocidad (mm/s-rms) en función de la frecuencia

(Hz). Cada espectro cuenta con gráficos donde se indica la medición ya sea en forma axial, radial horizontal y vertical y a su vez estos gráficos incluyen un cursor que identifica el pico más elevado del espectro de vibración en la norma de severidad de vibración 2372 como se observa al inicio de la pantalla, el programa de estos gráficos están hechos para que identifiquen valores de picos que sobre pasan el nivel de vibración establecido por la norma para que envíe una notificación textual al reporte siguiente.

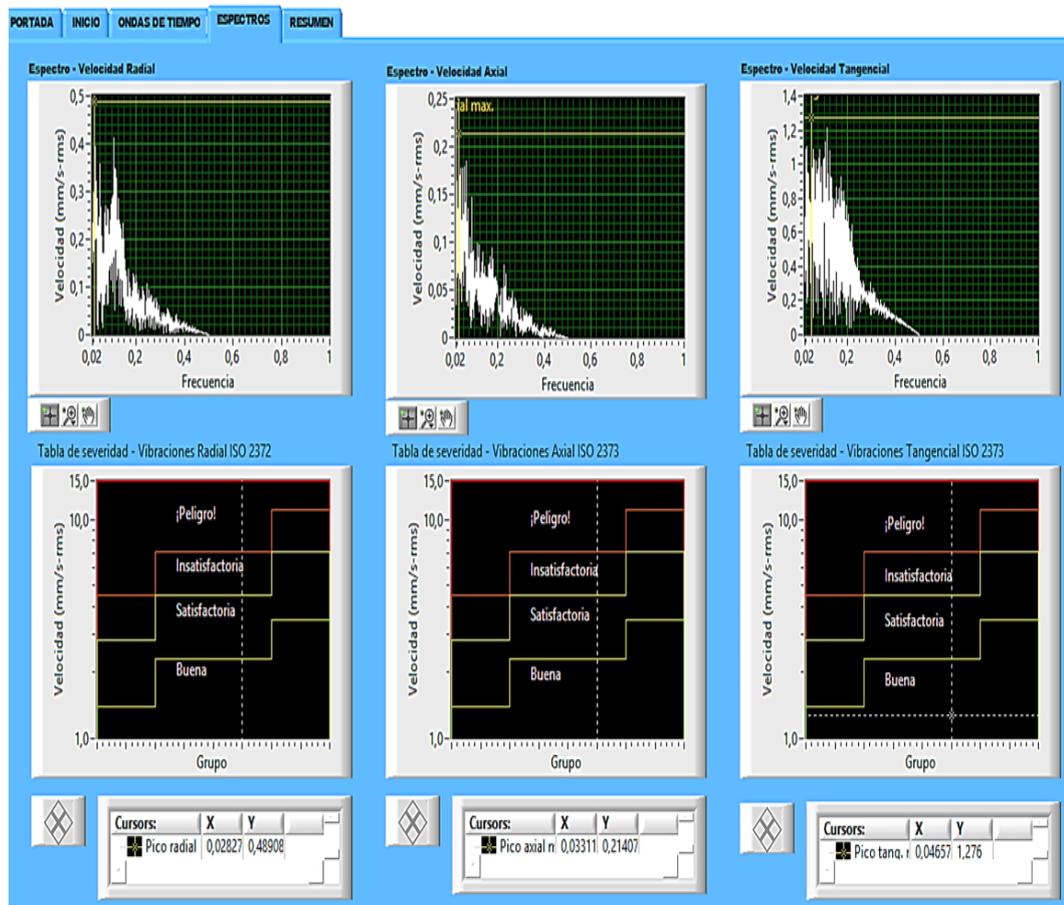


Figura 6.39 Escenario Dominio de la frecuencia

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Escenario 4 – Informe de Resultados

En la figura 6.40 se muestra el último escenario 4, donde se puede obtener el resultado mediante los datos establecidos anteriormente, aquí indica el estado de operación y funcionamiento del equipo mediante un gráfico la cual por medio de colores según la

norma de severidad de vibración 2372 ira variando. Existen un cuadro de informe que presenta cual es el problema ya sea por desbalance mediante enlace de potencia por medio acople flexible o un par de engranes, transmitida a componentes que será los puntos críticos anormal como el motor o chumacera. Además se indica un espectro donde indica el pico superior en la dirección ya sea axial, radial horizontal y vertical junto a una tabla de resumen del equipo monitoreado, por ultimo un gráfico numérico indica la amplitud del pico elevado si excede los límites de la norma de severidad de vibración 2372 esta señal digital es enviada a placa electrónica principal para ejecutar el stop de emergencia y obtener un informe de anomalías para su respectiva mantenimiento.

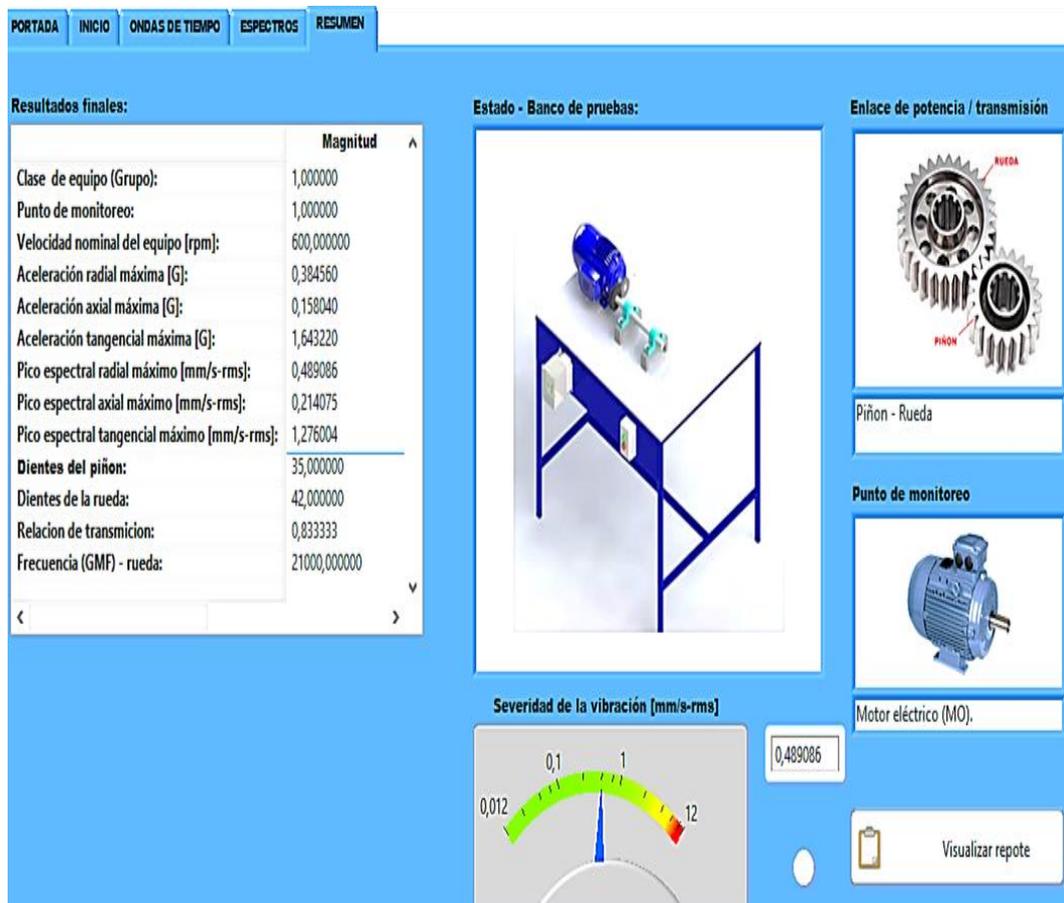


Figura 6.40 Escenario de Informe Final

Elaborado por: Nelson Poaquiza

6.7. METODOLOGÍA

A continuación se explica la forma de detectar el desbalance en el prototipo a causa de las vibraciones mecánicas utilizando el software de mantenimiento predictivo a diferentes frecuencias.

Medición de Desbalance mediante colocación de masas en el disco en voladizo

- Verificar que los pernos del motor eléctrico se encuentre debidamente apretados y nivelados esto se realiza de forma manual y visual.



Figura 6.41 Verificar el ajuste del motor

Elaborado por: Nelson Poaquiza

- Instalar el acople flexible para el análisis del primer método de enlace de potencia mecánica; además comprobar de forma visual que el acople se encuentre debidamente horizontal.



Figura 6.42 Primer método de enlazar potencia

Elaborado por: Nelson Poaquiza

- Para simular el efecto desbalance se procederá a ubicar dos masas de pesos diferentes debidamente seleccionados en el extremo del disco en voladizo del prototipo.



Figura 6.43 Disco colocado masa

Elaborado por: Nelson Poaquiza

- Realizar la conexión del variador de frecuencia – motor eléctrico trifásico a la red eléctrica y PC.



Figura 6.44 Conexión variador de frecuencia

Elaborado por: Nelson Poaquiza

- Una vez conectada, programar la frecuencia de salida del variador, que varía en 20, 40 y 60Hz. Como se observara en el display con los botones que indican la dirección hacia arriba y abajo se puede variar la frecuencia de la red hasta el máximo de 60Hz.



Figura 6.45 Programación del Variador

Elaborado por: Nelson Poaquiza

- Luego de haber realizado las conexiones del variador a la red se procede a conectar la parte electrónica que consta de una placa madre llamada Kit interfaz de 6 puertos USB incorporada la cual es el cerebro central de la parte electrónica, consta de entradas digitales y analógicas además la salidas son digitales.

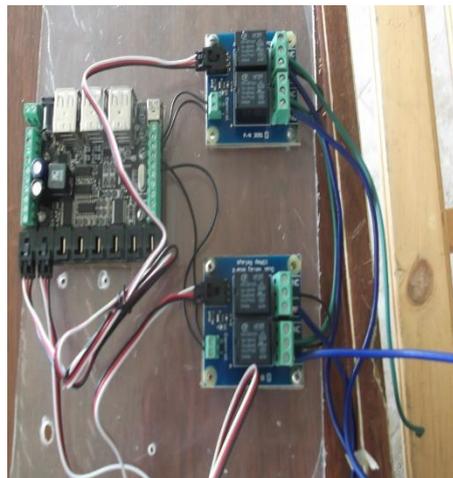


Figura 6.46 Conexión parte electrónica

Elaborado por: Nelson Poaquiza

- Conectar los sensores de aceleración para el reconocimiento mediante el programa de mantenimiento predictivo



Figura 6.47 Conexión sensor de aceleración
Elaborado por: Nelson Poaquiza

- El encoder se conecta a la salida analógica para el conteo de la rpm del motor eléctrico trifásico.



