



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DE SIMULACIÓN PARA
EL DIAGNÓSTICO VIBRACIONAL DEL DESBALANCEO PARA
EL ROTOR KIT DEL LABORATORIO DE DIAGNÓSTICO
TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA”**

Trabajo de integración curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

AUTORES:

YUMISACA QUISHPE JHINSON ALEXIS

ARÉVALO CHÁVEZ RAÚL AXEL

Riobamba – Ecuador

2022



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DE SIMULACIÓN PARA
EL DIAGNÓSTICO VIBRACIONAL DEL DESBALANCEO PARA
EL ROTOR KIT DEL LABORATORIO DE DIAGNÓSTICO
TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA”**

Trabajo de integración curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar al grado académico de:

INGENIERO EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

AUTORES: YUMISACA QUISHPE JHINSON ALEXIS

ARÉVALO CHÁVEZ RAÚL AXEL

DIRECTOR: Ing. EDUARDO SEGUNDO HERNÁNDEZ DÁVILA.

Riobamba – Ecuador

2022

© 2022, Raúl Axel Arévalo Chávez & Jhinson Alexis Yumisaca Quishpe

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Nosotros, Jhinson Alexis Yumisaca Quishpe y Raúl Axel Arévalo Chávez, declaramos que el presente trabajo de integración curricular es de nuestra autoría y los resultados de este son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de integración curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 15 de marzo de 2022



Jhinson Alexis Yumisaca Quishpe
C.I. 060576849-8



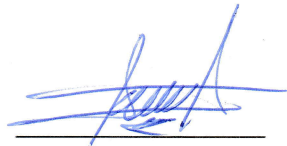
Raúl Axel Arévalo Chávez
C.I. 060462699-4

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El trabajo de integración curricular; tipo: Proyecto Técnico denominado, **IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DE SIMULACIÓN PARA EL DIAGNÓSTICO VIBRACIONAL DEL DESBALANCEO PARA EL ROTOR KIT DEL LABORATORIO DE DIAGNÓSTICO TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA**, realizado por los señores **JHINSON ALEXIS YUMISACA QUISHPE** y **RAÚL AXEL ARÉVALO CHÁVEZ**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del trabajo de integración curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Marco Antonio Ordoñez Viñán PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2022-03-15
Ing. Eduardo Segundo Hernández Dávila DIRECTOR DE TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2022-03-15
Ing. Eugenia Mercedes Naranjo Vargas MIEMBRO DEL TRIBUNAL		2022-03-15

DEDICATORIA

En primer lugar, dedico a Dios por haberme dado la vida y las destrezas necesarias para alcanzar este objetivo. También dedico con mucho cariño y amor a mi madre Cecilia Chávez y a mi hermano Juan Reinoso por ser las principales fuentes de fortaleza para destacar y alcanzar mis metas, a mi abuelita por su apoyo y cariño, a mis primos y amigos que gracias a ellos pude terminar mi trabajo de titulación.

Axel Arévalo

Quiero dedicar este trabajo a mis padres Marco Antonio y Elba Cecilia quienes con su amor y esfuerzo me apoyaron moral y económicamente durante el transcurso de mi carrera profesional, gracias por confiar en su hijo, es un orgullo y privilegio tener unos padres como ustedes que día a día luchan por ayudarnos a cumplir nuestras metas, hoy más que nunca estoy convencido que con esfuerzo y dedicación siempre se logran los sueños.

Jhinson Yumisaca

AGRADECIMIENTO

Mi eterno agradecimiento a Dios, a mi madre Cecilia Chávez por su amor, paciencia, esfuerzo, dedicación y apoyo durante todas las etapas de mi vida. De igual manera quiero agradecer a mi hermano, abuelita y primos que me acompañaron y transmitieron consejos que a lo largo de mi vida, siguen y seguirán siendo útiles, agradezco a mis amigos por su lealtad, solidaridad y humildad en el transcurso de mi vida diaria, agradezco a la Carrera de Mantenimiento Industrial por abrirme las puertas, a los docentes pertenecientes a la carrera por impartirme los conocimientos necesarios para el desenvolvimiento en la práctica industrial.

Axel Arévalo

Quiero expresar un total agradecimiento a Dios por darme la salud y las ganas de salir adelante, por iluminar mi camino brindándome paciencia y sabiduría durante este periodo de formación profesional, de igual manera mis agradecimientos a toda mi familia quienes son mi mayor inspiración, por estar en todo momento a mi lado sin importar las circunstancias de la vida.

Jhinson Yumisaca

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xv
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xvi
RESUMEN.....	xvii
SUMMARY.....	xviii
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA.....	2
1.1 Antecedentes.....	2
1.2 Planteamiento del problema.....	2
1.3 Justificación.....	3
1.4 Objetivos.....	3
1.4.1 <i>Objetivo general</i>	3
1.4.2 <i>Objetivos específicos</i>	4

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	5
2.1 Desbalanceo.....	5
2.1.1 <i>¿Qué es el desbalanceo?</i>	5
2.1.2 <i>Características del desbalanceo</i>	6
2.1.3 <i>¿Qué es el desbalanceo residual o permanente?</i>	6
2.1.4 <i>Unidades para expresar el desbalance</i>	6
2.1.5 <i>Fuerza centrífuga de desbalanceo</i>	7
2.1.6 <i>Centro de gravedad</i>	8
2.1.7 <i>Centro de masa</i>	8
2.1.8 <i>Forma de onda de desbalanceo</i>	8
2.1.9 <i>Espectro vibracional del desbalanceo</i>	9
2.1.10 <i>Orbitas de desbalanceo</i>	10
2.1.11 <i>Rotores rígidos y flexibles</i>	10
2.1.12 <i>Tipos de desbalanceo</i>	10

2.1.12.1	<i>Estático</i>	10
2.1.12.2	<i>Par</i>	11
2.1.12.3	<i>Casi-estático</i>	12
2.1.12.4	<i>Dinámico</i>	12
2.1.13	<i>Causas del desbalanceo</i>	13
2.1.14	<i>Efectos del desbalanceo</i>	13
2.1.15	<i>Severidad del desbalanceo</i>	14
2.1.16	<i>Como medir el desbalanceo mecánico</i>	14
2.1.17	<i>Diagnóstico del desbalanceo</i>	15
2.1.17.1	<i>Análisis vibracional</i>	15
2.1.17.2	<i>Análisis de sonido</i>	16
2.1.18	<i>Tolerancia del desbalanceo</i>	16
2.2	Balanceo	17
2.2.1	<i>¿Qué es el balanceo?</i>	17
2.2.2	<i>Modelos para el balanceo</i>	17
2.2.3	<i>Métodos para el balanceo</i>	18
2.2.3.1	<i>Método vectorial</i>	18
2.2.3.2	<i>Método de Den Hartog</i>	19
2.2.3.3	<i>Método de Siebert</i>	19
2.2.4	<i>Tipos de balanceo</i>	20
2.2.4.1	<i>Balanceo en un plano</i>	20
2.2.4.2	<i>Balanceo en dos planos</i>	21
2.2.4.3	<i>Balanceo en múltiples planos</i>	22
2.3	Ventajas del balanceo en equipos de tipo rotativo	23
2.4	Norma ISO 1940-1	24
2.4.1	<i>Grados de calidad de balanceo</i>	24
2.5	Norma ISO 20816-1	25
2.5.1	<i>Rango de frecuencia</i>	25
2.5.2	<i>Zonas de evaluación</i>	25

CAPÍTULO III

3.	DISEÑO, SELECCIÓN Y CONSTRUCCIÓN DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN VIBRACIONAL DEL DESBALACEO	27
3.1	Diseño de los elementos mecánicos y eléctricos del módulo	27
3.1.1	<i>Selección de los materiales para el diseño</i>	27
3.1.2	<i>Diseño de la mesa</i>	29

3.1.3	<i>Diseño de la placa base del módulo de simulación</i>	29
3.1.4	<i>Diseño de la base del motor</i>	30
3.1.5	<i>Diseño de la base de las chumaceras</i>	30
3.1.6	<i>Diseño del inserto</i>	31
3.1.7	<i>Diseño del disco o volante de desbalanceo</i>	32
3.1.8	<i>Diseño del eje</i>	32
3.1.8.1	<i>Cálculo del torque</i>	33
3.1.8.2	<i>Cálculo de fuerza del disco de desbalanceo</i>	33
3.1.8.3	<i>Cálculo de momentos del eje</i>	35
3.1.8.4	<i>Cálculo del esfuerzo normal de flexión y esfuerzo tangencial</i>	40
3.1.8.5	<i>Cálculo del diámetro del eje</i>	41
3.1.9	<i>Diseño del módulo de simulación de desbalanceo vibracional</i>	43
3.1.9.1	<i>Lista de elementos del módulo de simulación</i>	43
3.2	Selección de los elementos eléctricos y mecánicos del módulo	44
3.2.1	<i>Selección del motor eléctrico</i>	44
3.2.2	<i>Selección de acople</i>	45
3.2.3	<i>Selección de chumaceras</i>	49
3.3	Construcción del módulo de simulación vibracional del desbalanceo	49
3.3.1	<i>Construcción de la mesa</i>	50
3.3.2	<i>Construcción de la placa base del módulo de simulación</i>	50
3.3.3	<i>Construcción del disco o volante de desbalanceo</i>	51
3.3.4	<i>Construcción de la base de la chumacera</i>	53
3.3.5	<i>Construcción de la base del motor</i>	54
3.3.6	<i>Construcción del eje de transmisión</i>	55
3.3.7	<i>Construcción del inserto</i>	56
3.3.8	<i>Montaje del módulo de simulación vibracional del desbalanceo</i>	56
3.4	Manual de operación del módulo de simulación vibracional del desbalanceo	58
3.4.1	<i>Identificación de los sistemas que conforman el módulo de desbalanceo</i>	58
3.4.1.1	<i>Sistema eléctrico</i>	58
3.4.1.2	<i>Sistema de transmisión de potencia</i>	58
3.4.1.3	<i>Sistema de lubricación</i>	58
3.4.2	<i>Manual de operación del módulo</i>	59
3.4.3	<i>Medidas de seguridad</i>	60
3.5	Plan de mantenimiento del módulo de simulación vibracional del desbalanceo ..	60
3.6	Pruebas de funcionamiento	63
3.6.1	<i>Empotramiento de banco de pruebas</i>	63
3.6.2	<i>Fijación de insertos</i>	63

3.6.3	<i>Alineación del módulo de simulación vibracional de desbalanceo</i>	64
3.6.4	<i>Identificación de los puntos de apoyo</i>	64
3.6.5	<i>Frecuencia natural del módulo de desbalanceo</i>	65

CAPÍTULO IV

4.	RESULTADOS	69
4.1	Identificación de las masas de prueba	69
4.2	Análisis de los puntos de medición en sus diferentes direcciones	70
4.3	Análisis espectral del desbalanceo	71
4.3.1	<i>Desbalanceo con el perno de masa constante de 21,400 g</i>	71
4.3.2	<i>Desbalanceo con el perno de masa constante de 24,600 g</i>	71
4.3.3	<i>Desbalanceo con el perno de masa constante de 27,500 g</i>	72
4.3.4	<i>Desbalanceo con el perno de masa constante de 31,400 g</i>	73
4.3.5	<i>Análisis de datos en los espectros de desbalanceo</i>	74
4.3.6	<i>Análisis de la fuerza de desbalanceo</i>	78
4.4	Determinación del tipo de desbalanceo mediante ángulos de fase	79
4.4.1	<i>Vectores de desbalanceo estático en un plano</i>	80
4.4.2	<i>Vectores de desbalanceo estático en dos planos</i>	82
4.4.3	<i>Vectores de desbalanceo tipo par</i>	84
4.4.4	<i>Vectores de desbalanceo dinámico</i>	86
4.4.5	<i>Ángulos de fase</i>	88
4.5	Guía de laboratorio	89
	CONCLUSIONES	90
	RECOMENDACIONES	91
	BIBLIOGRAFÍA	
	ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2:	Modelos de balanceo	18
Tabla 2-2:	Grados de calidad de balanceo	25
Tabla 3-2:	Zonas de evaluación	26
Tabla 4-2:	Rango de valores para para las zonas A, B, C y D	26
Tabla 1-3:	Propiedades mecánicas del acero AISI 1010.....	27
Tabla 2-3:	Composición química del acero AISI 1010.....	28
Tabla 3-3:	Propiedades mecánicas del acero AISI 1020.....	28
Tabla 4-3:	Composición química del acero AISI 1020.....	28
Tabla 5-3:	Propiedades físicas del nylon	28
Tabla 6-3:	Coefficiente de seguridad exigido	41
Tabla 7-3:	Lista de elementos del módulo de simulación del desbalanceo	44
Tabla 8-3:	Características del motor WEG.....	45
Tabla 9-3:	Factor de servicio	46
Tabla 10-3:	Material elastómero	48
Tabla 11-3:	Dimensiones del acople.....	48
Tabla 12-3:	Pasos para ensamblar las partes del módulo de simulación del desbalanceo	57
Tabla 13-3:	Manual de operación del módulo de simulación vibracional del desbalanceo.....	59
Tabla 14-3:	Codificación de las partes mecánicas y eléctricas del módulo de desbalanceo.....	60
Tabla 15-3:	Ficha técnica del módulo de simulación vibracional del desbalanceo	61
Tabla 16-3:	Plan de mantenimiento del módulo de simulación vibracional del desbalanceo...	62
Tabla 17-3:	Frecuencias naturales del módulo de desbalanceo	68
Tabla 1-4:	Masas de prueba	69
Tabla 2-4:	Valor de correlación en las diferentes direcciones	70
Tabla 3-4:	Datos para el análisis espectral del plano vertical	74
Tabla 4-4:	Datos de la velocidad en función de la masa del plano vertical	74
Tabla 5-4:	Datos de la velocidad en función de la frecuencia del plano vertical.....	75
Tabla 6-4:	Aplicación de mínimos cuadrados a la variable dependiente e independiente.....	76
Tabla 7-4:	Errores de la raíz media cuadrática.....	77
Tabla 8-4:	Fuerza de desbalanceo del plano vertical	78
Tabla 9-4:	Fuerza de desbalanceo en función de la frecuencia del plano vertical	79
Tabla 10-4:	Ángulos de fase de desplazamiento en dirección vertical	88
Tabla 11-4:	Ángulos de fase de velocidad en dirección vertical	88
Tabla 12-4:	Ángulos de fase de desplazamiento en dirección horizontal	88
Tabla 13-4:	Ángulos de fase de velocidad en dirección horizontal	88

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2:	Desbalance de una fuerza centrífuga	5
Figura 2-2:	Forma de onda de desbalanceo	9
Figura 3-2:	Espectro del desbalanceo	9
Figura 4-2:	Órbita de desbalance	10
Figura 5-2:	Desbalanceo estático	11
Figura 6-2:	Desbalanceo par	11
Figura 7-2:	Desbalanceo cuasiestático	12
Figura 8-2:	Desbalanceo dinámico	12
Figura 9-2:	Proceso de medición del desbalanceo mecánico	15
Figura 10-2:	Analizador vibracional	15
Figura 11-2:	Análisis de sonido de un motor en falla	16
Figura 12-2:	Tolerancias del desbalanceo	16
Figura 13-2:	Rotor Balanceado	17
Figura 14-2:	Método gráfico vectorial	19
Figura 15-2:	Método gráfico de Siebert	20
Figura 16-2:	Medición con el método de 4 corridas	20
Figura 17-2:	Representación de los planos en rotores eléctricos	21
Figura 18-2:	Representación del método de efecto cruzado	22
Figura 19-2:	Rotor con varios planos de operación	23
Figura 1-3:	Diseño de la mesa	29
Figura 2-3:	Diseño de la placa base	30
Figura 3-3:	Diseño de la base del motor	30
Figura 4-3:	Diseño de la base de las chumaceras	31
Figura 5-3:	Diseño del inserto	31
Figura 6-3:	Disco o volante de desbalanceo	32
Figura 7-3:	Masa y centro de masa del disco de desbalanceo	34
Figura 8-3:	Diagrama de cuerpo libre del eje	35
Figura 9-3:	Diagrama de esfuerzos y momentos del plano x-y	36
Figura 10-3:	Diagrama de esfuerzos y momentos del plano x-z	38
Figura 11-3:	Diseño del eje del módulo	42
Figura 12-3:	Diseño del módulo de simulación de desbalanceo	43
Figura 13-3:	Partes del módulo de simulación de desbalanceo	44
Figura 14-3:	Material elastómero	47
Figura 15-3:	Chumacera UCP204D1	49

Figura 16-3:	Construcción de la mesa del módulo de simulación	50
Figura 17-3:	Construcción de la placa base del módulo	50
Figura 18-3:	Trozos de nylon de 50 mm.....	51
Figura 19-3:	Refrentado de los discos de nylon.....	51
Figura 20-3:	Perforación del disco de desbalanceo	52
Figura 21-3:	Disco de desbalanceo.....	52
Figura 22-3:	Corte de la plancha de acero	53
Figura 23-3:	Cortes uniformes para la base de las chumaceras	53
Figura 24-3:	Base de las chumaceras.....	54
Figura 25-3:	Mecanizado de la plancha de 6 mm de espesor	54
Figura 26-3:	Base del motor de inducción trifásico.....	55
Figura 27-3:	Eje del módulo de simulación de desbalanceo.....	55
Figura 28-3:	Inserto	56
Figura 29-3:	Ensamblaje y montaje del módulo vibracional de desbalanceo.....	56
Figura 30-3:	Anclaje del banco de pruebas	63
Figura 31-3:	Insertos fijados	63
Figura 32-3:	Optaling Plus.....	64
Figura 33-3:	Alineación de ejes	64
Figura 34-3:	Posición de los apoyos para colocar los instrumentos de medida.....	65
Figura 35-3:	Frecuencia natural en dirección vertical del apoyo uno.....	65
Figura 36-3:	Frecuencia natural en dirección vertical del apoyo dos	66
Figura 37-3:	Frecuencia natural en dirección horizontal del apoyo uno.....	66
Figura 38-3:	Frecuencia natural en dirección horizontal del apoyo dos	67
Figura 39-3:	Frecuencia natural en dirección axial del apoyo uno	67
Figura 40-3:	Frecuencia natural en dirección axial del apoyo dos	68
Figura 1-4:	Diagrama de cascada del espectro de velocidad con masa de 21,400 g.....	71
Figura 2-4:	Onda de desplazamiento con masa de 21,400 g en dirección vertical	71
Figura 3-4:	Diagrama de cascada del espectro de velocidad con masa de 26,400 g.....	72
Figura 4-4:	Onda de desplazamiento con masa de 26,400 g en dirección vertical	72
Figura 5-4:	Diagrama de cascada del espectro de velocidad con masa de 27,500 g.....	72
Figura 6-4:	Onda de desplazamiento con masa de 27,500 g en dirección vertical	73
Figura 7-4:	Diagrama de cascada del espectro de velocidad con masa de 31,400 g.....	73
Figura 8-4:	Onda de desplazamiento con masa de 31,400 g en dirección vertical	73
Figura 9-4:	Vectores de desplazamiento en dirección vertical del desbalanceo estático.....	80
Figura 10-4:	Vectores de velocidad en dirección vertical del desbalanceo estático	80
Figura 11-4:	Vectores de desplazamiento en dirección horizontal del desbalanceo estático ...	81
Figura 12-4:	Vectores de velocidad en dirección horizontal del desbalanceo estático.....	81

Figura 13-4: Vectores de desplazamiento del desbalanceo estático en 2 planos	82
Figura 14-4: Vectores de velocidad del desbalanceo estático en 2 planos	82
Figura 15-4: Vectores de desplazamiento del desbalanceo estático en 2 planos	83
Figura 16-4: Vectores de velocidad del desbalanceo estático en 2 planos	83
Figura 17-4: Vectores de desplazamiento en dirección vertical del desbalanceo par	84
Figura 18-4: Vectores de velocidad en dirección vertical del desbalanceo par	84
Figura 19-4: Vectores de desplazamiento en dirección horizontal del desbalanceo par.....	85
Figura 20-4: Vectores de velocidad en dirección horizontal del desbalanceo par	85
Figura 21-4: Vectores de desplazamiento en dirección vertical desbalanceo dinámico	86
Figura 22-4: Vectores de velocidad en dirección vertical desbalanceo dinámico	86
Figura 23-4: Vectores de desplazamiento en dirección horizontal desbalanceo dinámico.....	87
Figura 24-4: Vectores de velocidad en dirección horizontal desbalanceo dinámico	87

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1-3:	Diagrama de procesos del módulo de simulación	59
Gráfico 1-4:	Diagrama de la velocidad en función de la masa en las diferentes direcciones .	70
Gráfico 2-4:	Diagrama de la velocidad en función de la masa del plano vertical.....	74
Gráfico 3-4:	Diagrama de la velocidad en función de la frecuencia del plano vertical	75
Gráfico 4-4:	Diagrama de la velocidad en función de la frecuencia con el error.....	77
Gráfico 5-4:	Diagrama de la fuerza de desbalanceo en función de la masa.....	78
Gráfico 6-4:	Diagrama de la fuerza de desbalanceo vs la frecuencia del plano vertical.....	79

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: GUÍA DE LABORATORIO

ANEXO B: MANUAL DE OPERACIÓN DEL MÓDULO DE DESBALANCEO

ANEXO C: FICHA TÉCNICA DEL ANALIZADOR DE VIBRACIONES

ANEXO D: ANÁLISIS DE COSTOS DEL ROTOR KIT DEL LABORATORIO DE
DIAGNÓSTICO TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA

ANEXO E: PLANOS DE DISEÑO DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN VIBRACIONAL
DEL DESBALANCEO

RESUMEN

El presente trabajo de integración curricular consistió en implementar un módulo de simulación para el diagnóstico vibracional del desbalanceo para el rotor kit del laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética, con el respectivo análisis del diseño y modulación en el software SolidWorks Académico se desarrolló la construcción del banco de pruebas que conforma el rotor kit, para la construcción del elemento más relevante que es el disco de desbalanceo, se utilizó nylon por ser más ligero, ya que éste ayudó a que el desbalanceo sea más notorio a plena marcha, de esta manera se consiguió simular y constatar las fallas más evidentes que se pueden presentar en una industria provocadas por la vibración que genera el desbalanceo, con ayuda del analizador de vibraciones Vibracheck ABG 200 y dos acelerómetros se recolectaron los datos de velocidad y desplazamiento en los diferentes planos: vertical, horizontal y axial que conforman el módulo. Para su respectiva interpretación de resultados; se manipuló los softwares MAINTraQ: Predictive, Viewer, y Analyzer; se logró identificar los diferentes espectros y formas de onda que caracterizan cada tipo de desbalanceo en el armónico 1X, las mediciones se las realizó a diferentes frecuencias de rotación y variando la masa desde 21,40 hasta 31,40 gramos, con los datos de velocidad obtenidos, se realizó el respectivo análisis e interpretación de gráficos de todas las amplitudes de velocidad generadas en los planos mencionados, en conclusión, se pudo observar cómo se incrementa la amplitud del espectro de velocidad con un valor que inicia en 4,59 hasta 9,97 mm/s a medida que se aumenta la masa. Se recomienda tomar las mediciones en el plano vertical de los apoyos para que sus respectivos vectores de velocidad y ángulos de fase determinen el comportamiento de los diferentes tipos de desbalanceo.

Palabras clave: <MÓDULO DE SIMULACIÓN>, <DIAGNÓSTICO VIBRACIONAL>, <DESBALANCEO>, <DESBALANCEO ESTÁTICO>, <DESBALANCEO TIPO PAR>, <DESBALANCEO DINÁMICO>, <FORMA DE ONDA>, <ÁNGULO DE FASE>.



Firmado electrónicamente por:
**HOLGER GERMAN
RAMOS UVIDIA**

0681-DBRA-UPT-2022
2022-04-13

SUMMARY

This curricular integration work consisted on implementing a simulation module for the vibrational diagnosis of the unbalance for the rotor kit of the Technical Diagnosis and Energy Efficiency laboratory. The respective analysis of the design and modulation in the SolidWorks Academic software. The construction of the test bank that conformed the rotor kit was developed, for the construction of the most relevant element which is the unbalance disk. Nylon was used because it is lighter, since it helped the unbalance to be more noticeable at full speed. In this way it was possible to simulate and verify the most evident failures that can occur in an industry caused by the vibration generated by the unbalance, with the help of the vibration analyzer Vibracheck ABG 200 and two accelerometers the data of speed and displacement in the different planes were collected: vertical, horizontal and axial that make up the module. For the respective interpretation of results, the MAINTraq: Predictive, Viewer and Analyzer softwares was used, where the different spectra and waveforms that characterize each type of unbalance in the 1X harmonic were identified. The measurements were performed at different rotation frequencies and varying the mass from 21.40 to 31.40 grams; with the velocity data obtained, the respective analysis and interpretation of graphs of all the velocity amplitudes generated in the mentioned planes was performed. In conclusion, it could be observed how the amplitude of the velocity spectrum increases with a value that starts at 4,59 to 9,97 mm/s as the mass increases. It is recommended to take the measurements in the vertical plane of the supports so that their respective velocity vectors and phase angles determine the behavior of the different types of unbalance.

Keywords: <SIMULATION MODULE>, <VIBRATIONAL DIAGNOSTICS>, <UNBALANCE>, <STATIC UNBALANCE>, <PAIR-TYPE UNBALANCE>, <DYNAMIC UNBALANCE>, <WAVEFORM>, <PHASE ANGLE>.

SANDRA
PAULINA
PORRAS
PUMALEMA

Firmado
digitalmente por
SANDRA PAULINA
PORRAS
PUMALEMA
Fecha: 2022.04.19
15:28:50 -05'00'

INTRODUCCIÓN

El desbalanceo en máquinas de tipo rotativo es una de las causas principales por la cual los equipos y elementos del mismo tienden a averiarse prematuramente, producto de esto los equipos no pueden desempeñarse de una forma eficiente y eficaz provocando que las tareas de mantenimiento realizadas sean en un gran porcentaje correctivas, elevando así el costo por el mismo, por ello es de vital importancia que el estudiante de mantenimiento industrial realice ensayos con respecto al desbalanceo, para que así desarrolle la capacidad de identificar y mitigar las posibles fallas que se pueden presentar con el desbalanceo.

En la actualidad ya se puede detectar este tipo de falla gracias al diagnóstico vibracional, el cual se enfoca en comparar variables de desplazamiento, velocidad y aceleración mediante espectros característicos, garantizando así que la falla se pueda detectar a tiempo y evitar posibles averías.

De acuerdo con los aspectos mencionados anteriormente, es primordial que el laboratorio de diagnóstico técnico y eficiencia energética de la facultad de mecánica cuente con módulos de simulación del desbalanceo para el diagnóstico vibracional, con el objetivo de que el alumno pueda reforzar sus conocimientos teóricos y prácticos con la manipulación de este banco de pruebas, de igual manera lograra identificar los espectros característicos del desbalanceo realizando los diferentes ensayos, razón por la cual el presente trabajo de integración curricular denominado: Implementación de un módulo de simulación para el diagnóstico vibracional del desbalanceo para el rotor kit del laboratorio de diagnóstico técnico y eficiencia energética.

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1 Antecedentes

Con el surgimiento de la revolución industrial, fabricación y desarrollo de máquinas rotativas, surgió la necesidad del análisis, medición y control de las vibraciones, para detectar el desbalance que se produce en las mismas (White, 2010, p. 101).

El desbalance es el motivo más usual de vibración y está relacionado con las dificultades más relevantes en el diseño y mantenimiento, considerando que trabajan con altas velocidades y su confiabilidad es un aspecto muy importante en su contexto operacional, ya que este tipo de problemas desarrollan fuerzas dinámicas que causan impactos negativos en el equipo. En el desbalance de una máquina rotativa debemos tomar en cuenta que nunca se conseguirá eliminarlo en su totalidad, pero debemos mantenerlo bajo las tolerancias o márgenes que está dentro de las normas para su correcto funcionamiento (ISO 21940-1, 2019).

Una máquina rotativa al estar influenciado por vibraciones constantes provocadas por el desbalanceo genera esfuerzos cíclicos que pueden llevar al equipo a un estado irreparable, ya que la diferencia del peso y distribución de la masa de los materiales empleados influyen mucho en la construcción de las máquinas, por tal motivo se debe seleccionar los materiales adecuados para la elaboración de equipos industriales (Reynoso et al., 2008: p.22).

1.2 Planteamiento del problema

El desbalanceo en equipos industriales es una problemática que actualmente ha ganado un espacio amplio en industrias de cualquier tipo ya que en toda pequeña y mediana empresa e incluso en los servicios de salud pública o privada poseen maquinarias rotativas que ayudan a cumplir funciones y contextos operacionales importantes para el buen desenvolvimiento de la organización, corregir las amplitudes vibracionales, espectros y armónicos que un desbalance puede generar, podría evitar situaciones catastróficas como fisuras en los elementos que conforman un equipo de tipo rotatorio.

La carrera de mantenimiento industrial tiene la misión de formar profesionales con habilidades y destrezas para dar solución a modos de falla producidos por el desbalanceo, por tal motivo nace

la necesidad de implementar módulos de simulación para detectar este tipo de anomalías producidas en máquinas rotativas, con la finalidad de que el estudiante genere técnicas y estrategias profesionales que ayuden a diagnosticar cautelosamente problemas causados por el desbalanceo, ya que especialistas en diagnóstico técnico consideran que aproximadamente el 40% de los casos de niveles de vibraciones excesivos que están presentes en un ambiente laboral tienen como fuente principal al desbalance (Palomino, 2012, p. 25).

1.3 Justificación

El diagnóstico vibracional es una de las herramientas de mantenimiento más utilizadas para el desbalanceo debido a que su análisis arroja valores y amplitudes que muestran minuciosamente el funcionamiento en tiempo real del equipo, demostrando así su eficiencia en el campo laboral, por ello las industrias requieren de profesionales que tengan amplios conocimientos en esta área ya que en toda empresa existen máquinas rotativas que no cumplen a cabalidad su contexto operacional y perjudican el desempeño del mismo (Silva et al., 2016: p.74).

En la actualidad una de las causas principales por el cual las máquinas de tipo rotativo presentan modos de falla constantes es por el desbalanceo, ya que influyen severamente alterando la amplitud vibracional y provocando fallas inusuales en los equipos, afectando principalmente los elementos rodantes de los cuales está constituido el mismo, por tal motivo es necesario implementar un módulo de diagnóstico del desbalanceo de rotores mediante análisis vibracional con características que ayuden a detectar anomalías con el objetivo de preservar la vida útil del activo (Burgos y Zurita, 2019: p.74).

Esto contribuirá a la formación profesional del estudiante de mantenimiento industrial, ya que será capaz de realizar ensayos e inspecciones acerca del diagnóstico del desbalanceo, conociendo así las amplitudes y espectros más usuales, generando conocimientos teóricos y prácticos, que ayuden a la corrección de estos modos de fallo en las industrias de una manera eficiente y eficaz (Lizarazo et al., 2018: p.89).

1.4 Objetivos

1.4.1 *Objetivo general*

Implementar un módulo de simulación para el diagnóstico vibracional del desbalanceo para el rotor kit del laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética de la Facultad de Mecánica de la ESPOCH.

1.4.2 *Objetivos específicos*

Investigar los modos de falla y efectos más frecuentes ocasionados por el desbalanceo en equipos rotativos.

Determinar la masa de prueba y las características requeridas por los discos en el módulo de simulación

Construir el módulo de simulación de desbalanceo, mediante el software SolidWorks Academic, con su respectivo análisis de material.

Verificar que los espectros obtenidos en el módulo de simulación tengan un contenido armónico característico y que los ángulos de fase correspondan a cada tipo de desbalanceo.

Elaborar una guía de laboratorio para el módulo, así como su manual de operación y plan de mantenimiento preventivo.

CAPÍTULO II

2. REVISIÓN DE LA LITERATURA O FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Desbalanceo

2.1.1 ¿Qué es el desbalanceo?

Se puede definir como una medida que cuantifica la distancia a la que se desplaza la línea central de masa del rotor con respecto a la línea central de rotación, es decir, sus centroides no coinciden con el eje de rotación en un sistema o máquina (Sánchez y Madrigal, 2017: p.3).

En la industria este modo de falla es catalogado como una de las principales causas de vibraciones en sistemas rotativos, provocando que los elementos rodantes tiendan a fallar prematuramente acortando la vida útil del mismo, es importante mencionar que el desbalanceo no se lo puede corregir en su totalidad, pero se lo puede balancear en rangos estandarizados según normas estipuladas.

El desbalance es el fenómeno que se presenta cuando un elemento mecánico gira su respectivo centro de gravedad y su centro geométrico no están en el lugar correcto, es decir, no existe una colinealidad, llegando a causar una fuerza centrífuga al momento en que la máquina está girando (Cruz, 2019, p. 8).



Figura 1-2: Desbalance de una fuerza centrífuga

Fuente: (Cruz, 2019)

2.1.2 *Características del desbalanceo*

Los aspectos más relevantes que producen vibraciones por desbalanceo en equipos rotativos son (Prieto, 2017, p.20):

- Estabilidad en el tiempo del espectro y la forma de onda.
- La señal sinusoidal de tipo armónico es pura.
- Nivel de vibración excesiva.
- El nivel de amplitud del componente 1X se incrementa con respecto a la velocidad.
- Los componentes: 2X, 3X, 4X, 5X tienen un nivel de vibración muy bajo.

2.1.3 *¿Qué es el desbalanceo residual o permanente?*

Se denomina desbalanceo residual o permanente a la masa que no queda perfectamente balanceada en el rotor una vez elaborado el proceso de balanceo. Cuando se conserva el desbalance residual o permanente dentro de las tolerancias admisibles se permite: (Silva et al, 2016: p.74)

- Impedir las fallas que generan fatiga en estructuras y elementos mecánicos que componen la máquina rotativa.
- Se genera el incremento del ciclo de vida de todos los elementos mecánicos que conforman el sistema rotativo.
- Disminución del consumo energético.
- Previene las cargas excesivas producidas en los rodamientos, debido a sobrecargas producidas por el desbalance.

2.1.4 *Unidades para expresar el desbalance*

Para representar los resultados ocasionados por el desbalance, se estima que una masa de prueba requiere o logra estar a una distancia, de una manera similar cualquier rotor desarrolla el mismo resultado poniendo cualquier masa excéntrica, es decir, fuera del centro del rotor (Iñiguez y Tasipanta, 2019: p.8).

Por tal motivo se dice que el desbalance en cualquier instancia, obteniendo la siguiente ecuación:

$$m_d * r = M * e \quad (1)$$

Donde:

m_d = masa de prueba.

r = distancia al eje de rotación.

M = masa.

e = masa excéntrica.

El resultado del producto de $m_d * r$ se lo reconoce como cantidad de desbalance, según lo estipulado en la norma ISO 1940-1 de la siguiente manera:

$$U_d = m_d * r \quad (2)$$

Donde:

U_d = cantidad de desbalance. [g-mm]

m_d = masa desbalanceada. [g]

r = distancia hacia el eje de rotación. [mm]

El método más usado para realizar ensayos de desbalanceo en máquinas rotativas, es denominado balanceo sin la medición de fase, por el motivo que no se necesita conocer la fase del rotor, solo en casos muy peculiares es necesario conocer este dato. Este método o modelo de desbalanceo se lo puede implementar tanto en un plano y dos planos de la máquina rotativa, con la recomendación de que este método se aplique en el rotor con velocidades muy altas, para así apreciar de una manera más sutil la consecuencia del desbalance en una máquina rotativa a plena carga (Iñiguez y Tasipanta, 2019: p.8).

2.1.5 Fuerza centrífuga de desbalanceo

En un sistema rotativo las fuerzas de desbalance se producen cuando un rotor excéntrico gira alrededor de un eje principal, el mismo es el causante principal de vibraciones en un sistema, esto se debe a la mala distribución de masa en el rotor elaborado, en varios de los casos también depende de la homogeneidad del material utilizado en los mismos, prácticamente las fuerzas producidas en el desbalance provocan que el centro de masa del rotor no coincida con el eje de rotación del sistema rotativo.

La magnitud provocada por la fuerza del desbalance depende de la velocidad de rotación del rotor y la cantidad de desbalance provocado por el mismo. Con la fuerza centrífuga generada por la masa cuando el rotor gira a una velocidad alta se obtiene la fuerza centrífuga de desbalance (Silva et al., 2016: p.75).

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (3)$$

Donde:

F = Fuerza centrífuga del desbalanceo.

m = masa.

ω^2 = velocidad angular.

r = radio.

2.1.6 Centro de gravedad

La palabra centro de gravedad puede definirse como la concentración del peso en un punto. Su alineación prorrogaría solamente en elementos largos en los que la fuerza de gravedad de la tierra no es igual para los mecanismos del elemento. El hecho que estos puntos sean similares para la gran variedad de elementos, esta es la razón por la cual las máquinas balanceadoras estáticas que solamente consiguen medir el centro de gravedad pueden de igual manera encontrar el centro de masa (Chicaiza y Cuy, 2018: p.14).

2.1.7 Centro de masa

Es el punto del cuerpo de un material donde se pueden encontrar todas sus masas, si un vector de fuerza atraviesa ese punto, el cuerpo o material se desplazará en línea recta, sin generar ninguna rotación. Esto se describe en la segunda ley de Newton, la cual define la sumatoria de fuerzas es igual al producto de la masa y la aceleración (Chicaiza y Cuy, 2018: p.14).

2.1.8 Forma de onda de desbalanceo

La onda generada por el desbalanceo de rotores genera alteraciones vibratorias que por consecuencia producen fuerzas en los apoyos rodantes, esta fuerza se descompone en vertical y horizontal, también se las conoce como fuerzas sinusoidales que tienen una frecuencia igual a la de rotación del eje principal del sistema rotativo (Montero, 2013, p.24).

La Figura 2-2, muestra la forma de onda que se produce por un desbalance en el rotor de una máquina rotativa.

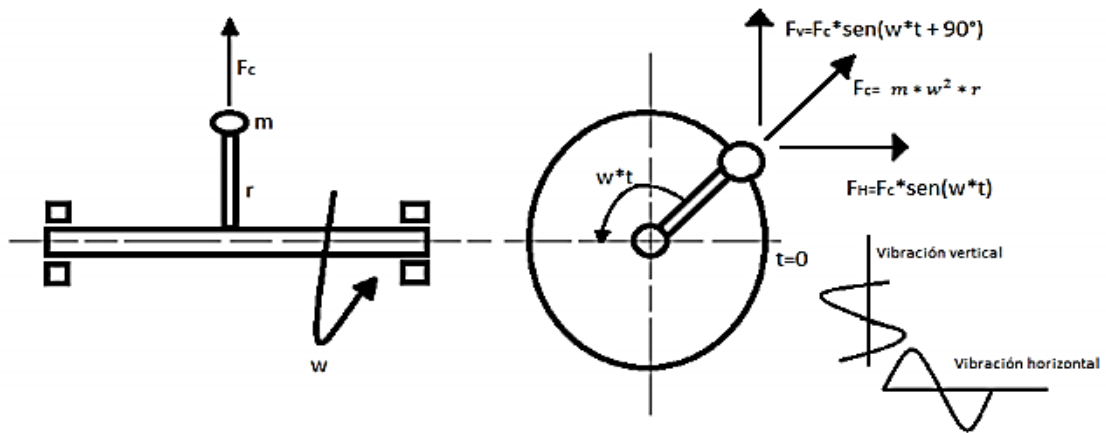


Figura 2-2: Forma de onda de desbalanceo

Fuente: (Montero, 2013)

2.1.9 Espectro vibracional del desbalanceo

Un desbalanceo mecánico siempre generara vibraciones a la frecuencia de rotación del eje principal, la magnitud vibracional siempre es mayor en el plano horizontal debido a que el apoyo tiene una mayor rigidez en el sentido vertical, por ende, un desbalanceo puro no genera vibraciones axiales (Montero, 2013, p.25).

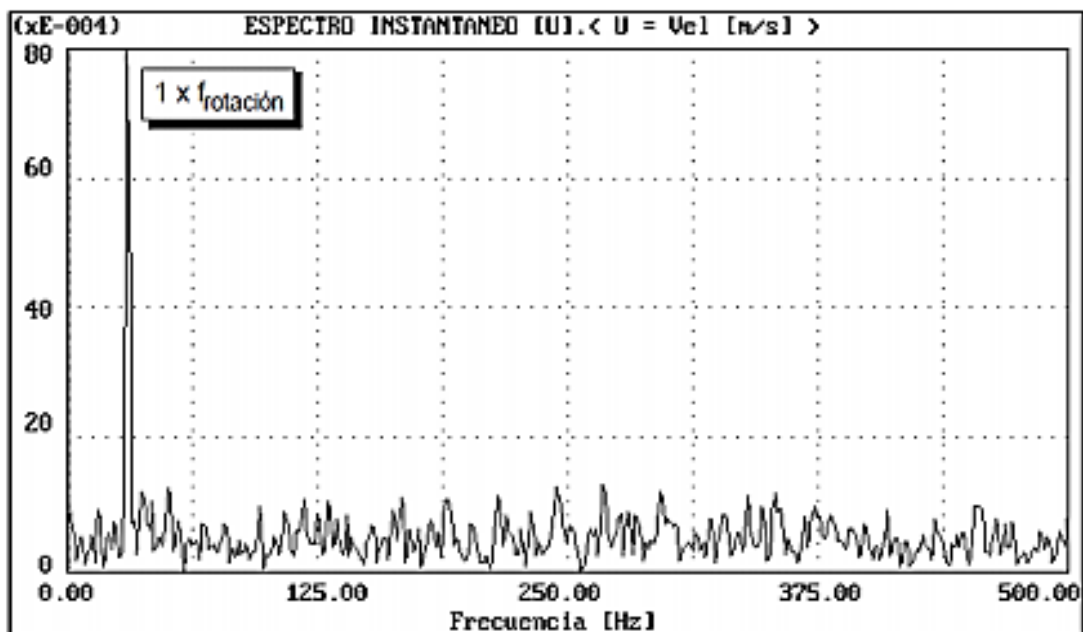


Figura 3-2: Espectro del desbalanceo

Fuente: (Montenegro, 2015)

2.1.10 *Orbitas de desbalanceo*

La orbita de desbalanceo se genera debido a los valores de la magnitud vibracional tanto en plano horizontal como vertical, los mismos siempre van a ser diferentes debido a la diferencia de rigidez que existe en las dos trayectorias.



Figura 4-2: Órbita de desbalance

Fuente: (Montero, 2013)

2.1.11 *Rotores rígidos y flexibles*

Los rotores son rígidos o flexibles cuando estos dependen de la relación que existe entre la velocidad de rotación y su frecuencia natural, si la frecuencia natural de cualquier rotor es similar a la velocidad de rotación se comprueba una etapa de resonancia conocida como velocidad crítica (Vázquez, 2015, p.21).

Las vibraciones causadas por la deformación elástica generadas en el motor son insignificantes en relación con las vibraciones del rotor, cuando su velocidad de rotación genera una frecuencia menor al 70% de su frecuencia natural es denominado rotor rígido y cuando el rotor genera una frecuencia superior al porcentaje mencionado anteriormente de su frecuencia natural, este tiende a flexionarse a causa de las fuerzas provocadas por desbalance, este tipo de rotor se denomina rotor flexible (Vázquez, 2015, p.22).

2.1.12 *Tipos de desbalanceo*

2.1.12.1 *Estático*

El desbalance estático también denominado como desbalance de fuerzas es el más simple, donde el eje principal de inercia está posicionado paralelamente con respecto al eje de rotación (Palomino, 2012, p.114).

Este tipo de desbalanceo se lo puede distinguir fácilmente ya que al colocar el rotor en un soporte correctamente graduado o nivelado la parte más pesada del mismo siempre optará por colocarse en la parte más baja, esto ocurre debido a la fuerza de gravedad, es decir, la masa que provoca el desbalanceo, permanecerá por debajo del eje de rotación del equipo.

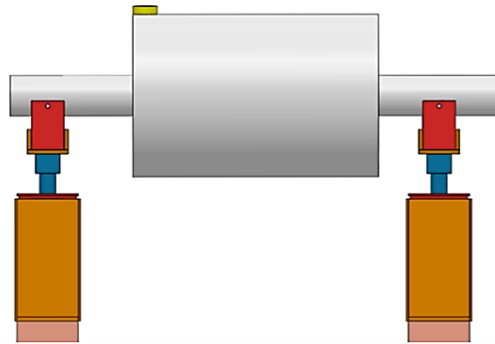


Figura 5-2: Desbalanceo estático

Fuente:(Silva et al., 2016)

2.1.12.2 Par

El desbalanceo par ocurre cuando el eje principal de inercia intercepta perpendicularmente al eje de rotación en el centro de gravedad del rotor (Sánchez et al., 2017: p.3).

Este tipo de desbalanceo puede ser corregido estáticamente cuando se posiciona en un soporte nivelado sin movimiento, pero a medida que el rotor empiece a girar, las dos masas crean fuerzas centrífugas que provocaran vibraciones y por ende daños en los elementos rodantes, descartando así la idea de estar perfectamente balanceado.

