

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE TRES PISOS
TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACIÓN DE
MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA
DINÁMICA DEL SISTEMA**

PRESENTADO POR:

Br. LUIS MIGUEL CRUZ DEZA

Br. JIRET ELIUD QUISPE PUMA

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

MSc. Ing. ARTURO MACEDO SILVA

FINANCIADO POR:

PROGRAMA “YACHAYNINCHIS

WIÑARINANPAQ” - UNSAAC

CUSCO – PERÚ

2024

INFORME DE ORIGINALIDAD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-303-2020-UNSAAC)

El que suscribe, **Asesor** del trabajo de investigación/tesis titulada: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACIÓN DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DINÁMICA DEL SISTEMA"

presentado por: LUIS TIQUEL CRUZ DEZA con DNI Nro.: 77045450 presentado por: SIRET ELIUD QUISPE PUMA con DNI Nro.: 77681878 para optar el título profesional/grado académico de INGENIERO MECÁNICO

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2 veces, mediante el Software Antiplagio, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso de Sistema Antiplagio de la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 6%.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No se considera plagio.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las correcciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, quien a su vez eleva el informe a la autoridad académica para que tome las acciones correspondientes. Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y **adjunto** la primera página del reporte del Sistema Antiplagio.

Cusco, 24 de diciembre de 2024



Firma

Post firma ARTURO MACEDO SILVA

Nro. de DNI 23821894

ORCID del Asesor 0000-0002-2794-949X

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema Antiplagio: **oid:** 27259:413459199

ARTURO MACEDO SILVA

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::27259:413459199

Fecha de entrega

6 dic 2024, 4:56 p.m. GMT-5

Fecha de descarga

6 feb 2025, 12:56 p.m. GMT-5

Nombre de archivo

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENT....pdf

Tamaño de archivo

11.9 MB

248 Páginas

49,282 Palabras

259,432 Caracteres

6% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...




Filtrado desde el informe

- Bibliografía
- Texto citado
- Texto mencionado
- Coincidencias menores (menos de 9 palabras)
- Trabajos entregados
- Base de datos de Crossref
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

Exclusiones



- N.º de coincidencias excluidas

Fuentes principales

- 6%  Fuentes de Internet
- 0%  Publicaciones
- 0%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alertas de integridad para revisión

-  **Caracteres reemplazados**
46 caracteres sospechosos en N.º de páginas
Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.
-  **Texto oculto**
769 caracteres sospechosos en N.º de páginas
El texto es alterado para mezclarse con el fondo blanco del documento.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

PRESENTACIÓN

SEÑOR DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO.

SEÑORES MIEMBROS DEL JURADO

En cumplimiento con las disposiciones del Reglamento de Grados y Títulos vigentes regidas en nuestra casa de estudios, para optar el título de Ingeniero Mecánico, damos a conocer el trabajo de investigación intitulado: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACIÓN DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DINÁMICA DEL SISTEMA”** a fin de optar el título profesional de Ingeniero Mecánico.

La presente tesis de investigación fue financiado y supervisado por el programa Yachayninchis Wiñarínampaq, convocado por el Vicerrectorado de Investigación (VRIN) de la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco en el año 2023, la ejecución del trabajo de investigación se realizó de acuerdo al plan operativo del proyecto de investigación denominado: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACIÓN DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DINÁMICA DEL SISTEMA”**

DEDICATORIA

A mi madre Estefania Deza Mamani, que en paz descanse, cuyo amor, sacrificio y enseñanzas guían mi vida. Aunque su presencia física ya no este, su legado vive en mi corazón, y en mis recuerdos, el cual me impulsa a alcanzar cada meta con la misma fuerza y dedicación que siempre me enseñó. En mis sueños te encuentro, te hablo, te cuento mis logros y siento tu mirada de orgullo, y cada logro que alcanzo es también tuyo, porque sigues siendo mi mayor inspiración. Hoy, esta tesis marca un inicio, un paso firme hacia el futuro que soñaste para mí.

Con amor eterno, para ti, mamá.

A mis hermanos; Joel, Eriberto, Edgar, Percy y Yovana, por su apoyo incondicional, su confianza y su compañía en el proceso de este camino. Son mi refugio y motivación para seguir adelante. Este logro es tanto mío como de ustedes.

Con amor y gratitud infinita, les dedico esta tesis.

Luis Miguel Cruz Deza

DEDICATORIA

A mis padres, Moisés e Irma, cuyo esfuerzo incansable, sacrificio y apoyo abnegado hicieron posible la culminación de este trabajo. “Lo esencial es invisible a los ojos”, sin embargo, lo que me han dado es tangible, infinito e inquebrantable.

A mis hermanos, Esther, Carol y Benjamín, a quienes animo con el corazón a soñar sin límites, y luchar con valentía por sus anhelos.

A mi novia, Lucero, quien es la ayuda idónea que Dios me otorgó, tenaz y constante, mi perfecta confidente.

Este es solo el comienzo.

Jiret Eliud Quispe Puma

AGRADECIMIENTOS

Expresamos nuestro más sincero agradecimiento a nuestro asesor, MSc. Arturo Macedo Silva, por su guía, paciencia y apoyo a lo largo del proyecto de investigación. Su experiencia, dedicación y consejos fueron importantes para el desarrollo de nuestra investigación, ayudándonos a cumplir con los objetivos propuestos.

De igual manera, extendemos nuestra gratitud a los docentes de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, quienes con su compromiso y vocación han sido una fuente constante de aprendizaje e inspiración durante nuestra formación académica.

A nuestros amigos Michael Blas, Christian Hanco, Percy Pacco, Aaron Choque y Wilfredo Estrada, quienes, con sus conocimientos, consejos y experiencias, brindaron una valiosa colaboración en la realización de esta tesis. Así mismo, a nuestros compañeros con quienes compartimos arduas jornadas de estudio, esfuerzo y sacrificio, así como gratos momentos durante la formación académica como estudiantes universitarios.

Luis Miguel Cruz Deza

Jiret Eliud Quispe Puma

RESUMEN

El desarrollo de la presente tesis de investigación tiene por objetivo diseñar y construir un módulo experimental de tres pisos tipo marco para el estudio de la respuesta dinámica del sistema cuando este es sometido a cargas armónicas originadas por dos fuentes de excitación de masa desbalanceada, para ello se analiza y calcula los parámetros modales y su respuesta en velocidad de cada piso por tres enfoques metodológicos, analítico, simulación asistida por computadora y experimental.

Se ha empleado la directriz metodológica alemana VDI 2221 y sus complementos VDI 2222 Hoja 1, VDI 2223 y VDI 2225 Hoja 1, 2 y 3, para el diseño del módulo experimental. Se ha empleado el método de Análisis Modal Operacional (OMA) para identificar los parámetros modales del sistema (Módulo experimental) principalmente las frecuencias naturales de 9.32Hz, 16.39 Hz, 28.45 Hz con sus formas modales y relaciones de amortiguamiento modal de 0.044%, 0.033% y 0.027% correspondientemente. Se determinó las diferencias porcentuales de la simulación *Modal* por el software *Ansys* respecto al OMA obteniéndose valores de 1.61%, 5.12% y 9.6%; así también, el cálculo teórico de acuerdo con el modelo discreto equivalente de 3GDL respecto al OMA obteniéndose diferencias porcentuales de 5.36%, 6.01% y 2.18%. La medición de la respuesta dinámica se realizó mediante los acelerómetros AXL-ACC-16G, que integran el sensor LIS2DH12, instalados en cada piso conforme a los dos trabajos experimentales definidos mediante diseños factoriales 3^2 (dos factores y tres niveles). Los datos experimentales para el diseño factorial corresponden a la **velocidad RMS global**, es decir, velocidad máxima registrada en los tres pisos, obtenida a partir de los registros de aceleración procesados con el software *VibrationData*.

El primer trabajo experimental consta de 2 fuentes de excitación donde los factores de estudio seleccionados corresponden a la **frecuencia de operación** del 1er y 2do motor, y los niveles de 10.72 Hz, 18.85 Hz, y 32.72 Hz (para ambos factores). En función a la velocidad RMS

global se determinó que la condición crítica se produce cuando ambos motores operan a 18.85 Hz, esto dio paso a la simulación de respuesta dinámica mediante el análisis *Harmonic Response* de *Ansys2023 R1* y el cálculo mediante Análisis Modal, obteniéndose diferencias de 8.3% y 4.1% respectivamente.

El segundo trabajo experimental consta de 1 fuente de excitación donde los factores de estudio seleccionados corresponden a la **frecuencia de operación** y **ubicación de la fuente de excitación**, con niveles de 10.72 Hz, 18.85 Hz, y 32.72 Hz y 3er piso, 2do piso y 1er piso, respectivamente. En función a la velocidad RMS global se determinó que la condición crítica se produce cuando la fuente de excitación opera a 32.72 Hz y se ubica en el tercer nivel del módulo, para el cual también se realiza el cálculo Teórico y la simulación FEM para la condición crítica, donde se obtiene una diferencia de 14.3% y 8.6%, respectivamente.

Palabras Clave: Diseño Mecánico, VDI, Análisis Modal Operacional (OMA), Respuesta Dinámica, Simulación Modal, Análisis Modal, Diseño Factorial, Análisis Estadístico.

ABSTRACT

The objective of this research thesis is to design and build a three-story frame-type experimental module to study the dynamic response of the system when it is subjected to harmonic loads originated by two unbalanced mass excitation sources. For this purpose, the modal parameters and their velocity response of each floor are analyzed and calculated using three methodological approaches: analytical, computer-assisted simulation and experimental.

The German methodological guideline VDI 2221 and its complements VDI 2222 Sheet 1, VDI 2223 and VDI 2225 Sheet 1, 2 and 3 have been used for the design of the experimental module.

The Operational Modal Analysis (OMA) method was used to identify the modal parameters of the system (Experimental Module) mainly the natural frequencies of 9.32Hz, 16.39 Hz, 28.45 Hz with their modal shapes and modal damping ratios of 0.044%, 0.033% and 0.027% correspondingly. The percentage differences of the *Modal* simulation were determined by the *Ansys* software with respect to the OMA obtaining values of 1.61%, 5.12% and 9.6%; also, the theoretical calculation according to the 3GDL equivalent discrete model with respect to the OMA obtaining percentage differences of 5.36%, 6.01% and 2.18%.

The measurement of the dynamic response was performed by means of AXL-ACC-16G accelerometers, which integrate the LIS2DH12 sensor, installed in each floor according to the two experimental works defined by means of 3^2 factorial designs (two factors and three levels). The experimental data for the factorial design corresponded to the **global RMS velocity**, i.e., maximum velocity recorded in the three floors, obtained from the acceleration records processed with the *VibrationData* software.

The first experimental work consists of 2 excitation sources where the selected study factors correspond to the **operating frequency** of the 1st and 2nd motors, and the levels of 10.72 Hz, 18.85 Hz, and 32.72 Hz (for both factors). Based on the global RMS speed, it was determined that severe treatment occurs when both motors operate at 18.85 Hz. This led to the simulation

of the dynamic response through the *Harmonic Response* analysis of *Ansys2023 R1* and the calculation through Modal Analysis, obtaining differences of 8.3% and 4.1% respectively.

The second experimental work consists of 1 excitation source where the selected study factors correspond to the **operating frequency** and **location of the excitation source**, with levels of 10.72 Hz, 18.85 Hz, and 32.72 Hz and 3rd floor, 2nd floor and 1st floor, respectively. Based on the global RMS velocity, it was determined that the severe treatment occurs when the excitation source operates at 32.72 Hz and is located at the third level of the module, for which the Theoretical calculation and the FEM simulation for the severe treatment are also performed, where a difference of 14.3% and 8.6%, respectively, is obtained.

Keywords: Mechanical Design, VDI, Operational Modal Analysis (OMA), Dynamic Response, Modal Simulation, Modal Analysis, Factorial Design, Statistical Analysis.

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo de investigación se diseña y construye un módulo experimental para realizar ensayos orientados a la determinación de la respuesta dinámica del sistema frente a dos fuentes de excitación ubicadas en los últimos pisos del módulo operando a frecuencias de excitación muy cercas a las frecuencias naturales del sistema. La estructura de la presente tesis se divide en:

En el Capítulo I, Generalidades; se describe la problemática y se definen los objetivos, la justificación, hipótesis, se declaran las variables, se enumeran los alcances y limitaciones, y se describe el plan de trabajo como parte del procedimiento de investigación de la tesis.

En el Capítulo II, Marco Teórico; se describe los conceptos teóricos del Análisis Modal, los Ensayos Modales, Método de los Elementos Finitos, Diseño de Experimentos y se extrae los procedimientos de las directrices VDI.

En el Capítulo III, Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco; se desarrolla el diseño del módulo mediante la directriz VDI 2221 con su procedimiento general de diseño, y las recomendaciones complementarias de las directrices VDI 2222 Hoja 1, VDI 2223, y la evaluación técnico - económica mediante la directriz VDI 2225, finalmente se desarrolla los cálculos definitivos para la verificación del diseño optimo.

En el Capítulo IV, Construcción del Módulo y Determinación de Parámetros Modales por el OMA; se muestra imágenes parte del proceso constructivo del módulo, los costos de diseño, de materiales, instrumentos y equipos, y de fabricación; luego se describe el proceso y análisis de obtención de los parámetros modales mediante el Análisis Modal Operacional (OMA).

En el Capítulo V, Cálculo de Parámetros Modales y Respuesta Dinámica por el Análisis Modal Clásico; se describe los modelos conceptuales reducido a un sistema discreto equivalente de 3GDL tanto para el movimiento traslacional y rotacional con el fin de conocer las frecuencias naturales, los modos normales asociados, la participación de masa modal, y

culmina con el cálculo de la respuesta de la velocidad en el tiempo de cada piso cuando al sistema es perturbado por una sola fuente de excitación.

En el Capítulo VI, Simulación Computacional para Determinar los Parámetros Modales y Respuesta Dinámica; se desarrolla el proceso y análisis del cálculo de las propiedades modales del módulo mediante software comercial *Ansys* en su paquete *Modal Analysis* y se determina la respuesta de la velocidad en frecuencia de cada piso con la herramienta *Harmonic Response* cuando en el sistema actúa una sola fuente de excitación.