Figura 6.48 Conexión encoder
Elaborado por: Nelson Poaquiza

- Las placas de doble relé se conecta a las entradas digitales de la placa madre.

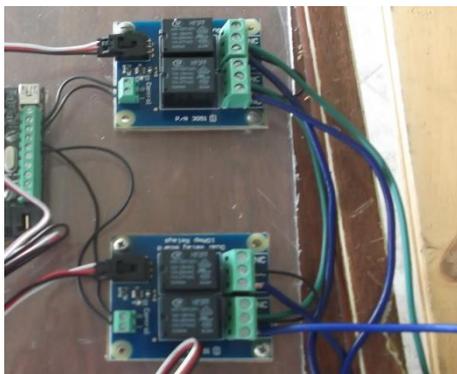


Figura 6.49 Conexión Relés
Elaborado por: Nelson Poaquiza

Medición de Desbalance mediante par de engranes

Para realizar esta medición se procede con los pasos anteriores con la única opción de realizar el cambio en lo siguiente:

- Instalar el par de engranes para el análisis del segundo método de enlace de potencia mecánica; además comprobar que los engranes se encuentre en estado normal.

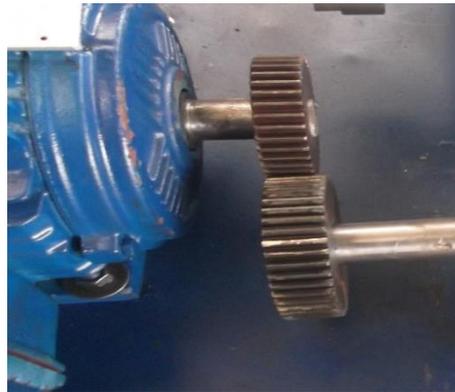


Figura 6.50 Segundo método de enlace de potencia

Elaborado por: Nelson Poaquiza

- Para simular el efecto desbalance en el prototipo se procederá a ubicar el engrane conductor en buen estado y el engrane conducido con un diente desgastado y un diente roto.



Figura 6.51 Engrane desgastado y roto

Elaborado por: Nelson Poaquiza

6.8 ADMINISTRACIÓN

6.8.1 ANÁLISIS DE COSTOS

Para ejecutar este análisis se puede presentar los costos casi en su totalidad, que brindara una referencia útil y confiable para tomar decisiones administrativas.

6.8.1.1 Costos Directos

Se tomó en cuenta los costos directos a los materiales utilizados en el diseño del prototipo y la implementación de tecnología para la adquisición de vibraciones mecánicas para detectar el desbalance mediante un software de mantenimiento predictivo.

Tabla 6.1 Costos directos

Ítem	Descripción	Cant.	Unidad	(\$).P.U.	(\$).P.T.
1	Acople flexible lovejoy	1	u	25,0	25,00
2	Arandelas plana 5/16 plg	8	u	0,05	0,40
3	Arandelas planas 1/4 plg	4	u	0,05	0,20
4	Arandelas planas 3/8 plg	8	u	0,06	0,48
5	Cable N° 18	8	m	0,35	2,80
6	Chumaceras piso HCP205	4	u	9,80	39,20
7	Disco de Acero de 3 plg	1	u	10,0	10,00
8	Dual Relay Board 3051_1	1	u	19,00	19,00
9	Dual SSR Relay Board 3053_0	1	u	30,00	30,00
10	Eje AISI 1018 Ø 1plg x 80cm	1	cm	7,00	7,00
11	Electrodos 6011 Indura	1	Kg	1,80	1,80
12	Enchufe trifásico	3	m	3,50	10,50
13	Engranés	3	u	10,0	30,00
14	High speed encoder 1057_2	1	u	60,00	60,00
15	High speed encoder cable 3019_0	1	u	5,00	5,00
16	Interface kit 8/8/8 1019_1	1	u	125,00	125,00
17	Motor Eléctrico Trifásico de 2 Hp	1	u	300	300,00
18	Optical Rotary Encoder 3530_0	1	u	50,00	50,00
19	Perno 5/16 x 1 1/2 plg	4	u	0,18	0,72
20	Perno de 3/8 x 2plg	4	u	0,20	0,80
21	Pintura Esmalte color azul	1	u	4,60	4,60
22	Plancha de tol 1000x800x3mm	1	u	6,80	6,80

Tabla 6.1.....Continuación

23	Prisioneros	4	u	0,06	0,24
24	Cable de Sensor 60cm 3002_0	8	u	16,00	128,00
25	Sensor de aceleración 1044_0	2	u	140,00	280,00
26	Temperature sensor1 input 1051_2	1	u	60,00	60,00
27	Tuerca de 3/8 plg	4	u	0,15	0,60
28	Tuerca de 5/16 plg	4	u	0,12	0,48
29	Tubo estructural 20x30x4mm	1	u	9,70	9,70
30	USB cable 450cm 3012_0	5	u	25,00	125,00
				TOTAL	1333,32

Elaborado por: Nelson Poaquiza

En la tabla 6.1 se indica los costos de compra de materiales utilizados en el diseño del prototipo y la implementación de tecnología para la adquisición de vibraciones mecánicas para detectar el desbalance mediante un software de mantenimiento predictivo dando un total de 1333,32 dólares.

6.8.1.2 Costos Indirectos

Se refiere a los costos de utilización de Herramienta, mano de obra y otros gastos que fueron imprescindibles para concluir el presente proyecto.

Tabla 6.2 Costos Mano de Obra

Función	Horas Trabajadas	Costo/Hora	Costo total
Programador	5	20	100
Cerrajero	5	10	50
Soldador	5	10	50
TOTAL			200

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Tabla 6.3 Costos Varios

Descripción	\$ total
Material de Oficina	50
Transcripciones	20
Copias	20
impresiones	40
Internet	20
TOTAL	150

Elaborado por: Nelson Poaquiza

Los costos indirectos que intervienen indirectamente en la y la implementación de tecnología para la adquisición de vibraciones mecánicas para detectar el desbalance mediante un software de mantenimiento predictivo dando un total de 350,00 dólares.

6.8.1.3 Costos Total de Inversión

Tabla 6.4 Costo Total

Costo	\$ total
Directo	1333,32
Indirecto	350
SUBTOTAL	1683,32
10% Imprevistos	168,32
TOTAL	1851,64

Elaborado por: Nelson Poaquiza

6.8.2 FINANCIAMIENTO

El financiamiento será cubierto al 100% por parte del autor Sr. Nelson Poaquiza ejecutor del trabajo de manera independiente previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

La inversión es de 1851,64 dólares, valor que fue abonado de acuerdo a la necesidad que se presentó en la ejecución del proyecto.

6.9 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DE LA PROPUESTA

6.9.1 CONCLUSIONES

- La elaboración del programa de mantenimiento predictivo para detectar el desbalance en motores rotativos trifásicos a causa de las vibraciones mecánicas en el laboratorio de Control y Automatización de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica fue el objetivo primordial de este proyecto y culminado con éxito debido que la detección temprana de las fallas evita daños catastróficos.
- El programa de mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones permite inspeccionar equipos en intervalos regulares y tomar acciones que prevengan los daños y generar ahorros.
- Se contrastó los niveles de alarma mediante la norma ISO 2372 el cual permite conocer el estado del equipo a causa de las vibraciones en el programa de mantenimiento predictivo.
- A través de la comparación con los datos obtenidos en el capítulo IV los espectros típicos de falla se diagnosticó el desbalance, problemas en componentes como chumaceras con pernos completamente flojas y engranes con diente desgatado y roto.
- El análisis de vibraciones en los equipos monitoreados permite establecer a futuro las posibles fallas, que serán indicativos en el programa de mantenimiento predictivo ya que si se está operando a bajos niveles de forma normal, la planificación del mantenimiento puede esperar.

6.9.2 RECOMENDACIONES

- Adiestrar al personal sobre el manejo del software de mantenimiento predictivo para su eficiente ensayo sobre los equipos rotativos.
- Aplicar otra técnica predictiva como el análisis de aceite, de manera que exista un soporte al análisis de vibraciones mecánicas que faculten reconocer con mayor simplicidad las fallas en los motores y sus componentes mecánicos.
- Tener conocimientos en el manejo de normas de severidad de vibraciones y las tablas de los espectros característicos de los problemas propios de los equipos para ser interpretado su resultado con facilidad y emitir una evaluación precisa.
- Para el correcto monitoreo de los niveles de vibración sería factible adquirir dispositivos para cada punto crítico que se va analizar sin necesidad de ser cambiado para cada análisis.

6.10 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN

En la actualidad existen software y equipos sofisticados que realiza el control, adquisición y monitoreo de datos mediante sistemas OPC y SCADA.

El sistema SCADA está constituido por sistemas de comunicación de datos en dispositivos (protocolos de comunicación, servidores de datos OPC y otros), la cual se convierten en el pilar fundamental de control por supervisión de la información. La adquisición de tecnología capaz de implementar un sistema SCADA ya sea para proceso de monitoreo de vibraciones serán costosos los productos que se utilizaran.

En el Área de Automatización y Control para al análisis de desbalance en motores eléctricos trifásicos a causa de las vibraciones mecánicas mediante un sistema SCADA permitirá la visualización de datos en una pantalla de lo que ocurre en la realidad de este modo programar un mantenimiento predictivo en donde el objetivo primordial es

la de garantizar la vida útil del activo la manera más segura, eficiente y económica posible, es decir evitar un fallo funcional en el equipo o componentes del mismo.