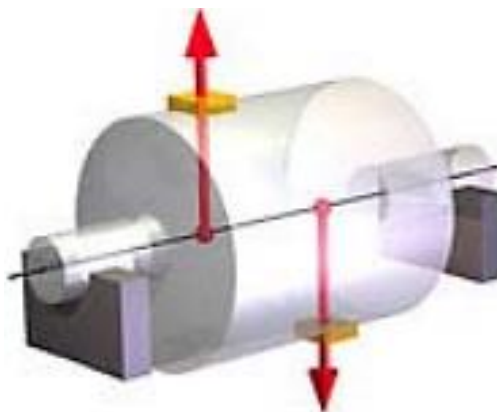


Figura 6-2: Desbalanceo par

Fuente: (Gunter, 2009)

2.1.12.3 *Casi-estático*

También denominado desbalanceo cuasiestático ocurre cuando el eje principal de inercia intercepta al eje de rotación en un punto diferente al centro de gravedad del rotor (Sánchez et al., 2017: p.3).

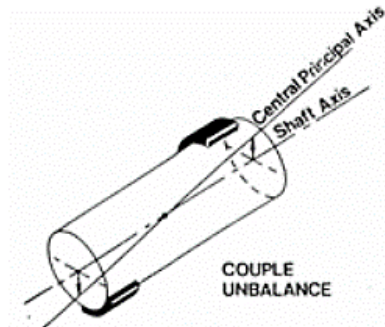


Figura 7-2: Desbalanceo cuasiestático

Fuente: (Padilla y Pila, 2009)

Generalmente este tipo de falla puede considerarse una forma particular de desbalanceo dinámico ya que está comprendido que los vectores de tipo estático y par están contenidos en un mismo plano.

2.1.12.4 *Dinámico*

Se dice que el equipo posee desbalanceo dinámico cuando el eje principal de inercia no intercepta al eje de rotación (Sánchez et al., 2017: p.3).

Normalmente este modo de falla se encuentra en todos los entornos de trabajo referente a la mecánica y se caracteriza por tener tanto desbalanceo estático como desbalanceo par, para la recopilación de datos en esta falla se lo debe realizar mientras el dispositivo esté operando.

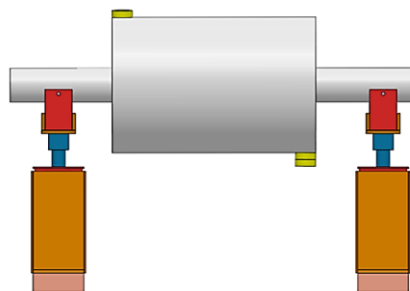


Figura 8-2: Desbalanceo dinámico

Fuente: (Silva et al., 2016)

2.1.13 Causas del desbalanceo

El desbalanceo origina oscilaciones, generando la fatiga de los dispositivos de transmisión de movimiento como: rodamientos, engranes correas y poleas. Las causas más comunes que pueden generar desbalance son las siguientes:

- Escasez de igualdad en materiales (fundiciones, agujeros de soplado y porciones porosas).
- Flechas y rodillos con flexión.
- Errores en el contexto operacional de las máquinas y manufactura mal elaborada en relación con sus tolerancias.
- Excentricidad.
- Mala alineación de los rodamientos.
- Crecimientos térmicos.
- Defectos al momento de su diseño y construcción.

Mediante un estudio estocástico relacionado con los diferentes problemas que pueden generarse en máquinas rotativas, indica que el 90% de los inconvenientes relacionados con la vibración son causador por desbalance, desalineación y resonancias (Cruz, 2019, p.10).

- 40% causado por desbalance.
- 30% causado por desalineación.
- 20% causado por resonancias.
- 10% generado por otras causas.

2.1.14 Efectos del desbalanceo

El desbalanceo es el modo de falla que se presenta en la mayoría de las máquinas industriales rotativas, y causan efectos severos en el contexto operacional de la máquina que acortan el ciclo de vida de los elementos constitutivos para que el sistema opere de manera eficaz (White, 2010, p. 109).

Los efectos que produce el desbalanceo son perjudiciales para la máquina y la empresa, los efectos que produce el desbalanceo son los siguientes:

- Cargas dinámicas indebidas en rodamientos.
- Acorte del ciclo de vida en elementos que forman parte del sistema de la máquina rotativa.

- Debido a la fuerza que genera el desbalanceo se pandea el eje.
- Los niveles de frecuencia 1X se incrementa a medida que aumenta la velocidad.
- Desalineación de ejes para la máquina estática y móvil.

Para reducir el cambio de elementos desgastados por desbalanceo, se debe realizar un correcto y minucioso balanceo de precisión mediante un riguroso análisis de vibraciones.

2.1.15 Severidad del desbalanceo

Las maquinas rotativas siempre tienen un desbalanceo residual, las aplicaciones de estrategias matemáticas y emplear mediciones con equipos especializados para minimizar el desbalanceo a un nivel bajo de vibración permisible, es considerablemente costoso, por tal motivo nacen las normas que contienen los requisitos para resguardar el buen contexto operacional de los equipos, en donde se relaciona la responsabilidad técnica y económica (Silva et al., 2016: p.75).

Estos requisitos contienen criterios esenciales que se deben tomar en cuenta antes de poder elegir los criterios de aceptación de desbalanceo residual, los cuales son:

- Constitución geométrica de la máquina o elemento rotatorio.
- La velocidad de giro.
- La masa de inercia del elemento.
- Los respectivos planos de corrección.

2.1.16 Como medir el desbalanceo mecánico

La magnitud obtenida del desbalanceo residual no se logra conseguir mediante métodos directos, esta magnitud se logra obtener mediante la participación de otras magnitudes que son: la masa y la amplitud de vibración.

Para conseguir los datos de la medición se necesita un elemento sencillo especializado en medir vibraciones y velocidades del rotor de cualquier máquina rotativa, en el cual consta de un sensor óptico que envía señales a modo de pulsos eléctricos por cada revolución del rotor para así conseguir datos para calcular la velocidad. El acelerómetro proporciona una señal eléctrica que es directamente proporcional a la aceleración del rotor, esta frecuencia es registrada para ser enviada a un analizador de vibraciones.

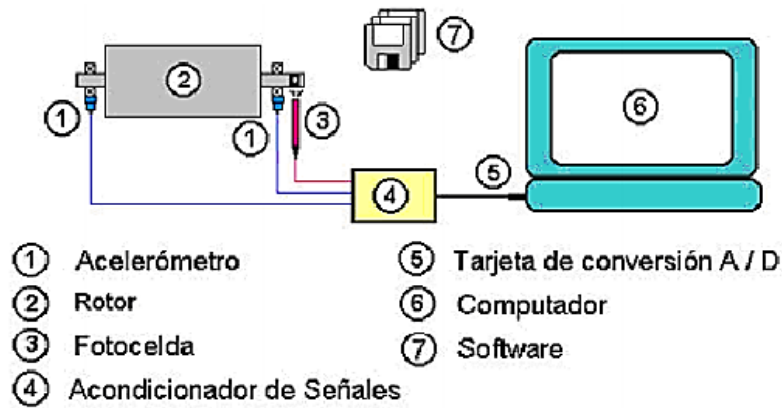


Figura 9-2: Proceso de medición del desbalanceo mecánico

Fuente: (Padilla y Pila, 2009)

Una vez obtenida toda la información a través de datos proporcionados por los elementos de medición, es viable poder calcular la magnitud y posición de la masa de corrección para proceder a realizar el balanceo del rotor, para lo cual es muy necesario saber los siguientes datos:

- Masa de prueba.
- Cálculo de la masa de corrección.
- Colocación de la masa de corrección en el rotor desbalanceado.

2.1.17 Diagnóstico del desbalanceo

2.1.17.1 Análisis vibracional

El análisis vibracional es una técnica de mantenimiento predictivo que con el pasar de los años ha demostrado su eficiencia al diagnosticar el 80% de fallas en sistemas de tipo rotativo causadas por las vibraciones inducidas por el desbalanceo, que genera espectros, armónicos y amplitudes vibracionales excesivas, dando a conocer así el comportamiento real del equipo (Silva et al., 2016: p.73).

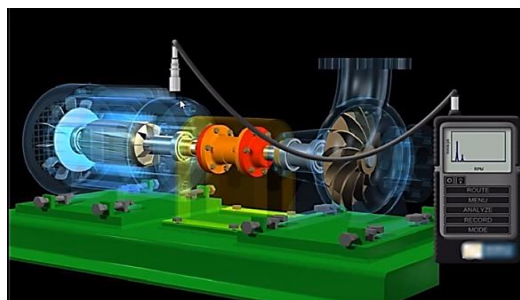


Figura 10-2: Analizador vibracional

Fuente: (PDM INGENIERIA, 2016)

2.1.17.2 Análisis de sonido

Diagnosticar desbalanceo por medio del sonido es poco usual debido a que las anomalías producidas por el mismo son complejas de identificar debido a su sensibilidad al ruido externo, por tal razón las mediciones se deben realizar en un área controlada, donde los sonidos son recopilados por medio de un sensor primario o micrófono acústico, posteriormente pasan a través de un amplificador, el cual envía las señales para ser analizados mediante un software en un ordenador (Delgado et al., 2016: p.2).

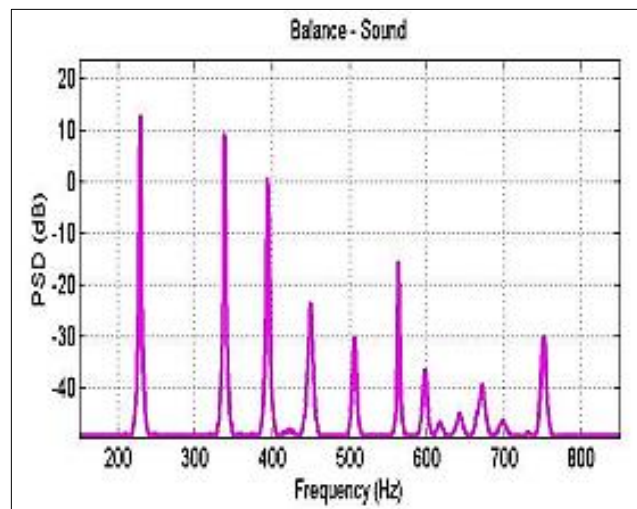


Figura 11-2: Análisis de sonido de un motor en falla

Fuente: (Guadalupe y García, 2016)

2.1.18 Tolerancia del desbalanceo

Hace referencia a la cantidad de desbalanceo permitido en un sistema de tipo rotativo, es decir, que está dentro de un límite que permite verificar si el desbalanceo existente se encuentra dentro de las tolerancias permitidas.

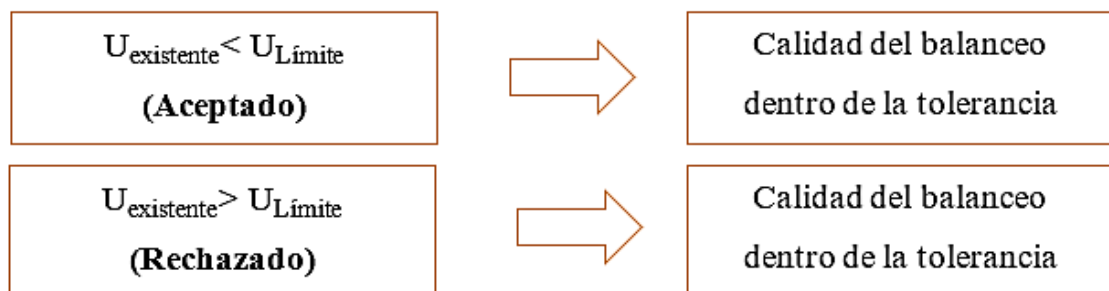


Figura 12-2: Tolerancias del desbalanceo

Fuente: (Lémoli, 2015)

2.2 Balanceo

2.2.1 ¿Qué es el balanceo?

El balanceo es un método para equilibrar los rotores y reducir las fuerzas de inercia generadas por el desbalanceo, con la finalidad de mantenerlo en un rango admisible según los requerimientos de operación de cada sistema, si estos niveles de desbalanceo no son corregidos correctamente el equipo puede llegar a un estado crítico de reparación.

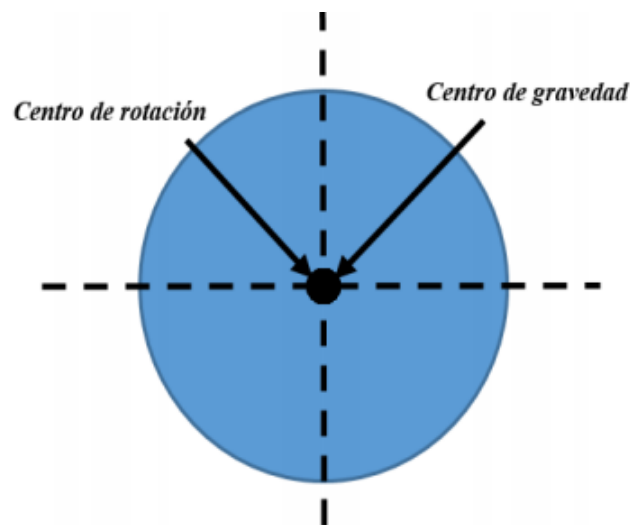


Figura 13-2: Rotor Balanceado

Fuente: (Chicaiza y Cuy, 2018)

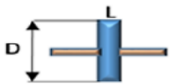
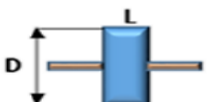
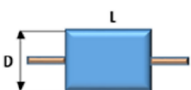
El balanceo de elementos que constituyen a las máquinas rotativas es muy trascendental, para así menorar anomalías en las máquinas rotativas, ya que si no se realiza un minucioso proceso de balanceo, el rotor desbalanceado puede desarrollar fuertes vibraciones que generan esfuerzos mecánicos peligrosos para la estructura que soporta la máquina, realizando su contexto operacional de una manera deficiente, que dañan a los elementos internos de la máquina rotativa o inclusive llevarlo a un estado irreparable de la misma (Cruz, 2019, p.11).

2.2.2 Modelos para el balanceo

La principal causa que conlleva el 40% de vibraciones muy altas se debe al desbalanceo que se genera en máquinas rotativas, el desbalanceo es provocado por factores externos como la excesiva carga en el rotor, rodamientos en mal estado, así también como del rotor debido al constante deterioro, entre otros factores físicos externos (Iñiguez y Tasipanta, 2019: p.7).

Los existentes tipos de desbalance según la constitución y repartición de masas y velocidades de trabajo de un motor, las correcciones de balanceo se las puede realizar en un plano, también denominado balanceo estático y en dos o más planos que conforman al balanceo dinámico, para ello se consiguen modelos para el balanceo, que son técnicas para balancear teniendo en cuenta la relación entre el largo y diámetro (L/D), lo cual es el modelo más adecuado de balanceo de los rotores, representada en la Tabla 1-2 (Sánchez et al., 2017: p.4).

Tabla 1-2: Modelos de balanceo

Rotor	Relación (L/D)	Modelo de balanceo		
		Un plano	Dos planos	Varios planos
	Menor que 0.5	1000 RPM	Mayor a 1000 RPM	N/D
	Mayor que 0.5 y menos que 2	150 RPM	Comprendida de 150 a 200 RPM, mayor al 70% de la velocidad crítica	Mayor a 2000 RPM y superior al 70% de la velocidad crítica
	Mayor que 2	100 RPM	Mayor a 100 RPM y hasta el 70% de la velocidad crítica	Sobrepasa al 70% de la velocidad crítica

Fuente: (Sánchez et al., 2017)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

2.2.3 Métodos para el balanceo

2.2.3.1 Método vectorial

Para emplear este método se requiere de equipos tecnológicos que ayuden a la recolección de datos a través de un analizador de vibraciones, foto tacómetro y un sensor que detectara las amplitudes inducidas por el movimiento de un rotor.

Consiste en aplicar 3 fases:

La primera fase establece el estado inicial del rotor midiendo la amplitud vibracional y la fase en el punto más cargado dando como resultado el primer vector para posteriormente graficarlo en un diagrama polar.

En la segunda fase se le agrega una masa de prueba en una posición aleatoria para luego medir las vibraciones producidas por esta masa dando como resultado el segundo vector.

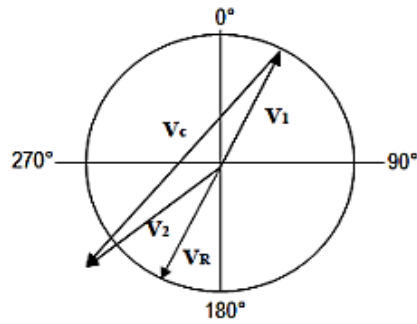


Figura 14-2: Método gráfico vectorial

Fuente:(Cardona y Montoya, 2014)

En la tercera fase se grafica los dos vectores obtenidos anteriormente para obtener la resultante de los dos, adquiriendo así el vector de desbalanceo para luego calcular la masa que corregirá el desbalanceo producido.

2.2.3.2 Método de Den Hartog

De igual manera como en el caso anterior este método requiere de instrumentos para poder realizarlo, pero debe ser realizado por la técnica de 4 corridas.

En la primera corrida se tomarán las mediciones respectivas para verificar la amplitud y fase de las vibraciones inducidas por el rotor.

En la segunda corrida se analizará el plano uno donde se ubicará la masa de prueba para tomar las medidas respectivas de la amplitud y fase vibracional.

En la tercera corrida se cambiará de posición la masa de prueba, es decir, la masa se ubicará en el plano dos para la recopilación de datos. Por último, mediante un proceso algebraico se dará a conocer el valor de las masas de corrección, para ello se utilizarán los datos recopilados en las tres corridas anteriores.

2.2.3.3 Método de Siebert

Este método tiene mucha similitud con el visto anteriormente ya que se basa en la misma dinámica con los instrumentos utilizados para la recolección de datos, la ventaja de este método es que el balanceo solo se puede aplicar si se conoce el valor de la amplitud vibracional de desbalanceo, no se requiere de una referencia relacionada a la fase.

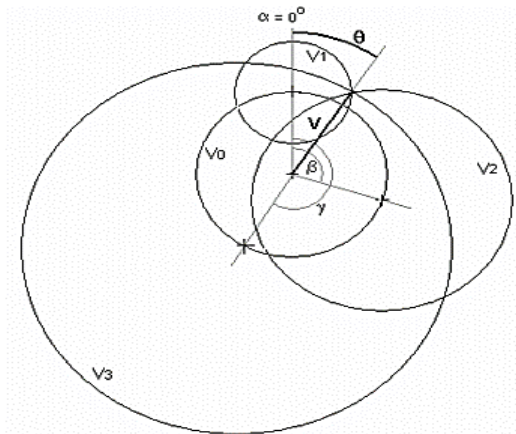


Figura 15-2: Método gráfico de Siebert

Fuente: (Gunter, 2009)

2.2.4 Tipos de balanceo

2.2.4.1 Balanceo en un plano

Para poder realizar el correcto balanceo en un plano, tomamos tres medidas de prueba, por la cual, la primera toma de medición se la realiza con el plano (rotor) sin la denominada masa de prueba. Para efectuar con la segunda medición se coloca una masa, en este caso ya estipulada o pesada de cualquier valor en gramos y se la coloca en la posición uno como se representa en la Figura 16-2, esta masa se la conoce como M_T y se procede a recolectar los primeros datos con un analizador de vibraciones denominado V_1 teniendo en cuenta los primeros datos recolectados sin masa V_0 . A continuación, la masa M_T se la movería conservado su radio 180° a la posición dos y se repetiría la recolección de datos con un analizador de vibraciones V_2 .

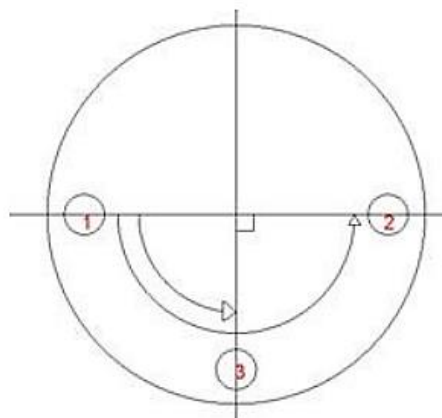


Figura 16-2: Medición con el método de 4 corridas

Fuente: (Iñiguez y Tasipanta, 2019)

Realizando estas mediciones y toma de datos, se obtiene como resultado de la masa de prueba V_T y también se puede calcular el ángulo de desbalance con respecto a la posición uno, y se calculan de la siguiente manera:

$$V_T = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}} \quad (4)$$

$$\alpha_0 = \cos^{-1} \frac{V_1^2 - V_2^2}{4V_T V_0} \quad (5)$$

Por último, se efectuará en la máquina balanceadora una cuarta corrida trasladando la masa de prueba desde el punto dos con dirección al punto tres, obteniendo así los nuevos datos denominados como V_3 , la dirección puede ser horaria como antihoraria tomando en cuenta la posición uno. La respectiva masa de corrección se calculará de la siguiente manera:

$$M_c = M_T \frac{V_0}{V_T} \quad (6)$$

2.2.4.2 Balanceo en dos planos

Para balancear correctamente en rotor en dos planos, se debe mencionar el método de estudio denominado efecto cruzado, que define la correlación existente en el un plano de corrección respecto a otro (Iñiguez y Tasipanta, 2019: p.10).

El método de efecto cruzado es similar al balanceo en un plano, pero para lograr este tipo de balanceo se debe respetar una serie de procedimientos. La Figura 17-2, muestra la representación de los diferentes planos de balance en un rotor de forma cilíndrica.

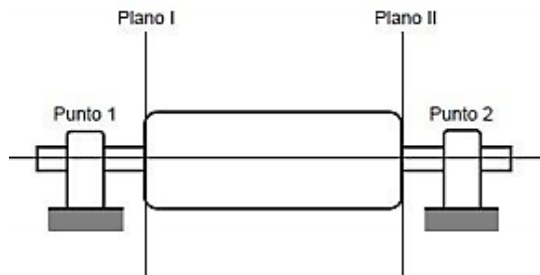


Figura 17-2: Representación de los planos en rotores eléctricos

Fuente: (Iñiguez y Tasipanta, 2019)

Los procedimientos que se debe tomar en cuenta son los siguientes:

- Se mide y se toman datos de los niveles de vibración presentados en los puntos uno y dos.
- Cuando el rotor está en reposo, se ancla una masa de prueba M_T en el plano uno y se procede a recolectar los datos de vibración, consecuencia de la masa de prueba fijada en el plano uno.
- Para el plano dos, se repite el mismo procedimiento, colocando una masa de prueba a la misma altura y nivel del plano uno y se hace la respectiva toma de datos mediante un analizador de vibraciones.

Esto forma una interpretación del tipo vectorial, la cual se logra solucionar de la manera gráfica como analítica. Este procedimiento es posible alcanzar mediante los denominados vectores de posicionamiento como se muestra en la Figura 18-2 (Iniguez y Tasipanta, 2019: p.10).

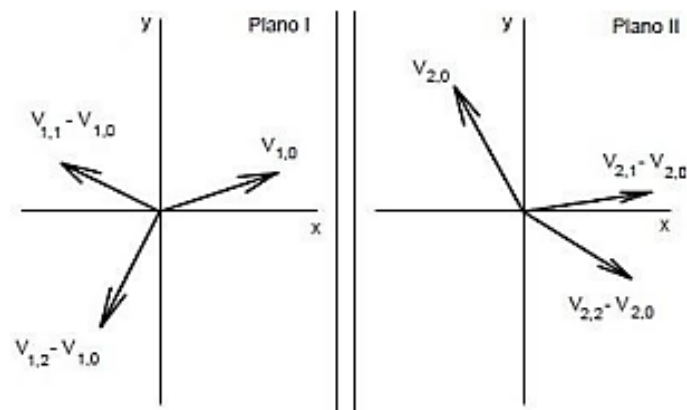


Figura 18-2: Representación del método de efecto cruzado

Fuente: (Iniguez y Tasipanta, 2019)

2.2.4.3 Balanceo en múltiples planos

Este tipo de balanceo en múltiples planos es un modo de corrección de desbalance y se emplea cuando se presenta las siguientes peculiaridades:

- Se tiene más de 2 rotores acoplados a las respectivas chumaceras.
- Se tiene acoplado rotores flexibles.
- Cuando el balanceo en dos planos no es suficiente.

El desbalanceo y el efecto que produce esta anomalía, que es la vibración en este modelo de multitorotor, consiguen ser corregidos en la manera que estos se encuentran contruidos y

ensamblados por medio del balanceo en múltiples planos. El rotor con varios cojinetes como se proyecta en la Figura 19-2, necesita diferentes planos de corrección de desbalance (Gunter, 2009, p. 58).



Figura 19-2: Rotor con varios planos de operación

Fuente: (Gunter, 2009)

El procedimiento que tiene este proceso de medición de desbalance es muy parecido al de uno y dos planos y se sigue minuciosamente los siguientes pasos:

- La fase y la amplitud provocadas por el desbalance inicial son datos y medidas tomadas para cada plano del rotor.
- Se coloca la respectiva masa de prueba en cada plano del rotor, para luego proceder a desarrollar la denominada corrida para cada plano y así proceder con la toma y recolección de datos mediante un instrumento de medición de vibración.
- Las respectivas masas de corrección para cada uno de los diferentes planos existentes en el rotor, se lo calcula con ayuda de un software de balanceo más apropiado.

2.3 Ventajas del balanceo en equipos de tipo rotativo

- Erradican los problemas de vibración excesivas.
- Ayuda a mejorar el desarrollo óptimo del motor eléctrico.
- Alargamiento de la vida útil de los elementos rodantes que conforma el sistema.
- Contribuye con el incremento de la fiabilidad de la empresa en cuanto a equipos industriales.

2.4 Norma ISO 1940-1

En la época actual existen una infinidad de normas que nos explican y ayudan a corregir el comportamiento conveniente a las vibraciones generadas en rotores rígidos, como lo es la norma ISO 1940-1.

En el proceso de diseño, construcción y estructura de los elementos no se puede obtener un balanceo puntual, pues esta norma toma muy en cuenta el balance residual de cada tipo de los elementos con su respectivo análisis (ISO 1940-1, 2003).

El balance residual permitido se lo calcula de la siguiente manera:

$$U_{\text{per}} = e_{\text{per}} * m \quad (7)$$

Donde:

U_{per} = desbalanceo residual permitido [g-mm]

e_{per} = desbalance residual permisible específico [mm]

m = masa del rotor [g]

2.4.1 Grados de calidad de balanceo

Los denominados grados de equilibrio o balanceo puntualizan el contexto operacional de la máquina, con tolerables vibraciones, en relación con el número de revoluciones y tipo de rotor.

Las elevaciones muy altas de vibraciones que superen los valores tolerables descritos por las normas evidencian daños y perjuicios en la construcción mecánica reduciendo el ciclo de vida de las máquinas.

El grado de calidad es sustentado en mm/s, que no es más que el desplazamiento de la excentricidad del eje causado por el desbalanceo de su masa.

Estos grados de calidad mostrados en la Tabla 2-2, están establecidos desde G0.4 mm/s hasta G4000 mm/s (ISO 1940-1, 2003).

Tabla 2-2: Grados de calidad de balanceo

Calidad de balance Grados G	$e_{per\ \omega}$ mm/s	Tipos de rotor
G 4000	4000	Motores marinos a diésel con varios números de cilindros.
G 1600	1600	Ejes rígidos montados en maquinaria de 2 ciclos.
G 630	630	Ejes rígidos montados en maquinaria de 4 ciclos y rotores flexibles en motores a diésel de tipo marino.
G 250	250	Rotores rígidos rápidos en motores de 4 cilindros a diésel.
G 100	100	Rotores rápidos a diésel con 4 o más cilindros.
G 40	40	Ruedas y aros de automóviles compactos.
G 16	16	Ejes para el uso de transmisión automotriz.
G 6.3	6,3	Ventiladores, bombas centrifugas, rotores eléctricos.
G 2.5	2,5	Turbinas de vapor y compresores.
G 1	1	Rotores de reacción.
G 0.4	0,4	Rotores de precisión.

Fuente: (ISO 1940-1, 2003)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

2.5 Norma ISO 20816-1

La norma ISO 20816-1 es un documento legal que instituye los procesos generales para la respectiva evaluación y medición de la vibración que produce las máquinas rotativas y no rotativas de característica completa y de la misma manera este documento facilita las respectivas recomendaciones para mediciones y criterios de evaluación que se presentan en magnitud como cambio de vibración. Este documento proporciona parámetros para establecer de una manera correcta límites operativos.

2.5.1 Rango de frecuencia

El rango de frecuencia está relacionado con el tipo de máquina, y el rango que menciona esta norma para realizar las diferentes pruebas de aceptación en máquinas de carga completa es de 10 Hz hasta 1000 Hz para realizar el correcto análisis de vibraciones (ISO 20816-1, 2016).

2.5.2 Zonas de evaluación

Las zonas de evaluación se basan en una estimación cualitativa de vibración de cualquier máquina estática a una velocidad de operación normal, para así facilitar las posibles soluciones que se deben realizar (ISO 20816-1, 2016).

Tabla 3-2: Zonas de evaluación

Zonas	Especificación
Zona A	La vibración que producen las maquinas que son puestas en marcha la primera vez, recae en la zona A.
Zona B	La vibración generada en esta zona se considera aceptable para que la maquina opera en largos plazos de tiempo.
Zona C	La vibración generada en esta zona considera que la máquina no puede trabajar de manera continua, hasta que se puedan realizar las diferentes acciones correctivas.
Zona D	La vibración generada en esta zona implica que puede causar daños permanentes a la maquina

Fuente: (ISO 20816-1, 2016)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 4-2: Rango de valores para para las zonas A, B, C y D

rms velocidad de vibración	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	B
1,8				
2,8	C	C	C	C
4,5				
7,1	D	D	D	D
11,2				
18				
28				
45				

Fuente: (ISO 20816-1, 2016)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

CAPÍTULO III

3. DISEÑO, SELECCIÓN Y CONSTRUCCIÓN DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN VIBRACIONAL DEL DESBALACEO

En este apartado se procede a: diseñar, seleccionar las partes mecánicas y eléctricas constitutivas para su respectiva construcción del módulo de simulación vibracional del desbalanceo y consta de un conjunto de elementos mecánicos y eléctricos que ayudan a que el módulo de desbalanceo tenga un contexto operacional adecuado para simular de una manera eficiente y eficaz el desbalanceo, mediante la utilización de instrumentos de diagnóstico vibracional.

3.1 Diseño de los elementos mecánicos y eléctricos del módulo

3.1.1 Selección de los materiales para el diseño

La selección de los materiales para el diseño es la parte más fundamental que sirve como base para el diseño y construcción del módulo de simulación vibracional del desbalanceo. Los materiales que consisten en el diseño son aceros y nylon.

El acero más ideal para trabajar en este tipo de módulos es el acero convencional AISI 1010 ya que el mecanizado se lo realiza en frío, debido a que es un acero bajo en carbono, y sus propiedades mecánicas ayudan a garantizar que la estructura del módulo sea compacta y resistente. En la Tabla 1-3 que se observa a continuación, muestra las propiedades mecánicas del acero AISI 1010.

Tabla 1-3: Propiedades mecánicas del acero AISI 1010

Propiedades mecánicas del acero AISI 1010					
Procesamiento	Resistencia a la tensión	Resistencia a la fluencia	Elongación en dos pulgadas	Reducción del área	Dureza Brinell
	MPa	MPa	%	%	HB
Procesados en caliente (HR)	320	180	28	50	95
Estriados en frío (CD)	370	300	20	40	105

Fuente: (Budynas, 2014)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

La Tabla 2-3, muestra la composición química del acero SAE y/o AISI 1010.

Tabla 2-3: Composición química del acero AISI 1010

Composición química del acero AISI 1010				
% de carbono	% de silicio	% de manganeso	% de fósforo	% de azufre
0,08-0,13	0,1-0,35	0,3-0,6	0,04 max	0,05 max

Fuente: (Liu et al., 2015)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

El acero ferromagnético bajo en carbono que es el AISI 1020, también denominado acero de transmisión, el cual ayudara a tomar las medidas de vibración causadas por el desbalanceo con el mínimo margen de error, y con ayuda de este acero se diseña el eje. La Tabla 3-3 muestra las propiedades mecánicas y la Tabla 4-3 muestra la composición química del acero AISI 1020.

Tabla 3-3: Propiedades mecánicas del acero AISI 1020

Propiedades mecánicas del acero AISI 1020					
Procesamiento	Resistencia a la tensión	Resistencia a la fluencia	Elongación en dos pulgadas	Reducción del área	Dureza Brinell
	MPa	MPa	%	%	HB
Procesados en caliente (HR)	380	210	25	50	111
Estriados en frío (CD)	470	390	15	40	131

Fuente: (Budynas, 2014)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 4-3: Composición química del acero AISI 1020

Composición química del acero AISI 1020					
Porcentaje de carbono	Porcentaje de silicio	Porcentaje de manganeso	Porcentaje de fósforo	Porcentaje de azufre	Porcentaje de cromo
0,18-0,25	0,15-0,35	0,3-0,6	0,045	0,045	0,9-1,2

Fuente: (Iren y Civi, 2021)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

El nylon es un material muy ligero y poco compacto, ya que está compuesto por varias propiedades físicas las cuales se muestra en la Tabla 5-3, estas propiedades ayudan a que el nylon sea considerado un material fácil de mecanizar.

Tabla 5-3: Propiedades físicas del nylon

Propiedades físicas del nylon					
Elongación	Resistencia a la tensión	Resistencia a la compresión	Dureza Rockwell	Densidad	Resistencia al rasgado
%	MPa	MPa	R	g/cm³	MPa
25-400	48,26-827,37	48,26-965,26	103-119	1,12-1,15	55,15-62,052

Fuente: (Fernández, 2017)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.1.2 *Diseño de la mesa*

La mesa es la estructura principal a la cual estará anclado la base del módulo de simulación vibracional del desbalanceo, la mesa está diseñada para soportar cargas estáticas y dinámicas producidas por el desbalanceo y debe ser adecuada para que para poder manipular de una manera directa el módulo de simulación para que la recolección de los datos de vibración causados por el desbalanceo sean más precisos y el estudiante de la carrera de mantenimiento industrial pueda familiarizarse con el modo de fallo causado por el desbalanceo. La Figura 1-3 muestra el diseño de la mesa, en la que estará montado y fijado el módulo de simulación vibracional del desbalanceo.

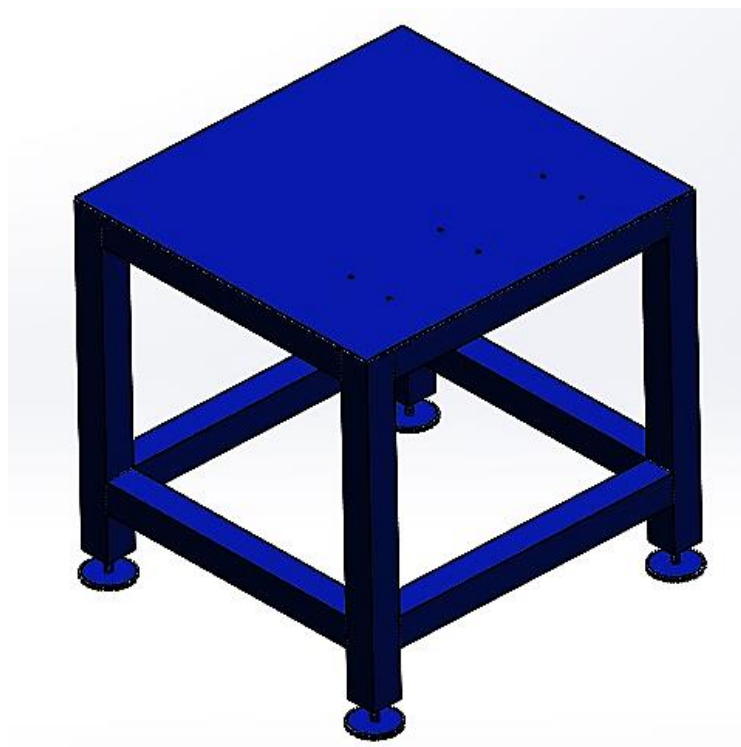


Figura 1-3: Diseño de la mesa

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.1.3 *Diseño de la placa base del módulo de simulación*

La placa base es la estructura donde irán montados y anclados los diferentes elementos mecánicos y eléctricos del módulo de simulación vibracional de desbalanceo, esta placa base está diseñada y estandarizada para acoplarse a la mesa de la Figura 1-3. El diseño de la placa base se muestra en la Figura 2-3.

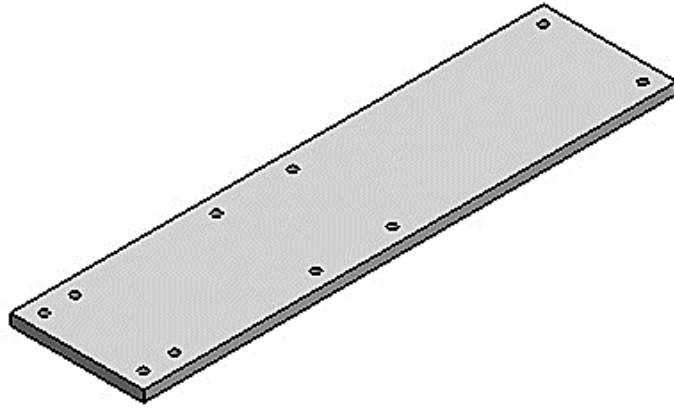


Figura 2-3: Diseño de la placa base

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.1.4 *Diseño de la base del motor*

La base para montar y fijar el motor especificado en la Tabla 5-3, cumple con las especificaciones que requiere el motor para el módulo de simulación vibracional del desbalanceo. La base del motor se muestra en la Figura 3-3.

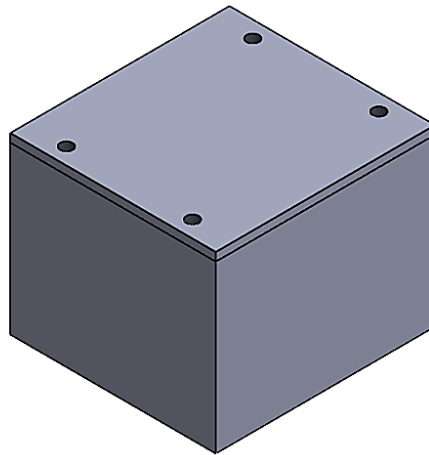


Figura 3-3: Diseño de la base del motor

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.1.5 *Diseño de la base de las chumaceras*

La base de las chumaceras está diseñada de una forma dinámica para que el eje gire libremente con los discos de desbalanceo sin el contacto entre los discos y la placa base, este diseño fue desarrollado para que las chumaceras sean montadas de una manera muy fácil y rápida en la base. El diseño de la base de las chumaceras se muestra en la Figura 4-3.

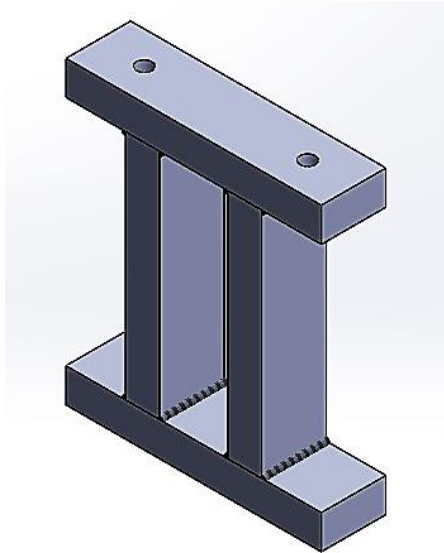


Figura 4-3: Diseño de la base de las chumaceras

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.1.6 *Diseño del inserto*

El inserto tiene un diseño circular para cumplir los requisitos que necesita el analizador de vibraciones (Vibracheck), el cual cuenta con un avellanado para colocarse en las chumaceras y la carcasa del motor trifásico. El material empleado en el inserto es de un acero ferromagnético bajo en carbono que es el AISI 1020, también denominado acero de transmisión. El diseño del inserto de acero AISI 1020 se muestra en la Figura 5-3.

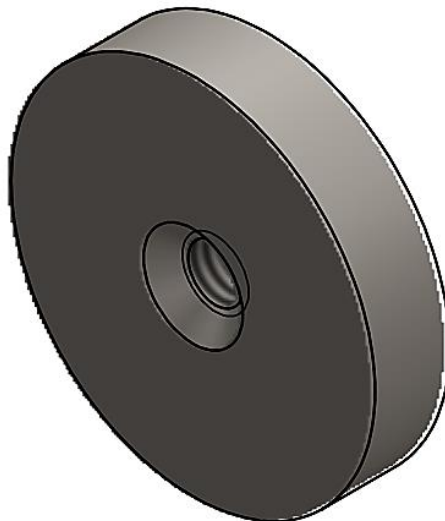


Figura 5-3: Diseño del inserto

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.1.7 *Diseño del disco o volante de desbalanceo*

El disco o los discos de desbalanceo, son elementos muy importantes en la construcción del módulo, ya que estos volantes producen el desbalanceo en el eje, y simulan el aumento de masa en el rotor de cualquier máquina rotativa. El material que se va a usar en el diseño del disco es de nylon, ya que el nylon es un material muy ligero y poco compacto y podemos generar desbalanceo colocando masa en el volante. La Figura 6-3 muestra el diseño que va a tener el disco o volante que producirá desbalanceo estático (un plano) y desbalanceo dinámico (dos planos).

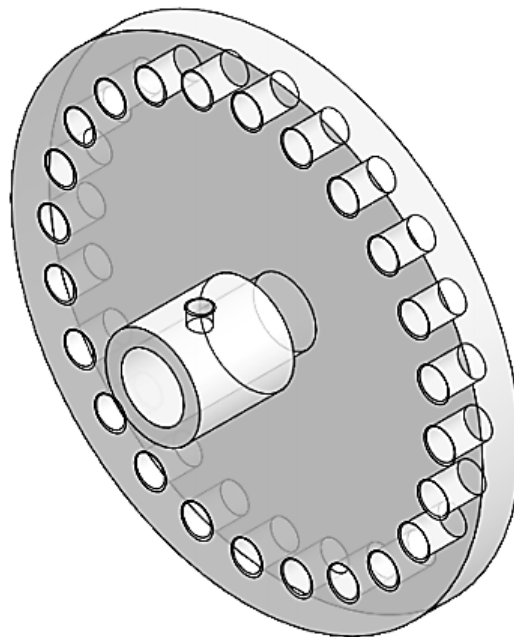


Figura 6-3: Disco o volante de desbalanceo

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.1.8 *Diseño del eje*

El eje es el elemento mecánico más fundamental de todo el módulo de simulación vibracional del desbalanceo debido a que es el elemento de transmisión de potencia ya que la carga que esta sobre los ejes pueden cambiar con el paso del tiempo desarrollando una mezcla de esfuerzos sobre el eje (Espinoza, 2019, p.75).

Los ejes son elementos mecánicos que, en la mayoría, su construcción y diseño no necesitan un endurecimiento a la superficie a menos que estos requieran una fortaleza real. Lo más recomendable en una selección típica de fortalecimiento superficial envuelven los denominados grados de carburización AISI 1020, 1010, 4820 y 8620 (Budynas, 2014, p.349).

3.1.8.1 Cálculo del torque

Para el diseño del eje se debe analizar los esfuerzos de flexión y torsión, para ello en primer lugar se debe calcular el torque máximo desarrollados por las fuerzas y reacciones en cojinetes de las chumaceras que están sobre el eje (Espinoza, 2019, p.75).

La fórmula que se usa para determinar el torque de un motor es la siguiente:

$$T = \frac{P}{2\pi f} \quad (8)$$

Donde:

T= torque del motor

P= potencia mecánica del motor

f= frecuencia de rotación

Para calcular el torque que produce el motor, se considera los datos de la ficha técnica del contexto operacional del motor de la Tabla 6-3, y se usa la ecuación (8).

$$T = \frac{0,5 \text{ hp} * \left(\frac{745,7 \text{ W}}{1 \text{ hp}}\right)}{2\pi * \left(1700 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) * \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}\right)} = 2,094 \text{ N-m}$$

$$T = 2,094 \text{ N-m}$$

3.1.8.2 Cálculo de fuerza del disco de desbalanceo

Para realizar el cálculo de los esfuerzos y momentos que actúan sobre el eje, se necesita conocer las fuerzas que están proporcionadas por los discos de desbalanceo y los dos apoyos (chumaceras). Los discos de desbalanceo generan una fuerza centrífuga puesto que estos discos están diseñados con pequeñas perforaciones que sirven para el aumento y disminución de masa que tiene un rotor. Para el cálculo de fuerza centrífuga se utiliza la ecuación (3), los datos que intervienen se muestran en la Figura 7-3, y son: masa de los discos de desbalanceo, la masa del disco de desbalanceo más el aumento de masa y el radio o excentricidad producida por el aumento o disminución de masa del disco.