En el Capítulo VII, Análisis y Diseño de Experimentos, Comparación y Validación de Resultados; este último capítulo inicia con la comparación de los resultados de los parámetros modales obtenidos mediante el cálculo teórico y la simulación respecto al OMA, luego se muestra el procedimiento de cálculo para el diseño factorial 3^2 seleccionado para abordar el trabajo experimental cuando el sistema se somete a dos fuentes de excitación actuando a frecuencias cercanas a las frecuencias naturales del sistema y determina cual escenario, considerando ambos factores, son los más críticos y se corrobora con cálculo de la repuesta con el análisis modal y la simulación modal, también se realiza la estadística bajo el mismo diseño factorial cuando el sistema es sometido a una sola fuente de excitación que varía de ubicación donde se determina la condición de mayor criticidad y se compara con los resultados por el análisis modal y la simulación modal.

Se concluye con las conclusiones, recomendaciones, anexos y planos.

CONTENIDO

PRESENTACIÓN.....	I
DEDICATORIA	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTOS	IV
RESUMEN	V
ABSTRACT.....	VII
INTRODUCCIÓN	IX
CONTENIDO	XI
ÍNDICE DE TABLAS	XIX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XXIII
CAPITULO I GENERALIDADES	1
1.1 Problema	1
1.1.1 Planteamiento del Problema	1
1.1.2 Formulación del Problema.....	2
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos.....	2
1.3 Justificación	3
1.4 Hipótesis	3
1.5 Variables	4
1.5.1 Variables Independientes	4
1.5.2 Variables Dependientes	4
1.6 Alcances y Limitaciones	4
1.6.1 Alcances.....	4

1.6.2	Limitaciones.....	5
1.7	Metodología	5
1.7.1	Tipo, Nivel y Diseño de Investigación	5
1.7.2	Procedimiento de la Investigación.....	6
1.8	Antecedentes	11
CAPITULO II MARCO TEORICO		14
2.1	Diseño por las Directrices VDI.....	14
2.1.1	VDI 2221 (1993).....	14
2.1.2	VDI 2222 Hoja 1 (1997).....	15
2.1.3	VDI 2223 (2004).....	18
2.1.4	VDI 2225	20
2.2	Análisis Modal.....	25
2.2.1	Frecuencias Naturales y Modos de Vibración de Sistemas de Varios Grados de Libertad (VGDL).....	25
2.2.2	Ortogonalidad de Modos.....	27
2.2.3	Normalización de los Modos	27
2.2.4	Expansión Modal	28
2.2.5	Respuesta de Vibración Amortiguada Forzada.....	29
2.2.6	Estimación de los Coeficientes de Rayleigh.....	30
2.3	Ensayos Modales	31
2.3.1	Análisis Modal Experimental	31
2.3.2	Análisis Modal Operacional	32
2.3.3	Métodos de Identificación Modal	33
2.3.3.1	Método FDD	34
2.3.3.2	Método SSI	36

2.4	Método de los Elementos Finitos.....	37
2.4.1	Definición del Problema	38
2.4.2	Generación del Modelo Geométrico.....	39
2.4.3	Discretización	39
2.4.4	Condiciones de Borde.....	42
2.4.5	Procesamiento	43
2.4.6	Post Procesamiento	44
2.4.7	Validación.....	44
2.5	Análisis y diseño estadístico de experimentos.....	45
2.5.1	Definiciones básicas en el diseño de experimentos	45
2.5.2	Etapas en el diseño de experimentos	47
2.5.3	Clasificación y selección de los diseños experimentales.....	49
2.5.4	Diseño Factorial	50
2.5.4.1	Representación geométrica del diseño factorial	51
2.5.4.2	Representación de los efectos	51
2.5.4.3	Modelo estadístico y prueba de hipótesis	54
2.5.4.4	Cuadro ANOVA	54
2.5.4.5	Coefficientes de determinación.....	56
2.5.4.6	Verificación de supuestos	57
CAPITULO III DISEÑO DEL MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO		58
3.1	Introducción	58
3.2	Tarea Principal.....	58
3.3	Estado de la Tecnología.....	58
3.4	Lista de Requisitos.....	67
3.5	Función Principal ("Black Box").....	71

3.6	Estructura de Funciones	72
3.7	Soluciones Principales	72
3.7.1	Evaluación por Análisis de Utilidad	80
3.8	División en Módulos Realizables	83
3.9	Diseñar los Módulos Relevantes.....	84
3.9.1	Preparación de estudios de diseño	84
3.9.2	Publicando los diseños preliminares	86
3.9.3	Evaluación de los Diseños Preliminares	91
3.9.3.1	Evaluación Técnica.....	91
3.9.3.2	Evaluación Económica.....	91
3.9.3.3	Diagrama de Evaluación.....	97
3.10	Diseño de todo el Producto	98
3.10.1	Dimensionamiento de la Masa de Equilibrio.....	98
3.10.2	Dimensionamiento de la Plancha Base Soporte.....	101
3.10.3	Simulación Estática del Módulo	101
3.10.3.1	Definición del Problema	102
3.10.3.2	Etapa de preprocesamiento	102
3.10.3.3	Condiciones de Borde	102
3.10.3.4	Etapa de Solución	103
3.10.3.5	Etapa de Post-Procesamiento	104
3.10.4	Cálculo de Conexiones Empernadas.....	104
3.10.4.1	Determinación de Reacciones y Cargas.....	104
3.10.4.2	Cálculo de Torque de Apriete.....	108
CAPÍTULO IV CONSTRUCCIÓN DEL MÓDULO Y DETERMINACIÓN DE		
PARÁMETROS MODALES POR EL OMA		114

4.1	Construcción	114
4.1.1	Costos de construcción	117
4.2	Análisis Modal Operacional	120
4.2.1	Consideraciones generales	120
4.2.2	Especificaciones de las Medidas Dinámicas.....	122
4.2.2.1	Rangos de Frecuencia	122
4.2.2.2	Frecuencia de Muestreo	122
4.2.2.3	Duración de la Serie Temporal	123
4.2.2.4	Correlación de la Fuente de Carga y Excitación Artificial .	123
4.2.3	Sensores y Adquisición de Datos.....	123
4.2.4	Número de Sensores, Ubicación y Referencias	125
4.2.5	Conjuntos de Datos	126
4.2.6	Ensayos de Identificación Modal.....	127
4.2.6.1	Instalación de los Equipos	127
4.2.6.2	Recolección de Datos.....	129
4.2.6.3	Análisis y Procesamiento de Datos Registrados.....	130
4.2.6.4	Procedimiento de Identificación Modal.....	132

CAPITULO V CÁLCULO DE PARÁMETROS MODALES Y RESPUESTA DINÁMICA

	POR EL ANÁLISIS MODAL CLÁSICO	136
5.1	Cálculo de Frecuencias Naturales	137
5.2	Cálculo de Modos Normales.....	141
5.3	Cálculo de Masa Participativa	144
5.4	Cálculo de los Coeficientes de Rayleigh	145
5.5	Cálculo de la Respuesta Dinámica Con Una Sola Fuente de Excitación	146

5.5.1	Cálculo de la respuesta para el primer caso de estudio ($F1 = F2 = 0, F3 = F03$).....	150
5.5.2	Cálculo de la respuesta para el segundo caso de estudio ($F1 = 0, F2 = F02, F3 = 0$).....	154
5.5.3	Cálculo de la respuesta para el tercer caso de estudio ($F1 = F01, F2 = F3 = 0$).....	157

CAPITULO VI SIMULACIÓN COMPUTACIONAL PARA DETERMINAR LOS PARÁMETROS MODALES Y RESPUESTA DINÁMICA 161

6.1	Simulación Modal.....	162
6.1.1	Definición del Problema	162
6.1.2	Etapa de Pre-Procesamiento	163
6.1.2.1	Generación del Modelo.....	163
6.1.2.2	Definición de Propiedades	165
6.1.2.3	Discretización	166
6.1.2.4	Condiciones de Borde.....	167
6.1.3	Etapa de Solución	168
6.1.4	Etapa de Post-Procesamiento.....	168
6.2	Simulación de Respuesta Dinámica Con Una Fuente de Excitación.....	171
6.2.1	Definición del Problema	172
6.2.2	Etapa de Pre-Procesamiento	172
6.2.2.1	Condiciones de Borde.....	172
6.2.3	Etapa de Solución	173
6.2.4	Etapa de Post-Procesamiento.....	173
6.2.4.1	Primer Caso de Estudio.....	174
6.2.4.2	Segundo Caso de Estudio.....	175

6.2.4.3	Tercer Caso de Estudio	176
CAPITULO VII ANÁLISIS Y DISEÑO DE EXPERIMENTOS, COMPARACIÓN Y		
VALIDACIÓN DE RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL, SIMULACIÓN Y		
EXPERIMENTAL.....		
7.1	Comparativa de las propiedades modales obtenidas por los tres enfoques ...	178
7.2	Análisis y Diseño Experimental Para la Configuración de Dos Fuentes.....	178
7.2.1	Respuesta experimental	180
7.2.1.1	Rangos de Frecuencia	180
7.2.1.2	Duración de la Serie Temporal	181
7.2.1.3	Adquisición de Datos.....	182
7.2.1.4	Análisis y Procesamiento de Datos.....	183
7.2.2	Análisis estadístico.....	185
7.2.2.1	Efectos principales:.....	188
7.2.2.2	Efectos de interacción:.....	190
7.2.3	Análisis Comparativos Para la Condición Crítica	195
7.2.3.1	Modal	195
7.2.3.2	Simulación	197
7.2.3.3	Comparación y Validación	199
7.3	Análisis y diseño experimental para la configuración con una fuente.....	200
7.3.1	Respuesta Experimental.....	201
7.3.1.1	Adquisición de Datos.....	201
7.3.1.2	Análisis y procesamiento de Datos	202
7.3.2	Análisis estadístico.....	203
7.3.2.1	Efectos principales	207
7.3.2.2	Efectos de interacción.....	208

7.3.3 Análisis comparativo para el caso de estudio de la condición máxima

212

7.3.3.1 Comparación y validación212

CONCLUSIONES213

RECOMENDACIONES216

BIBLIOGRAFÍA218

ANEXOS222

ANEXO A.....223

ANEXO B.....224

ANEXO C.....229

ANEXO D.....231

ANEXO E245

ANEXO F247

ANEXO G.....248

ANEXO H.....250

ANEXO I252

ANEXO J262

ANEXO K.....272

ANEXO L280

ANEXO M305

ANEXO N.....318

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Escala de Calificación de Puntos según VDI 2225.</i>	24
Tabla 2 <i>Escala de Valores de Asimetría y Calidad de Celda Correspondiente.</i>	42
Tabla 3 <i>Diseño factorial 3² en tres notaciones útiles</i>	53
Tabla 4 <i>ANOVA para el diseño factorial 3².</i>	56
Tabla 5 <i>Características Extraídas del Módulo Elaborado por (López Lamadrid, 2013).</i>	60
Tabla 6 <i>Características Extraídas del Módulo Elaborado por (Arzapalo Barrera, 2015).</i>	60
Tabla 7 <i>Equipo de vibraciones libres y forzadas.</i>	62
Tabla 8 <i>Set DigiCart Expert Para Estudio de Vibración y Resonancia.</i>	62
Tabla 9 <i>Sistema de Vibración Universal SD2.</i>	63
Tabla 10 <i>Equipo de Ensayo TM155 de Vibraciones Libres y Forzadas.</i>	63
Tabla 11 <i>Banco de Vibraciones Libres y Forzadas.</i>	64
Tabla 12 <i>Módulo de Vibraciones.</i>	64
Tabla 13 <i>Módulo Educativo a Escala de una Zaranda Vibratoria.</i>	65
Tabla 14 <i>Banco Didáctico Para la Medición de Vibración Mecánicas.</i>	65
Tabla 15 <i>Banco de Ensayo Para la Enseñanza del Análisis de Vibraciones.</i>	66
Tabla 16 <i>Máquina Para el Estudio de la Transmisibilidad.</i>	66
Tabla 17 <i>Máquina Para el Aislamiento de Vibraciones.</i>	67
Tabla 18 <i>Lista de Requisitos Para el Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco.</i>	68
Tabla 19 <i>Cuadro Morfológico del Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco.</i>	74
Tabla 20 <i>Ponderación de los Criterios de Evaluación.</i>	81
Tabla 21 <i>Escala de Valores Para Evaluar el Análisis de Utilidad.</i>	82
Tabla 22 <i>Análisis de Utilidad de las Diferentes Variantes de Solución.</i>	82
Tabla 23 <i>Formas del Perfil de las Columnas (Modulo Relevante a Diseñar).</i>	85
Tabla 24 <i>Forma Preliminar de la Masa Desbalanceada.</i>	86

Tabla 25 <i>Evaluación Técnica de los Diseños Preliminares.</i>	92
Tabla 26 <i>Costo de Materiales y Fabricación del Diseño Preliminar 1.</i>	93
Tabla 27 <i>Costo de Materiales y Fabricación del Diseño Preliminar 2.</i>	94
Tabla 28 <i>Costo de Materiales y Fabricación del Diseño Preliminar 3.</i>	95
Tabla 29 <i>Costo de Materiales y Fabricación del Diseño Preliminar 4.</i>	96
Tabla 30 <i>Fuerza Desbalanceada Aplicada a la Simulación Estática Estructural.</i>	103
Tabla 31 <i>Reacciones en las Escuadradas Angulares 20S28 del Nodo Estructurales N-09.</i> ..	106
Tabla 32 <i>Reacciones en la Escuadra Angular 30S de la Conexión C-01.</i>	107
Tabla 33 <i>Momentos de Reacción en la Escuadra Angular 30S de la Conexión C-01.</i>	108
Tabla 34 <i>Características Principales del Pernos Socket M5.</i>	109
Tabla 35 <i>Resumen del Cálculo de Torque de Apriete en las Conexiones del Módulo.</i>	113
Tabla 36 <i>Costos de Equipos e Instrumentación.</i>	118
Tabla 37 <i>Costo de Materiales.</i>	118
Tabla 38 <i>Costo de Manufactura.</i>	119
Tabla 39 <i>Resumen de costo del proyecto.</i>	119
Tabla 40 <i>Relación Entre Frecuencias de Excitación y Frecuencias Naturales de Interés.</i> ..	121
Tabla 41 <i>Características del Sensor Triaxial LIS2DH12.</i>	124
Tabla 42 <i>Frecuencias Naturales Identificadas y Factores Amortiguamiento - EFDD.</i>	133
Tabla 43 <i>Valores Numéricos de la Matriz AutoMAC.</i>	135
Tabla 44 <i>Frecuencias Naturales Para el Movimiento Traslacional.</i>	140
Tabla 45 <i>Frecuencias Naturales Para el Movimiento Rotacional.</i>	141
Tabla 46 <i>Resumen de la Estimación de las Fracciones de Amortiguamiento.</i>	146
Tabla 47 <i>Resumen de Expresiones Para el Cálculo de la Respuesta Total del Sistema.</i>	149
Tabla 48 <i>Parámetros Constantes en el Cálculo de Respuesta Dinámica del Sistema</i>	149
Tabla 49 <i>Cálculo de Relaciones de Frecuencias Para 10.55 Hz.</i>	151