Mediante un sistema SCADA se podrá adquirir datos y monitorear en tiempo real una máquina o equipo mediante:

- Vibraciones mecánicas
- Ensayos destructivos
- Termografía
- Análisis de aceites
- Ultrasonidos

BIBLIOGRAFÍA

1. ARGUELLES, E. V. (2011). *“Sensores de Aceleración”*. Mexico: Universidad Autónoma de Juárez.
2. BALACHANDRAN, B. (2006). *Vibraciones*. Mexico: Paraninfo.
3. BUDYNAS, R. N. (2008). *“Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”*. Mexico: McGraw-Hill.
4. CARMEN, G. (1997). *“Principios, Causas y Diagnostico de la Vibración en Maquinaria Rotativa”*. Puerto de la Cruz.
5. DONALD V RICHARDSON ARTHUR J. CAISSE, J. (s.f.). *“Máquinas Eléctricas, Rotativas y Transformadores”*.
6. F., Y. (2011). *Estudio del sistema mecánico aplicado al desgranado de maíz suave seco para mejorar tiempos de producción en el cantón San Miguel provincia de Bolívar (Tesis de Pregrado)*. Ambato - Ecuador: Universidad Técnica de Ambato.
7. GANI, A. S. (2004). *“Vibration Faults Simulation System: A Lab Equipment to Aid Teaching of Mechatronic Courses”*. Kuala Lumpur, Malaysia: International Islamic University Malaysia.
8. HARTOG, J. P. (s.f.). *“Mecánica de las Vibraciones”*. Mexico: Ing. ANTONIO MARTIN-LUNAS .
9. HIBBELER, R. C. (2010). *Dinámica* . Naucalpam de Juárez Estado de Mexico: Luis Miguel Cruz Castillo.
10. MARIN, P. (2007). *Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias*. Habana: Politécnico José Antonio Echeverría.
11. PALOMINO. (2007). *“Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias”*. Habana - Cuba: Politecnico José Antonio echeverría.
12. RAO, S. S. (s.f.). *“Vibraciones Mecánicas Pearson”*. University of Miami.
13. SAAVEDRA, P. (2002). *“Evaluación de la Severidad vibratoria”*. Chile: Universidad de Concepción, Laboratorio de vibraciones mecánicas.
14. SETO, W. (1970). *Vibraciones Mecánicas*. México: José Arturo Cedeño Gonzales.
15. THOMSON, W. T. (s.f.). *“Teoria de Vibraciones” Departamento de Ingeniería Mecánica e Ingeniería Ambiental*. University of California,.

www.monografias.com/trabajos91. (s.f.). *Motor eléctrico trifásico*.

16. YANCHALIQUIN, C. (2012). *Determinación de problemas en equipos industriales mediante análisis vibracional a través del software LabVIEW*. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Catálogos

Vibración Mecánica – Orientaciones sobre el uso y aplicación de las normas de equilibrio

Metas & Metrológos Asociados. Manual de cursos de balance Mecánico

Norma

ISO 2372 Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 600 y 1200 rpm. Bases para la especificación de estándares de evaluación.

Páginas Web

<http://www.monografias.com/trabajos91/motor-eléctrico-trifásico/motor-eléctrico-trifásico.shtml>

<http://www.phidgets.com> 2011

<http://www.indarbelt.es/html/productos/acoplamiento.htm#lovejoy>

<http://es.slideshare.net/RamdolfAntonioArveloLopez/analisis-de-vibraciones>

<http://azimadli.com/vibman-spanish/desbalanceoenmquinassobresalientes.htm>

<https://es.scribd.com/doc/247137813/Interpretacion-de-Espectros-de-Vibraciones>

http://www.sinais.es/Recursos/Cursovibraciones/tipos_desequilibrio.html

<https://books.google.com.ec/vibraciones+mecanicas+en+engranajesvibraciones>

ANEXOS

ANEXO A1: Características Sensor de Aceleración Phidgets 1044_0

Product Specifications

Precision Accelerometer

Acceleration Measurement Max	$\pm 2 \text{ g}$
Acceleration Measurement Resolution	$76.3 \mu\text{g}$
Acceleration Bandwidth	497 Hz
Accelerometer White Noise σ	$280 \mu\text{g}$
Accelerometer Minimum Drift σ	$40.6 \mu\text{g}$
Accelerometer Optimal Averaging Period	398 s

Backup Accelerometer

Acceleration Measurement Max	$\pm 8 \text{ g}$
Acceleration Measurement Resolution	$976.7 \mu\text{g}$
Accelerometer White Noise σ	2.8 mg

Precision Gyroscope

Gyroscope Speed Max (X-Axis, Y-Axis)	$\pm 400^\circ/\text{s}$
Gyroscope Speed Max (Z-Axis)	$\pm 300^\circ/\text{s}$
Gyroscope Resolution (X-Axis, Y-Axis)	$0.02^\circ/\text{s}$
Gyroscope Resolution (Z-Axis)	$0.013^\circ/\text{s}$
Gyroscope White Noise σ	$0.095^\circ/\text{s}$
Gyroscope Minimum Drift σ	$0.0042^\circ/\text{s}$
Gyroscope Optimal Averaging Period	7743 s

Backup Gyroscope

Gyroscope Speed Max	$\pm 2000^\circ/\text{s}$
Gyroscope Resolution	$0.07^\circ/\text{s}$
Gyroscope White Noise σ	$0.59^\circ/\text{s}$

ANEXO A2: Compatibilidad Del sensor de aceleración con Sistemas Operativos

Operating System	Drivers and Libraries	Direct Control	Remote Network Control	Supported Version
Desktop OSes				
 Windows	Quick Downloads	✓	✓	XP SP3 or Newer
 OS X	Quick Downloads	✓	✓	OS X 10.4 or newer
 Linux	Quick Downloads	✓	✓	Kernel 2.6 or newer
Mobile/Wireless OSes				
 Phidget SBC	Quick Downloads	✓	✓	All versions
 Android	Quick Downloads	✓	✓	3.1 and newer, with USB port
 Android	Quick Downloads	X	✓	1.5 to 3.0
 iOS	Quick Downloads	X	✓	3.0 or newer
 Windows CE	Quick Downloads	✓	✓	5.0 or newer

ANEXO A3: Soporte de Lenguajes de los sensores Phidgets

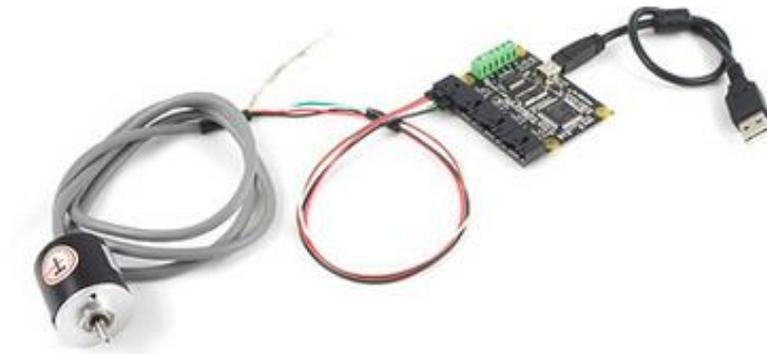
Language	Libraries	API	Code Samples [†]	Events	Logic Code	Use via Direct USB [*]	Phidget WebService	Native Library ^{**}	Phidget User Base	OS Support
Core Languages										
 C#	Quick Downloads	All Devices	All Devices	✓	✓	✓	✓	✓		
 C/C++	Quick Downloads	All Devices	All Devices	✓	✓	✓	✓	✓		
 Java	Quick Downloads	All Devices	All Devices	✓	✓	✓	✓	✓		
 Python	Quick Downloads	All Devices	All Devices	✓	✓	✓	✓	✓		
 Cocoa	Quick Downloads	All Devices	All Devices	✓	✓	✓	✓	✓		
 Visual Basic 6.0	Quick Downloads	All Devices	All Devices	✓	✓	✓	✓	✓		
 Visual Basic .NET	Quick Downloads	All Devices	All Devices	✓	✓	✓	✓	✓		
Science and Math										
 LabVIEW	Quick Downloads	All Devices	All Devices	✓	✓	✓	✓	✓		
 MATLAB	Quick Downloads	All Devices	Some Devices	X	✓	✓	✓	X		

ANEXO A4: Conexión acelerómetro con cable USB



ANEXO A5: Conexión y Especificación Encoder

3530 - Encoder	3019 - Phidget cable
Red	Red
Black	Black
White	White
Green	Brown



Encoder Properties

Output Circuit Type	Push-Pull (Single-Ended)
Encoder Resolution	360 CPR
Encoder Speed Max	3000 RPM

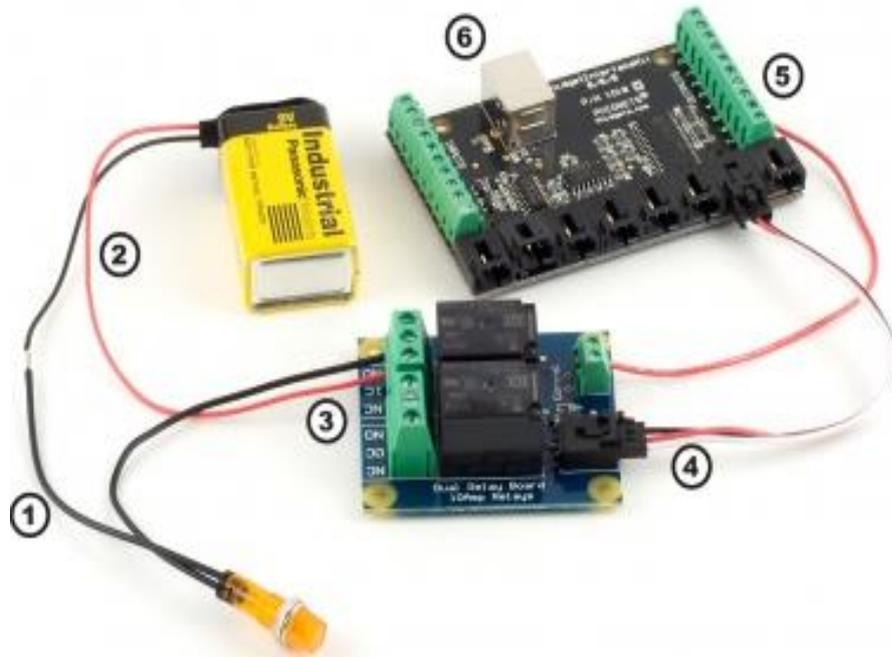
Electrical Properties

Supply Voltage Min	5 V DC
Supply Voltage Max	5 V DC
Output Frequency Max	80 kHz

Physical Properties

Shaft Diameter	4 mm
Shaft Maximum Axial Load	10 N
Shaft Maximum Radial Load	20 N
Operating Humidity Min	30 %RH
Operating Humidity Max	(Non-condensing) 85 %RH
Operating Temperature Min	-25 °C
Operating Temperature Max	85 °C
IP Rating	IP54
Weight	83 g