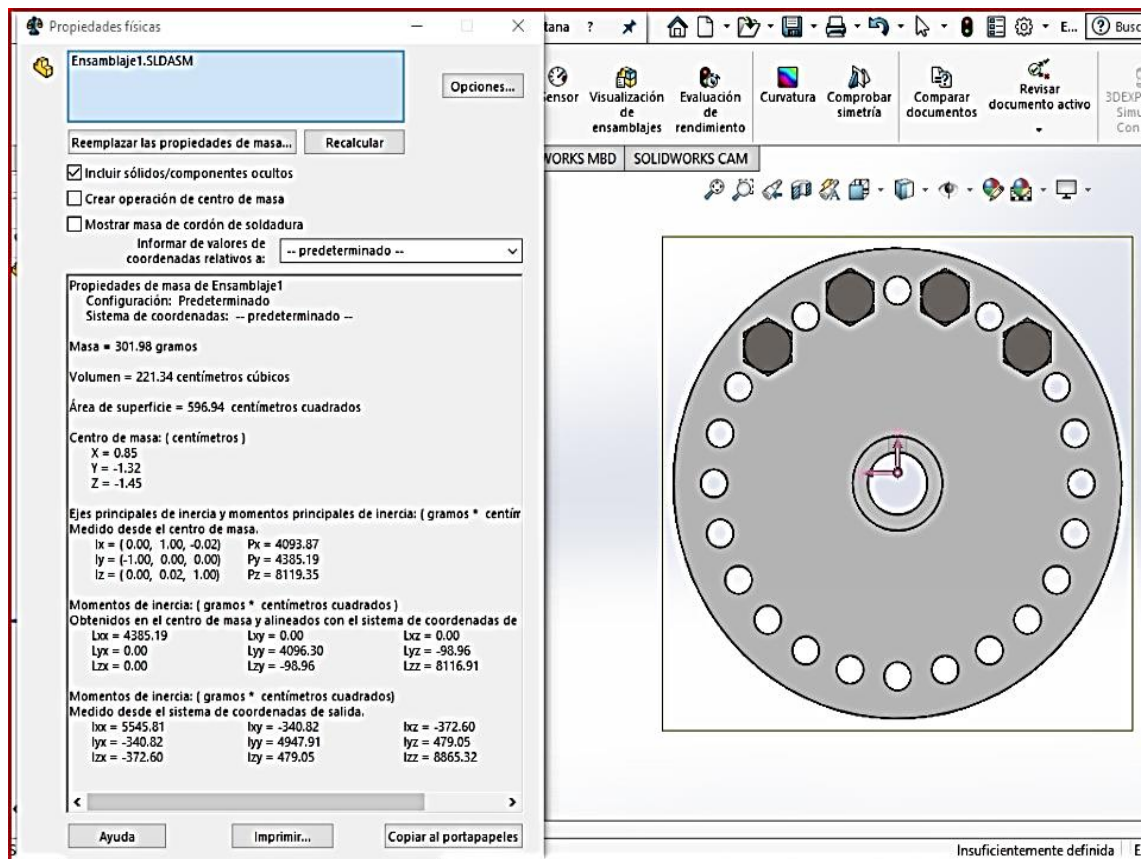


Figura 7-3: Masa y centro de masa del disco de desbalanceo

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Con los datos obtenidos que se muestran en la Figura 7-3, se realiza el cálculo de la fuerza centrífuga del disco de desbalanceo con la ecuación (3).

$$F = (0,301 \text{ kg}) * (178,023 \frac{\text{rad}}{\text{s}})^2 * (0,013 \text{ m}) = 125,910 \text{ N}$$

$$F = 125,910 \text{ N}$$

El resultado de la fuerza centrífuga es de 125,910 N, el cual se sumará con el peso del disco de desbalanceo sin masa para así obtener la fuerza debido al disco de desbalanceo y está dada por la siguiente ecuación: (González y Cardona, 2005: p.103)

$$fv_1 = F + w_1 \tag{9}$$

Donde:

fv_1 = fuerza total del disco de desbalanceo

F = fuerza centrífuga del disco de desbalanceo

w_1 = peso del disco de desbalanceo

Remplazando los datos obtenidos en la ecuación (9), se obtiene:

$$f_{v_1} = 125,910 \text{ N} + 2,768 \text{ N} = 128,678 \text{ N}$$

$$f_{v_1} = 128,678 \text{ N}$$

La fuerza del disco de desbalanceo es de 128,678 N.

3.1.8.3 Cálculo de momentos del eje

Una vez determinado la fuerza del disco de desbalanceo que es de 128,678 N se procede a determinar el diagrama de esfuerzo cortante para calcular el momento flector máximo que existe en el eje utilizando el método de construcción de diagramas de momentos, puesto que solamente existen dos cargas puntuales sobre el eje (discos de desbalanceo), y se puede asumir el método de estudio como una viga simple circular (Espinoza, 2019, p.77).

Para el desarrollo de los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector máximo es necesario un diagrama de cuerpo libre de las cargas puntuales y los apoyos que van a influir en el eje como se muestra en la Figura 8-3.

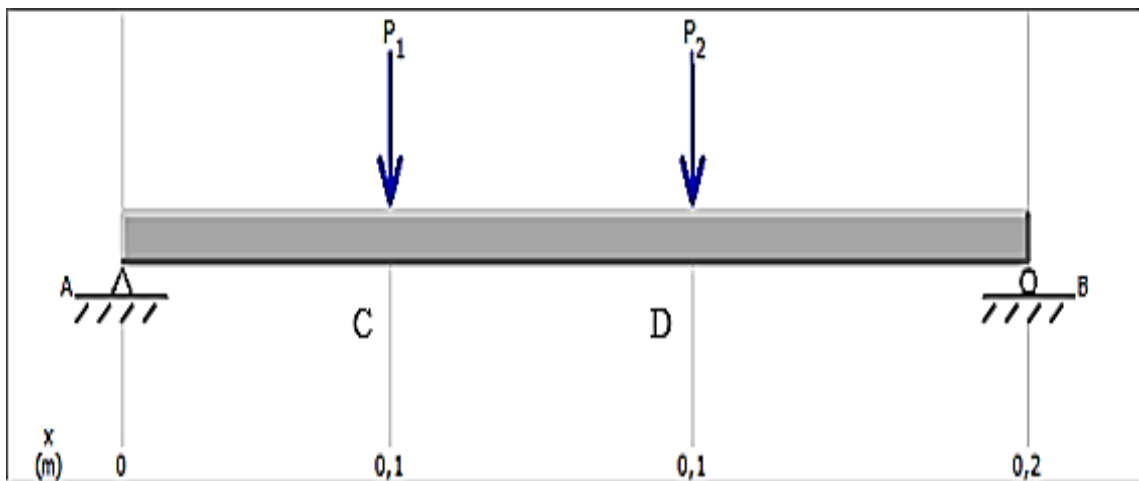


Figura 8-3: Diagrama de cuerpo libre del eje

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

En el eje se encuentran fuerzas en el plano horizontal (x-y), y fuerzas en el plano horizontal (x-z), y es necesario obtener los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector en los dos planos. La Figura 9-3 muestra el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del plano x-y, y la Figura 10-3 muestra el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del plano x-z.

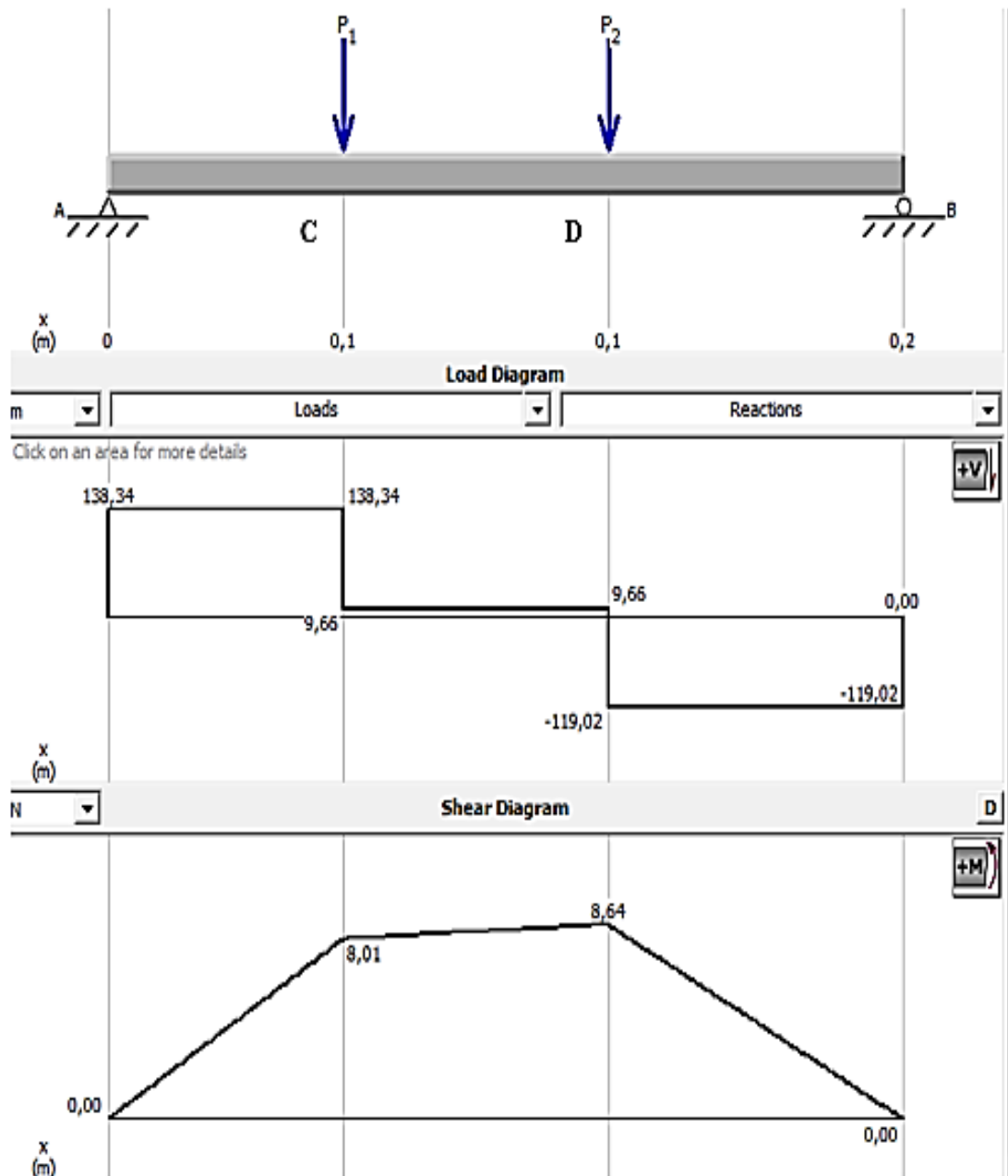


Figura 9-3: Diagrama de esfuerzos y momentos del plano x-y

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Se realiza el cálculo de reacciones en el plano x-y para verificar con los datos obtenidos mediante el software MDSolids con las siguientes ecuaciones:

$$\sum F = 0 \quad (10)$$

$$\sum M = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - f_{v1} - f_{v2} = 0$$

$$R_A + R_B - 128,678 \text{ N} - 128,678 \text{ N} = 0$$

$$R_A + R_B = 257,357 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-(128,678 \text{ N}) \cdot (0,057 \text{ m}) - (128,678 \text{ N}) \cdot (0,123 \text{ m}) + (0,195 \text{ m}) \cdot R_B = 0$$

$$R_B = \frac{(128,678 \text{ N}) \cdot (0,057 \text{ m}) + (128,678 \text{ N}) \cdot (0,123 \text{ m})}{(0,195 \text{ m})}$$

$$R_B = 119,021 \text{ N}$$

$$R_A = 257,357 \text{ N} - R_B \rightarrow R_A = 257,357 \text{ N} - 119,021 \text{ N}$$

$$R_A = 138,344 \text{ N}$$

La Figura 9-3, muestra las reacciones del plano en los puntos A y B, y a su vez se puede determinar que el esfuerzo cortante es igual a cero en el punto D, determinando que el momento flector máximo en el plano x-y se encuentra en el punto D, dando como resultado los siguientes datos:

- $R_A = 138,344 \text{ N} \uparrow$
- $R_B = 119,021 \text{ N} \uparrow$
- $M_D = 8,644 \text{ N-m}$

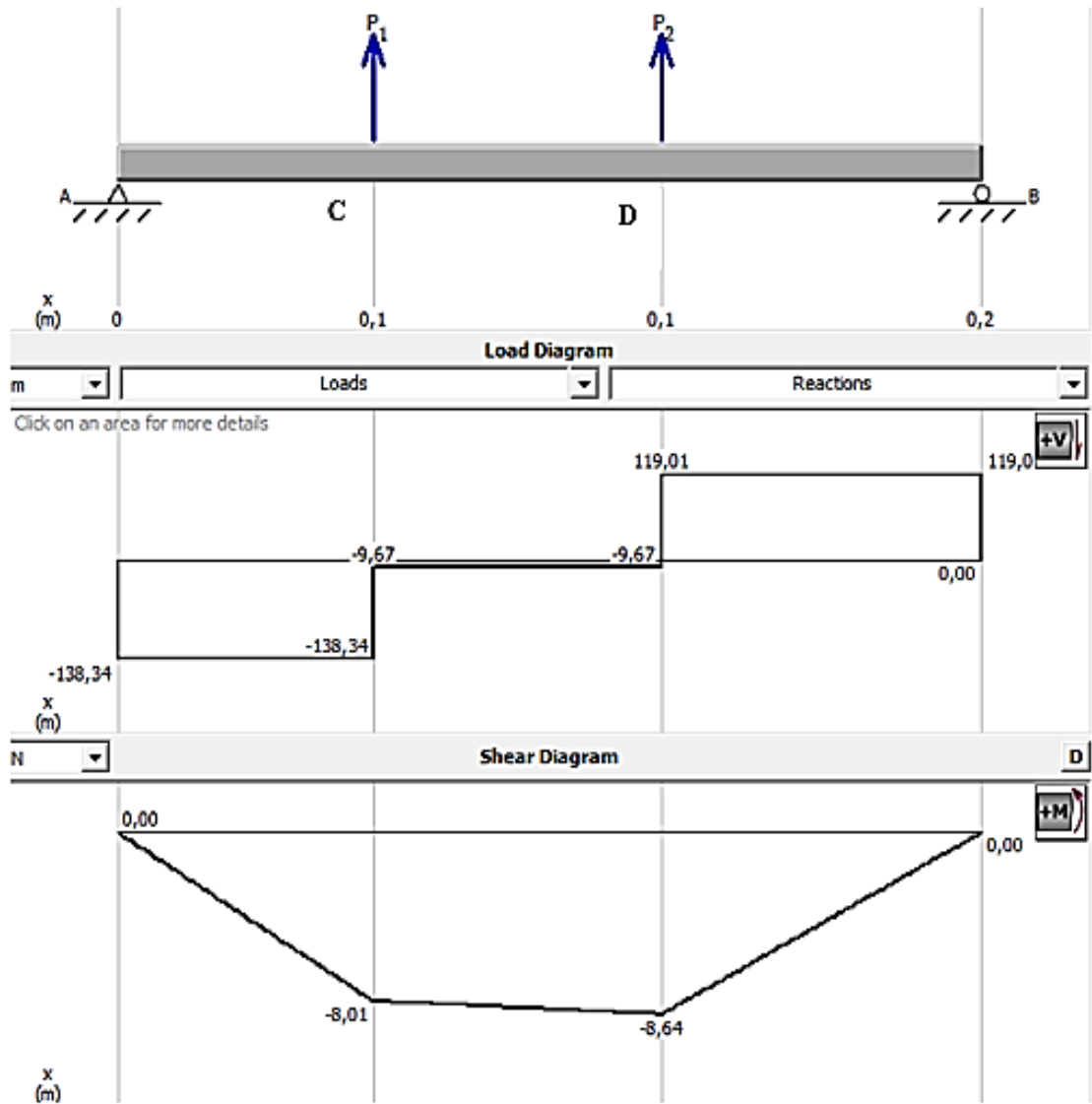


Figura 10-3: Diagrama de esfuerzos y momentos del plano x-z

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

De la misma manera se realiza el cálculo de reacciones en el plano x-z para verificar con los datos obtenidos mediante el software MDSolids con las ecuaciones (10) y (11) de la siguiente manera:

$$\sum F_z = 0$$

$$R_A + R_B + f_{v1} + f_{v2} = 0$$

$$R_A + R_B + 128,678 \text{ N} + 128,678 \text{ N} = 0$$

$$R_A + R_B = -257,357 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$+(128,678 \text{ N}) \cdot (0,057 \text{ m}) + (128,678 \text{ N}) \cdot (0,123 \text{ m}) + (0,195 \text{ m}) \cdot R_B = 0$$

$$R_B = \frac{-(128,678 \text{ N}) \cdot (0,057 \text{ m}) - (128,678 \text{ N}) \cdot (0,123 \text{ m})}{(0,195 \text{ m})}$$

$$R_B = -119,021 \text{ N}$$

$$R_A = -257,357 \text{ N} + R_B$$

$$R_A = -257,357 \text{ N} + 119,021 \text{ N}$$

$$R_A = -138,344 \text{ N}$$

La Figura 10-3, muestra las reacciones del plano en los puntos A y B, y a su vez se puede determinar que el esfuerzo cortante es igual a cero en el punto D, determinando que el momento flector máximo en el plano x-z se encuentra en el punto D, dando como resultado los siguientes datos:

- $R_A = 138,344 \text{ N} \downarrow$
- $R_B = 119,021 \text{ N} \downarrow$
- $M_D = -8,644 \text{ N-m}$

Para obtener el momento máximo flector que ocurre en el punto C y en el punto D se debe desarrollar la suma vectorial de todas las componentes de los momentos utilizando la siguiente ecuación (Espinoza, 2019, p.77).

$$M = \sqrt{M_{x-y}^2 + M_{x-z}^2} \quad (12)$$

El momento flector máximo que resulta mediante la suma de las componentes de los momentos utilizando la ecuación (12) en el punto C da como resultado:

$$M_{\max C} = \sqrt{(8,011 \text{ N-m})^2 + (-8,011 \text{ N-m})^2}$$

$$M_{\max C} = 11,329 \text{ N-m}$$

El momento flector máximo que resulta mediante la suma de las componentes de los momentos utilizando la ecuación (12) en el punto D da como resultado

$$M_{\max_D} = \sqrt{(8,644 \text{ N-m})^2 + (-8,644 \text{ N-m})^2}$$

$$M_{\max_D} = 12,224 \text{ N-m}$$

3.1.8.4 Cálculo del esfuerzo normal de flexión y esfuerzo tangencial

Una vez determinado el momento máximo de los puntos C y D, se procede a calcular el esfuerzo normal máximo de flexión existentes en los puntos C y D utilizando la siguiente ecuación (Espinoza, 2019, p.77).

$$\sigma = \frac{32 * M_{\max}}{\pi * d^3} \quad (13)$$

Utilizando la ecuación (13), se procede a obtener el esfuerzo normal máximo en flexión de los puntos C y D del eje del módulo de simulación vibracional de desbalanceo.

$$\sigma_C = \frac{32 * (11,329 \text{ N-m})}{\pi * d^3} = \frac{115,396 \text{ N-m}}{d^3}$$

$$\sigma_D = \frac{32 * (12,224 \text{ N-m})}{\pi * d^3} = \frac{124,512 \text{ N-m}}{d^3}$$

Después se procede a calcular el esfuerzo tangencial en función del torque del motor calculado anteriormente y se utiliza la siguiente fórmula.

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (14)$$

Utilizando la ecuación (14), se procede a obtener el esfuerzo tangencial en función del torque que es de 2.094 N-m, para el módulo de simulación vibracional de desbalanceo.

$$\tau = \frac{16 * (2,094 \text{ N-m})}{\pi * d^3} = \frac{10,664 \text{ N-m}}{d^3}$$

3.1.8.5 Cálculo del diámetro del eje

Para realizar el cálculo del diámetro se debe tomar en cuenta las propiedades mecánicas del acero AISI 1020 el cual se muestra en la Tabla 3-3 para su diseño en carga estática, para ello se debe conocer el tipo de procesamiento, resistencia a la tensión y la resistencia a la fluencia y los datos son los siguientes:

- Acero AISI 1020 procesamiento en frío (CD)
- S_u = resistencia a la tensión = 470 MPa = $470 * 10^6$ Pa
- S_y = resistencia a la fluencia = 390 MPa = $390 * 10^6$ Pa

Para diseño y selección de máquinas existe un coeficiente de seguridad exigido (η), y se muestra en la Tabla 6-3.

Tabla 6-3: Coeficiente de seguridad exigido

Coeficiente de seguridad exigido	
η	Descripción
1,3-1,5	Diseño general de máquinas
2,5-3	Garantizar la rigidez

Fuente: (González y Cardona, 2005)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Se escogió un valor de coeficiente de seguridad que garantice la rigidez del eje al momento de su operación y es un valor de $\eta=3$.

Una vez obtenido los datos de: torque del motor, momentos máximos, esfuerzos normales de flexión y tangenciales de los puntos C y D, se desarrolla el cálculo del diámetro del eje en el punto C y D, para determinar el diámetro más adecuado para el módulo de simulación vibracional de desbalanceo. Para este cálculo se utiliza la siguiente ecuación: (Espinoza, 2019, p.77)

$$\sqrt{\left(\frac{32 * M_{\max}}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * T}{\pi * d^3}\right)^2} = \frac{S_y}{\eta} \quad (15)$$

Con la ecuación (15), se calcula el diámetro del eje en punto C:

$$\sqrt{\left(\frac{115,396 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{10,664 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2} = \frac{390 * 10^6 \text{ Pa}}{3}$$

$$\left(\sqrt{\frac{13316,236 \text{ N}^2\text{-m}^2}{d^6} + \frac{339,884 \text{ N}^2\text{-m}^2}{d^6}} \right)^2 = (130 \cdot 10^6 \text{ Pa})^2$$

$$\frac{13657,398 \text{ N}^2\text{-m}^2}{d^6} = 1,69 \cdot 10^{16} \frac{\text{N}^2}{\text{m}^2}$$

$$d = 0,009 \text{ m} = 9 \text{ mm}$$

Despejando la ecuación se obtiene el valor del diámetro de 10.74 mm en el punto C. De la misma manera se calcula el diámetro en el punto D utilizando la misma ecuación:

$$\sqrt{\left(\frac{124,512 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{10,664 \text{ N-m}}{d^3}\right)^2} = \frac{390 \cdot 10^6 \text{ Pa}}{3}$$

$$\left(\sqrt{\frac{15503,238 \text{ N}^2\text{-m}^2}{d^6} + \frac{339,884 \text{ N}^2\text{-m}^2}{d^6}} \right)^2 = (130 \cdot 10^6 \text{ Pa})^2$$

$$\frac{15843,122 \text{ N}^2\text{-m}^2}{d^6} = 1,69 \cdot 10^{16} \frac{\text{N}^2}{\text{m}^2}$$

$$d = 0,009 \text{ m} = 9 \text{ mm}$$

Despejando la ecuación se obtiene el valor del diámetro de 9 mm en el punto D. El desarrollo de la ecuación indica que el diámetro del punto C es similar al del punto D, por lo tanto, el diámetro resultante se multiplica por un coeficiente de seguridad del 75%, dando como resultado un diámetro final de 15,75 mm y se asume el inmediato superior que es 20 mm. Como se muestra en el diseño de la Figura 11-3.

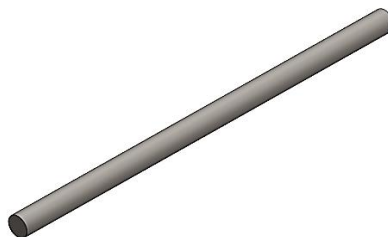


Figura 11-3: Diseño del eje del módulo

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.1.9 *Diseño del módulo de simulación de desbalanceo vibracional*

Una vez ya diseñado y seleccionado los elementos mecánicos del módulo de simulación vibracional del desbalanceo se procede a montar los elementos mecánicos y eléctricos de una manera organizada y estructurada, para proceder con la construcción del módulo, en la Figura 12-3 se muestra un bosquejo del montaje del módulo de simulación vibracional del desbalanceo.

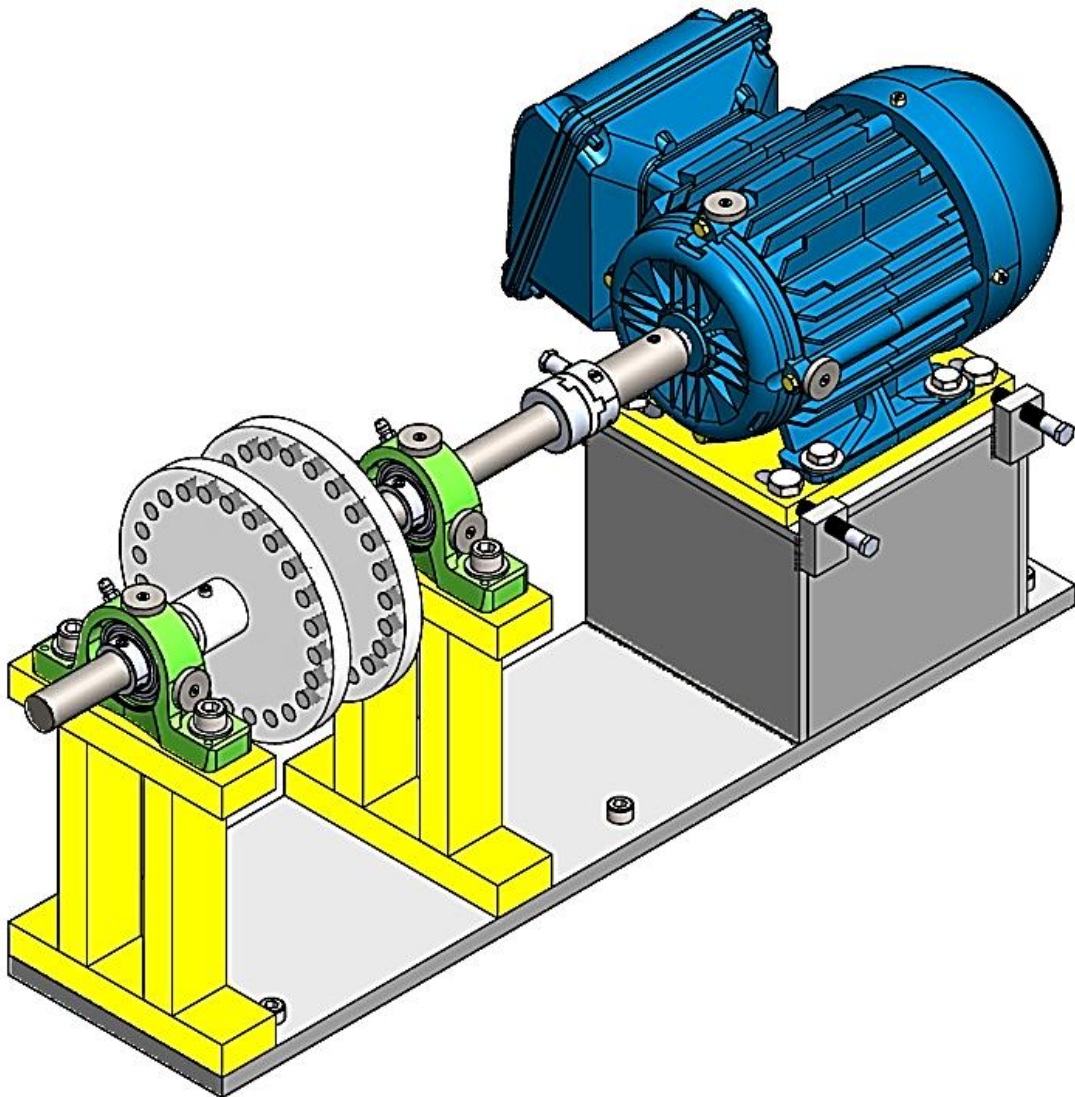


Figura 12-3: Diseño del módulo de simulación de desbalanceo

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.1.9.1 *Lista de elementos del módulo de simulación*

La lista de elementos o materiales, son todos los componentes eléctricos y mecánicos que conforman el módulo de simulación vibracional de desbalanceo. A continuación, se realiza la lista

de elementos de todo el módulo de simulación vibracional del desbalanceo que se muestra en la Figura 13-3 y se describe minuciosamente en la Tabla 7-3.

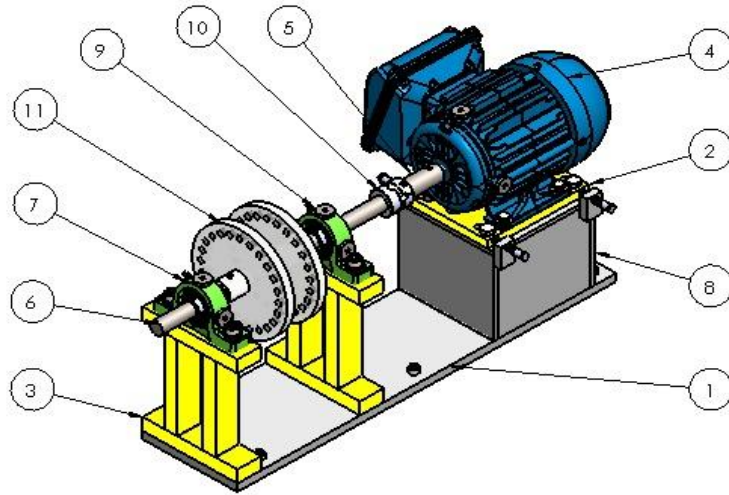


Figura 13-3: Partes del módulo de simulación de desbalanceo

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 7-3: Lista de elementos del módulo de simulación del desbalanceo

Lista de elementos del módulo de simulación del desbalanceo		
Número	Descripción	Cantidad
1	Placa base	1
2	Placa de desalineación del motor	1
3	Base de la chumacera	2
4	Motor de inducción trifásico	1
5	Eje del motor	1
6	Eje del módulo de desbalanceo	1
7	Chumacera	2
8	Base del motor	1
9	Inserto	6
10	Acople	1
11	Disco de desbalanceo	2

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.2 Selección de los elementos eléctricos y mecánicos del módulo

3.2.1 Selección del motor eléctrico

Es importante seleccionar el motor más adecuado para los requerimientos que el módulo estipula, puesto que es el elemento principal que ayudara a transmitir la potencia necesaria para rotar el eje y todos los elementos conformados por el módulo. A continuación, se presenta la Tabla 8-3 donde se especifican la ficha técnica del contexto operacional del motor:

Tabla 8-3: Características del motor WEG

	
Datos	Descripción
Modelo	TE1BFOXO
Voltaje	220 V/380-440 V
Frecuencia	60 Hz
Potencia mecánica	0.5 Hp
Intensidad	2,10 A/1,22 A
Temperatura	40°C
Factor de potencia	0,72
Revoluciones	1700 RPM

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.2.2 Selección de acople

El acople es un elemento mecánico destinado para unir el eje de la máquina móvil (eje del motor) y el eje que transmite movimiento rotacional a los discos de desbalanceo, que son parte del módulo de simulación vibracional. El acople que se va a utilizar es un acople de tipo flexible con elemento elastómero, por su fácil colocación y manipulación, es importante mencionar que para la correcta selección de un acople se debe tener presente la siguiente relación.

$$T_{Kmax} \geq T_{Nmax} \quad (16)$$

Donde:

T_{Kmax} = Torque de diseño máximo

T_{Nmax} = Torque nominal máximo

El procedimiento para la selección de cualquier acoplamiento difiere de la aplicación que se le vaya a dar, a continuación, se presenta un procedimiento sencillo el cual nos ayudara a escoger el acople más apropiado para el módulo de desbalanceo.


1. Factor de servicio

El factor de servicio es muy utilizado para el diseño de máquinas, selección de elementos de máquinas, selección de motores etc. Este factor de servicio ayuda al diseñador de máquinas a

seleccionar de manera más adecuada la parte o máquina más apropiada para el tipo de trabajo que va a realizar todo el sistema.

En la Tabla 9-3 se procede a seleccionar el factor de servicio adecuado según el contexto operacional del equipo, en este caso el factor a utilizar tendrá un valor de uno.

Tabla 9-3: Factor de servicio

	Factor de Servicio		
	Motor eléctrico W/ Torque estándar	Motor eléctrico W/ Torque Alto	Turbinas de vapor & motores W4 o más
Agitadores	1	1,25	1
Reaserradero de banda (madera)	1,5	1,75	1,5
Extractor de transporte de barcazas	2	2,25	2
Batidores	1,5	1,75	1,5
Alimentadores			
Correa, Tornillo	1	1,25	1
Alternativo	2,5	2,75	2,5
Filtro, Prensa-aceite	1,5	1,75	1,5

Fuente: (Lovejoy, 2015)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

2. Potencia de diseño

La potencia de diseño es el producto de la potencia nominal en kW por el factor de servicio, para conocer el torque nominal se utiliza la siguiente fórmula:

$$T_{Nmax} = \frac{kW * 9550}{rpm} \quad (17)$$

Donde:

T_{Nmax} = Torque nominal máximo

Rpm = Velocidad del motor

Estos datos se la pueden obtener desde la placa característica del motor eléctrico.

$$T_{Nmax} = \frac{0,37kW * 9550}{1700 \text{ rev/min}} = 2,10 \text{ N-m}$$

$$T_{Nmax} = 2,10 \text{ N-m}$$

Una vez encontrada el torque nominal, se procede a calcular la potencia o torque de diseño.

$$T_{Kmax} = F_s * T_{Nmax} \quad (18)$$

$$T_{Kmax} = 1,0 * 2,10 \text{ N-m}$$

$$T_{Kmax} = 2,10 \text{ N-m}$$

En este caso el torque de diseño es igual al torque nominal calculado, por lo que hasta el momento cumple con las condiciones de la relación.

$$T_{Kmax} \geq T_{Nmax}$$

$$2,10kW \geq 2,10kW$$

3. Selección del material elastómero

El acoplamiento de elastómero es un elemento que ayuda a la transmisión de potencia y al mismo tiempo amortigua las vibraciones.



Figura 14-3: Material elastómero

Fuente: (Lovejoy, 2015)

Seguidamente en la Tabla 10-3 se procede a buscar el material del acople que se utilizará en el diseño según las especificaciones requeridas, en este caso, el módulo no está expuesto a condiciones ambientales especiales por lo que la temperatura regular de trabajo será 72 °F y a menos de 1 grado de ángulo por lo que se escoge un material de caucho de nitrilo butadieno (NBR), ya que el módulo también estará expuesto a desalineación.

Tabla 10-3: Material elastómero

Características	Desalineación		Dureza de la orilla	Capacidad de amortiguación	Resistencia química	Color
	Grado Angular	Pulgadas paralelas				
SOX (NBR) Caucho: Nitrilo Butadieno (Buna N) El caucho es un material elastómero flexible que es aceite resistente, se asemeja al caucho natural en resiliencia y elasticidad y funciona eficazmente en temperaturas desde -40° a 212° F (-40° a 100° C). Tiene resistencia al aceite. Es de elastómero estándar (También se aplica a Cojines SXB.)	1°	0,015	80A	Alto	Bueno	Negro
URETANO: El uretano tiene una mayor capacidad de torsión que NBR (1,5 veces), proporciona menos efecto de amortiguación, y funciona en un rango de temperatura de -30° a 160° F (-34° a 71° C). Buena resistencia al aceite y productos químicos. No recomendado para aplicaciones cíclicas o de arranque/parada.	1°	0,015	55D L050- L110 90-95A L150- L225	Bajo	Muy Bueno	Azul
HYTREL: Es un elastómero flexible diseñado para operaciones de alto torque y alta temperatura. Hytrel puede operar en temperaturas de -60° a 250° F (-51° a 121° C) y tiene una excelente resistencia al aceite y productos químicos No recomendado para cíclico o arranque/parada aplicaciones	1/2°	0,15	55D	Bajo	Excelente	Bronce

Fuente: (Lovejoy, 2015)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4. Dimensionamiento del acople según el torque nominal

Seguidamente en la Tabla 11-3 específicamente en la columna del elastómero NBR se procede a escoger el valor del torque de diseño calculado anteriormente, como en este caso no existe un valor igual al calculado escogemos el inmediato superior el cual es un valor de 3.0 Nm quedando, así como el valor nominal y respetando así la relación de torques.

Tabla 11-3: Dimensiones del acople

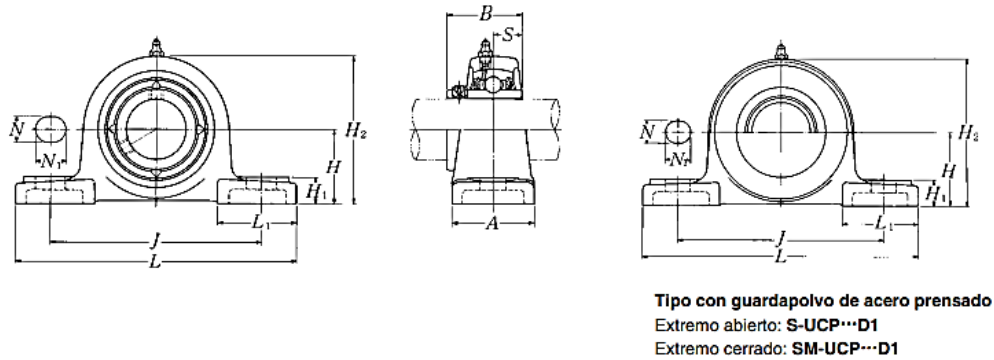
Tamaño	Diámetro máximo		Material de la araña					
			SOX (NBR) Torque		Uretano Torque		Hytrel Torque	
	in	mm	in-lbs	N-m	in-lbs	N-m	in-lbs	N-m
L035	0,375	9,00	3,50	0,40	-	-	-	-
L/AL050	0,625	16,00	26,30	3,00	39,00	4,50	50,00	5,60
L/AL070	0,750	19,00	43,20	4,90	65,00	7,30	114,00	12,90
L/AL075	0,875	22,00	90,00	10,20	135,00	15,30	227,00	25,60

Fuente: (Lovejoy, 2015)

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.2.3 Selección de chumaceras

La chumacera es un elemento mecánico que ayuda a que el eje gire libremente sin tener el contacto hierro-hierro. La chumacera seleccionada es de tipo fuente, alojamiento de acero fundido con prisionero que tiene un código UCP204D1 que consta de un rodamiento de bolas y es la más adecuada para el diámetro de eje seleccionada que es de 20mm como se muestra en la Figura 15-3.



Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S		
12 ½	UCP201D1 UCP201-008D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 ½	16 5/8	14 9/16	62 2 7/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1
15 9/16 5/8	UCP202D1 UCP202-009D1 UCP202-010D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 ½	16 5/8	14 9/16	62 2 7/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 1 1/16	UCP203D1 UCP203-011D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 ½	16 5/8	14 9/16	62 2 7/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1
20 ¾	UCP204D1 UCP204-012D1	33.3 1 5/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 ½	16 5/8	14 9/16	65 2 9/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC204D1 UC204-012D1

Figura 15-3: Chumacera UCP204D1

Fuente: (NTN, 2011)

3.3 Construcción del módulo de simulación vibracional del desbalanceo

Una vez ya diseñado y seleccionado los elementos eléctricos y mecánicos del módulo de simulación vibracional de desbalanceo, se procede a construir las partes mecánicas relacionado con el diseño en el software SolidWorks.

En primer lugar, se procede a construir las diferentes partes mecánicas que constituyen al módulo de simulación vibracional del desbalanceo.

3.3.1 *Construcción de la mesa*

La construcción de la mesa consiste en adquirir una plancha de acero bajo en carbono para proceder a mecanizarla mediante cortes con ayuda de un cortador de plasma para proceder con el mecanizado y la unión de las partes cortadas procedentes de la plancha de acero con ayuda de una soldadora mecánica y por último realizar el proceso de acabado superficial y pintado de la mesa en el cual estará anclado y montado todas las partes constituyentes al módulo de simulación vibracional del desbalanceo, como se muestra en la Figura 16-3.



Figura 16-3: Construcción de la mesa del módulo de simulación

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.3.2 *Construcción de la placa base del módulo de simulación*

La construcción de la placa base del módulo de simulación vibracional del desbalanceo consiste en mecanizar una plancha de acero bajo en carbono de 12 mm de espesor para proceder a realizar un corte en relación con el diseño. Después con ayuda de una fresadora se mecaniza las escorias que produce el corte posteriormente con ayuda de un taladro de pedestal y una broca de 10 mm de espesor se realizan los orificios en la placa base para que estas perforaciones coincidan con la parte del diseño de la mesa y las partes que se montan en la placa, por último, realizar el acabado superficial y pintado de la placa, como se muestra en la Figura 17-3.

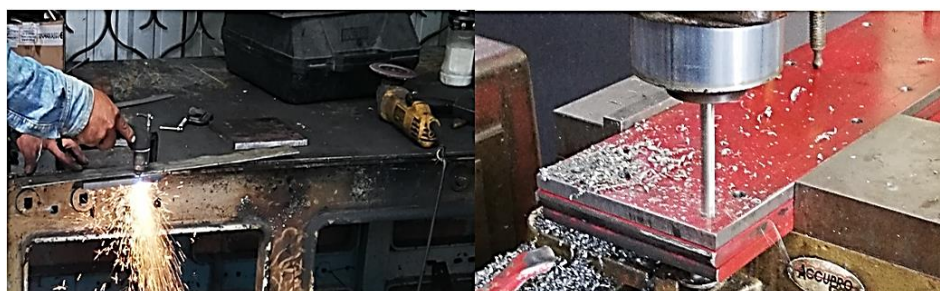


Figura 17-3: Construcción de la placa base del módulo

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.3.3 Construcción del disco o volante de desbalanceo

La construcción del disco o volante de desbalanceo para el módulo de simulación, consiste en primer lugar, adquirir un cilindro de nylon de 150 mm de diámetro para después proceder a cortarlo con ayuda de una sierra industrial en tramos de 50 mm como se muestra en la Figura 18-3.



Figura 18-3: Trozos de nylon de 50 mm

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

A continuación, con ayuda de un torno se realizó el refrentado de los discos de nylon para que su acabado superficial sea uniforme según el diseño como se muestra en la Figura 19-3.



Figura 19-3: Refrentado de los discos de nylon

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

De igual manera con ayuda de un torno se procedió a perforar el centro del disco para que el eje encaje perfectamente como se muestra en la Figura 20-3.



Figura 20-3: Perforación del disco de desbalanceo

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Luego se procede a realizar los veinticuatro orificios donde se colocará las masas que producen desbalanceo las mismas que tendrán un roscado de 9 mm con 1,25 de paso.

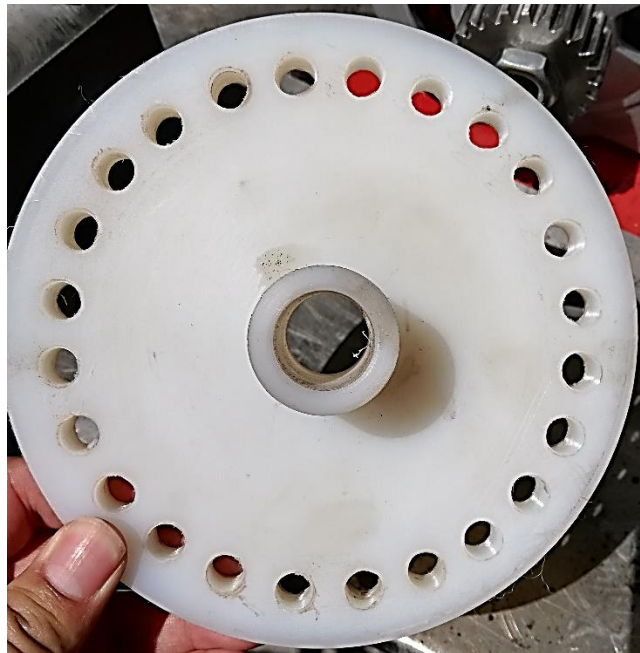


Figura 21-3: Disco de desbalanceo

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.3.4 Construcción de la base de la chumacera

La construcción de las bases de las chumaceras del módulo de simulación vibracional del desbalanceo consiste en mecanizar una plancha de acero bajo en carbono de 20 mm de espesor, como se observa en la Figura 22-3.



Figura 22-3: Corte de la plancha de acero

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

De igual manera se procede a cortar la plancha para obtener trozos de acero los cuales son para la base de las chumaceras y estos trozos servirán para su respectivo soporte de las bases como se observa en la Figura 23-3.



Figura 23-3: Cortes uniformes para la base de las chumaceras

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Los cortes uniformes son unidos mediante soldadura para formar la base de la chumacera como se diseñó en el software SolidWorks Academic, para después realizar el acabado superficial de la base de la chumacera como se muestra en la Figura 24-3.



Figura 24-3: Base de las chumaceras

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.3.5 Construcción de la base del motor

La construcción de la base del motor del módulo de simulación vibracional del desbalanceo consiste en mecanizar una plancha de acero bajo en carbono de 6 mm de espesor, esto se lo realiza con ayuda de una cizalla industrial como se muestra en la Figura 25-3.