Tabla 50 <i>Cálculo de Relaciones de Frecuencias Para 19.81 Hz.</i>	152
Tabla 51 <i>Cálculo de Relaciones de Frecuencias Para 29.55 Hz.</i>	153
Tabla 52 <i>Masa Puntual del Sistema de Excitación y Contrapeso.</i>	164
Tabla 53 <i>Propiedades Mecánicas de los Materiales en la Simulación.</i>	165
Tabla 54 <i>Asignación de los Materiales a los Componentes del Modelo.</i>	165
Tabla 55 <i>Estadísticas de Mallado del Modelo Geométrico.</i>	167
Tabla 56 <i>Frecuencias Naturales y Porcentajes de Masa Participativa.</i>	168
Tabla 57 <i>Fuerzas Armónicas de la Simulación de Respuesta Dinámica.</i>	173
Tabla 58 <i>Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Tercer Nivel.</i>	175
Tabla 59 <i>Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Segundo Nivel.</i> .	175
Tabla 60 <i>Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Primer Nivel.</i>	177
Tabla 61 <i>Comparación de las Frecuencias Naturales por los Enfoques Empleados.</i>	178
Tabla 62 <i>Matriz de Diseño o Arreglo Factorial.</i>	179
Tabla 63 <i>Frecuencias de Batido.</i>	181
Tabla 64 <i>Niveles de Vibración Máxima RMS del Módulo en mm/s.</i>	185
Tabla 65 <i>Niveles de Vibración Máxima RMS del Módulo en mm/s, Valores Promedio de las Réplicas.</i>	187
Tabla 66 <i>Cuadro resumen de la variable de respuesta para el análisis de varianza.</i>	191
Tabla 67 <i>ANOVA global para el diseño factorial 3².</i>	192
Tabla 68 <i>Respuesta máxima en RMS al tratamiento de los factores A y B.</i>	194
Tabla 69 <i>Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Tercer Nivel.</i>	199
Tabla 70 <i>Comparación de la Respuesta en Velocidad RMS Para la Condición Crítica.</i>	200
Tabla 71 <i>Matriz de Diseño o Arreglo Factorial Para el Segundo Trabajo Experimental.</i> ...	201
Tabla 72 <i>Niveles de vibración máxima RMS del módulo en mm/s.</i>	204

Tabla 73 <i>Niveles de Vibración Máxima RMS del Módulo en mm/s, Valores Promedio de las Réplicas</i>	205
Tabla 74 <i>Cuadro resumen de la variable de respuesta para el análisis de varianza</i>	209
Tabla 75 <i>ANOVA global para el diseño factorial 3²</i>	209
Tabla 76 <i>Respuesta máxima en RMS al tratamiento de los factores A y B</i>	212
Tabla 77 <i>Comparación de la respuesta en velocidad RMS para el primer caso de estudio</i> .	212

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 <i>Esquema del Módulo Experimental (Estructura de Tres Pisos Tipo Marco).</i>	2
Figura 2 <i>Plan de Trabajo Para el Cálculo y Estimación de los Parámetros Modales.</i>	7
Figura 4 <i>Plan de Trabajo Para Determinar la Respuesta en Velocidad del Sistema Sometido a Dos Fuentes de Excitación.</i>	8
Figura 5 <i>Plan de Trabajo Para Determinar la Respuesta en Velocidad del Sistema Sometido a Una Sola Fuente de Excitación.</i>	9
Figura 6 <i>Planteamiento de los Ensayos Experimentales Para el Trabajo Experimental Sometido A Una Fuente De Excitación.</i>	10
Figura 6 <i>Planteamiento de los Ensayos Experimentales Para el Trabajo Experimental Sometido a Dos Fuentes de Excitación.</i>	11
Figura 7 <i>Procedimiento General Para el Desarrollo y Diseño.</i>	15
Figura 8 <i>Marco de Directrices VDI Para la Planificación de Productos, Tareas, Desarrollo y Diseño según La Directriz VDI 2222 Hoja 11.</i>	16
Figura 9 <i>Plan de procedimiento Para la Construcción Metódica Según VDI 2221.</i>	17
Figura 10 <i>Procedimiento General de Diseño Según VDI 2223.</i>	19
Figura 11 <i>Integración del Proceso de Diseño en el Plan de Proceso Según VDI 2223.</i>	20
Figura 12 <i>Plan de Procedimiento Para el Diseño según VDI 2225.</i>	23
Figura 13 <i>Diagrama-s Para la Evaluación Comparativa de los Diseños.</i>	25
Figura 14 <i>Resumen del Proceso de Análisis Modal Experimental.</i>	31
Figura 15 <i>Resumen del Proceso de Análisis Modal Operacional.</i>	33
Figura 16 <i>Esquema de Métodos de Identificación Modal de Sólo Salida.</i>	34
Figura 17 <i>Procedimiento General del Método de los Elementos Finitos.</i>	38
Figura 18 <i>Aspect Ratio (Relación de Aspecto) y Jacobian Ratio (Relación Jacobiana) de Cuadriláteros y Triángulos.</i>	40

Figura 19 <i>Parallel Deviation (Desviación Paralela) de Cuadriláteros.</i>	41
Figura 20 <i>Skewness (Asimetría), Triángulos y Cuadriláteros Ideales y Asimétricos.</i>	42
Figura 21 <i>Variables de un proceso y preguntas a responder al diseñar un experimento.</i>	47
Figura 22 <i>Clasificación de los Diseños Experimentales.</i>	50
Figura 23 <i>Esquema General del Desarrollo del Trabajo de Investigación.</i>	52
Figura 24 <i>Grafica de Efectos Predominando a) Parte Lineal y b) Parte Cuadrática.</i>	53
Figura 25 <i>Modulo Rediseñado con Arriostres Axiales por (López Lamadrid, 2013).</i>	59
Figura 26 <i>Mediciones Realizadas en el Módulo Diseñado por (Arzapalo Barrera, 2015).</i>	61
Figura 27 <i>Black Box del Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco.</i>	71
Figura 28 <i>Estructura de Funciones del Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco.</i>	73
Figura 29 <i>Alternativa de Solución 1.</i>	76
Figura 30 <i>Alternativa de Solución 2.</i>	77
Figura 31 <i>Alternativa de Solución 3.</i>	78
Figura 32 <i>Alternativa de Solución 4.</i>	78
Figura 33 <i>Alternativa de Solución 5.</i>	79
Figura 34 <i>Formas del Perfil de las Columnas de Aluminio (Modulo Relevante a Diseñar).</i> ...84	
Figura 35 <i>Diseño Preliminar 1.</i>	87
Figura 36 <i>Diseño Preliminar 2.</i>	88
Figura 37 <i>Diseño Preliminar 3.</i>	89
Figura 38 <i>Diseño Preliminar 4.</i>	90
Figura 39 <i>Módulo, Diagrama-s Para los Diseños Preliminares 1, 2, 3 y 4.</i>	97
Figura 40 <i>Masa Total de la Fuente de Excitación.</i>	98
Figura 41 <i>Masa Total de la Masa de Equilibrio.</i>	99
Figura 42 <i>Esquema de los Centros de Masa Importantes en el Piso del Módulo.</i>	100
Figura 43 <i>Condición de Carga Aplicada a la Simulación Estructural.</i>	103

Figura 44 <i>Estado de Esfuerzos y Deformaciones de la Estructura del Módulo.</i>	105
Figura 45 <i>Nodos Estructurales Principales y Conexiones en la Placa Base del Módulo.</i>	106
Figura 46 <i>Reacciones en el Nodo Estructural N-09 del Módulo.</i>	107
Figura 47 <i>Reacciones en la Conexión C-01 del Módulo.</i>	108
Figura 48 <i>División del perno para calcular resiliencias elásticas axiales.</i>	109
Figura 49 <i>Taladrado y Producción de Rosca Interna a la Plancha Base.</i>	114
Figura 50 <i>Corte y Taladrado de Soporte del Motor DC y de la Masa de Equilibrio.</i>	115
Figura 51 <i>Corte de Platina que Actúa Como la Masa de Equilibrio.</i>	115
Figura 52 <i>Mecanizado de la Masa Desbalanceada.</i>	116
Figura 53 <i>Pintado de Base y Acabado de las Placas de la Masa de Equilibrio y Soporte de Motor DC.</i>	116
Figura 54 <i>Montaje Terminado del Módulo.</i>	117
Figura 55 <i>Espectro Típico de Operación Normal en Motores DC.</i>	120
Figura 56 <i>Sistema de Adquisición de Datos.</i>	124
Figura 57 <i>Rango de Respuesta del Sensor Bajo los Diferentes Métodos de Montaje.</i>	125
Figura 58 <i>Ubicación de los Acelerómetros Sobre la Estructura del Módulo.</i>	127
Figura 59 <i>Instalación de los Acelerómetros Para la Adquisición de Datos.</i>	128
Figura 60 <i>Registro de Aceleración de los Sensores del Tercer Nivel.</i>	129
Figura 61 <i>Registro de Aceleración Para el Análisis y Procesamiento.</i>	130
Figura 62 <i>Asignación y Configuración del Análisis de Datos Registrados.</i>	131
Figura 63 <i>Diagrama de Densidad Espectral - EFDD.</i>	132
Figura 64 <i>Frecuencias Naturales Identificadas en el Diagrama de Densidad Espectral.</i>	133
Figura 65 <i>Modos de Vibración de las Frecuencias Naturales Identificadas - EFDD.</i>	134
Figura 66 <i>Matriz AutoMAC de los Modos de Vibración Obtenidos Experimentalmente.</i>	135
Figura 67 <i>Modelo Conceptual del Módulo.</i>	136

Figura 68 <i>Masa del Piso Medida en Balanza Digital.</i>	139
Figura 69 <i>Esquema de la Vista Superior del Piso y Sección de la Columna.</i>	140
Figura 70 <i>Modos Normales de Flexión en Dirección Horizontal.</i>	143
Figura 71 <i>Modos Normales de Torsión en Dirección Vertical.</i>	143
Figura 72 <i>Esquema de la Modelización de la Respuesta Traslacional del Sistema.</i>	147
Figura 73 <i>Esquema del Movimiento Rotacional del Piso Cuando se Somete a Un Momento.</i>	147
Figura 74 <i>Esquema de la Modelización de la Respuesta Rotacional del Sistema.</i>	148
Figura 75 <i>Respuesta Total del Sistema a 10.55 Hz Ubicada en el Tercer Nivel.</i>	151
Figura 76 <i>Respuesta Total del Sistema a 19.81 Hz Ubicada en el Tercer Nivel.</i>	153
Figura 77 <i>Respuesta Total del Sistema a 29.55 Hz Ubicada en el Tercer Nivel.</i>	154
Figura 78 <i>Respuesta Total del Sistema a 10.55 Hz Ubicada en el Segundo Nivel.</i>	155
Figura 79 <i>Respuesta Total del Sistema a 19.81 Hz Ubicada en el Segundo Nivel.</i>	156
Figura 80 <i>Respuesta Total del Sistema a 29.55 Hz Ubicada en el Segundo Nivel.</i>	157
Figura 81 <i>Respuesta Total del Sistema a 10.55 Hz Ubicada en el Primer Nivel.</i>	158
Figura 82 <i>Respuesta Total del Sistema a 19.81 Hz Ubicada en el Primer Nivel.</i>	159
Figura 83 <i>Respuesta Total del Sistema a 29.55 Hz Ubicada en el Primer Nivel.</i>	160
Figura 84 <i>Etapas de la Simulación Computacional.</i>	161
Figura 85 <i>Modelo Geométrico del Módulo.</i>	163
Figura 86 <i>Modelo Geométrico del Sistema de Excitación y Contrapeso.</i>	164
Figura 87 <i>Mallado del Modelo Geométrico.</i>	166
Figura 88 <i>Condiciones de Borde Aplicadas al Modelo.</i>	167
Figura 89 <i>Modos de Vibración Entre 9.82 Hz y 29.07 Hz de la Estructura del Módulo.</i>	169
Figura 90 <i>Modos de Vibración Entre 29.07 Hz y 81.16 Hz de la Estructura del Módulo.</i>	170
Figura 91 <i>Modos de Vibración Entre 81.16 Hz y 187.06Hz de la Estructura del Módulo.</i>	171