ANEXO A6: Conexión y Especificación de la placa doble Relés



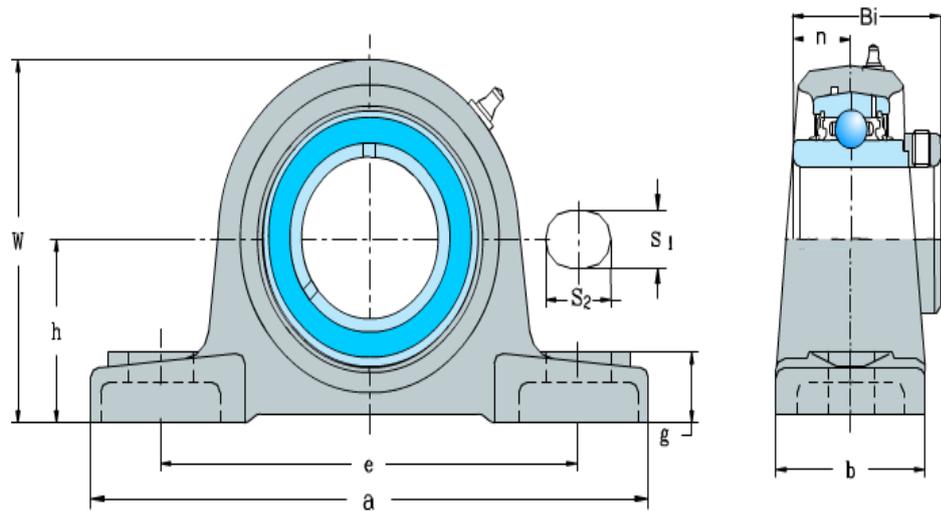
Especificaciones del Producto	
Tipo de conmutador	SPDT
Velocidad de conmutación Max	20 cpm
Rigidez dieléctrica	1,5 kV AC
Resistencia de contacto Max	100 mW
Carga máxima de tensión (DC)	100 V
Carga máxima de tensión (AC)	240 V
Corriente de carga Min	100 mA
Corriente de carga máxima (DC)	5 A
Corriente de carga máxima (AC)	10 A

ANEXO A7: Conexión y Especificaciones de dispositivos al Kit Interfaz 8/8/8



Especificaciones del Producto	
USB Voltaje Min	4,6 V DC
USB Voltaje Max	5.5 V DC
Tensión de alimentación Min	6 V DC
Voltaje de fuente Max	15 V DC
Entradas analógicas	
Número de entradas analógicas	8
Entrada analógica Resolución	10 bits
La entrada Tensión Min	0 V DC
La entrada Tensión Max	5 V DC
Entradas digitales	
Número de entradas analógicas	8
Resistencia	15 kW
Voltaje de entrada digital Max	± 15 V DC
Voltaje Bajo Max verdadero	900 mV DC
Voltaje Alto Min falso	4,2 V DC
Salidas digitales	
Número de salidas digitales	8
Resistencia serie	300 Ω
Tensión de salida digital Min	0 V DC
Tensión de salida digital Max	5 V DC

ANEXO A8: Características de las chumaceras HCP 205



Shaft Dia		Boundary dimensions(mm)										Bolt Size	Bearing No.	Housing No.	Mass Kg	Bearing Number KML
in.	mm	h	a	e	b	s1	s2	g	w	Bi	n					
1/2		33.3	127	95	38	13	16	15	65	43.5	17	3/8	HC201-8	P204	0.85	HCP201-8
5/8		33.3	127	95	38	13	16	15	65	43.5	17	3/8	HC202-10	P204	0.85	HCP202-10
	20	33.3	127	95	38	13	16	15	65	43.5	17	M10	HC204	P204	0.85	HCP204
3/4		33.3	127	95	38	13	16	15	65	43.5	17	3/8	HC204-12	P204	0.85	HCP204-12
	25	36.6	140	105	38	13	16	16	70	44.3	17.4	M10	HC205	P205	1.06	HCP205
7/8		36.6	140	105	38	13	16	16	70	44.3	17.4	3/8	HC205-14	P205	1.06	HCP205-14
15/16		36.6	140	105	38	13	16	16	70	44.3	17.4	3/8	HC205-15	P205	1.06	HCP205-15
1		36.6	140	105	38	13	16	16	70	44.3	17.4	3/8	HC205-16	P205	1.06	HCP205-16
	30	42.9	165	121	48	17	21	18	83	48.3	18.2	M14	HC206	P206	1.7	HCP206
1-1/16		42.9	165	121	48	17	21	18	83	48.3	18.2	1/2	HC206-17	P206	1.7	HCP206-17
1-1/8		42.9	165	121	48	17	21	18	83	48.3	18.2	1/2	HC206-18	P206	1.7	HCP206-18
1-3/16		42.9	165	121	48	17	21	18	83	48.3	18.2	1/2	HC206-19	P206	1.7	HCP206-19
1-1/4		42.9	165	121	48	17	21	18	83	48.3	18.2	1/2	HC206-20	P206	1.7	HCP206-20
	35	47.6	167	127	48	17	21	19	94	51.1	18.8	M14	HC207	P207	2.25	HCP207

ANEXO A9: Especificaciones del eje

ACERO AISI-SAE 1018 (UNS G10180)

1. Descripción: este acero de bajo - medio carbono tiene buena soldabilidad y ligeramente mejor maquinabilidad que los aceros con grados menores de carbono. Se presenta en condición de calibrado (acabado en frío). Debido a su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para componentes de maquinaria.

2. Normas involucradas: ASTM A 108

3. Propiedades mecánicas: Dureza 126 HB (71 HRb)
Esfuerzo de fluencia 370 MPa (53700 PSI)
Esfuerzo máximo 440 MPa (63800 PSI)
Elongación máxima 15% (en 50 mm)
Reducción de área 40%
Modulo de elasticidad 205 GPa (29700 KSI)
Maquinabilidad 76% (AISI 1212 = 100%)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.87 g/cm³ (0.284 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.15 – 0.20 % C
0.60 – 0.90 % Mn
0.04 % P máx
0.05 % S máx

6. Usos: se utiliza en operaciones de deformación plástica como remachado y extrusión. Se utiliza también en componentes de maquinaria debido a su facilidad para conformarlo y soldarlo. Piezas típicas son los pines, cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos y aplicaciones de lámina

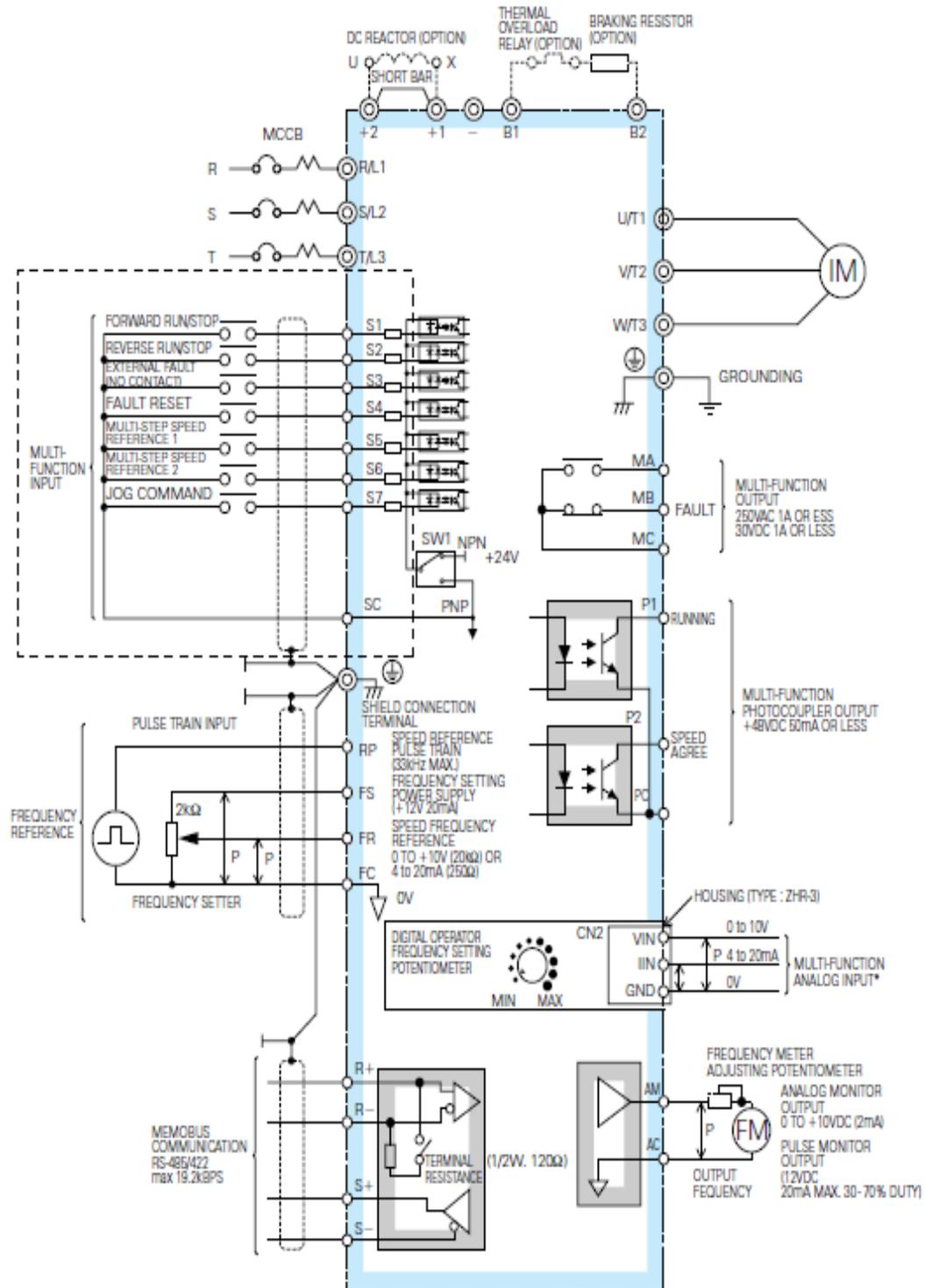
ANEXO A10: Panel de control Phidget

The screenshot shows the 'Spatial - full' software interface. The 'Attached' status is 'True', and the text 'Funciona correctamente' is displayed in red. The interface includes several data panels:

- Phidget Spatial Info:** Attached: True, Name: Phidget Spatial 3/3/3, Serial No.: 302175, Version: 401, Acceleration Axes: 3, Gyro Axes: 3, Compass Axes: 3, Data Rate: 32.
- Acceleration Data:** X: -0.801, Y: -0.165, Z: 0.535.
- Gyro Data:** X: 43.721°, Y: -11.255°, Z: -14.163°.
- Compass Data:** X: -0.070, Y: -0.156, Z: -0.073, Pitch angle: 55.1°, Roll angle: -17.1°, Bearing: 109.1°.
- Acceleration Vector:** A circular plot with a red inner circle and a black vector arrow.
- Magnetic Field Vector:** A circular plot with a green vector arrow.
- Gyroscope Headings:** A circular plot with concentric circles and colored dots.
- Compass Bearing:** A circular plot with a compass rose (N, E, S, W) and an image of the sensor board.

