

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**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 EJÉRCITO.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECATRÓNICO**

KAREN NATALY ANGULO ACUNSO

JOSÉ JULIÁN SALAZAR VACA

DIRECTOR: ING. JOSÉ FERNANDO OLMEDO SALAZAR

CODIRECTOR: ING. JOHANNA BELÉN TOBAR QUEVEDO

Sangolquí, 2013-09

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “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 EJÉRCITO” fue realizado en su totalidad por Karen Nataly Angulo Acunso y José Julián Salazar Vaca, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecatrónico.

Ing. Fernando Olmedo

DIRECTOR

Ing. Johanna Tobar

CODIRECTOR

Sangolquí, 2013-09-13

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“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 EJÉRCITO”

ELABORADO POR:

Karen Nataly Angulo Acunso

José Julián Salazar Vaca

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

Ing. Luis Echeverría

DIRECTOR DE CARRERA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Karen Nataly Angulo Acunso y José Julián Salazar Vaca.

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado: **“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 EJÉRCITO”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y auditoría.

Karen Nataly Angulo Acunso

José Julián Salazar Vaca

Sangolquí, 2013-09-13

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mis padres Tony Angulo y Maricela Acunso por enseñarme con su ejemplo el esfuerzo y la constancia, por todo su cariño y apoyo incondicional a lo largo de mi vida.

A mis hermanos Solange, Juan Carlos y Tony por ser mi motivación para seguir adelante.

A ti mi amor José Julián por compartir conmigo esta experiencia y ser un pilar importante en el desarrollo de este proyecto.

Karen Nataly Angulo Acunso

DEDICATORIA

El presente proyecto de tesis va dedicado en primer lugar a José Salazar y Yolanda Vaca, que a más de ser excelentes padres, los considero unos excelentes amigos, ejemplos de vida que han guiado mi andar todos estos años con todo su amor. ¡Esto va para ustedes!

A María Gabriela y Juan Carlos, mis hermanos, porque sin ustedes esta vida no sería tan llena de alegrías como todas las que hemos compartido juntos.

A mi familia, por todo su soporte, apoyo incondicional y preocupación en todas las etapas del proyecto.

A Karen, mi enamorada, porque un gran equipo lo logra todo, si existe confianza y ganas de ser mejores cada día. ¡Te amo!

José Julián Salazar

AGRADECIMIENTO

En primer lugar agradezco a Dios por darme la sabiduría para elegir esta carrera, por ser mi guía y bendecirme cada día.

A mis padres porque han sido mi mayor ejemplo de honestidad, bondad, perseverancia y superación; quienes me han enseñado a nunca rendirme y dar siempre lo mejor de mí.

A mis hermanos que se convirtieron en mis motivadores en los momentos difíciles y a toda mi familia en especial a mi abuelita Blanchi por su preocupación y apoyo constante.

A José Julián, mi compañero y enamorado, gracias porque a pesar de los problemas siempre supiste darme ánimos y sacar lo positivo de cada situación.

A mis amigos que hicieron estos años de carrera más llevaderos lejos de mi familia.

A mis maestros por todos los conocimientos impartidos que fueron esenciales para mi aprendizaje.

A los Ingenieros, Fernando Olmedo y Johana Tobar por su asesoramiento en el desarrollo de este proyecto.

Gracias a todos ustedes que han hecho posible que Yo alcance esta meta, obtener el título de Ingeniera Mecatrónica.

Karen Nataly Angulo Acunso

AGRADECIMIENTO

A mis padres, por inculcarme valores de los cuales estoy orgulloso, por enseñarme a ser determinado y luchar por lo que anhelo; además de ser fuente de ideas para mejorar este proyecto realizado con toda la pasión de un ingeniero.

A mis hermanos, por el apoyo y aliento durante el transcurso del proyecto.

A mi familia por su preocupación y soporte en cada día de tesis.

A mis amigos, por hacer de la universidad una experiencia inolvidable.

A mis tutores de tesis, Ing. Fernando Olmedo e Ing. Johanna Tobar, por su aporte intelectual y experiencia para el desarrollo de este proyecto.

A Karen, por cada día vivido en el desarrollo de nuestra tesis, aportando ideas, tiempo y conocimiento, una experiencia única realizarla contigo, logrando alcanzar esta meta juntos.

Gracias de corazón.

José Julián Salazar

RESUMEN

Una investigación de ingeniería en el estudio de vibraciones mecánicas orientado a máquinas rotativas como parte del desarrollo de esta tesis ha sido realizada junto a un proceso secuencial detallado a continuación. Comprendidos los conceptos teóricos necesarios para idealizar un sistema de análisis de vibración, son aplicados criterios de diseño para componentes importantes y los cálculos van acompañados junto a diseño e ingeniería asistidos por computador (CAD/CAE) para la verificación del diseño mecánico final. Se lleva a cabo un control de velocidad del sistema mecánico mediante un tacómetro diseñado por los autores para la implementación de un controlador proporcional integral (PI), y se instalan acelerómetros para adquirir información de vibración del sistema mecánico en chumaceras. Variador de frecuencia, tacómetro y sensores se manejan mediante una tarjeta de adquisición de datos, todo el equipo es gobernado por una interfaz hombre máquina (HMI). La obtención de espectros de frecuencia para cada una de los escenarios de fallas: severidad de vibración, desbalance y engranes rectos, tanto de la frecuencia fundamental como armónicos de ésta, se despliegan en la HMI luego de haber sido tratadas las señales de los sensores mediante programación gráfica, obedeciendo los criterios teóricos necesarios. El resultado fue un sistema didáctico para el estudio de vibraciones mecánicas a entera disposición del DECEM y la universidad, con la finalidad de que los estudiantes comprendan el fenómeno físico de vibración tanto en cátedra como en el ámbito industrial.

PALABRAS CLAVE.- Vibración, espectros de frecuencia, mantenimiento predictivo, acelerómetro, control PID.

OBJETIVO

OBJETIVO GENERAL

Diseñar e implementar un Equipo de Estudio de Vibraciones para el Laboratorio de Mecanismos y Vibraciones del DECEM que esté constituido por un sistema mecánico construido para simular anomalías vibracionales de naturaleza mecánica a velocidades controladas, cuya información será obtenida mediante una etapa de adquisición de datos y representada por una interfaz especializada para su interpretación.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar e implementar un sistema mecánico para la simulación de fenómenos de vibración.
- Seleccionar los componentes en buen estado y con fallas, para realizar la creación del entorno para las posteriores pruebas de vibración.
- Seleccionar e implementar sensores para la medición de vibración en los componentes y para medición de la velocidad del motor principal sobre un sistema mecánico.
- Seleccionar e implementar un equipo que permita la puesta en marcha del sistema mecánico.
- Diseñar e implementar los circuitos eléctricos y electrónicos para el acondicionamiento del sensor de velocidad en el sistema de adquisición de datos.

- Diseñar el sistema de control para la variación de velocidad del motor a través de técnicas de control PID, y variando la misma mediante una interfaz hombre máquina (HMI).
- Programar la adquisición de información y procesarla adecuadamente con técnicas de filtrado de señal a fin de representar los picos de vibración en el espectro de la frecuencia y determinar su relación con vibraciones relacionadas a fallas.
- Determinar y analizar la gravedad de los problemas de la máquina basándose en las amplitudes y la relación entre los picos de vibración.

JUSTIFICACIÓN

Las vibraciones como fenómeno mecánico muchas veces son consideradas como un factor perjudicial en el entorno de una máquina, sin embargo también pueden ser utilizadas en favor de análisis o diagnósticos para determinar fallos mecánicos existentes en la constitución del sistema mecánico. Gran parte del sistema mecánico que conforma una máquina usualmente contiene elementos que son parte o son acoplados a la misma; ejes, rodamientos, correas, levas, engranes, resortes, elementos de sujeción, puntos de soldadura, etc. Todos estos elementos pueden ser motivo de contrariedades para el correcto funcionamiento de la máquina, en este tipo de diagnósticos las vibraciones concernientes a cada elemento proporcionan información de gran valor al momento de realizar una evaluación preventiva de la máquina, teniendo como referencia curvas significativas relacionadas a la vibración de cada elemento cuando existen fallas presentes, evitando de esta manera la suspensión por un mantenimiento correctivo de cualquier equipo dentro de un proceso industrial, produciendo pérdidas económicas significativas.

En el párrafo anterior, se realizó una descripción de la importancia del diagnóstico de las vibraciones dentro del campo industrial, justificando una necesidad cada vez mayor en aplicaciones que requieren máquinas rotativas, teniendo en cuenta que los estudiantes del DECEM podrían desempeñar su profesión ejecutando programas de mantenimiento en planta, es necesario un conocimiento de este tipo de fenómenos relacionados a las vibraciones mecánicas.

El diseño y construcción de un equipo de laboratorio para el estudio de vibraciones mecánicas en sistemas rotativos representaría tanto en el campo profesional como en el académico un aporte de gran magnitud por los principios que se manejarían para respaldar los análisis como por las herramientas que se utilizarán para obtener los resultados de diagnóstico. En tal virtud, el uso de un dispositivo que permita realizar análisis de este tipo en un laboratorio como el de las características que maneja el de Mecanismos y Vibraciones del DECEM, ayudaría a comprender de una manera más satisfactoria a los estudiantes los fenómenos de vibración presentes en máquinas industriales de carácter rotativo, considerando que las materias de mecanismos y vibraciones tienen repercusión importante en el uso de conceptos y principios dentro de la formación del estudiante por su aplicación en procesos industriales, así como tener más contacto con experiencias de tipo industrial que vincularían en mayor magnitud al estudiante con el campo profesional en el que se desenvolverá a futuro.

ALCANCE

El equipo analizador de vibraciones estará constituido por un banco de pruebas, un tablero de control y una interfaz HMI en el que se simularán 3 escenarios de fallas como lo son:

- Severidad de vibración en condiciones normales de la máquina
- Desbalance provocado por masas que en conjunto alcancen los 100g.
- Engranajes rectos en buen y mal estado provocado por desgaste de diente.

El sistema se accionará por medio de un motor eléctrico que provea un rango de velocidad hasta 1500RPM manipulada por un controlador, parámetro que podrá ser variado por el usuario mediante la interfaz gráfica.

El HMI mostrará el producto del procesamiento de las señales por medio de programación gráfica en donde el usuario podrá visualizar los espectros de la frecuencia de vibración para su posterior análisis e interpretación.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vii
RESUMEN.....	ix
OBJETIVO.....	x
OBJETIVO GENERAL.....	x
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	x
JUSTIFICACIÓN	xii
ALCANCE.....	xiv
ÍNDICE DE CONTENIDOS	xv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xxii
ÍNDICE DE TABLAS	xxvii
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xxix
CAPÍTULO 1	1
1. MARCO TEÓRICO	1
1.1 TEORÍA DE VIBRACIONES	1
1.1.1 INTRODUCCIÓN	1

1.1.2	DEFINICIÓN.....	1
1.1.3	TIPOS DE VIBRACIONES	2
1.1.4	FRECUENCIA	6
1.1.5	AMPLITUD.....	7
1.1.6	FASE.....	7
1.1.7	RESONANCIA.....	8
1.1.8	SISTEMAS LINEALES Y NO LINEALES	8
1.2	ANÁLISIS DE VIBRACIÓN	10
1.2.1	BENEFICIOS COMPARADOS CON OTROS MÉTODOS.....	10
1.3	MANTENIMIENTO PREDICTIVO	13
1.3.1	VENTAJAS DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO	13
1.4	MAGNITUDES DE VIBRACIÓN	14
1.4.1	DESPLAZAMIENTO	14
1.4.2	VELOCIDAD	14
1.4.3	ACELERACIÓN	15
1.5	ANÁLISIS DE FRECUENCIA	15
1.5.1	SEÑALES ESTACIONARIAS	15
1.5.2	SEÑALES DETERMINISTAS	16
1.5.3	SEÑALES NO ESTACIONARIAS	17
1.6	ANÁLISIS ESPECTRAL	17

1.6.1	TRANSFORMADA DE FOURIER	17
1.6.2	VENTANAS	20
1.6.3	CORRELACIÓN CRUZADA (CROSS- CORRELATION).....	22
1.7	ESCALAS LINEALES Y LOGARÍTMICAS DE AMPLITUD	23
1.8	SEVERIDAD DE VIBRACIÓN	24
1.8.1	CLASIFICACIÓN DE CONDICIÓN DE MAQUINARIA.....	25
1.8.2	CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA	27
1.8.3	FACTORES AMBIENTALES DE MEDICIÓN	27
1.8.4	PUNTOS DE MEDICIÓN.....	29
1.8.5	CONDICIONES DE PRUEBA	29
1.8.6	INSPECCIÓN VISUAL	30
1.9	CONCEPTO DE COMPARACIÓN DE ESPECTROS	30
1.9.1	PARÁMETROS DE MEDICIÓN DE VIBRACIÓN.....	30
1.9.2	PROGRAMA DE PRUEBAS DE MAQUINARIAS.....	31
1.9.3	ELABORAR TENDENCIAS.....	31
1.9.4	ESPECTRO DE REFERENCIA	32
1.10	SEÑALES GENERADAS POR MÁQUINAS ROTATORIAS.....	32
1.10.1	ORDENES BAJAS DE EJES Y SUBARMÓNICOS	33
1.10.2	VIBRACIÓN DE ENGRANES	35
1.11	HERRAMIENTAS UTILIZADAS	37

1.11.1	LABVIEW	37
1.11.2	NI DAQ NI6009 (TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS)	38
1.11.3	ACELERÓMETRO (TECNOLOGÍA MEMS)	40
1.11.4	SENSOR DE PROXIMIDAD INDUCTIVOS	40
1.12	CONTROLADORES	41
1.12.1	GENERALIDADES	41
1.12.2	TIPOS DE CONTROLADORES	43
CAPITULO 2		46
2. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ESTUDIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS		46
2.1	SISTEMA MECÁNICO.....	46
2.1.1	REQUISITOS DE DISEÑO	47
2.1.2	SELECCIÓN DE MATERIAL	47
2.1.3	EJE AUXILIAR.....	49
2.1.4	ENGRANES	54
2.1.5	CONJUNTO AUXILIAR.....	56
2.1.6	DISCO PERFORADO PARA ACOUPLE DE MASAS	69
2.1.7	FLECHA PRINCIPAL	70
2.1.8	CONJUNTO PRINCIPAL.....	73
2.2	SISTEMA ELÉCTRICO	81
2.2.1	SELECCIÓN DE MOTOR.....	81

2.2.2	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	83
2.2.3	PROTECCIONES.....	89
2.2.4	CONEXIONES ELÉCTRICAS.....	93
2.3	SISTEMA ELECTRÓNICO	94
2.3.1	MEDICIÓN DE VELOCIDAD.....	94
2.3.2	SENSOR DE VIBRACIÓN.....	96
2.3.3	ADQUISICIÓN DE DATOS.....	98
CAPITULO 3		99
3.	DESARROLLO INTEGRAL.....	99
3.1	CONSOLIDACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO.....	99
3.1.1	ENSAMBLAJE DE COMPONENTES.....	99
3.1.2	ACOPLAMIENTOS AUXILIARES.....	100
3.1.3	SOPORTES Y BASES	100
3.1.4	ANÁLISIS MODAL.....	101
3.2	CONSOLIDACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO	105
3.2.1	DISTRIBUCIÓN DE COMPONENTES	105
3.2.2	CONEXIONES Y ACONDICIONAMIENTOS	106
3.2.3	PROGRAMACIÓN DEL VARIADOR DE FRECUENCIA.....	109
3.3	CONTROL DE VELOCIDAD	110
3.3.1	ADQUISICIÓN DE SEÑAL EN SENSOR INDUCTIVO	111

3.3.2	FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA.....	113
3.3.3	DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL CONTROLADOR	116
3.4	ESPECTROS DE FRECUENCIA	120
3.4.1	MONTAJE DE ACELERÓMETROS.....	120
3.4.2	ADQUISICIÓN DE SEÑALES	121
3.4.3	PROCESAMIENTO DE SEÑALES	125
3.4.4	REPRESENTACIÓN GRÁFICA.....	128
CAPÍTULO 4.....		130
4.	DISEÑO GRÁFICO DE INTERFAZ HOMBRE MÁQUINA.....	130
4.1	PANTALLAS.....	130
4.1.1	INTRODUCCIÓN.....	131
4.1.2	CORRECTO FUNCIONAMIENTO.....	133
4.1.3	DESBALANCEO	135
4.1.4	VIBRACIÓN EN ENGRANES.....	136
CAPITULO 5.....		139
5.	PRUEBAS Y RESULTADOS	139
5.1	SISTEMA EN BUEN ESTADO.....	140
5.1.1	GRÁFICAS OBTENIDAS	140
5.1.2	ANÁLISIS	141
5.2	ESCENARIO DE DESBALANCEO	143

5.2.1	GRÁFICAS OBTENIDAS	143
5.2.2	ANÁLISIS	144
5.3	ESCENARIO DE ENGRANES	145
5.3.1	GRÁFICAS OBTENIDAS	145
5.3.2	COMPARACIÓN Y ANÁLISIS	147
CAPITULO 6		149
6.	INFORME ECONÓMICO	149
6.1	COSTOS DIRECTOS	149
6.1.1	MANO DE OBRA	149
6.1.2	MATERIALES DIRECTOS	149
6.1.3	TOTAL DE COSTOS DIRECTOS	152
6.2	COSTOS INDIRECTOS	152
6.3	COSTO TOTAL	152
CAPITULO 7		153
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	153
7.1	CONCLUSIONES	153
7.2	RECOMENDACIONES	155
REFERENCIAS		156

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Representación del modelo básico para movimiento armónico.	3
Figura 1. 2 Sistema con vibración libre no amortiguada	4
Figura 1. 3 Vibración aleatoria	5
Figura 1. 4 Golpeteos intermitentes	5
Figura 1. 5 Modulación de amplitud	6
Figura 1. 6 Medidas de amplitud.....	7
Figura 1. 7 Desfase entre dos sinusoides	8
Figura 1. 8 Señal periódica	16
Figura 1. 9 Señal casi periódica	17
Figura 1. 10 Esquema de procedimiento de transformación de señal.....	18
Figura 1. 11 Ejemplo de muestreo de una señal completa.....	20
Figura 1. 12 Aplicación de ventana.....	20
Figura 1. 13 Ejemplo de ventana Hanning	22
Figura 1. 14 Escala lineal.	24
Figura 1. 15 Escala logarítmica en decibel.	24
Figura 1. 16 Puntos de medición en descansos.....	29
Figura 1. 17 NI Labview.	38
Figura 1. 18 Partes de un sistema DAQ.....	38
Figura 1. 19 Tarjeta de Adquisición de datos NI 6009	39
Figura 1. 20 Estructura del acelerómetro	40
Figura 1. 21 Partes de un sensor inductivo	41
Figura 1. 22 Esquema genera de un sistema de control	42
Figura 1. 23 Esquema Lazo Cerrado.....	42

Figura 1. 24 Esquema Lazo Abierto	43
Figura 2. 1 Chumacera de ½” (12,7mm).....	51
Figura 2. 2 Esquema Tentativo de Eje Auxiliar y Flecha Principal.....	51
Figura 2. 3 Cotas en milímetros de Eje Auxiliar.....	53
Figura 2. 4 Modelo CAD a detalle del Eje Auxiliar.	53
Figura 2. 5 Cotas en milímetros Engrane Recto.	55
Figura 2. 6 Modelo CAD a detalle de Engrane Recto.....	56
Figura 2. 7 Modelo CAD a detalle de Conjunto Auxiliar.	57
Figura 2. 8 Modelo a analizar de Conjunto Auxiliar.	57
Figura 2. 9 Diagrama de Fuerzas Conjunto Auxiliar Y-Z [cotas en mm].....	60
Figura 2. 10 Diagrama de Momentos Conjunto Auxiliar Y-Z.....	61
Figura 2. 11 Diagrama de Fuerzas Conjunto Auxiliar X-Z [cotas en mm].....	62
Figura 2. 12 Diagrama de Momentos Conjunto Auxiliar X-Z.....	62
Figura 2. 13 Diagrama de Momentos Resultantes Conjunto Auxiliar.	63
Figura 2. 14 Cuñero Fresado en Eje Auxiliar.	65
Figura 2. 15 Detalle Cuñero (cotas en mm).	65
Figura 2. 16 Hombro en Eje Auxiliar.	68
Figura 2. 17 Modelado CAD de Disco Perforado para Acople de Masas.	69
Figura 2. 18 Cotas en milímetros de Disco Perforado.	70
Figura 2. 19 Modelado CAD de Flecha Principal.....	72
Figura 2. 20 Cotas en milímetros de Flecha Principal.	72
Figura 2. 21 Modelado CAD de Conjunto Principal.....	74
Figura 2. 22 Diagrama de Fuerzas Conjunto Principal Y-Z [cotas en m].....	76

Figura 2. 23 Cuñero Fresado Flecha Principal.....	78
Figura 2. 24 Detalle Cuñero (cotas en mm).....	78
Figura 2. 25 Detalle Cuñero (cotas en mm).....	79
Figura 2. 26 Motor trifásico seleccionado.....	83
Figura 2. 27 Unidad de variador de frecuencia.....	84
Figura 2. 28 Motores de inducción alimentados por convertidores de frecuencia. ...	87
Figura 2. 29 Diagrama del sistema VDF.....	88
Figura 2. 30 Esquema Guardamotor	90
Figura 2. 31 Disyuntor	91
Figura 2. 32 Gabinete seleccionado.	94
Figura 2. 33 Sensor inductivo	95
Figura 2. 34 Acelerómetro MMA7361L.....	97
Figura3. 1 Modelo CAD. Componentes ensamblados.....	99
Figura3. 2 Sistema de posición de engranes.	100
Figura3. 3 Base del sistema.....	101
Figura3. 4 Análisis modal. ANSYS	102
Figura3. 5 Resultado análisis de frecuencia.....	102
Figura3. 6 Deformación en eje X.....	103
Figura3. 7 Deformación en eje Y	103
Figura3. 8 Deformación en eje Z	104
Figura3. 9 Análisis de deformación. ANSYS	104
Figura3. 10 Distribución de componentes eléctricos.....	106
Figura3. 11 Esquema circuito de acondicionamiento.	107

Figura3. 12 Pines de conexión a tarjeta de adquisición de datos.	108
Figura3. 13 Acondicionamiento de conectores a DAQ.	108
Figura3. 14 Pines de control Variador de frecuencia.	109
Figura3. 15 Adquisición de pulsos.	112
Figura3. 16 Programación de tacómetro digital en Labview.	112
Figura3. 17 Procesamiento de datos.	113
Figura3. 18 Ingreso de datos en función IDENT MATLAB.	115
Figura3. 19 Aproximación de la función transferencia escogida.	115
Figura3. 20 Gráfica RPM vs Voltaje.	116
Figura3. 21 Función de transferencia controlada.	118
Figura3. 22 Respuesta al controlador PI del sistema.	118
Figura3. 23 Respuesta experimental del controlador.	119
Figura3. 24 Diagrama de bloques controlador PI.	120
Figura3. 25 Montaje de acelerómetro.	120
Figura3. 26 Acelerómetro empleado.	121
Figura3. 27 Bloque de adquisición de datos	122
Figura3. 28 Desglose de las señales adquiridas	123
Figura3. 29 Herramienta Waveform Scale and Offset.	123
Figura3. 30 Escalamiento de Acelerómetro 1 en programación	125
Figura3. 31 Escalamiento de Acelerómetro 2 en programación	125
Figura3. 32 Bloque de Integración de señal.	126
Figura3. 33 Diagrama de bloque Cross-Correlation.	127
Figura3. 34 Obtención de los espectros de frecuencia.	127
Figura3. 35 Analizador de Espectro a Frecuencia Fundamental.	128

Figura3. 36 Diagrama de bloques para gráfica de señales	129
Figura4. 1 Presentación de HMI.	131
Figura4. 2 HMI (Pantalla de introducción) Instrucciones para puesta en marcha. ..	132
Figura4. 3 HMI (Pantalla de introducción) Instrucciones de pruebas.	133
Figura4. 4 Equipo en estado normal	134
Figura4. 5 MI Correcto funcionamiento.	134
Figura4. 6 Masas de desbalanceo.....	135
Figura4. 7 HMI. Desbalance.	135
Figura4. 8 Engrane en buen estado en contacto.....	136
Figura4. 9 HMI Engrane en buen estado.	137
Figura4. 10 Engrane en mal estado en contacto.....	137
Figura4. 11 HMI Engrane en mal estado.	138
Figura 5. 1 Prueba correcto funcionamiento 400RPM.	140
Figura 5. 2 Prueba correcto funcionamiento 800RPM.	141
Figura 5. 3 Prueba correcto funcionamiento 1200RPM.	141
Figura 5. 4 Prueba de desbalance 25g.....	143
Figura 5. 5 Prueba de desbalance 100g.....	144
Figura 5. 6 Pruebas engrane en buen estado a 200RPM.....	145
Figura 5. 7 Pruebas engrane en mal estado a 200RPM.....	146
Figura 5. 8 Pruebas engrane en buen estado a 300RPM.....	146
Figura 5. 9 Pruebas engrane en mal estado a 300RPM.....	147

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla1. 1 Normas ISO de severidad más utilizadas y sus principales características.	26
Tabla1. 2 Rangos de severidad para la vibración de máquinas.....	28
Tabla 2. 1 Matriz de Selección de Material.	48
Tabla 2. 2 Matriz de Evaluación del Material.....	49
Tabla 2. 3 Cotas de Diámetros Eje Auxiliar.	53
Tabla 2. 4 Especificaciones de Engrane.....	55
Tabla 2. 5 Resultados Factores de Resistencia a la Fatiga Eje Auxiliar.	64
Tabla 2. 6 Tiempos de Arranque Sistema Mecánico	75
Tabla 2. 7 Factores de Resistencia a la Fatiga Flecha Principal.	77
Tabla3. 1 Datos experimentales para función de transferencia.....	114
Tabla3. 2 Valores de voltaje de salida a 0g en acelerómetros	123
Tabla3. 3 Rangos de voltaje de acelerómetros.....	124
Tabla5. 1 Análisis de resultados equipo en buen estado.....	142
Tabla5. 2 Valores GMF de las velocidades de rotación.....	148
Tabla5. 3 Comparación resultados engrane en mal estado	148
Tabla6. 1 Mano de obra	149
Tabla6. 2 Material Mecánico	150
Tabla6. 3 Material Mecánico	151

Tabla6. 4 Total de Materiales.....	152
Tabla6. 5 Gasto costos indirectos	152
Tabla6. 6 Gastos totales	152

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A.1 ACTA DE CONFORMIDAD

ANEXO A.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

A.2.1 Motor trifásico siemens

A.2.2 Variador de frecuencia

A.2.3 Conexiones de variador de frecuencia

A.2.4 Guardamotor sz-800

A.2.5 Disyuntor 5sx1

A.2.6 Sensor inductivo IME08

A.2.7 Acelerómetro MMA7361L

ANEXO A.3 PROGRAMACIÓN

ANEXO A.4 PLANOS

A.4.1 Eje principal

A.4.2 Eje auxiliar

A.4.3 Disco de masas

A.4.4 Engrane

A.4.5 Ensamble final

A.4.6 Circuito de control

A.4.7 Circuito de potencia

ANEXO A.5 MANUAL DE USUARIO

ANEXO A.6 GUÍAS DE LABORATORIO

CAPÍTULO 1

1. MARCO TEÓRICO

1.1 TEORÍA DE VIBRACIONES

1.1.1 INTRODUCCIÓN

Cada máquina rotativa presenta una vibración característica que la diferencia de forma única, y se conoce comúnmente como forma de vibración. Esta señal está totalmente condicionada por el diseño, fabricación, uso y desgaste de cada uno de sus componentes.

Es importante considerar las vibraciones mecánicas en las grandes y medianas industrias en la planeación de un mantenimiento predictivo para aumentar la vida útil de las maquinarias, si el mecánico o ingeniero de mantenimiento a cargo de un equipo industrial invierte su tiempo y esfuerzo en conocer la naturaleza de la vibración que esta presenta, no tardará mucho tiempo en lograr un importante ahorro de costes de operación y mantenimiento.

1.1.2 DEFINICIÓN

Vibración es la variación de la configuración de un sistema con relación del tiempo, en torno a una posición de equilibrio estable, su característica fundamental es que es periódico, siendo frecuente el movimiento armónico simple, por lo que este movimiento adquiere una singular importancia en los estudios vibratorios.

Los sistemas mecánicos al ser sometidos a la acción de fuerzas variables con el tiempo, principalmente periódicas, responden variando sus estados de equilibrio y, como consecuencia, presentan cambios de configuración que perturban su normal funcionamiento, presentando molestias al personal que los maneja y acortando la vida útil de los mecanismos.

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Una señal de vibración capturada de una máquina se compone de la suma de la vibración de cada uno de sus elementos.

La amplitud de la vibración indica la importancia, gravedad del problema, esta característica da una idea de la condición de la máquina. (Sinais, 2013)

1.1.3 TIPOS DE VIBRACIONES

1.1.3.1 Vibración Libre

Es la que se produce cuando no se aplica una excitación permanente sobre el sistema. (Budynas & Nisbett, 2008)

- Vibración libre no amortiguada
- Vibración libre amortiguada

1.1.3.1.1 Vibración libre amortiguada

Como se puede observar en la figura 1.1 es el proceso por el cual la vibración varía continuamente de amplitud porque el medio absorbe energía del sistema, recibe el nombre del amortiguamiento. La energía se disipa en forma de fricción o calor, o se transmite en forma de sonido. (Burns, 2001)

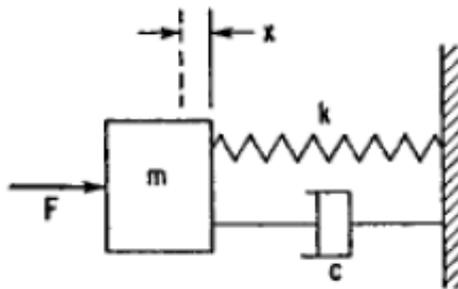


Figura 1. 1 Representación del modelo básico para movimiento armónico.

Fuente: (Burns, 2001)

La ecuación (1.1) es la expresión para un sistema de un grado de libertad:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad \text{Ec. (1.1)}$$

1.1.3.1.2 Vibración libre no amortiguada

En la figura 1.2 no existe ni amortiguamiento ni excitación ($f(t)=0$; $c(t)=0$), por lo que no hay pérdidas de energía. Citando la ecuación (1.2).

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad \text{Ec. (1.2)}$$

Con las condiciones iniciales:

$$x(0) = x_0$$

$$\dot{x}(0) = \dot{x}_0$$

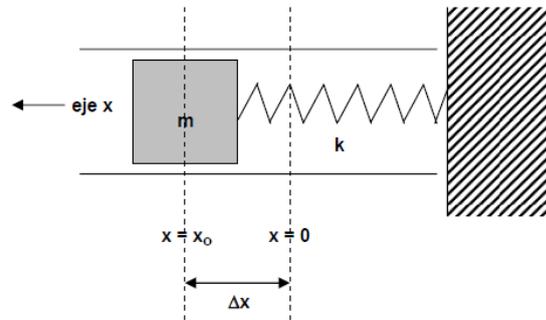


Figura 1. 2 Sistema con vibración libre no amortiguada

Fuente: (Burns, 2001)

1.1.3.2 Otro tipo de vibraciones

Además de las vibraciones simples, también existen otros tipos de vibraciones como son: la vibración aleatoria, los golpeteos intermitentes y la modulación. (Budynas & Nisbett, 2008)

1.1.3.2.1 Vibración aleatoria

Es una señal que no cumple con patrones repetitivos o se dificulta detectar donde empieza y termina el ciclo.

Están asociadas generalmente a turbulencias en sopladores o bombas, problemas de lubricación y contacto metal-metal en elementos rodantes.

Este tipo de vibraciones es mejor analizarlas en el espectro de frecuencia como se observa en la figura 1.3 y no en el dominio del tiempo.

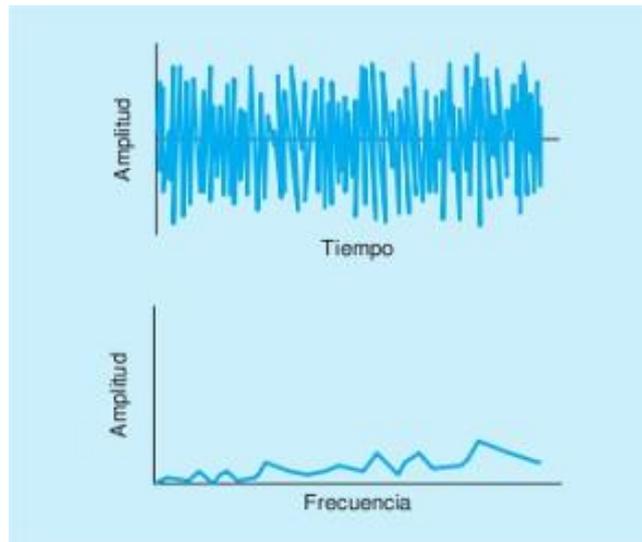


Figura 1. 3 Vibración aleatoria

Fuente: (Sinais, 2012)

1.1.3.2.2 Golpeteos intermitentes

En la figura 1.4 se puede comprobar que los golpes continuos generan una señal repetitiva, encontrándose generalmente en engranajes, paso de las aspas o en ventiladores.