Figura 92 <i>Condiciones de Carga Aplicadas al Modelo.</i>	172
Figura 93 <i>Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Tercer Nivel.</i> ...	174
Figura 94 <i>Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Segundo Nivel.</i>	176
Figura 95 <i>Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Primer Nivel.</i> ..	177
Figura 96 <i>Instalación de Acelerómetros en los Niveles del Módulo.</i>	182
Figura 97 <i>Flujograma del Cálculo de Velocidad con la Aceleración en VibrationData.</i>	183
Figura 98 <i>Velocidad en el tiempo: Ensayo #1, Arreglo Factorial 1.</i>	184
Figura 99 <i>Representación Geométrica del Diseño Factorial 3².</i>	187
Figura 100 <i>Efecto Principal del Factor A.</i>	188
Figura 101 <i>Efecto Principal del Factor B.</i>	189
Figura 102 <i>Efecto de Interacción de los Factores A y B.</i>	191
Figura 103 <i>Supuestos de Normalidad y Varianza Constante.</i>	195
Figura 104 <i>Respuesta total cuando $\omega_{3^\circ \text{ nivel}} = 18.85 \text{ Hz}$ y $\omega_{2^\circ \text{ nivel}} = 18.85 \text{ Hz}$ operan sobre el módulo.</i>	197
Figura 105 <i>Carga Aplicada al Modelo en la Segunda Frecuencia de Estudio.</i>	198
Figura 106 <i>Respuesta de Velocidad en Frecuencia de los Tres Niveles.</i>	199
Figura 107 <i>Instalación de Acelerómetros Para el Segundo Trabajo Experimental.</i>	202
Figura 108 <i>Velocidad en el tiempo: Ensayo #1, Arreglo Factorial 1, Segundo Experimento.</i>	203
Figura 109 <i>Representación Geométrica del Diseño Factorial 3².</i>	206
Figura 110 <i>Efecto Principal del Factor A.</i>	207
Figura 111 <i>Efecto Principal del Factor B.</i>	207
Figura 112 <i>Efecto de Interacción de los Factores AB.</i>	208
Figura 113 <i>Supuestos de Normalidad y Varianza Constante.</i>	210

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1 Problema

1.1.1 Planteamiento del Problema

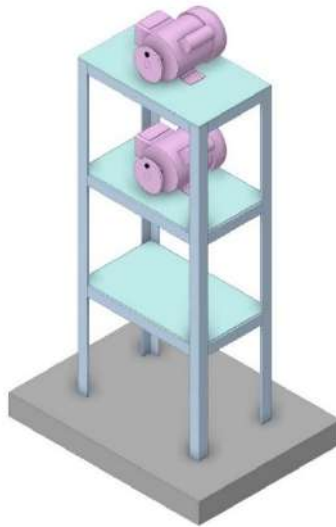
En la industria de nuestro país son muchas las estructuras que portan equipos mecánicos dentro de ciertos procesos, especialmente la industria minera emplea maquinas como zarandas, chancadoras, drivers de fajas transportadoras, etc. que por su habitual funcionamiento inducen vibraciones hacia las estructuras que las portan, muchas veces estas estructuras se ven comprometidas en su integridad y diseño, razón por la cual es necesario analizar dinámicamente la estructura.

Por otra parte, el análisis dinámico estructural nos permite evaluar el comportamiento dinámico de las estructuras, este análisis es de vital importancia dado que se han registrados fallas en estructuras como consecuencia de estados de resonancia que provocan sobreesfuerzos, fisuras, deformaciones plásticas y pérdida de rigidez; dichos estados son inducidos por las maquinas en mención que llegan a aportar suficiente energía al sistema para poder activar un determinado modo de vibración.

Por lo expuesto, se desarrolla de manera particular una estructura de tres pisos tipo marco, como se presenta en la Figura 1, con el objetivo de registrar su respuesta dinámica que abarca las frecuencias naturales, modos normales, relaciones de amortiguamiento, así como su respuesta en velocidad, cuando se encuentra en estados de resonancia inducidos por dos fuentes de excitación de masa desbalanceada; en base a estas consideraciones, se busca, a través del análisis y diseño de experimentos, identificar la condición de mayor criticidad bajo la influencia de las frecuencias de operación cuando ambas fuentes de excitación actúan simultáneamente y su ubicación en los niveles de la estructura del módulo.

Figura 1

Esquema del Módulo Experimental (Estructura de Tres Pisos Tipo Marco).



Nota. Se muestra una de las configuraciones del trabajo experimental.

1.1.2 Formulación del Problema

¿Cuál es la respuesta dinámica de una estructura tipo marco de tres pisos sometida a dos fuentes de excitación de masa desbalanceada?

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar y construir un módulo de tres pisos tipo marco sometido a dos fuentes de excitación de masa desbalanceada para determinar la respuesta dinámica del sistema.

1.2.2 Objetivos Específicos

- i. Diseñar la estructura y la disposición de las fuentes de excitación por medio de la metodología de diseño VDI 2221, VDI 2222 Hoja 1, VDI 2223 y; VDI 2225 Hoja 1, Hoja 2 y Hoja 3.
- ii. Calcular los parámetros modales de la estructura utilizando el Análisis Modal Clásico para sistemas de varios grados de libertad en *Matlab*.

- iii. Simular la estructura para obtener sus parámetros modales con ayuda del Método de los Elementos Finitos por *ANSYS Workbench*.
- iv. Construir el módulo y estimar experimentalmente los parámetros modales de la estructura mediante el Análisis Modal Operacional en *ARTEMIS Modal*.
- v. Determinar el efecto de la frecuencia de operación y ubicación de las fuentes excitación en la respuesta dinámica, así como la condición de mayor criticidad mediante el análisis y diseño de experimentos por el programa *Minitab*, comparar y validar los resultados del análisis modal, numérico y experimental.

1.3 Justificación

- i. Asimilar de mejor manera la transmisión de las vibraciones mecánicas a una estructura tipo marco a partir de dos máquinas de masa desbalanceada.
- ii. Entender el efecto del estado de resonancia en la respuesta dinámica de la estructura tipo marco excitado por dos fuentes de masa desbalanceada.
- iii. Comprender el comportamiento dinámico de la estructura frente a modificaciones de ubicación de las fuentes de excitación en los pisos de la estructura tipo marco.
- iv. Incentivar el análisis e investigación de las vibraciones en estructuras reales que soportan máquinas rotativas.
- v. Fin educativo para afianzar conocimientos de Vibraciones Mecánicas en la E.P. Ingeniería Mecánica y/o ramas afines.

1.4 Hipótesis

Es posible determinar la respuesta dinámica del sistema tras el desarrollo del diseño y construcción del módulo de tres pisos tipo marco sometido a dos fuentes de excitación de masas desbalanceadas.

1.5 Variables

1.5.1 Variables Independientes

- Frecuencias de operación de los motores de masa desbalanceada.
- Ubicación de las fuentes de excitación en los niveles de la estructura.

1.5.2 Variables Dependientes

- Respuesta dinámica en velocidad de los tres pisos de la estructura del módulo.

1.6 Alcances y Limitaciones

1.6.1 Alcances

- i. Para el diseño de la estructura óptima, se hace uso de la metodología de diseño VDI 2221 y sus complementos.
- ii. La determinación de las frecuencias naturales y sus respectivos modos de vibración; además de la respuesta del sistema en el tiempo se hace uso del análisis modal clásico.
- iii. Para el desarrollo del análisis modal clásico se modela conceptualmente el sistema dinámico en varios grados de libertad.
- iv. Se estima las frecuencias naturales, modos de vibración y factores de amortiguamiento de la estructura mediante el método de Análisis Modal Operacional.
- v. Se determina los coeficientes de Rayleigh a partir de los factores de amortiguamiento de los principales modos obtenidos en el Análisis Modal Operacional.
- vi. Aplicando el método de los elementos finitos asistido por software se determina por medio de la simulación computacional las frecuencias naturales y modos de vibración; además de la respuesta armónica del sistema en frecuencia.

1.6.2 Limitaciones

- i. El módulo está diseñado únicamente para el estudio y análisis de respuesta en los pisos de la estructura.
- ii. No se realiza el análisis de esfuerzos dinámicos del módulo.
- iii. La estructura tipo marco consta de 3 pisos (niveles).
- iv. Las fuentes de excitación se ubican entre el segundo y tercer nivel de la estructura.
- v. La masa desbalanceada en ambos es de 90 gr. aproximadamente.
- vi. Se establecen frecuencias de operación próximas a las tres primeras frecuencias naturales de la estructura del módulo.
- vii. Para la medición experimental de la respuesta en velocidad de los pisos de la estructura se utilizan tres acelerómetros triaxiales.
- viii. Para controlar las frecuencias de operación se emplea un sistema de control electrónico con instrumentos de nivel académico.
- ix. No se realiza el diseño eléctrico y electrónico del sistema de control de velocidad en los motores (frecuencias de operación), así también, se ignora su costo de diseño y adquisición para la evaluación económica de los diseños preliminares.

1.7 Metodología

1.7.1 Tipo, Nivel y Diseño de Investigación

De acuerdo con (Hernández Sampieri et al., 2014, p. 4-5) “el tipo o enfoque cuantitativo es secuencial y probatorio, se miden variables en un determinado contexto, se analizan las mediciones utilizando métodos estadísticos, [...]” y las características que describe el autor del tipo de investigación cuantitativo se refleja en la presente tesis de investigación.

El nivel o alcance según (Hernández Sampieri et al., 2014, p. 91-93) para nuestro trabajo de investigación es exploratoria, descriptivo y correlacional. Exploratoria, porque

empleamos un método experimental conocido como Análisis Modal Operacional (OMA) relativamente nuevo para la estimación de parámetros o propiedades modales de un sistema; Descriptivo, porque se busca conocer las características del fenómeno a analizar; y Correlacional, porque se busca conocer la relación o grado de asociación de las variables.

En el diseño de investigación para el autor (Hernández Sampieri et al., 2014, p. 127) según su clasificación, nuestra presente tesis corresponde al de tipo experimental con experimentos puros, porque manipulamos las variables independientes y medimos la variable dependiente, específicamente el diseño factorial el cual también lo seleccionamos a partir de la clasificación de diseños experimentales presentado por (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012, p.10-11).

1.7.2 Procedimiento de la Investigación

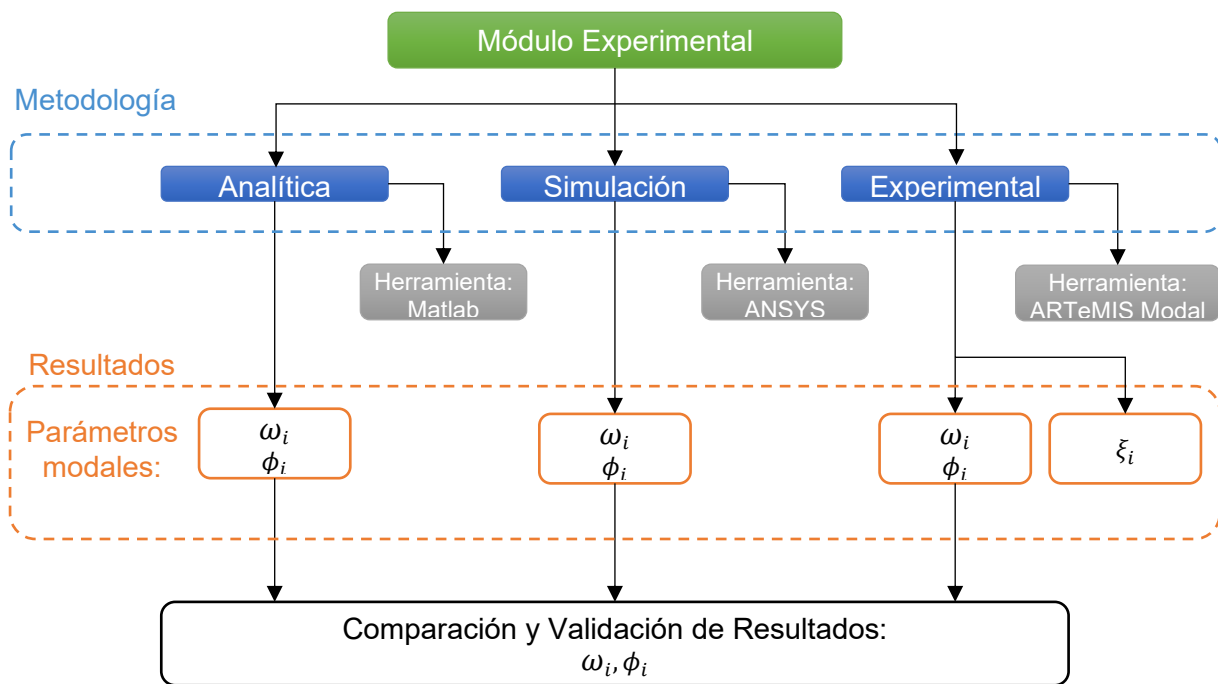
Para mejor comprensión y desarrollo de la investigación se presentan tres esquemas de proceso que abordan tres metodologías (Analítico, Simulación y Experimental) empleadas en el análisis del módulo experimental.

La Figura 2 muestra el primer esquema donde se evalúa los parámetros modales de frecuencias naturales y modos de vibración de la estructura mediante las tres metodologías, los resultados se comparan y validan. Adicionalmente se determina mediante cálculos analíticos los coeficientes de Rayleigh a partir de los factores de amortiguamiento estimados de la metodología experimental, específicamente del OMA.

El análisis de respuesta dinámica del módulo experimental se lleva a cabo el estudio de la vibración forzada empleando dos fuentes de excitación de manera sistemática y ordenada según el diseño factorial seleccionado, cabe mencionar que, el desarrollo del análisis considera un modelo conceptual de 3GDL que describe el movimiento rotacional en el eje vertical con el objetivo de estudiar el modo torsional del sistema dinámico.

Figura 2

Plan de Trabajo Para el Cálculo y Estimación de los Parámetros Modales.