ANEXO B

ANEXO B1: Circuito digital/ analógico y Modelo de Cableado Trifásico del variador Yaskawa 606V7.



ANEXO B2: Norma Severidad de Vibración de Máquinas ISO 2372

Base para la especificación de estándares de evaluación

Norma ISO 2372

VIBRACIÓN MECÁNICA DE MÁQUINAS CON VELOCIDADES DE OPERACIONES ENTRE 100 Y 200 REV/S.

Bases para la especificación de estándares de evaluación.

Las características más relevantes de la norma ISO 2372 son:

- Es aplicable a los equipos rotativos cuyo rango de velocidades de giro está entre 600 y 12.000 RPM.
- Los datos que se requieren para su aplicación son el nivel global de vibración en velocidad - valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz, distinguiendo varias clases de equipos rotativos según la [Tabla 3](#).

Para utilizar la norma ISO 2372, basta con clasificar la máquina en estudio dentro de la clase correspondiente y una vez obtenido el valor global de vibración entre 600 y 60.000 CPM localizar en la [Tabla 4](#) la zona en la que se encuentra.

Clase	Descripción
Clase I	Equipos pequeños hasta 15 kW.
Clase II	Equipos medios, de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial.
Clase III	Equipos grandes, por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial.
Clase IV	Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica).

Tabla 3: Clasificación de equipos en ISO 2372.

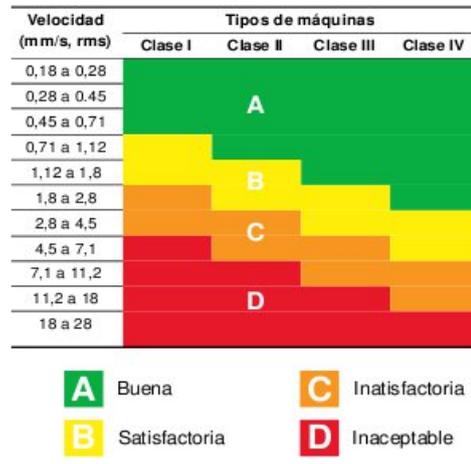
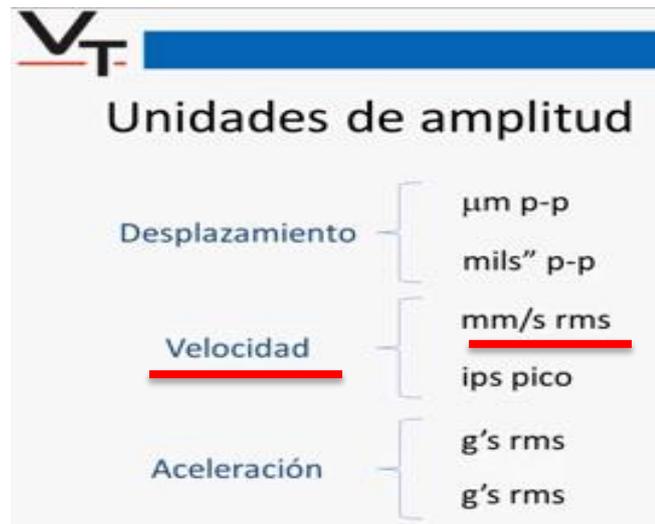
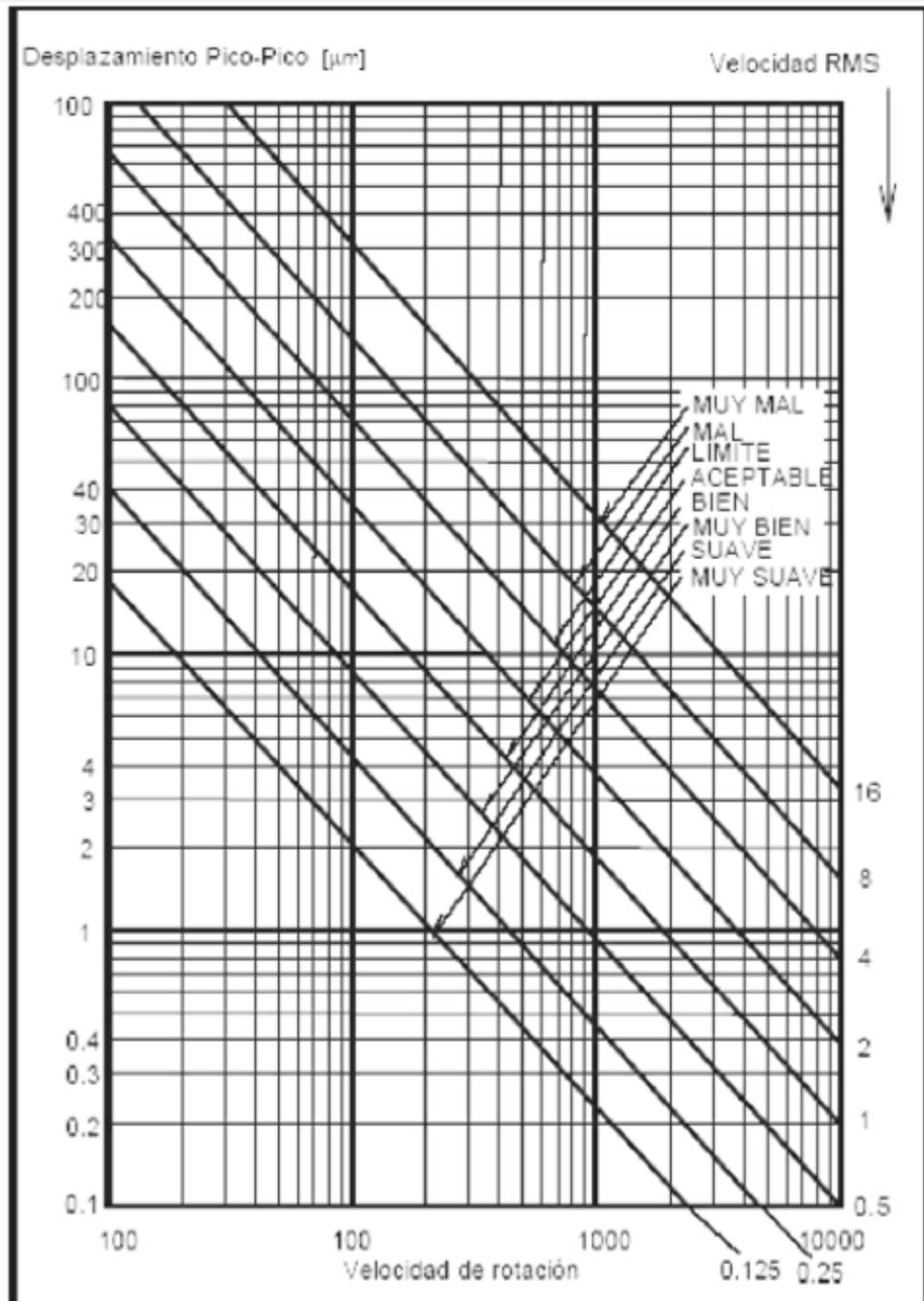


Tabla 4: Severidad de la vibración en ISO 2372.

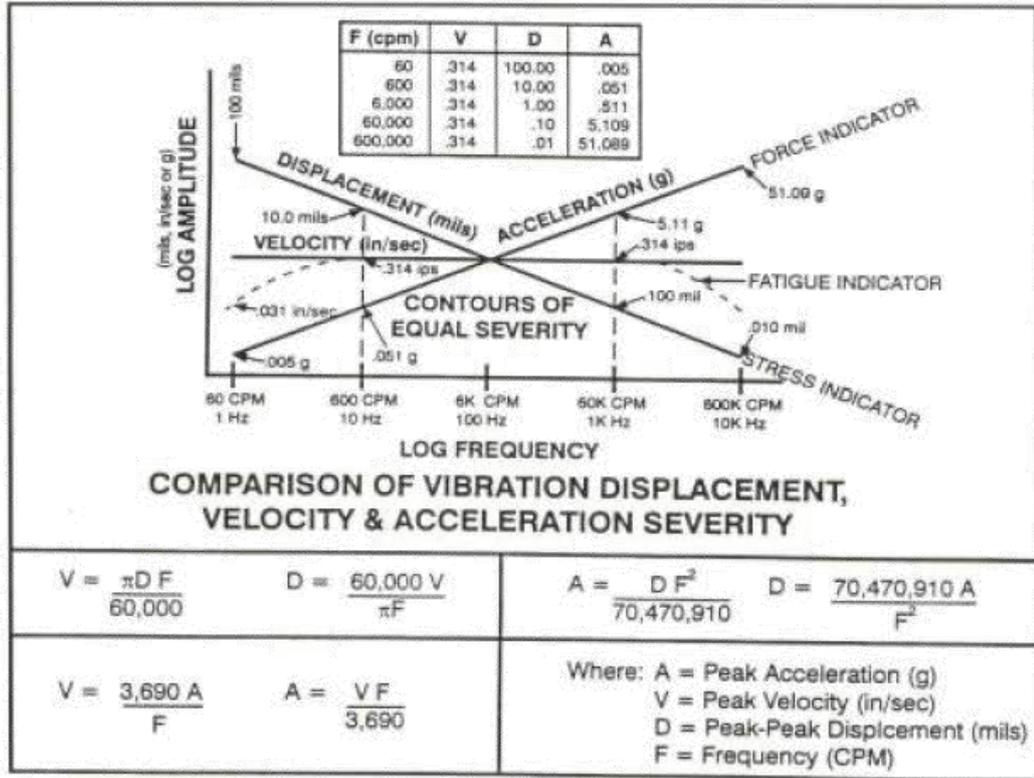
ANEXO B3: Unidades de Medición Amplitud



ANEXO B4: Tabla de Severidad del Desbalance según: “Mechanical Vibration Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance”