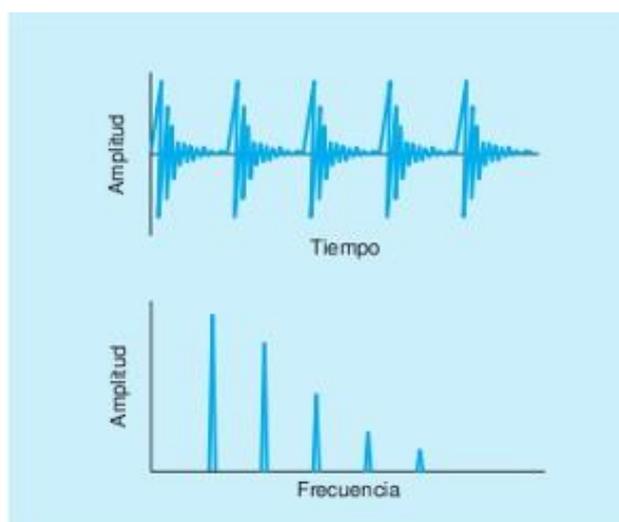


Figura 1. 4 Golpeteos intermitentes

Fuente: (Sinais, 2012)

1.1.3.2.3 Modulación de Amplitud

Es la variación en amplitud de una señal, debido a la influencia de otra señal, generalmente de frecuencia más baja la figura 1.5 comprueba la teoría expuesta.

La modulación de amplitud ocurre en espectros de vibración de máquinas, especialmente en cajas de engranes, donde la frecuencia de un engrane está modulada por las RPM de otro elemento.

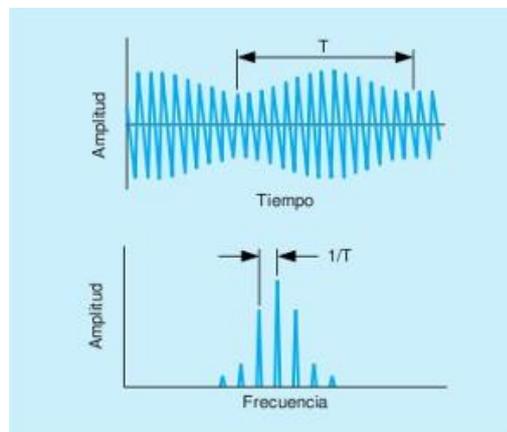


Figura 1. 5 Modulación de amplitud

Fuente: (Sinais, 2012)

1.1.4 FRECUENCIA

Periodo es el tiempo constante que tarda una masa en ir y volver al mismo punto. Este tiempo recibe el nombre de período de oscilación (medido generalmente en segundos o milisegundos) y significa que el muelle completó un ciclo. La frecuencia es el valor inverso del periodo y generalmente su unidad es el Hertz (Hz). (Budynas & Nisbett, 2008)

1.1.5 AMPLITUD

Es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. La figura 1.6 expresa como la amplitud indica la intensidad de la vibración y es indicativa de la severidad de la misma. (Budynas & Nisbett, 2008)

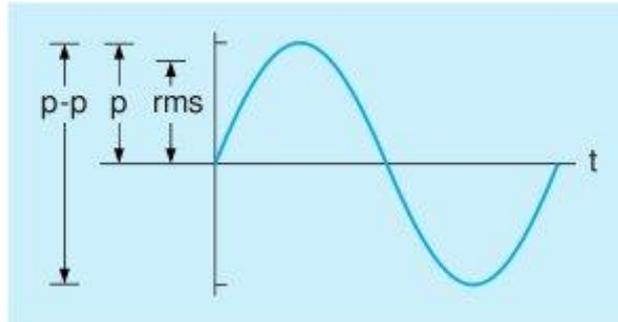


Figura 1. 6 Medidas de amplitud

Fuente: (Sinais, 2012)

También se le denomina:

Valor pico: Equivalente a la amplitud de la curva.

Valor pico-pico: Equivalente a la amplitud hacia arriba y hacia abajo.

Valor RMS: (root-mean-square) es la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de la onda, en el caso de la onda sinusoidal el valor RMS es igual a 0.707 del valor pico.

1.1.6 FASE

Es la medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas sinusoidales. Aunque la fase es una diferencia de tiempo, siempre se mide en términos de ángulo, grado o radianes.

La diferencia en fase entre dos formas de onda se llama desfase o desplazamiento de fase como se puede observar en la figura 1.7.

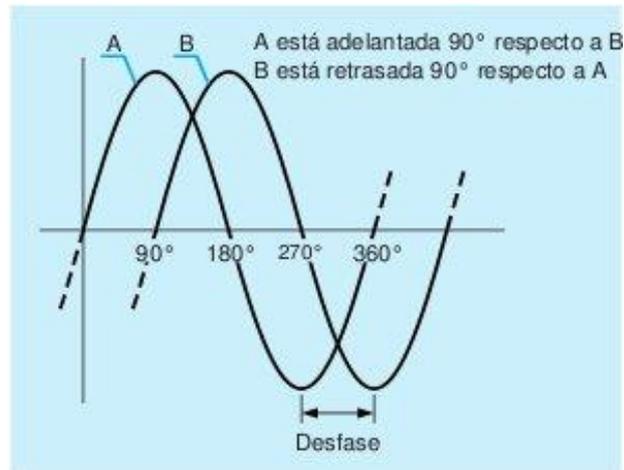


Figura 1. 7 Desfase entre dos sinusoides

Fuente: (Sinais, 2012)

1.1.7 RESONANCIA

Es un estado de operación en el que la frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Una frecuencia natural es una frecuencia a la que una estructura vibrará si uno no la desvía y después la suelta. Cuando ocurre resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños rápidamente.

En una máquina que produce un espectro ancho de energía de vibración, la resonancia se podrá ver en el espectro, como un pico constante aunque varíe la velocidad de la máquina. (Sinais, 2012)

1.1.8 SISTEMAS LINEALES Y NO LINEALES

Para comenzar a estudiar la transmisión de vibración a través de una máquina conviene investigar los conceptos de linealidad y el significado de sistemas lineales y no lineales.

Un sistema es cualquier aparato o estructura que puede aceptar una señal de entrada en alguna forma para presentar una señal de salida o respuesta. (Sinais, 2012)

1.1.8.1 Definición de linealidad

Un sistema es lineal cuando cumple con dos criterios:

- La magnitud de la salida del sistema es proporcional a la magnitud de la entrada del sistema
- Si el sistema maneja dos entradas simultáneas de manera independiente esas no interactúan en el sistema. Un sistema lineal no producirá frecuencias de salida, que no estén presentes en la entrada.

1.1.8.2 No linealidades en Sistemas

La linealidad con absoluta perfección no existe en ningún sistema real. Hay muchos tipos diferentes de no linealidad y existen varios grados en todos los sistemas mecánicos. Si un sistema no es lineal, producirá frecuencias en su salida, que no existen en su entrada, a esto se le llama distorsión armónica la cual disminuye la calidad de la señal.

1.1.8.3 No linealidades en máquinas rotativas

La vibración de una máquina es una respuesta a fuerzas causadas por sus partes moviéndose en la máquina. A medida que se desgasta una máquina y aumentan los juegos y holguras la respuesta no seguirá siendo lineal, resultando que la vibración medida podría ser muy diferente que las funciones forzadas.

Cuando las fuerzas que actúan en frecuencias diferentes interactúan de una manera no lineal, en una máquina, el resultado es la generación de frecuencias de suma y de diferencias-nuevas-frecuencias que no están presentes en las frecuencias forzadas.

Esas frecuencias de suma y diferencia son las bandas laterales que se encuentran en los espectros de cajas de engranes defectuosos, rodamientos con elementos rodantes.

1.2 ANALISIS DE VIBRACIÓN

1.2.1 BENEFICIOS COMPARADOS CON OTROS MÉTODOS

El análisis de vibración es por mucho el método más usado para el monitoreo de las condiciones de maquinarias porque éste tiene un sin número de ventajas comparadas con otros métodos. Este reacciona inmediatamente al cambio y puede por lo tanto ser usado para monitoreo permanente o intermitente. (Daza, 2007)

En comparación con el análisis de lubricante (aceite) el análisis de vibración es más probable que señale al componente actual defectuoso, como muchos cojinetes contienen metales de la misma composición química pero sólo el componente defectuoso mostrará un aumento de vibración.

Muchas de las técnicas de procesamiento de señal más poderosas pueden ser aplicadas en análisis de vibración para extraer incluso muchas indicaciones de fallas débiles desde ruido y otras señales enmascaradas.

1.2.1.1 Monitoreo Permanente vs Intermitente

En las máquinas críticas a menudo se han montado permanentemente transductores de vibración y son continuamente monitoreados, éstas pueden ser apagadas muy rápidamente en el caso de cambios repentinos lo cual puede ser precursor de fallas catastróficas.

Aunque un paro automático seguramente detendrá la producción, el daño consecuente que podría ocurrir de una falla catastrófica resultaría usualmente en paros mucho más largos y daños mucho más costosos para las máquinas en sí mismas.

Las ventajas del monitoreo permanente son:

- Este reacciona rápidamente a cambios repentinos y da el mejor potencial para proteger equipos críticos y costosos.
- Es la mejor manera de protección para fallas repentinas que no pueden ser predichas.

Las desventajas del monitoreo permanente son:

- El costo de tener permanentemente transductores montados es muy alto por lo tanto estos solo pueden ser aplicados en las máquinas más críticas de la planta.

- Debido a que la reacción debe ser rápida, el monitoreo permanente se basa normalmente en parámetros simples como el valor total de RMS o nivel de pico de vibración y la fase de los armónicos bajos de la velocidad del eje con respecto a un factor clave, por lo general estos parámetros no dan mucha advertencia anticipada de fallo inminente.

Para obtener una mayor ventaja de las técnicas de diagnóstico se recomienda usar la técnica de monitoreo permanente en paralelo con monitoreo intermitente obteniendo actualizaciones a intervalos mucho más frecuentes. Los transductores montados permanentemente tendrían que incluir acelerómetros.

Ventajas de monitoreo intermitente:

- Equipos de monitoreo de costos mucho más bajos
- El potencial de obtener más antelación en la advertencia de fallo inminente y por lo tanto ventaja en sus planes de trabajo de mantenimiento y producción para maximizar la disponibilidad de equipos.
- Se aplica principalmente donde el costo de la producción perdida a causa del fallo supera los costos de la máquina en sí.

Desventajas de monitoreo intermitente:

- Las rupturas rápidas repentinas pueden ser olvidadas y de hecho donde las fallas son completamente impredecibles esta técnica no debería ser usada.
- El tiempo de espera a un fallo no puede ser tan largo como sea posible si los intervalos de monitorización son demasiado largos por razones económicas.

- Esta es de hecho una cuestión económica, el balanceo de beneficios entre el incremento del tiempo de espera y el costo extra de monitoreo más frecuentes.

1.3 MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Técnicas basadas en el hecho de que la mayoría de las partes de una máquina dan un aviso antes de que fallen. Para percibir los síntomas con los cuales la máquina nos está advirtiendo que está próxima a fallar se requieren de varias pruebas no destructivas. (Daza, 2007)

El uso de estas técnicas para determinar el estado de la máquina dará como resultado un mantenimiento mucho más eficiente permitiendo que la gerencia de la planta tenga control de las máquinas.

1.3.1 VENTAJAS DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

La ventaja más importante del mantenimiento predictivo de equipo industrial mecánico es un grado de preparación más alto de la planta, debido a una confiabilidad más alta del equipo.

El establecer una tendencia sobre tiempo de las fallas que se empiezan a desarrollar se puede hacer con precisión y las operaciones de mantenimiento se pueden planificar de tal manera que coincidan con paros programados de planta.

Otra ventaja son los gastos reducidos para refacciones y mano de obra. La reparación de una máquina con una falla en servicio saldría mucho más costosa de lo que cuesta una reparación anticipada y programada.

1.4 MAGNITUDES DE VIBRACIÓN

1.4.1 DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento es sencillamente la distancia al objeto desde una posición de referencia o punto de equilibrio. Aparte de un desplazamiento variable, un objeto vibrando presenta una velocidad variable y una aceleración variable. (Sinais, 2013)

Es la distancia total que describe la parte que vibra desde un extremo a otro se denomina desplazamiento pico a pico, en una estructura el desplazamiento relaciona fuerzas elásticas o rigidez que ocasionan fallas por flexión. El desplazamiento viene expresado por la ecuación (1.3).

$$D = D_{\max} \sin t \quad \text{Ec. (1.3)}$$

1.4.2 VELOCIDAD

La velocidad se define como la proporción de cambio en el desplazamiento y se mide por lo general en in/s (pulgadas por segundo) o mm/s.

1.4.3 ACELERACIÓN

La aceleración se define como la proporción de cambio en la velocidad sobre una unidad de tiempo y se mide en g (la aceleración promedio debida a la gravedad en la superficie de la tierra) o mm/s^2 .

1.5 ANÁLISIS DE FRECUENCIA

Todas las señales del dominio del tiempo se pueden dividir en varios grupos, estas diferentes señales producen diferentes tipos de espectros, por lo tanto es necesario tener conocimiento de cada una de sus características para realizar un análisis de frecuencias.

Por otra parte hay situaciones en las que la forma de onda nos proporciona más información que el espectro. (Universidad de Buenos Aires, 2010)

1.5.1 SEÑALES ESTACIONARIAS

Las señales estacionarias son constantes en sus parámetros estáticos sobre tiempo. Si se observa una señal estacionaria durante unos momentos y después de una hora se vuelve a observar, esencialmente se vería igual de la misma manera que su distribución de amplitud y su desviación estándar.

Las señales estacionarias se dividen en señales deterministas y aleatorias. Las señales aleatorias son impredecibles en cuanto a su contenido de frecuencia y a su nivel de amplitud.

1.5.2 SEÑALES DETERMINISTAS

Son una clase especial de señales estacionarias y tienen un contenido de frecuencia y de nivel relativamente constante por un largo periodo de tiempo.

Las señales deterministas son generadas por maquinaria rotativa, instrumentos musicales, y generadores de funciones eléctricas.

1.5.2.1 Señales periódicas

Tienen formas de ondas como un patrón que se repite a igual distancia en el tiempo tal como se expresa en la figura 1.8. Estas señales siempre producen espectros con componentes a frecuencia discreta que son una serie armónica.

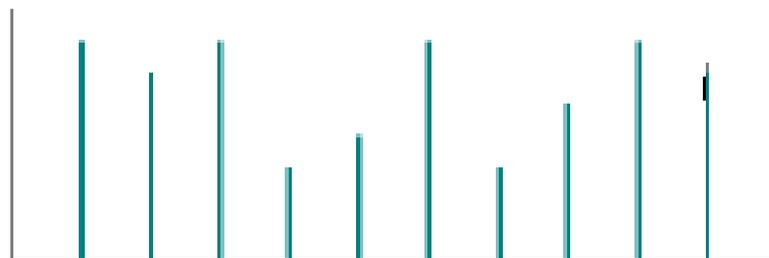


Figura 1. 8 Señal periódica

Fuente: (Universidad de Buenos Aires, 2010)

1.5.2.2 Señales casi periódicas

Tienen forma de onda con una repetición variable en el tiempo, pero que parece ser periódica al ojo del observador como indica la figura 1.9.

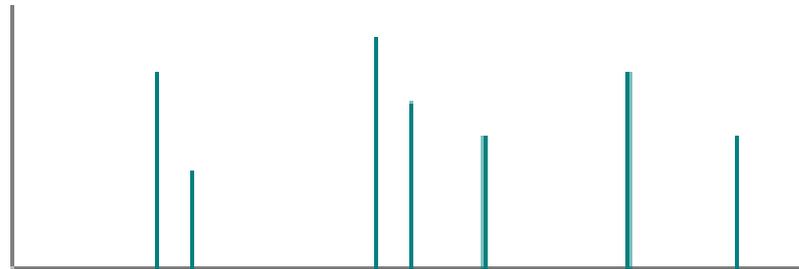


Figura 1. 9 Señal casi periódica

Fuente: (Universidad de Buenos Aires, 2010)

1.5.3 SEÑALES NO ESTACIONARIAS

Se dividen en continuas y transientes:

1.5.3.1 Señales Transientes

Se definen como señales que empiezan y terminan al nivel cero y duran una cantidad de tiempo finita. Pueden ser muy breves o bastante largos.

1.6 ANÁLISIS ESPECTRAL

1.6.1 TRANSFORMADA DE FOURIER

La gráfica de Amplitud vs Frecuencia es conocida con el nombre de espectro, a la cual se tiene separadamente la frecuencia de cada excitación y amplitud que ésta produce separadamente. Es la herramienta más usada para el análisis de maquinarias.

El matemático francés Jean Baptiste Fourier encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas

sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos en la figura 1.10 se puede observar la transformación de la señal. (Daza, 2007).

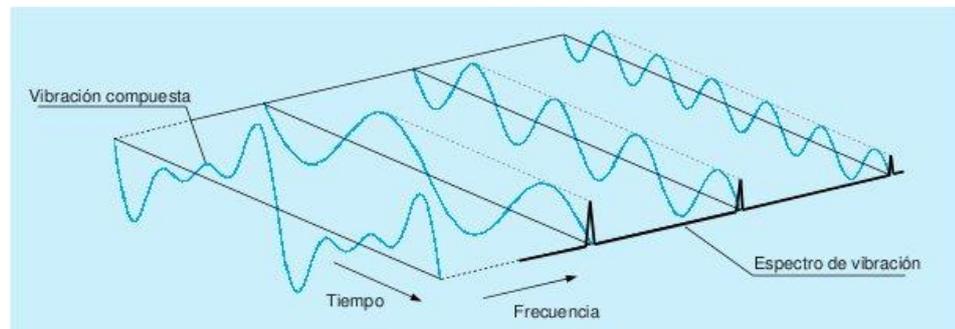


Figura 1. 10 Esquema de procedimiento de transformación de señal Desplazamiento vs Tiempo hacia un espectro Amplitud vs Frecuencia

Fuente: (Daza, 2007)

1.6.1.1 Series de Fourier

En la ecuación(1.4) se expresa que la señal debe ser procesada desde la forma de onda hasta el espectro para poder analizar la información que proviene de la señal medida, basada en las Series de Fourier que consisten en la sumatoria infinita de funciones senoidales multiplicadas por factores de ponderación.

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{-jn\omega t} \quad \text{Ec. (1.4)}$$

1.6.1.2 Transformada de Fourier

Permite pasar del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia de una señal vibratoria mediante la ecuación (1.5):

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad \text{Ec. (1.5)}$$

Donde la transformada inversa de Fourier se obtiene de la ecuación (1.6):

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{-j\omega t} dt \quad \text{Ec. (1.6)}$$

La dificultad del procedimiento es que se requiere conocer la ecuación de la señal, que para casos reales nos es posible debido a que la señal real está contaminada con ruido y señales provenientes de otros equipos.

1.6.1.2.1 Transformada Discreta de Fourier

Toma los valores puntuales de la señal obtenida (discretizarla), luego la transformada discreta de Fourier transforma por medio de la siguiente ecuación (1.7):

$$x(k) = \frac{2}{N} \sum_{n=1}^N x(n)e^{-j2\pi kn/N}, k = 1, 2, \dots, N/2 \quad \text{Ec. (1.7)}$$

$x(n)$: Valores discretos de la señal temporal medida en $n=1, 2, \dots, N$.

N : Número de puntos a considerar en la discretización de la señal temporal.

Δt : Intervalo de discretización en la señal temporal.

$T=\Delta t$: Tiempo de muestreo

En la figura 1.11 se puede observar cómo se obtiene la gráfica de muestreo:

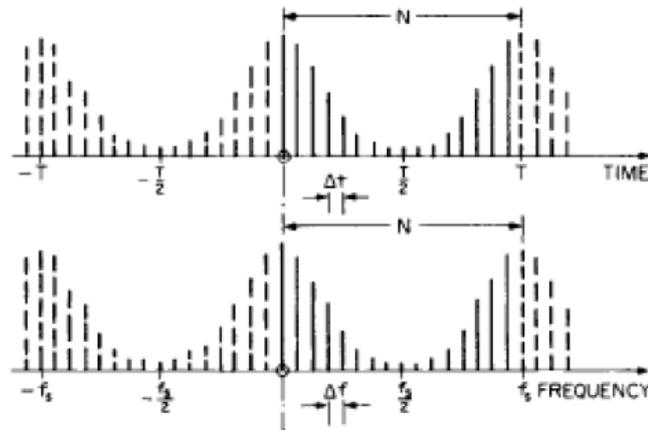


Figura 1. 11 Ejemplo de muestreo de una señal completa

Fuente: (Contreras, 2008)

1.6.2 VENTANAS

Para reducir el efecto de las fugas, es necesario vigilar que el nivel de la señal esté en cero al principio y al final de la grabación de tiempo. Para aplicar el ventaneo como indica la figura 1.12 se multiplica los datos recopilados por una función llamada “ventana” o “ponderada” que puede tener varias formas.

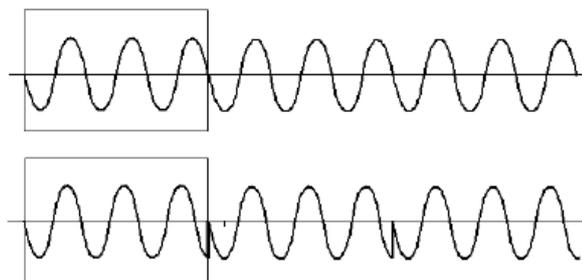


Figura 1. 12 Aplicación de ventana

Fuente: (Contreras, 2008)

Si no se usa una función de ventana esto se llama ventanas rectangulares, planas o uniformes.

Las ventanas son funciones matemáticas que actúan como filtros, atenuando las discontinuidades de la señal en los extremos del intervalo, esto mejora los datos del análisis de frecuencia. Existen distintos tipos de ventana que permiten obtener distintos resultados en el dominio de las frecuencias

1.6.2.1 Fuga espectral

Es el resultado de una suposición en el algoritmo de la función de transferencia que el registro de tiempo es exactamente repetitivo a lo largo de todo el tiempo y que las señales contenidas en un registro es por tanto periódica a intervalos que corresponden a la longitud del registro de tiempo. Si el registro tiene un tiempo no entero de número de ciclos, esta suposición es violada y se produce una fuga espectral.

1.6.2.2 Ventana Hanning

Tiene la forma de un ciclo de onda cosenoidal, a que se agrega 1 para que así siempre sea positiva.

La ventana Hanning hace un trabajo forzando las extremidades hacia cero, pero también agrega la distorsión a la forma de onda que se está analizando, bajo la forma de modulación de amplitud, eso es la variación en amplitud de la señal sobre la grabación de tiempo como se puede observar en la figura 1.13. La modulación de amplitud en una forma de onda resulta en bandas laterales en su espectro.

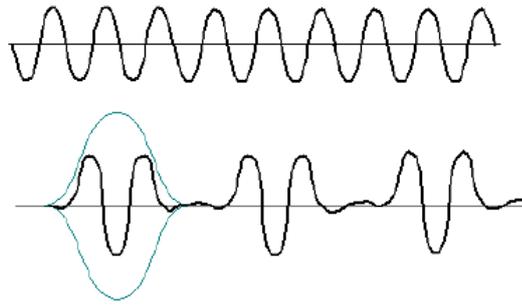


Figura 1. 13 Ejemplo de ventana Hanning

Fuente: (Contreras, 2008)

1.6.2.3 Ventana Hamming

Es una ventana Hanning que proporciona una mejor resolución de frecuencia a expensas de la amplitud. Menos fugas de señales en los espacios adyacentes que con la venta Hanning. Esta ventana se puede usar para separar los componentes de frecuencias estrechas.

1.6.2.4 Ventana Kaiser Bessel

Esta ventana es incluso mejor que la técnica de Hamming para separar frecuencias cercanas porque el filtro tiene fugas incluso menos en los espacios.

1.6.3 CORRELACIÓN CRUZADA (CROSS- CORRELATION)

La correlación cruzada utiliza pares de espectros de frecuencia de dispositivos en un cierto eje, como para producir un espectro de frecuencia que representa los componentes comunes de frecuencia.

El resultado es un espectro de frecuencia con información que pertenece a dos sensores en lugar de sólo uno. Cuando se realiza para todos los pares de sensores, las relaciones de frecuencia se visualizan de mejor manera y como el ruido es aleatorio es poco probable que se correlacione entre los dispositivos. Esto permite a los espectros producidos revelar las frecuencias experimentadas por varios sensores e ignorar el ruido de cada sensor. (Shreve, 1995)

1.7 ESCALAS LINEALES Y LOGARÍTMICAS DE AMPLITUD

Una escala lineal como en la figura 1.14 hace que se vean y se evalúen fácilmente los componentes más largos en un espectro. Componentes muy pequeños pueden pasar desapercibidos, o en el mejor de los casos, es difícil asignarles una magnitud. La percepción humana tiene la capacidad de ver componentes pequeños de un tamaño 1/50 de los más grandes en un mismo espectro, pero cualquier cosa más pequeña que esto se pierde. (Volante, 2011)

La escala logarítmica en la figura 1.15 multiplica con un valor constante transfiriendo solamente el espectro hacia arriba en la pantalla, sin cambiar su forma o relación entre componentes. En una escala logarítmica, la multiplicación de nivel de la señal se traduce en una adición, esto significa que si se cambia la cantidad de amplificación de una señal de vibración esto no afectará a la forma del espectro.

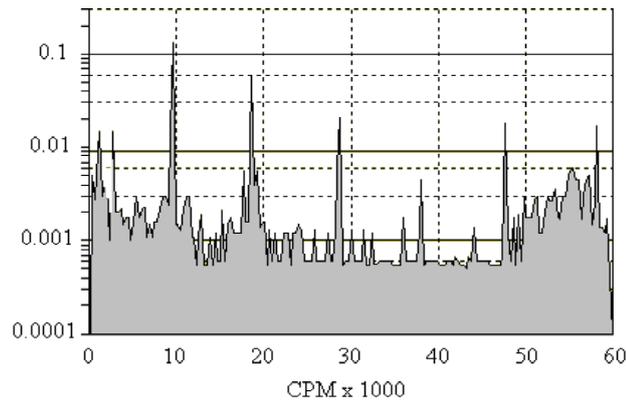


Figura 1. 14 Escala lineal.

Fuente: (Volante, 2011)

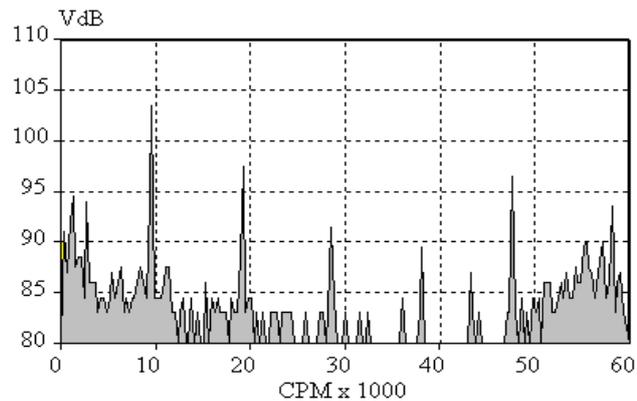


Figura 1. 15 Escala logarítmica en decibel.

Fuente: (Volante, 2011)

1.8 SEVERIDAD DE VIBRACIÓN

La severidad de vibración es indicada de una forma más precisa midiendo la velocidad, aceleración o desplazamiento según el intervalo de frecuencias entre la que tiene lugar, así para bajas frecuencias, por debajo de 600 cpm, se toman medidas de desplazamiento. En el intervalo entre 600 y 60.000 cpm, se mide velocidad, y para altas frecuencia, mayores a 60.000 cpm, se toman aceleraciones. (Acosta & Molina, 2011).

A continuación se detallan las dos normas más ampliamente utilizadas en la industria (tabla 1.1), ya que se aplican a la mayor parte de los equipos de planta, estas se dividen principalmente en dos grandes grupos.

1.8.1 CLASIFICACIÓN DE CONDICIÓN DE MAQUINARIA

Todas las normas definen cualitativamente 4 zonas dentro de las cuales se puede encontrar operando. (Contreras, 2008).

Zona A:(Buena) La vibración de las máquinas nuevas puestas en servicio normalmente está dentro de esta zona, condición óptima.

Zona B: (Satisfactoria) Máquinas con vibración en esta zona se consideran aceptables para operación a largo plazo sin restricción.

Zona C: (Insatisfactoria) Máquinas dentro de esta zona se consideran insatisfactorias para operación continua a largo plazo. Generalmente la máquina puede continuar operando hasta que llegue a la detención programada para reparación.

Zona D: (Inaceptable) Los valores de vibración dentro de esta zona son consideradas de suficiente severidad para causar daño a la máquina.

Tabla1. 1 Normas ISO de severidad más utilizadas y sus principales características.

Estándar	Límite nivel vibratorio	Parámetro a utilizar	Tipo de máquina a aplicar
ISO 2372 ISO 10816	Evita degradación por fatigas	Valor RMS de la velocidad vibratoria y del desplazamiento vibratorio	Máquinas medidas en terreno, sólo en partes no rotatorias de ellas.
	Evita sobrecargas excesivas en metal blanco.	RMS de la superficie de la máquina	
ISO 7919 VDI 2059	Evita que los desplazamientos radiales sean mayores que los juegos radiales.	Valor del desplazamiento máximo del eje medido cerca de los descansos.	Mediciones hechas directamente en partes rotatorias de la máquina.

Fuente: (Acosta & Molina, 2011)

1.8.2 CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

Las mediciones de vibración deben hacerse sobre el rango de operación de la máquina (velocidades nominales, temperaturas de operación, etc.). Para máquinas de velocidad o carga variable, las mediciones deben realizarse bajo todas las condiciones a las cuales se espera que la máquina trabaje por períodos prolongados de tiempo.

Para fines de análisis de severidad de vibración, se consideran los valores máximos medidos como representativos de entre todas las velocidades posibles de operación.

Si se tiene que, con la máquina detenida, la vibración alcanzada es mayor al 25% de la vibración de la máquina medida en funcionamiento, se deberán efectuar acciones correctivas para reducir la vibración de fondo. A continuación se muestran los rangos de severidad (tabla 1.2). (Acosta & Molina, 2011)

1.8.3 FACTORES AMBIENTALES DE MEDICIÓN

Los factores ambientales que afectan las mediciones son: (Andrejasic, 2008)

- Variaciones de temperatura
- Campos magnéticos
- Campos sonoros
- Variaciones de la fuente de poder que lo alimenta
- Longitud del cable conductor
- Orientación del sensor

Tabla1. 2 Rangos de severidad para la vibración de máquinas

Tabla de severidad ISO 2372					
Rango de vibración			Clases de máquinas		
Velocidad RMS(mm/s)	Velocidad 0-P(mm/s)	Velocidad 0-P (pul/s)	Máquinas pequeñas	Máquinas medianas	Máquinas grandes
			CLASE I	CLASE II	Soporte rígido CLASE III
0.28	0.396	0.016	BUENO		
0.45	0.636	0.025			
0.71	1.004	0.040			
1.12	1.584	0.062			
1.80	2.546	0.100	ACEPTABLE		
2.80	3.960	0.156			
4.50	6.364	0.251	INSATISFACTORIO		
7.10	10.041	0.395			
11.20	15.839	0.624			
18.00	25.456	1.002	INACEPTABLE		
28.00	39.598	1.559			

Fuente: (Contreras, 2008)

1.8.4 PUNTOS DE MEDICIÓN

Existen dos criterios de medición (Lin, 2008):

- **Criterio I:** Magnitud alcanzada por la vibración. Orientada para cuando no se dispone de los antecedentes de la máquina en particular.
- **Criterio II:** Cambio en la magnitud de la vibración. Recomendada para máquinas con historial de comportamiento vibratorio conocido.

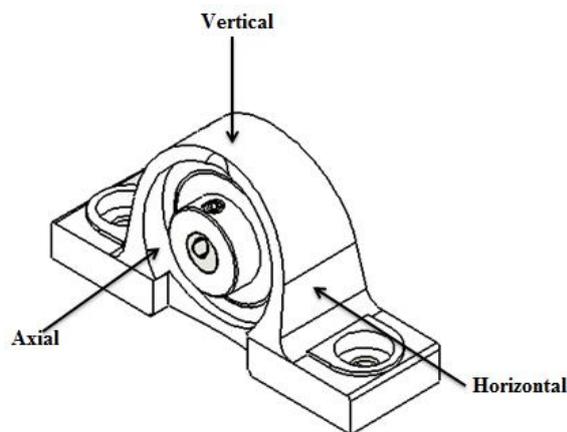


Figura 1. 16 Puntos de medición en descansos.