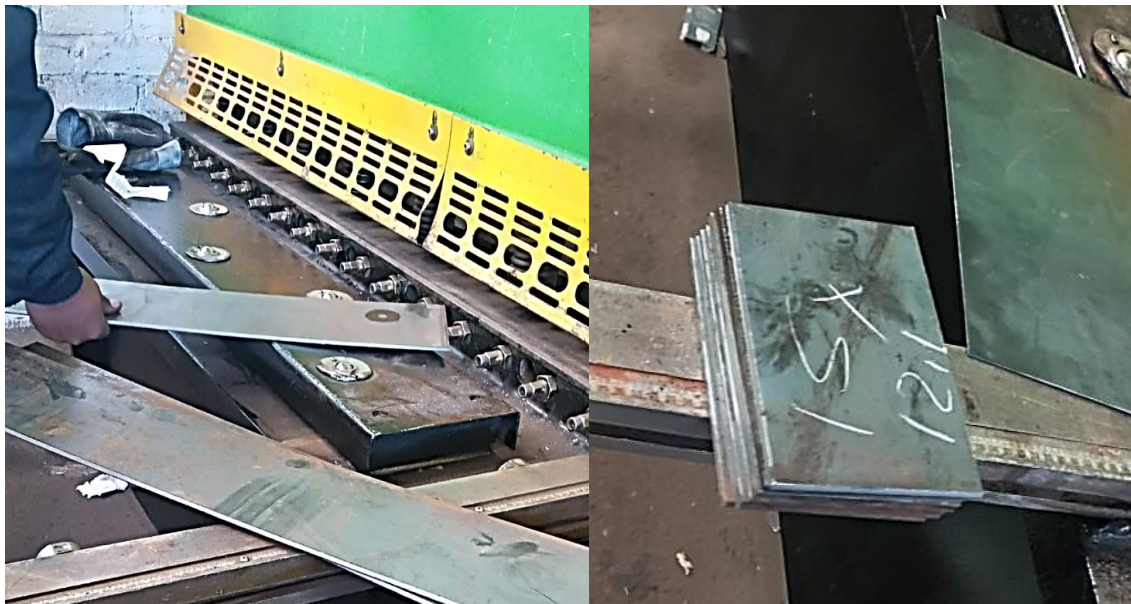


Figura 25-3: Mecanizado de la plancha de 6 mm de espesor

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Después de realizar el corte de la plancha, se realiza la unión de los trozos mediante soldadura para así tener la forma de la caja o base del motor de inducción trifásico y con ayuda de un machuelo se procede a desarrollar los agujeros y roscado en la parte superior de la base del motor como se muestra en la Figura 26-3.



Figura 26-3: Base del motor de inducción trifásico

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.3.6 Construcción del eje de transmisión

El eje de transmisión es de un acero AISI 1010 bajo en carbono y su construcción consiste en adquirir un eje de diámetro de 20 mm según especificado en la selección y diseño del eje. Se realiza el respectivo corte con ayuda de una sierra industrial y el refrentado con ayuda de un torno para así obtener el acabado superficial del eje para el módulo de simulación vibracional del desbalanceo.



Figura 27-3: Eje del módulo de simulación de desbalanceo

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.3.7 Construcción del inserto

La construcción del inserto consiste en adquirir un eje de transmisión de 22 mm de diámetro de 32 mm de longitud, de especificaciones de acero AISI 1020 bajo en carbono también conocido como acero de transmisión. En primer lugar, se corta el eje en pedazos uniformes para después realizar el proceso de avellanado en el centro del inserto para al momento de realizar la toma de mediciones con el analizador de vibraciones (Vibracheck), no produzca margen de error.



Figura 28-3: Inserto

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.3.8 Montaje del módulo de simulación vibracional del desbalanceo

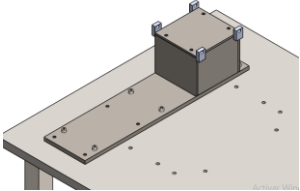
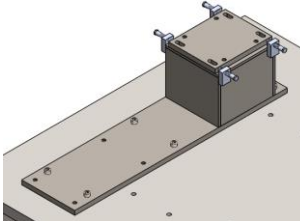
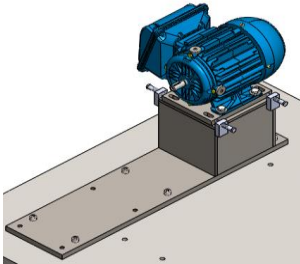
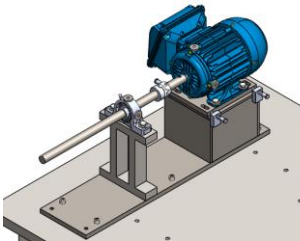
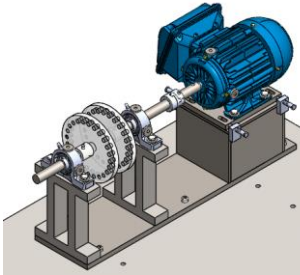
El montaje se realiza una vez ya elaboradas todos los componentes que conforman el módulo de simulación vibracional de desbalanceo, y se realiza el ensamblaje del módulo siguiendo el diseño realizado en SolidWorks Academic para proceder con el montaje del sistema de desbalanceo en la mesa de trabajo como se muestra en la Figura 29-3.



Figura 29-3: Ensamblaje y montaje del módulo vibracional de desbalanceo

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 12-3: Pasos para ensamblar las partes del módulo de simulación del desbalanceo

N°	Elemento	Indicación	Grafico
1	Placa base	Empernar de forma precisa a la mesa de trabajo utilizado arandelas de presión y pernos con cabeza hexagonal número 10, de esta manera se evitará movimientos en las pruebas de simulación a realizar.	
2	Placa de desalineación	Anclar de forma precisa la placa de desalineación sobre la base del motor eléctrico para que el mismo pueda coincidir con los agujeros del motor y así poder sujetarlos con los tornillos de desalineación.	
3	Motor eléctrico	Sujetar el motor eléctrico sobre la placa de desalineación verificando la concentricidad de los agujeros con rosca para evitar aislar las roscas tanto internas de la base como la de los pernos de sujeción.	
4	Acople	La unión de ejes se lo realiza mediante un acople flexible al cual debe ajustarse con una llave hexagonal, en el eje más largo se apoyan los discos de desbalanceo y la chumacera con su respectiva base sujeta con pernos avellanados en la placa base y que están junto al acople.	
5	Disco de desbalanceo	Los discos de desbalanceo deben insertarse en el eje de 20 mm para posteriormente ajustar el prisionero con una llave hexagonal número 6. Seguidamente se coloca la última base y su respectiva chumacera verificando la concentricidad de los agujeros.	

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.4 Manual de operación del módulo de simulación vibracional del desbalanceo

Una vez ya construido el módulo de simulación vibracional de desbalanceo, se realiza el respectivo manual de operación, por tal motivo se necesita conocer que sistemas conforman el módulo y también las respectivas medidas de seguridad que se deben tomar en cuenta al manipular el módulo de simulación vibracional de desbalanceo.

3.4.1 *Identificación de los sistemas que conforman el módulo de desbalanceo*

El módulo de simulación vibracional del desbalanceo contiene varios sistemas que hacen que su contexto operacional sea el más adecuado para la correcta simulación, los cuales son: sistema eléctrico, sistema de transmisión de potencia y sistema de lubricación.

3.4.1.1 *Sistema eléctrico*

El sistema eléctrico está conformado por un motor de inducción trifásica y un tablero eléctrico de control para poder energizar, controlar y verificar las revoluciones del motor de inducción más adecuadas para que el que módulo de simulación vibracional del desbalanceo genere las diferentes medidas para la toma de datos con el mínimo margen de error.

3.4.1.2 *Sistema de transmisión de potencia*

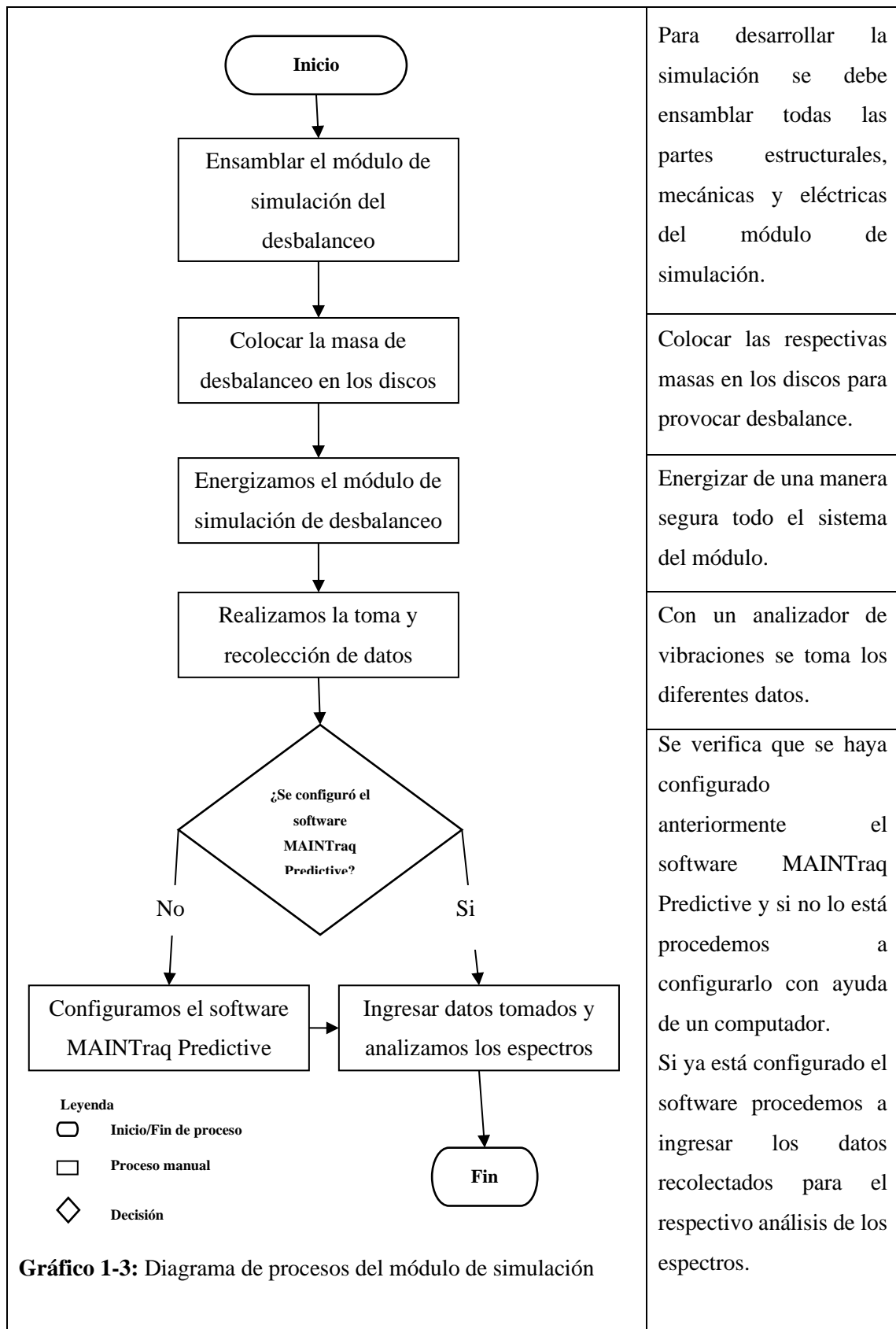
El sistema de transmisión de potencia está conformado por el eje y sus elementos ensamblados en el mismo que son los dos discos que producen el desbalanceo de todo el sistema con el respectivo aumento y disminución de masa en los rotores (discos de desbalanceo). El aumento y disminución de masa se lo lleva a cabo con ayuda de pernos que van ajustados en los discos de desbalanceo.

3.4.1.3 *Sistema de lubricación*

El sistema de lubricación esta proporcionado por las dos chumaceras que conforman el módulo de simulación vibracional de desbalanceo, las chumaceras compuestas por rodamientos de bolas y por el cual se usará grasa en vez de aceite para lubricar toto el sistema. La grasa que se va a utilizar es una grasa sintética de color azul marca Top1 y el proceso de lubricación se lo realizara con la ayuda de un grasero de tipo palanca.

3.4.2 *Manual de operación del módulo*

Tabla 13-3: Manual de operación del módulo de simulación vibracional del desbalanceo



Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.4.3 Medidas de seguridad

1. Utilizar el respectivo equipo de protección personal para garantizar la seguridad del usuario.
2. Verificar si los pernos están correctamente anclados y ajustados a la mesa y base del módulo para evitar toma de datos erróneos.
3. Verificar si la fuente de alimentación esta correctamente conectada al panel de control para evitar posibles daños en el equipo por arranques bruscos.
4. Si ocurre alguna falla imprevista proceder a activar el pulsador de paro de emergencia.

Nota: Todas las actividades relacionadas al módulo de simulación vibracional del desbalanceo deberán ser desarrolladas con el encargado del laboratorio o respectivo docente encargado de la asignatura.

3.5 Plan de mantenimiento del módulo de simulación vibracional del desbalanceo

En este apartado se muestra de manera estructurada la codificación de cada uno de los elementos mecánicos y eléctricos que conforman el módulo de simulación vibracional de desbalanceo como se muestra en la Tabla 14-3, después se realiza la ficha técnica correspondiente, especificando de manera muy detallada las especificaciones técnicas de todos los componentes mecánicos y eléctricos que conforman el módulo, se muestra en la Tabla 15-3.

La codificación de todos los elementos mecánicos y eléctricos que conforman el módulo de desbalanceo es la parte primordial para desarrollar el plan de mantenimiento del sistema de desbalanceo, de una manera ordenada, el plan de mantenimiento se muestra en la Tabla 16-3.

Tabla 14-3: Codificación de las partes mecánicas y eléctricas del módulo de desbalanceo

Máquina	Sistemas		Tipo de equipos	
Código	Código	Descripción	Código	Descripción
Módulo de desbalanceo (MD)	E	Eléctricos	TC01	Tablero de control
			ME01	Motor eléctrico
	M	Mecánicos	DD01	Discos de desbalanceo
			CH01	Chumaceras
			EJ01	Eje
			IN01	Inserto
			AC01	Acople
			BA01	Bases


Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 15-3: Ficha técnica del módulo de simulación vibracional del desbalanceo

Carrera de Mantenimiento Industrial-Laboratorio de Diagnóstico Técnico y Eficiencia Energética							
FICHA TÉCNICA							
Código:	MD	Versión:	1	Fecha Vigencia:	2022		
Nombre del equipo:	Módulo de simulación de desbalanceo			Foto del Equipo:			
Marca:	ESPOCH	Modelo:	2022				
Serie:	N/A	Ubicación:	Laboratorio de diagnóstico técnico y eficiencia energética.				
Fecha de compra (aaaa/mm/día):	27/08/2021						
Fecha de entrega OK (aaaa/mm/día):	03/04/2022						
Garantía en meses:	12	Placa de Inventario:	N/A				
Valor de compra:	\$800,00						
Valor inventario:	N/A						
A cargo de:	Ing. Eduardo Hernández						
DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR ELÉCTRICO							
Tensión:	220/380/440 V	Amperaje:	2,64/1,53/1,64 A	Potencia:	0,50 Hp	rpm	1725
N. Polos	4	Temperatura:	40°C	Frecuencia	60 Hz.	Rendimiento	77%
Marca:	WEG	Modelo:	2021	Protección	IP55	Par nominal	2,10 N-m
MÓDULO DE PRUEBA							
DATOS TÉCNICOS DEL DISCO DE DESBALANCEO							
Marca:	N/A	Material	Nailon	N. Orificios	24		
Diámetro	150mm	Diámetro de la manzana	30 mm	Espesor	12 mm		
DATOS TÉCNICOS DE LA CHUMACERA				DATOS TÉCNICOS DEL EJE			
Marca	SKF	Diámetro	20 mm	Material	AISI 1020	Diámetro	20 mm
Código	P 204	Longitud	96 mm				
DATOS TÉCNICOS DEL ACOPLE							
Material	Acero inoxidable, Aluminio y Bronce			Diámetro máx.	24 mm	Peso	0,45 Kg
				P. Transmitida	3,18 kW	Modelo	L.075

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 16-3: Plan de mantenimiento del módulo de simulación vibracional del desbalanceo

		PLAN Y CRONOGRAMA DE MANTENIMIENTO															
ESPOCH		Revisión N.º: 001				Fecha: 03/04/2022											
Categoría: Maquinaria		Ubicación: Laboratorio de diagnóstico técnico y eficiencia energética				Realizado por: Jhinson Yumisaca Axel Arévalo											
Módulo de desbalanceo																	
SISTEMA	ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO	CÓDIGO	MATERIAL Y/O EQUIPO	TIEMPO DE EJECUCIÓN	Frecuencia												
					E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D	
Eléctrico	Verificar la correcta conexión del tablero de control	MD-ETC01	Cámara termográfica	10 min							X						X
	Reajustar las conexiones del cableado del tablero de control	MD-ETC01	Destornilladores estrella y plano	10 min							X						X
	Medición del voltaje en el motor	MD-EME01	Multímetro	10 min							X						X
	Medición de la intensidad de corriente en el motor	MD-EME01	Multímetro	10 min							X						X
Mecánico	Lubricar los rodamientos internos de las chumaceras	MD-MCH01	Aceitero	10 min							X						X
	Inspección visual del eje	MD-MEJ01	N/A	5 min							X						X
	Inspección visual de las bases del módulo	MD-MBA01	N/A	5 min							X						X
	Reajuste del acoplamiento del motor y el eje.	MD-MAC01	Llave hexagonal número 8	10 min							X						X
	Reajuste de insertos colocados en el motor eléctrico y apoyos	MD-MIN01	Llave hexagonal número 6	5 min							X						X
	Inspección visual de los discos de desbalanceo	MD-MDD01	N/A	5 min							X						X
	Limpieza general del módulo de desbalanceo	MD	Guaípe, franela, brocha	10 min	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
NÚMERO TOTAL DE TAREAS MENSUALES					1	1	1	1	1	11	1	1	1	1	1	1	11

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.6 Pruebas de funcionamiento

3.6.1 Empotramiento de banco de pruebas

Para el correcto desempeño del banco de pruebas es indispensable que la mesa del rotorkit esté debidamente anclado al piso, debido a que este absorbe vibraciones no deseadas que influyen en la toma de datos. Para esto se utiliza pernos de anclaje de tipo expansivos de acero de 3/8 de pulgada como se muestra en la Figura 30-3.



Figura 30-3: Anclaje del banco de pruebas

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.6.2 Fijación de insertos

Para reforzar los insertos existentes en los apoyos (chumaceras), se utiliza pegamento epóxico, para que el punto de medición este totalmente fijo y sea resistente al movimiento que produce el módulo de simulación vibracional del desbalanceo.

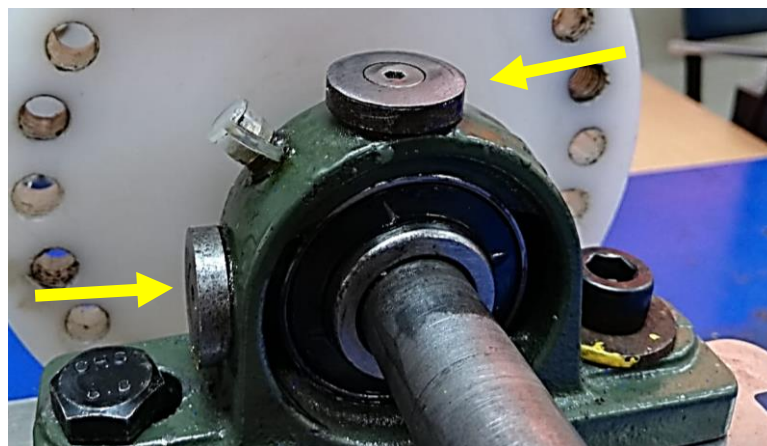


Figura 31-3: Insertos fijados

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.6.3 *Alineación del módulo de simulación vibracional de desbalanceo*

Para realizar la simulación de este modo de falla, se debe alinear correctamente el eje del módulo de simulación vibracional de desbalanceo, para que los datos recolectados por el analizador de vibraciones sean correctos. La alineación de los ejes que conforman el módulo se lo realiza con ayuda del equipo de alineación laser denominado Optaling Plus.



Figura 32-3: Optaling Plus

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

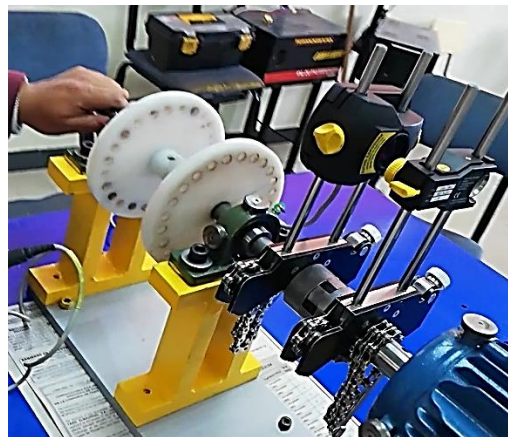


Figura 33-3: Alineación de ejes

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.6.4 *Identificación de los puntos de apoyo*

Una vez ya ensamblado el módulo se procede con la realización de pruebas de funcionamiento, para ello, se debe conocer donde se debe colocar los instrumentos de medición para lo cual es de vital importancia inspeccionar que los insertos colocados en los apoyos estén bien anclados en las direcciones radiales, horizontal, vertical y axial de esta manera se evitara recolectar posibles datos erróneos, a continuación, se presenta cuáles son los apoyos donde se instalaran los sensores de medida.

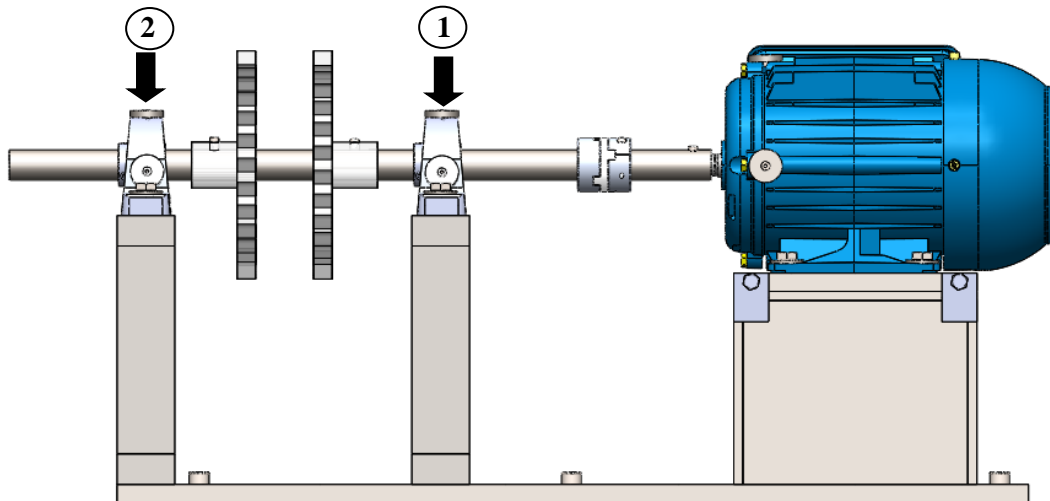


Figura 34-3: Posición de los apoyos para colocar los instrumentos de medida

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

3.6.5 Frecuencia natural del módulo de desbalanceo

Es importante conocer la frecuencia natural del módulo de simulación de desbalanceo, para que al momento de realizar los diferentes ensayos verificar que la frecuencia de rotación 1X no sea igual a la frecuencia natural, ya que el sistema puede entrar en un estado de resonancia, alterando los resultados. A continuación, se identifica la frecuencia natural del apoyo uno y dos en la dirección vertical, horizontal y axial.

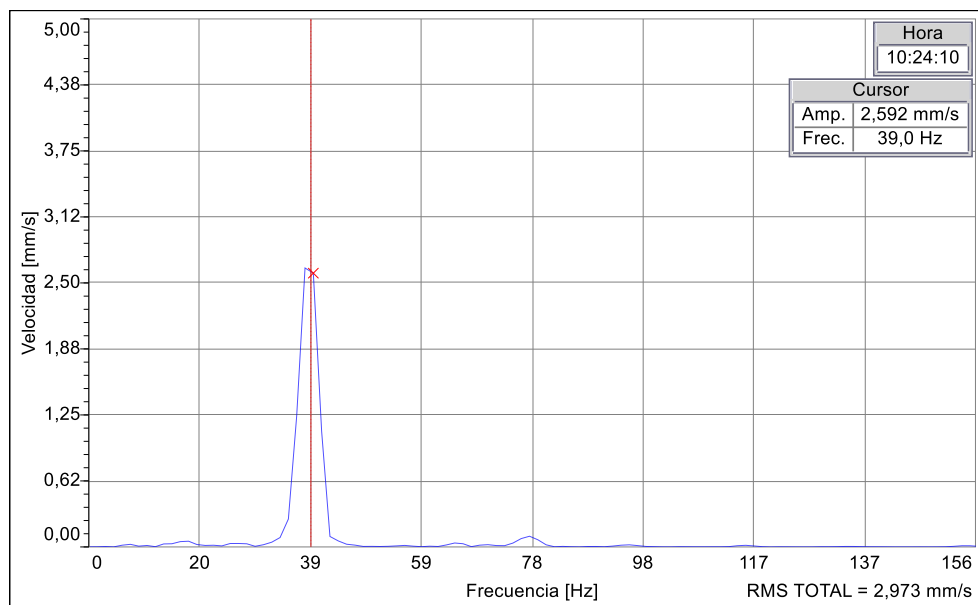


Figura 35-3: Frecuencia natural en dirección vertical del apoyo uno

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

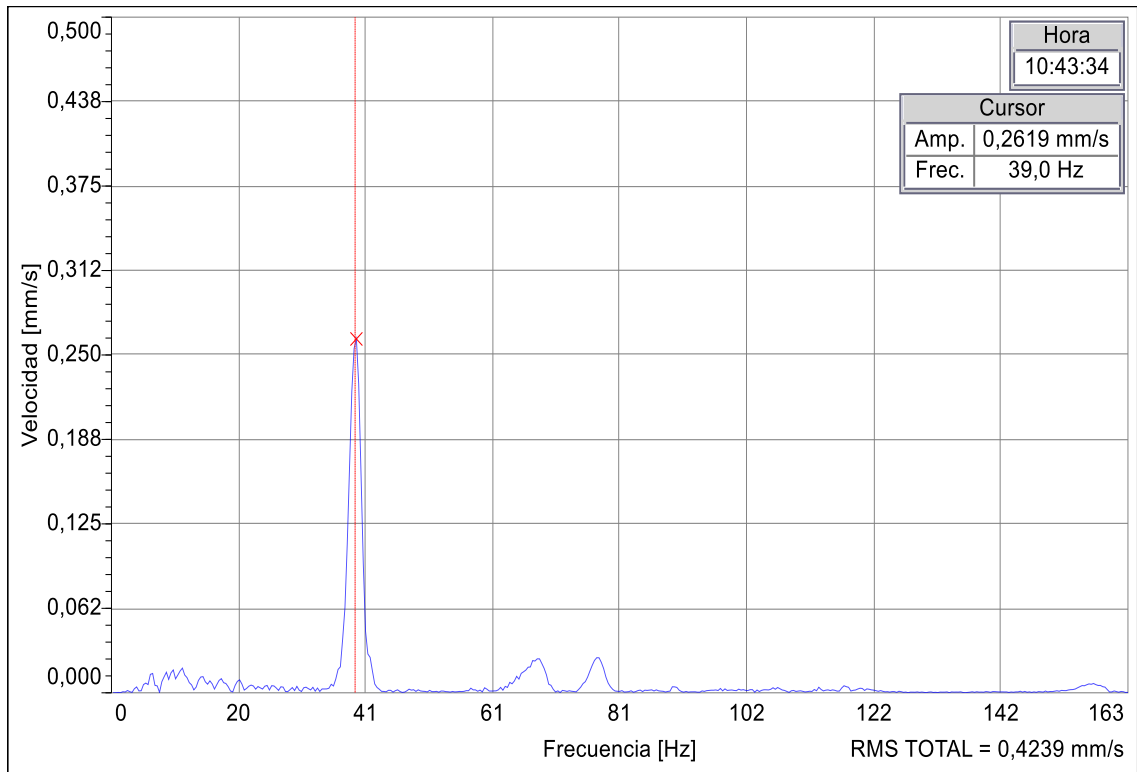


Figura 36-3: Frecuencia natural en dirección vertical del apoyo dos

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

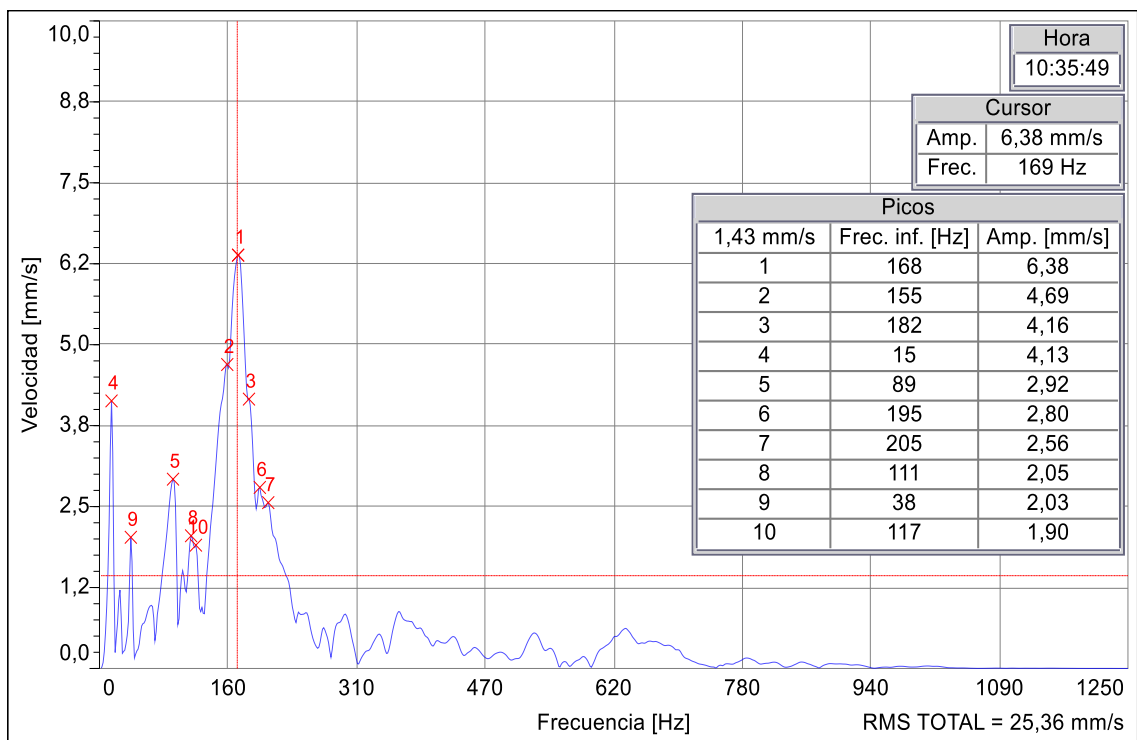


Figura 37-3: Frecuencia natural en dirección horizontal del apoyo uno

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

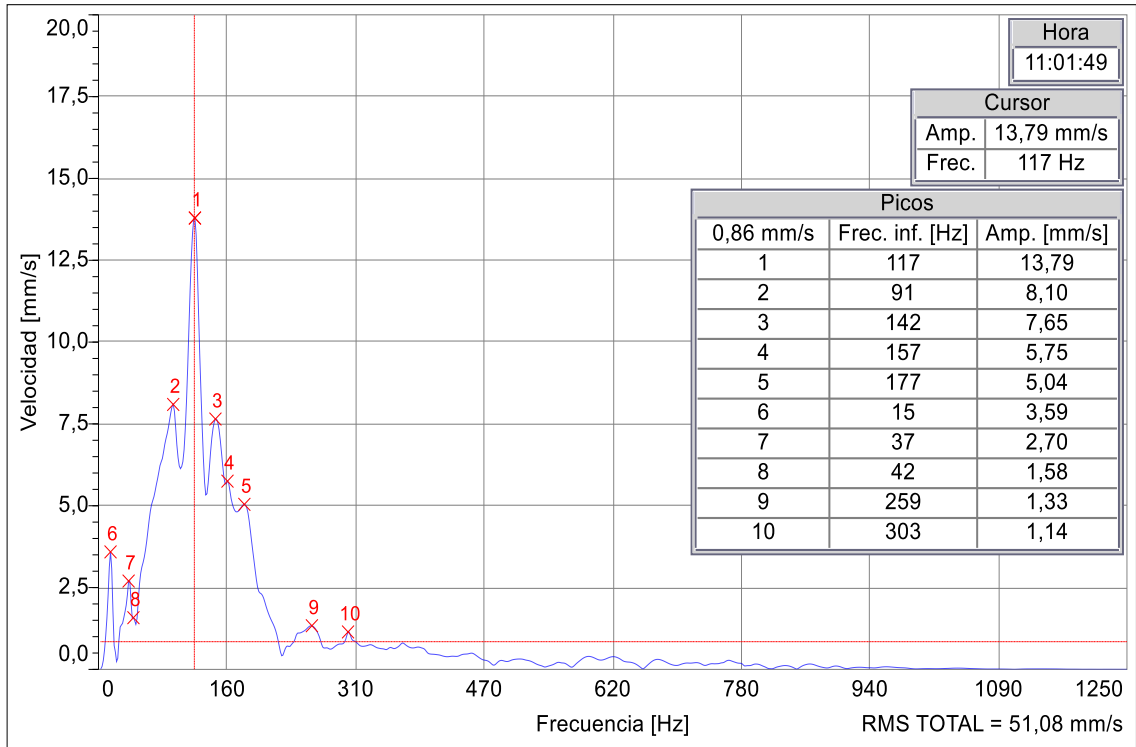


Figura 38-3: Frecuencia natural en dirección horizontal del apoyo dos

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

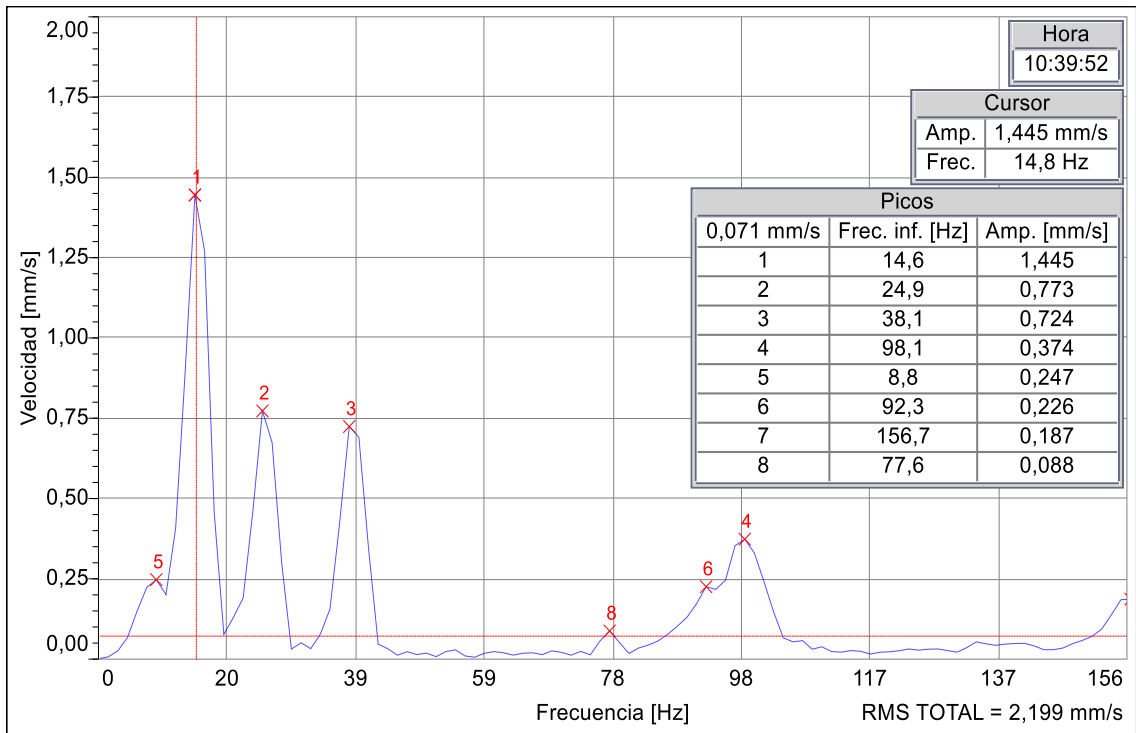


Figura 39-3: Frecuencia natural en dirección axial del apoyo uno

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

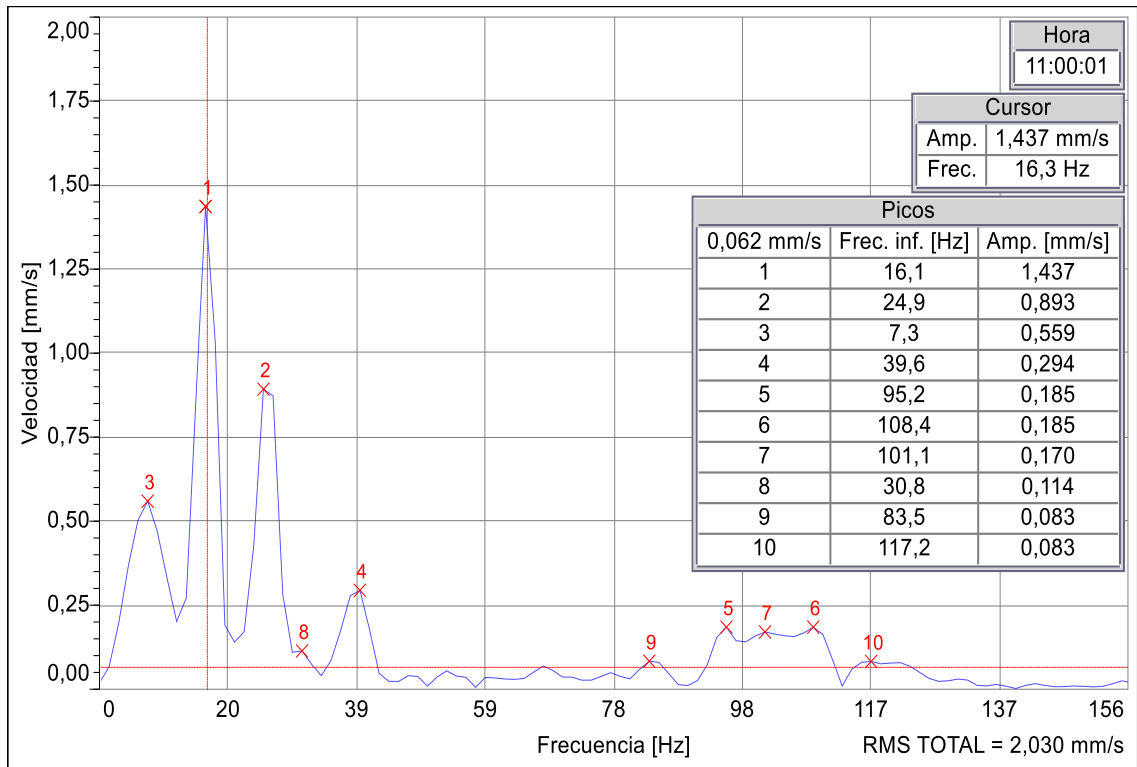


Figura 40-3: Frecuencia natural en dirección axial del apoyo dos

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 17-3: Frecuencias naturales del módulo de desbalanceo

Frecuencias naturales			
Chumaceras	Planos		
	Vertical	Horizontal	Axial
Apoyo 1	38 Hz	168 Hz	14 Hz
Apoyo 2	39 Hz	117 Hz	16 Hz

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS

4.1 Identificación de las masas de prueba

Para la toma de datos se empleará diversos pernos el cual se enumerarán para distinguirlos, además la masa y longitud de estos serán diferentes, con el único objetivo de identificar la variación del espectro fundamental (1X) a medida que se incrementa la masa de desbalanceo. Las especificaciones de las masas de prueba están en la Tabla 1-4.

Tabla 1-4: Masas de prueba

N	Denominación	Masa	Gráfico
1	Allen M10 con paso de rosca de 1,25mm con longitud de 20mm	21,4 g	
2	Allen M10 con paso de rosca de 1,25mm con longitud de 25mm	24,6 g	
3	Allen M10 con paso de rosca de 1,25mm con longitud de 30mm	27,5 g	
4	Allen M10 con paso de rosca de 1,25mm con longitud de 40mm	31,4 g	

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.2 Análisis de los puntos de medición en sus diferentes direcciones

Una vez identificado las diferentes masas de prueba, se procede con la recolección de datos en las diferentes direcciones, con el objetivo de conocer en qué dirección se puede apreciar de mejor manera el espectro característico del desbalanceo, para ello se realiza el análisis de los datos obtenidos con ayuda de la desviación típica de la variable dependiente e independiente, comprobando que el coeficiente de correlación en el plano vertical tiene un valor próximo a 1, es decir, que este valor tiene una correlación directa fuerte, constatando así que el mejor punto de medición es en la dirección vertical ya que la línea de tendencia es creciente o positiva como se observa en el la Tabla 2-4 y Gráfico 1-4.

Tabla 2-4: Valor de correlación en las diferentes direcciones

Masa (g)	Vertical	Horizontal	Axial
	1X (mm/s)	1X (mm/s)	1X (mm/s)
21,400	4,595	2,917	2,353
24,600	5,349	3,367	2,560
27,500	5,995	3,536	2,809
31,400	9,977	3,514	1,761
Coefficiente de correlación (r)	0,927	0,857	-0,494

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

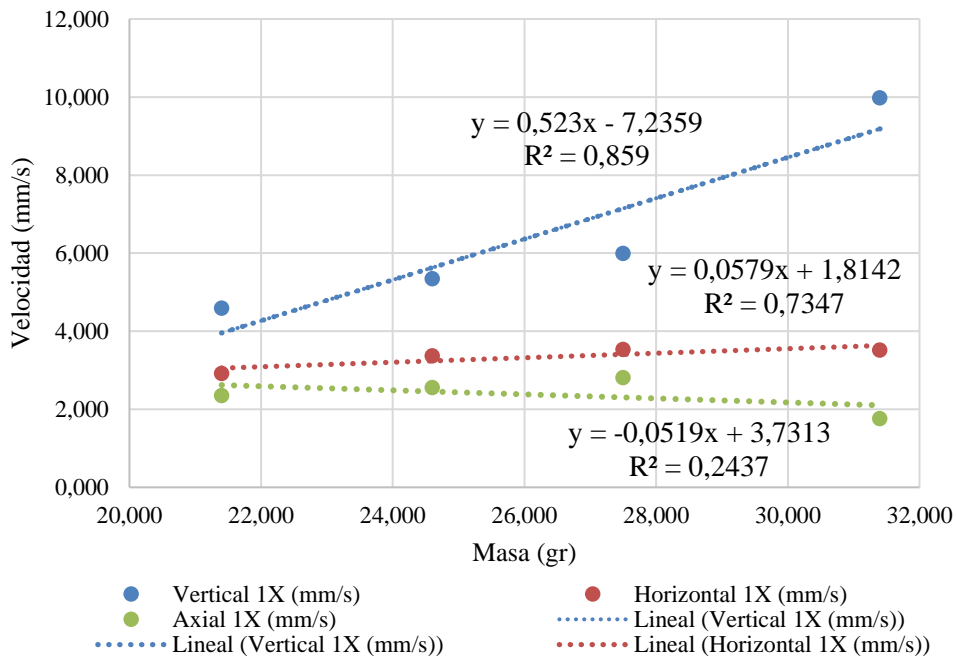


Gráfico 1-4: Diagrama de la velocidad en función de la masa en las diferentes direcciones

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.3 Análisis espectral del desbalanceo

4.3.1 Desbalanceo con el perno de masa constante de 21,400 g

De acuerdo con las diversas frecuencias experimentadas con una masa constante y representadas en el diagrama en cascada, el armónico característico se presenta a una frecuencia de red de 60 Hz.