ANEXO B5: Parámetros de Aptitud Vibracional



CONTORNOS DE IGUAL SEVERIDAD PARA DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD & ACCELERACION

ANEXO B6: Factores de Conversión para Analizar una onda pura sinusoidal

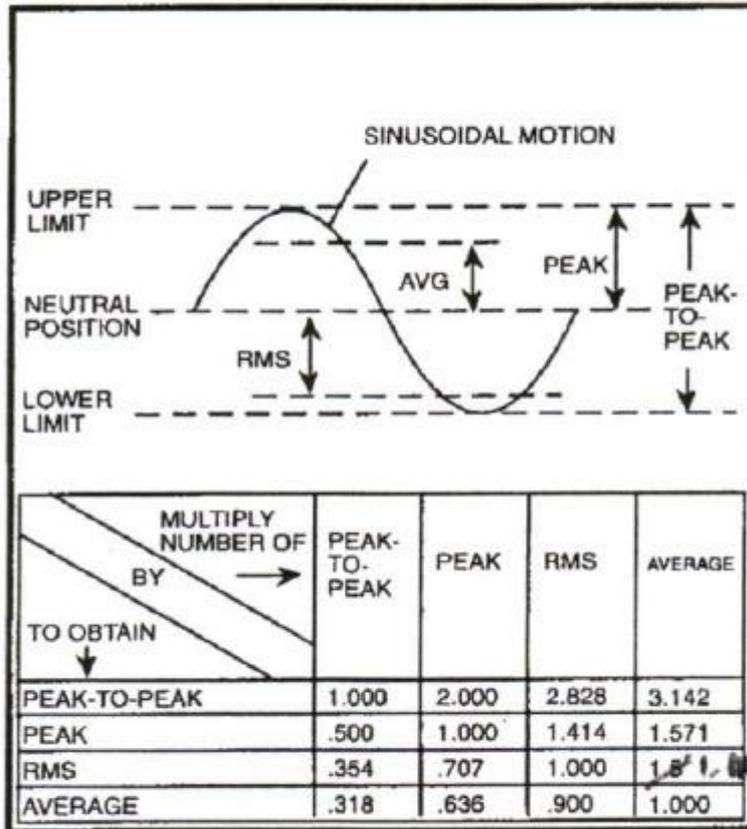


TABLA I
COMPARACION DE LOS VALORES PICO - PICO, PICO, RMS Y AVERAGE (PROMEDIO) PARA UNA ONDA PURA SINUSOIDAL EN EL TIEMPO

ANEXO B7: Tabla de Diagnostico de Vibraciones

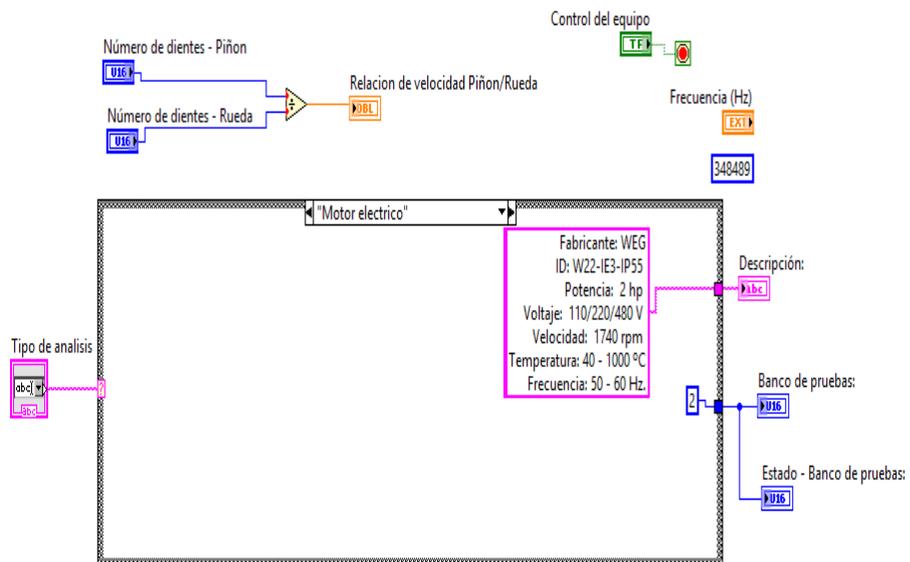
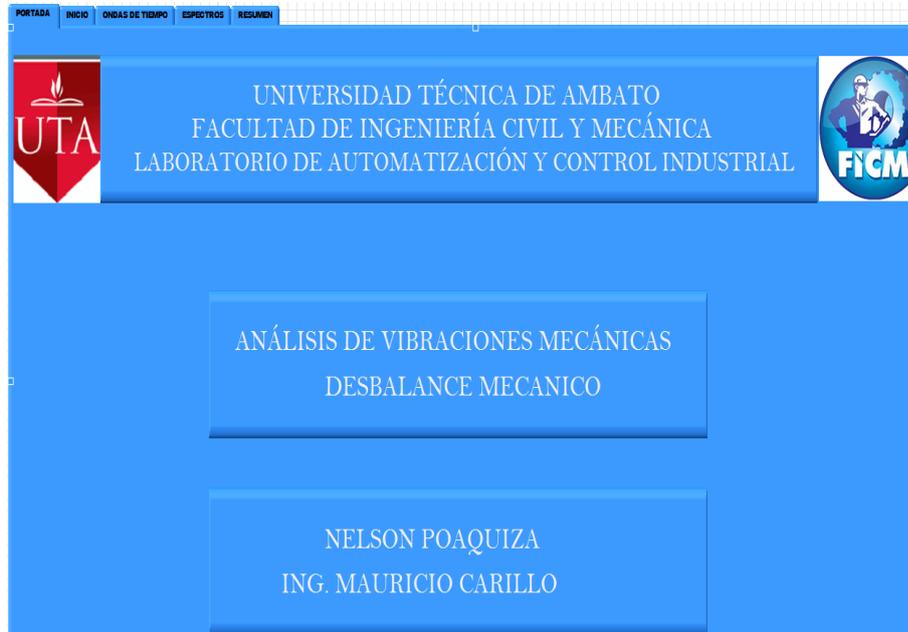


TABLE VI ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

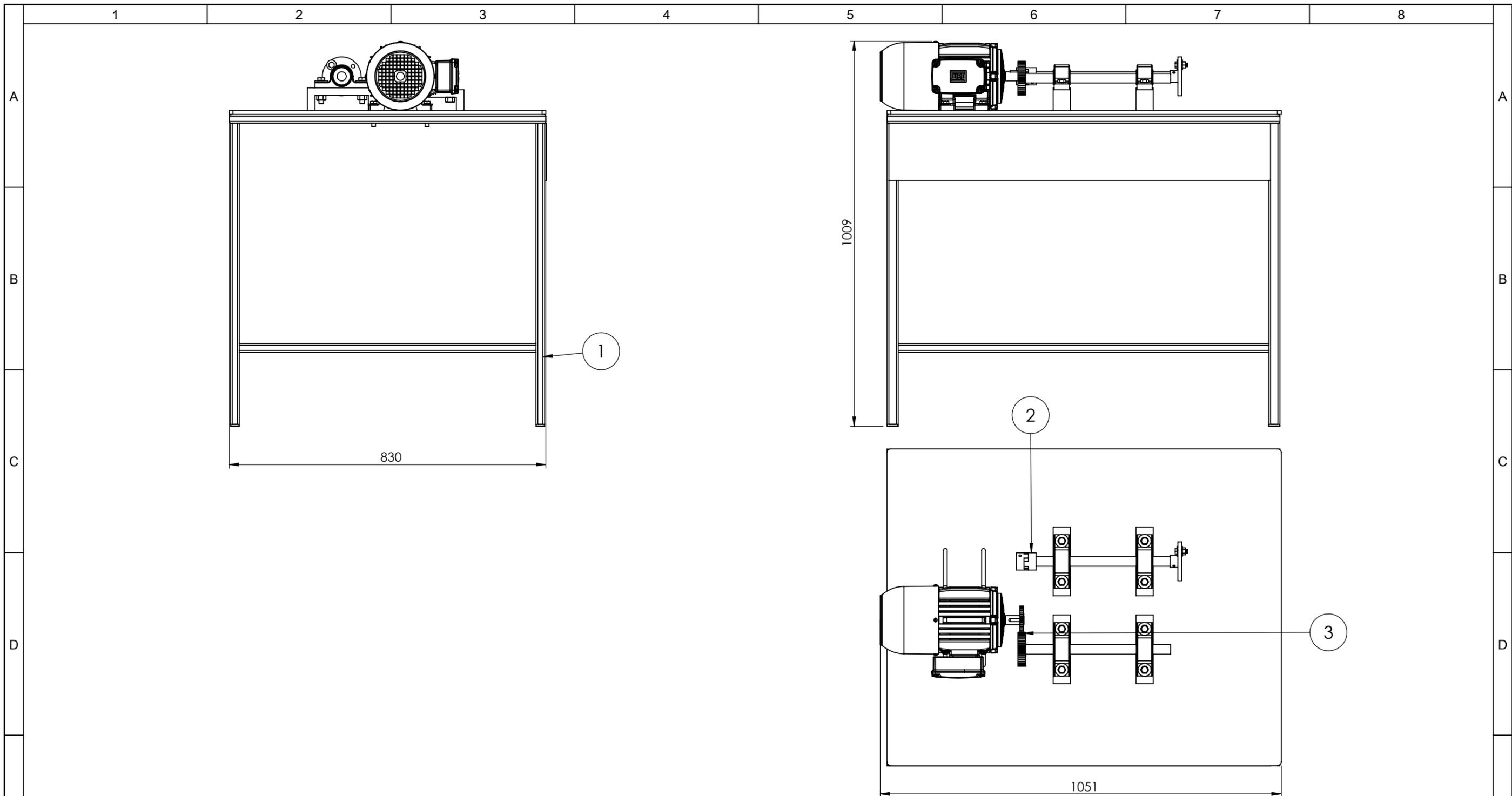
PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
MASS UNBALANCE A. FORCE UNBALANCE			Force Unbalance will be in-phase and steady. Amplitude due to unbalance will increase by the square of speed below first rotor critical (a 3X speed increase = 9X higher vibration). 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Can be corrected by placement of only one balance correction weight in one plane at Rotor center of gravity (CG). Approx. 0° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. 90° phase difference between horizontal & vertical readings usually occurs on each bearing of unbalanced rotor (±30°).
B. COUPLE UNBALANCE			Couple Unbalance results in 180° out-of-phase motion on same shaft. 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Amplitude varies with square of increasing speed below first rotor critical speed. May cause high axial vibration as well as radial. Correction requires placement of balance weights in at least 2 planes. Note that approx. 180° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. a 90° difference between the horizontal & vertical phase readings on each bearing usually occurs (±30°).
C. DYNAMIC UNBALANCE			Dynamic Unbalance is the dominant type of unbalance found and is a combination of both force and couple unbalance. 1X RPM dominates the spectrum, and truly requires 2 plane correction. Here, the radial phase difference between outboard and inboard bearings can range anywhere from 0° to 180°. However, the horizontal phase difference should closely match the vertical phase difference, when comparing outboard and inboard bearing measurements (±30°). Secondly, if unbalance predominates, roughly a 90° phase difference usually results between the horizontal and vertical readings on each bearing (±40°).
D. OVERHUNG ROTOR UNBALANCE			Overhung Rotor Unbalance causes high 1X RPM in both Axial and Radial directions. Axial readings tend to be in-phase whereas radial phase readings might be unsteady. However, the horizontal phase differences will usually match the vertical phase differences on the unbalanced rotor (±30°). Overhung rotors have both force and couple unbalance, each of which will likely require correction. Thus, correction weights will most always have to be placed in 2 planes to counteract both force and couple unbalance.
MECHANICAL LOOSENESS	<p>TYPE A</p> <p>TYPE B</p> <p>TYPE C</p> <p>NOTE RAISED NOISE FLOOR INDICATING LOOSENESS</p>	<p>BASE PLATE MACHINE FOOT FOUNDATION</p>	<p>Mechanical Looseness is indicated by either Type A, B or C vibration spectra.</p> <p>Type A is caused by Structural looseness/weakness of machine feet, baseplate or foundation; also by deteriorated grouting, loose hold-down bolts at the base; and distortion of the frame or base (i.e., soft foot). Phase analysis may reveal approx. 90° to 180° phase difference between vertical measurements on bolt, machine foot, baseplate or base itself.</p> <p>Type B is generally caused by loose pillowblock bolts, cracks in frame structure or in bearing pedestal.</p> <p>Type C is normally generated by improper fit between component parts which will cause many harmonics due to nonlinear response of loose parts to dynamic forces from rotor. Causes a truncation of sine waveform and a raised noise floor in the spectrum. Type C is often caused by a bearing liner loose in its cap, a bearing loose and turning on its shaft, excessive clearance in either a sleeve or rolling element bearing, a loose impeller on a shaft, etc. Type C Phase is often unstable and may vary widely from one measurement to next, particularly if rotor shifts position on shaft from one startup to next. Mechanical Looseness is often highly directional and may cause very different readings when comparing levels at 30° increments in radial direction all the way around one bearing housing. Also, note that looseness will often cause subharmonic multiples at exactly 1/2 or 1/3X RPM (1.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p>
GEARS			Normal Spectrum shows Gear & Pinion Speeds, along with Gear Mesh Frequency (GMF) and very small GMF harmonics. GMF harmonics commonly will have running speed sidebands around them. All peaks are of low amplitude, and no natural frequencies of gears are excited. F_{max} recommended at 3.25X GMF (minimum) when # teeth are known. If tooth count is not known, set F_{max} at 200X RPM on each shaft.
A. NORMAL SPECTRUM		$GMF = \#T_g \times RPM_g = \#T_p \times RPM_p$	
B. TOOTH WEAR			Key indicator of Tooth Wear is excitation of Gear Natural Frequency (f_n), along with sidebands around it spaced at the running speed of the bad gear. Gear Mesh Frequency (GMF) may or may not change in amplitude, although high amplitude sidebands and number of sidebands surrounding GMF usually occur when wear is noticeable. Sidebands may be better wear indicator than GMF frequency themselves. Also, high amplitudes commonly occur at other 2XGMF or at 3XGMF (esp. 3XGMF), even when GMF amplitude is acceptable.
C. TOOTH LOAD			Gear Mesh Frequencies are often very sensitive to load. High GMF amplitudes do not necessarily indicate a problem, particularly if sideband frequencies remain low level, and no gear natural frequencies are excited. Each Analysis should be performed with system at maximum operating load for meaningful spectral comparisons.