Fuente: (Lin, 2008)

Las mediciones deben ser realizadas sobre cada descanso principal de la máquina, en las direcciones radiales (vertical y horizontal) y en la dirección axial tal como se indica en la figura 1.16. Se debe asegurar que las medidas representen la vibración de la caja de los descansos y no incluyan una resonancia local.

1.8.5 CONDICIONES DE PRUEBA

La firma de vibración de una máquina depende en gran parte de sus parámetros de operación estos incluyen factores como carga, presión de descarga y entrega.

La máquina debe estar en condiciones de operación normal, cuando se recopilan datos de vibración. Las velocidades de motores de inducción dependen de la carga, y no deberían variar de una recopilación a la siguiente con más de unos porcentos.

No se recopilan datos con las máquinas cercanas apagadas, si los espectros anteriores fueron recopilados mientras estas estuvieron funcionando. (Lin, 2008).

1.8.6 INSPECCIÓN VISUAL

Es importante la inspección visual de una máquina en operación mientras que se esté probando la vibración, ya que pueden descubrir indicaciones valiables acerca del estado de la máquina sirviéndose de la experiencia y observación técnica del operario. Se debe considerar factores como las RPM o la presión de descarga en el caso de bombas. (Lin, 2008)

Los siguientes puntos deben ser verificados:

- Ruidos inusitados
- Calentamiento anormal en los rodamientos
- Nivel excesivo de vibración
- Fugas de vapor o e fluidos aparentes

1.9 CONCEPTO DE COMPARACIÓN DE ESPECTROS

1.9.1 PARÁMETROS DE MEDICIÓN DE VIBRACIÓN

Cuando se estudia el espectro de vibraciones de una máquina, es deseable enseñar el parámetro que mantenga un nivel más uniforme en todo el rango de

frecuencias. Eso aumentará al máximo el rango dinámico de la señal medida. Para la mayoría de máquinas rotativas, de tamaño medio, se verá la velocidad de vibración que produce el espectro más uniforme. (Azima, 2012)

En el análisis de la mayoría de datos obtenidos de vibración de máquinas, el nivel absoluto de los componentes no es una indicación de problemas en la máquina tan válida, como es la proporción de incremento de los componentes.

Aunque teóricamente es posible realizar manualmente una comparación de espectros de vibración que se toman del mismo punto de medición a tiempos diferentes, es casi imposible en la práctica realizar un buen trabajo, debido a la complejidad de los espectros y de la gran cantidad de datos.

1.9.2 PROGRAMA DE PRUEBAS DE MAQUINARIAS

Es importante iniciar un programa de monitoreo de vibración de un tamaño manejable. Las máquinas más importantes que se deben monitorear son las principales para la productividad de la planta y las que tienen una historia negativa de mantenimiento. Al inicio no se deben incluir máquinas con velocidad variable, máquinas muy complejas o recíprocas.

1.9.3 ELABORAR TENDENCIAS

La elaboración de tendencias consiste en almacenar los datos de grabación a tiempos específicos y de apuntar los cambios en los niveles de vibración a las

frecuencias forzadas vs tiempo. Una tendencia creciente en nivel, indica un problema inicial.

La forma de utilizar las tendencias en las vibraciones es estableciendo un espectro de vibración representativo de una máquina operando normalmente, como punto de referencia y comparar esta referencia con espectros que se obtuvieron más tarde en la misma máquina. Ambos espectros deben ser obtenidos en las mismas condiciones de operación, caso contrario no son comparables.

1.9.4 ESPECTRO DE REFERENCIA

Cuando se lleva a cabo la realización de tendencias, es importante que el espectro de referencia sea representativo de la máquina.

1.10 SEÑALES GENERADAS POR MÁQUINAS ROTATORIAS

En condiciones de monitoreo, los cambios de las señales de vibraciones se atribuyen a los cambios de estado, por lo que es importante que otros factores los cuales causan cambios en las señales de vibración sean considerablemente reducidos o eliminados. Las vibraciones tienden a cambiar con la velocidad y la carga de la máquina por lo que se considera las señales generadas por una máquina rotativa operando a velocidad y carga constante. (Azima, 2012)

1.10.1 ORDENES BAJAS DE EJES Y SUBARMÓNICOS

Una serie de fallas se manifiestan como una frecuencia correspondiente a la velocidad del eje en cuestión, o sus bajos armónicos y subarmónicos. (Palomino, 2008).

1.10.1.1 Desbalanceo

El desbalanceo causa excitación por fuerzas rotatorias como la velocidad del eje cuando el centro de masa de la sección cruzada no está en el centro de rotación. La respuesta depende de si las inercias en el eje están localizadas o distribuidas axialmente, y si el eje está funcionando por debajo o por encima de su velocidad crítica. Si el eje es corto y la inercia localizada donde será básicamente una fuerza radial que gira a la velocidad del eje, lo que excita vibraciones principalmente en las dos direcciones radiales, pero muy poco axialmente. Cuando la rigidez radial del eje y soporte del cojinete es alta, la respuesta a la vibración será una rigidez controlada y por lo tanto el desplazamiento será proporcional a la fuerza de desequilibrio.

La rigidez de los rodamientos es generalmente no lineal, en particular para cojinetes de películas de fluido, pero incluso para los rodamientos de elementos rodantes, así que aunque la fuerza de desbalance es sólo la velocidad del eje, la respuesta se distorsiona en cierta medida sinusoidal, por lo que el espectro de la respuesta contendrá armónicos de la velocidad del eje.

Debido a que el centro de masa de cada sección no es la misma y la inercia del rotor se distribuye axialmente esto genera cambios de desbalance de fuerzas radiales de amplitud y de dirección a lo largo del rotor.

El movimiento del rotor se complica aún más cuando el eje es flexible y opera por encima de su primera velocidad crítica. El caso más simple es el denominado “Jeffcott” o “Laval rotor”, que tiene un solo disco concentrado simétricamente situado en el medio del eje flexible (modela un conjunto de muelles simple), pero su comportamiento arroja un haz sobre el caso más general. Por debajo de la velocidad crítica el movimiento es controlado por la rigidez.

1.10.1.2 Desalineación

Cuando el eje tiene tres o más cojinetes, por ejemplo cuando dos máquinas son acopladas hay un potencial de desalineación, que puede ser desalineación paralela, lo que significa que uno de los dos ejes se desplaza lateralmente, pero todavía en forma paralela al otro o desalineación angular donde el eje de uno está en ángulo con el otro.

Este tipo de desalineaciones se convierten en deflexiones (pandeos) de eje, los cuales están espaciados fijamente, pero rotando con respecto a los ejes.

Los momentos de deflexión introducidos por tanto dependen de la rigidez a la flexión del eje y tienen que ser contrarrestados por las fuerzas en los cojinetes y los apoyos. Donde la rigidez del eje varía de acuerdo al ángulo de giro.

Normalmente los acoplamientos flexibles, son usados para mitigar los efectos de la desalineación y estos pueden introducir vibraciones de acuerdo a sus propiedades.

Existen dos tipos particulares de acoplamientos como los discos de acoplamientos y engranes.

Los siguientes tipos tienden a dar una respuesta como doble velocidad del eje:

- Una junta universal con desalineación angular induce una vibración torsional en el eje conducido, con velocidad angular instantánea reducida, dada por el ángulo de rotación del eje.
- Un acople de engranes, tiene engranajes en los dos extremos del eje para ser acoplados, que se acoplan con un engranaje interno con un mango de conexión entre ellos. Estos son muy rígidos en torsión pero permite desalineación y movimientos axiales relativos del eje.
- La desalineación tiende a dar vibraciones como los bajos armónicos de la velocidad del eje con algunos tipos de acoples favoreciendo los armónicos pares de la velocidad del eje, el segundo en particular.

1.10.2 VIBRACIÓN DE ENGRANES

Los engranes son ampliamente usados en las máquinas para transmitir potencia desde un eje a otro. La mayoría de los ejes tienen perfiles conjugados tales que cinemáticamente habrá una velocidad constante a la salida para una velocidad de entrada.

El perfil de diente de engrane más común es la involuta, como la relación de velocidad es entonces insensible a pequeñas variaciones a la distancia del centro aunque cambie el ángulo de presión.

El ángulo de presión es el ángulo entre la dirección de la fuerza normal entre los dientes de acoplamiento y la tangente común a los círculos de paso de cada engrane.

En la práctica, los dientes se deforman bajo la carga introduciendo una “malla error” o “error de transmisión”, incluso cuando los perfiles de los dientes son perfectos. Adicionalmente existen desviaciones geométricas de perfiles ideales, intencionales e involuntarios.

Las desviaciones intencionales son típicamente debidas al “alivio de punto”, donde el metal se retira de la punta de cada diente, con un máximo en la punta y reduciendo gradualmente a cero una distancia abajo del diente pero antes del círculo de paso. Esto permite a cada diente entrar en una malla sin impacto, que de otro modo ocurriría porque el diente adyacente de apoyo de la carga se desviaría de sus posiciones ideales. Para una carga determinada, la vibración y el ruido de un juego de engranes se puede minimizar usando la cantidad adecuada de alivio de punta, pero esto se puede aplicar solamente en cargas particulares. (Palomino, 2008)

En general el error de transmisión por lo tanto tiene una componente dependiente de la carga debido a la desviación del diente y un componente no dependiente de la carga debido a las desviaciones geométricas del perfil ideal.

Tres tipos diferentes de errores de transmisión pueden ser distinguidos: descarga estática, carga estática y error de transmisión dinámico. El error de transmisión por descarga estática se mide cuando un equipo está engranado bajo una carga ligera solo

para mantener los dientes en contacto, el error de carga estática incluye la doble deflexión del diente debido a una carga de torque constante y puede ser medido bajo condiciones de rotación lenta. El error de transmisión dinámica es el actual error de transmisión en operación, donde los efectos dinámicos causan fluctuaciones en el torque transmitido por el juego de engranes, variando a diferentes frecuencias.

Debido a que el error de transmisión varía con la deformación del diente, la cual varía con la carga, la amplitud de la vibración resultante en la frecuencia del diente de engrane varía directamente con las fluctuaciones de la carga en servicio y se puede considerar como un efecto de modulación de amplitud.

El hecho de que la amplitud de vibración varíe con la carga promedio también significa que las medidas de vibraciones deberían ser comparadas solamente para fines de monitoreo de condición para la misma carga cada vez.

1.11 HERRAMIENTAS UTILIZADAS

1.11.1 LABVIEW

Es un extenso entorno de desarrollo que brinda a científicos e ingenieros integración con hardware sin precedentes y amplia compatibilidad en la figura 1.17 se puede observar los sistemas que contiene el Labview. LabVIEW inspira a resolver problemas, acelera su productividad y le da la seguridad para innovar continuamente para crear y desplegar sistemas de medidas y control. (National Instruments, 2011)

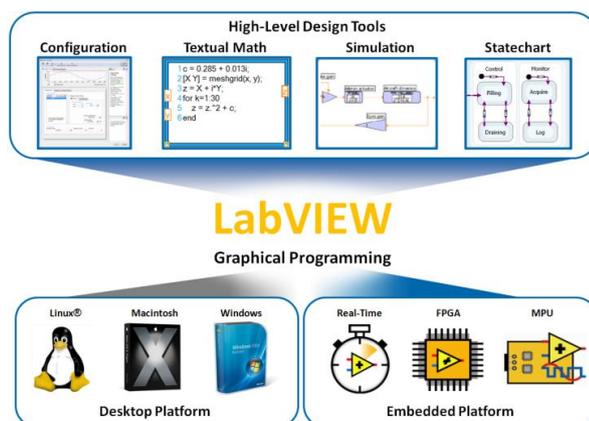


Figura 1. 17 NI Labview.

Fuente: (National Instruments, 2011)

1.11.2 NI DAQ NI6009 (TARJETA DE ADQUISICIÓN DE DATOS)

“La adquisición de datos (DAQ) es el proceso de medir con una PC un fenómeno eléctrico o físico como voltaje. Un sistema hardware consiste de sensores, hardware de medidas DAQ y una PC con software programable” en la figura 1.18 se puede observar las partes que integran la adquisición de datos. (National Instruments, 2011)



Figura 1. 18 Partes de un sistema DAQ

Fuente: (National Instruments, 2011)

El USB-6009 de National Instruments brinda funcionalidad de adquisición de datos básica para aplicaciones como registro de datos simple, medidas portátiles y experimentos académicos de laboratorio. (National Instruments, 2011)

1.11.2.1 Características

- 8 entradas analógicas (14 bits, 48 kS/s).
- salidas analógicas (12 bits a 150 S/s), 12 E/S digitales; contador de 32 bits.
- Energizado por bus para una mayor movilidad, conectividad de señal integrada.
- Compatible con LabVIEW, LabWindows/CVI y Measurement Studio para Visual Studio .NET.
- Software controlador NI-DAQmx y software interactivo NI LabVIEW SignalExpress LE para registro de datos.

A continuación en la figura 1.19 se muestra el modelo de la tarjeta de adquisición de datos. (National Instruments, 2011).



Figura 1. 19 Tarjeta de Adquisición de datos NI 6009

Fuente: (National Instruments, 2011)

1.11.3 ACELERÓMETRO (TECNOLOGÍA MEMS)

Existen diferentes maneras de fabricar acelerómetros, unos usan el efecto piezoeléctrico los cuales contienen una estructura microscópica de cristal que se estresa por las fuerzas inerciales. Otra forma es sensando cambio de capacitancia.

Como se puede observar en la figura 1.20 un acelerómetro típico MEMS se compone por una masa de prueba móvil con placas que es vinculado a través de un sistema de suspensión mecánica a un marco de referencia. Las placas móviles y fijas representan condensadores. La deflexión de la masa de pruebas es medida usando la diferencia de capacitancia. (Andrejasic, 2008)

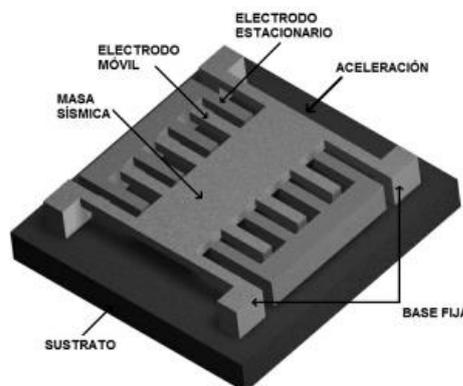


Figura 1. 20 Estructura del acelerómetro

Fuente: (Andrejasic, 2008)

1.11.4 SENSOR DE PROXIMIDAD INDUCTIVOS

Son una clase especial de sensores que incorporan una bobina electromagnética sirven para detectar materiales metálicos ferrosos. Son de gran utilización en la industria, tanto para aplicaciones de posicionamiento como para detectar la presencia

o ausencia de objetos metálicos en un determinado contexto, detección de paso, de atasco, de codificación y de conteo. (Blogspot, 2013).

En la figura 1.21 se observa las partes que componen un sensor de proximidad inductivo.

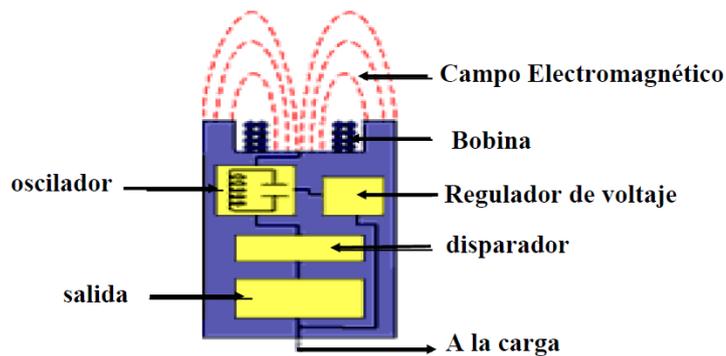


Figura 1. 21 Partes de un sensor inductivo

Fuente: (Blogspot, 2013)

1.12 CONTROLADORES

1.12.1 GENERALIDADES

Un sistema de control es el conjunto de dispositivos que actúan juntos para lograr un objetivo de control, que debe cumplir con los siguientes requisitos:

Garantizar la estabilidad y, particularmente, ser robusto frente a perturbaciones y errores en los modelos. (Kuo, 1996)

- Ser tan eficiente como sea posible, según un criterio preestablecido.
- Normalmente este criterio consiste en que la acción de control sobre las variables de entrada sea realizable, evitando comportamientos bruscos e irreales.

- Ser fácil de implementar y cómodo de operar en tiempo real con ayuda de un ordenador.

En la figura 1.22 se indica gráficamente como funciona un controlador

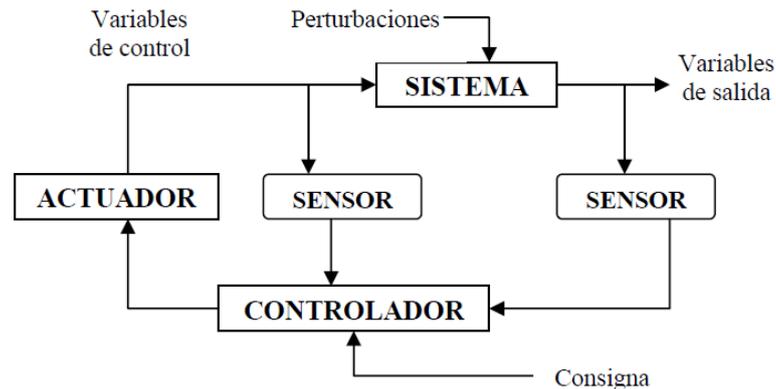


Figura 1. 22 Esquema genera de un sistema de control

Fuente: (Kuo, 1996)

1.12.1.1 Lazo Cerrado

Como se observa en a figura 1.23 la acción de control se calcula en función del error medido entre la variable controlada y la consigna deseada. Las perturbaciones, aunque sean desconocidas son consideradas indirectamente mediante sus efectos sobre las variables de salida. La gran mayoría de los sistemas de control que se desarrollan en la actualidad son en lazo cerrado. (Burns, 2001)

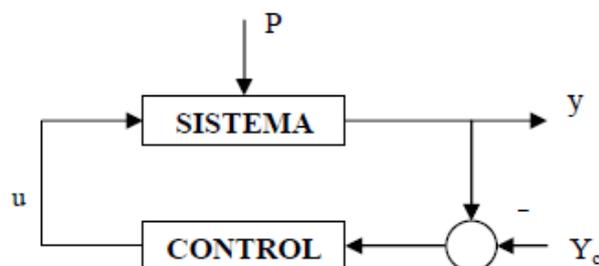


Figura 1. 23 Esquema Lazo Cerrado

Fuente: (Burns, 2001)

1.12.1.2 Lazo Abierto

La acción de control se calcula conociendo la dinámica del sistema, las consignas y estimando las perturbaciones. Esta estrategia de control puede compensar los retrasos inherentes del sistema anticipándose a las necesidades del usuario. Sin embargo, el lazo abierto como el de la figura 1.24 generalmente es insuficiente, debido a los errores del modelo y a los errores en la estimación de las perturbaciones. (Burns, 2001)

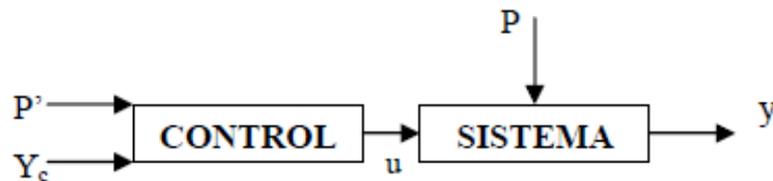


Figura 1. 24 Esquema Lazo Abierto

Fuente: (Burns, 2001)

1.12.2 TIPOS DE CONTROLADORES

1.12.2.1 Control Proporcional (PP)

La acción o señal de control es proporcional al error $e(t)$ y se expresa por la ecuación (1.8).

$$u(t) = K_1 e(t) \quad \text{Ec (1.8)}$$

Donde K_1 es la ganancia proporcional constante.

Si las plantas dinámicas son de primer orden puede ser representada por la ecuación (1.9).

$$(U(s) - R_2(s)) \left(\frac{K}{1 + Ts} \right) = C(s) \quad \text{Ec. (1.9)}$$

El control se basa en establecer una relación lineal continua entre el valor de la variable controlada y la posición del elemento final de control. (Dominguez, 2012)

1.12.2.2 Control proporcional integral (PI)

Incluye un término que es una función integral del error de la ecuación (1.10), disminuye el error en estado estable.

$$u(t) = K_1 e(t) + K_2 \int e(t) \quad \text{Ec. (1.10)}$$

La función de transferencia para una planta de primer orden se establece por la ecuación (1.11):

$$U(s) = \left(K_1 + \frac{K_2}{s} \right) E(s) \quad \text{Ec. (1.11)}$$

1.12.2.3 Control Proporcional integral derivativo (PID)

El más comercial de los controladores provee control completo. Es un mecanismo de control por realimentación que calcula la desviación o error entre un valor medido y el valor que se quiere obtener, para aplicar una acción correctora que ajuste el proceso.

Está expresada por la ecuación (1.12) y su transformada por la ecuación (1.12):

$$u(t) = K_1 e(t) + K_2 \int e(t) + K_3 \frac{de}{dt} \quad \text{Ec. (1.12)}$$

Transformada de Laplace:

$$U(s) = \left(K_1 + \frac{K_2}{s} + K_3 s \right) E(s) \quad \text{Ec. (1.13)}$$

CAPITULO 2

2. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ESTUDIO DE VIBRACIONES MECÁNICAS

En el presente capítulo se realizará el diseño de los componentes principales que conformarán el sistema de estudio de vibraciones mecánicas, donde entran en consideración aspectos de índole mecánico, eléctrico, electrónico y control, a fin de crear una sinergia que permita el correcto desempeño del equipo a lo largo de las pruebas que realizará en los escenarios propuestos.

2.1 SISTEMA MECÁNICO

El Sistema Mecánico compone el pilar fundamental de la generación del fenómeno a analizar, la vibración, el sistema será conformado para proveer escenarios de análisis que permitan adquirir y estudiar las vibraciones mecánicas características que son generadas por elementos puntuales del sistema mecánico, tal como fue descrito en el alcance del proyecto, dichas vibraciones en esos elementos serán capaces de dotar de información importante para realizar un análisis preventivo de anomalías o comprobar si los componentes se encuentran en estado óptimo de funcionamiento. Serán analizados escenarios de severidad de vibración, desbalanceo y problemas de engranes.

La construcción de flecha, eje, engranes, disco de masas y la arquitectura y acoplamiento del modelo serán necesarios para crear los escenarios propicios para el

estudio, tópicos que serán diseñados en esta sección a fin de construir un sistema mecánico confiable, eficiente y robusto para el desempeño de la aplicación.

2.1.1 REQUISITOS DE DISEÑO

Es necesario definir las características que deben cumplir los componentes mecánicos seleccionados para poder partir en su diseño, éstas serán quienes den las pautas para escoger los criterios necesarios para elaborar eficientemente cada uno de los elementos en cuestión.

A continuación serán citados algunos puntos de consideración para el diseño:

- Material adecuado para construcción de componentes.
- Configuraciones geométricas adecuadas para la instalación y soporte de elementos mecánicos necesarios para constituir el sistema mecánico.
- Modularidad para ejecutar cada escenario de análisis.
- Portabilidad de sistema mecánico.
- Resistencias necesarias para tolerar fenómenos estáticos y de fatiga
- Capacidad de evitar deflexiones anómalas por flexión y torsión
- Vibraciones que puedan estar relacionadas a la frecuencia natural (evitando velocidades angulares que comprometan a este tipo de anomalías).

2.1.2 SELECCIÓN DE MATERIAL

El material que será utilizado debe cumplir con criterios de selección necesarios para construir cada uno de los componentes que requieran ser diseñados, es necesario

realizar una ponderación de las características que presentan cada una de las opciones.

Entre los materiales más opcionados se encuentran:

- Acero 1020 CD
- Nylon
- Aluminio
- Acero Inoxidable
-

A continuación será presentada una matriz de selección con los resultados sobre la elección del material más conveniente en la tabla (2.1) y (2.2):

Tabla 2. 1 Matriz de Selección de Material.

Criterio	Prioridad	A Acero 1020 CD	B Nylon	C Al	D Acero Inox
Disponibilidad	Alto	Exc	Exc	Bueno	Exc
Costo de Maquinado	Alto	Exc	Bueno	Bueno	Bueno
Costo de Material	Alto	Exc	Exc	Medio	Medio
Rigidez	Alto	Exc	Medio	Bueno	Exc
Acabado Superficial	Alto	Exc	Bueno	Bueno	Exc
Resistencia al Ambiente	Moderado	Bueno	Exc	Exc	Exc
Densidad	Bajo	Bueno	Exc	Exc	Bueno

Fuente: Propia de los autores

Tabla 2. 2 Matriz de Evaluación del Material.

Evaluaciones Individuales	Prioridad de Criterio		
	Alto	Moderado	Bajo
Excelente	AAAAABDDDD	BCD	BC
Bueno	BBCCCCD	A	AD
Medio	BCD	-	-
Pobre			
Inaceptable			

Fuente: Propia de los autores

La evaluación cualitativa de cada una de las opciones de materiales disponibles determina que el material más conveniente para la aplicación es el Acero 1020 CD (Estirado en Frío), más adelante en el desarrollo del diseño de los componentes las propiedades cuantitativas del material corroborarán su selección.

2.1.3 EJE AUXILIAR

El diseño mecánico se inicia con la consideración de factores de seguridad presentes en cada paso de los cálculos desarrollados con el fin de esbozar un modelo mecánico eficiente y confiable; para eso la selección tentativa del motor eléctrico será crucial para definir el par mecánico que será aplicado en el proceso de calcular los datos necesarios para la conformación del eje auxiliar, y consecuentemente la flecha principal y selección adecuada de componentes adjuntos al modelo mecánico.

La selección del motor fue basada en escoger un modelo asequible en el mercado de características que cumplan con la propuesta del proyecto que es lograr velocidades de prueba de hasta 1500 RPM, sin menospreciar la potencia que pueda entregar el motor, para eso también fue considerado un par motor importante, en este caso de 2,2Nm (una explicación más detallada de la selección y características del motor será realizada en la sección del Sistema Eléctrico); justamente el par motor es el dato que permite comenzar con la elaboración y diseño del Eje Auxiliar.

Es necesario conocer los componentes mecánicos que irán montados en el eje, a fin de diagramar una configuración geométrica del mismo tentativamente, el eje auxiliar soportará:

- Engranés (2)
- Chavetas (2)
- Chaveteros (2)
- Chumaceras (2)
- Anillos de Retención (4)

Con el propósito de que el sistema sea compacto y presente movilidad, las dimensiones fueron consideradas con ese fin, la selección de chumaceras (figura 2.1) fue dado bajo las dimensiones comerciales mínimas (1/2 pulgadas), para comenzar con el dimensionamiento de los hombros del eje como se observa en la figura 2.2.



Figura 2. 1 Chumacera de ½” (12,7mm).

Fuente: Propia de los autores

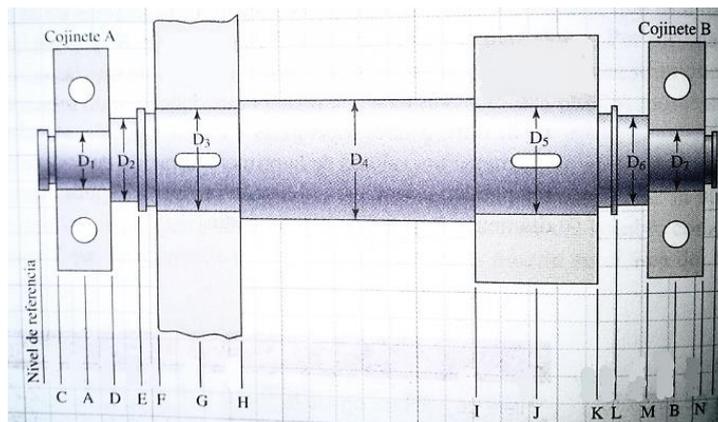


Figura 2. 2 Esquema Tentativo de Eje Auxiliar y Flecha Principal.

Fuente: Libro Shigley fig7-10

Una relación típica para el soporte en un hombro está dada por la ecuación (2.1):

$$\frac{D_2}{D_1} = 1.2 \text{ (Budynas \& Nisbett, 2008)} \quad \text{Ec. (2.1)}$$

De este modo partiendo de la medida del diámetro interno de la chumacera es posible determinar las medidas de los soportes consecuentes para cada uno de los

elementos del eje, medidas que luego serán analizadas a factores de seguridad para garantizar el desempeño del eje a pruebas requeridas.

Diámetro Interno de Chumacera: 12,7mm

Utilizando la Ec. 2.1:

$$\frac{D2}{D1} = 1,2 \rightarrow D2 = 1,2 * (12,7) = 15,24 \approx 16mm$$

$$\frac{D3}{D2} = 1,2 \rightarrow D3 = 17,6 \approx 18mm$$

$$\frac{D4}{D3} = 1,2 \rightarrow D4 = 21,6 \approx 22mm$$

Por simetría en el eje, el diámetro 1 se asemeja al 7, el 2 al 6, el 3 al 5, las medidas finales se muestran en la tabla 2.3.

Dado que el modelo no puede ser maquinado sin tener datos preliminares del análisis del diseño, se lo modeló en software CAD/CAM/CAE para simular propiedades físicas del eje.

En la figura 2.3 se detallan las longitudes que fueron consideradas para el montaje posterior de engranes, chumaceras, anillos de retención (Basado en la Norma DIN 471) y chavetas estándar para el diámetro del eje donde serán montadas.

Tabla 2. 3 Cotas de Diámetros Eje Auxiliar.

Diámetro	Cota [mm]
D1	12,7
D2	16
D3	18
D4	22
D5	18
D6	16
D7	12,7

Fuente: Propia de los autores

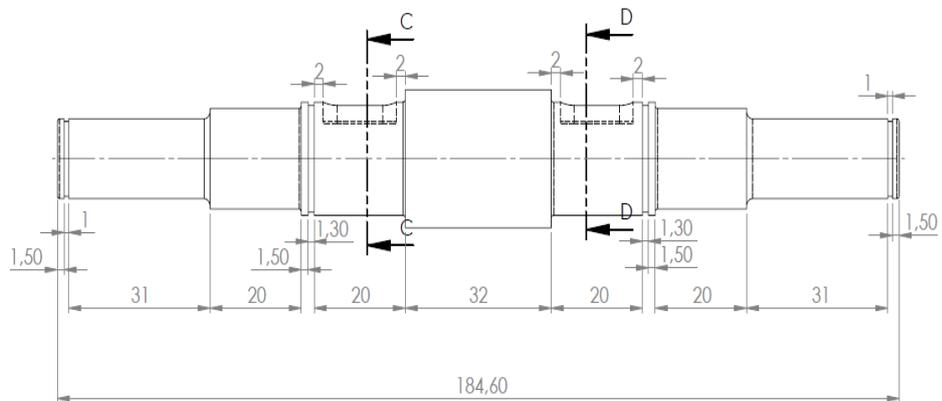


Figura 2. 3 Cotas en milímetros de Eje Auxiliar.

Fuente: Propia de los autores

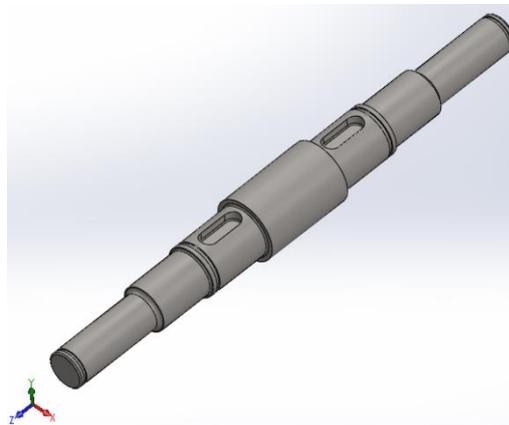


Figura 2. 4 Modelo CAD a detalle del Eje Auxiliar.

Fuente: Propia de los autores

Una vez simulado el prototipo de Eje Auxiliar mediante modelo CAD en la figura 2.4, es posible obtener datos de sus propiedades físicas, sin necesidad de maquinarlo previamente, así se ahorra tiempo y costos mediante la virtualización del modelo:

Masa de Eje Auxiliar: $0,313Kg$

Momento de Inercia Rotacional de Eje Auxiliar: $0,0000126Kg * m^2$

2.1.4 ENGRANES

Los engranes como elementos activos en el análisis de vibración deben ser diseñados para que cumplan con las exigencias de los escenarios de prueba, en total son 3 engranes idénticos, uno será montado en la Flecha Principal, y los dos restantes en el Eje Auxiliar, de tal manera que podrá ser posible intercambiar el acoplamiento entre ellos para generar tres escenarios posibles:

- Engrane Principal – Engrane Secundario (Buen Estado).
- Engrane Principal – Sin Acoplamiento.
- Engrane Principal – Engrane Secundario (Mal Estado).