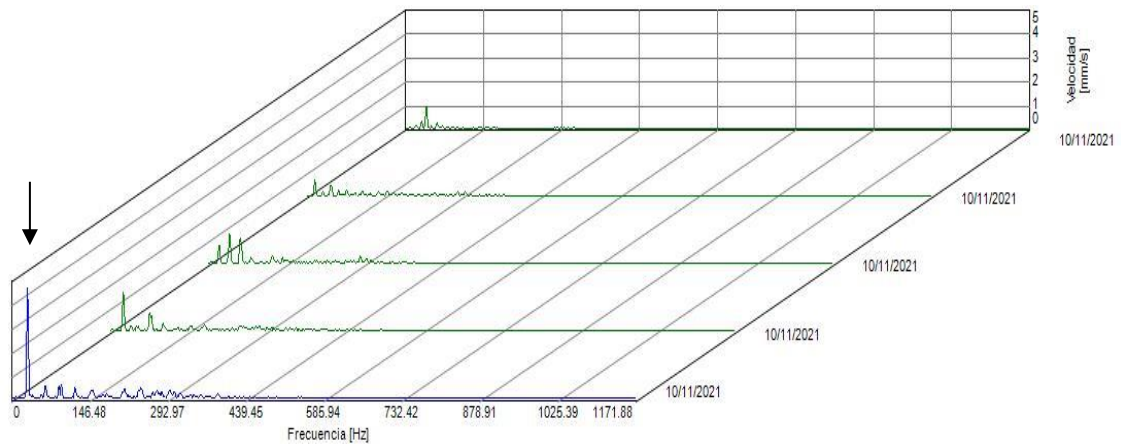


Figura 1-4: Diagrama de cascada del espectro de velocidad con masa de 21,400 g

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

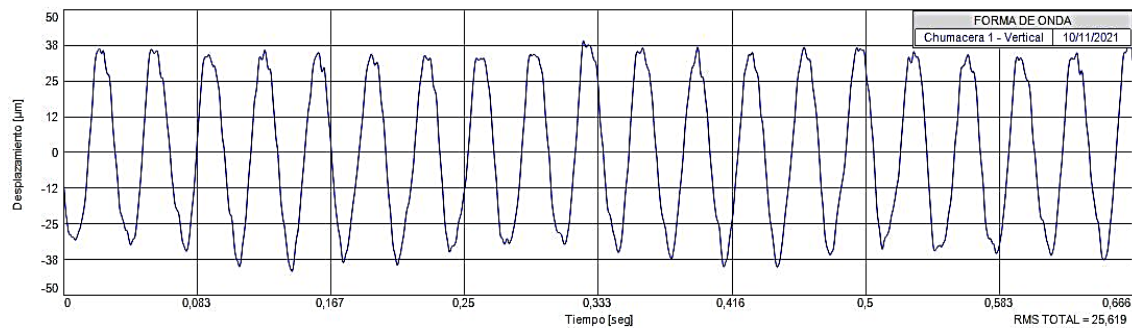


Figura 2-4: Onda de desplazamiento con masa de 21,400 g en dirección vertical

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.3.2 Desbalanceo con el perno de masa constante de 24,600 g

En este caso el diagrama en cascada presenta el armónico característico o dominante, el primer caso esta denotado a la frecuencia de 60 Hz y en el segundo caso donde se puede notar ligeramente es a la frecuencia de 50 Hz. Esto debido a que la masa de prueba todavía no es suficiente como para poder identificar fácilmente el tipo de espectro resultante.

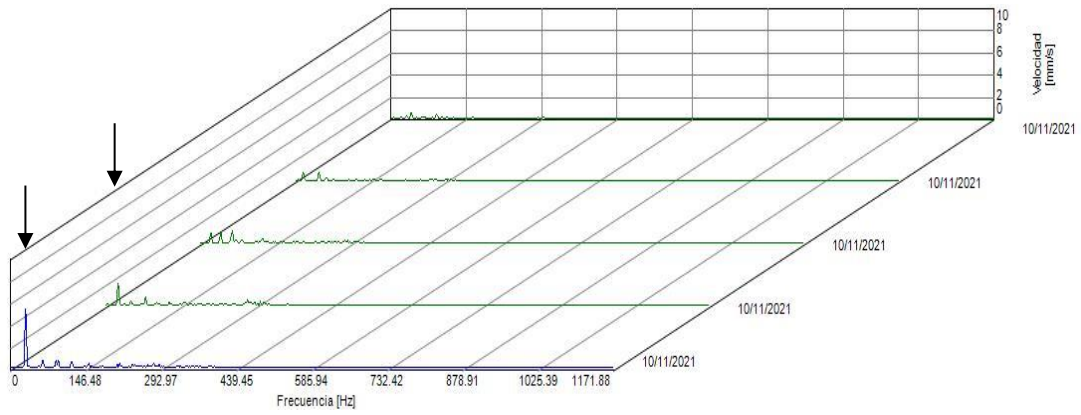


Figura 3-4: Diagrama de cascada del espectro de velocidad con masa de 26,400 g

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

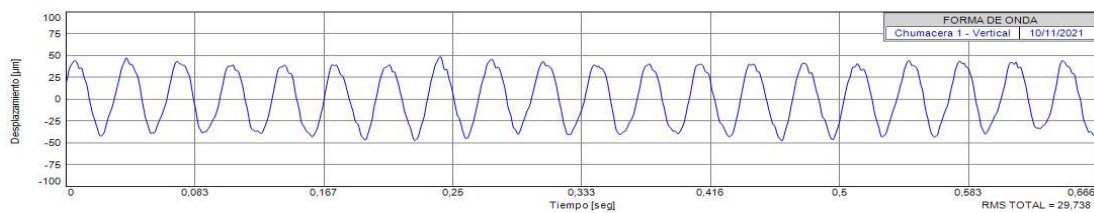


Figura 4-4: Onda de desplazamiento con masa de 26,400 g en dirección vertical

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.3.3 Desbalanceo con el perno de masa constante de 27,500 g

Como en el caso anterior el armónico dominante se presenta en dos casos donde se puede identificarlo a simple vista en la medición número cuarta y quinta que esta designada en la frecuencia de 50 y 60 Hz respectivamente, es aquí donde ya puede nacer la idea de que, a mayor masa, mayor es el desbalanceo provocado por nuestro elemento de prueba.

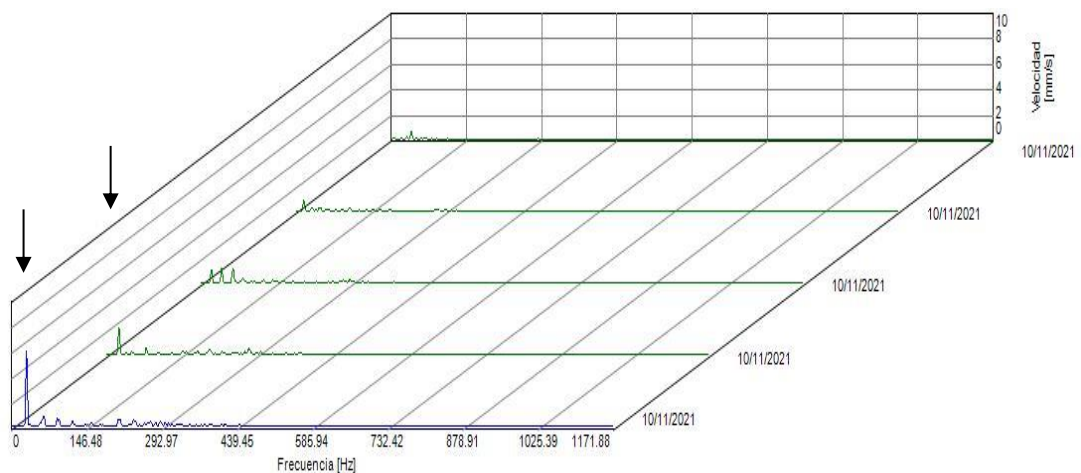


Figura 5-4: Diagrama de cascada del espectro de velocidad con masa de 27,500 g

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

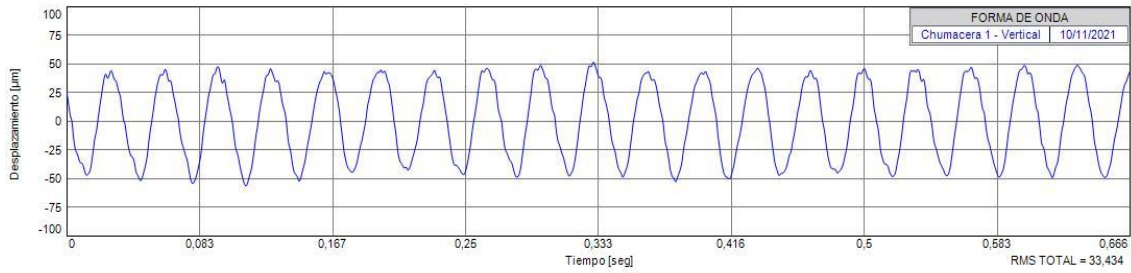


Figura 6-4: Onda de desplazamiento con masa de 27,500 g en dirección vertical

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.3.4 Desbalanceo con el perno de masa constante de 31,400 g

Con las mediciones y pruebas realizadas con una masa de tamaño considerable se puede denotar que los tres últimos espectros designados a la frecuencia de 40, 50 y 60 Hz se puede diferenciar de mejor manera del resto de mediciones, verificando así el comportamiento del espectro característico de desbalanceo y su incremento en la amplitud de velocidad en 1X (mm/s).

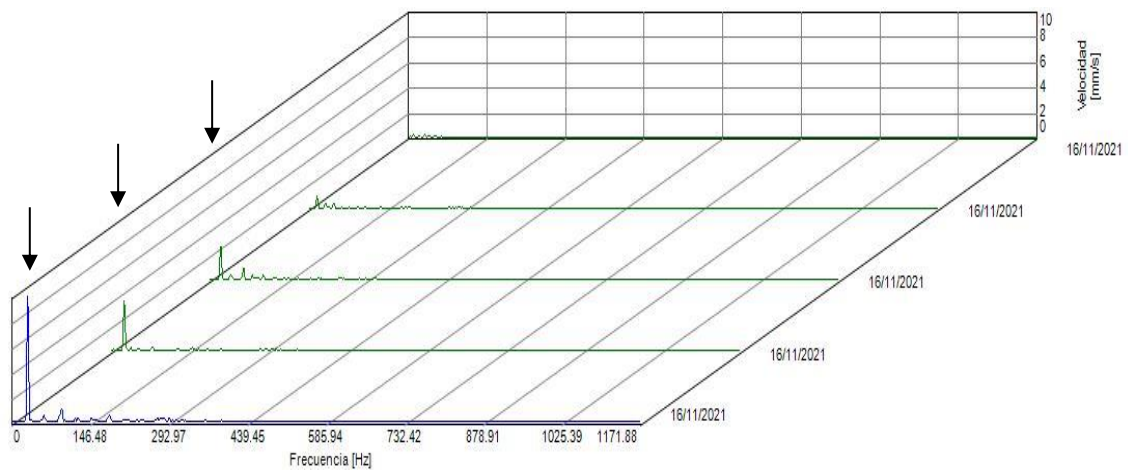


Figura 7-4: Diagrama de cascada del espectro de velocidad con masa de 31,400 g

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

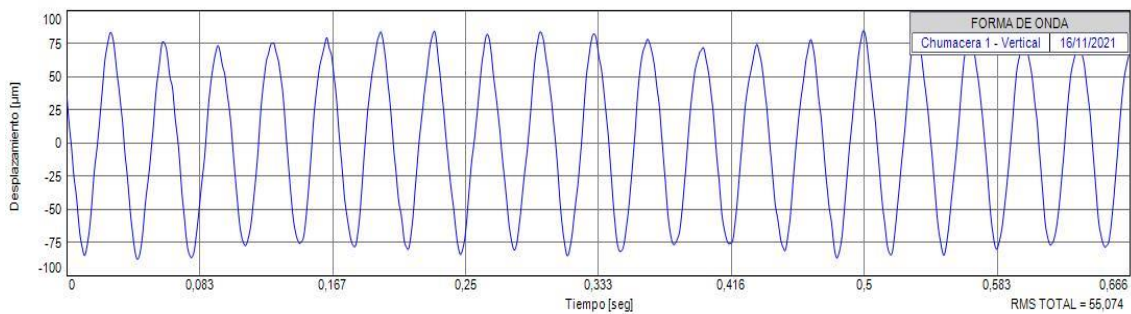


Figura 8-4: Onda de desplazamiento con masa de 31,400 g en dirección vertical

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.3.5 Análisis de datos en los espectros de desbalanceo

Tabla 3-4: Datos para el análisis espectral del plano vertical

N°	Perno 1		Perno 2		Perno 3		Perno 4	
	Frec. (Hz)	1X (mm/s)	Frec. (Hz)	1X (mm/s)	Frec. (Hz)	1X (mm/s)	Frec. (Hz)	1X (mm/s)
Fund.	29,785	4,595	29,810	5,349	29,814	5,995	29,807	9,977
2	59,629	0,083	59,620	0,147	59,629	0,601	59,614	0,565
3	89,443	0,515	89,430	0,681	89,443	0,658	89,421	0,627
4	119,257	0,457	119,240	0,608	119,257	0,430	119,228	0,289
5	149,072	0,312	149,050	0,146	149,072	0,126	149,035	0,271
6	178,886	0,201	178,860	0,178	178,886	0,186	178,842	0,320
7	208,700	0,322	208,669	0,297	208,700	0,594	208,649	0,169
8	238,514	0,325	238,479	0,242	238,514	0,504	238,456	0,128
9	268,329	0,135	268,289	0,166	268,329	0,304	268,263	0,120
10	298,143	0,312	298,099	0,145	298,143	0,284	298,070	0,051

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 4-4: Datos de la velocidad en función de la masa del plano vertical

N° Perno	Masa (g)	1X (mm/s)
1	21,400	4,595
2	24,600	5,349
3	27,500	5,995
4	31,400	9,977

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

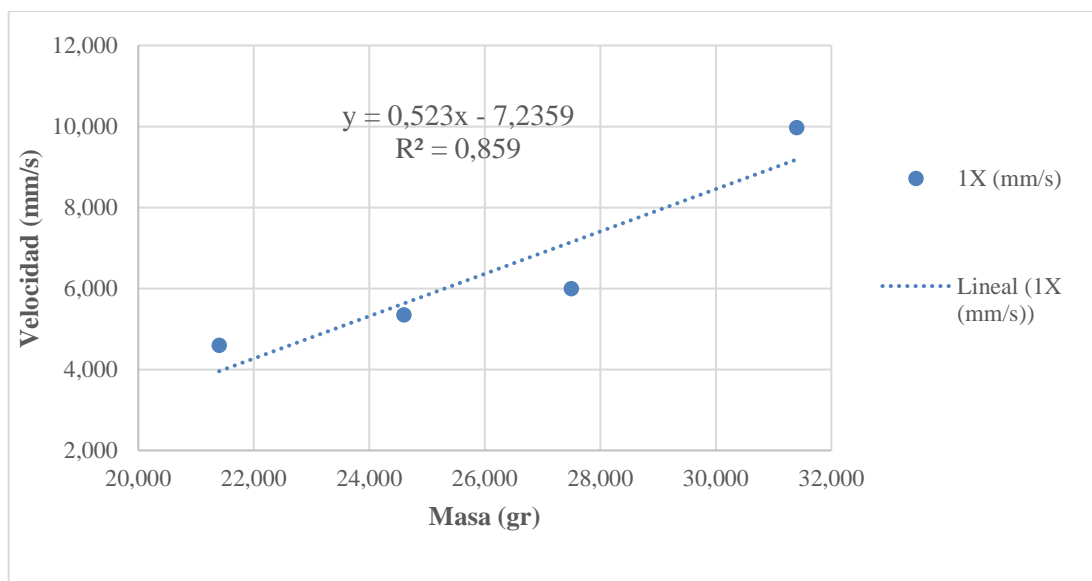


Gráfico 2-4: Diagrama de la velocidad en función de la masa del plano vertical

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Interpretación: De acuerdo con los datos analizados de la velocidad con respecto a la masa de prueba, en el gráfico se puede observar el comportamiento de la velocidad en función de la masa, comprobando así que la masa es directamente proporcional a la velocidad, es decir, a medida que se incrementa la masa el armonio fundamental 1X crece constantemente.

Tabla 5-4: Datos de la velocidad en función de la frecuencia del plano vertical

Masa (g)	Frec. (Hz)	1X (mm/s)
31,400	10,627	0,220
31,400	15,034	0,978
31,400	19,870	2,608
31,400	24,689	4,015
31,400	29,807	9,977

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

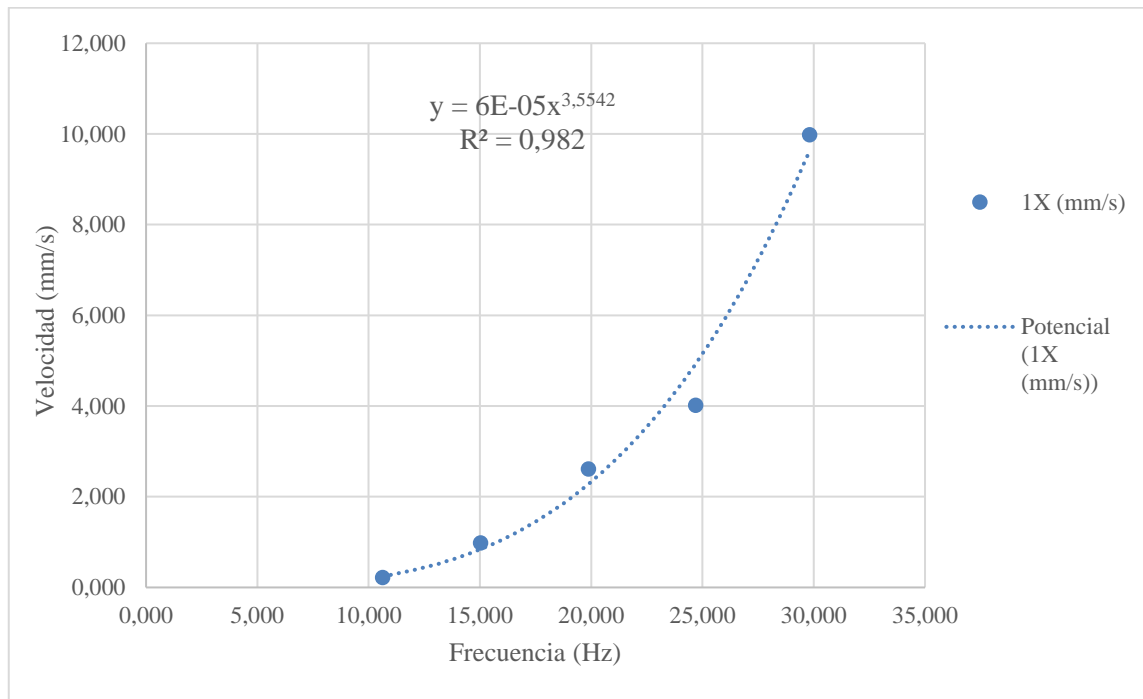


Gráfico 3-4: Diagrama de la velocidad en función de la frecuencia del plano vertical

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Para constatar que la velocidad es directamente proporcional al cuadrado de la frecuencia se aplica logaritmos a la variable dependiente (amplitud de velocidad mm/s) e independiente (frecuencia) y mediante un proceso de linealización aplicando el método de mínimos cuadrados, se encuentra los nuevos parámetros que se ajustaran a la nueva curva.

Tabla 6-4: Aplicación de mínimos cuadrados a la variable dependiente e independiente

x_i	y_i	\hat{x}_i	\hat{y}_i	\hat{x}_i^2	$\hat{x}_i\hat{y}_i$
10,627	0,220	2,363	-1,514	5,586	-3,578
15,034	0,978	2,710	-0,022	7,346	-0,060
19,870	2,608	2,989	0,959	8,935	2,865
24,689	4,015	3,206	1,390	10,281	4,457
29,807	9,977	3,395	2,300	11,524	7,809
Sumatoria		14,664	3,113	43,672	11,492

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

$$na_0 + \left(\sum \hat{x}_i\right) a_1 = \sum \hat{y}_i$$
$$\left(\sum \hat{x}_i\right) a_0 + \left(\sum \hat{x}_i^2\right) a_1 = \sum \hat{x}_i\hat{y}_i$$

$$5a_0 + 14,664a_1 = 3,113$$

$$14,664a_0 + 43,672a_1 = 11,492$$

$$a_0 = -9,801$$

$$a_1 = 3,554$$

$$y = \alpha x^\beta$$

$$\hat{y} = a_0 + a_1 \hat{x}$$

$$a_0 = \ln(\alpha)$$

$$\alpha = e^{a_0}$$

$$a_1 = \beta$$

$$\alpha = 5,537 \cdot 10^{-5}$$

$$\beta = 3,554$$

Una vez ya obtenidos los datos de alfa y beta se reemplaza en la ecuación potencial para obtener los nuevos valores de la amplitud de velocidad, utilizando los mismos valores de frecuencia, para proceder con el análisis del error medio cuadrático.

Tabla 7-4: Errores de la raíz media cuadrática

Frec. (Hz)	1X (mm/s)	$y=2,891*10^{-3}x^2$ (mm/s)	Error MSE (mm/s)	$y=5,537*10^{-5}x^{3,554}$ (mm/s)	Error (mm/s)
10,627	0,22	0,326	0,241	0,246	0,111
15,034	0,978	0,653	0,728	0,845	0,492
19,87	2,608	1,141	2,345	2,277	1,271
24,689	4,015	1,762	3,608	4,927	2,856
29,807	9,977	2,568	9,641	9,625	2,628
Promedio de error			3,312	Promedio de error	1,472

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Una vez que ya se conoce el parámetro beta igual a dos, con ayuda de la función solver perteneciente del software Excel, se aplica esta función al promedio del error de la raíz media cuadrática, esto se realiza con el objetivo de hallar la variable alfa el cual minimiza el error, dando como resultado un valor estimado de $2,891*10^{-3}$.

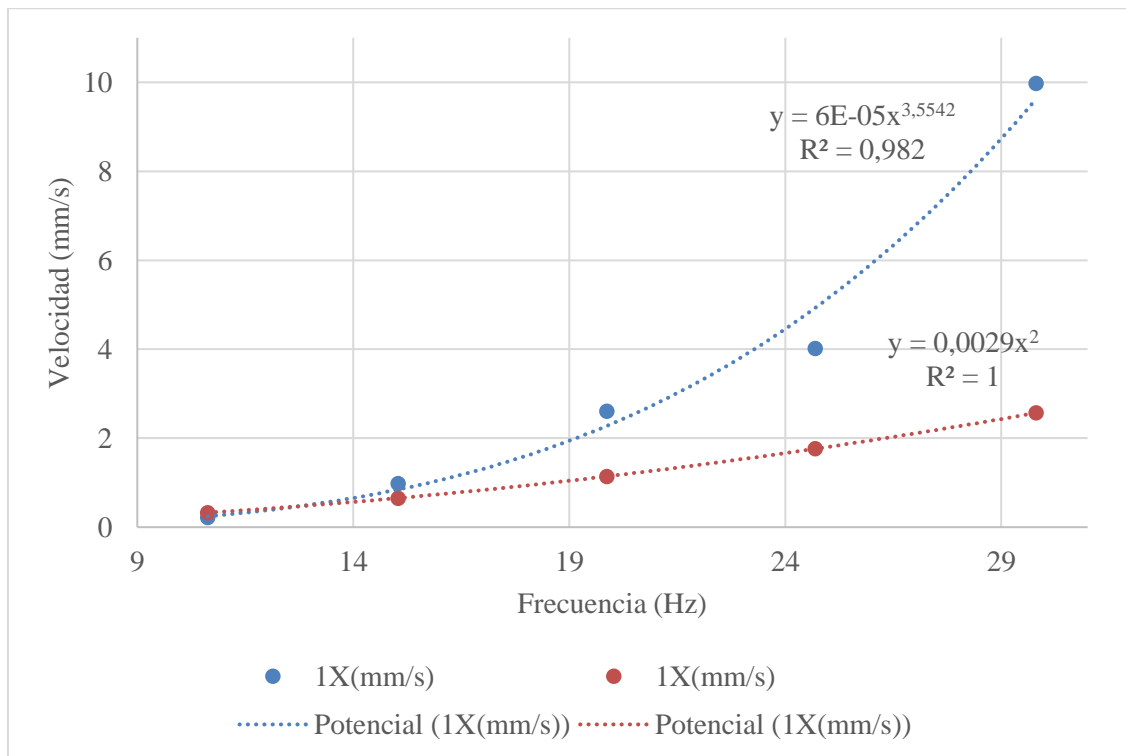


Gráfico 4-4: Diagrama de la velocidad en función de la frecuencia con el error

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Interpretación: De acuerdo con los datos analizados con una masa constante de desbalanceo se pudo constatar que la velocidad de vibración no aumenta con el cuadrado de la frecuencia, esto es debido a que el error de las dos funciones potenciales analizadas es un valor aproximado del 50% del uno con respecto al otro.

4.3.6 Análisis de la fuerza de desbalanceo

Para realizar el análisis de la fuerza del desbalanceo es primordial conocer que masa expresada en kilogramos actúa en el funcionamiento del sistema, con este dato y la frecuencia a la que opera el mismo se conocerá la fuerza de desbalanceo que provoca anomalías e incrementos de la amplitud en el armónico fundamental de este modo de falla.

Tabla 8-4: Fuerza de desbalanceo del plano vertical

Variable	Sin pernos	Perno 1	Perno 2	Perno 3	Perno 4
Masa de desbalanceo [kg]	0,000	0,021	0,025	0,028	0,031
Frecuencia de rotación (1X)	29,865	29,785	29,810	29,814	29,807
Velocidad angular (w)	187,647	187,145	187,302	187,327	187,283
Aceleración centrífuga	2640,864	2626,735	2631,146	2631,852	2630,616
Fuerza de desbalanceo[N]	0,000	56,212	64,726	72,376	82,601

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

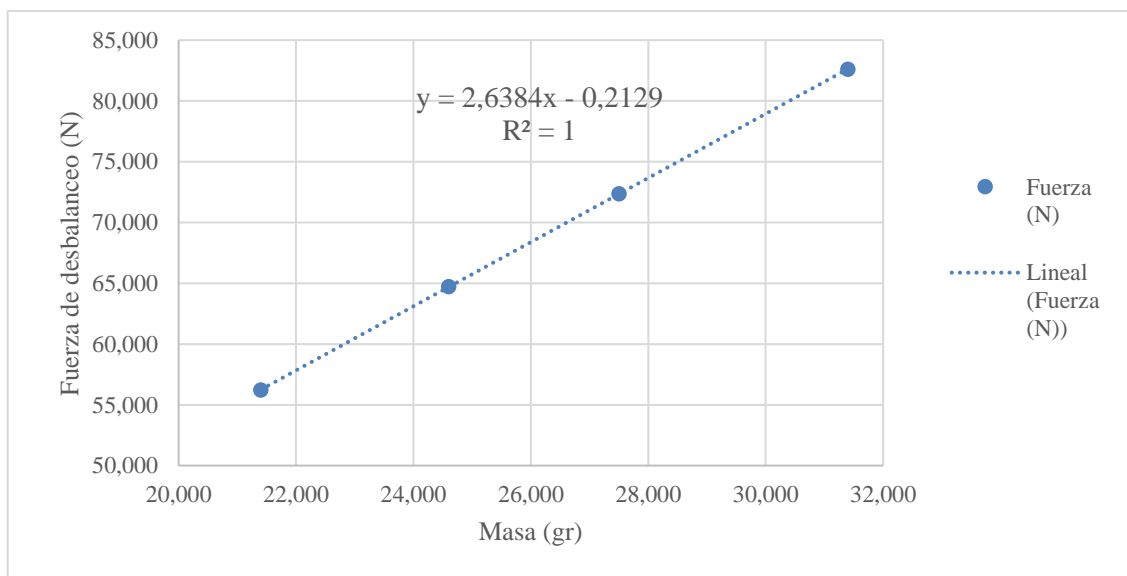


Gráfico 5-4: Diagrama de la fuerza de desbalanceo en función de la masa

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Interpretación: En base a las diferentes masas de prueba empleadas en un solo disco de desbalanceo se determinó que la masa de prueba es directamente proporcional a la fuerza de desbalanceo ya que es el producto de la masa por velocidad angular al cuadrado y por el radio, el mismo se verá involucrado cuando la fuerza crezca o disminuya ya que si la masa, el radio del disco o la velocidad angular crece la fuerza tendrá un incremento en su valor total.

Tabla 9-4: Fuerza de desbalanceo en función de la frecuencia del plano vertical

Variable	Velocidad 1	Velocidad 2	Velocidad 3	Velocidad 4	Velocidad 5
Masa de desbalanceo [kg] Constante	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031
Frecuencia de rotación (1X)	10,627	15,034	19,870	24,689	29,807
Velocidad Angular (w)	66,771	94,461	124,847	155,126	187,283
Aceleración centrífuga	334,382	669,222	1169,006	1804,796	2630,616
Fuerza de desbalanceo[N]	10,500	21,014	36,707	56,671	82,601

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

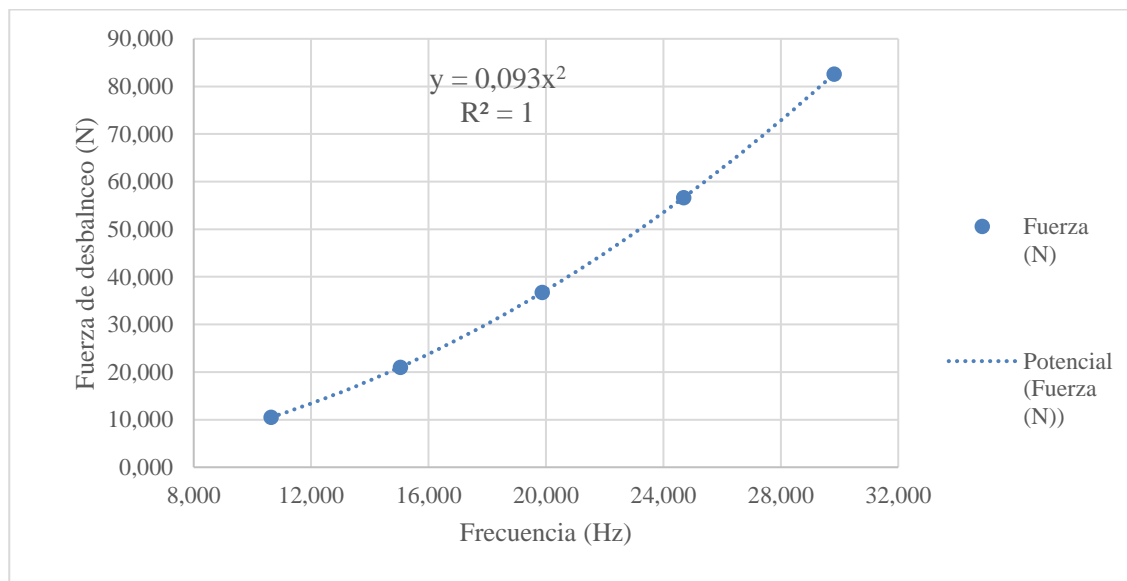


Gráfico 6-4: Diagrama de la fuerza de desbalanceo vs la frecuencia del plano vertical

Fuente: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Interpretación: De acuerdo con los datos obtenidos en el gráfico se puede constatar que como en el caso anterior la frecuencia es directamente proporcional a la fuerza de desbalanceo, esto se debe a que la frecuencia de rotación es un dato primordial para conocer la velocidad angular y la misma es empleada para encontrar dicha fuerza que es provocada por las masas en los discos de desbalanceo

4.4 Determinación del tipo de desbalanceo mediante ángulos de fase

Para determinar el tipo de desbalanceo al que está sometido el módulo es necesario conocer los ángulos de fase al que está operando el sistema en tiempo real, para ello se requiere del fototacómetro para verificar las revoluciones y el ángulo de fase de los vectores que se obtienen mediante el acelerómetro, esto dependerá del número de apoyos.

4.4.1 Vectores de desbalanceo estático en un plano

Los vectores de desbalanceo estático los más fáciles de identificar, ya que este tipo de falla solamente opera en un plano a masa de desbalanceo constante. Para identificar los vectores de desbalanceo estático en un plano, se necesita colocar una masa constante en el disco que esta junto al apoyo uno, y colocar los acelerómetros dependiendo de la dirección del punto de medición verificando el giro del motor. Se analiza los vectores de desplazamiento y velocidad del apoyo uno y dos en la dirección vertical con ayuda del software Maintraq Viewer como se muestra en las siguientes figuras:

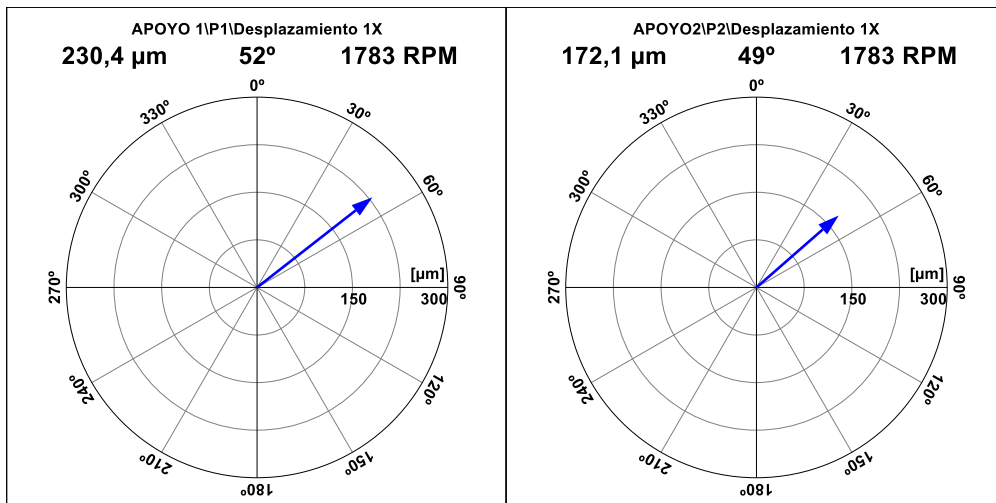


Figura 9-4: Vectores de desplazamiento en dirección vertical del desbalanceo estático

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

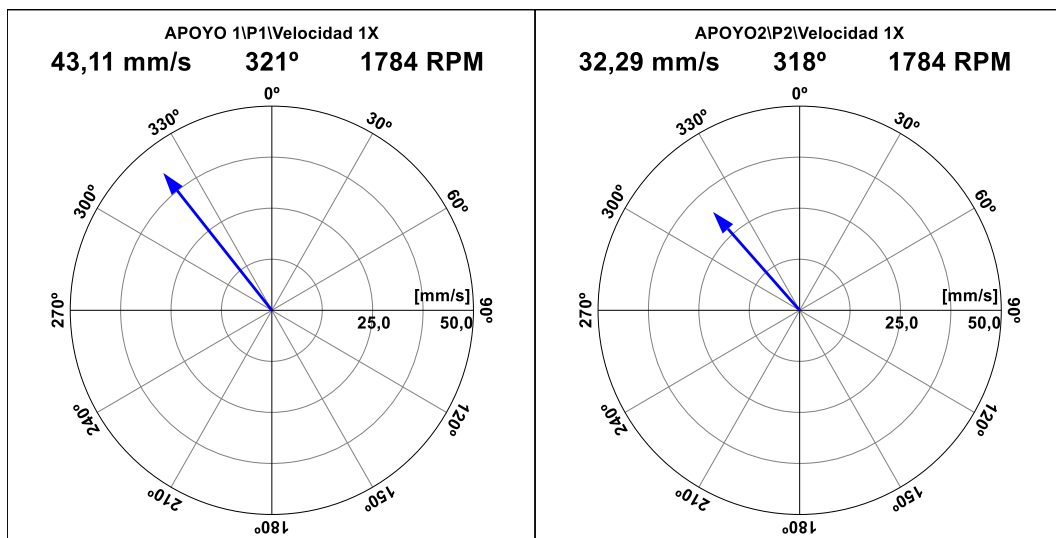


Figura 10-4: Vectores de velocidad en dirección vertical del desbalanceo estático

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

De la misma manera se analiza los vectores de desplazamiento y velocidad del apoyo uno y dos en la dirección horizontal con ayuda del software Maintraq Viewer como se muestra en las siguientes figuras:

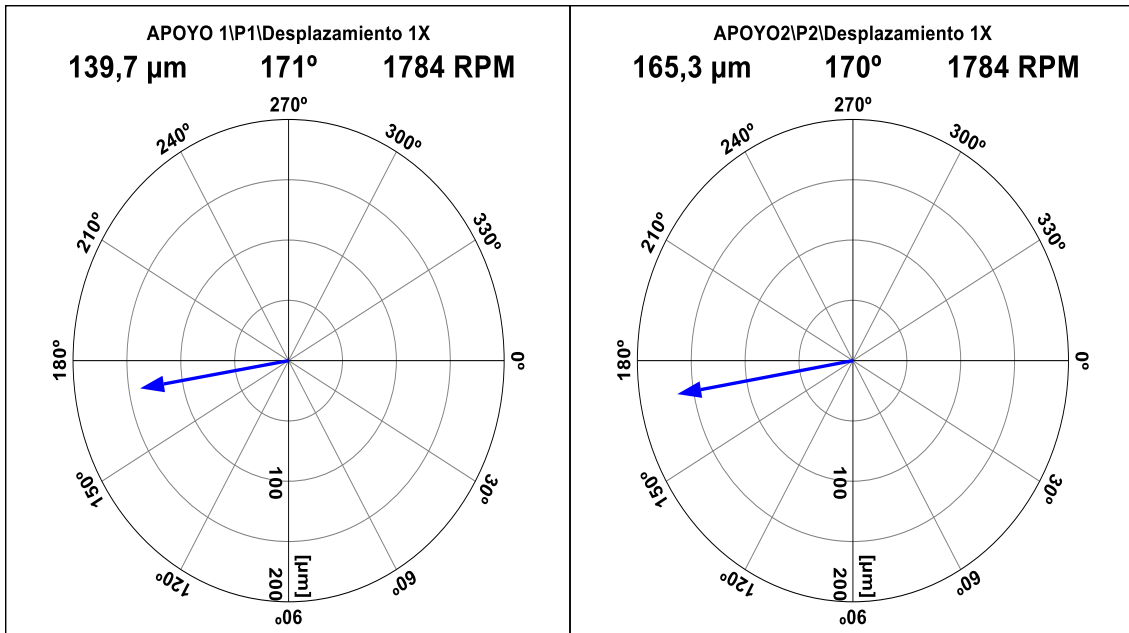


Figura 11-4: Vectores de desplazamiento en dirección horizontal del desbalanceo estático

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

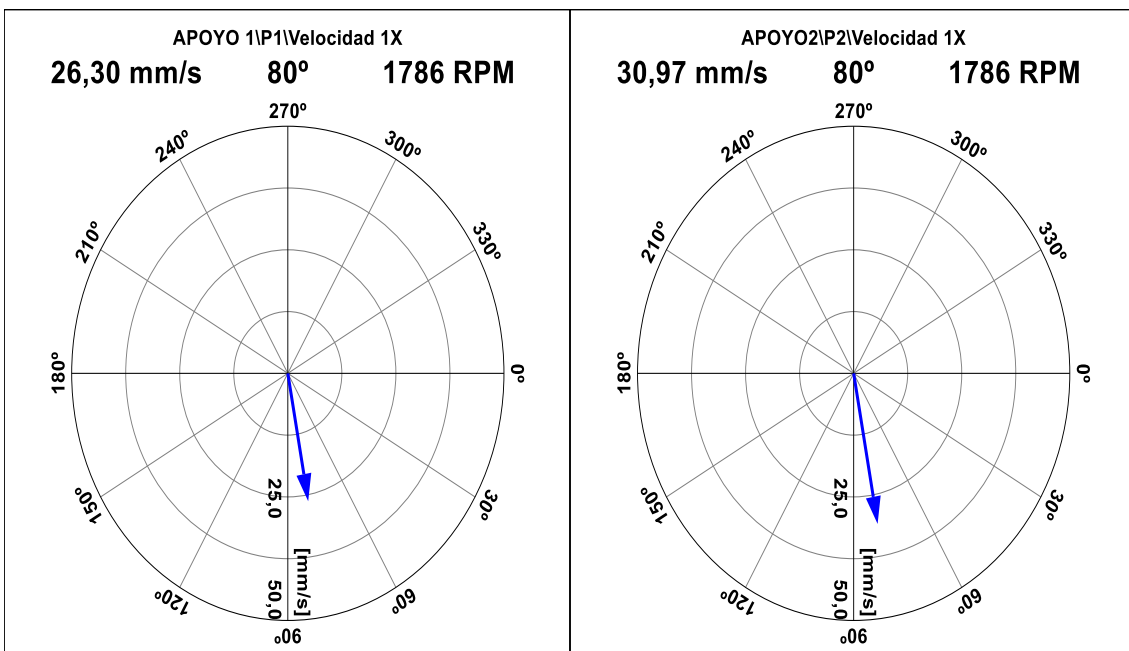


Figura 12-4: Vectores de velocidad en dirección horizontal del desbalanceo estático

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.4.2 Vectores de desbalanceo estático en dos planos

Para identificar los vectores de desbalanceo estático en dos planos, se requiere colocar una masa constante en el disco que está junto al apoyo uno y de la misma manera colocar otra masa en el disco que está junto al apoyo dos, cabe mencionar que estas masas deben estar ubicadas paralelamente una respecto a la otra para de esta manera colocar los acelerómetros dependiendo de la dirección del punto de medición verificando el giro del motor. Se analiza los vectores de desplazamiento y velocidad del apoyo uno y dos en la dirección vertical con ayuda del software Maintraq Viewer como se muestra en las siguientes figuras:

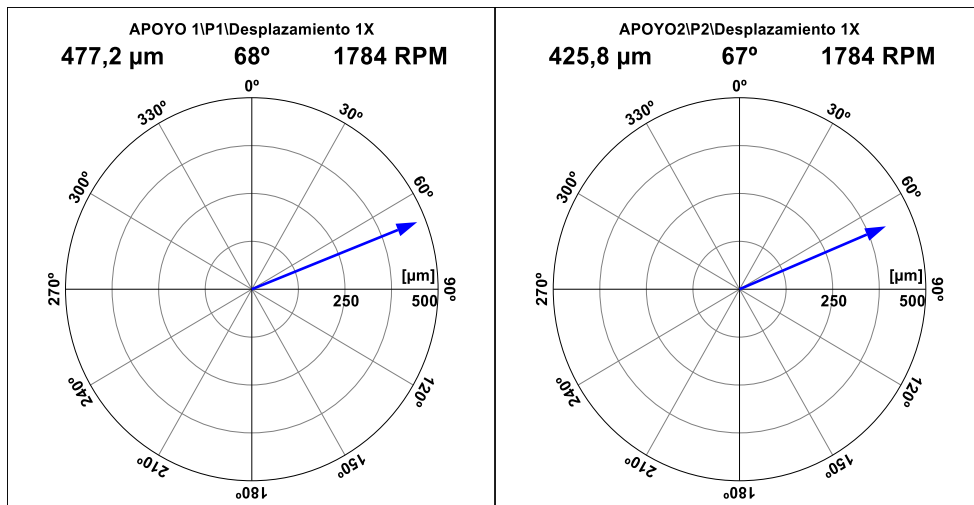


Figura 13-4: Vectores de desplazamiento del desbalanceo estático en 2 planos

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

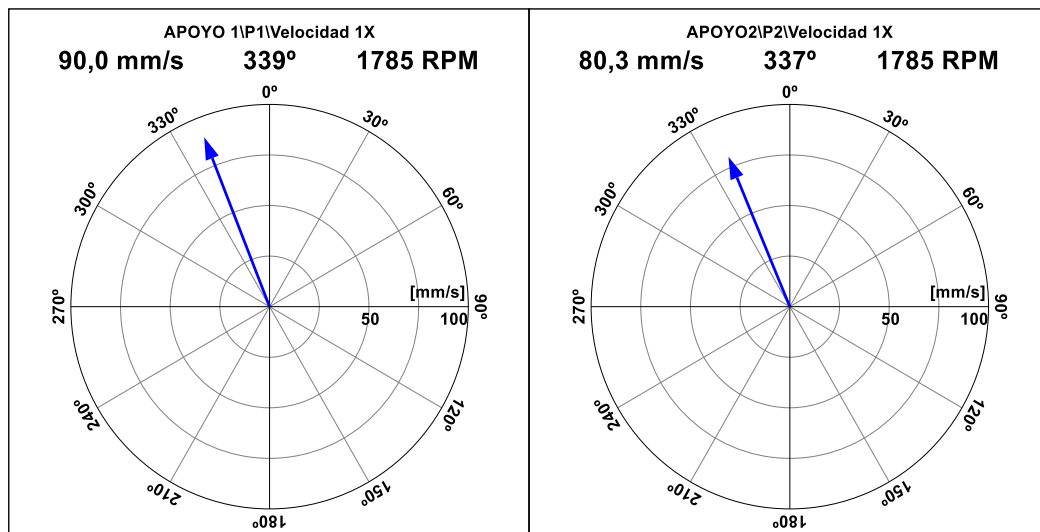


Figura 14-4: Vectores de velocidad del desbalanceo estático en 2 planos

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

De la misma manera se analiza los vectores de desplazamiento y velocidad del apoyo uno y dos en la dirección horizontal con ayuda del software Maintraq Viewer como se muestra en las siguientes figuras:

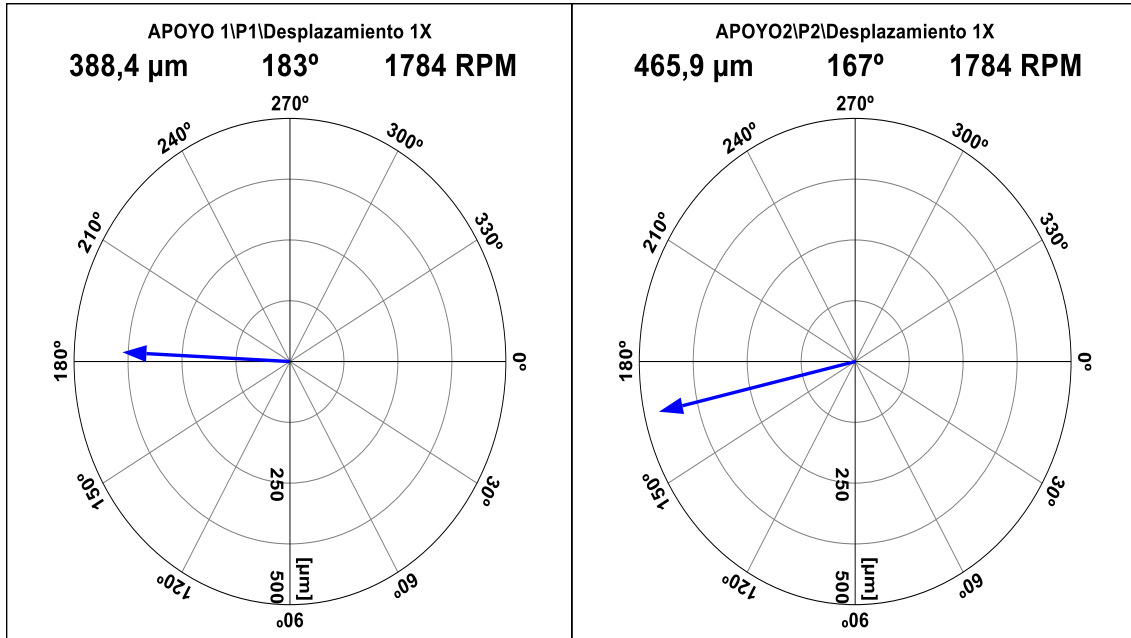


Figura 15-4: Vectores de desplazamiento del desbalanceo estático en 2 planos

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

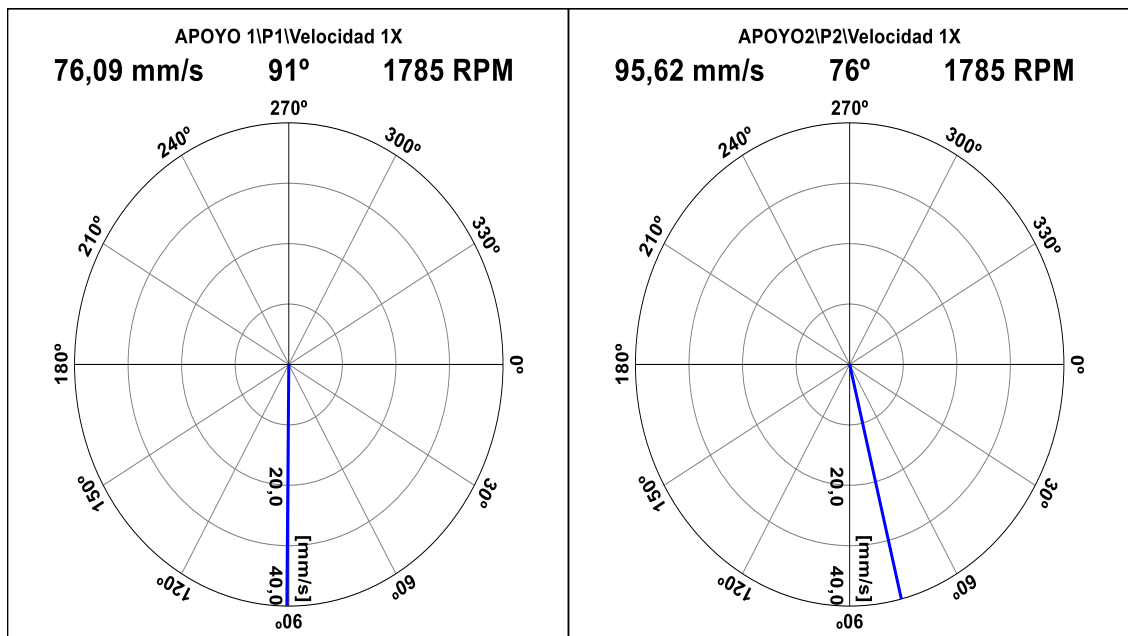


Figura 16-4: Vectores de velocidad del desbalanceo estático en 2 planos

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.4.3 Vectores de desbalanceo tipo par

Para identificar los vectores de desbalanceo tipo par, se necesita colocar una masa constante en el disco que esta junto al apoyo uno y de la misma manera una masa en el disco que esta junto al apoyo dos, con la condición de que estas masas tengan el mismo valor en gramos y estén desplazadas a 180° con respecto del primer disco que esta junto al apoyo uno para así colocar los acelerómetros dependiendo de la dirección del punto de medición verificando el giro del motor. Se analiza los vectores de desplazamiento y velocidad del apoyo uno y dos en la dirección vertical con ayuda del software Maintraq Viewer como se muestra en las siguientes figuras.