ANEXO C

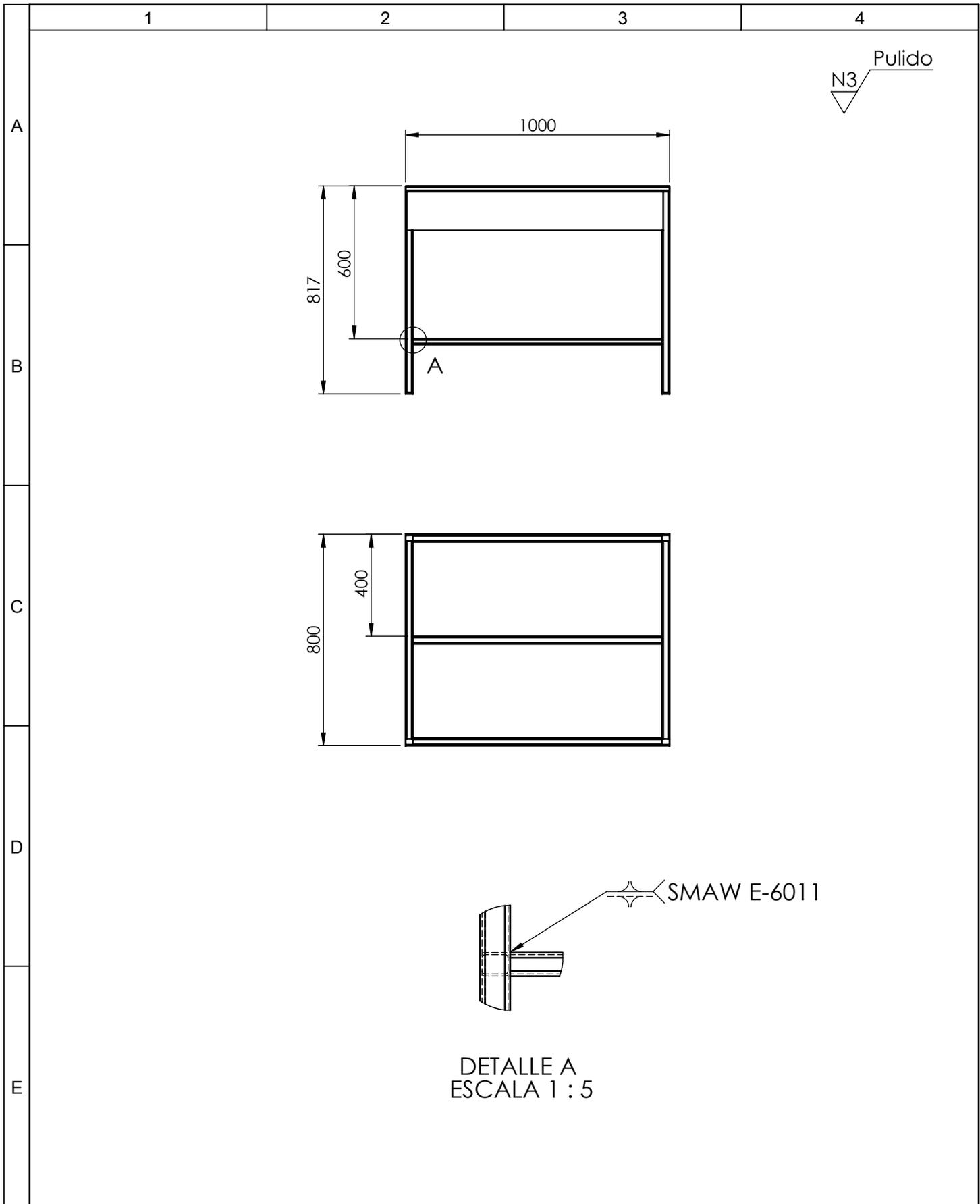
ANEXO C1: Interfaz Software Mantenimiento Predictivo Pantalla de Inicio



ANEXO PLANO



1	Enlace de potencia con engranes	ASTM A-36	Acero	03	2.15	Construido
1	Enlace de potencia con acople flexible	ASTM A-36	Acero	02	3.05	Construido
1	Base Estructura	ASTM A-36	Tubo estructural	01	18.05	Construido
N° de Orden	Denominación:	N° de Norma/Dibujo	Material	N° de Orden	Peso Kg/pie	Observaciones
		Tolerancia	(Peso)	Materiales:		
		±0,5	88.52 Kg	Varios		
		Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
		Dibujó: 13/02/15	Nelson Poaquiza	BANCO VIBRACIONES		1:10
		Revisó: 17/02/15	Ing. Carrillo M.			
		Aprobó: 17/02/15	Ing. Carrillo M.			
		UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 01 de 05		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)		



				Tolerancia ±0,5	(Peso) 18.045 Kg	Materiales: Tubo Estructural Rectangular 40X20X1.5	
					Fecha	Nombre	Denominación: ESTRUCTURA BASE
				Dibujó:	13/02/15	Nelson Poaquiza	
				Revisó:	17/02/15	Ing. Carrillo M.	
				Aprobó:	17/02/15	Ing. Carrillo M.	Escala: 1:10
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 02 de 05	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