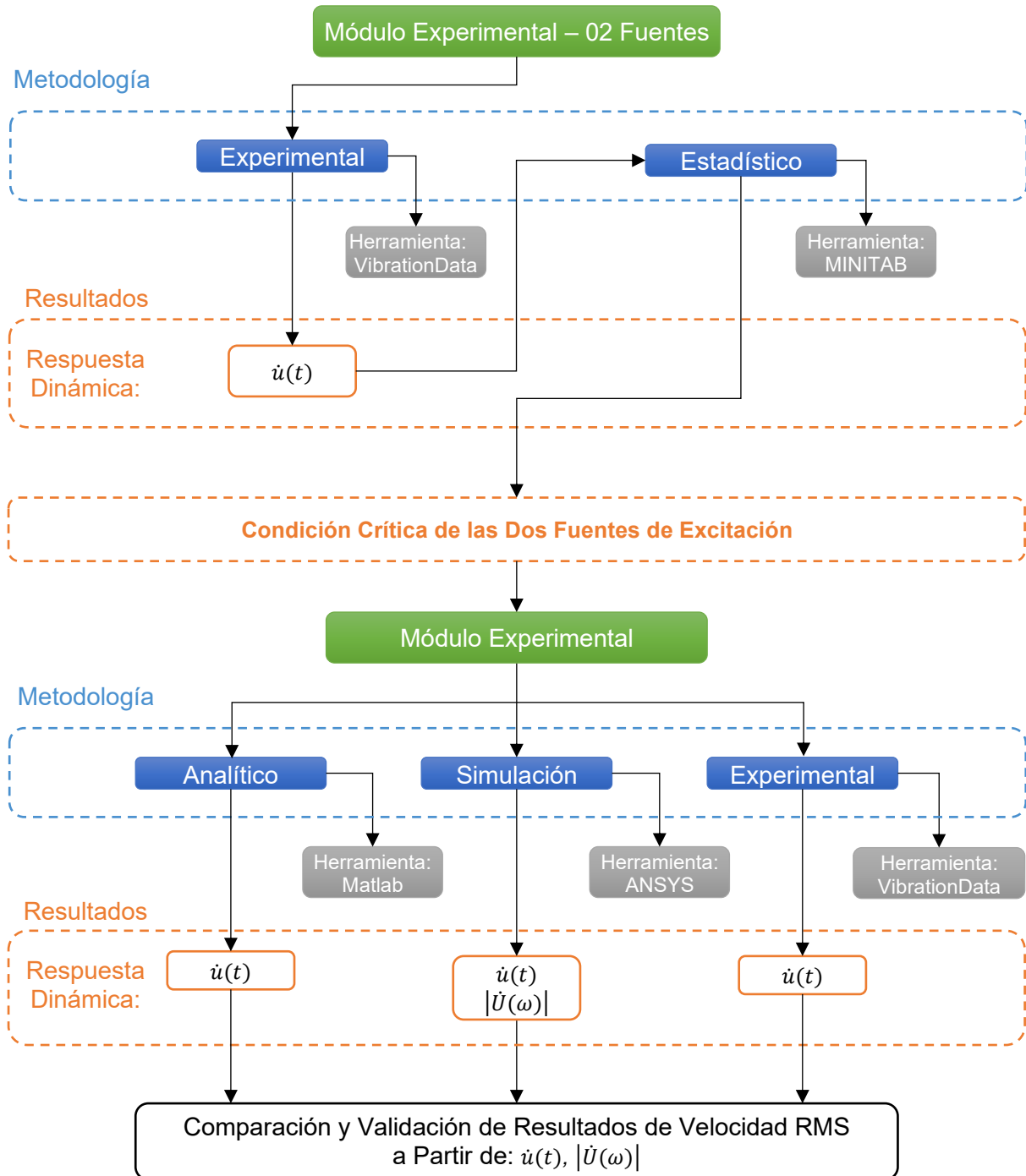


Nota. Los parámetros modales corresponden a las primeras frecuencias naturales ω_i , modos de vibración ϕ_i , y relaciones de amortiguamiento ξ_i .

Debido a la naturaleza de la investigación los ensayos de experimentación están divididos en dos trabajos experimentales, como se muestra en la Figura 5 y Figura 6; dentro del margen experimental del módulo se realiza el análisis estadístico de cada trabajo experimental para conocer la condición crítica en la variable de respuesta, el cual es la velocidad RMS máxima alcanzada de la estructura tipo marco. Para el primer trabajo experimental el plan de trabajo se muestra en la Figura 3 donde las variables de entrada son las frecuencias de ambas fuentes de excitación. Para el segundo trabajo experimental consta de manipular las variables de entrada como la ubicación de una sola fuente de excitación en los tres niveles operando a frecuencias cercanas a sus frecuencias naturales con un factor de estudio (f_e) coherente que refleje estados de resonancia. El plan de trabajo para ejecutar dicho procedimiento se muestra en la Figura 4.

Figura 3

Plan de Trabajo Para Determinar la Respuesta en Velocidad del Sistema Sometido a Dos Fuentes de Excitación.



Nota. Los resultados de respuesta dinámica en todas las metodologías corresponden a la velocidad en el tiempo $\dot{u}(t)$, mientras que la amplitud de respuesta en frecuencia $|\dot{U}(\omega)|$ corresponde específicamente al análisis de simulación.

Figura 4

Plan de Trabajo Para Determinar la Respuesta en Velocidad del Sistema Sometido a Una Sola Fuente de Excitación.

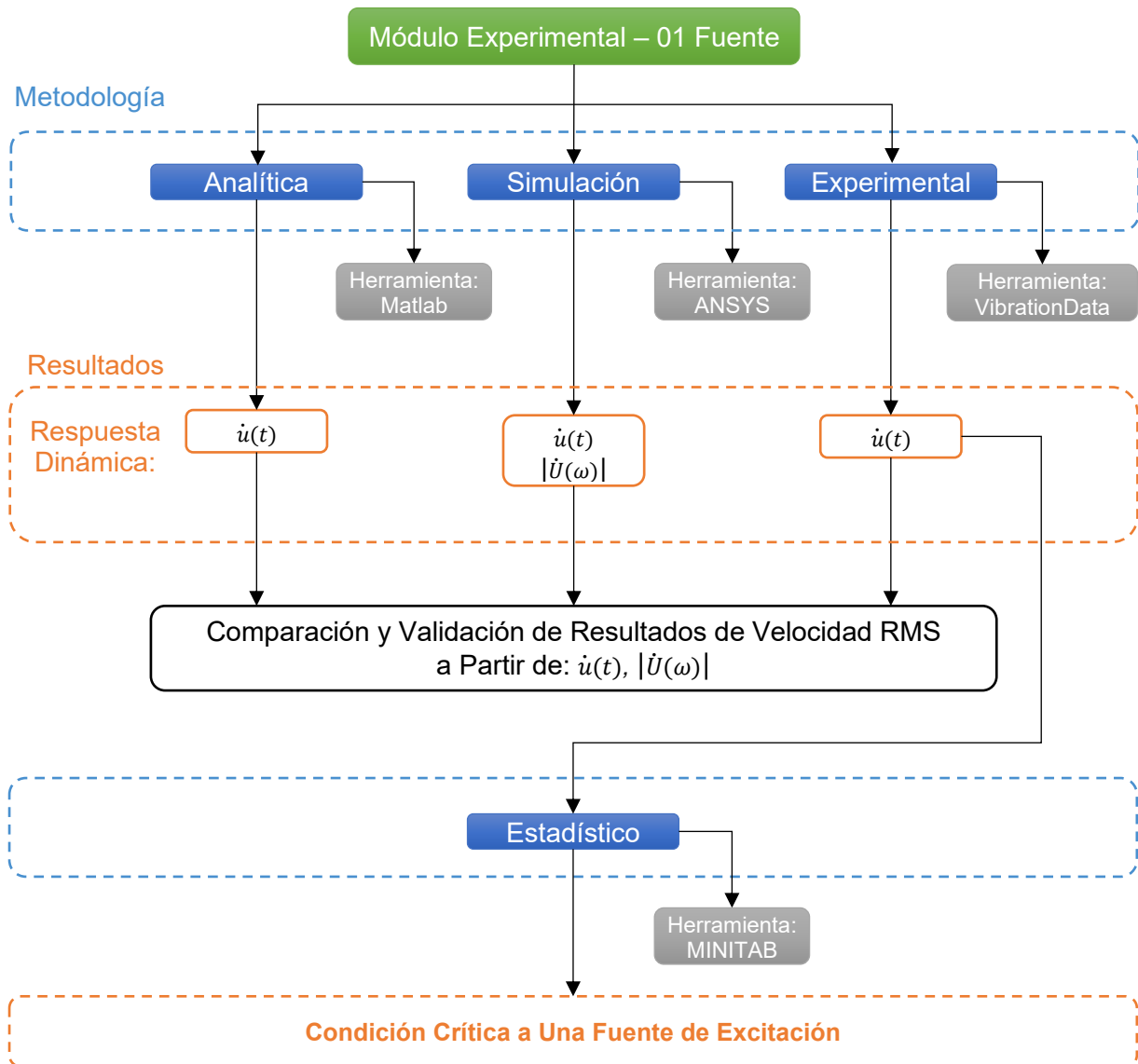
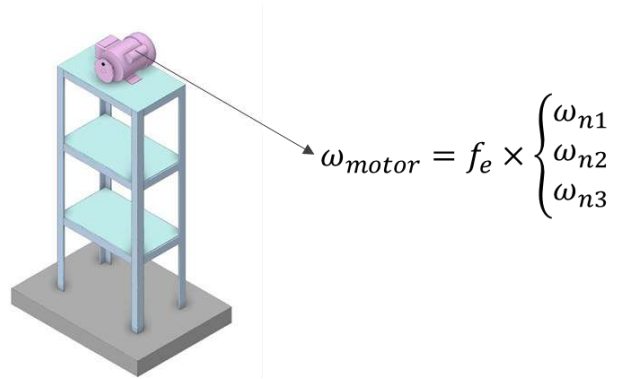
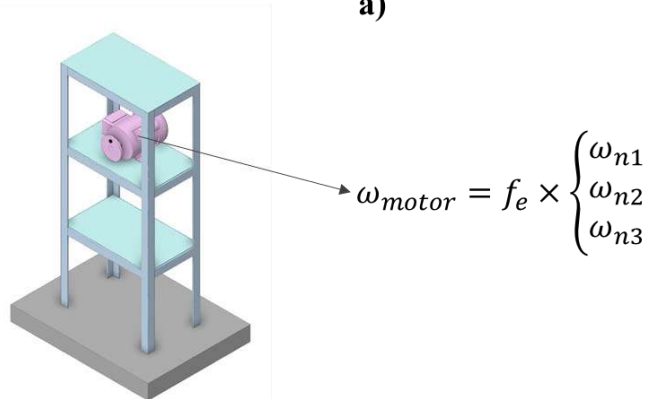


Figura 5

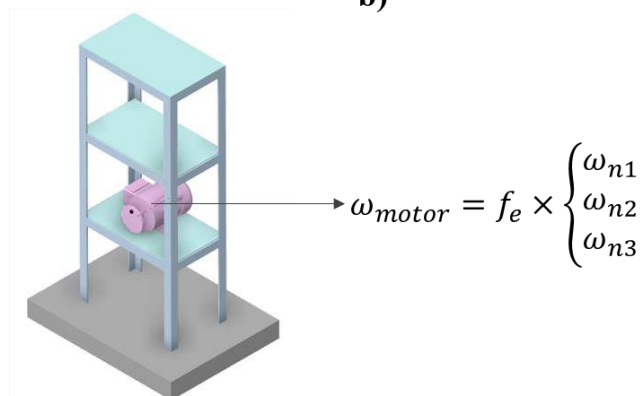
Planteamiento de los Ensayos Experimentales Para el Trabajo Experimental Sometido A Una Fuente De Excitación.



a)



b)

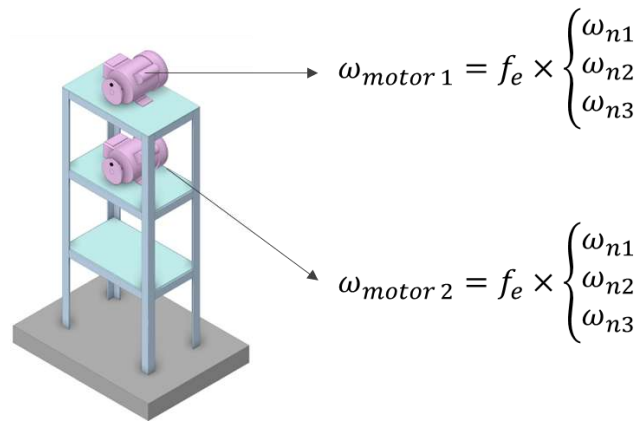


c)

Nota. a) Posición 1, con una fuente de excitación ubicada en el tercer piso. b) Posición 2, con una fuente de excitación ubicada en el segundo piso. c) Posición 3, con una fuente de excitación ubicada en el primer piso, casos en los que la frecuencia de excitación se acercara a las tres frecuencias naturales (ω_{n1} , ω_{n2} , ω_{n3}) del sistema multiplicado con un factor de estudio (f_e).

Figura 6

Planteamiento de los Ensayos Experimentales Para el Trabajo Experimental Sometido a Dos Fuentes de Excitación.



Nota. Posición con las dos fuentes de excitación ubicada en el tercer y segundo piso respectivamente, casos en los que la frecuencia de excitación se acercara a las tres frecuencias naturales (ω_{n1} , ω_{n2} , ω_{n3}) del sistema multiplicado con un factor de estudio (f_e).

1.8 Antecedentes

La información encontrada en el contexto extranjero que guarda cierta relación con algunos objetivos perseguidos en la tesis es la publicación de un artículo argentino el cual se resume:

(Peralta et al., 2016) realizaron estudios con el título: “*Evaluación del comportamiento estructural en servicio de edificios con maquinarias: análisis numérico y experimental*”, el trabajo muestra estudios experimentales y numéricos a dos edificios industriales en fábricas de cemento y cal, estos edificios son porticadas donde se ubican zarandas vibratorias y trituradora primaria. Las mediciones experimentales detectaron niveles de vibración fuera de lo recomendado por la normativa pertinente, así mismo se desarrollaron modelos computacionales para el análisis dinámico del sistema mostrando que las maquinas provocan resonancia en la estructura de soporte. Finalmente, se concluyó la disminución de los niveles

de vibración existente para una mejor prestación del conjunto estructura-equipamiento; además, el análisis numérico y las mediciones experimentales permitió inferir escenarios de amplificación de desplazamiento y velocidades no adecuados, para ello se recomendó soportes anti vibratorios para un mejor servicio.

Los antecedentes encontrados en referencia al estudio y diseño de módulos excitados por una fuente armónica sobre una estructura y/o edificio, de origen nacional son los siguientes:

(Arzapalo Barrera, 2015) desarrolló la tesis con el título: ***“Implementación de un Módulo de Laboratorio para el Estudio Dinámico en Estructuras Metálicas de Equipos Mecánicos”***, la tesis en mención, abarca el análisis de los parámetros dinámicos de una estructura tipo torre de transferencia bajo cuatro escenarios, estos casos se enfocan en la modificación de la condición de borde del sistema así como el tipo de uniones empleadas en el módulo (módulo con base empotrada, módulo con base articulada y módulo con incremento de rigidez), bajo tales casos en análisis se determinan los parámetros dinámicos de frecuencia natural y modos de vibración de la estructura, a través del cálculo analítico, análisis por elementos finitos y análisis modal experimental.