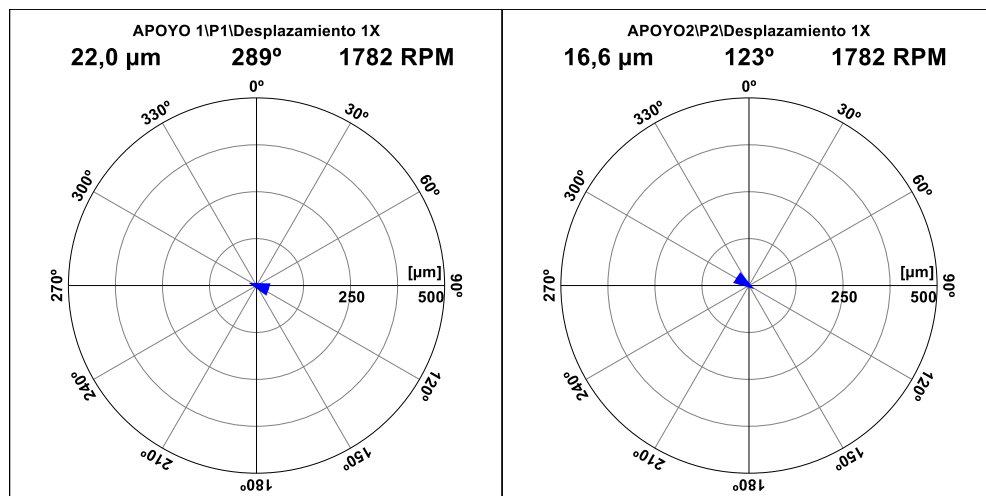


Figura 17-4: Vectores de desplazamiento en dirección vertical del desbalanceo par

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

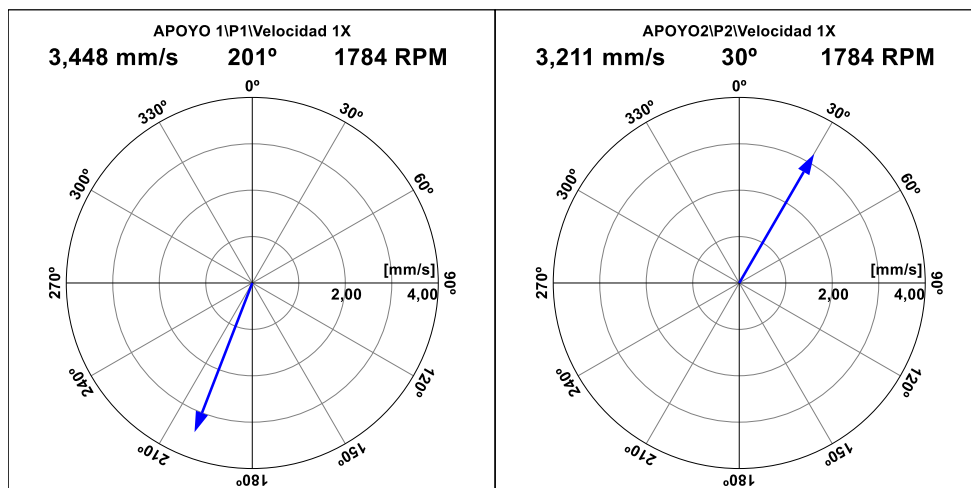


Figura 18-4: Vectores de velocidad en dirección vertical del desbalanceo par

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

De la misma manera se analiza los vectores de desplazamiento y velocidad del apoyo uno y dos en la dirección horizontal con ayuda del software Maintraq Viewer como se muestra en las siguientes figuras:

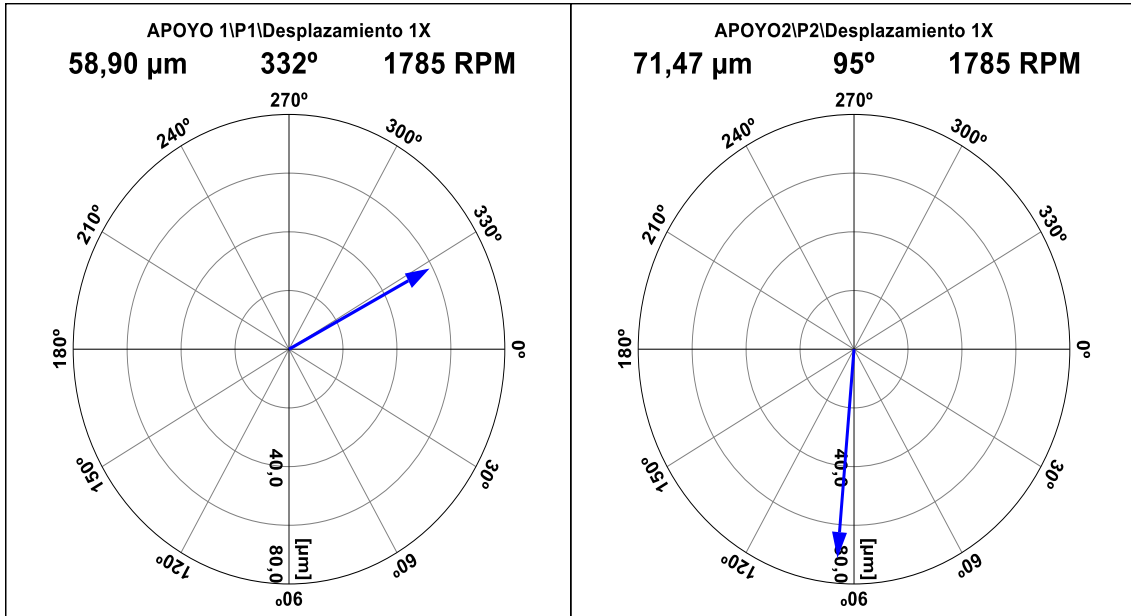


Figura 19-4: Vectores de desplazamiento en dirección horizontal del desbalanceo par

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

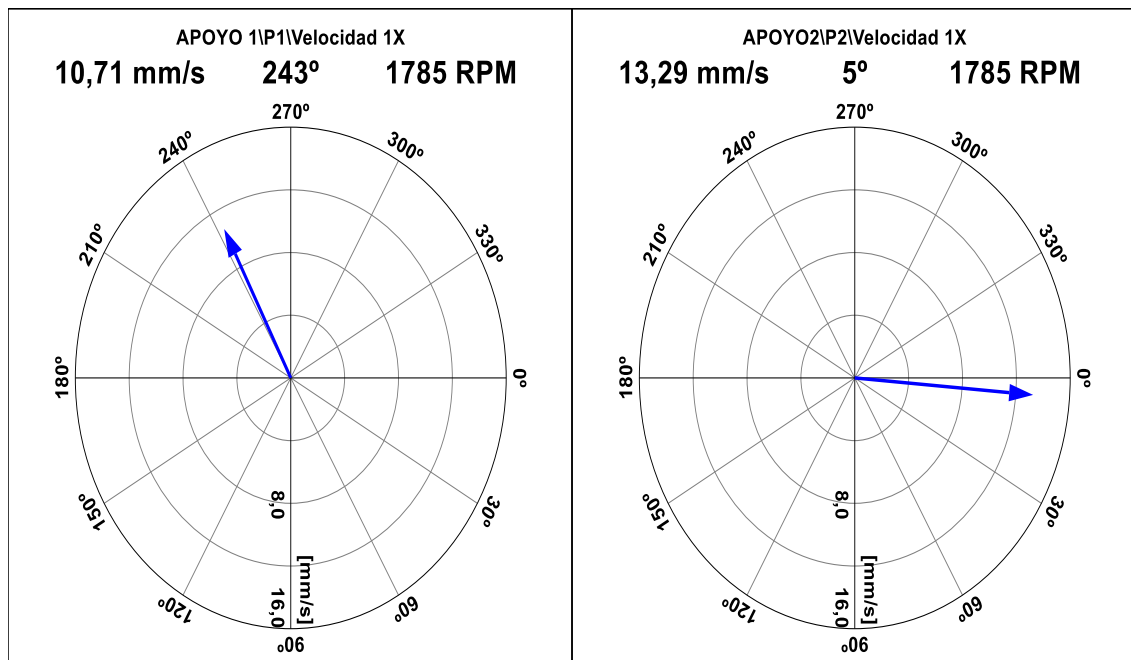


Figura 20-4: Vectores de velocidad en dirección horizontal del desbalanceo par

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.4.4 Vectores de desbalanceo dinámico

El desbalanceo dinámico se puede diferenciar notoriamente del desbalanceo tipo par, ya que la masa de desbalanceo colocada en un plano son desfasadas a un determinado ángulo con respecto al otro plano y el resultado de la medición en los dos planos es diferente. Para identificar los vectores de desbalanceo dinámico, se necesita colocar dos masas en el disco que esta junto al apoyo uno, las mismas que estarán desfasadas 90° una respecto a la otra, de la misma manera se coloca dos masas de diferente valor (g) en el disco que esta junto al apoyo dos, las mismas que se colocan a 180° con respecto del primer disco que esta junto al apoyo uno, posteriormente colocar los acelerómetros dependiendo de la dirección del punto de medición verificando el giro del motor.

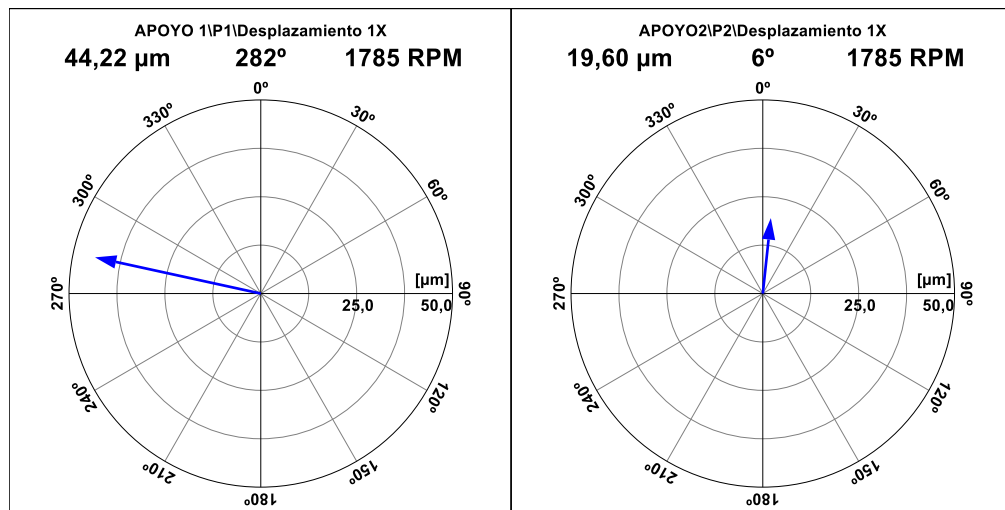


Figura 21-4: Vectores de desplazamiento en dirección vertical desbalanceo dinámico

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

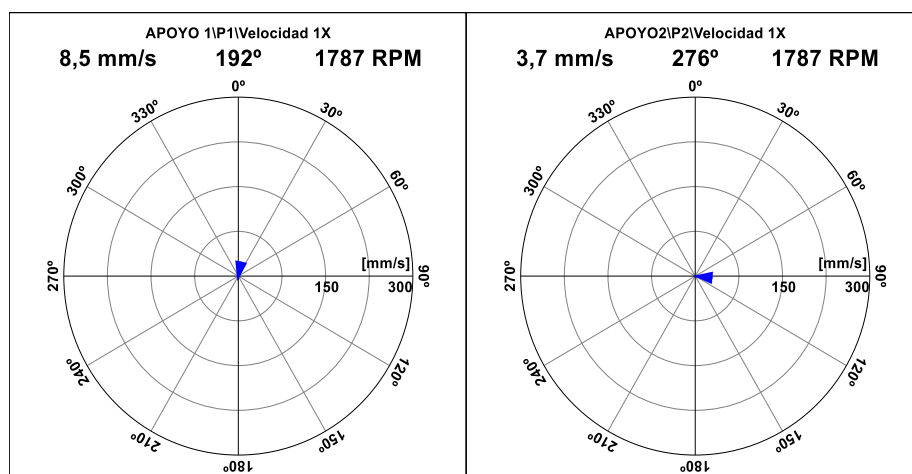


Figura 22-4: Vectores de velocidad en dirección vertical desbalanceo dinámico

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

De la misma manera se analiza los vectores de desplazamiento y velocidad del apoyo uno y dos en la dirección horizontal con ayuda del software Maintraq Viewer como se muestra en las siguientes figuras:

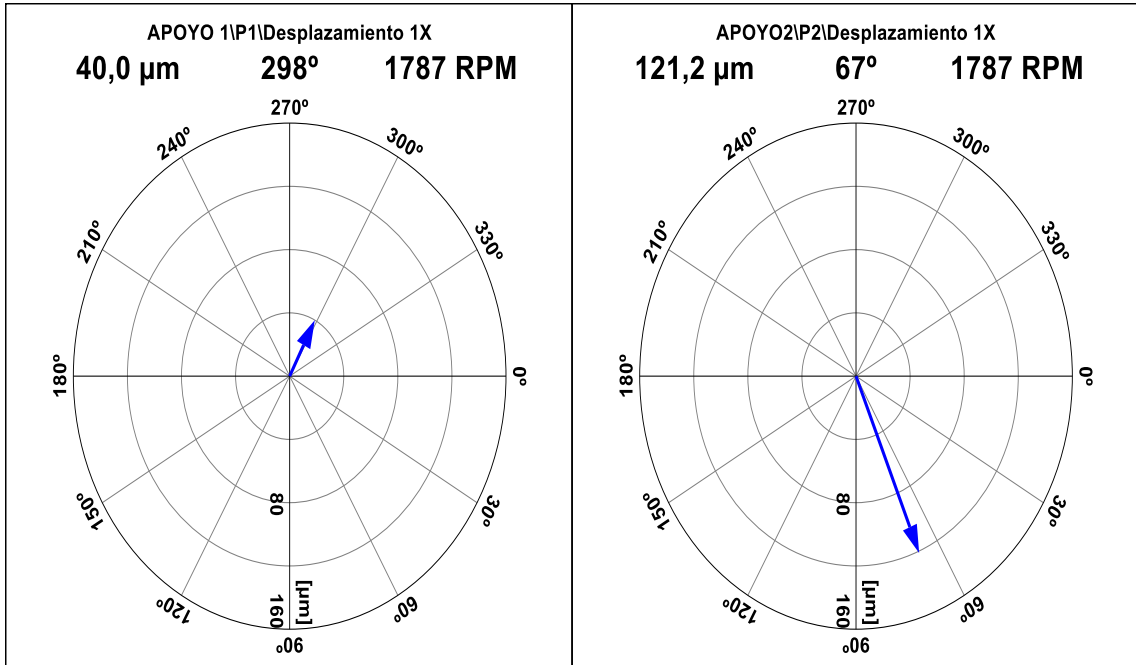


Figura 23-4: Vectores de desplazamiento en dirección horizontal desbalanceo dinámico

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

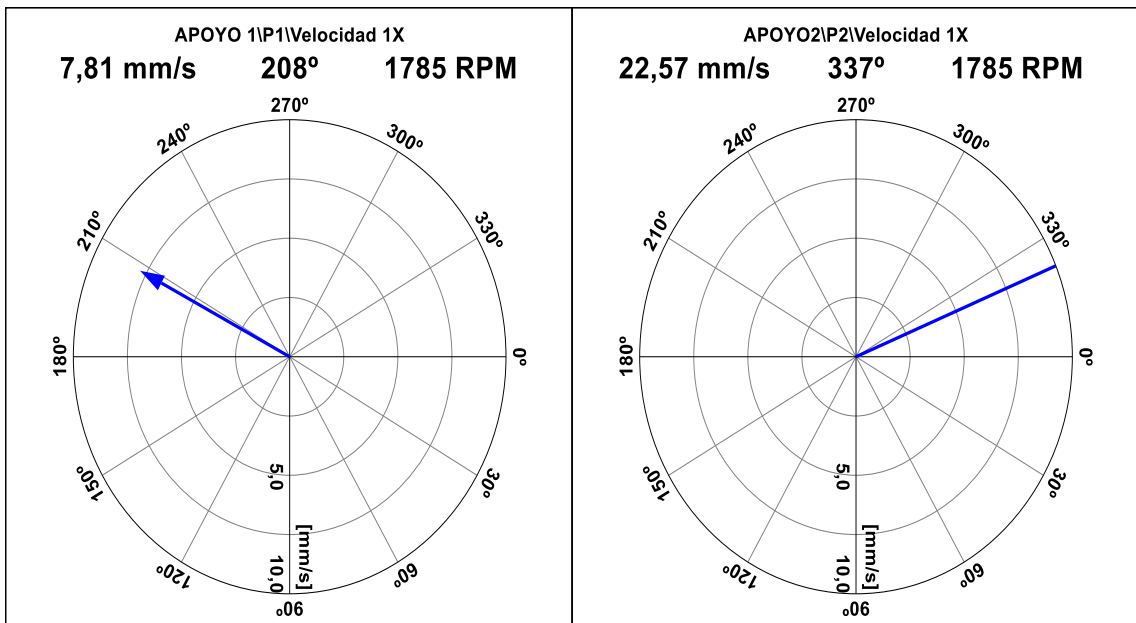


Figura 24-4: Vectores de velocidad en dirección horizontal desbalanceo dinámico

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

4.4.5 Ángulos de fase

A continuación, se realiza la respectiva diferencia entre fases obtenidas del vector uno (plano uno) y vector dos (plano 2), para así obtener el ángulo de fase característico de cada tipo de desbalanceo en la dirección vertical y horizontal en las variables de desplazamiento y velocidad como se muestra en las siguientes tablas:

Tabla 10-4: Ángulos de fase de desplazamiento en dirección vertical

Tipos de desbalanceo	Fase del vector 1	Fase del vector 2	Diferencia entre fases
Estático en un plano	52°	49°	3°
Estático en dos planos (apoyo, lados, acople y libre)	68°	67°	1°
Tipo par (apoyo, lados, acople y libre)	289°	123°	166°
Dinámico (apoyo, lados, acople y libre)	282°	6°	276°

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 11-4: Ángulos de fase de velocidad en dirección vertical

Tipos de desbalanceo	Fase del vector 1	Fase del vector 2	Diferencia entre fases
Estático en un plano	321°	318°	3°
Estático en dos planos (apoyo, lados, acople y libre)	339°	337°	2°
Tipo par (apoyo, lados, acople y libre)	201°	30°	171°
Dinámico (apoyo, lados, acople y libre)	192°	276°	84°

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 12-4: Ángulos de fase de desplazamiento en dirección horizontal

Tipos de desbalanceo	Fase del vector 1	Fase del vector 2	Diferencia entre fases
Estático en un plano	171°	170°	1°
Estático en dos planos (apoyo, lados, acople y libre)	183°	167°	16°
Tipo par (apoyo, lados, acople y libre)	332°	95°	237°
Dinámico (apoyo, lados, acople y libre)	298°	67°	231°

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Tabla 13-4: Ángulos de fase de velocidad en dirección horizontal

Tipos de desbalanceo	Fase del vector 1	Fase del vector 2	Diferencia entre fases
Estático en un plano	80°	80°	0°
Estático en dos planos (apoyo, lados, acople y libre)	91°	76°	15°
Tipo par (apoyo, lados, acople y libre)	243°	5°	238°
Dinámico (apoyo, lados, acople y libre)	208°	337°	129°

Realizado por: Arévalo, R.; Yumisaca, J., 2022

Interpretación:

Desbalanceo estático: Una vez tomado los ángulos de fase en los dos planos en las variables de desplazamiento y velocidad, tanto en la dirección vertical y horizontal, se realiza una diferencia de fases dando como resultado aproximadamente de 0° , es decir, que el desbalanceo estático se puede identificar mediante un ángulo de fase que tenga 0° con una tolerancia de $\pm 30^\circ$.

Desbalanceo tipo par: Como en el caso anterior se realiza una diferencia de fases, tanto en la dirección vertical y horizontal, dando como resultado aproximadamente de $160^\circ - 180^\circ$, es decir, que el desbalanceo tipo par se puede identificar mediante un ángulo de fase que tenga 180° con una tolerancia de $\pm 30^\circ$.

Desbalanceo dinámico: En este caso la diferencia de fases tendrá un resultado que sea diferente de 0° y 180° con una tolerancia de $\pm 30^\circ$.

4.5 Guía de laboratorio

La guía de laboratorio es un documento escrito donde se estructura de una manera meticulosa y ordenada los diferentes pasos que el estudiante debe seguir para lograr completar análisis, comparaciones que se deben llevar a cabo en la práctica de simulación vibracional de desbalanceo. La respectiva guía de laboratorio se encuentra en el ANEXO A.

CONCLUSIONES

Se investigó los diferentes modos de falla que están relacionados con el desbalanceo que producen varios efectos que no se pueden detectar a simple vista, los cuales indican un porcentaje considerable en daños producidos al equipo y que están ligados directamente con las vibraciones producidas por el desbalanceo.

Se determinó la fuerza total que provoca el desbalanceo en relación con la masa aplicada en los diferentes planos del módulo de simulación vibracional, esto se logró con ayuda de las propiedades físicas analizadas del material ligero empleada en la elaboración del disco.

Se logró construir el módulo de simulación vibracional del desbalanceo con un material bajo en carbono que posee características mecánicas como la resistencia a la fluencia que ayudan a la estabilidad total del sistema, contribuyendo en gran medida la toma de datos exactos evitando errores por desestabilidad que pueden ser provocados por un material no adecuado en la construcción del sistema.

Se verificó que el armónico fundamental 1X siempre predominará en relación con los demás armónicos, aun así, variando la masa de desbalanceo a diferentes frecuencias de rotación, por lo que analizar la diferencia de ángulos de fase es muy importante ya que esto nos indicara que tipo de desbalanceo se presenta al momento de realizar los diferentes ensayos.

Se desarrolló el manual de operación, plan de mantenimiento, guía de laboratorio donde el estudiante y/o docente puede operar correctamente y realizar el debido mantenimiento con las respectivas frecuencias, tiempos para cada actividad de mantenimiento preventivo sin correr ningún riesgo de accidente, de la misma manera el estudiante puede reforzar sus conocimientos teóricos y prácticos con los documentos establecidos.

En base al análisis realizado se comprobó que a masa constante con un valor de 31,40 gramos las amplitudes en el espectro de velocidad también varían dependiendo de la frecuencia de rotación ya que los valores comprendidos son desde 0,22 mm/s hasta 9,97 mm/s dando como resultado una ecuación de tipo potencial en el cual se puede evidenciar el incremento de la amplitud 1X. Se comprobó que la fuerza centrífuga del desbalanceo se incrementa de manera lineal cuando se varía la masa con un valor de 21,40 hasta 31,40 gramos, dando como resultado una fuerza de 56,21 hasta 82,60 newtons respectivamente, ya que la fuerza es directamente proporcional a la masa de desbalanceo.

RECOMENDACIONES

Verificar que los módulos que conforman el rotor kit estén bien anclados a la mesa de trabajo, para que al momento de realizar la prueba de desbalanceo, para evitar la toma de datos erróneos que puedan influir en el análisis espectral del mismo.

Comprobar que el analizador de vibraciones (VIBRACHECK 200 ABG), esté familiarizado y sea compatible con el sistema operativo en el cual se está realizando la descarga y transmisión de datos.

Al momento de montar las masas de prueba en los platos o discos de desbalanceo verificar que sus orificios coincidan paralela y concéntricamente, para así tener un desfase angular preciso de la masa utilizada con la simulación de desbalanceo.

Alinear el eje conducido y conductor del módulo de desbalanceo antes de realizar cualquier prueba en el mismo.

Al momento de conectar los diferentes instrumentos de medida en el VIBRACHECK, no forzar los cables que conectan los acelerómetros, ya que son muy sensibles y pueden averiarse, en el caso de que algún elemento o sensor no sea reconocido por el analizador de vibraciones en el ordenador, verificar la continuidad de los cables de transmisión de datos con ayuda de un multímetro.

Se recomienda analizar todos los datos recolectados en el plano vertical, ya que en este punto es donde se puede visualizar de una mejor manera el comportamiento del armónico fundamental cuando se varía la masa y la frecuencia.

Se debe realizar guardas de seguridad elaboradas con material de policarbonato en los módulos del rotor kit, para resguardar la integridad física de los estudiantes y docentes que operan con estos bancos de simulación.

BIBLIOGRAFÍA

BUDYNAS, R. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [en línea]. 10. México: McGraw-Hill, 2014. [Consulta : 20 junio 2021]. Disponible en: https://books.google.com.ec/books?id=Bs7PngEACAAJ&dq=shigley&hl=es419&sa=X&redir_esc=y

BURGOS, S., & ZURITA, V. "Designing and Development of a Dynamic Vibration Balancing Machine for Industrial Applications". *Investigacion & Desarrollo* [en línea], 2019, (Bolivia) 19(1), pp. 73-93. [Consulta: 20 junio 2021]. ISSN 1814-6333. Disponible en: <https://doi.org/10.23881/idupbo.019.1-5i>

CARDONA, L., & MONTOYA, J. *Diseño Y Montaje De Un Banco De Pruebas Para Ensayos De Velocidad Crítica Y Desbalance (Trabajo de titulación) (Ingeniería)*. [en línea] Universidad Autónoma de Occidente, Facultad de Ingeniería, Departamento de Energética y Mecánica. Santiago de Cali, Colombia. 2014. [Consulta: 21 mayo 2021]. Disponible en: <https://red.uao.edu.co/bitstream/handle/10614/6901/T05039.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

CHICAIZA, V., & CUY, O. *Diseño y construcción de una máquina para balanceo dinámico de rotores hasta 250 kg en la empresa NDT-PDM Ecuador (Trabajo de titulación) (Ingeniería)*. [en línea] Universidad Técnica de Cotopaxi, Cotopaxi, Ecuador. 2018. [Consulta: 21 mayo 2021]. Disponible en: <http://repositorio.utc.edu.ec/handle/27000/4311%0A>

CRUZ, L. *Diseño e implementación de una balanceadora dinámica para turbocompresores para la empresa Mecanelectric (Trabajo de titulación) (Ingeniería)*. [en línea] Universidad Técnica De Cotopaxi, Cotopaxi, Ecuador. 2019. [Consulta: 21 mayo 2021]. Disponible en: <http://repositorio.utc.edu.ec/handle/27000/5467>

DELGADO, Paulo; et al. "Methodology for fault detection in induction motors via sound and vibration signals". *Mechanical Systems and Signal Processing* [en línea], 2017, 83, pp. 568-589. [Consulta: 20 junio 2021]. ISSN 1096-1216. Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.06.032>

ESPINOZA, I. "Análisis de los esfuerzos flexionantes y torsionales máximos en un eje para transmisión de potencia". *Ingenio y Conciencia Boletín Científico de la Escuela Superior de Cd. Sahagún* [en línea], 2019, 6(12), pp. 74-79. [Consulta: 20 junio 2021]. ISSN 2007-784x.

Disponible en: <https://repository.uaeh.edu.mx/revistas/index.php/sahagun/article/view/4022>.

FERNÁNDEZ, D. Purificación de ciclohexanona obtenida en la oxidación de ciclohexano para la fabricación de caprolactama (Trabajo de titulación) (Doctoral). [en línea] Universidad Complutense de Madrid, Facultad de Ciencias Químicas, Madrid, España. 2017. [Consulta: 20 junio 2021]. Disponible en: <https://eprints.ucm.es/id/eprint/45606/1/T39418.pdf#page=48>

GONZÁLEZ, H., & CARDONA, J. "Diseño de un banco de pruebas de desalineamiento y desbalanceo mecánico". *Cientia Et Technica* [en línea], 2005, 11(28), pp. 101-106. [Consulta: 20 junio 2021]. ISSN 0122-1701. Disponible en: <https://doi.org/10.22517/23447214.6827>

GUADALUPE, D., & GARCÍA, A., 2017. "Deteccion de falla de desbalance mecánico en motores de induccion por medio de sonido". *Jóvenes en la ciencia* [en línea], 2017, (México) 2(1), pp. 1960-1962. [Consulta: 21 junio 2021]. ISSN 2395-9797. Disponible en: <https://www.jovenesenlaciencia.ugto.mx/index.php/jovenesenlaciencia/article/view/1334>.

GUNTER. Análisis de balanceo de máquinas en tándem conectados con al menos un cople y validación experimental (Trabajo de titulación) (Maestría). [en línea] Instituto Politécnico Nacional, México. 2009. [Consulta: 20 junio 2021]. Disponible en: <http://tesis.ipn.mx/handle/123456789/7932>.

ÍÑIGUEZ, F., & TASIPANTA, E. Desarrollo de una balanceadora electrónica para rotores de motores eléctricos para la empresa SIPROELECTRIK S.A (Trabajo de titulación) (Ingeniería). [en línea] Univerisidad Politécnica Salesiana, Quito, Ecuador. 2019. [Consulta: 20 junio 2021]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/17645>

IREN, E., & CIVI, C. "The effect of welding on reliability of mechanical properties of AISI 1020 and AISI 6150 steel materials". *Revista de Metalurgia* [en línea], 2021, 57(1), pp. 1-11. [Consulta: 20 junio 2021]. ISSN 1988-4222. Disponible en: <https://revistademetalurgia.revistas.csic.es/index.php/revistademetalurgia/article/view/1503>

ISO 1940-1. *Mechanical vibration — Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state — Part 1: Specification and verification of balance tolerances*

ISO 20816-1. *Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration — Part 1: General guidelines*

ISO 21940-1. *Mechanical vibration — Rotor balancing — Part 1: Introduction*

LÉMOLI, M. *¿Cómo afecta el desbalanceo en la confiabilidad de una máquina rotante?* [blog]. 2015. [Consulta: 3 julio 2021]. Disponible en: <https://predictiva21.com/como-afecta-desbalanceo-confiabilidad-maquina-rotante/>

LIU, Hongxi; et al. "Caracterización De Nitruros En Un Acero Aisi 1010". *International Journal of Fatigue* [en línea], 2015, (México) pp. 1-12. [Consulta: 20 junio 2021]. ISSN 0142-1123. Disponible en: https://inis.iaea.org/collection/NCLCollectionStore/_Public/32/032/32032411.pdf

LIZARAZO, Jhon; et al. "System of Acquisition of Data for Analysis of Debalance in". *Revista Colombiana de Tecnologías de Avanzada* [en línea], 2017, (Colombia) 1(31), pp. 89-95. [Consulta: 20 junio 2021]. ISSN 1692-7257. Disponible en: http://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portallG/home_40/recursos/05_v31_35/revista_31/documentos_revistas/26062018/12-31.pdf

LOVEJOY. *Lovejoy Coupling Solutions* [en línea]. 2015. [Consulta: 21 junio 2021]. Disponible en: <https://www.lovejoy-inc.com/wp-content/uploads/2017/11/Jaw2010catalog.pdf>

MONTENEGRO, S. Análisis de órbita como técnica de diagnóstico en Rotor Machinery Fault Simulator – Magnum (Trabajo de titulación) (Ingeniería). [en línea] Universidad del Bío-Bío, Facultad de Ingeniería, Concepción, Chile. 2015. [Consulta: 20 junio 2021]. Disponible en: <http://repopib.ubiobio.cl/jspui/handle/123456789/2256>

MONTERO, F. Alineamiento y balanceo mediante el análisis de señales vibratorias (Trabajo de titulación) (Ingeniería). [en línea] Universidad del Bío-Bío, Facultad de Ingeniería, Concepción, Chile. 2013. [Consulta: 20 junio 2021]. Disponible en: http://repopib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/2101/1/Melo_Bahamondes_Maria.pdf

NTN. *Chumaceras* [en línea]. Tokyo: 2011. [Consulta: 22 junio 2021]. Disponible en: <http://www.ntn.co.jp>

PADILLA, M., & PILA, C. Diseño y construcción de una máquina balanceadora automática de rotores eléctricos controlada por computador para la empresa “ELECTRO INDUSTRIAL” (Trabajo de titulación) (Ingeniería). [en línea] Escuela Politécnica del Ejército Sede Latacunga, Latacunga, Cotopaxi, Ecuador. 2009. [Consulta: 22 junio 2021]. Disponible en:

<https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/3435/1/T-ESPEL-0602.pdf>

PALOMINO, E. *Elementos de Medición y análisis de vibraciones de Máquinas Rotatorias* [en línea]. Habana-Cuba: Centro de estudios en Ingeniería de Mantenimiento, 2012. [Consulta: 22 junio 2021]. Disponible en: https://www.academia.edu/35718850/Elementos_de_Medici%C3%B3n_y_An%C3%A1lisis_de_Vibraciones_en_M%C3%A1quinas_Rotatorias

PDM INGENIERIA. *Análisis de Vibraciones.* [blog]. 2016. [Consulta: 28 junio 2021]. Disponible en: <https://pdmingenieria.com/analisis-de-vibraciones/>

PRIETO, M. *Vibraciones de Máquinas Rotativas; Análisis de Órdenes (Trabajo de titulación) (Ingeniería).* [en línea] Universidad de Sevilla, España. 2017. [Consulta: 22 junio 2021]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/11441/69428>

REYNOSO, Alfonso; et al. "Método de Balanceo de Rotores Rígidos con Datos de Vibración Pulsante". *Ingeniería Mecánica. Tecnología y Desarrollo* [en línea], 2008, (México) 3(1), pp. 21-28. [Consulta: 22 junio 2021]. ISSN 1665-7381. Disponible en: <http://www.scielo.org.mx/pdf/imtd/v3n1/v3n1a5.pdf>

SÁNCHEZ, Acevedo; et al. "Metodología para el balanceo de rotores empleando un analizador de vibraciones". *Revista UIS Ingenierías* [en línea], 2017, 17(2), pp. 291-308.[Consulta: 22 junio 2021]. ISSN 16574583. Disponible en: <https://doi.org/10.18273/revuin.v17n2-2018025>

SILVA, Alejandro; et al. "Instrumento virtual para diagnosticar y corregir desbalance de maquinaria rotativa". *Revista de Tecnología e Innovación* [en línea], 2016, 3(7), pp. 73-80. [Consulta: 22 junio 2021]. ISSN 2410-3493. Disponible en: https://ecorfan.org/bolivia/researchjournals/Tecnologia_e_innovacion/vol3num7/Revista_de_Tecnologia_e_Innovación_V3_N7_9.pdf

VÁZQUEZ, T. *Construcción, ensamble y puesta en marcha de un Disco de Balanceo Activo con aplicación a sistemas rotodinámicos (Trabajo de titulación) (Ingeniería).* [en línea] Tecnológico nacional de México, México. 2015. [Consulta: 22 junio 2021]. Disponible en: <http://repositorio.digital.tuxtla.tecnm.mx/xmlui/handle/123456789/1828>

WHITE, G. *Introducción al Análisis de Vibraciones* [en línea]. Woburn-USA: AzimaDLI, 2010. [Consulta: 20 mayo 2021]. Disponible en: <https://termogram.com/images/pdf/analisis->

vibraciones/introduccion-al-analisis-de-vibraciones-azima-dli.pdf

ANEXOS

ANEXO A: GUÍA DE LABORATORIO

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
VICERRECTORADO ACADÉMICO
DIRECCIÓN DE DESARROLLO ACADÉMICO**



FACULTAD: MECÁNICA

CARRERA: MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

**GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS,
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN DE
DIAGNÓSTICO TÉCNICO**

CÓDIGO DE LA ASIGNATURA MANIP45

**LUGAR DONDE SE REALIZA LA PRÁCTICA:
LABORATORIO DE DIAGNÓSTICO TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA**



Práctica No 04

DIAGNÓSTICO DEL DESBALANCEO

FECHA: aaaa-mm-dd (debe coincidir con la planificación de la asignatura)

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Analizar el comportamiento vibracional de un sistema desbalanceado mediante un analizador de vibraciones variando la masa y frecuencia de rotación del motor, con el fin de identificar los diferentes tipos de desbalanceo de manera asertiva.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Identificar el armónico fundamental de cada medición.

Comprobar el análisis espectral que el armónico predominante es el 1X.

Determinar el tipo de desbalanceo mediante la diferencia del ángulo de fase que existen en cada medición.

Calcular la fuerza del desbalanceo con las ecuaciones de movimiento curvilínea uniformemente variado.

2. INSTRUCCIONES

La práctica de laboratorio se desarrollará mediante el cumplimiento secuencial de los siguientes pasos:

2.1 Montar y asegurar el módulo de prueba en la mesa correspondiente.

2.2 Numerar tres pernos que tengan una masa de: 24,6 - 27,5 y 34,4 gramos respectivamente con marcador indeleble o permanente fino y pesarlos correctamente.