N7 Torneado

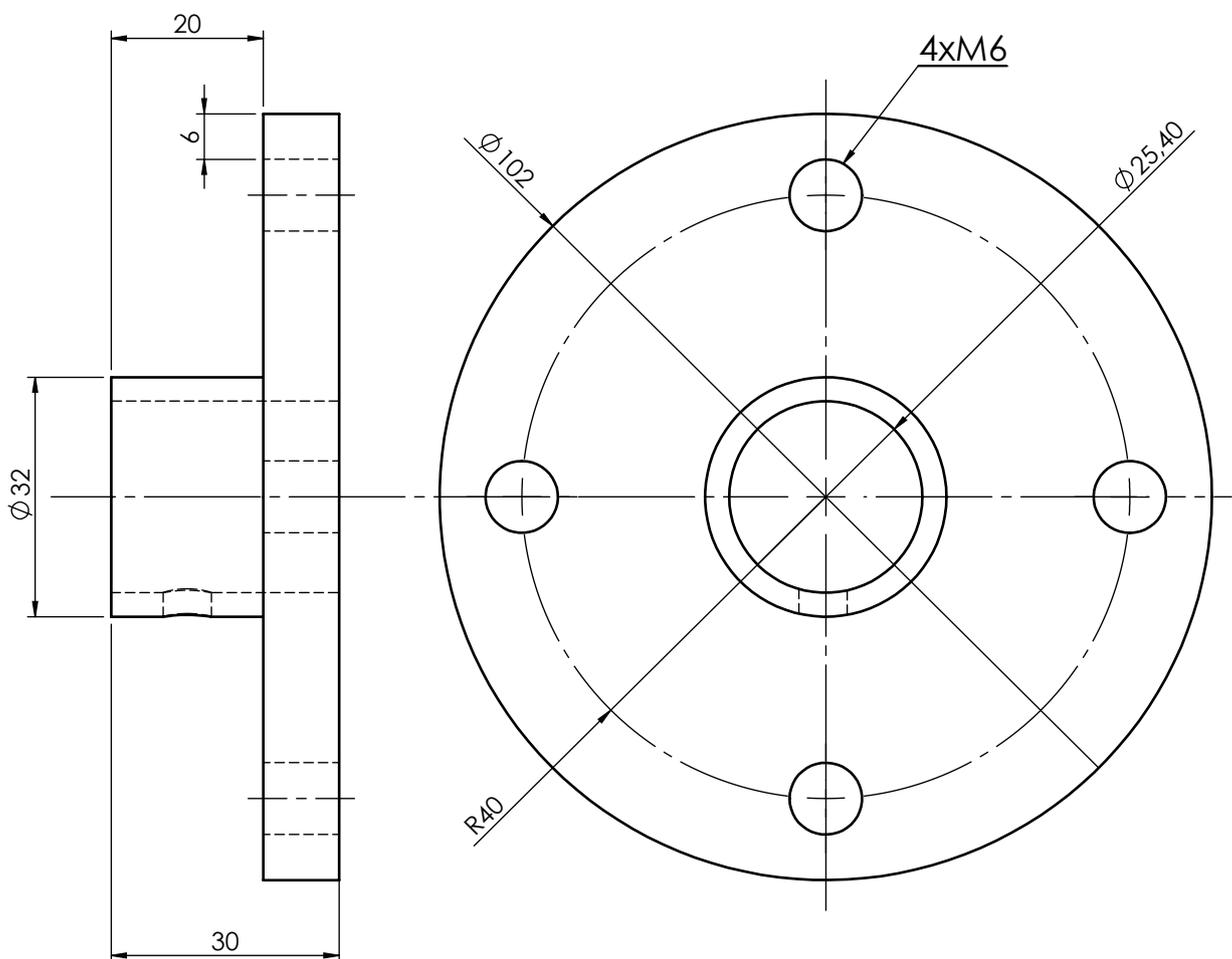
A

B

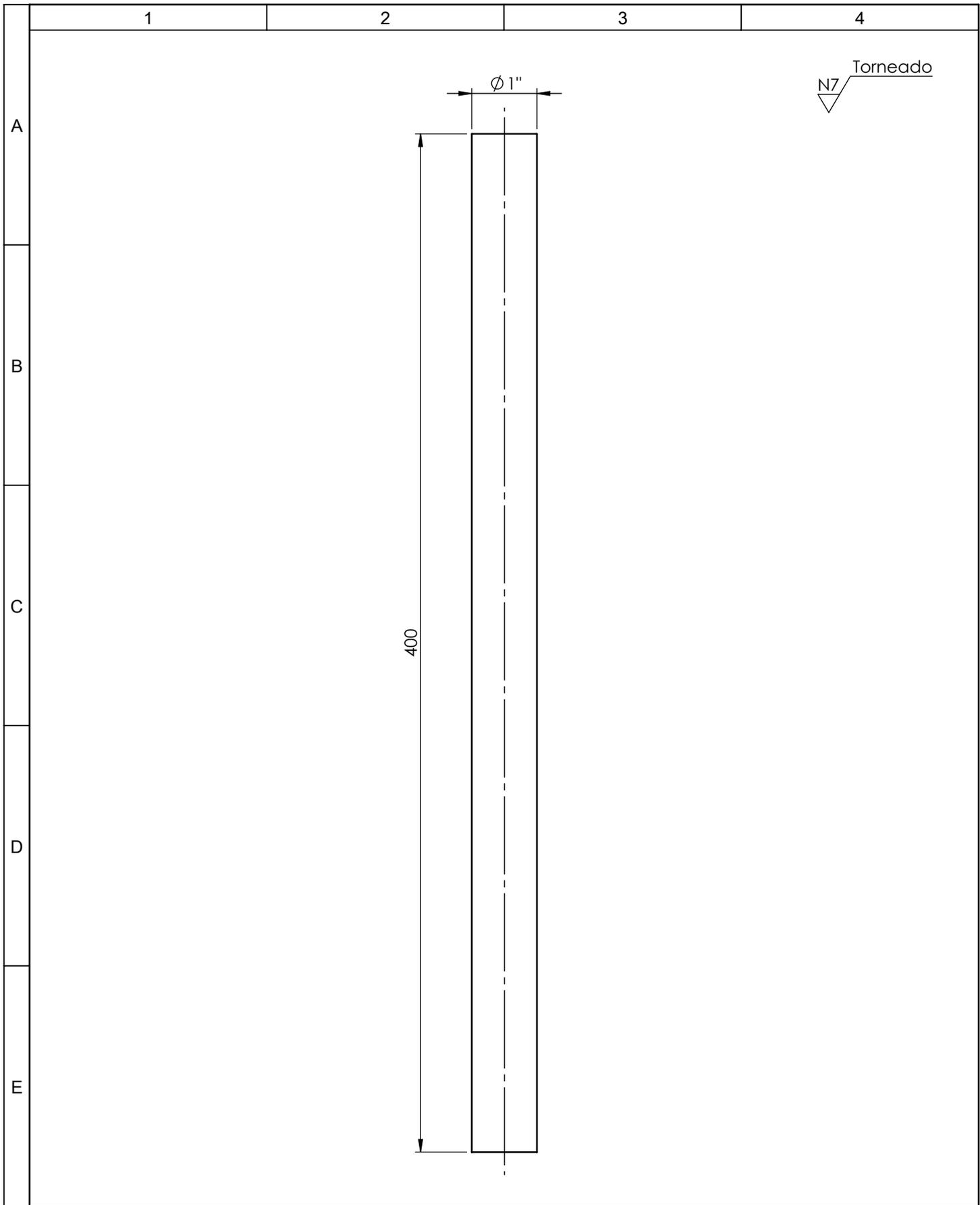
C

D

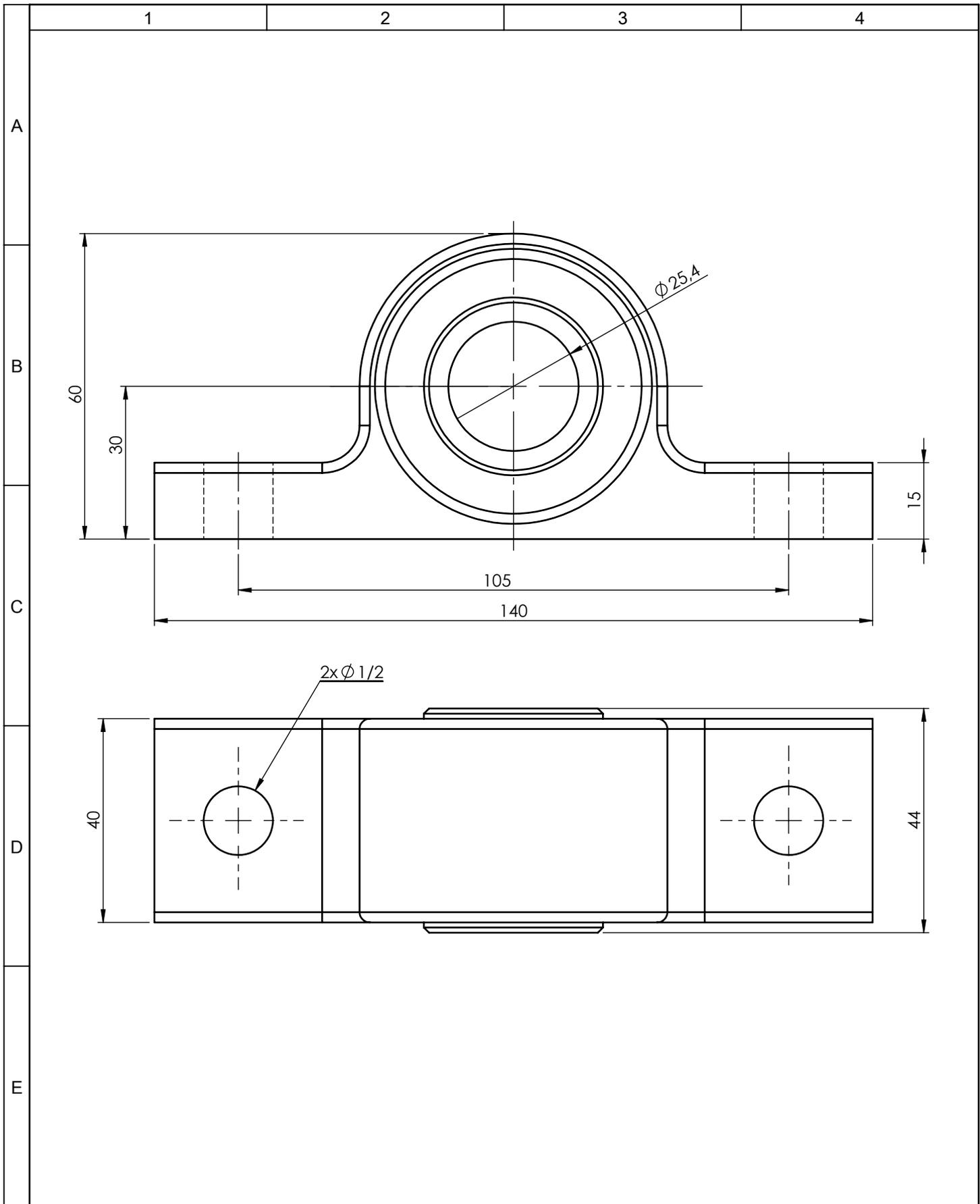
E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,5	0.62 Kg	Acero ASTM A-36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 13/02/15	Nelson Poaquiza			DISCO DE DESBALANCE	1:1
				Revisó: 17/02/15	Ing. Mauricio C.				
				Aprobó: 17/02/15	Ing. Mauricio C.	Número del dibujo:	03 de 05		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ing. Mecánica		(Sustitución)			



				Tolerancia $\pm 0,5$	(Peso) 1.6 Kg	Materiales: Acero de Trasmisi3n AISI 1018	
						Denominaci3n: EJE MOTRIZ	Escala: 1:2
				Fecha	Nombre		
				Dibuj3: 13/02/15	Nelson Poaquiza		
				Revis3: 17/02/15	Ing. Carrillo M.		
				Aprob3: 17/02/15	Ing. Carrillo M.		
				UTA Ing. Mec3nica		N3mero del dibujo: 04 de 05	
Edici3n	Modificaci3n	Fecha	Nombre			(Sustituci3n)	



				Tolerancia ±0,5	(Peso) 1.07 Kg	Materiales: HIERRO FUNDIDO GRIS	
						Denominación: CHUMACERA	Escala: 1:1
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 13/02/15	Nelson Poaquiza		
				Revisó: 17/02/15	Ing. Carrillo M.		
				Aprobó: 17/02/15	Ing. Carrillo M.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 05 de 05	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	