Donde primeramente llega a concluir y comprobar la importancia de los parámetros de inercia, rigidez y fuerza excitatriz, como también la importancia de las uniones en el sistema. En segundo lugar, las variaciones o diferencias porcentuales obtenidas en las tres frecuencias naturales son desde un 9.9% hasta 30.5%. Además, se menciona que el análisis cualitativo y cuantitativo de los métodos de elementos finitos, así como el método analítico resultan ser de valores muy cercanos a los valores obtenidos experimentalmente.

(Cabrera Centurión, 2021) desarrolló la tesis con el título: ***“Diseño de un Módulo Educativo para el Estudio de las Vibraciones Mecánicas Mediante la Variación de los Parámetros Inercia, Rigidez y Fuerza de Excitación”***, tesis en la cual el autor desarrolla el diseño de un módulo de carácter educativo, para esto aplica la metodología de diseño VDI 2221

y la optimización de evaluaciones técnico-económicas mediante la VDI 2225, el objetivo principal es el de mejorar la comprensión de los estudiantes dentro del curso vibraciones mecánicas a través de la experimentación y visualización de los fenómenos físicos correspondientes al análisis de vibraciones; en función a lo mencionado, el módulo permite variar los parámetros de inercia, rigidez y fuerza de excitación (masa desbalanceada y variación de frecuencia).

Dentro de las conclusiones se toma en consideración que la frecuencia de excitación genera un mayor impacto que fuerza de excitación sobre las amplitudes de vibración. Adicionalmente cabe mencionar que se desarrolló el modelo 3D y el correspondiente análisis asistido por computadora mediante el software Inventor, donde se obtuvieron resultados semejantes a los obtenidos analíticamente. Finalmente, se recomienda la toma de datos mediante acelerómetros para la comprobación de los resultados analíticos y experimentales.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 Diseño por las Directrices VDI

2.1.1 VDI 2221 (1993)

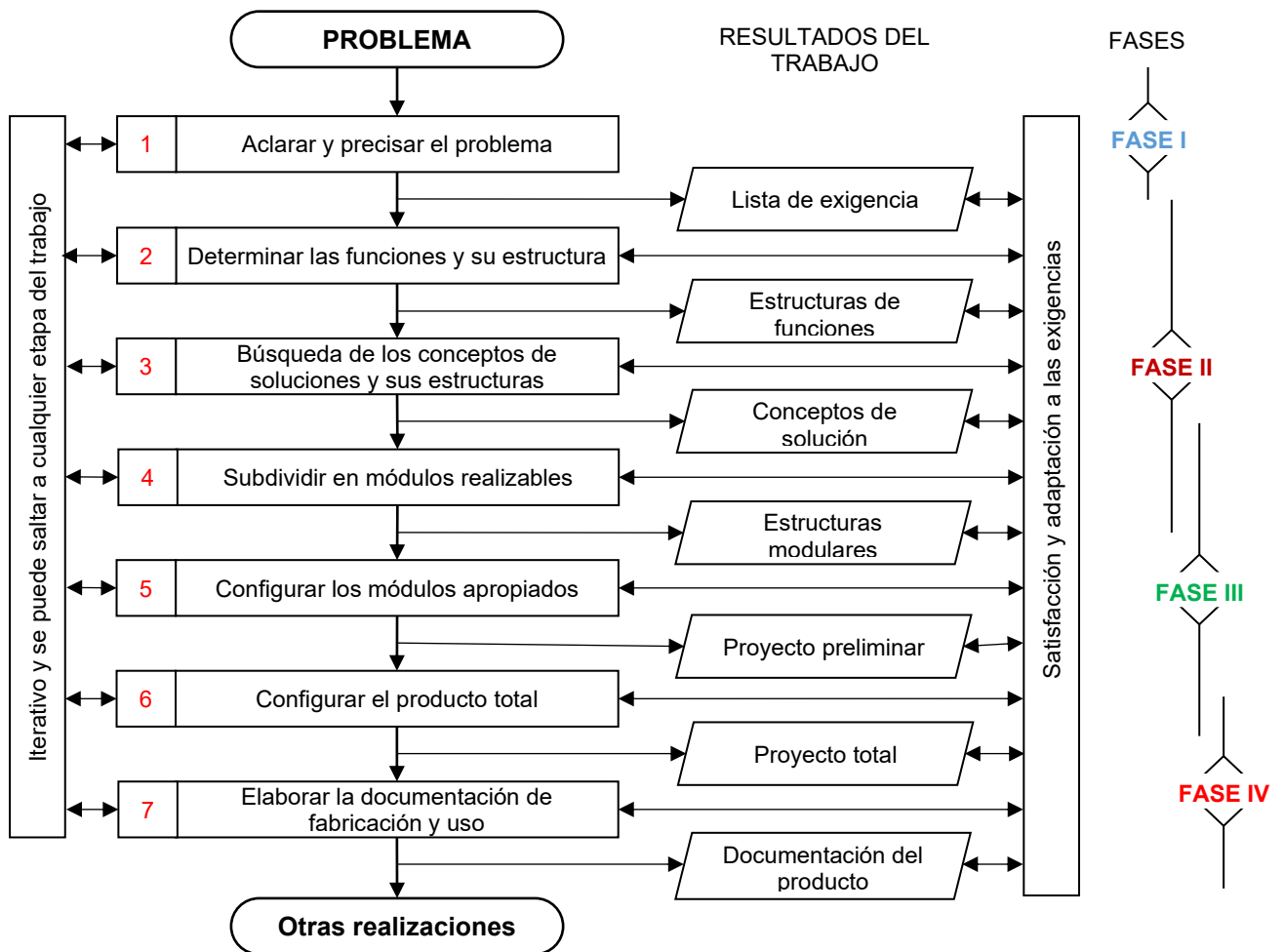
La directriz (VDI 2221, 1993) cuya denominación traducida es **Metodología para el desarrollo y la construcción de sistemas y productos técnicos** (“Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte”) por la Asociación de Ingenieros Alemanes (“Verein Deutscher Ingenieure”) publicado el año de 1993, se ocupa de los principios de desarrollo y diseño metodológico generalmente validos e independientes de la industria, y define las fases de trabajo y los resultados del trabajo que pueden ser una guía para un enfoque práctico.

El aporte significativo de la directriz VDI 2221 es el planteamiento del proceso general de desarrollo y diseño del producto representado como un flujo de trabajo dividido en 7 secciones de trabajo. El autor (Barriga Gamarra, 2018) presenta un guía de diseño en Ingeniería Mecánica en base a la directriz VDI 2221 cuyo procedimiento generalizado lo extrae y presenta en la Figura 7.

La directriz VDI 2221 precisa que se han creado nuevas directrices para determinadas fases de desarrollo, con estas, se explicaran con más detalle los métodos individuales que pueden tenerse en cuenta. Dicho esto, las directrices como la VDI 2222 (1997) y la VDI 2223 (2004) tratan con mayor detalle las fases que describe la Figura 7. Los cuáles serán descritos en las siguientes subsecciones de este apartado.

Figura 7

Procedimiento General Para el Desarrollo y Diseño.



Nota. Imagen adaptada de la directriz VDI 2221 (1993). Tomado de *Método de Diseño en Ingeniería Mecánica. Introducción*, 2018, por Barriga Gamarra, B.

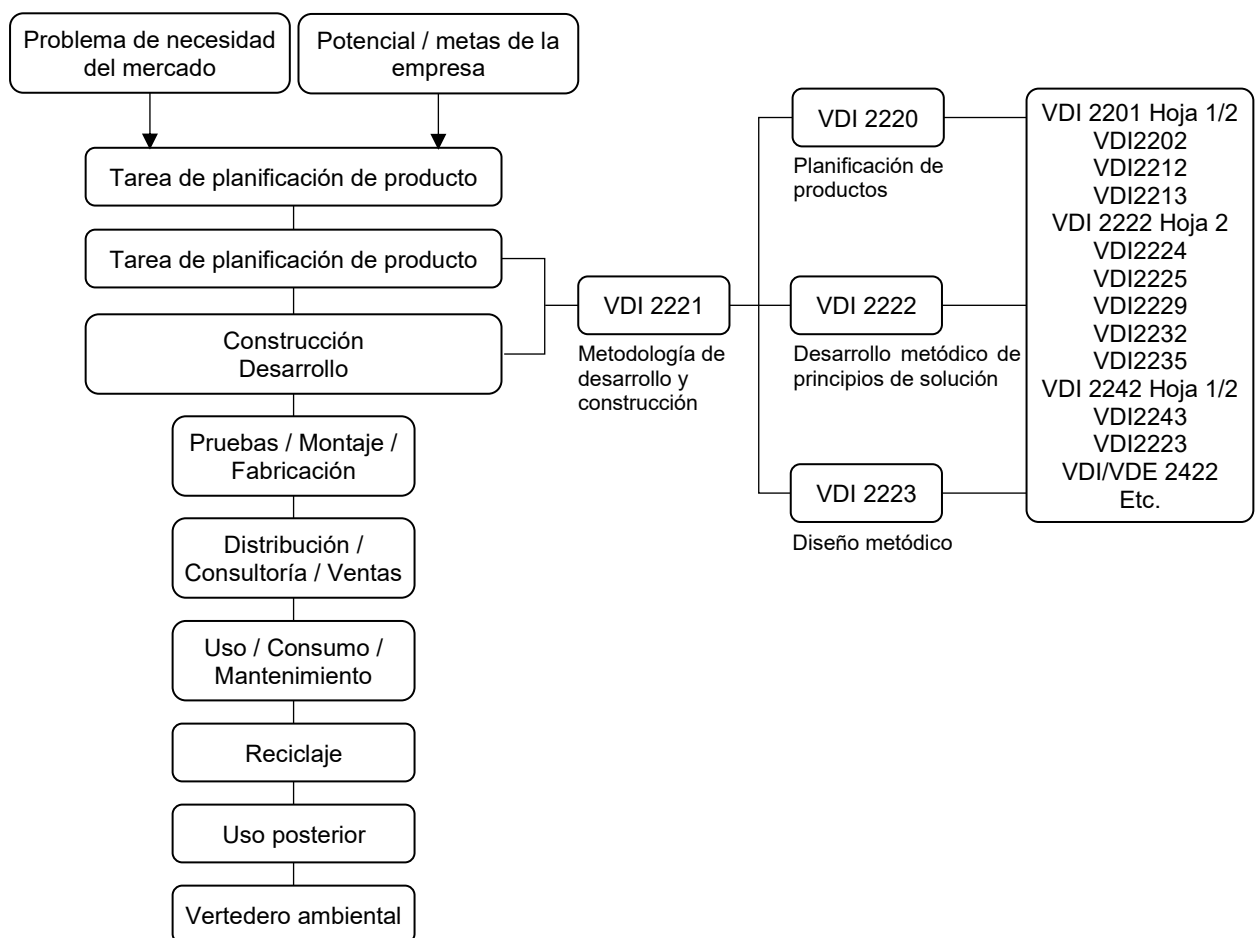
2.1.2 VDI 2222 Hoja 1 (1997)

La directriz (VDI 2222 Hoja 1, 1997) cuya denominación traducida es **Desarrollo metódico de los principios de la solución** (“Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien”), en su última versión del año 1997, representa una profundización y complemento de la directriz general VDI 2221, donde se ocupa de las secciones de trabajo 1 (“Aclaración y especificación de la tarea”) a 3 (“Búsqueda de principios de solución y sus características”) de la Figura 8.

En la Figura 8 se extiende significativamente la orientación general que proporciona la VDI 2221, como la directriz VDI 2220 “Planificación de Productos”, y por supuesto, VDI 2222 Hoja 1 “Desarrollo metódico de principios de solución” y VDI 2223 “Diseño metódico”; y sus complementos que contienen los procedimientos más importantes para la planificación y el diseño metódico. Junto con sus otras directrices individuales apoyan la planificación, el desarrollo y la construcción de productos técnicos.

Figura 8

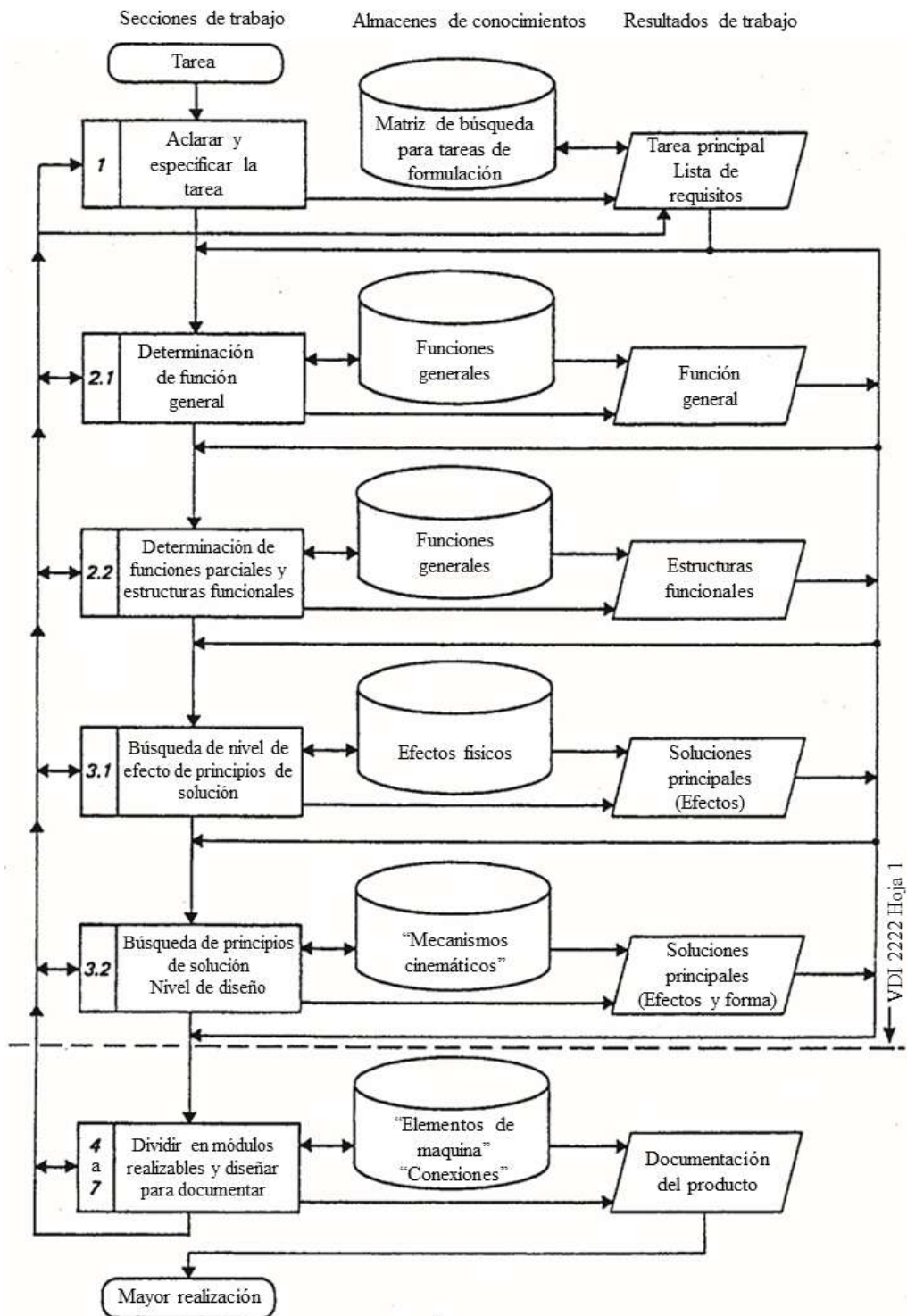
Marco de Directrices VDI Para la Planificación de Productos, Tareas, Desarrollo y Diseño según La Directriz VDI 2222 Hoja 1l.