Todos los engranes presentarán las mismas características con el fin de mantener una relación de transmisión de 1:1 lo que permite apreciar de mejor forma las variaciones entre un caso de buen funcionamiento y otro defectuoso.

En la tabla 2.4 se puede observar las dimensiones seleccionadas para el diseño de los engranes en el sistema y en la figura 2.4 y 2.5 el plano y modelo CAD respectivamente.

Tabla 2. 4 Especificaciones de Engrane

Tipo de Engrane	Recto
Material	Acero 1020 CD
Módulo	3
Número de Dientes	28
Ángulo de Presión	20°
Ancho de Cara	20mm
Diámetro Hueco Interno	18mm
Chaveta	6mm

Fuente: Propia de los autores

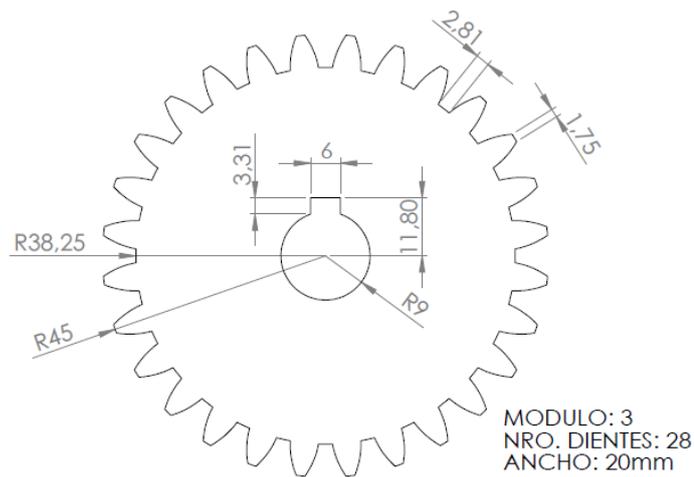


Figura 2. 5 Cotas en milímetros Engrane Recto.

Fuente: Propia de los autores

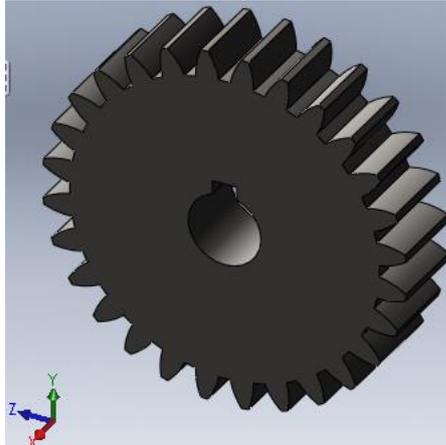


Figura 2. 6 Modelo CAD a detalle de Engrane Recto.

Fuente: Propia de los autores

Con la ayuda de la simulación del modelo CAD es posible determinar las propiedades físicas que más interesan para el diseño:

Masa de Engrane Secundario: $0,8116Kg$

Momento de Inercia Rotacional de Engrane Secundario: $0,00074667Kg * m^2$

2.1.5 CONJUNTO AUXILIAR

El Conjunto Auxiliar que se expone en la figura 2.7 está compuesto por el Eje Auxiliar y el montaje de dos Engranes en sus respectivos asientos, con chavetas y anillos de retención de rigor. Este conjunto está apoyado en dos chumaceras mostradas anteriormente en la figura 2.1.

Se obtienen los siguientes datos de la simulación del modelo CAD de la figura 2.8

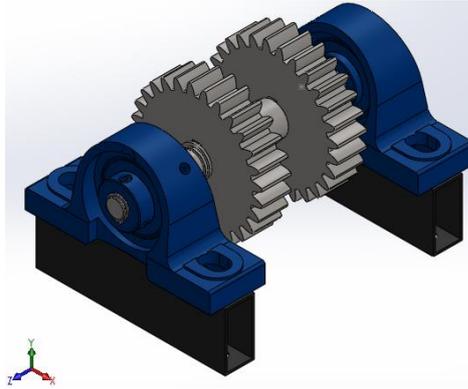


Figura 2. 7 Modelo CAD a detalle de Conjunto Auxiliar.

Fuente: Propia de los autores

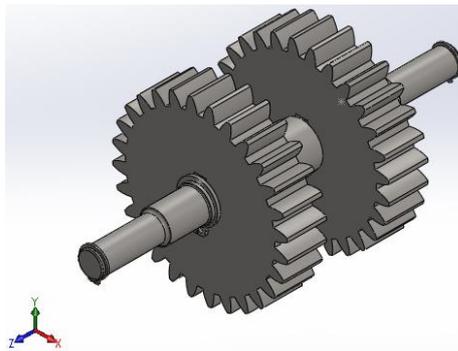


Figura 2. 8 Modelo a analizar de Conjunto Auxiliar.

Fuente: Propia de los autores

Masa de Conjunto Auxiliar: $1,9488Kg$

Momento de Inercia Rotacional del Conjunto Auxiliar: $0,0039758Kg * m^2$

Con la obtención de los datos de la simulación es posible determinar el tiempo necesario que necesita el Conjunto Auxiliar para alcanzar una velocidad máxima de 1500RPM mediante la ecuación (2.2), con un torque nominal del motor de 2,2Nm. Para aquello es necesario determinar la Aceleración Angular, partiendo por el torque

que viene dado por el producto del momento de inercia rotacional del conjunto auxiliar y la aceleración angular.

$$\Sigma T = J * \alpha \quad \text{Ec. (2.2)}$$

$$\alpha = \frac{\Sigma T}{J} = \frac{2,2Nm}{0,0039758Kg * m^2}$$

$$\alpha = 553,35 \frac{rad}{s^2}$$

Se simula un comportamiento lineal de la aceleración por la naturaleza de operación del variador de frecuencia del motor.

El número máximo de revoluciones por minuto y el tiempo de arranque que dé el variador de frecuencia al motor eléctrico.

Aceleración Angular:

$$\alpha = \frac{\omega_{Motor}}{t_{Arranque}} \quad \text{Ec. (2.3)}$$

Haciendo uso de la ecuación (2.3), con la aceleración establecida y con una velocidad angular máxima de 1500RPM es posible encontrar un tiempo de arranque para una estimación severa (cabe recalcar que el variador proporciona tiempos de arranque desde los 0,1 segundos en adelante).

$$\alpha = \frac{1500RPM}{t_{Arranque}}$$

$$t_{Arranque} = \frac{1500RPM}{553,35 \frac{rad}{s^2}} = \frac{157,08 \frac{rad}{s}}{553,35 \frac{rad}{s^2}}$$

$$t_{Arranque} = 0,284 \text{ segundos}$$

A partir de este tiempo puede garantizarse una aceleración moderada y suave, lo cual será analizado más adelante.

Del Torque puede desglosarse el producto de la Fuerza comunicada al engrane y el radio efectivo del engrane (ecuación 2.4), la fuerza necesaria que imprimirá el Engrane de la Flecha Principal al Engrane Secundario del Eje Auxiliar, la cual será una fuerza que cumple con la Tercera Ley de Newton, y puede ser aplicada tanto al engrane principal como al secundario en tema de cálculos.

$$\Sigma T = F_{ENGy} * r \quad \text{Ec. (2.4)}$$

Haciendo uso de la Ec. (2.4):

$$F_{ENGy} = \frac{\Sigma T}{r}$$

$$F_{ENGy} = \frac{2,2Nm}{0,041625m}$$

$$F_{ENGy} = 52,85N$$

Esta fuerza será utilizada más adelante para determinar el diagrama de momentos de la Flecha Principal, además de ser la fuerza responsable del Torsor Medio en el Eje Auxiliar y Flecha Principal.

El ángulo de presión que manejan los engranes es de 20°, con este dato se puede calcular también la componente en el eje x de la Fuerza entre los engranes.

$$\frac{F_{ENGx}}{F_{ENGy}} = \tan 20^\circ$$

$$F_{ENGx} = F_{ENGy} * \tan 20^\circ = 52,85N * \tan 20^\circ$$

$$F_{ENGx} = 19,24N$$

2.1.5.1 Análisis de Momentos de Conjunto Auxiliar

En la figura 2.9 se visualizan las fuerzas que ejercen ambos engranes soportados en el eje principal generan reacciones en los apoyos del Eje Auxiliar, mediante el cálculo del momento presente en el conjunto auxiliar es posible conocer más adelante el momento que será transmitido a la Flecha Principal.

En Plano Y-Z:

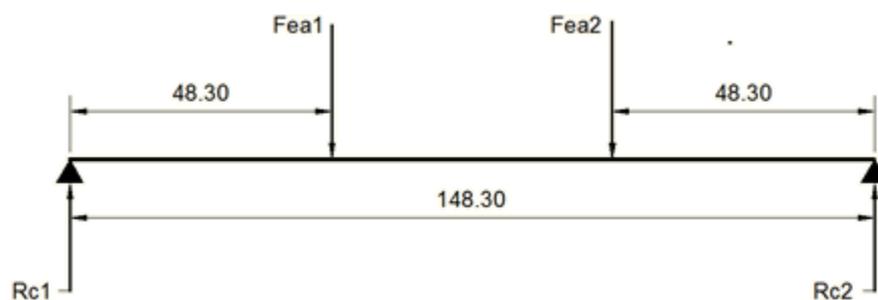


Figura 2. 9 Diagrama de Fuerzas Conjunto Auxiliar Y-Z [cotas en mm].

Fuente: Propia de los autores.

Tanto la Fuerza del Engrane Auxiliar 1 (Fea1) como la Fuerza del Engrane Auxiliar 2 (Fea2) son iguales por el hecho de que ambos engranes son similares características.

$$F_{EA1} = F_{EA2} = 0,8116Kg * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{EA1} = F_{EA2} = 7,962N$$

Para encontrar las reacciones presentes Rc1 y Rc2 se utilizará el criterio de Apoyos Simples con cargas idénticas (Budynas & Nisbett, 2008).

$$R_{C1} = R_{C2} = 7,962N$$

Con las reacciones en los apoyos obtenidas, el diagrama de momentos en la figura 2.10 resulta de la siguiente manera:

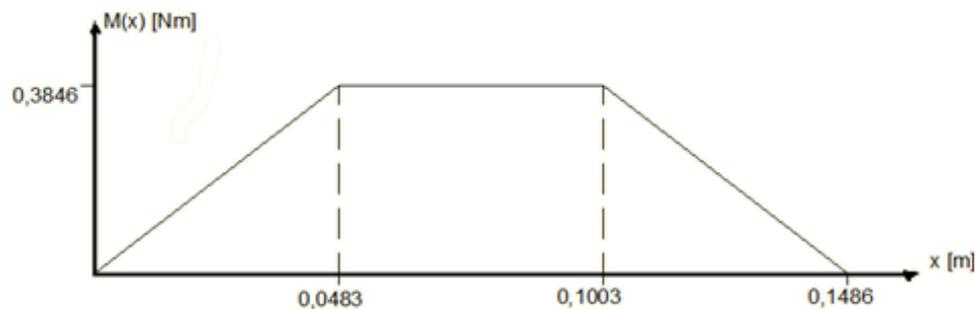


Figura 2. 10 Diagrama de Momentos Conjunto Auxiliar Y-Z.

Fuente: Propia de los autores

El momento máximo resultante es 0,3846Nm, el cual es el Momento Alternante presente en el Eje Auxiliar en el plano Y-Z mostrado en la figura 2.11.

En Plano X-Z:

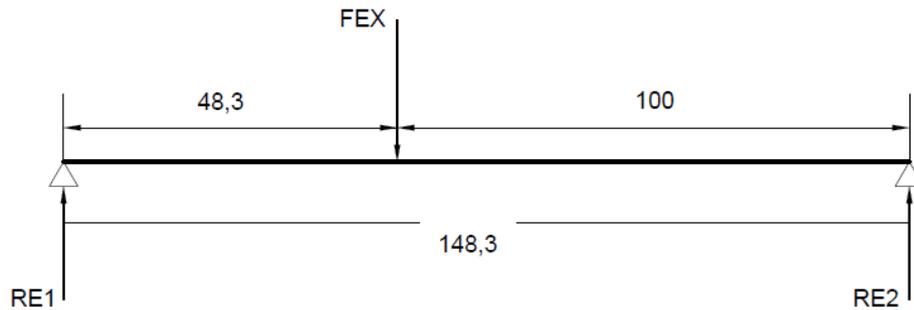


Figura 2. 11 Diagrama de Fuerzas Conjunto Auxiliar X-Z [cotas en mm].

Fuente: Propia de los autores

En el caso del diagrama en el plano X-Z, es aplicado el criterio de Apoyos Simples con carga intermedia.

Fuerza del engrane en el eje x: $F_{ENGx} = 19,24N$

Las reacciones en los apoyos serán: $R_{E1} = 12,97N$; $R_{E2} = 6,27N$

Siendo el diagrama de momentos en el eje X-Z el que se indica en la figura 2.12:

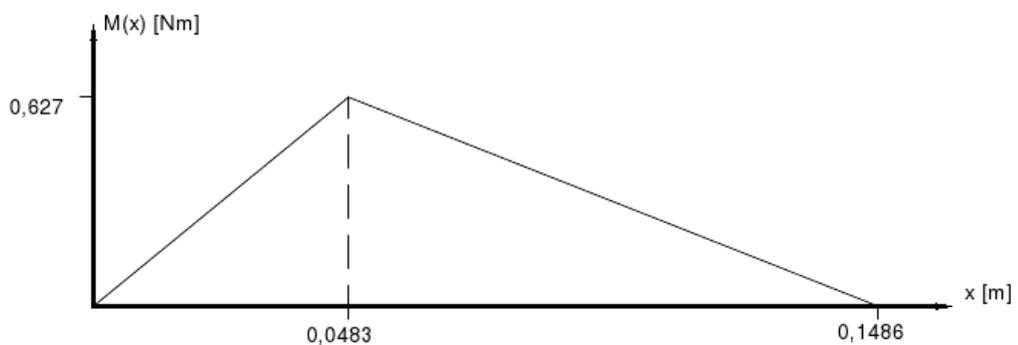


Figura 2. 12 Diagrama de Momentos Conjunto Auxiliar X-Z.

Fuente: Propia de los autores

En el plano X-Z el máximo momento alternante es de 0,627Nm.

Una vez obtenidos los momentos en ambos planos es posible encontrar el diagrama total de momentos en el conjunto auxiliar tal como están expresados en la figura 2.13.

El momento alternante máximo en el conjunto es de 0,736Nm, localizado en el punto donde hay contacto entre los engranes del eje auxiliar con el de la flecha principal, demostrando que el torque del motor es suficiente para hacer rotar el eje.

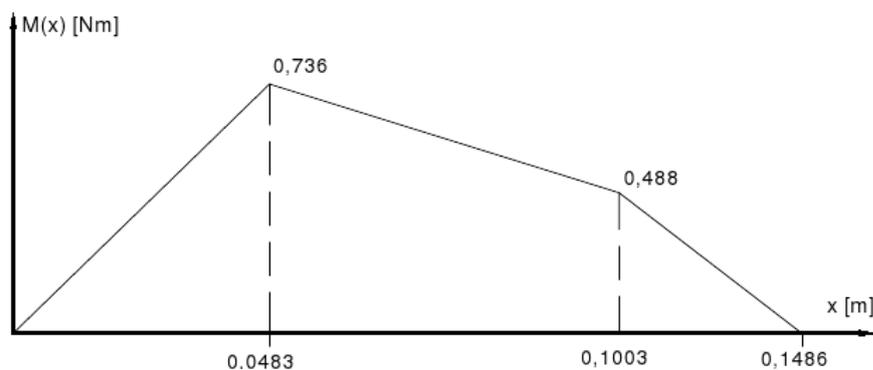


Figura 2. 13 Diagrama de Momentos Resultantes Conjunto Auxiliar.

Fuente: Propia de los autores

2.1.5.2 Análisis de Diseño Mecánico del Eje Auxiliar

Con las medidas tentativas que fueron propuestas para la conformación del eje Auxiliar, será realizado un análisis del diseño con la finalidad de determinar si se maneja un factor seguridad aceptable y confiable en cada caso para aprobar un diseño definitivo, en esta sección así como en la sección del Análisis del Diseño

Mecánico de la Flecha Principal serán considerados los criterios de diseño de flecha y ejes de los Capítulos 6 y 7 del Libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, de los autores Richard Budynas y Keith Nisbett, 8va Edición.

El Eje Auxiliar es analizado bajo un criterio de vida infinita para garantizar un desempeño duradero durante su permanencia en el Laboratorio de Mecanismos y Vibraciones del DECEM, hecho de acero 1020 CD. Sus constantes y factores de resistencia a la fatiga quedan definidos en la tabla 2.5.

Tabla 2. 5 Resultados Factores de Resistencia a la Fatiga Eje Auxiliar.

Factores de Resistencia a la Fatiga Eje Auxiliar

Factor	Valor
Sut	68 ksi (415,4MPa)
Ka	0,883
Kb	0,91
Kc	1
Ke	0,814
Se	22,24 ksi (144,34MPa)

Fuente: Propia de los autores

2.1.5.2.1 Análisis de Factor de Seguridad en Cuñero Fresado de Engrane

Secundario

Para los cuñeros presentes en el Eje Auxiliar (Figura. 2.14) fueron considerados cuñeros fresados con una relación radio-diámetro de 0,02, donde el diámetro del eje es 18mm (véase Sección G en Fig. 2.2), con factores de concentración de esfuerzo de

flexión y torsión, $k_t = 2,2$ y $k_{ts} = 3$ respectivamente, por consiguiente sus respectivos factores de sensibilidad a la muesca tanto para flexión y torsión son:

$$K_F = 1,66$$

$$K_{FS} = 2,8$$



Figura 2. 14 Cuñero Fresado en Eje Auxiliar.

Fuente: Propia de los autores

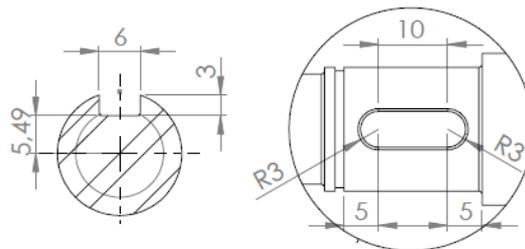


Figura 2. 15 Detalle Cuñero (cotas en mm).

Fuente: Propia de los autores

Haciendo uso del criterio de la Energía de Distorsión para calcular los esfuerzos alternantes y medios, además de las consideraciones de dimensionamiento de diámetros establecidos previamente, la verificación del factor de seguridad en el punto más crítico de consideración, en este caso la localización en cuestión es el

cuñero fresado, para comprobar que el diseño del modelo auxiliar es posible, el esfuerzo alternante viene dado por la ecuación (2.5). (Budynas & Nisbett, 2008):

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} \right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * K_{fs} * T_a}{\pi * d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (2.5)}$$

En el caso del esfuerzo medio rige la ecuación (2.6) (Budynas & Nisbett, 2008):

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32 * K_f * M_m}{\pi * d^3} \right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * K_{fs} * T_m}{\pi * d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (2.6)}$$

Al ser un eje giratorio sometido a flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es contante de tal modo que el momento medio y el torsor alternante pueden igualarse a 0, las ecuaciones (2.4) y (2.5) quedan definidas nuevamente por las ecuaciones (2.7) y (2.8),

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} \right) \right] \quad \text{Ec. (2.7)}$$

$$\sigma'_m = \left[3 * \left(\frac{16 * K_{fs} * T_m}{\pi * d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (2.8)}$$

Anteriormente el Momento Alternante fue calculado en 0,736Nm.

Torsor Medio es calculado a partir de la Ecuación (2.4), el cual ya fue definido también de manera previa al ser un dato constante de la constitución del motor, quedando definido en 2,2Nm.

$$T_m = 2,2Nm$$

Haciendo uso de las ecuaciones 2.7 y 2.8, los esfuerzos alternantes y medio presentes en el cuñero fresado de la sección del eje donde el diámetro es 18 mm son:

$$\sigma'_a = 2,13MPa$$

$$\sigma'_m = 9,317MPa$$

El límite de resistencia a la fatiga así como la resistencia última a la tensión ya fueron establecidos en la Tabla 2.5, de tal modo es posible hacer uso de criterios de verificación, en este caso se utilizará el criterio de Goodman expresado por la ecuación (2.9).

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad \text{Ec. (2.9)}$$

Siendo el factor de seguridad en el cuñero fresado calculado:

$n_f = 26,89$

2.1.5.2.2 Análisis de Factor de Seguridad en Hombro de Engrane Secundario

Como se muestra en la figura 2.16, otro punto de consideración crítico es el hombro donde va apoyado el engrane (véase Sección H en Fig. 2.2), ésta zona también será analizada para verificar el factor de seguridad presente, a fin de garantizar el diseño.

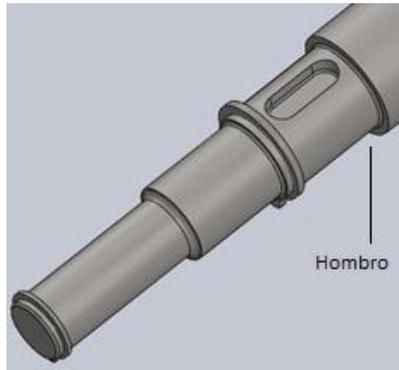


Figura 2. 16 Hombro en Eje Auxiliar.

Fuente: Propia de los autores

El hombro en su constitución será bien redondeado, presentando una relación radio-diámetro de 0,1, con diámetro de eje de 18mm, presentando así un factor de concentración de esfuerzo de flexión y de torsión, $k_t = 1,7$ y $k_{ts} = 1,35$, respectivamente, por consiguiente sus respectivos factores de sensibilidad a la muesca tanto para flexión y torsión son:

$$K_F = 1,49$$

$$K_{FS} = 1,315$$

Haciendo uso de las ecuaciones 2.7 y 2.8, los esfuerzos alternantes y medios son, considerando que en el hombro el momento alternante es 0,683Nm (Basado en la Fig. 2.16).

$$\sigma'_a = 1,78MPa$$

$$\sigma'_m = 4,375MPa$$

Utilizando nuevamente la ecuación 2.9, el factor de seguridad en el hombro queda definido de la siguiente manera:

$$n_f = 43,73$$

Aparentemente el valor del factor de seguridad tanto en el cuñero como en el hombro es alto, pero el hecho de ser un modelo con dimensiones compactas y comercialmente viables, le da características robustas y de gran desempeño al componente en cuestión, a fin de garantizar robustez y fiabilidad a la aplicación en general.

2.1.6 DISCO PERFORADO PARA ACOPLE DE MASAS

A continuación será explicada la sección del Disco Perforado (figura 2.17) para el Acople de Masas, el cual a más del Engrane Principal también será montado en la Flecha Principal, con la finalidad de crear un escenario de desbalanceo intencional.

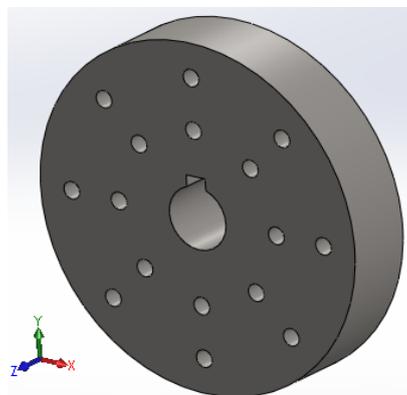


Figura 2. 17 Modelado CAD de Disco Perforado para Acople de Masas.

Fuente: Propia de los autores

El diseño del Disco (figura 2.18) fue desarrollado con perforaciones simétricas con la finalidad de acoplar varias masas sin alterar la simetría del disco con respecto a su eje. Se mantiene el material utilizado para el desarrollo de los demás componentes y se obtiene un valor de $I_{zz}=0.0014938\text{kg}\cdot\text{m}^2$.

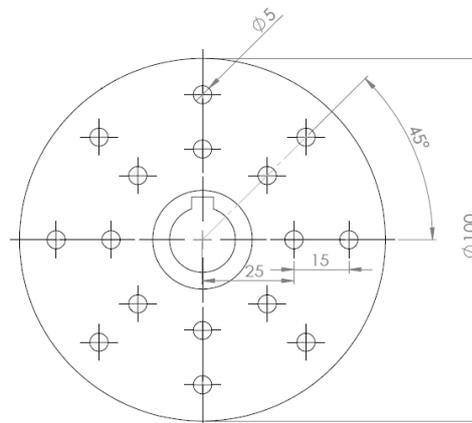


Figura 2. 18 Cotas en milímetros de Disco Perforado.

Fuente: Propia de los autores

2.1.7 FLECHA PRINCIPAL

La Flecha Principal es la responsable de la transmisión del par del motor al sistema mecánico, es un componente crítico que será diseñado utilizando criterios de diseño de elementos de máquinas, a fin de dar la confiabilidad necesaria durante todo momento que se realicen las pruebas, es necesario establecer criterios de análisis de esfuerzos implícitos en este tipo de elementos mecánicos.

Así como se realizó el análisis mecánico en el Conjunto Auxiliar, la temática en la Flecha Principal, y por consiguiente en el Conjunto Principal será aún más importante, debido que transmite totalmente el par proporcionado por el motor, es

necesario establecer un modelado de manera correcta bajo las consideraciones de cada componente, para su posterior maquinado.

El tema de Engranés ya fue definido en la sección del 2.1.4, cabe acotar nuevamente que fueron en total 3 engranes que intervienen en el sistema, siendo todos de similares características, de ese modo tanto los dos que están montados en el eje auxiliar son idénticos al engrane principal.

2.1.7.1 Configuración Geométrica (Modelo Base)

Definir geoméricamente a la flecha considerando el número de asientos, elementos que irán montados, cargas axiales y torsionales es útil para simplificar el cálculo de las medidas de la flecha. De este modo la flecha puede ir tomando forma progresivamente durante cada etapa, en cuestión de diámetros de cada sección, longitudes, etc. Estas consideraciones ya fueron utilizadas en la sección 2.1.3 y serán tomadas en cuenta también para la Flecha Principal.

La Flecha Principal estará acoplada al motor eléctrico mediante un acople mecánico (matrimonio) consecuentemente apoyada en dos chumaceras, en el tramo intermedio irá montado un engrane principal y un disco perforado para acoplar masas.

Tal como se encuentra ilustrado en la Figura 2.2, la Flecha Principal también será diseñada considerando la misma configuración, además la medida de los diámetros de los hombros de la flecha se regirá de igual modo a la Tabla 2.3,

variando las longitudes de los tramos de la flecha basándose en el modelo CAD de la figura 2.19.

Partiendo de lo cualitativo la posibilidad de definir las características cuantitativas que definirán a la Flecha Principal ya puede ser factible, realizando un análisis de ingeniería de la flecha para obtener los datos numéricos necesarios.

El análisis comenzará con la identificación de momentos presentes por la acción de las fuerzas aplicadas en la flecha.

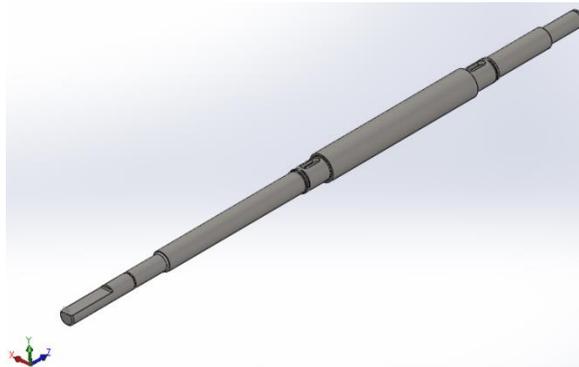


Figura 2. 19 Modelado CAD de Flecha Principal.

Fuente: Propia de los autores

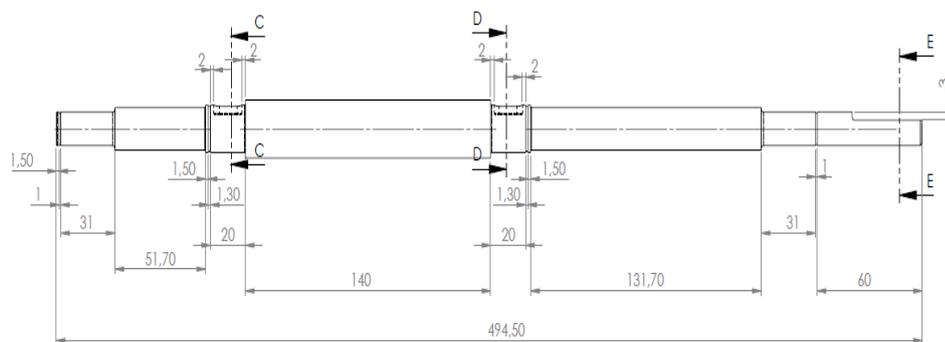


Figura 2. 20 Cotas en milímetros de Flecha Principal.

Fuente: Propia de los autores

2.1.8 CONJUNTO PRINCIPAL

El conjunto principal representa la unión de los componentes mecánicos que conforman el medio de transmisión de potencia del motor a todo el sistema mecánico, su estructura es fundamental para realizar las pruebas necesarias que validarán al proyecto, se acopla con el conjunto auxiliar de manera selectiva, consta de:

- Flecha Principal
- Engrane (1)
- Disco Perforado (1)
- Acople Matrimonio (1)
- Chavetas (2)
- Chaveteros (2)
- Chumaceras (2)
- Anillos de Retención (4)

Dadas las medidas que definen la geometría de la Flecha se realiza un modelado CAD de la misma con los elementos que van apoyados en ella, engrane principal y disco perforado (figura 2.21), para la obtención de datos numéricos de las propiedades físicas.

Siendo éste componente mucho más importante, es conveniente establecer un tiempo de arranque adecuado para el sistema, tal como fue descrito anteriormente en el procedimiento para obtener el tiempo de arranque para el eje auxiliar, la obtención

de este tiempo permitirá la configuración posterior del variador de frecuencia para alcanzar la máxima velocidad necesaria.

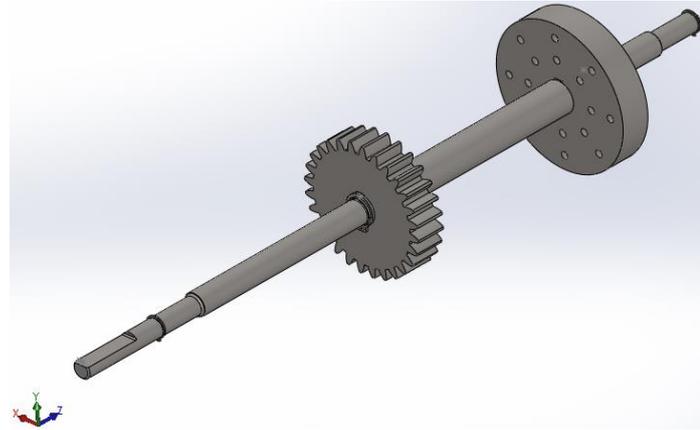


Figura 2. 21 Modelado CAD de Conjunto Principal.

Fuente: Propia de los autores

Es necesario recurrir nuevamente a la ecuación (2.2), ecuación (2.3), y a los datos proporcionados por la Figura 2.21, para encontrar el tiempo de arranque necesario del conjunto principal, siendo posible compararlo con el tiempo de arranque obtenido anteriormente para el conjunto auxiliar y seleccionar el tiempo más adecuado para configurar el arranque en el variador de frecuencia.

Masa de Conjunto Principal: $2,889Kg$

Momento de Inercia Rotacional Conjunto Principal: $0,0023105Kg * m^2$

$$t_{Arranque} = 0,165 \text{ segundos}$$

Realizando la comparación de tiempos de arranque en la tabla 2.6:

Tabla 2. 6 Tiempos de Arranque Sistema Mecánico

Componente	Tiempo
Conjunto Auxiliar	0,284 segundos
Conjunto Principal	0,165 segundos

Fuente: Propia de los autores

El tiempo de arranque en el conjunto principal es mucho menor al del auxiliar debido a su bajo momento de inercia rotacional, por ende es más fácil que pueda rotar sobre su eje, pero es necesario considerar que esto afectaría al conjunto auxiliar si se comunica una aceleración angular muy alta como la que experimenta el conjunto principal si se fija el tiempo de arranque que maneja, para preservar la integridad de los componentes será utilizado como punto de partida referencial el valor del tiempo de arranque del conjunto auxiliar para la posterior configuración del variador de frecuencia del motor.

2.1.8.1 Análisis de Momentos de Conjunto Principal

A continuación en la figura 2.22 serán estudiados los momentos presentes en el conjunto principal.