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS,
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN
ASIGNATURA DE DIAGNÓSTICO TÉCNICO



- 2.3 Crear la configuración del equipo en el software MAINTraQ Predictive y cargar la configuración en el analizador de vibraciones.
- 2.4 Colocar un perno con masa de 24,6 g en el disco que esta junto al apoyo en el lado del acople (Apoyo1) y verificar que el perno no choque con ningún componente del módulo de simulación al girar el eje del motor.
- 2.5 Colocar el acelerómetro del canal 1 en el apoyo en el lado del acople (Apoyo 1) en dirección vertical, del eje conducido.
- 2.6 Encender el motor y tomar la medida de vibración en la dirección vertical del apoyo de lado del acople (Apoyo 1), del eje conducido con una frecuencia de red de 20 Hz, después apagar el motor.
- 2.7 Guardar las mediciones de vibración en el computador mediante el cable de transmisión de datos el software MAINTraQ Predictive.
- 2.8 Repetir los pasos 3.6 y 3.7 con una frecuencia del variador de velocidades de 30, 40, 50, 60 Hz con el mismo perno.
- 2.9 Repetir los pasos 3.4, 3.5, 3.6, 3.7 y 3.8 con los pernos que tienen una masa de 27,5 y 31,4 g respectivamente.
- 2.10 Configurar el software MAINTraQ Viewer para los dos acelerómetros y fototacómetro, para grabar la onda de desplazamiento y velocidad, así como sus espectros y vectores, verificando la convención de ángulos.
- 2.11 Colocar un pedazo de cinta reflectora en el acople.
- 2.12 Colocar el fototacómetro en dirección a la cinta reflectora colocada en el acople, de preferencia a 180°.
- 2.13 Colocar dos pernos de igual masa uno al lado del otro en los agujeros roscados del disco lado del acople (Apoyo 1), con una frecuencia del variador de velocidades de 60 Hz constantes. (Desbalanceo estático en 1 plano)
- 2.14 Colocar el acelerómetro del canal 1 en el apoyo lado acople (Apoyo 1) en el plano vertical.
- 2.15 Colocar el acelerómetro del canal 2 en el apoyo lado libre (Apoyo 2) en el plano vertical.
- 2.16 Encender el motor, grabar las medidas de vibración y vectores, después apagar el motor.
- 2.17 Dejar los mismos pernos de igual masa uno al lado del otro en los agujeros roscados del disco lado acople (Apoyo 1), y colocar otros dos pernos de igual masa atornillados uno al lado del otro en los agujeros roscados del disco lado libre (Apoyo 2), los unos frente a los otros con una frecuencia del variador de velocidades de 60 Hz constantes. Repetir los pasos 3.14, 3.15 y 3.16. (Desbalanceo estático en 2 planos)
- 2.18 Dejar los mismos pernos de igual masa uno al lado del otro en los agujeros roscados del disco lado acople (Apoyo 1), y colocar otros dos pernos de igual masa atornillados uno al



lado del otro en los agujeros roscados del disco lado libre (Apoyo 2), desfasados a 180° con respecto al disco que esta junto al apoyo 1, con una frecuencia del variador de velocidades de 60 Hz constantes. Repetir los pasos 3.14, 3.15 y 3.16. (Desbalanceo tipo par)

- 2.19 Colocar 2 masas (cada masa corresponderá a 2 pernos) en el disco que esta junto al apoyo 1, las mismas que estarán desfasadas 90° una respecto a la otra, de la misma manera se coloca 2 masas (cada masa corresponderá a 2 pernos) de diferente valor (gr) en el disco que esta junto al apoyo 2, las mismas que se colocan a 180° con respecto a las masas del primer disco que esta junto al apoyo 1, con una frecuencia del variador de velocidades de 60 Hz constantes. Repetir los pasos 3.14, 3.15 y 3.16. (Desbalanceo dinámico)

3. ACTIVIDADES POR DESARROLLAR

Las actividades o etapas en forma secuencial para el desarrollo de la práctica y se indican de la siguiente manera:

3.1 Observación y reconocimiento de instrumentos y equipos

3.1.1 Equipos de protección personal


Guantes

Gafas de seguridad

Mandil

3.1.2 Equipos y herramientas

Masas de prueba (Pernos)

N	Denominación	Masa	Gráfico
1	Allen M10 con paso de rosca de 1,25mm con longitud de 20mm	21,4 g	



2	Allen M10 con paso de rosca de 1,25mm con longitud de 25mm	24,6 g	
3	Allen M10 con paso de rosca de 1,25mm con longitud de 30mm	27,5 g	
4	Allen M10 con paso de rosca de 1,25mm con longitud de 40mm	31,4 g	

Vibracheck 200 ABG

Dos acelerómetros

Un computador

Cable de carga

Cable de conmutación o transmisión de datos

Llaves hexagonales de tipo Allen

Discos de desbalanceo

Reemplace este recuadro por una imagen de los equipos necesarios utilizados en la práctica antes del montaje

Equipos y materiales



3.3 Toma y recolección de datos

(Describir secuencialmente como realizar la recolección de datos mediante el software de análisis de vibraciones; puede utilizar imágenes recortadas)

-
-
-
-
-

3.3.1 Diagramas en cascada de los espectros

Los datos obtenidos con el analizador de vibraciones en la dirección vertical mediante la descripción anterior son los siguientes:

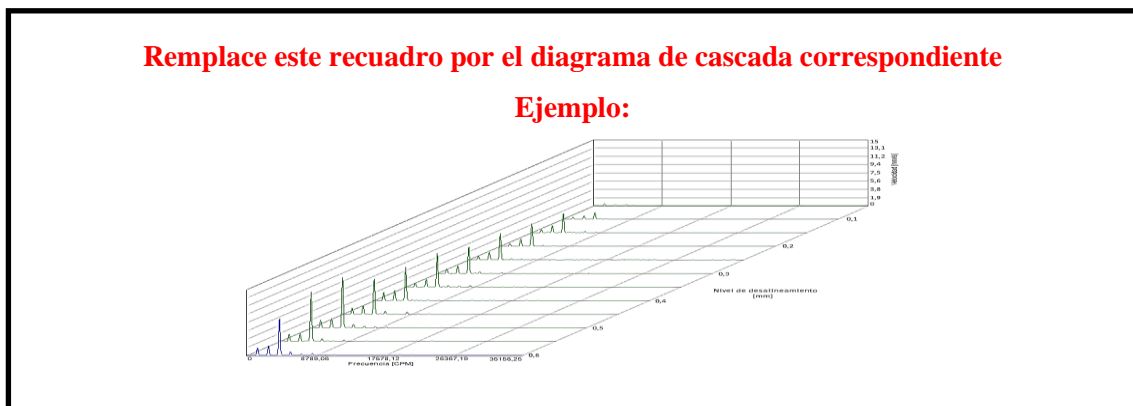


Diagrama de cascada del espectro de velocidad del plano vertical con el perno de 24,6 gr

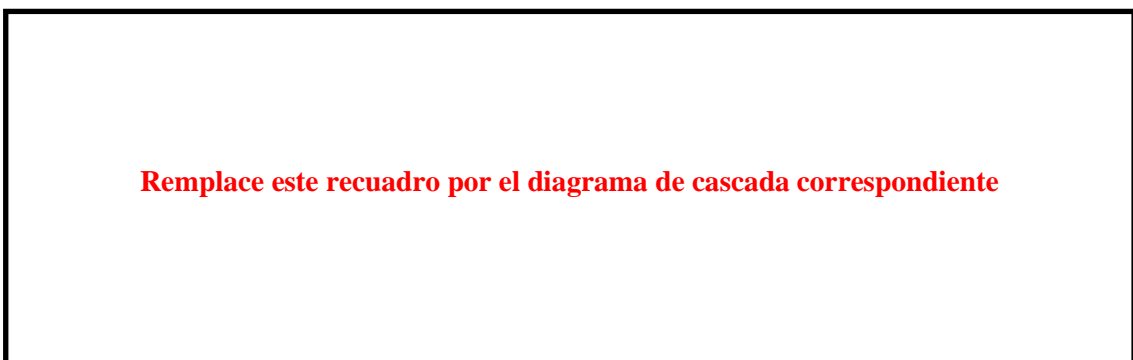


Diagrama de cascada del espectro de velocidad del plano vertical con el perno de 27,5 gr



Reemplace este recuadro por el diagrama de cascada correspondiente

Diagrama de cascada del espectro de velocidad del plano vertical con el perno de 31,4 gr

3.3.2 Diagrama de vectores de desbalanceo

Mediante el software MAINTraQ Viewer se recolectan los datos de los vectores de desplazamiento con su modulo y dirección en los dos planos del sistema

Reemplace este recuadro por el diagrama correspondiente

Diagrama de vectores de desplazamiento de desbalanceo estático en un plano en dirección vertical

Reemplace este recuadro por el diagrama correspondiente

Diagrama de vectores de desplazamiento de desbalanceo estático en dos planos en dirección vertical

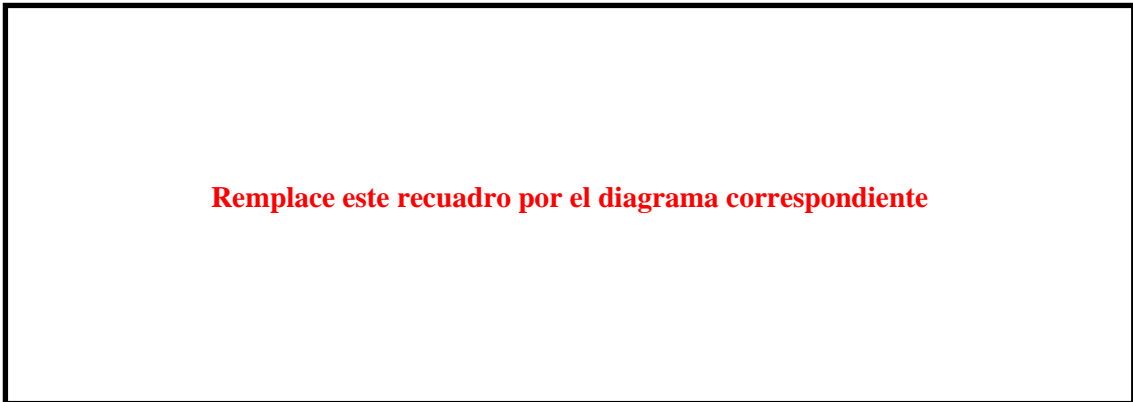


Diagrama de vectores de desplazamiento de desbalanceo tipo par en dos planos en dirección vertical

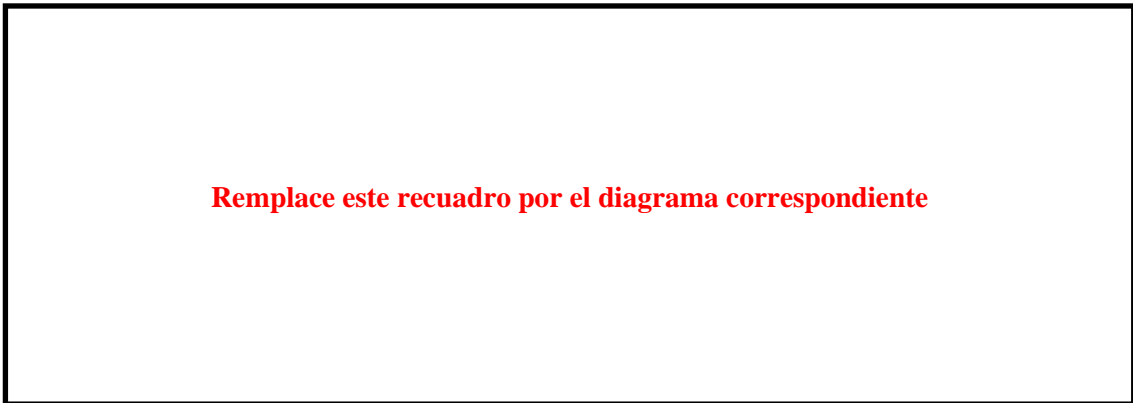


Diagrama de vectores de desplazamiento de desbalanceo dinámico en dos planos en dirección vertical

3.4 Ordenamiento y procesamiento de datos

(Describir secuencialmente como realizar el ordenamiento y procesamiento de datos)

-
-
-
-
-
-
-



Mediante la descripción anterior, los datos se tabulan en las siguientes tablas:

Tabla 1: Amplitud del armónico 1X a medida que se incrementa la masa de desbalanceo [mm/s]

Nº Perno	Perno 1	Perno 2	Perno 3
Masa de desbalanceo [gr]			
1X(mm/s) vertical			

Tabla 2: Amplitud del armónico 1X a medida que se incrementa la velocidad del motor [mm/s], con masa constante

Nº Velocidad	Velocidad 1	Velocidad 2	Velocidad 3	Velocidad 4	Velocidad 5
Frecuencia de rotación del motor [Hz]					
1X(mm/s) Vertical					

Tabla 3: Ángulos de fase de desplazamiento en dirección vertical

Tipos de desbalanceo	Fase del vector 1	Fase del vector 2	Diferencia entre fases
Estático en un plano			
Estático en dos planos (apoyo, lados, acople y libre)			
Tipo par (apoyo, lados, acople y libre)			
Dinámico (apoyo, lados, acople y libre)			

3.4.1 Cálculo de la fuerza de desbalanceo

Calcule la fuerza de desbalanceo con las ecuaciones del movimiento circular:

$$F = m * a$$

$$a = \omega^2 * r$$

$$\omega = 2 * \pi * f$$

Tabla 4: Fuerza de desbalanceo en función de la masa de desbalanceo

Variable	Sin pernos	Perno 1	Perno 2	Perno 3
Masa de desbalanceo [kg]	0,000			
Frecuencia de rotación (1X)				
Velocidad angular (ω)				
Aceleración centrífuga				
Fuerza de desbalanceo[N]				



Tabla 5: Fuerza de desbalanceo en función de la frecuencia de rotación del motor

Variable	Velocidad 1	Velocidad 2	Velocidad 3	Velocidad 4	Velocidad 5
Masa de desbalanceo [kg] Constante					
Frecuencia de rotación (1X)					
Velocidad Angular (w)					
Aceleración centrífuga					
Fuerza de desbalanceo[N]					

3.5 Análisis, gráficas e interpretación de resultados

Realizar los gráficos indicados con su respectivo análisis e interpretación. La fuerza es directamente proporcional a la masa. Y la aceleración es directamente proporcional a la fuerza e inversamente proporcional a la masa.

Reemplace este cuadro por el gráfico de dispersión (solo puntos) respectivo desde

Excel incluyendo la línea de tendencia con la ecuación lineal y R^2

Ejemplo:

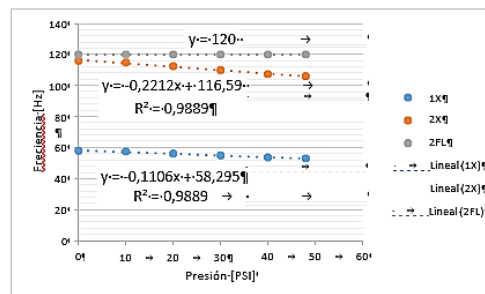


Diagrama de la velocidad [mm/s] en función de la masa [gr] del plano vertical

Interpretación:

.....

.....

.....



Reemplace este cuadro por el gráfico de dispersión (solo puntos) respectivo desde Excel incluyendo la línea de tendencia con la ecuación potencial y R^2

Ejemplo:

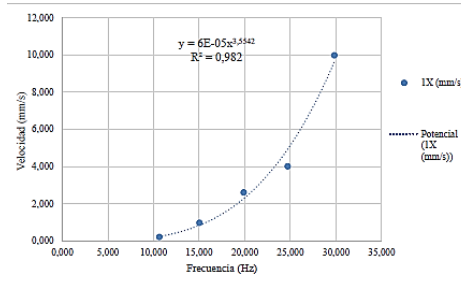


Diagrama de la velocidad [mm/s] en función de la frecuencia [Hz] del plano vertical

Interpretación:

.....

.....

.....

Reemplace este cuadro por el gráfico de dispersión (solo puntos) respectivo desde Excel incluyendo la línea de tendencia con la ecuación potencial y R^2

Ejemplo:

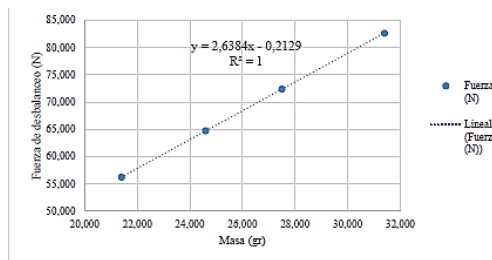


Diagrama de la fuerza de desbalanceo [N] en función de la masa [gr] del plano vertical

Interpretación:

.....

.....

.....



Reemplace este cuadro por el gráfico de dispersión (solo puntos) respectivo desde Excel incluyendo la línea de tendencia con la ecuación potencial y R^2

Ejemplo:

Frecuencia (Hz)	Fuerza de desbalanceo (N)
10000	10000
15000	20000
20000	35000
25000	55000
30000	80000

Fuerza de desbalanceo [N] en función de la frecuencia de rotación del motor [Hz]

Interpretación:

.....

.....

.....

3.6 Observaciones

1. ¿Cuál es la tendencia de la amplitud del 1X del espectro de vibración vertical a medida que se incrementa la masa de desbalanceo y la frecuencia de rotación? Explique

.....

.....

.....

2. ¿Cuál es la tendencia de la fuerza de desbalanceo a medida que se incrementa la masa de desbalanceo? Explique

.....

.....

.....



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS,
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN
ASIGNATURA DE DIAGNÓSTICO TÉCNICO



3. ¿Cuál es la tendencia de la fuerza de desbalanceo a medida que se incrementa la frecuencia de rotación del motor? Explique

.....

.....

.....

4. Indique si las diferencias de fases de los distintos tipos de desbalanceo (estático, tipo par y dinámico) corresponden a lo esperado de acuerdo con las cartas de Charlotte.

- **Desbalanceo estático:**
- **Desbalanceo tipo par:**
- **Desbalanceo dinámico:**

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

(Describir en forma lógica las conclusiones en relación con la práctica realizada)

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

4.2 Recomendaciones

(Describir en forma lógica las recomendaciones en relación con la práctica realizada)

.....

.....



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS,
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN
ASIGNATURA DE DIAGNÓSTICO TÉCNICO



.....

.....

.....

.....

.....

5. BIBLIOGRAFÍA

(De acuerdo con la norma ISO 690 o APA 6ta ed; Citar la fuente bibliográfica general, específica que sustentan la práctica con bibliografía existente en bibliotecas y debidamente actualizada; Libros, folletos, manuales, impresos o descargados; no páginas web)

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Nombre del estudiante	Nombre del estudiante	Nombre del estudiante	Nombre del estudiante
Ing. Ángel Quevedo TÉCNICO DOCENTE		Ing. Eduardo Hernández DOCENTE DE LA ASIGNATURA	



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIOS,
TALLERES Y CENTROS DE SIMULACIÓN
ASIGNATURA DE DIAGNÓSTICO TÉCNICO



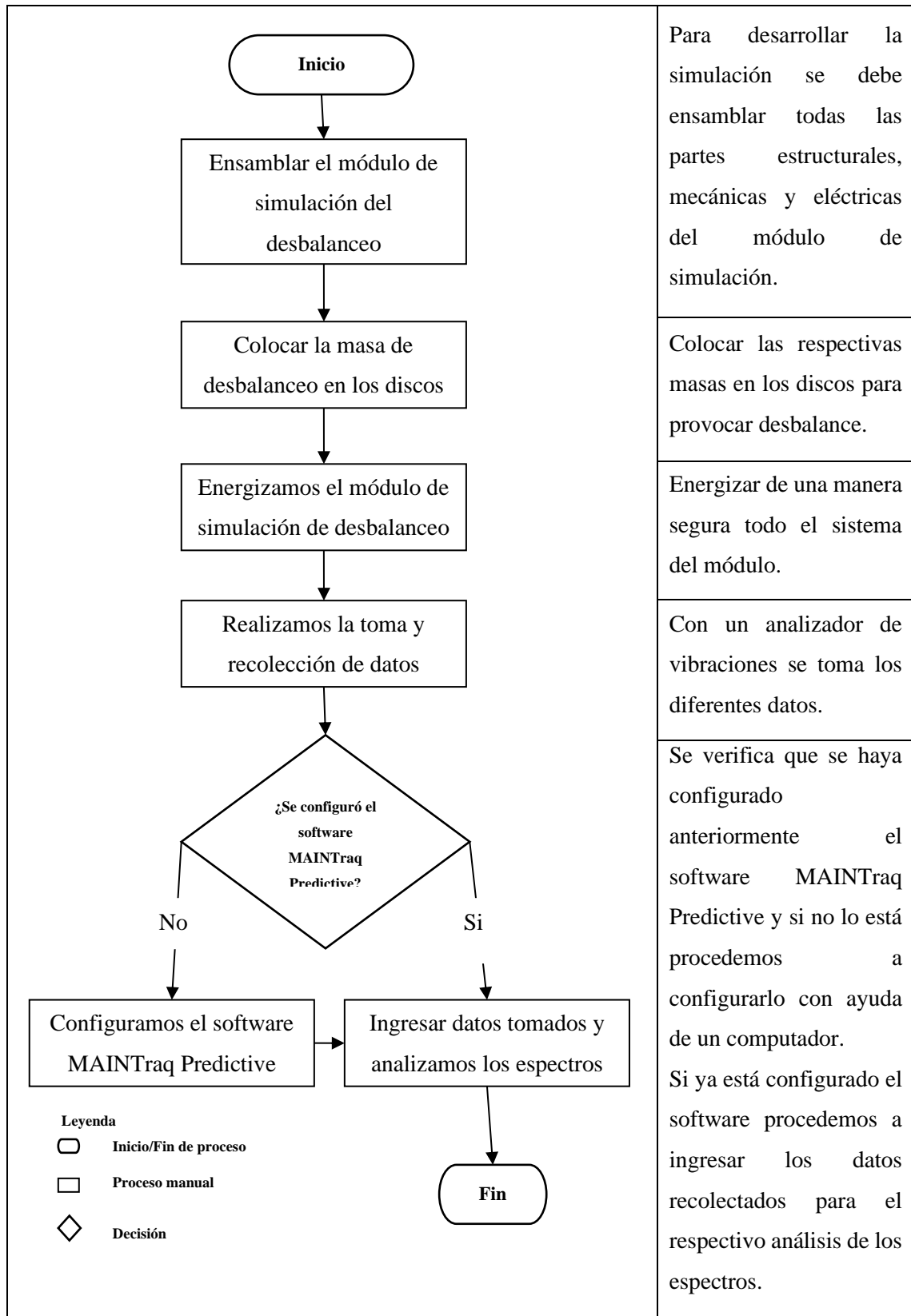
ANEXOS

Planos

Cuestionario de evaluación

Otros

ANEXO B: MANUAL DE OPERACIÓN DEL MÓDULO DE DESBALANCEO



ANEXO C: FICHA TÉCNICA DEL ANALIZADOR DE VIBRACIONES Y ACELERÓMETRO

Entradas dinámicas	<ul style="list-style-type: none"> • Rango de tensión de entrada: +/-22 V • Rango de frecuencias: DC a 10 KHz • Conversor analógico digital: 24 bits • Corriente para polarización de acelerómetros IEPE: 4 mA • Tensión de alimentación de fuente de corriente de acelerómetros IEPE: 22 V • Sensibilidad configurable • Error de medición < 1% • 105 dB de rango dinámico 															
Rangos de medición con acelerómetros	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th></th> <th style="text-align: center;">Acelerómetro 100 mV/g</th> <th style="text-align: center;">Acelerómetro 500 mV/g</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">Aceleración</td> <td style="text-align: center;">80 g Pico</td> <td style="text-align: center;">16 g Pico</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Envolvente</td> <td style="text-align: center;">80 g Pico</td> <td style="text-align: center;">16 g Pico</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Velocidad</td> <td style="text-align: center;">2000 mm/s pico a pico</td> <td style="text-align: center;">400 mm/s pico a pico</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Desplazamiento</td> <td style="text-align: center;">2000 micrones pico a pico</td> <td style="text-align: center;">400 micrones pico a pico</td> </tr> </tbody> </table>		Acelerómetro 100 mV/g	Acelerómetro 500 mV/g	Aceleración	80 g Pico	16 g Pico	Envolvente	80 g Pico	16 g Pico	Velocidad	2000 mm/s pico a pico	400 mm/s pico a pico	Desplazamiento	2000 micrones pico a pico	400 micrones pico a pico
	Acelerómetro 100 mV/g	Acelerómetro 500 mV/g														
Aceleración	80 g Pico	16 g Pico														
Envolvente	80 g Pico	16 g Pico														
Velocidad	2000 mm/s pico a pico	400 mm/s pico a pico														
Desplazamiento	2000 micrones pico a pico	400 micrones pico a pico														
Entrada de trigger	<ul style="list-style-type: none"> • Rango de tensión de entrada: +/- 22 V • Rango de frecuencias: DC a 10 KHz • Medición con sensores de proximidad fotoeléctricos, inductivos con salida PNP o NPN, sensores de proximidad de no contacto (Keyphasors) o pickups magnéticos 															
Resolución espectral	6400 líneas en Vibracheck o 102000 con MAINTraQ Analyzer															
Medición de envolvente	Filtros y tiempos de retención configurable desde teclado o desde MAINTraQ															
Medición de RPM y fase	Rango de medición: 150 a 20000 RPM															
Acelerómetros	<ul style="list-style-type: none"> • Wilcoxon Research modelo 780C • Sensibilidad 100 mV/g • Rango de frecuencia 2 Hz-10 KHz • Rango de aceleración: 50 g pico • Rango de temperatura -50 °C a 120 °C • Cable espiralado de 1,8 metros • Base magnética de 40 lb 															
Memoria	<ul style="list-style-type: none"> • Memoria microSD de 4 GBytes • Almacenamiento típico: <ul style="list-style-type: none"> ○ 6000 puntos de medición ○ 1000 máquinas ○ 6000 espectros de 400 líneas ○ 500 espectros, formas de onda u orbitas fuera de ruta ○ Una grabación de arranques y paradas ○ 10 ensayos ODS 															
Comunicación	<ul style="list-style-type: none"> • Se comunica con PC por puerto USB • Velocidad máxima de transferencia: 3 Mbits/s 															
Baterías	<ul style="list-style-type: none"> • 12 horas de autonomía • Cargador incorporado • Fuente de alimentación para 110/220 VAC y salida de 12 VDC 															
Procesador	<ul style="list-style-type: none"> • Procesador de 16 bits @ 25 MHz • Procesador digital de señales (DSP) de 24 bits @ 180 MIPS 															
Salida de auriculares	<ul style="list-style-type: none"> • Salida para auriculares estándar de 32 Ohms 															
Condiciones ambientales	<ul style="list-style-type: none"> • Rango de temperatura: 0 a 70°C • Protección contra ingreso de polvo y agua (IP65) 															
Firmware	Actualizable por medio de Vibracheck Update															

ANEXO D: ANÁLISIS DE COSTOS DEL ROTOR KIT DEL LABORATORIO DE DIAGNÓSTICO TÉCNICO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA

En la construcción del módulo de simulación que será de gran importancia para el rotor kit del laboratorio se realizaron algunas actividades, mismas que tuvieron costos diferentes los cuales detallamos a continuación:

 		COSTOS DEL ROTOR KIT		
Nº	Material	Cantidad	Valor Unitario (USD)	Valor total (USD)
1	Transporte, comunicación telefónica, alquiler	-	105,00	105,00
2	Motores eléctricos Weg w22 0,5 Hp	8	127,91	1023,31
3	Bombas de agua	4	48,75	195,01
4	Alternadores	4	65,00	260,00
5	Nylon	1	132,85	132,85
6	Poleas	16	20,06	321,00
7	Engranajes y Piñones	8	40,00	320,00
8	Manómetros	4	7,70	30,80
9	Cajas de acrílico	4	25,00	100,00
10	Acoples	4	54,51	218,04
11	Rodamientos	4	7,25	29,00
12	Chumaceras	16	5,00	80,00
13	Ejes de transmisión	8	9,13	73,10
14	Plancha de acero	1	724,78	724,78
15	Pernos, arandelas y tuercas	100	2,872	287,25
16	Bajantes para alimentación de módulos	4	70,00	280,00
17	Tablero eléctrico	4	876,74	3546,96
18	Mano de obra Módulos	-	3370,00	3370,00
19	Accesorios varios	-	1309,70	1309,70
Costo total (USD)				12406,80

Considerando que los gastos para la implementación del rotor kit fueron considerados para un total de estudiantes de 18, los valores presentados a continuación son establecidos sin ninguna corrección alguna al módulo ya que dichas correcciones fueron realizadas de manera individual, por tal motivo, el valor correspondiente por cada estudiante en la implementación del rotor kit es de 689,26 dólares.

ANEXO E: PLANOS DE DISEÑO DEL MÓDULO DE SIMULACIÓN VIBRACIONAL DEL DESBALANCEO

DETALLE DE LAS LÁMINAS

1 DE 14: Plano de la placa base

2 DE 14: Plano de la base de la chumacera

3 DE 14: Plano del disco de desbalanceo

4 DE 14: Plano del eje 1

5 DE 14: Plano del eje 2

6 DE 14: Plano de la placa de desalineación

7 DE 14: Plano del lado 1 de la base del motor

8 DE 14: Plano del lado 2 de la base del motor

9 DE 14: Plano de la tapa base del motor

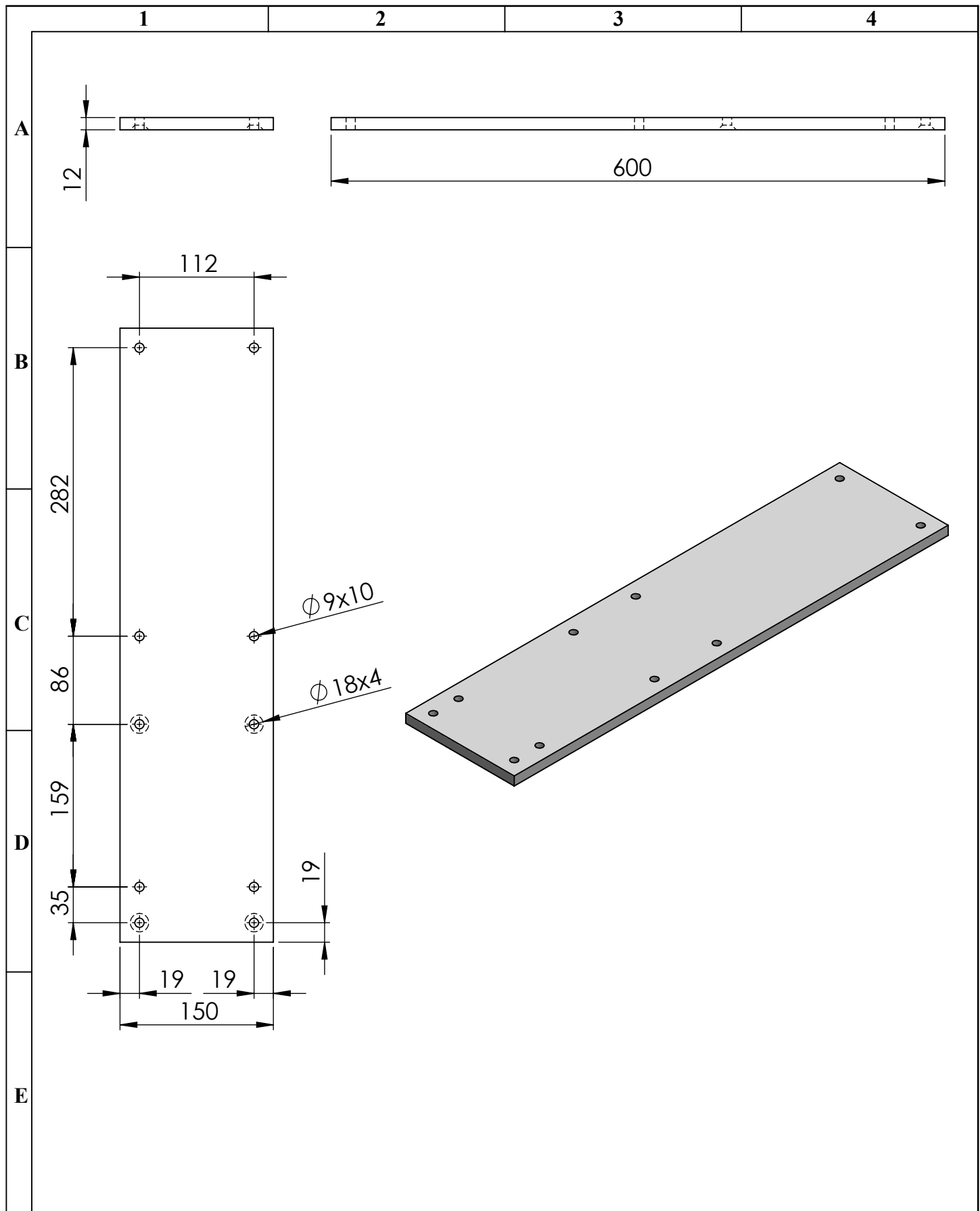
10 DE 14: Plano del inserto

11 DE 14: Plano de la mesa

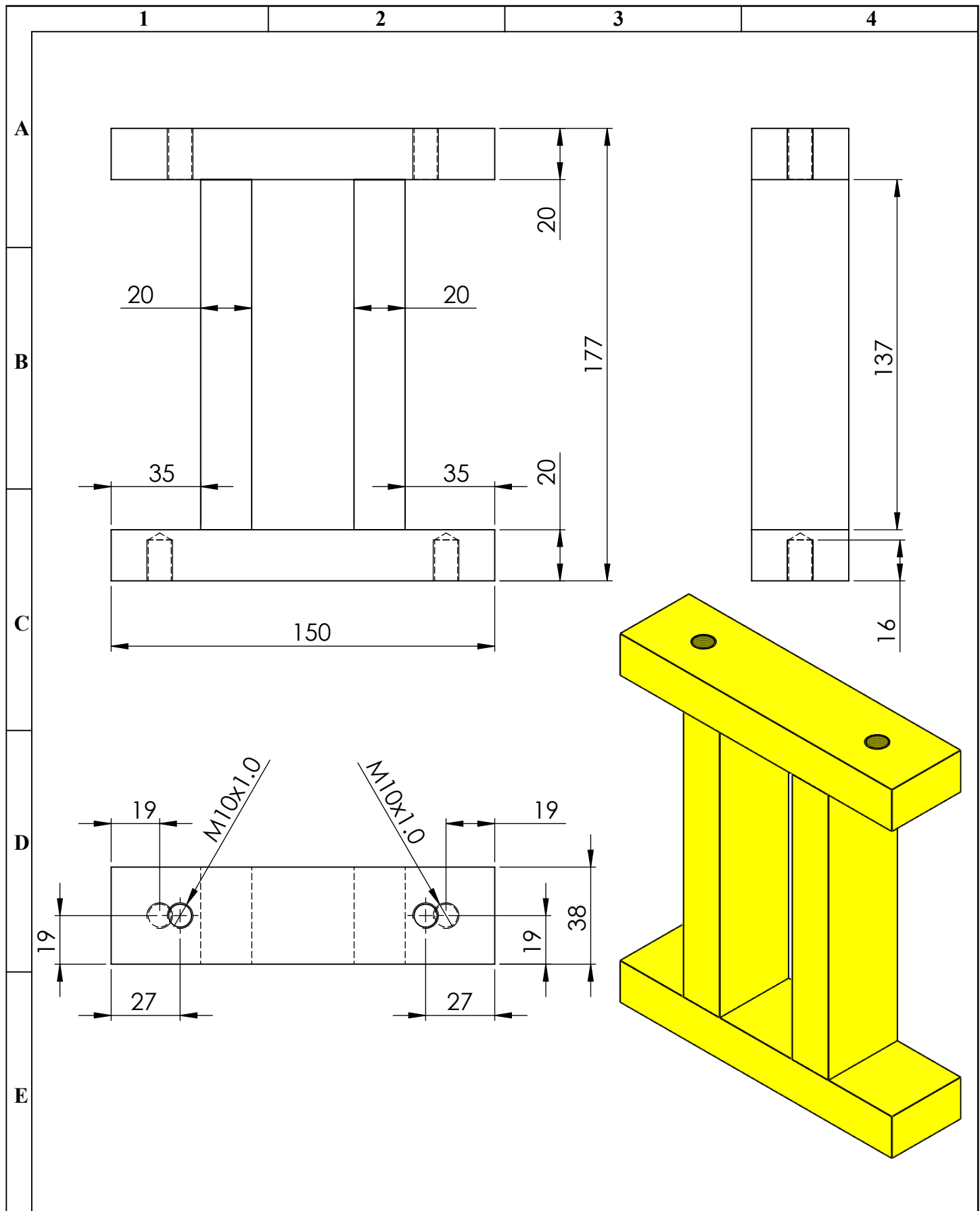
12 DE 14: Plano del módulo

13 DE 14: Isometría del modulo

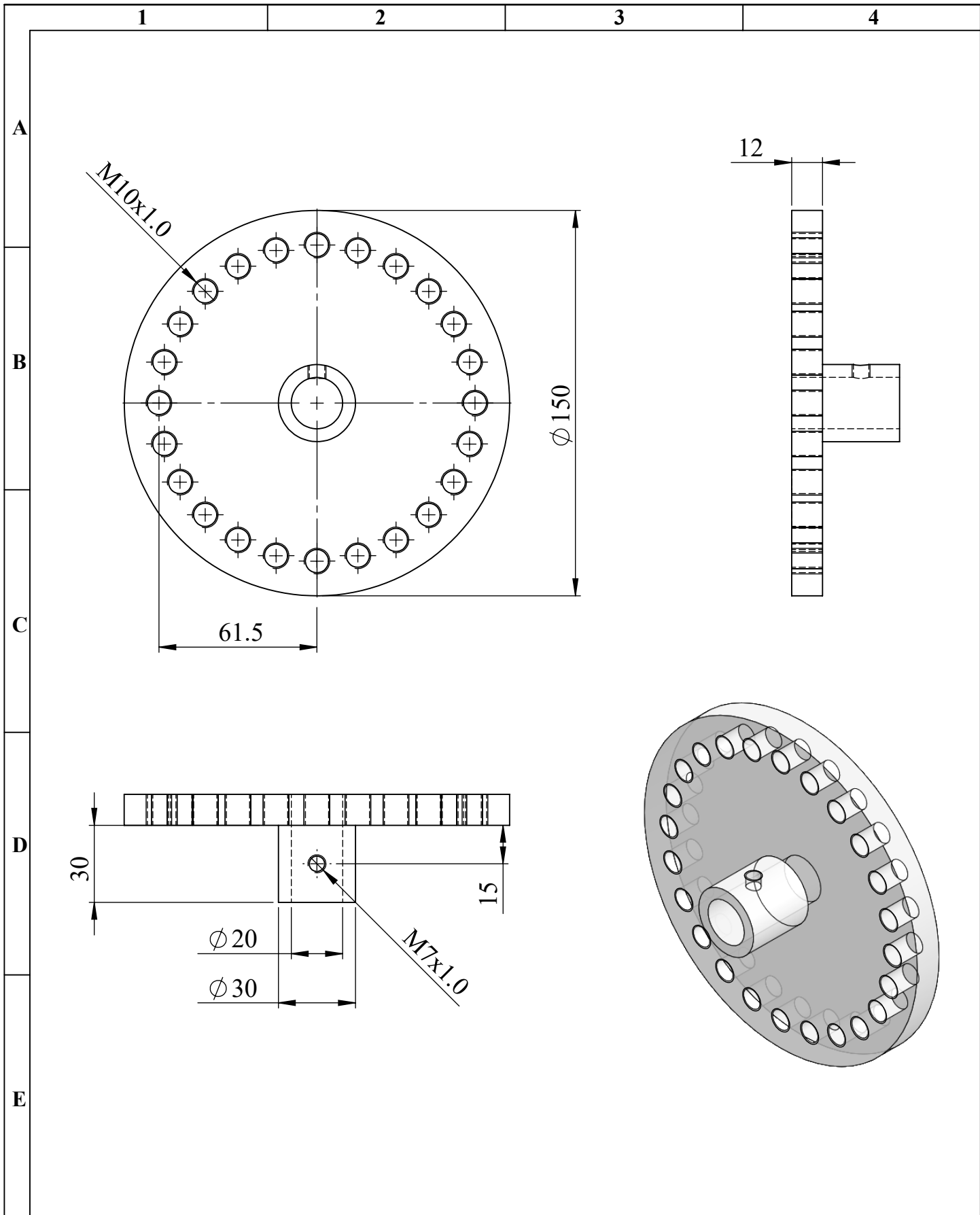
14 DE 14: Vista explosionada del módulo de desbalanceo y lista de materiales



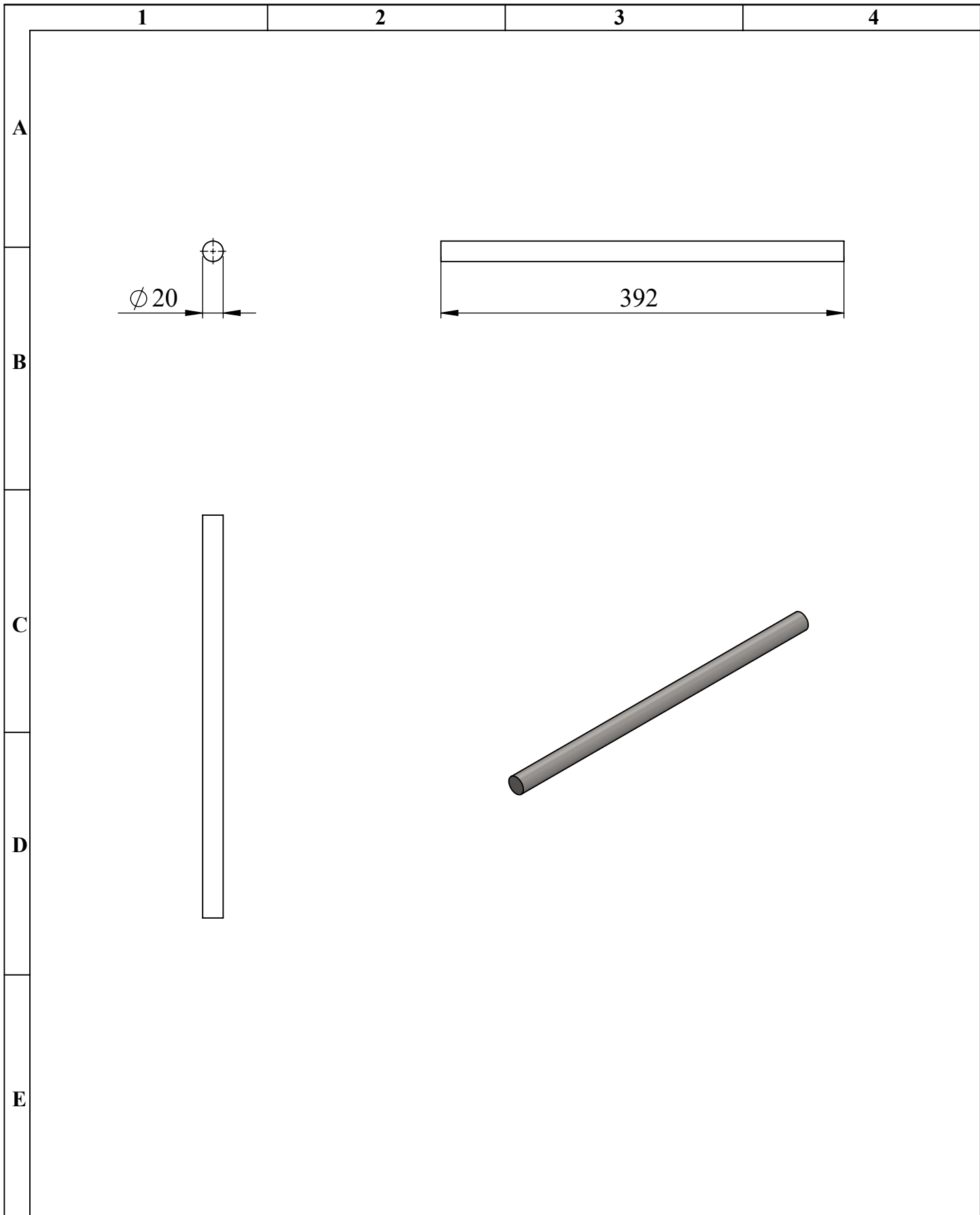
N°. Lámina: 1 de 14		N°. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-PB		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL				
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Plano placa base		Peso [Kg]		Tolerancia	Escala	Registro
Datos		Nombre		Firma				Fecha		8,42	±0,3 [mm]	1:5
Proyectó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/02		Materiales: Acero AISI 1010 Nombre de archivo: Placa base.sldprt				
Dibujó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/25						
Revisó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07						
Aprobó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07						



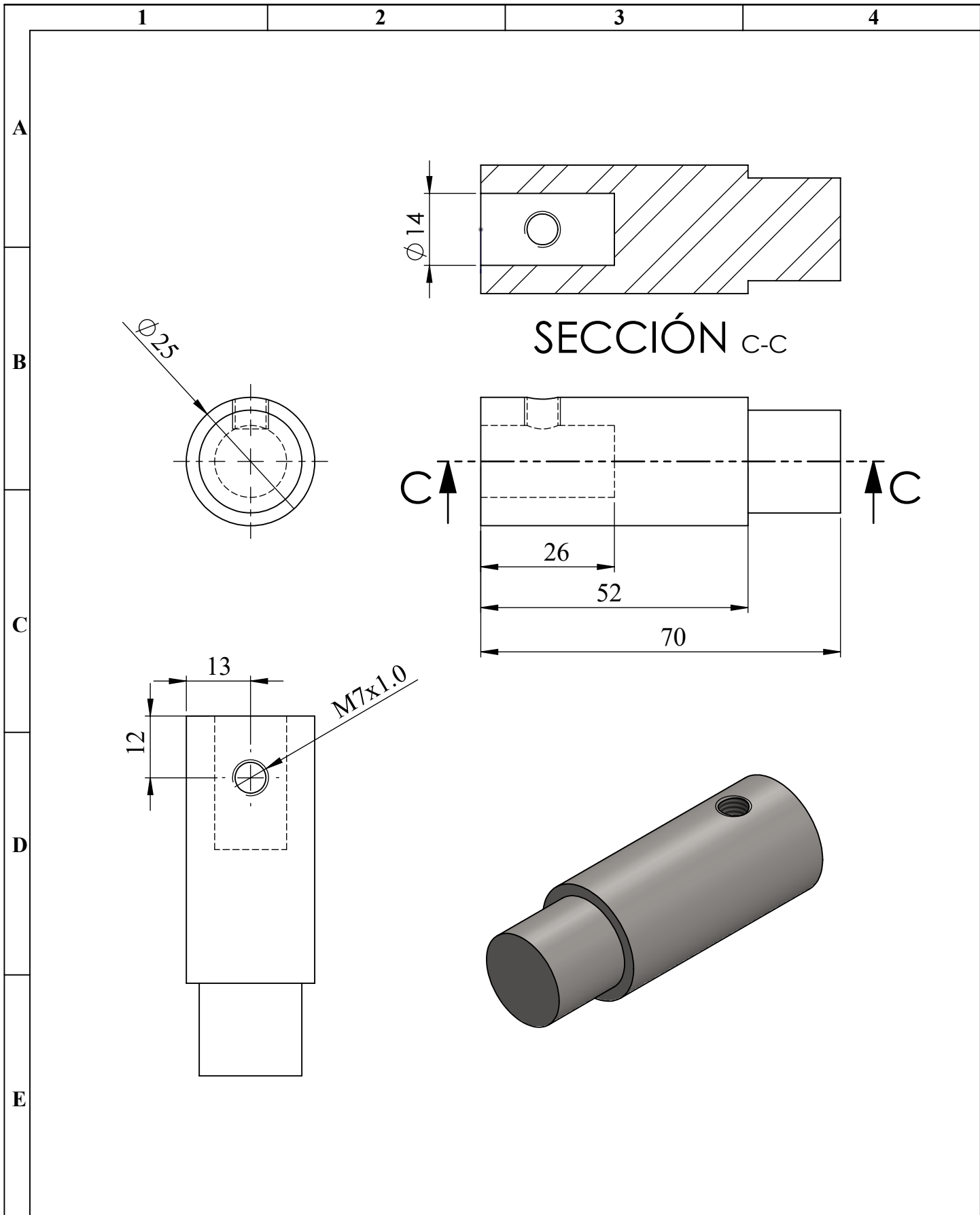
N°. Lámina: 2 de 14		N°. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-BCH		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL			
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Denominación: Plano para base de la chumacera					
Datos	Nombre	Firma	Fecha	Materiales: Acero AISI 1010				3,41	±0,3 [mm]	1:2	
Proyectó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/02					Nombre de archivo: Base chumacera.sldprt			
Dibujó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/25	Aprobó							
Revisó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07								
Aprobó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07								