Nota: Imagen adaptada de la *directriz VDI 2222 Hoja 1*, 1997, por Verein Deutscher Ingenieure (VDI).

Figura 9

Plan de procedimiento Para la Construcción Metódica Según VDI 2221.



Nota. Construcción metódica con acceso a repositorios de conocimiento (por ejemplo, catálogos de diseño), ampliados para el desarrollo de principios de solución. Imagen adaptada de la *directriz VDI 2222 Hoja 1, 1997*, por Verein Deutscher Ingenieure (VDI).

La presente directriz en comparación con la VDI 2221 es el suministro de documentos detallados para la especificación de la tarea, el reconocimiento de las funciones y sus vínculos, así como la búsqueda de "soluciones de principios" y su diseño básico. Para ello, puede ser útil la aplicación de los "conocimientos almacenados" como se indica en la figura y descritos con mayor detalle en la directriz VDI 2222 Hoja 2 "Preparación y aplicación de catálogos de diseño" puede ser útil.

La aplicación de del plan de procedimientos y las recomendaciones de la VDI 2222 Hoja 1 se realiza en el desarrollo del Capítulo III Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco de la presente tesis.

2.1.3 VDI 2223 (2004)

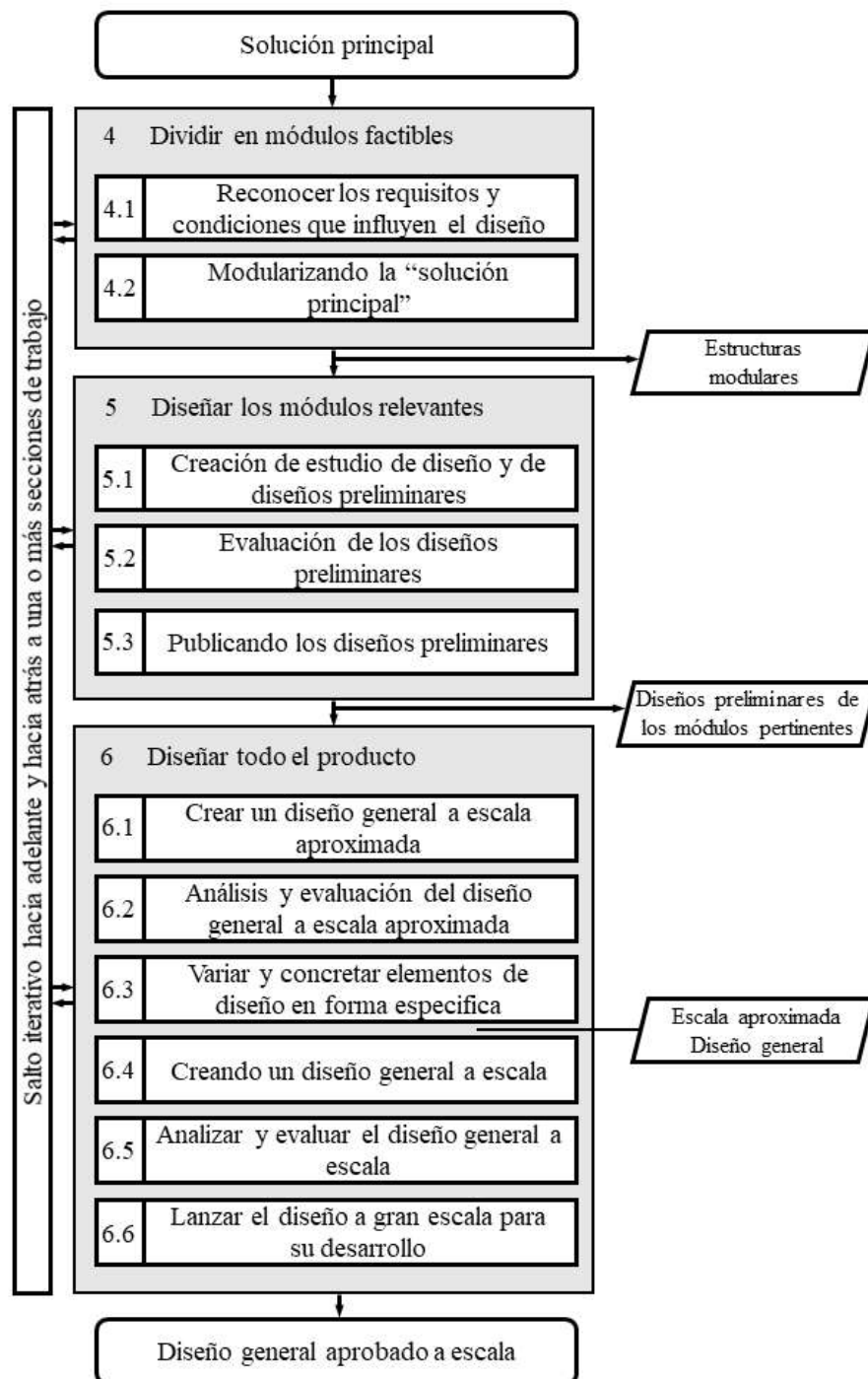
La directriz (VDI 2223, 2004) cuya denominación traducida es **Diseño metódico de productos técnicos** ("Methodisches Entwerfen technischer Produkte") en su última versión publicada el año 2004, también adiciona y complementa la directriz VDI 2221 que comprende la fase III de la Figura 7. Su objetivo es ayudar a garantizar que el proceso de diseño pueda entenderse como un proceso de trabajo metódico, el enfoque de esta guía es el tratamiento del proceso de diseño (ver Figura 9) como parte central del proceso de diseño más amplio que representa la VDI 2221.

La directriz VDI 2223 ofrece un enfoque general del diseño se muestra en la Figura 10, como una estrategia con una secuencia adecuada de etapas y pasos de trabajo el cual se basa en la "solución principal" (VDI 2222 Hoja 1) y termina con el diseño de la escala real del producto.

La ejecución del enfoque estratégico del diseño mostrada en la imagen anterior se muestra en el Capítulo III Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco como parte consecuente de la solución principal.

Figura 10

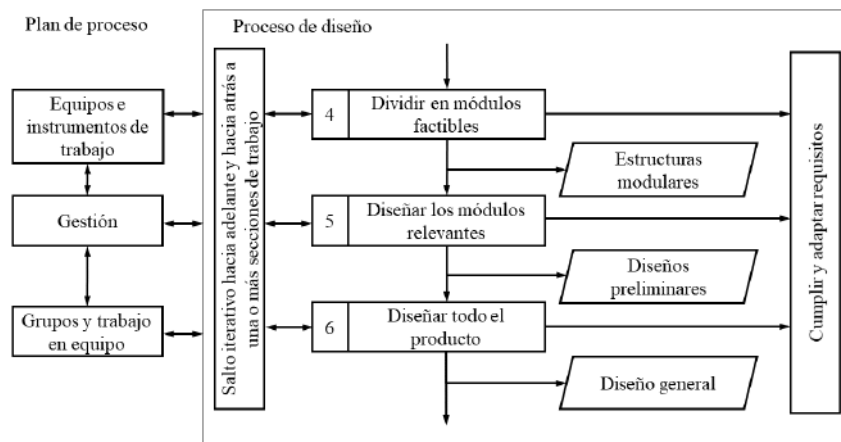
Procedimiento General de Diseño Según VDI 2223.



Nota. Imagen adoptada de la *directriz VDI 2223*, 2004, por Verein Deutscher Ingenieure (VDI).

Figura 11

Integración del Proceso de Diseño en el Plan de Proceso Según VDI 2223.



Nota. Imagen adoptada de la *directriz VDI 2223*, 2004, por Verein Deutscher Ingenieure (VDI).

2.1.4 VDI 2225

Para mayor claridad, la directriz VDI 2225 se divide en cuatro hojas, de estas se describen tres, comenzando por la directriz (VDI 2225 Hoja 1, 1997) cuya denominación traducida es **Metodología de diseño - Diseño técnico-económico - Cálculo simplificado de costos** (“Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Vereinfachte Kostenermittlung”) por la Asociación de Ingenieros Alemanes (“Verein Deutscher Ingenieure”), describe un método simplificado para estimar el costo de un diseño con un enfoque que minimiza el tiempo requerido por el diseñador durante la etapa de diseño.

Primero, se calcula el volumen neto de material V_n para todas las piezas de producción propia y, teniendo en cuenta los residuos, se determina el volumen bruto de material V_b que corresponde al volumen del producto semi acabado sin procesar (por ejemplo, una pieza fundida en bruto). Al multiplicar el volumen bruto por el factor de coste relativo k_v^* y por los costes de material de referencia k_{v0} se obtienen los costes brutos de material W_b mediante la ecuación (1):

$$W_b = V_b k_v^* k_{v0} \quad (1)$$

Los costes relativos k_v^* se toman de la directriz (VDI 2225 Hoja 2, 1998) cuya denominación traducida es **Metodología de diseño - Diseño técnico-económico – Tablas** (“Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Tabellenwerk”), en tanto que el coste del material de referencia k_{v0} es el acero redondo laminado USt 37-2 de dimensiones medias, de 35 a 100 mm de diámetro, norma dimensional DIN 1013, con una cantidad de referencia de 1000 kg.

Los costes brutos de material W_b se calculan para cada pieza del boceto del diseño, que multiplicados por el factor de recargo por gastos generales de material $(1 + g_w)$ dan como resultado los costos de material M mediante la ecuación (2).

$$M = W_b(1 + g_w) \quad (2)$$

En el caso del aprovisionamiento de piezas acabadas, denominadas piezas compradas o piezas del proveedor, se multiplica el costo Z por el factor de recargo por gastos generales de suministro $(1 + g_z)$ para obtener el costo M .

Sumando los costes de material de todas las piezas individuales y suministros de piezas acabadas, se obtienen los costes de material de todo el producto.

$$M = M_1 + M_2 + \dots + M_n \quad (3)$$

La directriz (VDI 2225 Hoja 1, 1997) recomienda utilizar el formulario uniforme para la determinación del costo de material, el cual se presenta en el ANEXO A.

Los costos de material M para el producto completo, divididos por la proporción de costes de material M' , que puede tomarse de las páginas 36 y 37 de la directriz (VDI 2225 Hoja 2, 1998), dan como resultado los costos de fabricación H expresado mediante la ecuación (4):

$$H = M/M' \quad (4)$$

La directriz indica que, si comparamos el resultado del costo por el cálculo simplificado y el costo con un cálculo más preciso no se espera una coincidencia exacta, pero si una desviación con un margen de $\pm 10\%$ como buen resultado y hasta $\pm 20\%$ como aceptable.

La directriz (VDI 2225 Hoja 3, 1998) traducida como **Metodología de diseño - Diseño Técnico-económico - Evaluación Técnico-económica** (“Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung”), desarrolla la evaluación técnico-económica que permite evaluar la solidez del diseño a través de la identificación y eliminación en gran medida de los puntos débiles técnicos y económicos, la Figura 12 resume la secuencia de la evaluación técnico-económica.

Para llevar a cabo la evaluación técnico-económica es importante la comprensión clara de la lista de requisitos agrupados en tres categorías: requisitos fijos, que deben cumplirse en todas las circunstancias; requisitos mínimos, que pueden superarse o no alcanzarse según el lado favorable; y las solicitudes, que deberían tenerse en cuenta si es posible. Dado que los requisitos fijos deben cumplirse para todas las soluciones, quedan excluidos de la evaluación.