Plano Y-Z:

En conformidad con los datos obtenidos anteriormente:

Peso de Engrane: 7,962N

Peso de Disco Perforado: 11,26N

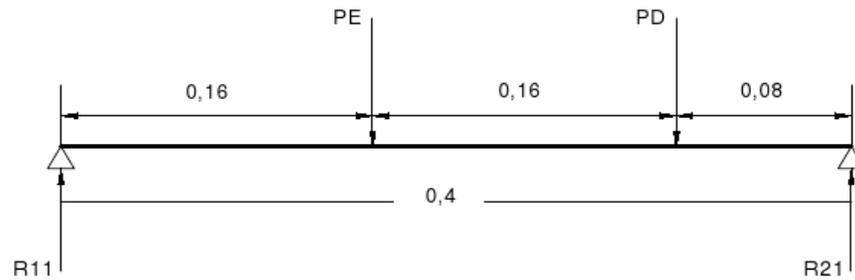


Figura 2. 22Diagrama de Fuerzas Conjunto Principal Y-Z [cotas en m].

Fuente: Propia de los autores

Las reacciones presentes son:

Reacción primer apoyo (R11): 7,032N

Reacción primer apoyo (R21): 12,2N

Por medio del método mostrado en la sección 2.1.3.3 se obtienen los siguientes datos.

En el Plano X-Z:

Fuerza provocada por engrane en eje X, $F_{ex} = 19,24N$

Reacciones:

Reacción primer apoyo (R12): 11,544N

Reacción primer apoyo (R22): 7,696N

Basado en los datos obtenidos los momentos alternantes en el conjunto principal serán los siguientes:

Distancia 0,16m $M_a = 2,16Nm$

Distancia 0,32m $M_a = 1,116Nm$

Estos datos serán utilizados en el análisis mecánico de la flecha principal.

2.1.8.2 Análisis de Diseño Mecánico de la Flecha Principal

Para el análisis mecánico de este componente serán considerados de igual manera los criterios descritos la sección 2.1.5.2.

El factor de seguridad nuevamente será determinante para una validación del diseño basándose en los factores de resistencia de la tabla 2.7.

Tabla 2. 7 Factores de Resistencia a la Fatiga Flecha Principal.

Factor	Valor
Sut	68 ksi (415,4MPa)
Ka	0,883
Kb	0,91
Kc	1
Ke	0,814
Se	22,24 ksi (144,34MPa)

Fuente: Propia de los autores

2.1.8.2.1 Análisis de Factor de Seguridad en Cuñero Fresado de Engrane Principal

Las dimensiones de los cuñeros en eje y flecha son idénticos en la figura 2.23 y 2.24 por lo que mantienen sus factores de sensibilidad a la muesca tanto para flexión y torsión, siendo los factores previamente calculados para el hombro presente en el engrane secundario, ubicado en la sección G de la figura 2.2.

$$K_F = 1,66$$

$$K_{FS} = 2,8$$

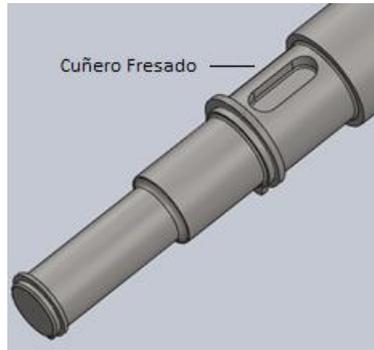


Figura 2. 23 Cuñero Fresado Flecha Principal.

Fuente: Propia de los autores

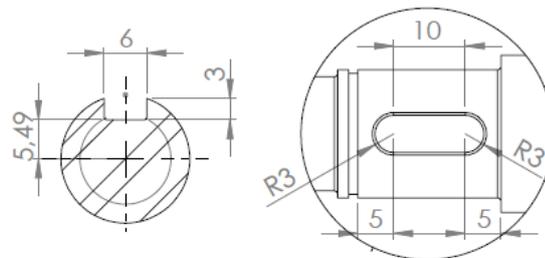


Figura 2. 24 Detalle Cuñero (cotas en mm).

Fuente: Propia de los autores

De la figura 2.22, el momento alternante presente es:

$$M_a = 2,16Nm$$

El torsor medio se mantiene:

$$T_m = 2,2Nm$$

Utilizando las ecuaciones 2.7 y 2.8, los esfuerzos alternantes y medios son encontrados:

$$\sigma'_a = 6,26MPa$$

$$\sigma'_m = 9,317MPa$$

Con los datos de la tabla 2.7, y la utilización del criterio de Goodman (Ec. 2.9) determina el factor de seguridad presente en el cuñero.

$n_f = 15,20$

2.1.8.2.2 Análisis de Factor de Seguridad en Cuñero Fresado de Disco Perforado

El estudio de factor de seguridad en el cuñero que alojará al disco perforado es de consideración por la presencia de momentos alternantes, torsor medio y torsor alternante provocado por el montaje de masa adicional al disco, dicho escenario se encuentra en la sección J de la figura 2.2; importante para el análisis.

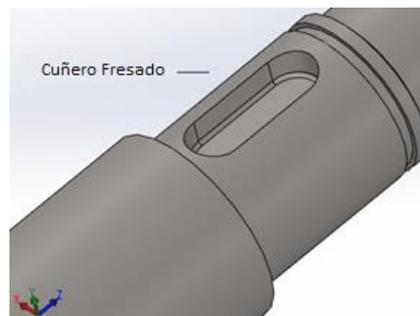


Figura 2. 25 Detalle Cuñero (cotas en mm).

Fuente: Propia de los autores

Los cuñeros tanto de la flecha principal como del eje auxiliar son dimensionalmente iguales, debido que sus diámetros en los asientos también lo son, por lo que comparten las mismas características de análisis.

$$K_F = 1,66$$

$$K_{FS} = 2,8$$

Dado que en este punto el disco de masas proporciona torsor alternante, los esfuerzos alternantes y medios que presenta la flecha principal son de mayor atención para el diseñador, el uso de las ecuaciones 2.5 y 2.8 es necesario para su cálculo.

El torsor alternante presente en el disco de masas es producido por una masa de 1Kg que genera desbalance, conocidas las dimensiones del disco, el torsor queda definido:

$$T_a = 0,5Nm$$

$$M_a = 1,16Nm$$

El torsor medio se mantiene constante a lo largo del proceso:

$$T_m = 2,2Nm$$

Esfuerzos alternantes y medios quedan definidos:

$$\sigma'_a = 3,97MPa$$

$$\sigma'_m = 9,317MPa$$

Con los datos de la tabla 2.7, y la utilización del criterio de Goodman Ec. (2.9) determina el factor de seguridad presente en el cuñero.

$n_f = 20,03$

En conclusión, el punto más crítico de análisis fue el cuñero localizado en el asiento que soporta el engrane principal, debido a su alto momento alternante e interacción con el engrane auxiliar, a pesar que el cuñero localizado en el asiento que soporta al disco de masas presenta momento y torsor alternantes resultó que el factor de seguridad no fue tan bajo como en el cuñero del engrane, aun así los valores encontrados indican que el diseño resulta seguro y satisface en gran medida las especificaciones requeridas, garantizando un tiempo de trabajo duradero para el desarrollo de prácticas en el Laboratorio de Mecanismos y Vibraciones del DECEM.

2.2 SISTEMA ELÉCTRICO

De acuerdo a la propuesta inicial planteada en la sección 2.1.1 el sistema mecánico será puesto en movimiento por medio de un motor eléctrico, además de ser necesario el uso de un elemento capaz de variar la velocidad del mismo tal como se enuncio en el alcance del proyecto ya que por medio de este los escenarios de vibración serán establecidos a diferentes velocidades.

Dentro del sistema eléctrico es también indispensable el uso de componentes de protección, y el cumplimiento de las normas para las conexiones eléctricas.

2.2.1 SELECCIÓN DE MOTOR

2.2.1.1 Características requeridas

Como diseño inicial se establecieron valores para el funcionamiento del sistema:

- Velocidad máxima 1500RPM.
- Potencia máxima 0,5HP

2.2.1.2 Clasificación de motores y selección

En la industria existe una variedad de motores eléctricos de los cuales se puede seleccionar de acuerdo a la aplicación. El motor seleccionado es un trifásico de corriente alterna debido a su versatilidad para el uso de variadores de frecuencia, existe un mayor control en la variación de velocidad, además de su bajo costo y disponibilidad en mercado.

El laboratorio cuenta con una toma de voltaje de 220V, en esta ocasión por disponibilidad en el mercado se seleccionó un motor que requiere un suministro de energía de las mismas características.

La velocidad requerida es de 1500RPM y una potencia de 0,5HP, por lo tanto un motor de estas características cumple con lo solicitado.

La velocidad de un motor trifásico depende de la frecuencia de la fuente de energía y del número de polos del mismo, de acuerdo a los modelos y las marcas existentes en la industria se realizó la selección del motor eléctrico. Para el desarrollo del proyecto se utilizará un motor SIEMENS tipo 1LA7 070-4YA60, trifásico jaula de ardilla, con alimentación de 220V, de 4 polos, velocidad 1590RPM, 60Hz y modelo robusto.

2.2.1.3 Especificaciones técnicas

En la figura 2.26 se muestra el modelo físico del motor seleccionado.

Como se observa la tabla del **ANEXO A.2.1** se comprueba que el motor tiene una velocidad máxima de 1590RPM además de un torque nominal de 2.2Nm siendo un valor superior al necesario para el movimiento del eje por lo tanto el motor seleccionado cumple satisfactoriamente con los requerimientos.



Figura 2. 26 Motor trifásico seleccionado.

Fuente: Siemens

2.2.2 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El motor eléctrico debe ser accionado mediante otro componente que facilite el control de la velocidad y el encendido del mismo. En la industria existen varios métodos para el encendido de motores trifásicos de corriente alterna, pero uno de los dispositivos más utilizados en esta aplicación es el variador de frecuencia por su facilidad de uso.

El manejo de accionamiento del motor estará dado mediante el computador, por lo tanto se ha seleccionado un variador frecuencia como enlace entre el computador y

el movimiento del motor. Los detalles del variador de frecuencia se dan a continuación.

2.2.2.1 Variador de frecuencia

Un variador de frecuencia como el de la figura 2.27 es un dispositivo para el control de velocidad rotacional de un motor de corriente alterna por medio de control de la frecuencia suministrada al motor.



Figura 2. 27 Unidad de variador de frecuencia.

Fuente: Manual de usuario CFW10

Un variador de frecuencias es un caso especial de un variador de velocidad. Un variador de frecuencia varía a la vez el voltaje de alimentación por lo que es también conocido como VVVF (variador de voltaje/variador de frecuencia) (Calvo Sevillano, 2011).

2.2.2.1.1 Principio de funcionamiento

Los variadores de frecuencia operan bajo el principio que rige a la velocidad síncrona de un motor de corriente alterna el cual enuncia que ésta se ve afectada por la frecuencia de CA suministrada y por el número de polos del estator de acuerdo con la relación de la ecuación (2.10) (Calvo Sevillano, 2011):

$$n = 120 \times \frac{f_1}{p} (1 - s) \quad \text{Ec. (2.10)}$$

Donde

n: es la velocidad de rotación mecánica (RPM)

f₁: frecuencia fundamental de la tensión de alimentación (Hz)

p: número de polos

s: deslizamientos

La fórmula demuestra que la velocidad de rotación de un motor puede variar mediante la actuación de 3 parámetros.

La utilización de convertidores de frecuencia actualmente comprende el método más eficiente para el control de velocidad de motores de inducción. Los variadores transforman la tensión de la red, de amplitud y de frecuencias constantes, en una tensión de amplitud y frecuencias variables.

La variación de la frecuencia de la tensión de alimentación ocasiona la variación del campo girante y la velocidad mecánica de rotación de la máquina.

La corriente depende de la carga y que esta es constante, por lo tanto variando proporcionalmente la amplitud y la frecuencia de la tensión de alimentación, el flujo y el par permanecen constantes. El motor provee un ajuste continuo de velocidad de velocidad y par con relación a la carga mecánica. Las pérdidas pueden ser minimizadas de acuerdo a las condiciones de carga, manteniéndose constante el deslizamiento de la máquina a cualquier velocidad.

El uso de variadores de frecuencia tiene los siguientes beneficios (Weg. Equipamientos eléctricos S.A):

- Control a distancia
- Reducción de costos
- Aumento de productividad
- Eficiencia Energética
- Versatilidad
- Mayor calidad

2.2.2.1.2 Características

Los variadores de frecuencia operan como una interfaz entre la fuente de energía (red) y el motor de inducción como se observa en la figura 2.28. El proceso de obtención de la tensión y frecuencia deseada por medio de los equipamientos pasa por tres etapas (Weg. Equipamientos eléctricos S.A):

- **Puente de diodos:** Rectificación de la señal alterna- de tensión y frecuencia constantes- proveniente de la red de alimentación.
- **Filtro o Link DC:** Regulación de la tensión rectificada con el almacenamiento de energía.
- **Transistores IGBT:** Inversión de la tensión continua, con tensión y frecuencia variables.

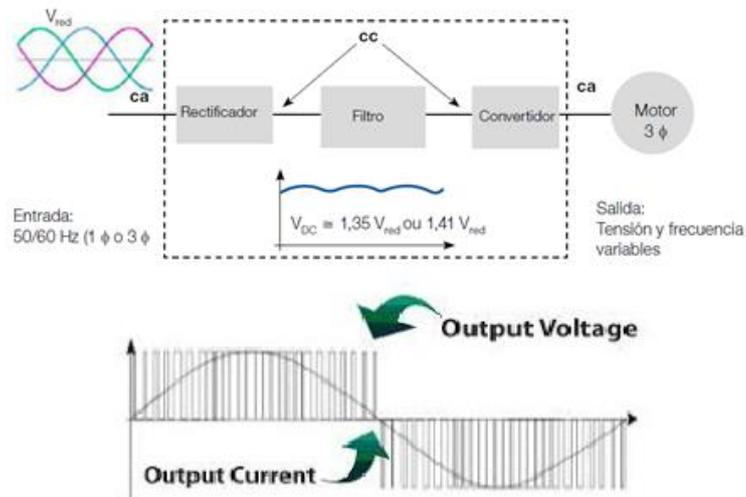


Figura 2. 28 Motores de inducción alimentados por convertidores de frecuencia.

Fuente: (Weg. Equipamientos eléctricos S.A)

2.2.2.1.3 Sistema Variador de frecuencia

Un sistema de variador de frecuencia consiste generalmente en un motor de AC, un controlador y una interfaz operadora (figura 2.29).

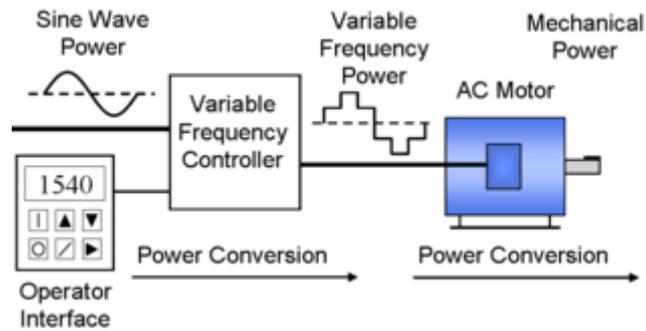


Figura 2. 29 Diagrama del sistema VDF

Fuente: (Weg. Equipamientos eléctricos S.A)

2.2.2.1.4 Motor del Variador de frecuencia

El motor utilizado en un Variador de frecuencia generalmente es un motor de inducción trifásica. Algunos motores monofásicos pueden ser igualmente utilizados, pero los motores de tres fases son normalmente preferidos. (Weg. Equipamientos eléctricos S.A).

2.2.2.1.5 Selección del Variador de frecuencia

La selección del variador depende de la alimentación que tendrá el mismo y del tipo de suministro de energía requerida por el motor usado en la aplicación, el cual es un trifásico de 220V de alimentación, de acuerdo a los datos mostrados en el **ANEXO A2.1** se seleccionó un variador de una potencia mayor a la del motor para conservar un torque constante en la operación y una corriente nominal mayor para sobredimensionar el sistema como factor de seguridad.

Debido a la poca disponibilidad en el mercado se debió adquirir un variador de frecuencia bajo pedido en la web, el dispositivo seleccionado de marca WEG modelo

CFW100040SDZ con voltaje de entrada 220V monofásico y voltaje de salida 230V trifásico, 0,75Hp y una corriente nominal de 4A cumpliendo con las condiciones requeridas, además de contar con una pantalla HMI para la programación de los tiempos de arranque y paro; y un disipador de calor en su parte posterior para reducir posibles calentamientos.

El montaje del variador de frecuencia se realizará basándose en las conexiones eléctricas establecidas en el manual, considerando las normas que rigen conexiones eléctricas en cuanto a distancias y tipo de cables a utilizar.

2.2.2.1.6 Especificaciones técnicas

ANEXO A2.2

2.2.2.1.7 Conexiones

ANEXO A2.3

2.2.3 PROTECCIONES

Toda conexión eléctrica debe tener una serie de protecciones, desde el punto de vista de los conductores y los aparatos conectados en ellos.

Existen varios tipos de protecciones que pueden hacer una conexión eléctrica completamente segura ante cualquier contingencia, el equipo necesita una protección

para prevenir el paso de intensidad de la corriente eléctrica que exceda del valor máximo que resiste la instalación y protección para el motor eléctrico.

De esta manera se optó por la selección de un disyuntor y un guarda motor que cumpla con las características para la protección de los dispositivos eléctricos.

2.2.3.1 Guardamotor



Figura 2. 30 Esquema Guardamotor

Fuente: <http://www.inerin.com/3rv2011-1ha10-siemens-sirius.html>.

Un guardamotor es un disyuntor magnético-térmico, especialmente diseñado para la protección de motores eléctricos (figura 2.30). Proporciona al dispositivo una curva de disparo que lo hace más robusto frente a las sobre intensidades transitorias típicas de los arranques de motores. El disparo magnético es equivalente al de otros interruptores automáticos pero el disparo térmico se produce con una intensidad y tiempo mayores. (Inerin electric, 2011)

2.2.3.1.1 Selección de Guardamotor

La selección del guardamotor consiste en coordinar las características de funcionamiento de los dispositivos de protección conectados en serie. Según la norma IEC 60898 para el cálculo de protecciones la corriente de sobrecarga debe ser basado en la ecuación (2.11) (Inerin electric, 2011):

$$I_{k \text{ segun IEC}} = I_n \times 1,5 \quad \text{Ec. (2.11)}$$

$$I_k = 4A \times 1,5 = 6A$$

I_n = Intensidad nominal del variador de frecuencia

La intensidad nominal del guardamotor es de 5.5 a 8A cuyas características cumplen con la ecuación (2.11) para la protección del motor.

2.2.3.1.2 Catálogo

ANEXO A2.4

2.2.3.2 Disyuntor



Figura 2. 31 Disyuntor

Fuente:<http://www.sarasanto.com.ar/muestraobjeto.asp?id=346&idcategory=532&tipo=1>.

Es un dispositivo de seguridad, capaz de interrumpir o abrir un circuito eléctrico cuando la intensidad de la corriente eléctrica que circula excede del valor máximo, en el que se ha producido un cortocircuito, con el objetivo de no causar daños a los equipos eléctricos del sistema. A diferencia de los fusibles, que deben ser reemplazados tras un único uso, el disyuntor poder ser rearmado una vez encontrado y reparado el daño. (Sarasanto, 2011)

2.2.3.2.1 Principio de funcionamiento

La construcción de los interruptores diferenciales se determina por tres partes fundamentales.

- Transformador sumador de corriente de defecto
- Disparador para transformar la magnitud eléctrica medida en un disparo mecánico
- El cerrojo de maniobra de contactos

El transformador sumador abraza a todos los conductores necesarios para el suministro de la energía eléctrica. En una instalación sin fallas las corrientes magnéticas d los conductores que atraviesan el transformador se anulan.

Por el contrario, cuando por causa de aislamiento circula una corriente de defecto, se perturba el equilibrio y quede como resultado un campo magnético residual en el núcleo del transformador. Por ello se genera en el bobinado secundario una tensión que, a través de un disparador y el cerrojo de maniobra, desconecta el

circuito afectado con la falla de aislación. Este principio de disparo opera independientemente de la tensión de red o de una fuente auxiliar. (Electroserrano, 2012).

2.2.3.2.2 Parámetros para selección de disyuntor

Se debe tener especial cuidado en el poder de corte, llamado también capacidad de ruptura de cortocircuito, indicado al frente del disyuntor.

La capacidad de ruptura de cortocircuito, está dada por el valor de la intensidad de la corriente de cortocircuito, indicado por el fabricante, que un interruptor automático puede desconectar con la tensión asignada de servicio, la frecuencia, y el factor de potencia definido.

Por las características que debe cumplir en la ecuación Ec. (2.11) mencionada anteriormente se seleccionó un disyuntor de marca SIEMENS modelo 5SX1 210-7 que soporta corriente de hasta 10A bipolar.

2.2.3.2.3 Catálogo Siemens

ANEXO A2.5

2.2.4 CONEXIONES ELÉCTRICAS

2.2.4.1 Gabinete

Por recomendaciones del dispositivo variador de frecuencia los cables de conexión para motores menores a 2HP se deben utilizar cables de $2,5\text{mm}^2$ de sección.

De acuerdo a la norma AWG para conductores eléctricos el cable de sección mayor a $2,5\text{mm}^2$ es el AWG12 con el cual se realizarán las conexiones. El gabinete seleccionado se muestra en la figura 2.32 es de $40 \times 40 \times 20$ cm que se ajusta a las dimensiones necesarias para instalar los componentes eléctricos.



Figura 2. 32 Gabinete seleccionado.

Fuente: Propia de los autores

2.3 SISTEMA ELECTRÓNICO

Para el análisis de vibración se establece el uso de sensores y una tarjeta de adquisición de datos en la obtención de señales para su posterior análisis, estos componentes son considerados dentro del sistema electrónico.

2.3.1 MEDICIÓN DE VELOCIDAD

En el control de velocidad es necesario tener en cuenta los parámetros a considerarse para realizar la retroalimentación del sistema, de esta manera se puede proceder a la selección de un dispositivo de medición apropiado para la toma de señales y proceder al control de velocidad.

La velocidad que se propone controlar es la velocidad del motor eléctrico para mantenerla constante mientras se realiza la toma de datos.

Primero se debe plantear en qué punto del sistema se va a realizar la medición de la velocidad para proceder a la selección del dispositivo a usar, como se enunció en el diseño del sistema mecánico el cual está compuesto de dos ejes un eje auxiliar y un eje principal, y montados sobre esto 3 engranes con relación de transmisión de uno, por lo tanto los dos ejes rotan a la misma velocidad que el motor eléctrico.

La solución en la elección del punto de medición es realizarla en los dientes del engrane montado sobre el eje principal por su facilidad de montaje y de medición, por lo tanto se seleccionó un sensor inductivo el cual detecta el paso de cada diente emitiendo un pulso.

2.3.1.1 Sensor Inductivo



Figura 2. 33 Sensor inductivo

Fuente: <http://www.electronshtk.ru/item/ime08-1b5pszw2s-263706>

Los sensores de proximidad inductivos (figura 2.33) incorporan una bobina electromagnética para detectar la presencia de un objeto metálico conductor, en este

caso los dientes del engrane son de material acero 1020, al detectar los dientes el sensor genera un cambio en su campo magnético generando un pulsos.

El dispositivo escogido es un sensor inductivo IME08-1B5PSZW2S, voltaje de alimentación de 10-30V y consumo de corriente 200mA, los datos técnicos se especifican con más detalle en el **ANEXO A2.6**.

2.3.1.2 Selección de tipo de control de velocidad

El control PID es un mecanismo de retroalimentación de la señal para mantener una velocidad constante del motor.

Para diseñar el control será necesario encontrar la función de transferencia que caracterice el funcionamiento del motor para obtener las variables de corrección.

La función de transferencia es la ecuación que modela el movimiento del motor, se la obtiene realizando pruebas variando los datos de entrada (voltaje) y salida (velocidad RPM).

2.3.2 SENSOR DE VIBRACIÓN

Los acelerómetros para medida de vibración o sensores de vibración son elementos que transforman la magnitud física de vibración en otra magnitud eléctrica que será la que emplearemos en el equipo.

Los sensores de vibración son acelerómetros que permiten trabajar en frecuencias altas, que es donde se produce principalmente la vibración, estas frecuencias y en consecuencia estos acelerómetros se utilizan para diferentes aplicaciones, pero hay una que destaca sobre el resto, y es el control preventivo o mantenimiento preventivo en maquinaria.

2.3.2.1 Selección de acelerómetro

Para la aplicación se recurrió a un acelerómetro triaxial que obtiene la variación de vibración en los 3 ejes del componente analizado, de esta manera se logrará un análisis más completo de las señales obtenidas.

Por las características se seleccionó un acelerómetro MMA7361L que cuenta con un rango de medición $\pm 1,5/6g$ y voltaje de alimentación 2,2V-3,6V (explicación más detallada de sus características en el **ANEXO A2.7**).



Figura 2. 34 Acelerómetro MMA7361L

Fuente: (Electrofreaks, 2012)

Como se puede notar en la figura 2.34 el acelerómetro necesita acondicionarse para la obtención de señales y de igual manera debe ser encapsulado para prevenir la intervención de ruidos y señales externas.

2.3.3 ADQUISICIÓN DE DATOS

El sistema en conjunto será monitoreado mediante el computador por tanto es necesario un enlace entre las señales adquiridas y el ordenador, un método eficaz de adquisición de señales es una tarjeta DAQ USB-6009 National Instruments cuyas características se detallaron en el capítulo anterior. El modelo seleccionado se encuentra en actividad en los laboratorios del DECEM facilitando su uso para la ejecución de las pruebas.

La tarjeta de adquisición de datos representada en la figura 1.19 nos permite manipular las variables del proceso y cumplir con varias funciones que se explicarán en el capítulo siguiente.

CAPITULO 3

3. DESARROLLO INTEGRAL

3.1 CONSOLIDACIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO

Como se detalló en el capítulo anterior el sistema mecánico está compuesto por un eje principal, un eje auxiliar y tres engranes, además de un disco para acople de masas ubicados de tal manera que permitan realizar las pruebas necesarias para el análisis de vibraciones.

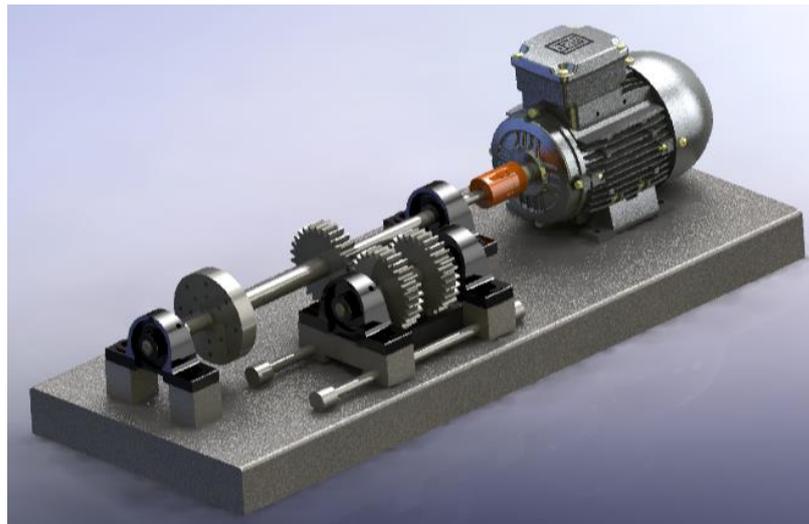


Figura3. 1 Modelo CAD. Componentes ensamblados.

Fuente: Propia de los autores

3.1.1 ENSAMBLAJE DE COMPONENTES

Una vez diseñados y seleccionados los componentes que conforman el sistema mecánico tal como fueron especificados en el Capítulo 2 Sección 1, es necesario puntualizar el ensamblaje que será llevado a cabo para constituir a la máquina.

Motor, conjunto principal y auxiliar deben ser ensamblados de tal forma que proporcionen la funcionalidad deseada, manteniendo el criterio de modularidad en el sistema. En la figura 3.1 se ilustra el modelo CAD de todo el sistema mecánico.

3.1.2 ACOPLAMIENTOS AUXILIARES

Tal como fue descrito el tema de la modularidad en el diseño, el uso de acoplamiento auxiliares para conferir esta propiedad al sistema es necesario, será realizada la instalación como en la figura 3.2 de una palanca auxiliar a modo de un estilo “caja de cambios manual” para alternar entre los diferentes escenarios de análisis, permitiendo intercambiar el acople entre los diferentes engranes y el no acoplamiento entre los mismos según sea requerido.



Figura3. 2 Sistema de posición de engranes.

Fuente: Propia de los autores

3.1.3 SOPORTES Y BASES

El ensamble fue instalado en una base rígida (figura3.3) que permita la operación sobre una superficie plana.

Los soportes instalados (chumaceras) presentan una característica autoalineante para garantizar la alineación de los ejes.



Figura3. 3 Base del sistema.

Fuente: Propia de los autores

3.1.4 ANÁLISIS MODAL

Se realiza un análisis modal del conjunto (figura 3.4) haciendo uso de software computacional para verificar la integridad estructural del mismo, obteniendo como resultado los valores de las frecuencias naturales y deformación que permitan determinar cualquier tipo de conflicto con las velocidades de rotación que se intentará imprimir en el modelo mecánico.

Como se observa en la figura 3.5 la frecuencia natural obtenida del sistema mínima es de 150.91Hz este valor equivale a 9054.6RPM una velocidad mayor a la entregada por el motor en el banco de pruebas, en conclusión el sistema mecánico no entrará en resonancia porque no supera la frecuencia natural.

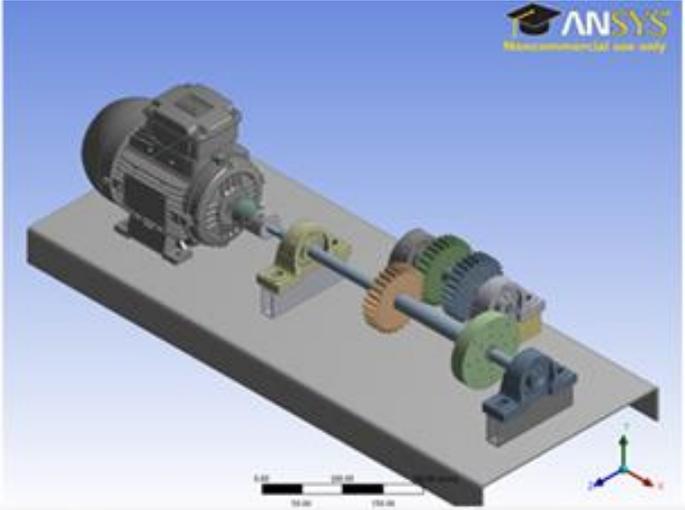


Figura3. 4 Análisis modal. ANSYS

Fuente: Propia de los autores

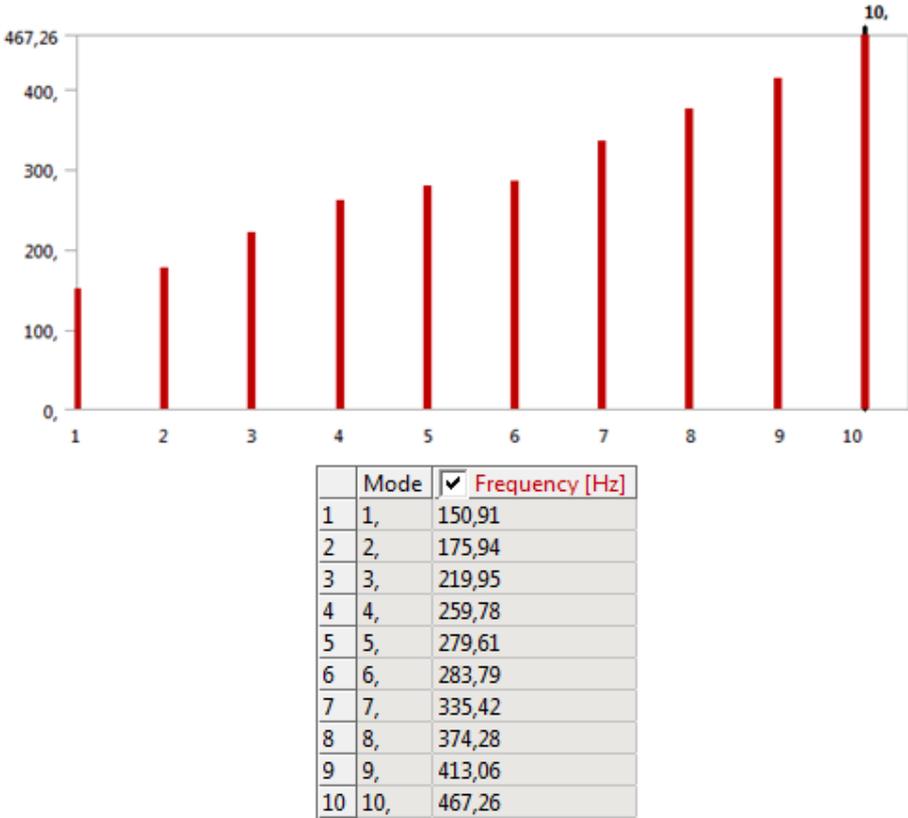


Figura3. 5 Resultado análisis de frecuencia

Fuente: Propia de los autores

De igual manera se obtuvo el análisis de deformación del sistema en cada uno de sus ejes a la primera frecuencia natural, indicado en las figuras de la 3.6 a la 3.8, donde se observan los valores correspondientes a deformación en cada punto específico del equipo.