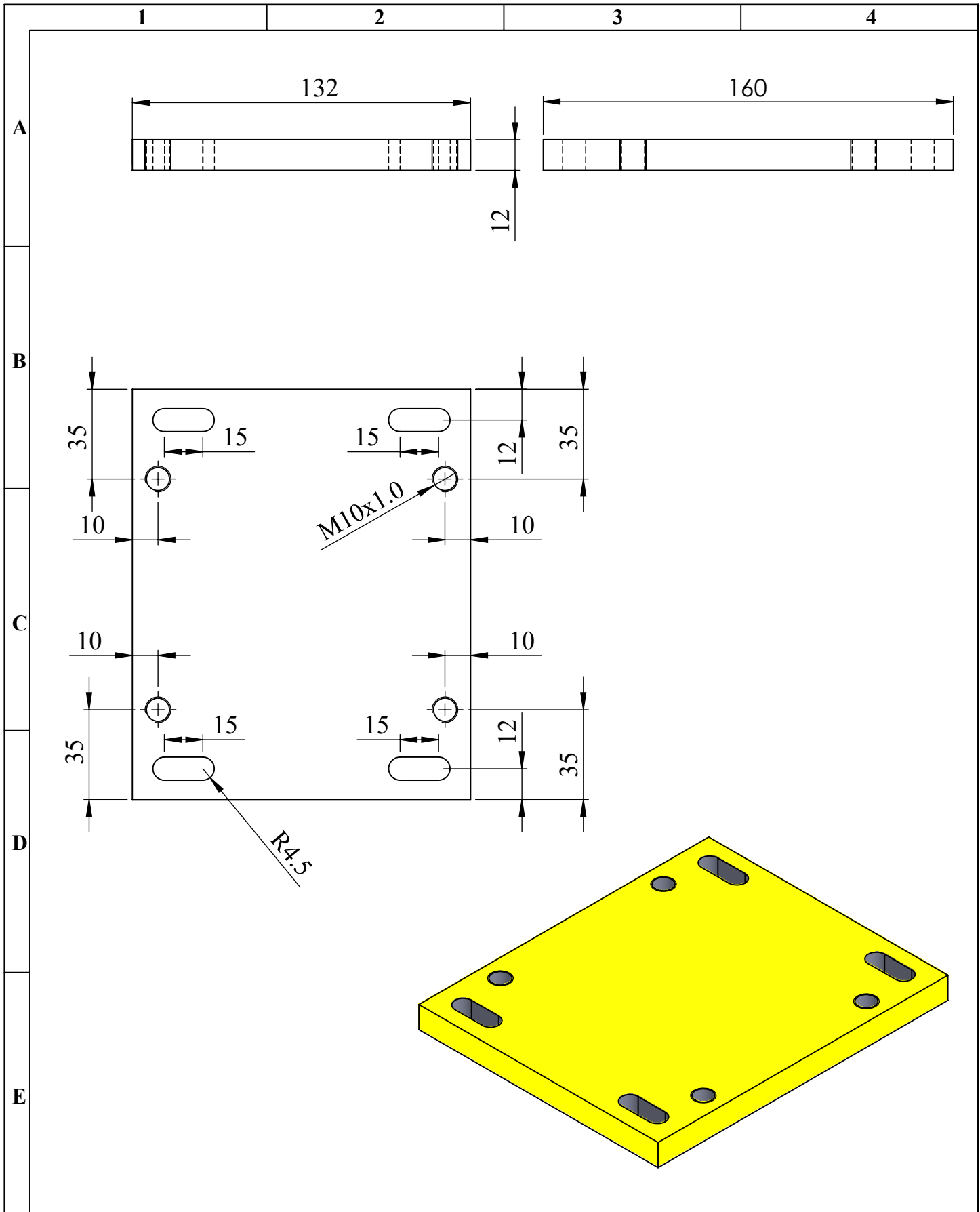
Nº. Lámina: 3 de 14		Nº. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-DD		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Plano Disco de desbalanceo		Peso [Kg]		Tolerancia		Escala		Registro	
Datos		Nombre		Firma				Fecha		0,28		±0,3 [mm]		1:2	
Proyectó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/02		Materiales: Nylon							
Dibujó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/25									
Revisó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07		Nombre de archivo: Disco de desbalanceo.sldprt							
Aprobó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07									



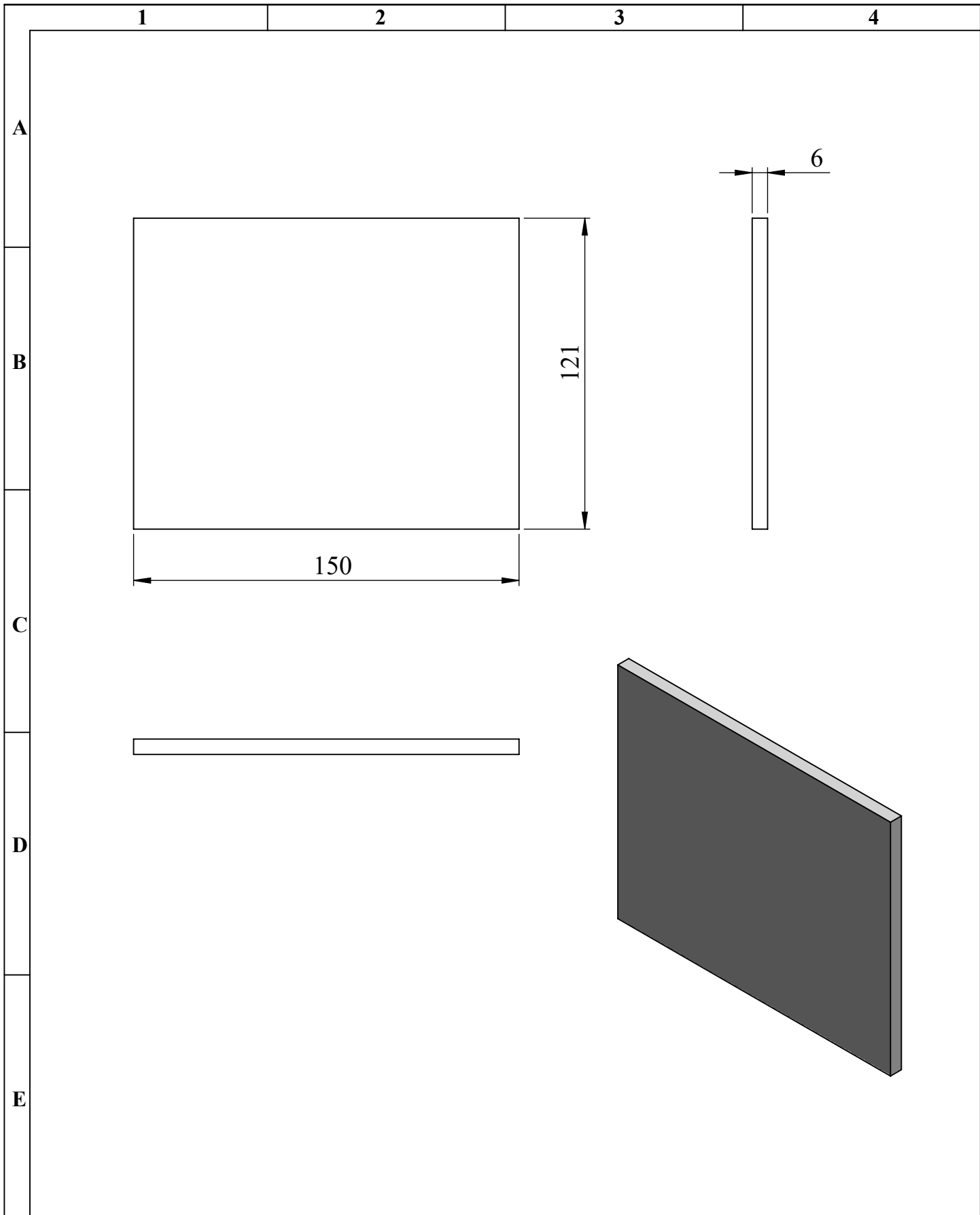
Nº. Lámina: 4 de 14		Nº. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-E1		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Denominación: Plano eje 1		Peso [Kg] 0,97		Tolerancia ±0,3 [mm]		Escala 1:5		Registro 	
Datos	Nombre	Firma	Fecha	Materiales: Acero AISI 1020											
Proyectó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/02	Nombre de archivo: Eje 1.sldprt											
Dibujó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/25												
Revisó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07												
Aprobó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07												



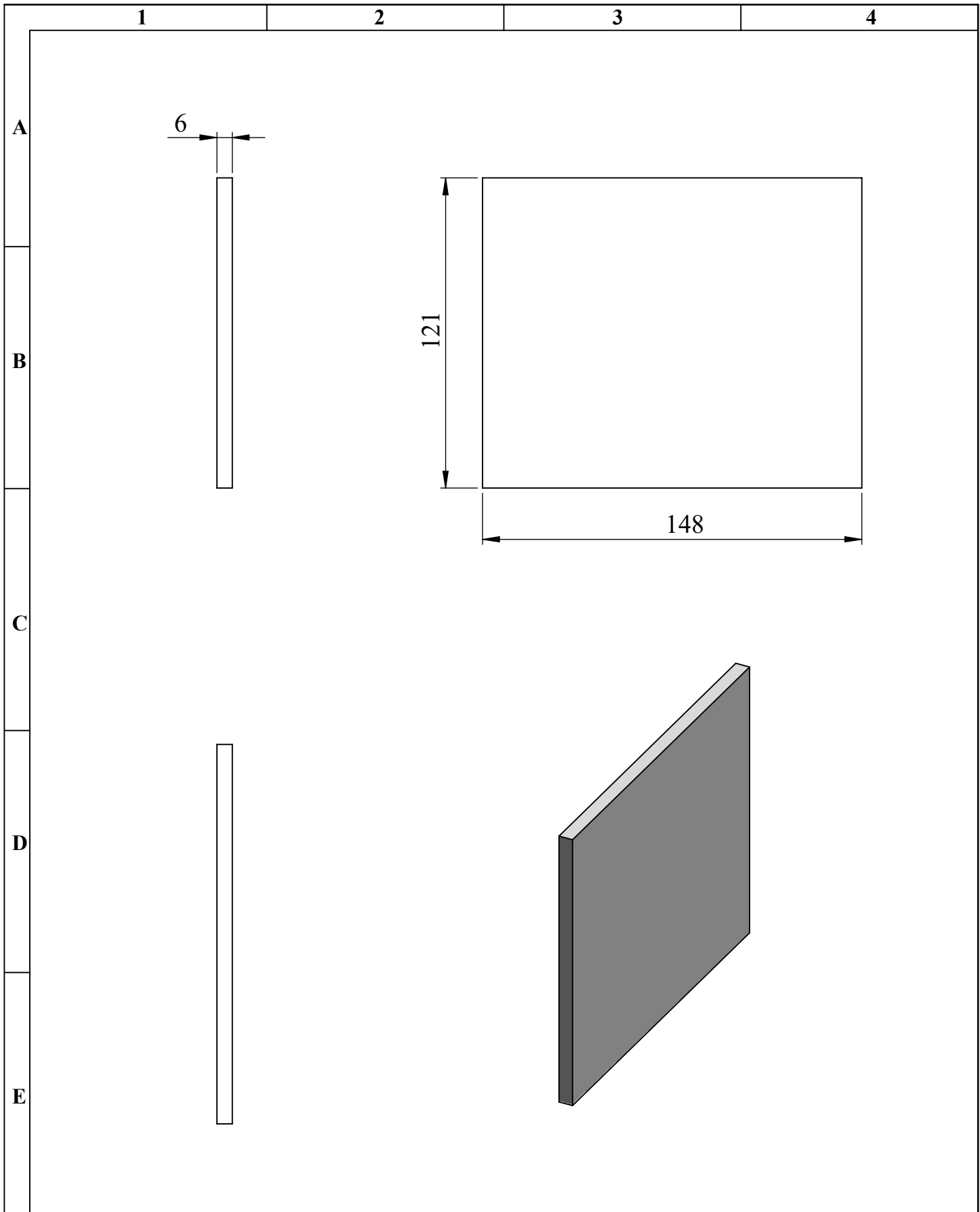
N°. Lámina: 5 de 14		N°. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-E2		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL											
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Denominación:						Peso [Kg]		Tolerancia		Escala		Registro	
Datos		Nombre		Firma		Fecha		Plano eje 2				0,21		±0,3 [mm]		1:1			
Proyectó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/02													
Dibujó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/25													
Revisó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07		Materiales: Acero AISI 1020											
Aprobó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07		Nombre de archivo: Eje 2.slpdrt											



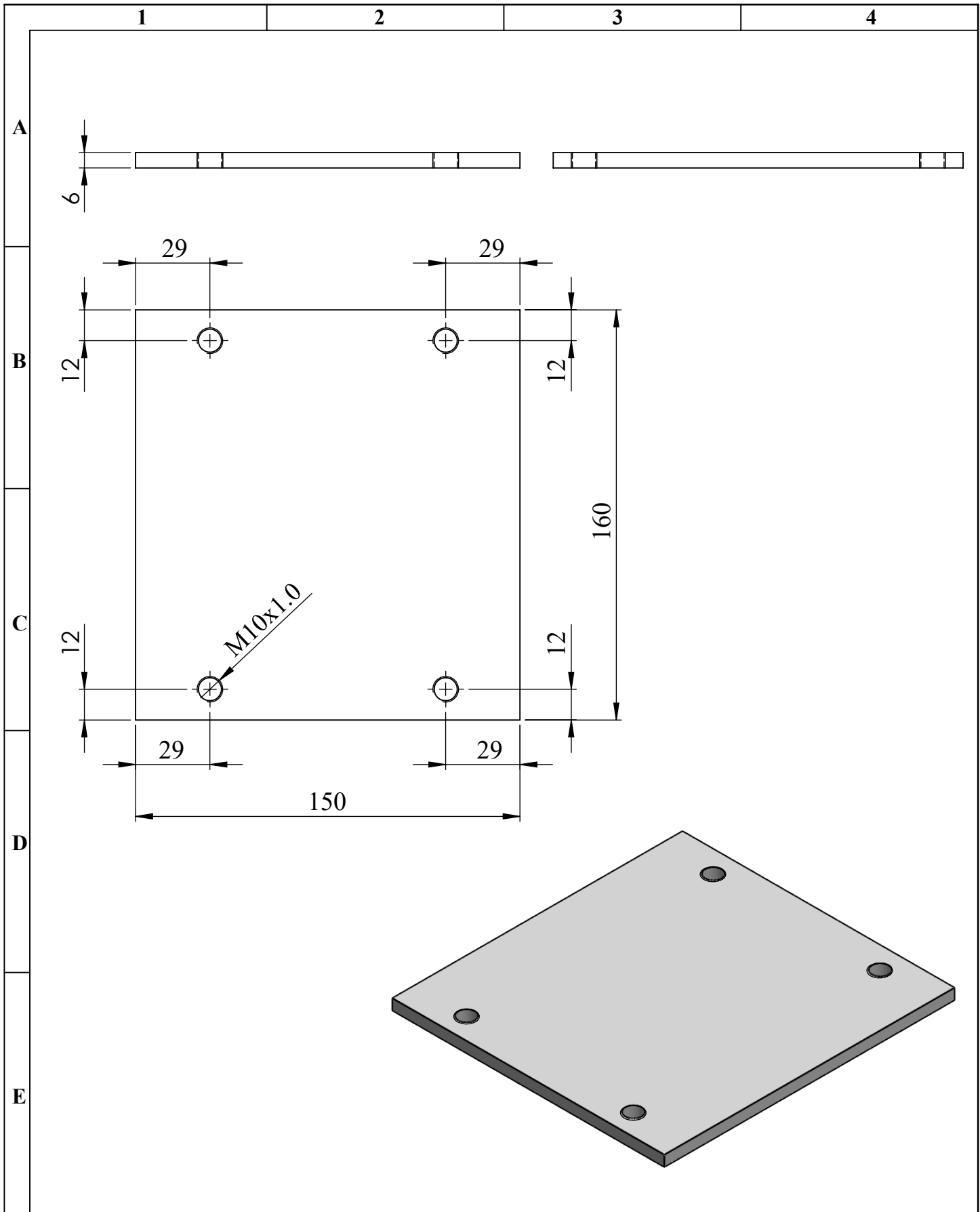
N°. Lámina: 6 de 14		N°. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-PD		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Plano placa de desalineación		Peso [Kg]		Tolerancia		Escala		Registro	
Datos		Nombre		Firma				Fecha		1,90		±0,3 [mm]		1:2	
Proyectó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/02		Materiales: Acero AISI 1010		  					
Dibujó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/25									
Revisó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07		Nombre de archivo: Placa de desalineación.sldprt		  					
Aprobó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07									



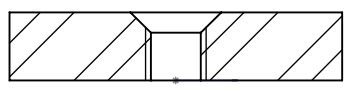
N°. Lámina: 7 de 14		N°. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-L1		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 09891508698						Plano del lado 1 de la base del motor		Peso [Kg]		Tolerancia		Escala		Registro	
Datos		Nombre		Firma				Fecha		0,86		±0,3 [mm]		1:2	
Proyectó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/02		Materiales: Acero AISI 1010							
Dibujó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/25									
Revisó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07									
Aprobó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07		Nombre de archivo: Lado 1 de la base del motor.sldprt							



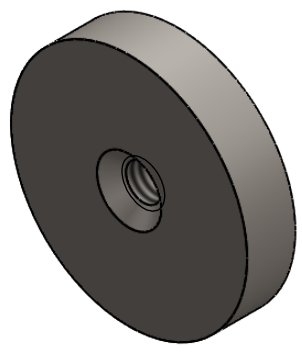
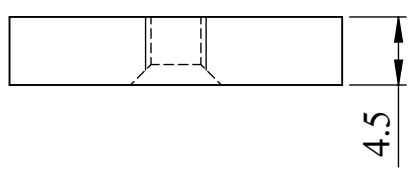
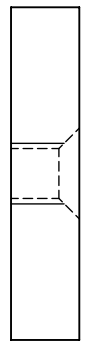
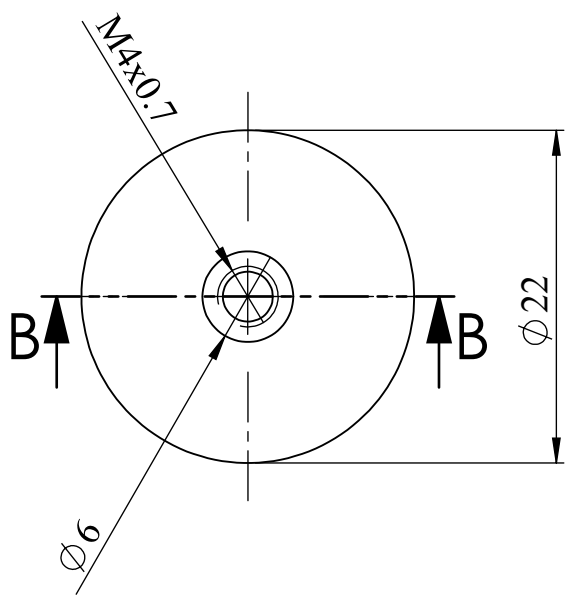
Nº. Lámina: 8 de 14		Nº. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-L2		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL							
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Denominación: Plano del lado 2 de la base del motor		Peso [Kg]		Tolerancia		Escala		Registro	
Datos	Nombre	Firma	Fecha	Materiales: Acero AISI 1010				0,85		±0,3 [mm]		1:2			
Proyectó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/02	Nombre de archivo: Disco de desbalanceo.sldprt		  									
Dibujó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/25												
Revisó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07												
Aprobó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07												



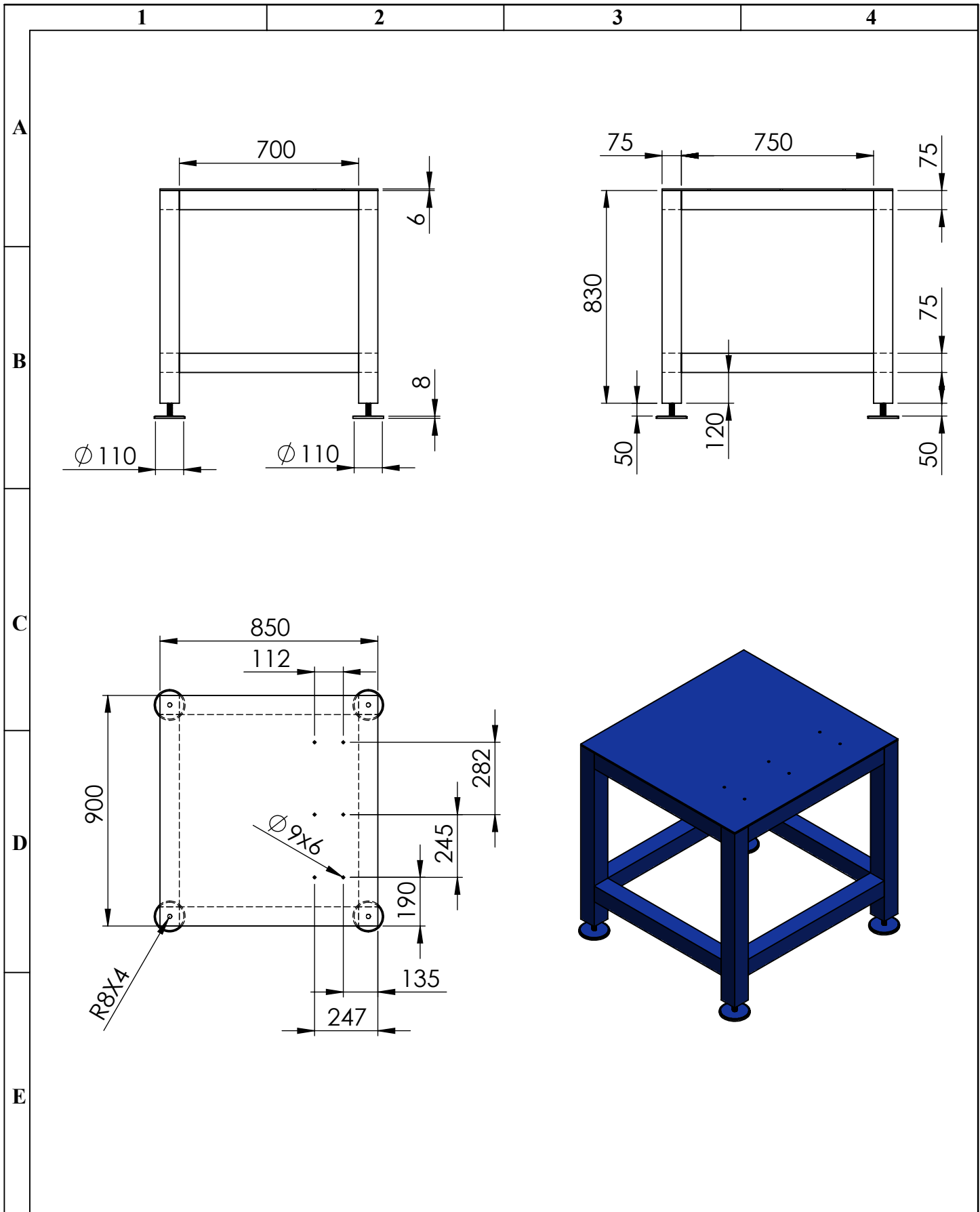
Nº. Lámina: 9 de 14		Nº. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-TB		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL				
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Plano tapa base del motor		Peso [Kg]		Tolerancia	Escala	Registro
Datos		Nombre	Firma	Fecha	1,12			±0,3 [mm]	1:2			
Proyectó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/02		Materiales: Acero AISI 1010						
Dibujó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/25								
Revisó		Ing. Naranjo E.		2022/01/07		Nombre de archivo: Tapa base del motor.sldprt						
Aprobó		Ing. Naranjo E.		2022/01/07								



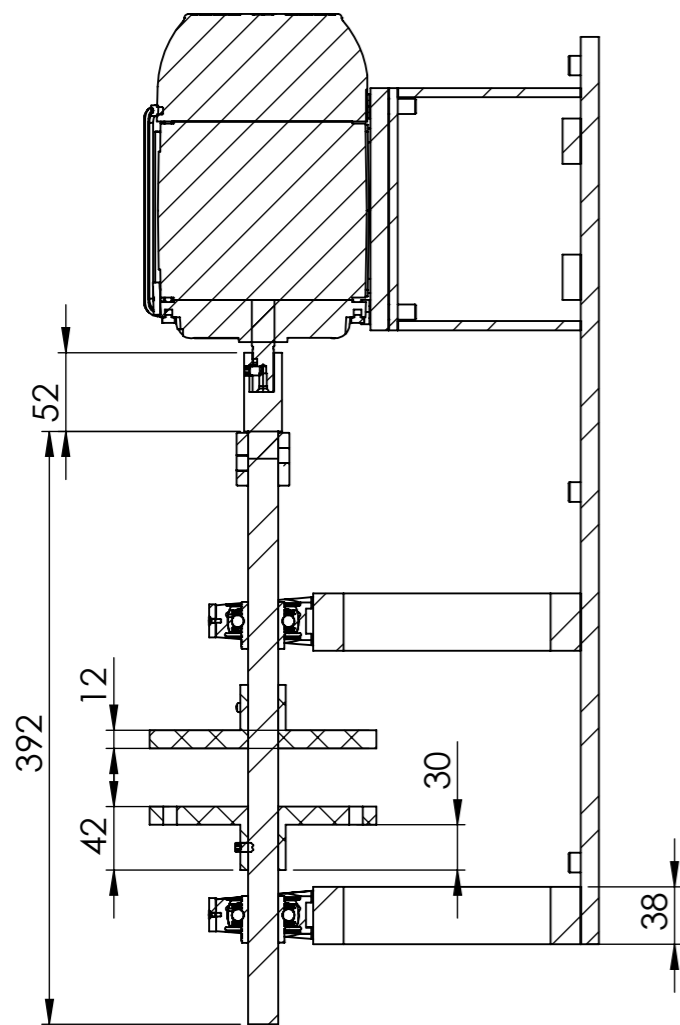
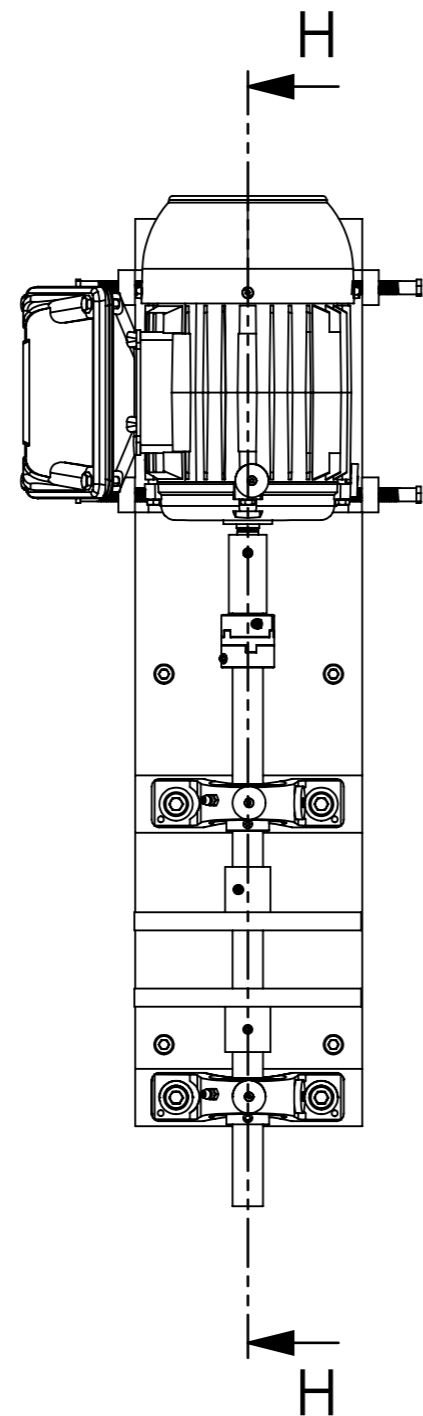
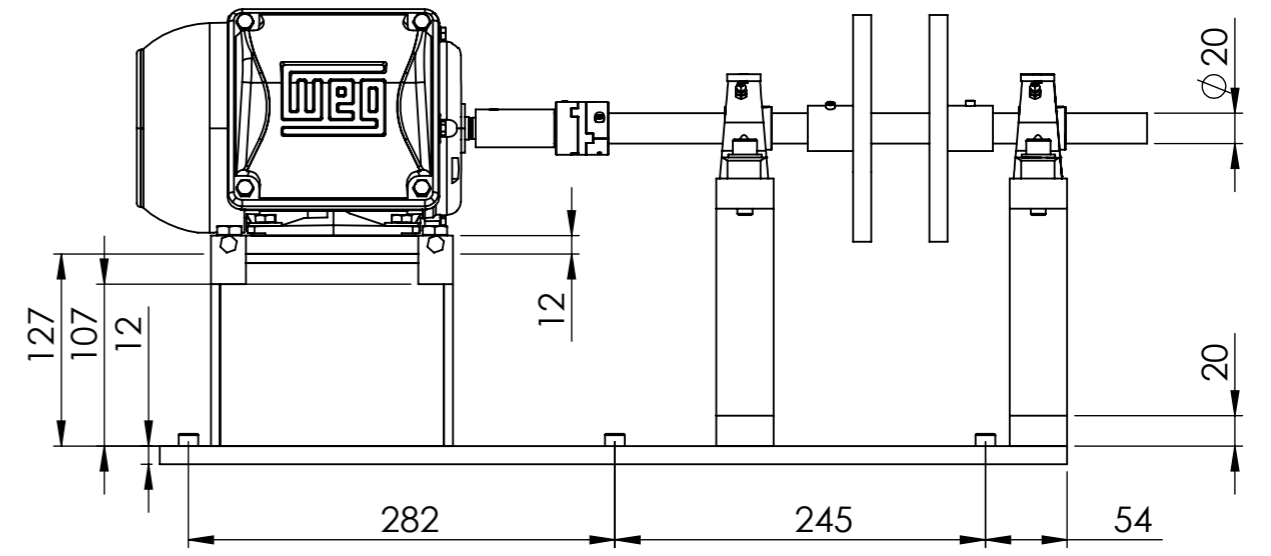
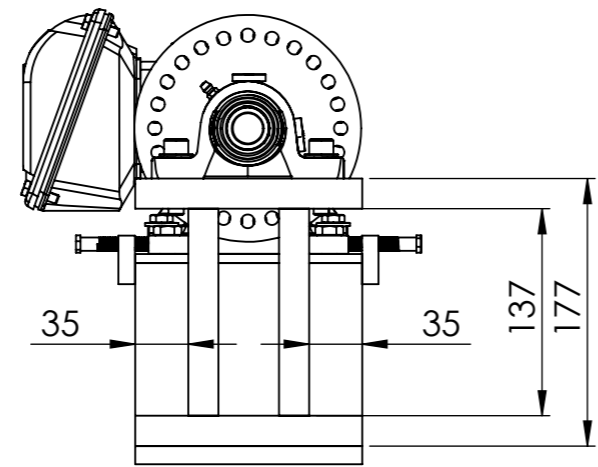
SECCIÓN B-B



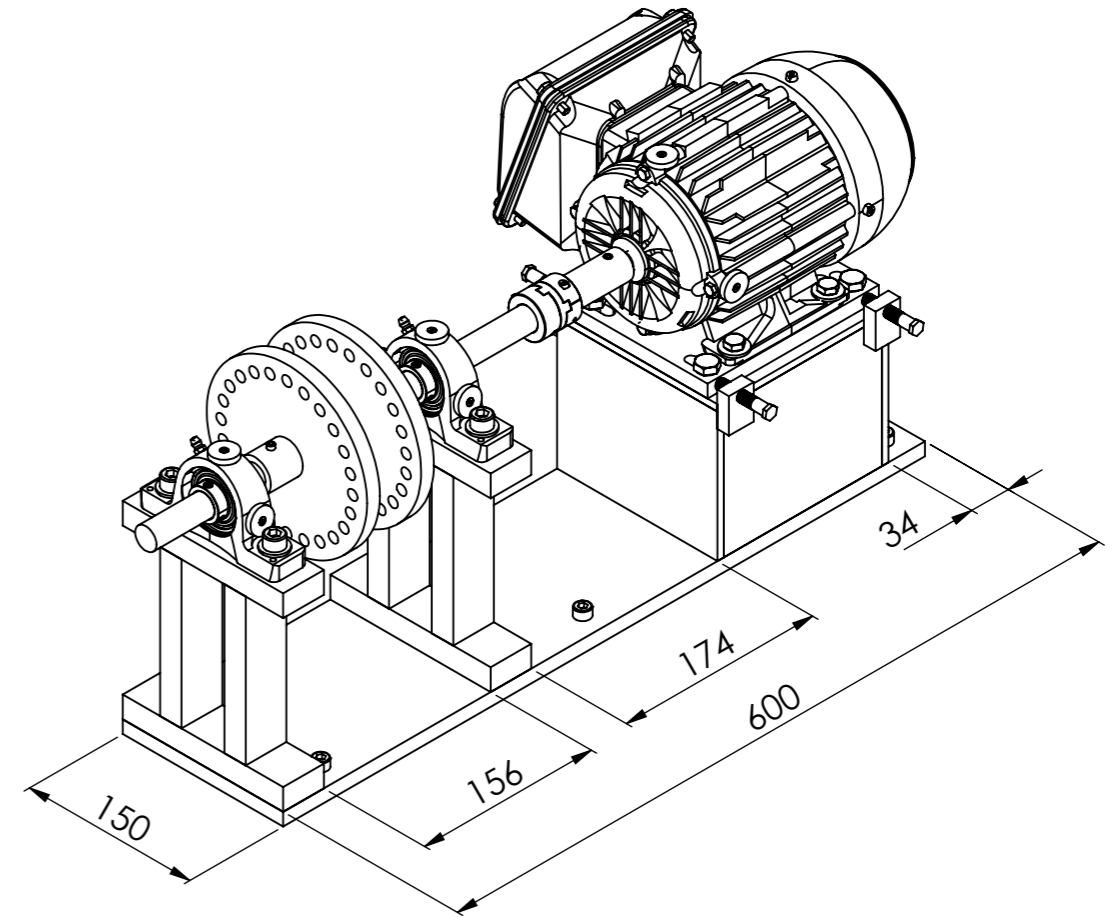
N°. Lámina: 10 de 14		N°. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-IN		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL									
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Plano del inserto		Denominación:		Peso [Kg]		Tolerancia		Escala		Registro	
Datos		Nombre		Firma				Fecha		0,01		±0,3 [mm]		2:1			
Proyectó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/02		Materiales: Acero AISI 1020									
Dibujó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/25											
Revisó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07		Nombre de archivo: Inserto.sldprt									
Aprobó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07											



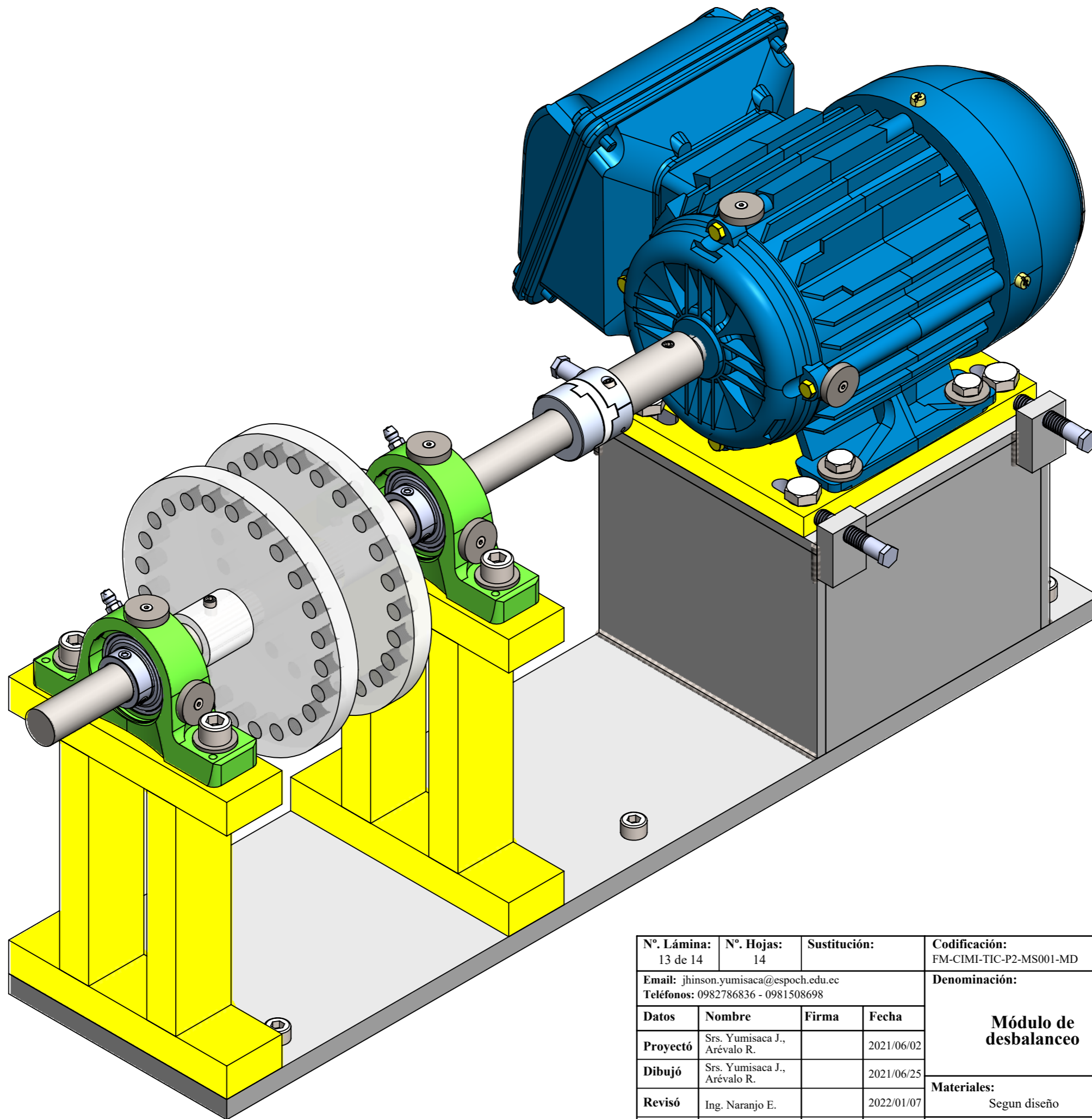
N°. Lámina: 11 de 14		N°. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-MS		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL			
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Denominación: Plano de la mesa					
Datos	Nombre	Firma	Fecha	Materiales: Acero AISI 1010 Nombre de archivo: Mesa.sldprt				443,28	±0,3 [mm]	1:20	
Proyectó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/02								
Dibujó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/25								
Revisó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07								
Aprobó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07								



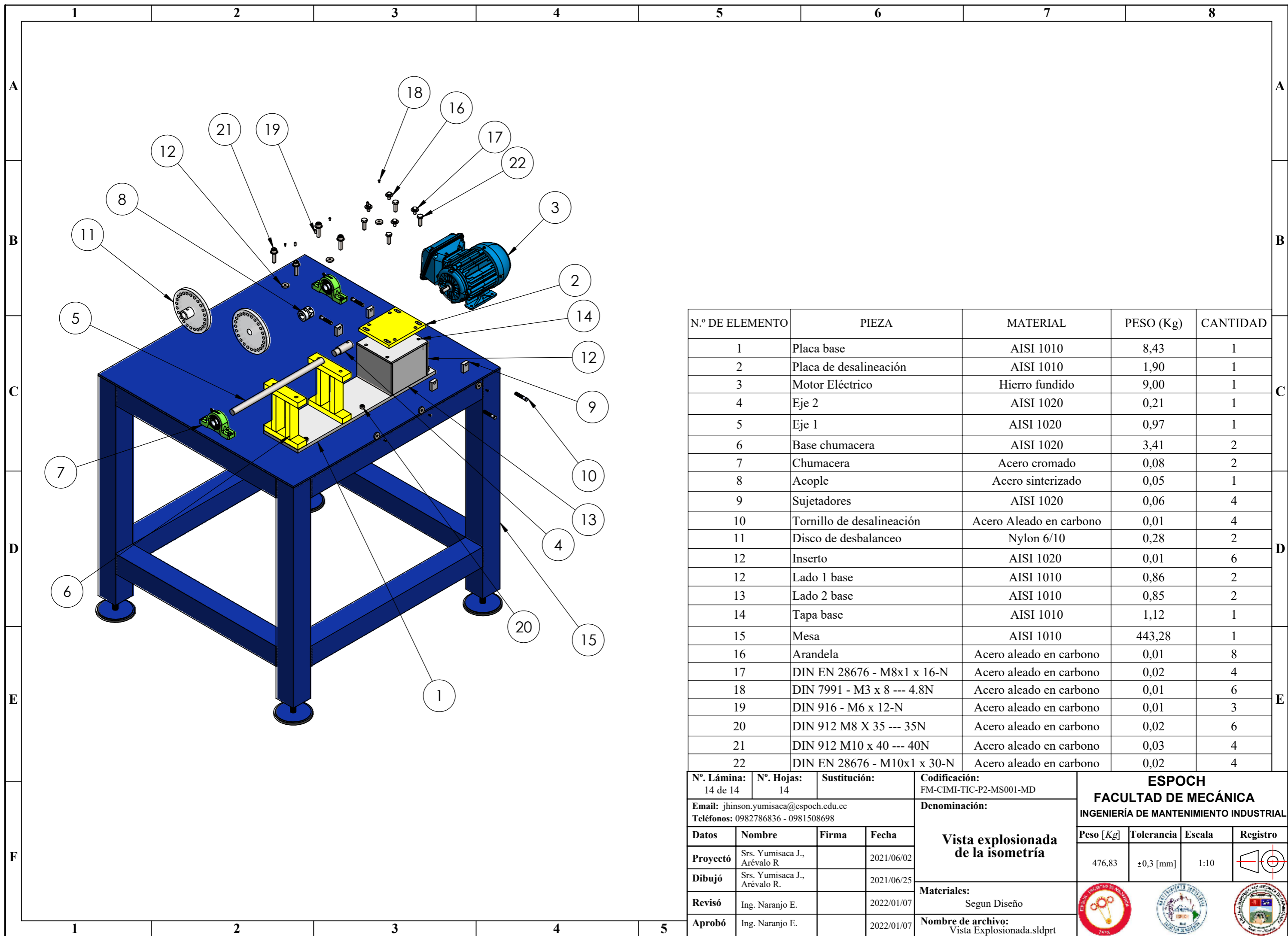
SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 5



Nº. Lámina: 12 de 14		Nº. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-MD		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL			
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698				Denominación: Plano del módulo de desbalanceo		Peso [Kg] 34,99					
Datos	Nombre	Firma	Fecha	Materiales: Segun diseño		Registro					
Proyectó	Srs.Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/02	Nombre de archivo: Módulo de desbalanceo.sldprt							
Dibujó	Srs.Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/25								
Revisó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07								
Aprobó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07								



N°. Lámina: 13 de 14		N°. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-MD		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL			
Email: jhinson.yumisaca@esPOCH.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698				Denominación: Módulo de desbalanceo							
Datos	Nombre	Firma	Fecha	Materiales: Según diseño Nombre de archivo: Módulo de desbalanceo.sldprt				34,99	±0,3 [mm]	1:2	
Proyectó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/02								
Dibujó	Srs. Yumisaca J., Arévalo R.		2021/06/25								
Revisó	Ing. Naranjo E.		2022/01/07								
Aprobó	Ing. Naranjo E.		2021/01/07								



N.º DE ELEMENTO	PIEZA	MATERIAL	PESO (Kg)	CANTIDAD
1	Placa base	AISI 1010	8,43	1
2	Placa de desalineación	AISI 1010	1,90	1
3	Motor Eléctrico	Hierro fundido	9,00	1
4	Eje 2	AISI 1020	0,21	1
5	Eje 1	AISI 1020	0,97	1
6	Base chumacera	AISI 1020	3,41	2
7	Chumacera	Acero cromado	0,08	2
8	Acople	Acero sinterizado	0,05	1
9	Sujetadores	AISI 1020	0,06	4
10	Tornillo de desalineación	Acero Aleado en carbono	0,01	4
11	Disco de desbalanceo	Nylon 6/10	0,28	2
12	Inserto	AISI 1020	0,01	6
12	Lado 1 base	AISI 1010	0,86	2
13	Lado 2 base	AISI 1010	0,85	2
14	Tapa base	AISI 1010	1,12	1
15	Mesa	AISI 1010	443,28	1
16	Arandela	Acero aleado en carbono	0,01	8
17	DIN EN 28676 - M8x1 x 16-N	Acero aleado en carbono	0,02	4
18	DIN 7991 - M3 x 8 --- 4.8N	Acero aleado en carbono	0,01	6
19	DIN 916 - M6 x 12-N	Acero aleado en carbono	0,01	3
20	DIN 912 M8 X 35 --- 35N	Acero aleado en carbono	0,02	6
21	DIN 912 M10 x 40 --- 40N	Acero aleado en carbono	0,03	4
22	DIN EN 28676 - M10x1 x 30-N	Acero aleado en carbono	0,02	4

N.º. Lámina: 14 de 14		N.º. Hojas: 14		Sustitución:		Codificación: FM-CIMI-TIC-P2-MS001-MD		ESPOCH FACULTAD DE MECÁNICA INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL			
Email: jhinson.yumisaca@espoch.edu.ec Teléfonos: 0982786836 - 0981508698						Denominación:					
Datos		Nombre		Firma		Fecha		Vista explosionada de la isometría			
Proyectó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/02					
Dibujó		Srs. Yumisaca J., Arévalo R.				2021/06/25					
Revisó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07					
Aprobó		Ing. Naranjo E.				2022/01/07		Materiales: Segun Diseño		Nombre de archivo: Vista Explosionada.sldprt	