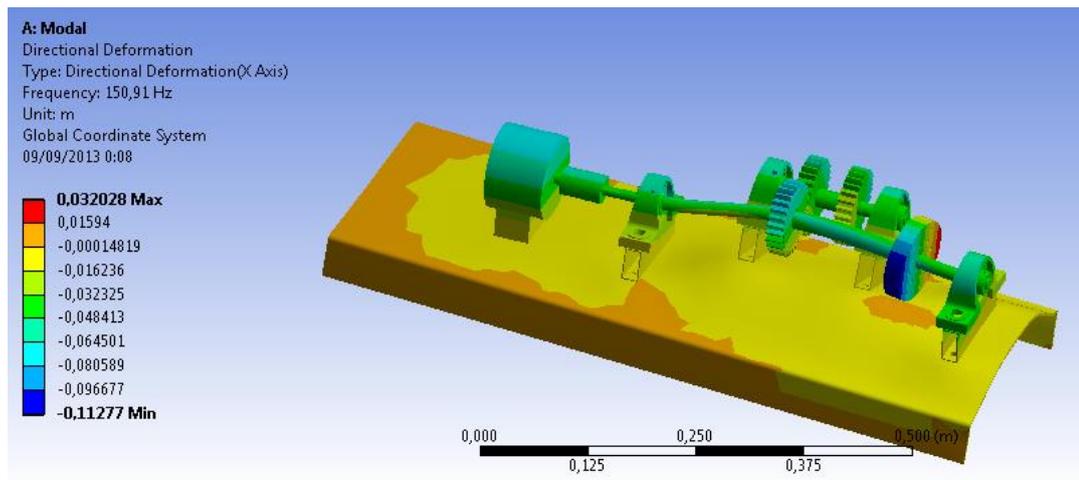


Figura3. 6 Deformación en eje X

Fuente: Propia de los autores

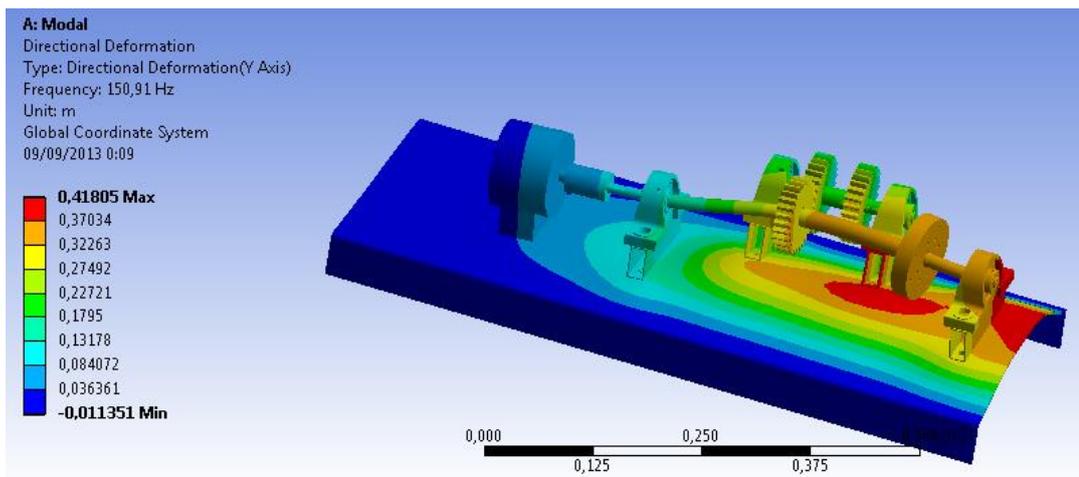


Figura3. 7 Deformación en eje Y

Fuente: Propia de los autores

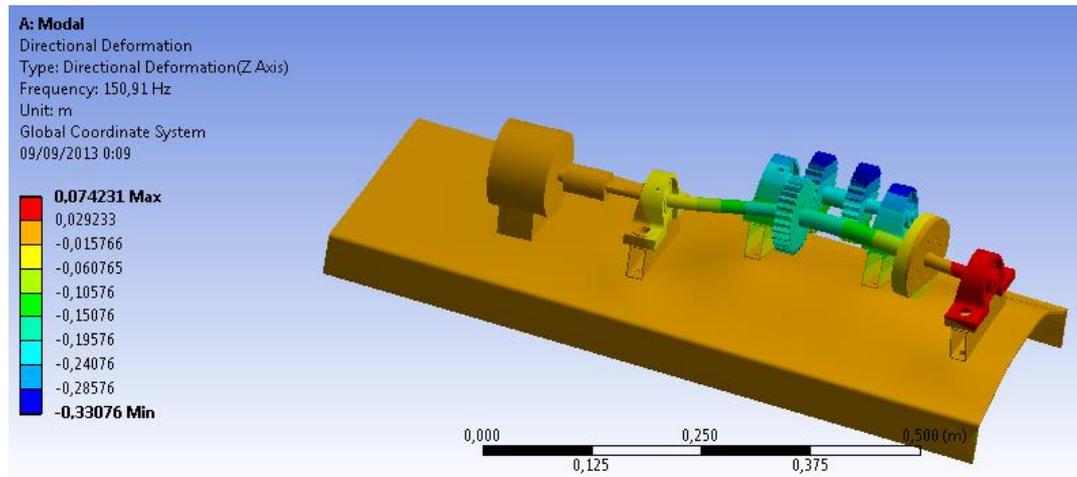


Figura3. 8 Deformación en eje Z

Fuente: Propia de los autores

Haciendo un análisis general del sistema la deformación máxima resultante es en el eje principal (figura 3.9), esto significa que cuando el equipo comienza a entrar en resonancia en la frecuencia natural de 150.91Hz aparecen deformaciones que cambian la geometría del sistema. Siendo otro punto de consideración para confirmar que el diseño realizado del equipo puede soportar una frecuencia de rotación de 25Hz que entrega el motor.

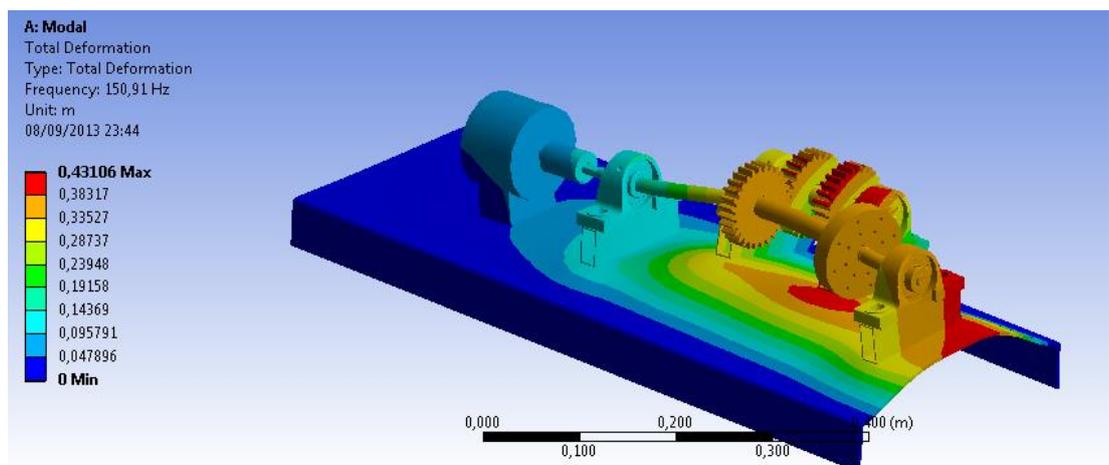


Figura3. 9 Análisis de deformación. ANSYS

Fuente: Propia de los autores

3.2 CONSOLIDACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO

3.2.1 DISTRIBUCIÓN DE COMPONENTES

Los componentes utilizados para el sistema eléctrico y electrónico son:

- Disyuntor
- Guardamotor
- Variador de frecuencia
- Interruptor
- Luz piloto
- Pulsador START/STOP
- Tarjeta de adquisición de datos

Para establecer la distribución de los componentes es necesario tener en conocimiento las dimensiones del gabinete o caja térmica en el cual serán montados.

El gabinete contará además con rieles DIN normalizados, canaletas y perforaciones para el paso del cableado correspondiente. Los componentes son montados separando el sistema de potencia con el de control.

En la figura 3.10 se detalla la distribución de los componentes en el gabinete. En primer lugar se ubica un riel para montar el disyuntor y guardamotor utilizando dos borneras para facilitar la conexión y se realizan las perforaciones para atornillar el variador de frecuencia, interruptor, luz piloto y pulsadores.



Figura3. 10Distribución de componentes eléctricos.

Fuente: Propia de los autores

3.2.2 CONEXIONES Y ACONDICIONAMIENTOS

Las conexiones se realizaron de acuerdo a los requerimientos del variador de frecuencia, además del uso de un pulsador START/STOP para el arranque y paro del motor, y una luz de estado para indicar cuando la puesta en marcha del sistema eléctrico.

3.2.2.1 Acondicionamiento de voltaje

Se ubica una toma de energía de 110V debido a que la entrada general de voltaje es de 220V, por lo tanto es necesaria una conexión auxiliar de tensión convencional para propósitos varios, tal como es el caso del adaptador de voltaje para la alimentación del sensor inductivo.

3.2.2.2 Circuito de acondicionamiento para el sensor

Es necesario acondicionar la señal emitida por el sensor inductivo para que la tarjeta de adquisición pueda acceder a la lectura de los pulsos generados. El circuito mostrado en la figura 3.11 consta de un switch el cual permite encender y apagar la

tarjeta de alimentación, un LED indicador de funcionamiento además de acondicionar las señales procedentes del sensor de 10 V de entrada a 5v en su salida para lectura en la tarjeta de adquisición de datos.

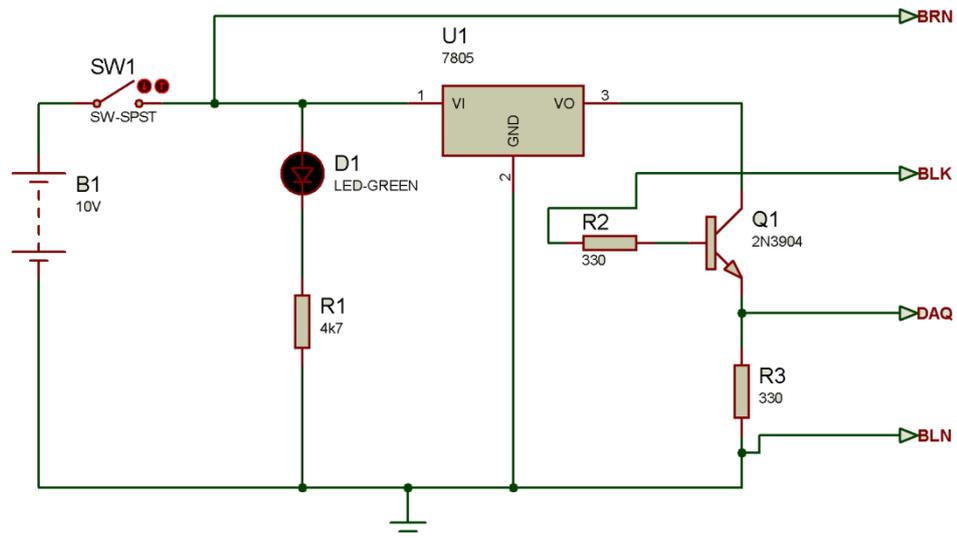


Figura3. 11 Esquema circuito de acondicionamiento.

Fuente: Propia de los autores

3.2.2.3 Conexiones Tarjeta de Adquisición

Para mayor facilidad en la movilidad de la DAQ se realizará una adaptación de conectores MOLEX para fijar la conexión de cada uno de los pines de control.

Los pines de control son seleccionados de acuerdo a las necesidades del sistema; se requiere 4 entradas analógicas para los valores de voltaje que envíen los acelerómetros y alimentación de 5V que provee la tarjeta, la entrada de contador para las señales del sensor inductivo además de una salida analógica. Basándose en esto requerimientos se distribuyen los pines de la tarjeta de adquisición de datos como se indica en la figura 3.12.

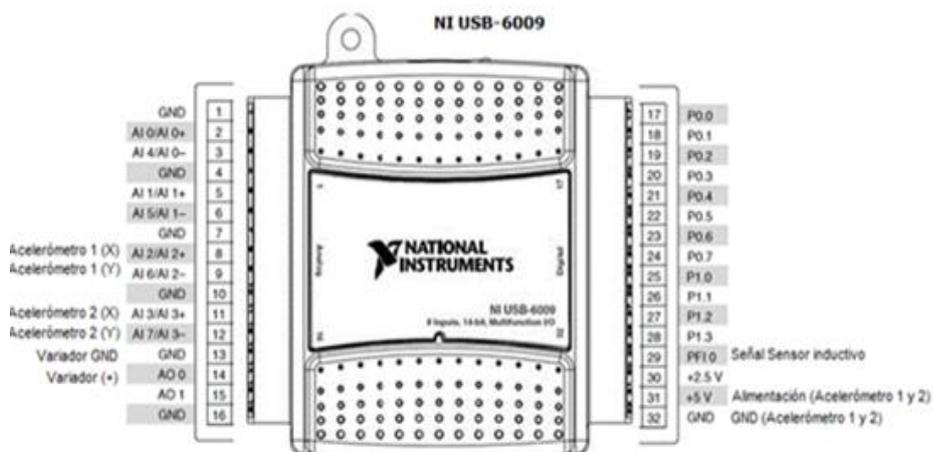


Figura3. 12 Pines de conexión a tarjeta de adquisición de datos.

Fuente: Propia de los autores

En la figura 3.13 se muestra el acondicionamiento dentro del gabinete realizado a los pines de conexión de la DAQ que le proporcionan movilidad e intercambiabilidad en caso que se requiera remover la misma y sustituirla por otra. De igual manera se fija un soporte en donde se colocará la DAQ.



Figura3. 13 Acondicionamiento de conectores a DAQ.

Fuente: Propia de los autores

3.2.3 PROGRAMACIÓN DEL VARIADOR DE FRECUENCIA

El variador de frecuencia es un modelo CFW10 de la marca WEG, se recurre al manual de usuario para proceder a la programación de acuerdo a los parámetros que requiera el sistema.

Es importante considerar el equipo por el cual se enviarán las señales al variador, es decir el medio físico por el cual el estudiante va a interactuar con el variador.

Se ha seleccionado un pulsador de start /stop para el arranque y paro del motor además de la utilización de puertos de salida en la DAQ para la variación de velocidad.

Para la programación inicial del variador de frecuencia se realiza en primer lugar, encender el equipo siendo necesario ingresar la clave para acceder a cambiar los parámetros de programación y obtener los beneficios requeridos por el sistema.

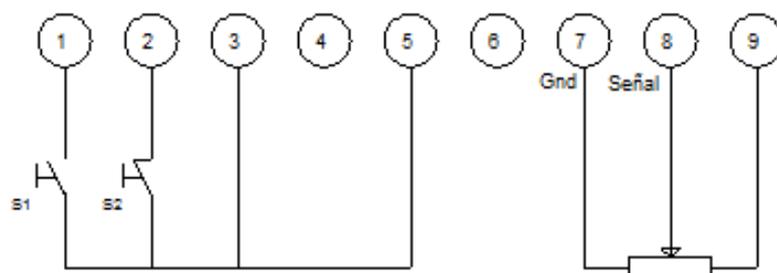


Figura3. 14 Pines de control Variador de frecuencia.

Fuente: Propia de los autores

En la figura 3.14 se muestra la conexión realizada en el panel de control del variador de frecuencia con los pulsadores de start/stop y un potenciómetro representa la variación de voltaje a ser enviada por la tarjeta de adquisición de datos para la manipulación de la velocidad.

3.3 CONTROL DE VELOCIDAD

Como parte del análisis de los fenómenos de vibración presentes en máquinas rotativas la velocidad es un componente importante durante el estudio de la condición de las máquinas, debido a que ayuda a establecer la escala en los espectros de frecuencia para identificar picos correspondientes al estado de los componentes que se requieran analizar.

Durante la experimentación del proceso será posible determinar el controlador definitivo para la aplicación con el fin de seleccionar el tipo de control que más se ajuste al sistema, el cual puede ser un controlador P, PI o PID.

Los componentes que entran en juego para el desarrollo del proceso son:

- Componente Regulador: Conjunto HMI – Tarjeta de Adquisición de Datos - VFD (Variador de Frecuencia).
- Componente Actuador: Motor Eléctrico
- Componente Retroalimentador: Sensor Inductivo

3.3.1 ADQUISICIÓN DE SEÑAL EN SENSOR INDUCTIVO

El sensor inductivo es montado en la parte inferior del engrane en el eje principal para detectar el paso de cada diente y de esta manera emitir pulsos a la misma frecuencia de giro del sistema.

Envía una señal digital 0 y 5V, se acondiciona con un circuito como se detalla en la sección 3.2.2.2.

La señal es recibida en la tarjeta de adquisición de datos para ser interpretada mediante un software de programación, basándose en las muestras tomadas en un tiempo establecido.

$$RPM = \frac{60 \times \#pulsos}{28 \times t \text{ muestreo}} \quad \text{Ec. (3.1)}$$

La ecuación 3.1 es obtenida mediante un análisis, considerando que la medición de velocidad se obtiene de un engrane que contiene 28 dientes, además de estimar un tiempo de muestreo de 0.05s para mayor exactitud y el número de pulsos serán los adquiridos por la tarjeta en el puerto PFi0 configurado como contador de pulsos descendentes.

Se realizó la programación necesaria en el software para la interpretación de los pulsos obtenidos del sensor inductivo, de esta manera se logra tener conocimiento de la velocidad angular en la que se encuentra el sistema. A continuación en las figuras 3.15 y 3.16 se detallan la programación realizada en Labview.

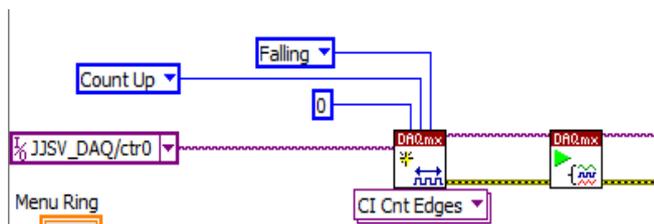


Figura3. 15 Adquisición de pulsos.

Fuente: Propia de los autores

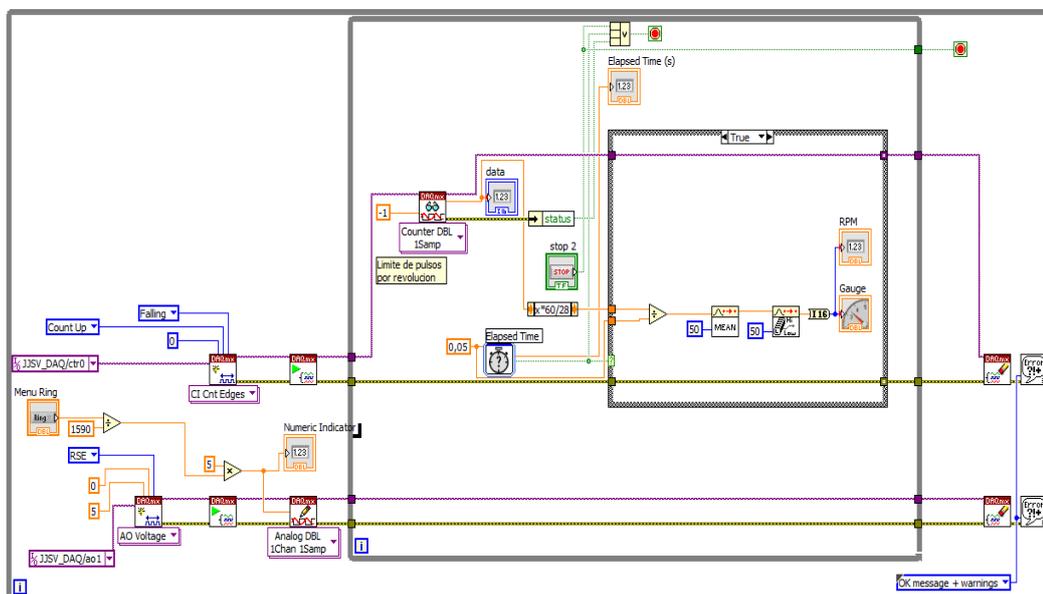


Figura3. 16 Programación de tacómetro digital en Labview.

Fuente: Propia de los autores

Como se muestra en la figura 3.17 los pulsos adquiridos por el contador en el tiempo establecido se convierten a un valor de velocidad realizando operaciones aritméticas basándose en la ecuación 3.1 mostrada anteriormente, las velocidades obtenidas son promediadas y posteriormente se saca la mediana para adquirir un valor de velocidad más estable.

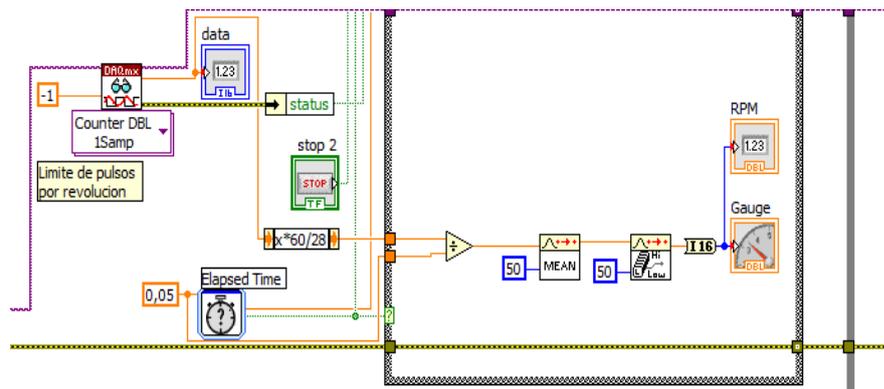


Figura3. 17 Procesamiento de datos.

Fuente: Propia de los autores

3.3.2 FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA

Se identifican las variables de entrada y de salida que están presentes en el proceso a controlar, dado que se requiere un control de velocidad ésta será la variable de salida, necesaria para establecer un Set Point (SP) determinado, en tanto que la variable de entrada será voltaje, por la posibilidad que brinda la tarjeta de adquisición de datos de ofrecer una salida de voltaje, y el variador de frecuencia por permitir una entrada análoga de voltaje para su operación de manera remota, de ese modo es posible controlar la velocidad del motor eléctrico desde una señal de voltaje suministrada por señal de control externa al variador.

Mediante pruebas de funcionamiento se obtuvieron los datos de entrada (voltaje) y salida (velocidad en RPM) mostrados en la tabla 3.1.

El motor trifásico y el variador de frecuencia en conjunto se comportan de manera análoga como un motor DC, por su control de velocidad mediante variación de voltaje, por lo tanto, a partir de los datos de la tabla 3.1 se obtuvo la función de transferencia en la ecuación (3.2):

Tabla3. 1 Datos experimentales para función de transferencia.

Voltaje (Input)	RPM (Output)
0	0
0,2	61
0,4	137
0,6	210
0,8	284
1	360
1,2	430
1,4	508
1,6	584
1,8	656
2	730
2,2	811
2,4	890
2,6	962
2,8	1032
3	1110
3,2	1185
3,4	1270
3,6	1345
3,8	1423
4	1510
4,2	1600
4,4	1670
4,6	1743

Fuente: Propia de los autores

$$y(s) = \frac{27558.187}{s+68.45} u(s) \quad \text{Ec. (3.2)}$$

La herramienta utilizada para obtener la función de transferencia es la función ident de Matlab (figura 3.18), mediante la cual se ingresan los datos de entrada y salida y se puede seleccionar el tipo de función de transferencia que se desea.

La función ident permite verificar la aproximación de la función de transferencia obtenida, la figura 3.19 detalla la gráfica de aproximación con un valor fue de 92.34 un valor admisible para ser aceptado.

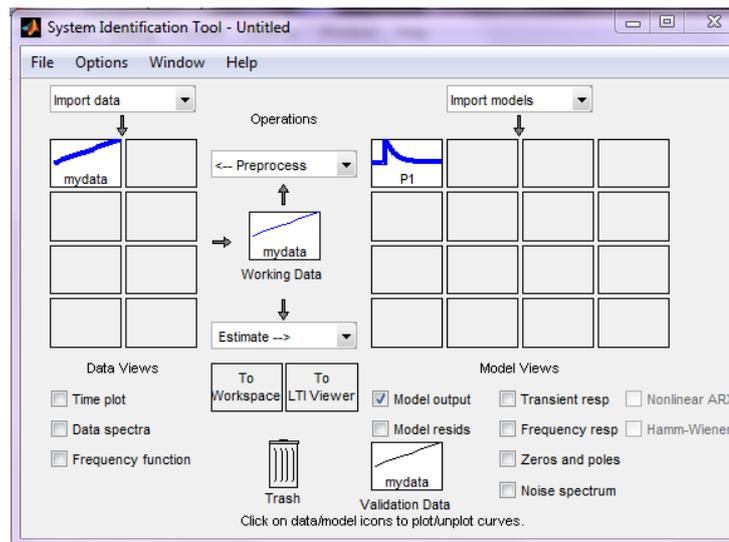


Figura3. 18 Ingreso de datos en función IDENT MATLAB.

Fuente: Propia de los autores

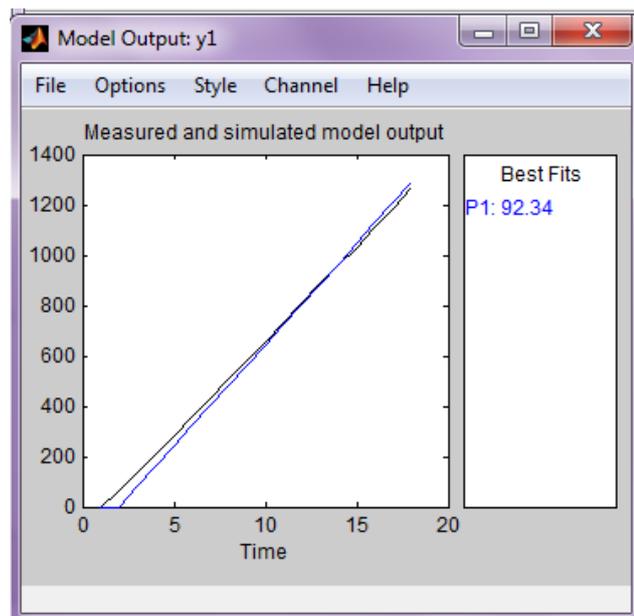


Figura3. 19 Aproximación de la función transferencia escogida.

Fuente: Propia de los autores

3.3.3 DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DEL CONTROLADOR

Existen varios métodos para diseñar un controlador, a continuación se dará detalle de los tipos de controladores diseñados y la selección del que más se ajusta a la planta real del sistema.

De igual manera se determina la ecuación característica de la figura 3.20 que relaciona el voltaje de entrada con la velocidad angular en RPM mediante los datos experimentales mostrados en la tabla 3.1.

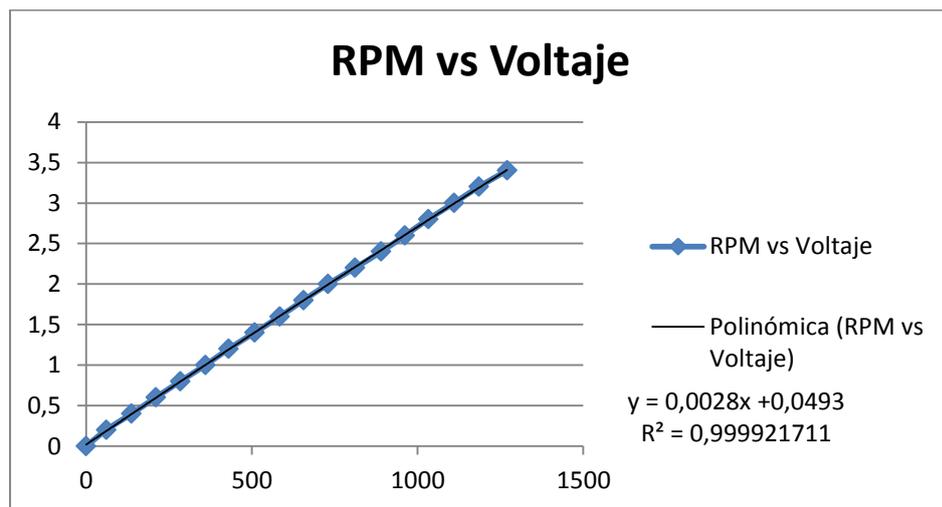


Figura3. 20 Gráfica RPM vs Voltaje.

Fuente: Propia de los autores

$$\text{Voltaje} = 0,0028 * \text{RPM} + 0,0493 \quad \text{Ec. (3.3)}$$

Se realizaron los cálculos para cada técnica de control: PID, PI, PD; se comprobó experimentalmente que un controlador PI es el que mejor se ajusta a los requerimientos para un control más óptimo de la velocidad del sistema.

A continuación se detalla la metodología utilizada para hallar las constantes de un controlador PI. Por medio del método de sustitución de polos y ecuación característica se obtienen las ganancias proporcional e integral.

$$\frac{V_e(s)}{E(s)} = \frac{kp}{s} \left(s + \frac{1}{Ti} \right) \quad \text{Ec. (3.4)}$$

$$\left(s + \frac{1}{Ti} \right) = (s + b) = (s + 68.45) \quad \text{Ec. (3.5)}$$

$$Ti = 0.0146$$

$$T(s) = \frac{G(s)H(s)}{1+G(s)H(s)} \quad \text{Ec. (3.6)}$$

$$T(s) = \frac{27558.187kp \left(s + \frac{1}{Ti} \right)}{s^2 + 68.455s + 27558.187kps + 27558.187 \frac{kp}{Ti}}$$

$$\omega_n^2 = 27558.187 \frac{kp}{Ti} = 1886513.4kp$$

Se selecciona un máximo pico no mayor al 10% y un tiempo de establecimiento de 10s y se encuentra el valor de kp con la ecuación (3.7):

$$\zeta = \frac{\ln^2(MP/100)}{\sqrt{\pi + \ln^2(MP/100)}} \quad \text{Ec. (3.7)}$$

$$\zeta = 0.79242$$

$$\omega_n = \frac{4}{\zeta t_s}$$

$$k_p = 5.4027 \times 10^{-5}$$

La respuesta del controlador en la simulación en software se representa en las figuras 3.21 y 3.22.

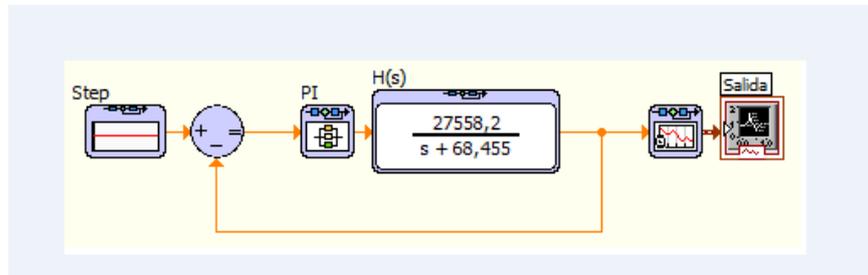


Figura3. 21 Función de transferencia controlada.

Fuente: Propia de los autores

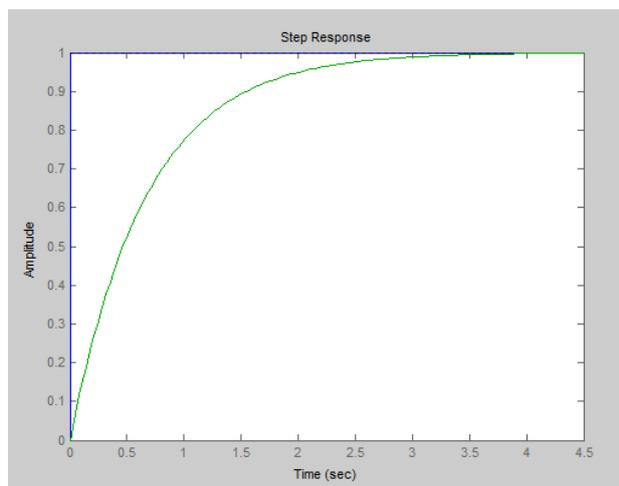


Figura3. 22 Respuesta al controlador PI del sistema.

Fuente: Propia de los autores

En una prueba experimental dentro del sistema se utiliza el bloque de control PID en la programación, ingresando el set point requerido y las constantes obtenidas mediante el cálculo detallado anteriormente; el valor de salida del bloque de control debe ser convertido en voltaje con la ecuación (3.3) y es enviado al variador mediante los puertos de salida A00 Y GND.

Para observar la respuesta del controlador ante la entrada se graficaron los datos en Labview observando que no existe overshoot, el valor de salida alcanza el set point ingresado y se mantiene (figura 3.23).

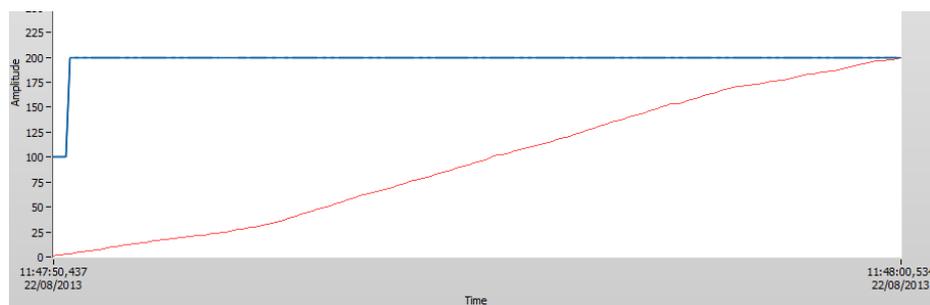


Figura3. 23 Respuesta experimental del controlador.

Fuente: Propia de los autores

Con la ayuda del bloque de controlador PID en el que se ajustan las constantes K_p y T_i encontradas anteriormente, además del set point (velocidad RPM) que el usuario desea figura 3.24, la respuesta del controlador debe ser convertida de valor RPM a voltaje por medio de la Ec. (3.3).

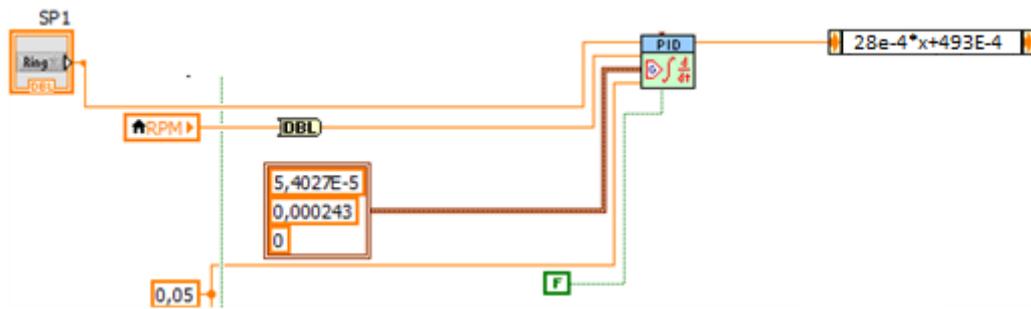


Figura3. 24 Diagrama de bloques controlador PI.

Fuente: Propia de los autores

3.4 ESPECTROS DE FRECUENCIA

3.4.1 MONTAJE DE ACELERÓMETROS

El montaje de los transductores será realizado tanto en los apoyos del eje principal como del auxiliar ilustrado en la figura 3.25 para realizar las mediciones de vibración dependiendo el escenario de prueba, en sistemas con máquinas rotativas las mediciones son hechas en los apoyos fijos de los componentes rotativos (chumaceras), se realizan mediciones en el eje vertical (Y) y horizontal (X).



Figura3. 25 Montaje de acelerómetro.

Fuente: Propia de los autores

El acelerómetro 1 mostrará la vibración en el eje principal mediante los puertos AI2 (eje x) y AI6 (eje y); mientras que el acelerómetro 2 muestra la vibración del eje auxiliar en los puertos AI3 (eje x) y AI7 (eje y) para los análisis respectivos.

3.4.2 ADQUISICIÓN DE SEÑALES

El acondicionamiento de los acelerómetros es realizado como se observa en la figura 3.26 utilizando un conector MOLEX de 6 pines.



Figura3. 26 Acelerómetro empleado.

Fuente: Propia de los autores

Las señales en el dominio del tiempo son de particular importancia en el tratamiento de la información de interés, el uso de transductores especializados, acelerómetros, representan el fenómeno físico de la vibración presente en el sistema, siendo el resultado señales en el dominio del tiempo que muestran las variaciones vibracionales, sin embargo la respuesta obtenida durante las mediciones es la sumatoria de todas las vibraciones, resonancias de las mismas, perturbaciones electromagnéticas y acústicas (ruidos), entre otros.

La adquisición de las señales es realizada mediante la obtención de bloques de datos, bajo una frecuencia de muestreo y número de muestras establecidas.

Citando el teorema de Nyquist el cual describe que la frecuencia de muestreo debe ser al menos 2 veces mayor a la máxima frecuencia en que se encuentra el sistema a muestrear, por la velocidad del equipo la máxima frecuencia es 25Hz siendo esta la razón por la que como se muestra en la figura 3.27 se decidió adquirir las señales a una frecuencia de muestreo de 2048 tomando un número de 4096 muestras estos valores nos permiten obtener un rango de 1024 muestras que son necesarias para el análisis de engranes el cual requiere un mayor rango de frecuencia de medición.

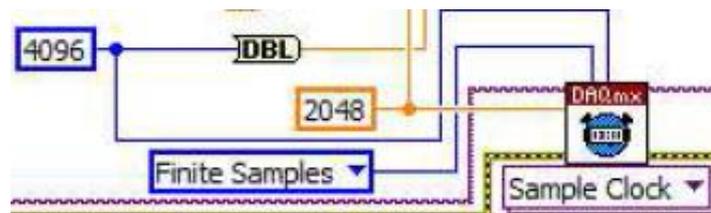


Figura3. 27 Bloque de adquisición de datos

Fuente: Propia de los autores

El resultado de la adquisición es una señal compuesta, siendo necesario su desglose (figura 3.28) en los dos ejes de medición X e Y, para lo cual se debe conocer la naturaleza de cada componente, para ello es necesario procesar las señales del acelerómetro.

Las señales obtenidas son recibidas en voltaje por lo que es necesario realizar una calibración dentro de la programación para la conversión en aceleración, por lo que se realizó un escalamiento de la señal (Figura 3.29) usando la información

obtenida de la toma de datos de salida en cada acelerómetro a 0g tabla 3.2 y 3.3 valor que se obtiene en los ejes de acuerdo a la posición indicada en el **Anexo A.2.7.**

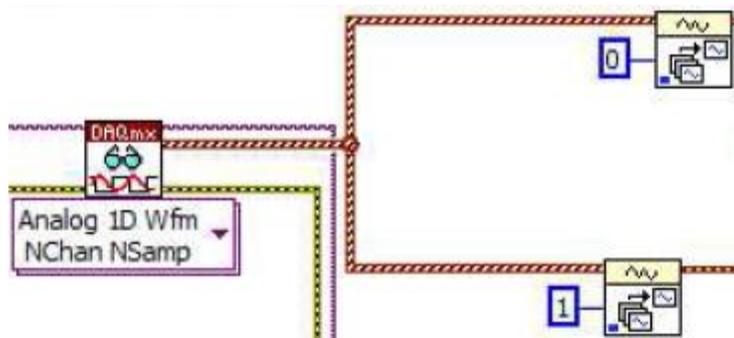


Figura3. 28 Desglose de las señales adquiridas

Fuente: Propia de los autores

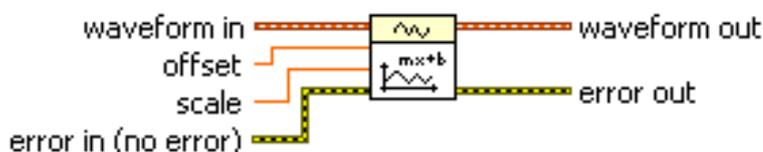


Figura3. 29 Herramienta Waveform Scale and Offset

Fuente: Ayuda Labview 2011

Tabla3. 2 Valores de voltaje de salida a 0g en acelerómetros

Acelerómetro 1	1.655 V
Acelerómetro 2	1.729 V

Fuente: Propia del autor

La sensibilidad de los acelerómetros es de 800mV/g y el rango de medición es de -1.5g a 1.5g con estos valores se obtienen los valores de salida máximos y mínimos de cada acelerómetro para obtener su ecuación característica.

$$\text{Variación de voltaje} = \frac{800mV}{g} * 1.5g = \pm 1.2V \quad \text{Ec. (3.8)}$$

Tabla3. 3 Rangos de voltaje de acelerómetros

	Acelerómetro 1	Acelerómetro 2
Voltaje min	0.455 V	0.529 V
Voltaje max	2.855 V	2.929 V

Fuente: Propia de los autores

Con los valores mínimos y máximos de cada acelerómetro se puede graficar la gravedad vs voltaje, de esta manera se obtiene la ecuación característica (3.9) y (3.10) de cada acelerómetro.

$$\text{acelerómetro 1 : } \text{aceleración} = 12.25(\text{voltaje}) - 20.27 \quad \left(\frac{m}{s^2}\right) \quad \text{Ec. (3.9)}$$

$$\text{acelerómetro 2 : } \text{aceleración} = 12.25(\text{voltaje}) - 21.18 \quad \left(\frac{m}{s^2}\right) \quad \text{Ec. (3.10)}$$

Una vez obtenidas las ecuaciones características de cada acelerómetro se introducen los parámetros en cada bloque de programación de la herramienta Waveform Scale and Offset (Figura 3.25), tal como se muestra en la figura 3.30 y 3.31.

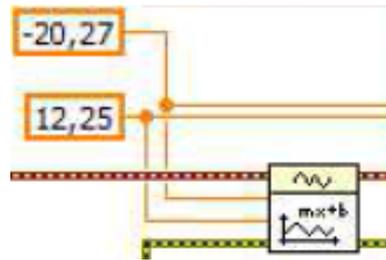


Figura3. 30 Escalamiento de Acelerómetro 1 en programación

Fuente: Propia de los autores

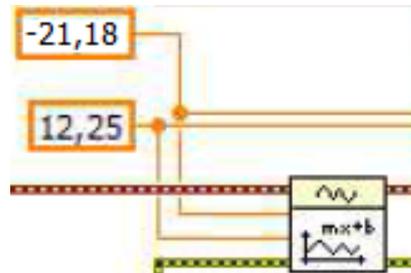


Figura3. 31 Escalamiento de Acelerómetro 2 en programación

Fuente: Propia de los autores

3.4.3 PROCESAMIENTO DE SEÑALES

Una vez completada la etapa de adquisición de las señales de los acelerómetros, se lleva a cabo el procesamiento de las mismas, dicho proceso consiste en su transformación a dominio de la frecuencia, con lo cual es posible conocer y filtrar las componentes más significativas según su amplitud y frecuencia, el fundamento matemático utilizado para el traspaso de dominio es la transformada rápida de Fourier (FFT) además del uso de métodos auxiliares para el procesamiento, como filtros, ventaneo, promediados; con lo cual es posible la representación de espectros de frecuencia de manera eficiente para su interpretación.

El procesamiento es realizado gracias a la programación desarrollada en el software que se citó para la realización del proyecto, véase **ANEXO A.3.1**, las señales provenientes de los ejes X y Y son adquiridas y escaladas a unidades de aceleración y su posterior conversión a velocidad integrando la aceleración obtenida, dentro de la programación se usa el bloque especificado en la Figura 3.32 para realizar la integración de la señal obtenida en aceleración y transformarla a velocidad.

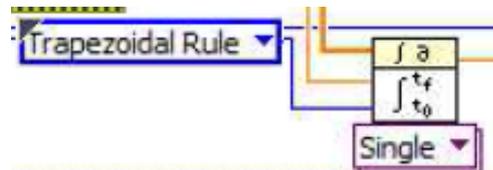


Figura3. 32 Bloque de Integración de señal

Fuente: Propia de los autores

En el sistema se analizan señales provenientes de dos acelerómetros, sin embargo la representación de espectros de frecuencia necesita información total del sistema bajo análisis, para lo cual se emplea la función de Correlación Cruzada (Cross-Correlation) utilizada para extraer información común existente en varias señales, ambas señales son correlacionadas mediante el bloque de programación que se indica en la figura 3.33, de esta manera las señales en función del tiempo se correlacionan manifestándose componentes de vibración comunes en los ejes medidos, obteniendo una señal única lista para ser procesada a dominio de la frecuencia y realizar el análisis correspondiente.



Figura3. 33 Diagrama de bloque Cross-Correlation.

Fuente: Propia de los autores

El resultado convertido a dominio de la frecuencia para obtener el espectro de potencia de la señal (figura 3.34), de este modo es posible representar los valores de los picos de las frecuencias presentes en la señal general de una manera más notoria, para filtrar la señal se utiliza una ventana Hanning, en este caso el uso de promediados no es necesario, además de una representación lineal en vez de logarítmica porque la señal mostró claramente espectros legibles durante las pruebas de programación.

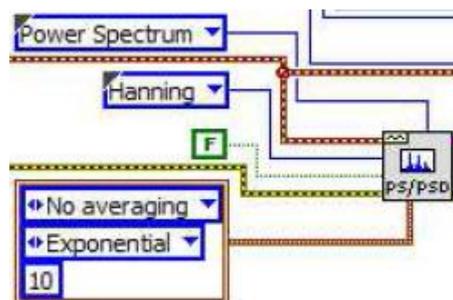


Figura3. 34 Obtención de los espectros de frecuencia.

Fuente: Propia de los autores

Como parte de la comprobación experimental, se recurre a otra herramienta de programación en la cual se puede representar el valor de frecuencia en el que se

encuentra alojado el espectro fundamental o de mayor amplitud del sistema, obviamente es un dato útil para analizar la información generada (Figura 3.35)

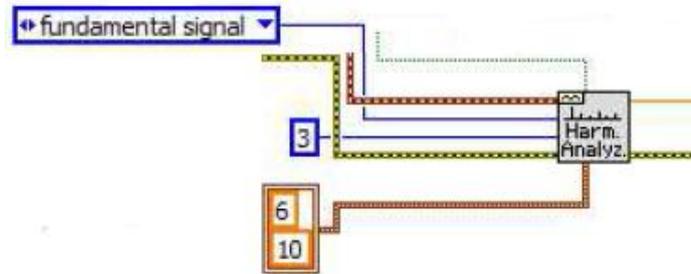


Figura3. 35 Analizador de Espectro a Frecuencia Fundamental

Fuente: Propia de los autores

3.4.4 REPRESENTACIÓN GRÁFICA

Completadas las etapas de adquisición y procesamiento, su representación gráfica es de suma importancia para el diagnóstico sobre el estado del sistema, se visualizarán amplitudes y frecuencias de los espectros de las señales procesadas durante cada escenario de análisis para su posterior comparación con gráficas representativas correspondientes a cada escenario.

Para la representación de los espectros es necesario obtener la transformada rápida de Fourier para lo cual se necesita la asistencia del diagrama de bloques de Labview permite obtener los picos de vibración como se explica en la sección anterior. Los espectros son expuestos en el HMI en donde el usuario podrá visualizarlos.

La señal de los espectros obtenida se grafica con la ayuda del diagrama de bloques Graph Chart como se indica en la figura 3.36, cabe recalcar que para el análisis de engranes se vio la necesidad de utilizar dos bloques para ilustrar la señal debido a la amplitud del pico fundamental que no permitirá visualizar el resto de los espectros a menor amplitud útiles para el usuario.

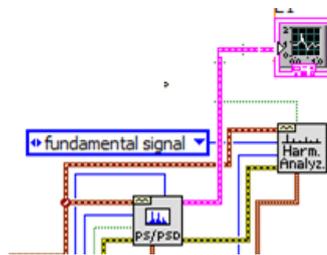


Figura3. 36 Diagrama de bloques para gráfica de señales

Fuente: Propia de los autores

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO GRÁFICO DE INTERFAZ HOMBRE MÁQUINA

Para el diseño del HMI en donde se consideran los datos importantes que el usuario debe ingresar y visualizar, estos datos son:

- La velocidad requerida
- La velocidad RMS del sistema
- Gráfica de espectros de frecuencia
- Botón de START/STOP
- Indicaciones para el análisis

4.1 PANTALLAS

El HMI es un programa ejecutable en donde el usuario podrá utilizar varias ventanas para los diferentes escenarios de fallas y guiarse en el uso del equipo. Las pantallas funcionaran por separado es decir, no se podrán realizar diferentes análisis al mismo tiempo. En la figura 4.1 se observa la pantalla de bienvenida del HMI al usuario.



Figura4. 1Presentación de HMI.

Fuente: Propia del autor

4.1.1 INTRODUCCIÓN

En esta parte del HMI se puede visualizar el procedimiento para la utilización de la máquina, detallando la explicación de cada parámetro.

Es importante que el usuario lea las instrucciones antes de proceder a su uso para evitar errores de funcionamiento. La pantalla de introducción está dividida en dos secciones:

Instrucciones para puesta en marcha como muestra en la figura 4.2 donde presenta los pasos para encender y apagar el equipo en conjunto con el HMI.

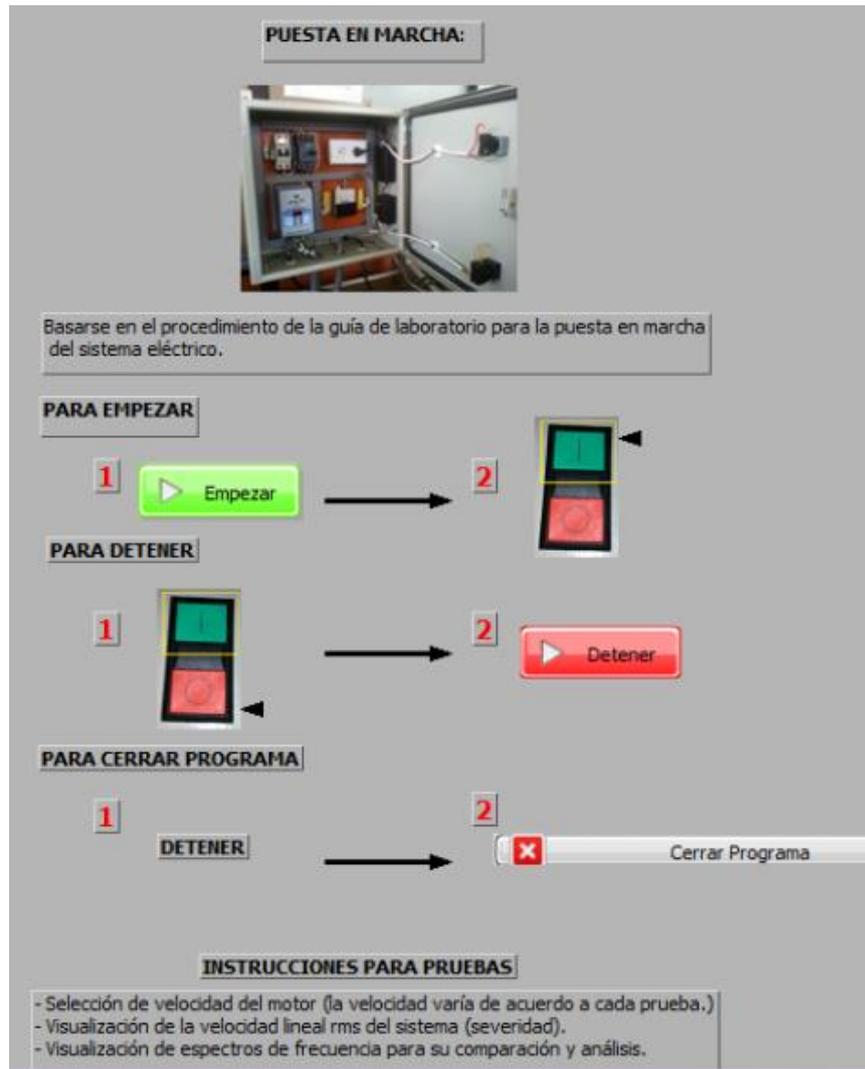


Figura4. 2 HMI (Pantalla de introducción) Instrucciones para puesta en marcha.

Fuente: Propia de los autores

En la figura 4.3 indica los requerimientos de la máquina para realizar cada una de las pruebas: Máquina en buen estado, desbalanceo, engrane en buen estado y engrane en mal estado.

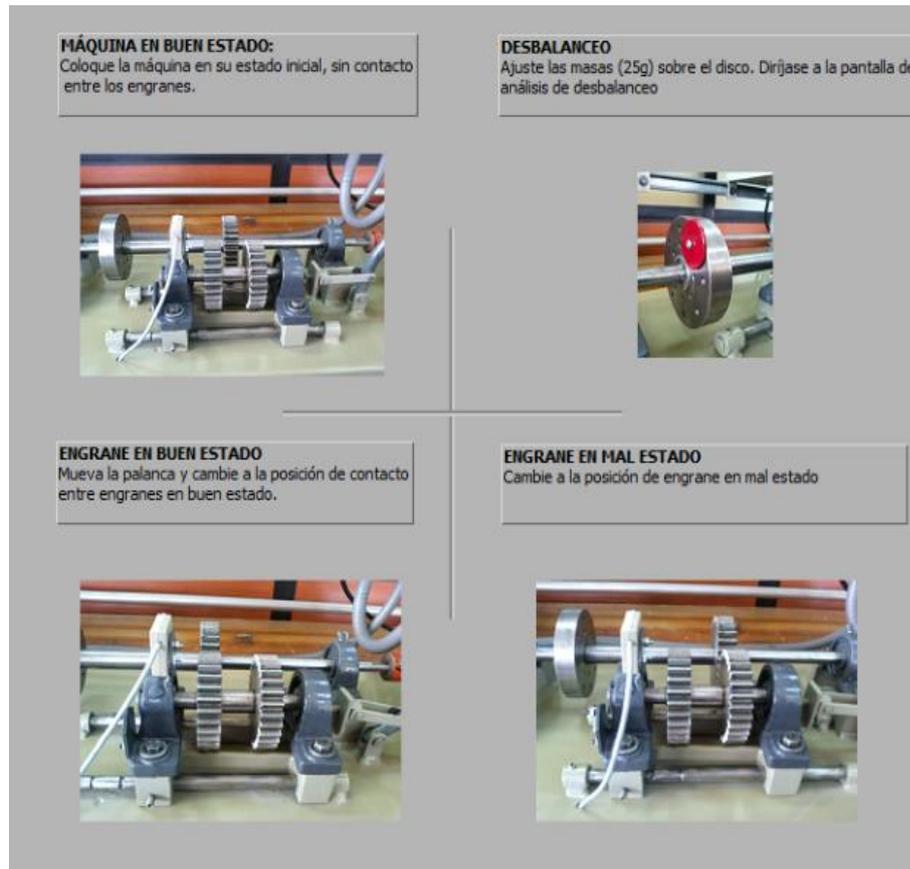


Figura4. 3 HMI (Pantalla de introducción) Instrucciones de pruebas.

Fuente: Propia de los autores

4.1.2 CORRECTO FUNCIONAMIENTO

El análisis se realizará con la máquina en estado normal (figura 4.4), los pasos a seguir para este escenario se detallan en la ventana de introducción.

Para este análisis la velocidad máxima que se alcanzará será de 1200RPM como se observa en la figura 4.5 se visualiza la gráfica de los espectros obtenida y la gráfica patrón con la que el usuario podrá basarse para un análisis posterior, además para su análisis contiene la tabla de severidad en donde se logrará comparar los

valores de velocidad RMS del sistema de acuerdo a las normas que rigen las vibraciones en máquinas rotativas.



Figura4. 4 Equipo en estado normal

Fuente: Propia de los autores

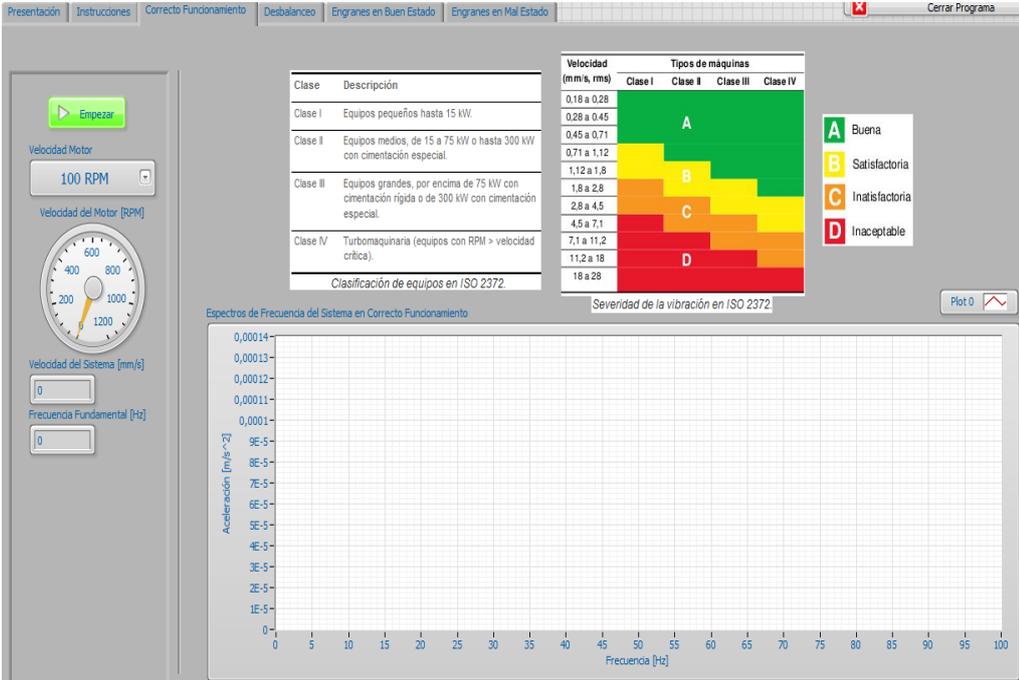


Figura4. 5 MI Correcto funcionamiento.

Fuente: Propia de los autores

4.1.3 DESBALANCEO

En esta pantalla el usuario podrá seleccionar velocidades de hasta 600RPM y aumentar las masas de 25g a elección como indica la figura 4.6, visualizando la gráfica de espectros de frecuencia obtenidos del sistema y una imagen patrón.



Figura4. 6 Masas de desbalanceo.

Fuente: Propia de los autores

La imagen patrón (figura 4.7) indica el tipo de respuesta que se debe obtener en este tipo de análisis, el pico en la frecuencia de rotación del sistema aumenta con el desbalanceo.

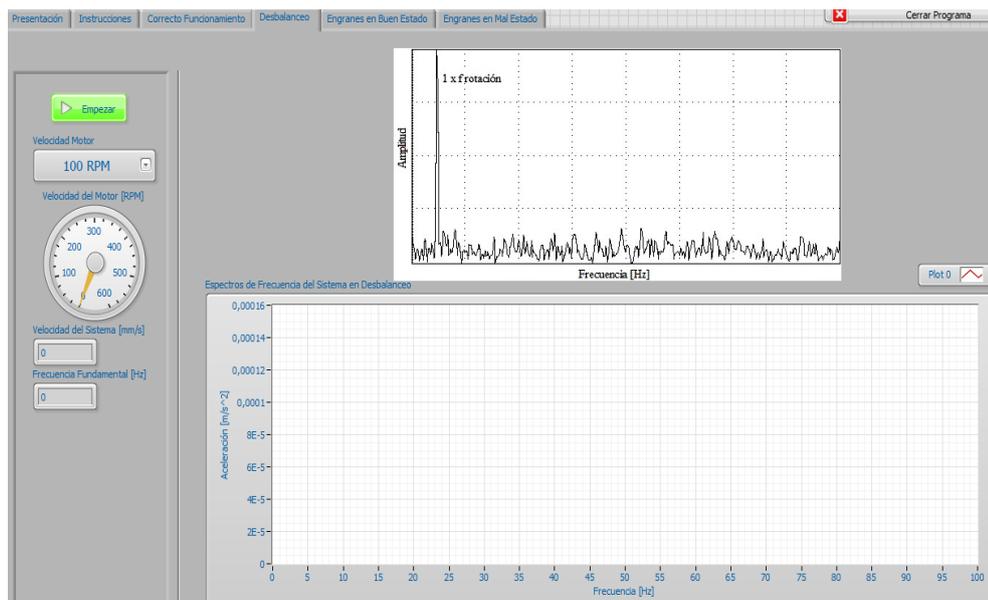


Figura4. 7 HMI. Desbalance.

Fuente: Propia de los autores

4.1.4 VIBRACIÓN EN ENGRANES

El análisis con engranes debe realizarse a bajas velocidades debido al contacto brusco entre los dientes. Y el equipo debe encontrarse en la posición como se observa en la figura 4.8.

4.1.4.1 Engrane en buen estado



Figura4. 8 Engrane en buen estado en contacto.

Fuente: Propia de los autores

El entorno de esta pantalla contiene 3 gráficas (figura 4.9), la imagen patrón en donde se puede percibir que la respuesta de espectros en un sistema con engranes en buen estado en donde se presentan picos en la frecuencia del engrane además de la frecuencia fundamental; debido a que la frecuencia fundamental tiene una amplitud mucho mayor a los demás picos es necesario dividir la gráfica de la respuesta en dos para apreciar los de menos amplitud.

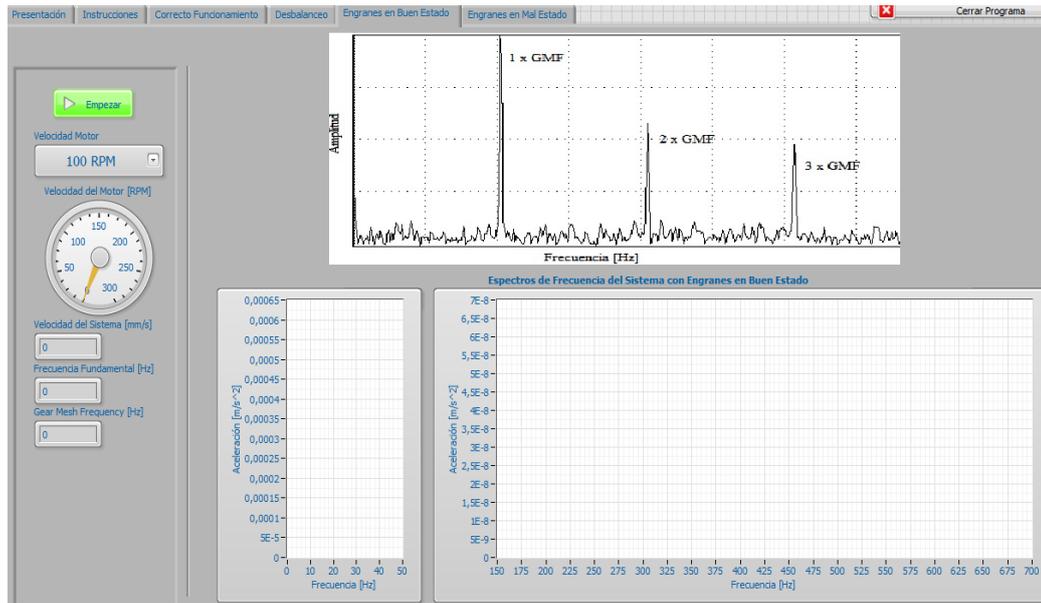


Figura4. 9 HMI Engrane en buen estado.

Fuente: Propia de los autores

4.1.4.2 Engrane en mal estado

De la misma forma que en la pantalla de análisis del engrane en buen estado, existen 3 gráficas a diferencia de la imagen patrón que es diferente en el análisis de vibración de un engrane que presenta desgaste en dientes en donde se muestra además de los picos en la frecuencia del engrane, bandas laterales.



Figura4. 10 Engrane en mal estado en contacto.

Fuente: Propia de los autores

CAPITULO 5

5. PRUEBAS Y RESULTADOS

Luego de realizar la construcción del banco de pruebas para poder generar y detectar tres fallas típicas en un sistema rotativo en funcionamiento y montar los 2 sensores de aceleración sobre las chumaceras del eje principal y auxiliar para medir la vibración generada, aplicamos el software desarrollado y empezamos a realizar la toma de datos.

Los pasos a seguir antes de realizar las pruebas son:

- Verificar la correcta instalación de las partes que constituyen el sistema mecánico para el correcto funcionamiento.
- Montar y conectar la tarjeta de adquisición de datos NI 6009 que se puede solicitar en el laboratorio.
- Activar las protecciones del sistema eléctrico y circuito acondicionador.

El ruido se reduce mediante cable apantallado, y los datos son adquiridos e interpretados gracias al software en el que se diseñó el HMI.

Ejecutando el programa se procede a realizar las pruebas con cada uno de los escenarios de falla para su posterior análisis.

5.1 SISTEMA EN BUEN ESTADO

Se analiza el estado de funcionamiento de la máquina de acuerdo a los valores de velocidad RMS obtenida y la frecuencia fundamental que muestra el espectro de frecuencia.

5.1.1 GRÁFICAS OBTENIDAS

La toma de datos se observa de las figuras 5.1 a la 5.3 y se realizaron a velocidades de 400, 800 y 1200 RPM respectivamente.

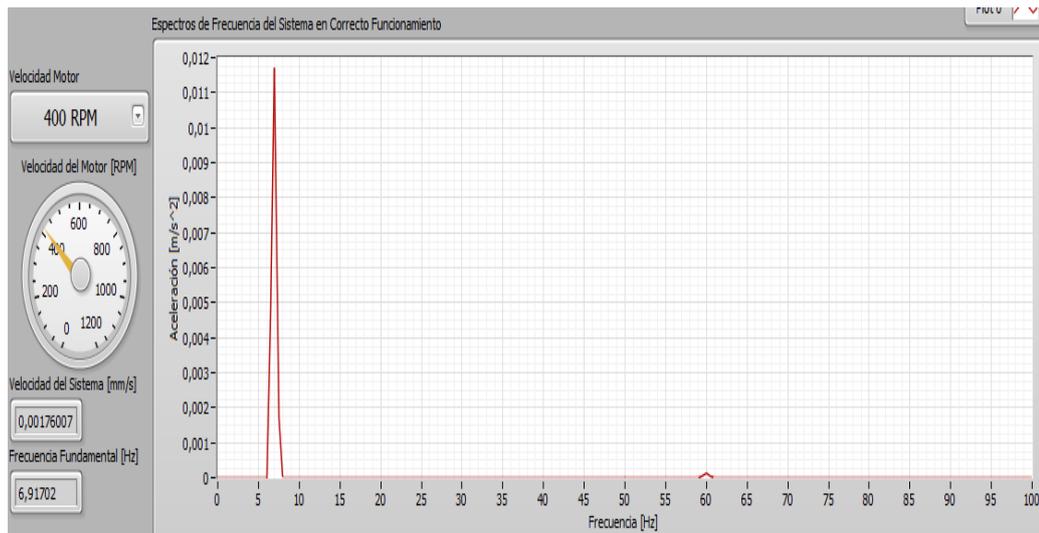


Figura 5. 1 Prueba correcto funcionamiento 400RPM.

Fuente: Propia de los autores

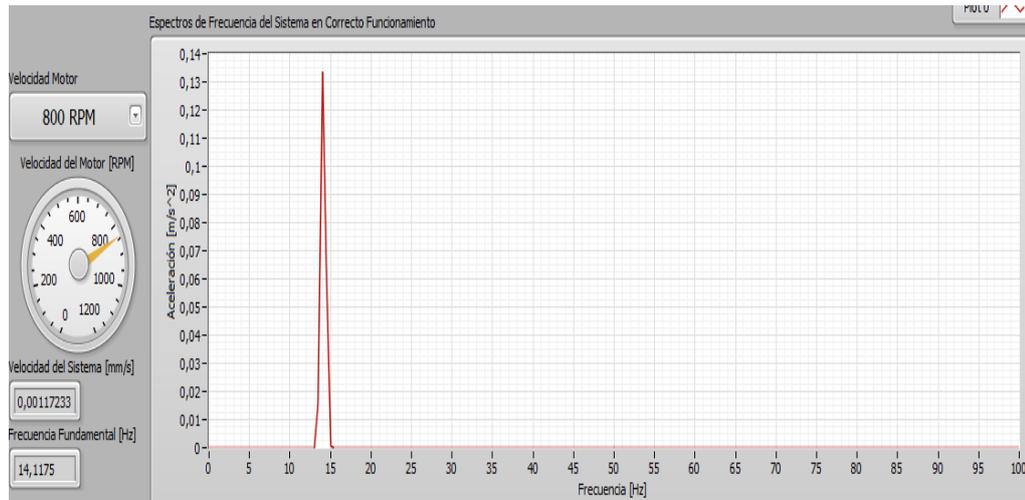


Figura 5. 2 Prueba correcto funcionamiento 800RPM.

Fuente: Propia de los autores

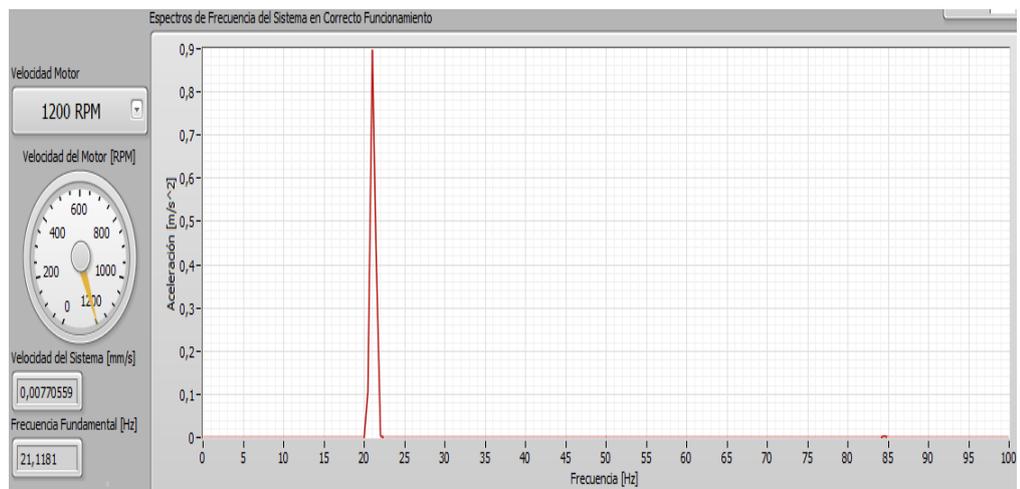


Figura 5. 3 Prueba correcto funcionamiento 1200RPM.

Fuente: Propia de los autores

5.1.2 ANÁLISIS

De acuerdo a las teorías de vibración se conoce que todas las máquinas generan vibración cuando se encuentran en actividad, pero cuando sus componentes presentan fallas generan cambios en las características de vibración del sistema, estos

cambios permiten identificar el tipo de falla que se está produciendo y de ésta manera realizar un mantenimiento predictivo evitando un paro definitivo.

Los resultados obtenidos en el análisis del equipo en buen estado a diferentes velocidades, evidencian en los espectros de frecuencia un pico correspondiente a la frecuencia fundamental a la que está girando el sistema.

La tabla5.1 indica los valores obtenidos de las pruebas y se puede comprobar que el sistema a su máxima velocidad se encuentra dentro del rango de severidad de vibración con un valor máximo de 0.007mm/s comparado con la Tabla 1.2 en donde el valor máximo para un equipo de estas características es 0.71mm/s esto indica que el equipo se encuentra en buen estado.

Tabla5. 1 Análisis de resultados equipo en buen estado.

Velocidad de rotación/Frecuencia de rotación	Pico de frecuencia	Amplitud (mm/s)
400 RPM / 6.6Hz	7Hz	0.0017
800 RPM / 13Hz	14Hz	0.00117
1200 RPM / 20Hz	21Hz	0.0077

Fuente: Propia de los autores

Los picos se asemejan a la frecuencia de rotación del sistema, lo que significa que se logró obtener mediante el análisis, la frecuencia fundamental del sistema.

5.2 ESCENARIO DE DESBALANCEO

Cuando un sistema rotativo presenta desbalance se expresa aumentando la amplitud del pico en la frecuencia fundamental debido a que el centro de masa no está centrado en el centro de rotación. Por tanto en el análisis de desbalanceo se analizará el cambio de la amplitud en el pico de la frecuencia fundamental y el valor RMS máximo obtenido.

5.2.1 GRÁFICAS OBTENIDAS

Los datos fueron tomados a una velocidad de 600rpm con dos escenarios de desbalanceo aumentando masas de 25g y 100g y se muestran en las figuras 5.4 y 5.5.

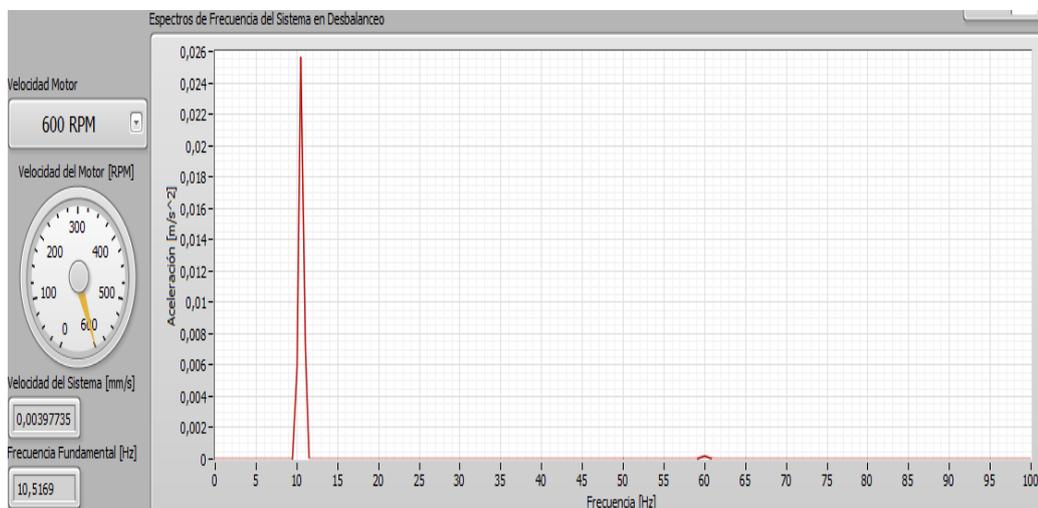


Figura 5. 4 Prueba de desbalanceo 25g.

Fuente: Propia de los autores

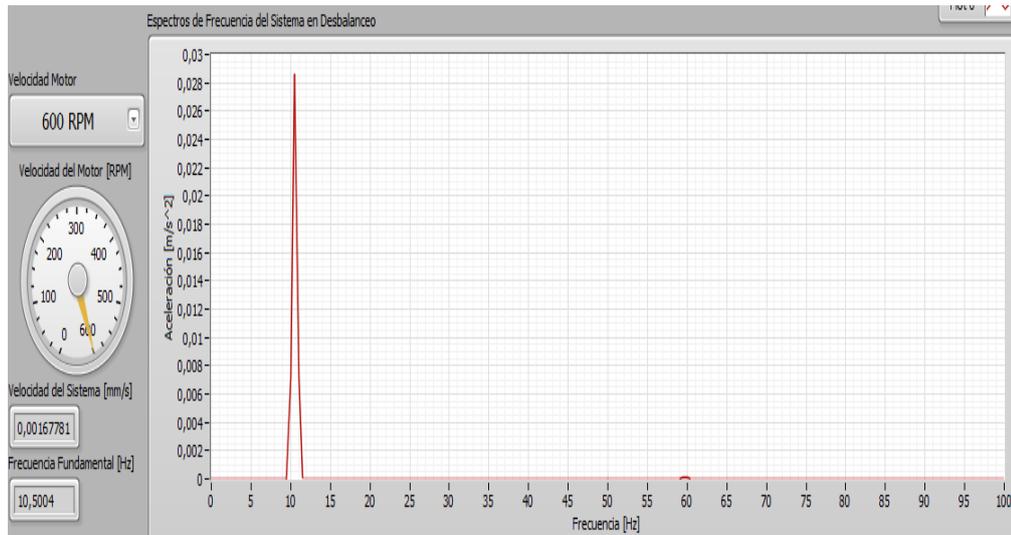


Figura 5. 5 Prueba de desbalance 100g.

Fuente: Propia de los autores

5.2.2 ANÁLISIS

Una máquina que presenta desbalance puede producir serios problemas cuando esta se agrava, este tipo de falla es muy común en los sistemas rotativos.

El desbalance se manifiesta aumentando la amplitud a 1xrpm del componente desbalanceado, por lo tanto el componente desbalanceado en este análisis es el eje principal que se encuentra a la misma velocidad del motor.

Con el aumento del rango de masas se obtiene variación en la amplitud en los espectros de 0.026 y 0.03, logrando concluir que a medida que se aumenta las masas de desbalance existe un aumento en la amplitud del pico a la frecuencia fundamental del sistema.

5.3 ESCENARIO DE ENGRANES

Con los dos escenarios de engrane en buen estado y engrane en mal estado se realizará la comparación de los espectros obtenidos.

5.3.1 GRÁFICAS OBTENIDAS

Debido al material de los engranes (acero 1020) el contacto entre dientes es más brusco por lo que se decidió realizar la toma de datos a velocidades bajas 200 RPM y 300RPM ilustradas en las figuras de la 5.6 a la 5.9.

5.3.1.1 Velocidad 200RPM

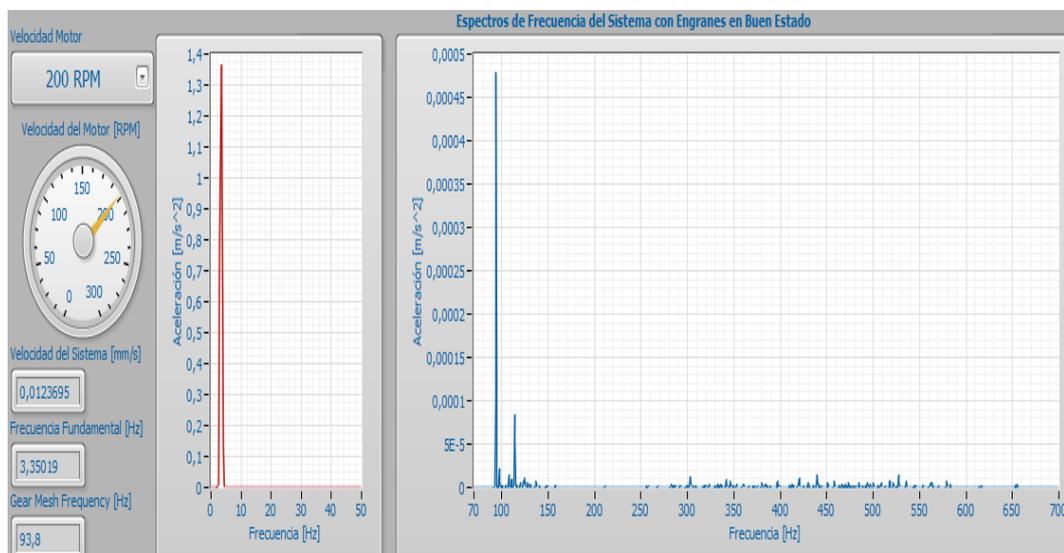


Figura 5. 6 Pruebas engrane en buen estado a 200RPM.

Fuente: Propia de los autores

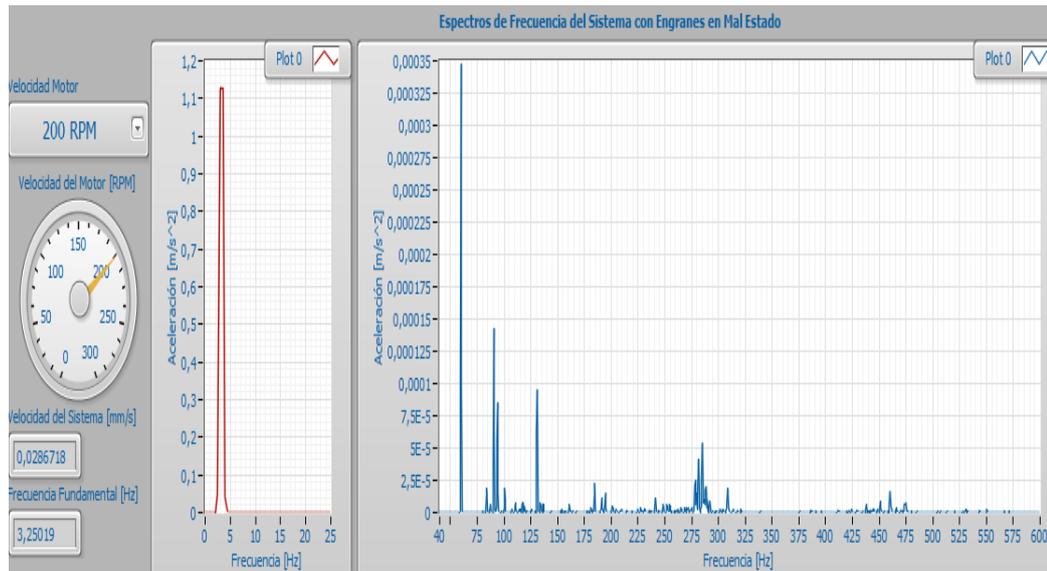


Figura 5. 7 Pruebas engrane en mal estado a 200RPM.

Fuente: Propia de los autores

5.3.1.2 Velocidad 300RPM

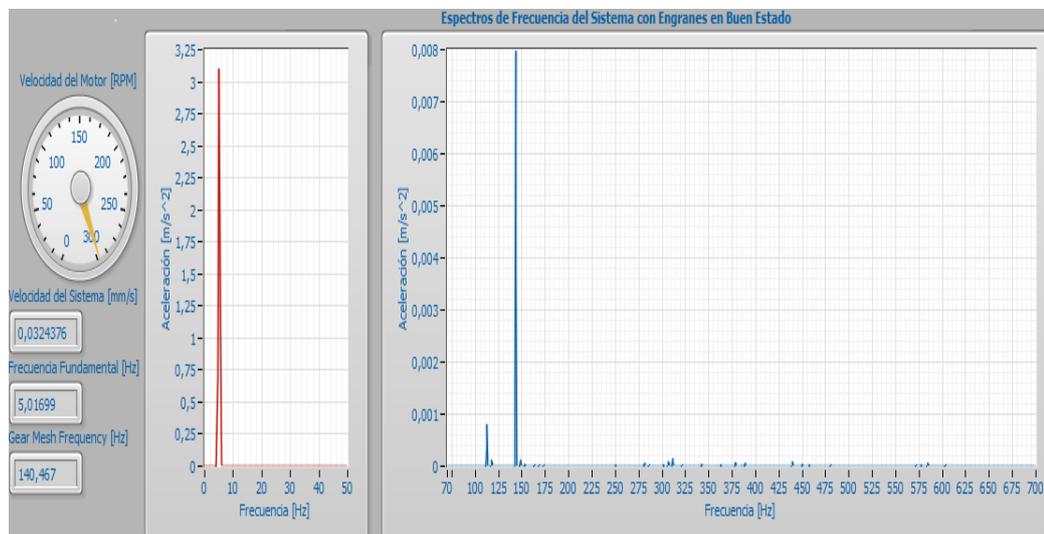


Figura 5. 8 Pruebas engrane en buen estado a 300RPM.

Fuente: Propia de los autores

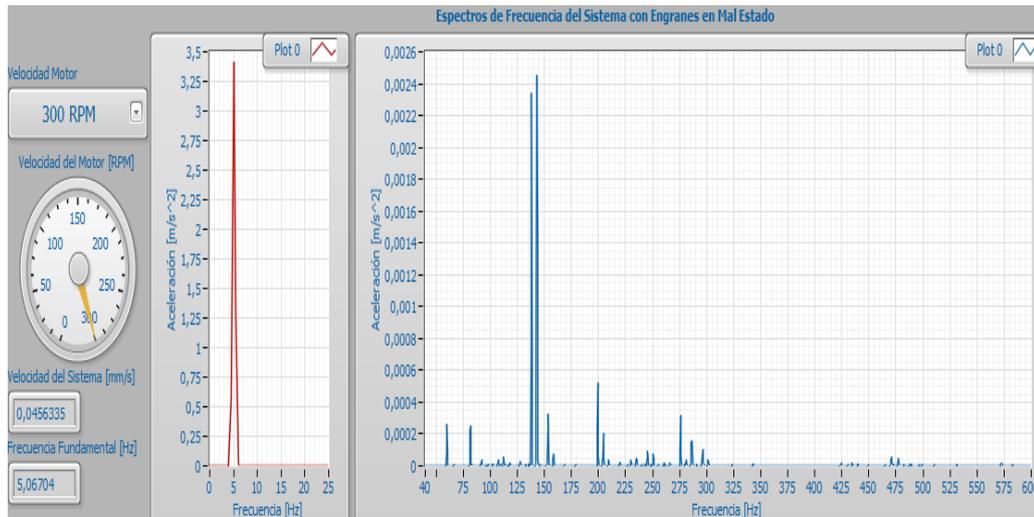


Figura 5. 9 Pruebas engrane en mal estado a 300RPM.

Fuente: Propia de los autores

5.3.2 COMPARACIÓN Y ANÁLISIS

En una máquina rotativa existen diferentes causas por las cuales los engranes pueden presentar fallas, entre ellas está el desgaste de dientes, escenario que se simuló para realizar la comparación de espectros.

Un engrane muestra sus armónicos en la frecuencia de vibración del diente (GMF), esta frecuencia proviene de la fórmula expresada en la ecuación (5.1):

$$GMF = f_{rotación} * \#dientes \quad \text{Ec. (5.1)}$$

Analizando los datos obtenidos del engrane en buen estado a velocidades de 200RPM y 300RPM se obtuvieron armónicos a las frecuencias de 92,8 Hz y 143,7 Hz respectivamente, estos valores se aproximan a los que se obtienen a través de la fórmula considerando que el engrane contiene 28 dientes y tiene una relación de transmisión de 1:1.

Tabla5. 2 Valores GMF de las velocidades de rotación

F rotación [Hz]	GMF teórico[Hz]	GMF experimental (Hz)
3.33 (200RPM)	93.24	92.8
5 (300RPM)	140	143.7

Fuente: Propia de los autores

Con la Tabla 5.2 se comprueba que los datos obtenidos experimentalmente son cercanos a los teóricos además de que la gráfica es limpia mostrando solo el pico en la frecuencia GMF esto indica que el sistema contiene engranes que se encuentran en buen estado de acuerdo a las figuras 5.6 y 5.8.

Un engrane con fallas como el desgaste de sus dientes presenta armónicos en GMF y sus múltiplos, conjuntamente con bandas laterales lo que se comprueba observando las figuras 5.7 y 5.9, indicando que existe holgura entre sus dientes.

Tabla5. 3 Comparación resultados engrane en mal estado

F rotación [Hz]	GMF teórico[Hz]	GMF experimental (Hz)
3.33 (200RPM)	93.24	93
5 (300RPM)	140	148

Fuente: Propia de los autores

En la tabla 5.3 se indican los resultados obtenidos dentro del ensayo de engrane en mal estado los cuales presentan una pequeña variación en comparación a los datos teóricos.

CAPITULO 6

6. INFORME ECONÓMICO

6.1 COSTOS DIRECTOS

Los costos directos se derivan de la existencia de aquello cuyo costo sea un producto, un servicio, una actividad, como por ejemplo, los materiales directos y la mano de obra directa.

6.1.1 MANO DE OBRA

Tabla6. 1 Mano de obra

Engranés AISI 1020	3	52,5	157,5
Eje principal	1	60	60
Eje auxiliar	1	40	40
Acople engranes	1	75	75
Total			\$332,5

Fuente: Propia de los autores

6.1.2 MATERIALES DIRECTOS

- Material mecánico
- Material eléctrico/electrónico

6.1.2.1 Material mecánico

Tabla6. 2 Material Mecánico

Descripción	Cantidad	Costo unitario	Subtotal
Chumacera UCP 201-8 1/2" STZ	4	11,25	45
Matrimonio	1	22	22
Caucho base RUD-03G	2,5m	2,98	7,45
Tiñer	1l	1,34	1,34
Pintura	1	5	5
Acero AISI 1020 2" 50cm	2	18,9	37,8
Acero AISI 1020 Ø 12cm 10cm	1	22,7	22,7
Plancha de hierro	1	15,5	15,5
Total			\$156,79

Fuente: Propia de los autores

6.1.2.2 Material Eléctrico/electrónico

Tabla6. 3 Material Mecánico

Descripción	Cantidad	Costo unitario	Subtotal
Gabinete 40x40x20	1	43,12	43,12
Conector Funda sellada 3/4"	2	1,63	3,26
Borneras	20	0,74	14,8
Pieza final para borneras	4	1,72	6,88
Libretín marcador mixto	1	9,25	9,25
Riel CSC 35mm ACERO	1m	2,66	2,66
Luz piloto LED verde 110Vac/D	1	14,56	14,56
Motor trifásico Siemens 0,5HP 1590RPM	1	121,856	121,856
Disyuntor Sobrepuesto 2 polos 10A	1	13,2	13,2
Guardamotor 5.5 a 8A	1	49,36	49,36
Sensor inductivo IME08- 1B5PSZW2S	1	56,13	56,13
Variador de Frecuencia WEG	1	183,67	183,67
Sujetador de cables	1	0,23	0,23
Acelerómetro MMA7361L	2	25	50
Cable Flexible AWG12	6m	0,59	3,54
Manguera flexible 1/2"	2m	3	6
Manguera flexible 3/4"	2m	3,5	7
Prensa Estopa PG-11	1	0,56	0,56
Cable Flexible awg14	3m	0,38	1,14
Conectores MOLEX	8	0,548	4,384
Pulsador de arranque y paro	1	20,89	20,89
Total			\$612,49

Fuente: Propia de los autores

6.1.3 TOTAL DE COSTOS DIRECTOS

Tabla6. 4 Total de Materiales

Material Mecánico	156,79
Material Eléctrico	612,79
	\$769,58

Fuente: Propia de los autores

6.2 COSTOS INDIRECTOS

Tabla6. 5 Gasto costos indirectos

Asunto	Valor
Transporte	45
Impresiones	30
Copias	20
Empastados	20
TOTAL	\$115

Fuente: Propia de los autores

6.3 COSTO TOTAL

Tabla6. 6 Gastos totales

Concepto	Valor
Mano de Obra	332,5
Costos Directos	769,58
Costos Indirectos	115
Total	\$1217,08

Fuente: Propia de los autores

CAPITULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un Equipo de Estudio de Vibraciones Mecánicas orientado al Análisis en Máquinas Rotativas para los escenarios de severidad de vibración, desbalance máximo con masas de hasta 100g, y engranes tanto en buen estado como con fallas (desgaste en diente), en general alcanzando una velocidad máxima de rotación de 1200RPM, siendo controlado mediante el uso de una interfaz gráfica.
- Se seleccionó acelerómetros de tecnología MEMS para la medición del fenómeno de vibración; además de implementarse un sensor inductivo para la medición de velocidad acoplado a los dientes del engrane principal, debido a su disponibilidad, facilidad de uso y bajo costo.
- Para un control automatizado del motor eléctrico trifásico fue fundamental el uso de un variador de frecuencia que permita ser operado mediante una señal análoga de voltaje.
- En el acondicionamiento del sensor de velocidad se diseñó e implementó un circuito que permita trabajar con un menor rango de voltaje para poder enviar e interpretar la señal por medio de la tarjeta de adquisición de datos.
- Para el control de velocidad de rotación del sistema, se utilizó el controlador proporcional integral (PI), siendo el que mejor se adaptó al modelo de la planta obtenido, dando una buena respuesta y sin interferir con el correcto funcionamiento del variador de frecuencia.

- La adquisición de señales eléctricas es una parte importante en el procesamiento de datos, sin embargo se tiene el riesgo que señales parásitas se filtren en las señales de interés, por ende se eliminó el ruido apantallando y aterrando los cables para que la adquisición sea lo más “limpia” posible.
- El concepto matemático en el tratamiento de señales es fundamental para el análisis de la información obtenida, dado que ésta fue adquirida en dominio del tiempo, para el interés del proyecto las señales debían ser interpretadas en dominio de la frecuencia, para lo cual se aplicó el criterio de la transformada rápida de Fourier (FFT) en la programación.
- El uso de una interfaz hombre máquina (HMI) permite al usuario un manejo eficiente bajo un ambiente interactivo de toda la información obtenida en los diversos escenarios de análisis, además de ser un vehículo útil en la operación de equipos que presentan un nivel considerable de automatización en el monitoreo de procesos.
- A través de los resultados obtenidos en los escenarios de análisis y de la experiencia recopilada a lo largo del desarrollo del presente proyecto queda justificada que la capacitación sobre mantenimiento predictivo sea para estudiantes de ingeniería como para personas que se desenvuelvan en cualquier campo industrial que conlleve la operación de sistemas rotativos.
- La implementación de sistemas de monitoreo y mantenimiento predictivo devenga a largo plazo cualquier acción correctiva que se suscite en una máquina y que genere gastos considerablemente altos en comparación al costo de inversión para un análisis de este tipo y peor aún paros de planta frecuentes.

7.2 RECOMENDACIONES

- Es necesario aislar el equipo lo máximo posible de cualquier tipo de interferencia electromagnética dado que las interferencias se pueden colar dentro de las señales de interés y producir una visualización no tan precisa de los espectros.
- La obtención de las señales de vibración fueron obtenidas con acelerómetros que emplean tecnología MEMS, una obtención más adecuada de estas señales puede ser mediante acelerómetros especializados como lo son los de tipo ICP (piezoeléctricos), pero es importante considerar también el factor presupuesto.
- La instalación del sistema debe ser realizado en una superficie que otorgue un nivel de planitud y rigidez considerable para que la máquina no se encuentre expuesta a vibraciones externas.

REFERENCIAS

- Acosta, D., & Molina, J. (2011). *Adquisición de vibraciones mecánicas de un motor en funcionamiento usando Labview*. Escuela Superior Politécnica del Litoral.
- Andrejasic, M. (2008). *Mems accelerometers*. University of Ljubljana.
- Azima. (2012). *Vibration analysis reference*. Obtenido de <http://azimadli.com/training-resources/vibration-reference/>
- Blogspot. (2013). *Sensores de proximidad*. Obtenido de <http://sensoresdeproximidad.blogspot.com/p/inductivo.html>
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería mecánica de shigley*. Mexico: McGraw-Hill.
- Burns, R. (2001). *Advanced Control Engineering*. Oxford: Kindle.
- Calvo Sevillano, F. (2011). *Sistemas de regulación y control automático*. Obtenido de http://ingenieros.es/files/proyectos/Variadores_de_frecuencia.pdf
- Contreras, A. (2008). *Rango de severidad para la vibración de máquinas*. s.l: s.e.
- Daza, G. (2007). *Vibraciones Mecánicas*. Concepción: Universidad Técnica Federico Santa María.
- Dominguez, J. (2012). *Tipos de controladores*. Obtenido de http://sisteunefaim.blogspot.com/2013/01/tipos-de-controladores_2.html
- Electrofreaks. (2012). Obtenido de <http://www.elecfreaks.com/store/mma73611-3axis-accelerometer-p-310.html>
- Electroserrano. (2012). Obtenido de <http://www.elecserrano.com.ar/siemens/interruptor/disuntor/index.php>.
- Inerin electric. (2011). Obtenido de <http://www.inerin.com/3rv2011-1ha10-siemens-sirius.html>.

- Kuo, B. (1996). *Sistemas de control automático*. Mexico: Prentice Hall Hispanoamérica S.A.
- Lin, W. (2008). *Fast fourier transform (FFT) and digital filtering using Labview*. Department of biomedical Engineering.
- National Instruments. (2011). *Data acquisition*. Obtenido de <http://www.ni.com/data-acquisition/what-is/esa/>
- National Instruments. (2011). *Labview*. Obtenido de <http://www.ni.com/labview/whatis/esa/>.
- National Instruments. (2011). *NI 6009*. Obtenido de <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/201987>.
- Palomino, E. (2008). *Curso de análisis de vibración*. Obtenido de <http://www.renovetec.com>
- profesional, C. I. (s.f.). *Área de sistemas electrotécnicos y automáticos*. Recuperado el 05 de Marzo de 2013, de http://www.cifp-mantenimiento.es/e-learning/index.php?id=2&id_sec=7
- Sarasanto. (2011). *Dynamicice*. Obtenido de <http://www.sarasanto.com.ar/muestraobjeto.asp?id=346&idcategory=532&tipo=1>.
- Shreve, D. (1995). *Signal processing for effective vibration analysis*. Ohio: s.e.
- Sinai. (Mayo de 2012). *Sinai. Ingeniería de Mantenimiento*. Obtenido de http://www.sinai.es/fundamentos_vibraciones
- Sinai. (2013). *Curso de análisis de vibraciones*. Recuperado el 21 de Enero de 2013, de Vibraciones:
http://www.sinai.es/fundamentos/fundamentos_vibraciones.html

Universidad de Buenos Aires. (26 de Mayo de 2010). *Facultad de Arquitectura,*

diseño y urbanismo. Obtenido de

http://www.posgradofadu.com.ar/archivos/biblio_doc/vibraciones_26_05_10.pdf.

Volante, D. (2011). *Condition Monitoring for rotational Machinering.* McMaster University.

Weg. Equipamientos eléctricos S.A. (s.f.). Guía técnica de motores de inducción alimentados por convertidores de frecuencia. 2011.