El **valor técnico** medio ponderado x_g del diseño se determina evaluando el grado de cumplimiento de los requisitos a través de puntuaciones presentadas en la Tabla 1 que califican las características del diseño como "muy bueno", "bueno", "suficiente", "sólo aceptable" o "insatisfactorio", posteriormente se calcula mediante la ecuación (5):

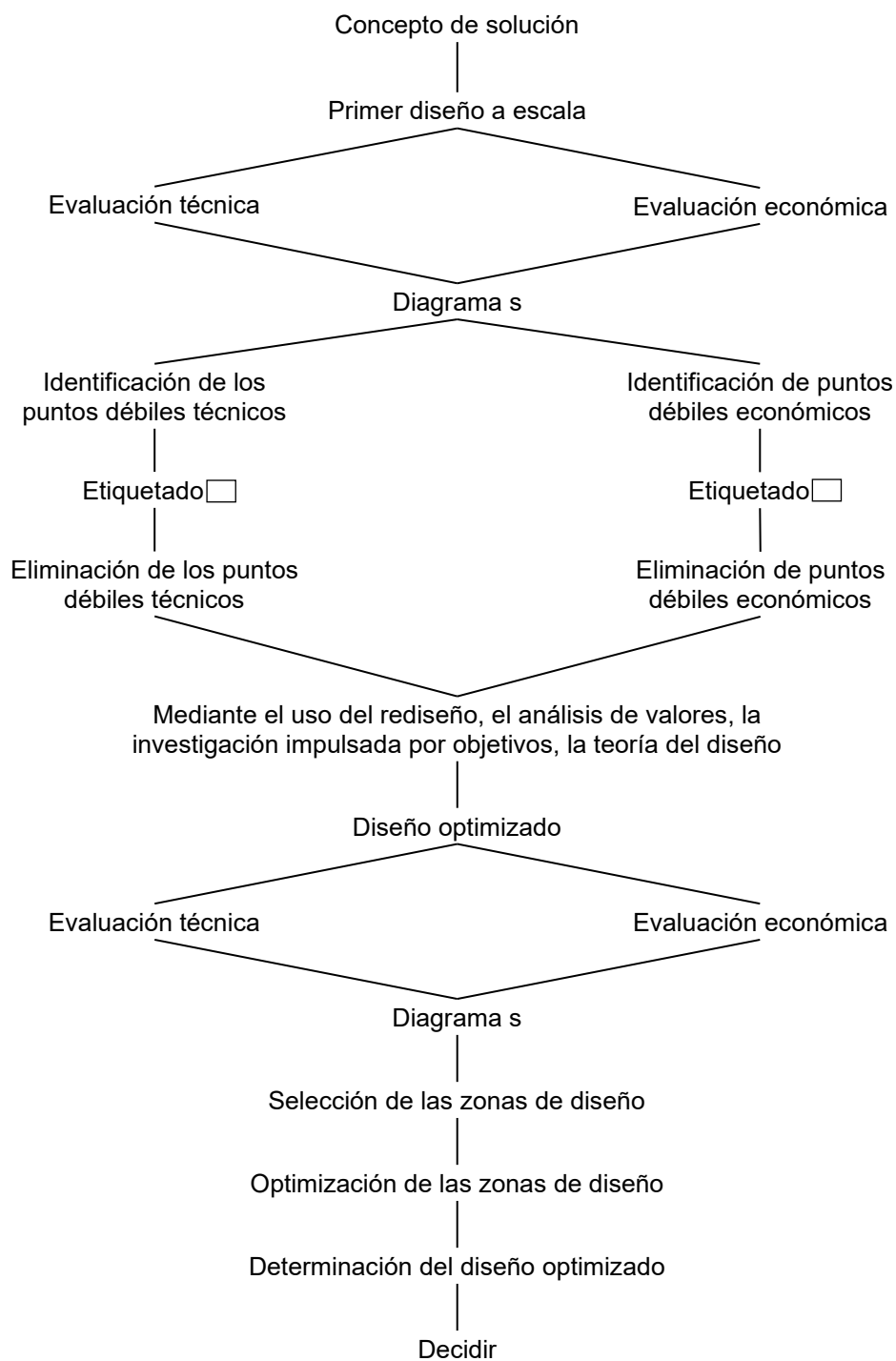
$$x_g = \frac{x_1 p_1 + x_2 p_2 + \dots + x_n p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) p_{m\acute{a}x}} \quad (5)$$

donde g_1, g_2, \dots, g_n y $p_1, p_2 \dots p_n$ son los pesos y los puntajes respectivamente asignados a las propiedades técnicas $1, 2, \dots, n$; y $p_{m\acute{a}x}$ es el puntaje más alto de 4.

Un valor técnico inferior a 0,6 se considera insatisfactorio, alrededor de 0,7 es bueno, y superior a 0,8 muy bueno. El objetivo es lograr un valor técnico lo más cerca posible al ideal $x_i = 1$ procurando un equilibrio con el valor económico.

Figura 12

Plan de Procedimiento Para el Diseño según VDI 2225.



Nota. Adaptado de VDI 2225 Blatt 3 - Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung - Evaluación técnica (p. 7), por Verein Deutscher Ingenieure (VDI), 1998, © 1998 por VDI.

Tabla 1

Escala de Calificación de Puntos según VDI 2225.

Aproximación a la realización ideal:	
Muy bueno (ideal)	$p = 4$ puntos
Bueno	$p = 3$ puntos
Aceptable	$p = 2$ puntos
Casi aceptable	$p = 1$ puntos
Insatisfactorio	$p = 0$ puntos

Nota: Adaptado de VDI 2225 Blatt 3 - Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung - Evaluación técnica (p. 4), por Verein Deutscher Ingenieure (VDI), 1998, © 1998 por VDI.

El **valor económico** análogo al valor técnico se determina a partir del coste de fabricación admisible del diseño H_{zul} . La directriz recomienda fijar el coste de fabricación ideal H_i en el 70% de H_{zul} , es decir $H_i = 0,7 \cdot H_{zul}$ lo que da como resultado:

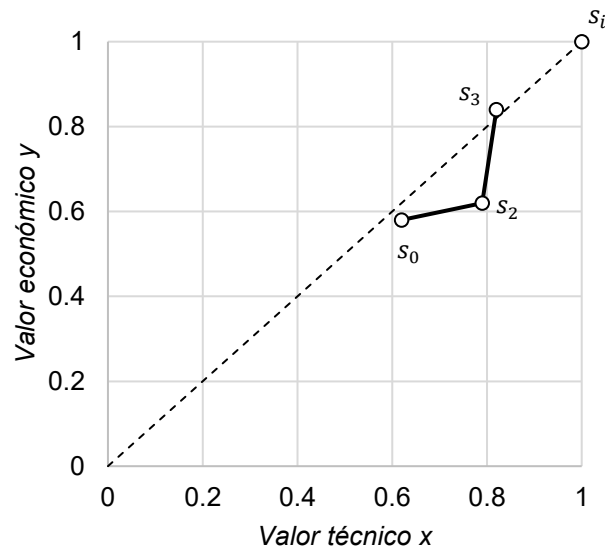
$$y = \frac{H_i}{H} = \frac{0,7 \cdot H_{zul}}{H} \quad (6)$$

Si el coste de fabricación H , determinado por la ecuación (4), alcanza el coste de fabricación admisible H_{zul} se consigue un valor económico $y = 0,7$ lo que puede considerarse un buen resultado, sin embargo, se debe aspirar a un mayor valor económico. Un valor económico ligeramente inferior a $y = 0,7$ puede compensarse con un valor técnico superior.

La efectividad de una solución constructiva viene marcada por el punto s con las coordenadas x e y (Ver Figura 13), dentro el **diagrama-s**, que es un diagrama adecuado para la representación gráfica de las evaluaciones técnicas y económicas.

Figura 13

Diagrama-s Para la Evaluación Comparativa de los Diseños.



Nota. Adaptado de VDI 2225 Blatt 3 - Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung - Evaluación técnica (p. 5), por Verein Deutscher Ingenieure (VDI), 1998, © 1998 por VDI.

Así también, la efectividad del diseño se destaca por el punto s más cercano a la **línea de desarrollo**, representada por la línea discontinua que va del origen de coordenadas al punto s_i , que representa la solución ideal con coordenadas $x = 1,0$ e $y = 1,0$. Si aún no se alcanzaron valores técnico-económicos satisfactorios, se repite el procedimiento, identificando y eliminando en la medida de lo posible los puntos débiles técnicos y económicos.

2.2 Análisis Modal

2.2.1 Frecuencias Naturales y Modos de Vibración de Sistemas de Varios Grados de Libertad (VGDL)

En vibración libre (Bottega, 2013) para un sistema libre de fuerzas externas y no amortiguado en forma matricial tiene la forma:

$$M\ddot{u} + K\dot{u} = 0 \quad (7)$$

Asumiendo una solución de la forma:

$$u = Ue^{i\omega t} \quad (8)$$

Se tiene reemplazando:

$$[K - \omega^2 M]U = 0 \quad (9)$$

Para encontrar los valores propios (ω^2) se resuelve la determinante de la matriz $[K - \omega^2 M]$. Esta corresponde a una solución no trivial (Bottega, 2013).

$$\det[K - \omega^2 M] = 0 \quad (10)$$

Con ello se obtiene la frecuencia natural ω_j ($j = 1, 2, \dots, N$), y el vector propio asociado, la matriz $U^{(j)}$, se encuentra reemplazando ω_j en la ecuación y resolviendo el sistema de ecuaciones.

$$\begin{bmatrix} (k_{11} - w_j^2 m_{11}) & k_{12} & \dots & k_{1N} \\ k_{21} & (k_{22} - w_j^2 m_{22}) & \dots & k_{2N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{N1} & k_{N2} & \dots & (k_{NN} - w_j^2 m_{NN}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1^{(j)} \\ U_2^{(j)} \\ \vdots \\ U_N^{(j)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

$$U^{(j)} = \begin{Bmatrix} U_1^{(j)} \\ U_2^{(j)} \\ \vdots \\ U_N^{(j)} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

Al notar que $U^{(j)}$ satisface la ecuación se deduce que $\alpha U^{(j)}$ también lo hace, donde α es un escalar arbitrario.

$$[K - \omega^2 M]\alpha U = 0 \quad (13)$$

Cabe mencionar que al cálculo del vector propio se determina las magnitudes relativas, las proporciones de los elementos de $U^{(j)}$. Por lo tanto, se determina la dirección más no la longitud, ecuación (12). A los vectores propios, $U^{(j)}$, se les denomina vectores modales, matrices modales, formas de modo o simplemente modos del sistema. Cuando se normalizan (sus longitudes se convierten en unidad) se denomina modos normales (Bottega, 2013).

2.2.2 Ortogonalidad de Modos

La ortogonalidad de modos es una propiedad importante que constituye el análisis modal, se cumple las siguientes condiciones de ortogonalidad para diferentes frecuencias naturales $\omega_n \neq \omega_r$ (Chopra, 2014).

$$\phi_n^T \mathbf{k} \phi_r = 0 \quad (14)$$

$$\phi_n^T \mathbf{m} \phi_r = 0 \quad (15)$$

Cuando $\omega_n = \omega_r$ las ecuaciones anteriores no son igual a cero, lo que la ortogonalidad de modos proporciona son coeficientes de masa y rigidez generalizados en el modo *i-ésimo*. En forma matricial da a lugar a matrices diagonales, positivas y se relacionan mediante: (Chopra, 2014) y (Rao, 2018a).

$$\mathbf{K} = \phi^T \mathbf{k} \phi \quad (16)$$

$$\mathbf{M} = \phi^T \mathbf{m} \phi \quad (17)$$

2.2.3 Normalización de los Modos

En ocasiones, se aplican factores de escala a los modos naturales para estandarizar sus elementos asociados con varios grados de libertad. Este proceso se llama **Normalización**. A veces resulta conveniente normalizar cada modo de forma que su elemento más grande sea la unidad. Otras veces, puede ser ventajoso normalizar cada modo de forma que el elemento que corresponde a un grado de libertad particular, por ejemplo, el piso superior de un edificio de varios niveles sea la unidad. En los análisis teóricos y los programas de computación es común normalizar los modos de manera que tenga valores unitarios (Chopra, 2014).

$$\mathbf{M}_n = \phi_n^T \mathbf{m} \phi_n = 1 \quad (18)$$

$$\mathbf{K}_n = \phi_n^T \mathbf{k} \phi_n = \omega^2 \quad (19)$$

Para (Bottega, 2013) la normalización de los vectores modales de manera coherente permite evaluar la contribución relativa de cada modo en una respuesta dada. Para el análisis

de vibraciones forzadas, a menudo es conveniente normalizar con respecto a la matriz de masas tal como se describe la ecuación (20):

$$\bar{\phi}_n = \frac{1}{\sqrt{\phi_n^T \mathbf{m} \phi_n}} \{\phi_n\} \quad (20)$$

La ecuación anterior satisface la ecuación $M_n = 1$ descritas líneas arriba. Por lo tanto, según la ecuación (13), donde α es un escalar arbitrario es:

$$\alpha_n = \frac{1}{\sqrt{\phi_n^T \mathbf{m} \phi_n}} \quad (21)$$

2.2.4 Expansión Modal

(Bottega, 2013) demostró que los vectores modales son mutuamente ortogonales de un sistema no amortiguado son linealmente independientes. Esto sugiere que los vectores modales forman una base en su espacio vectorial de la misma manera que los vectores unitarios estándar a lo largo de un conjunto de ejes de coordenadas lo hacen en el espacio físico tridimensional.

(Chopra, 2014) menciona que cualquier conjunto de N vectores independientes puede utilizarse como una base para representar cualquier otro vector de orden N . Y, (Rao, 2018a), menciona que los vectores *eigen*, debido a su propiedad de ortogonalidad, son linealmente independientes, por ello, constituyen la base en el espacio de n dimensiones. Esto significa que cualquier vector en el espacio de n dimensiones se puede expresar mediante una combinación lineal de los n vectores linealmente independientes.

Con lo descrito si u es un vector arbitrario en un espacio de n dimensiones, se puede expresar como:

$$u = \sum_{j=1}^n U^{(j)} c_j \quad (22)$$

Siendo c_j la expansión modal del vector u , y $U^{(j)}$ vectores modales. Por lo tanto, según (Chopra, 2014) si se quiere determinar la expansión modal para u , se tiene:

$$c_j = \frac{U^{(j)T} [M] u}{U^{(j)T} [M] U^{(j)}} \quad (23)$$

La expansión modal es útil a fin de obtener la respuesta a las vibraciones forzadas. En forma matricial la ecuación se presenta de la forma:

$$u = \Phi q_{(t)} \quad (24)$$

Donde Φ es la matriz modal y $q_{(t)}$ son los desplazamientos modales (Bottega, 2013).

2.2.5 Respuesta de Vibración Amortiguada Forzada

(Rao, 2018a) demuestra las ecuaciones de respuesta a vibración forzada de sistemas viscosamente amortiguados a partir de las ecuaciones de movimiento de un sistema amortiguado de varios grados de libertad en matricial, de la forma:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (25)$$

Introduciendo el amortiguamiento de Rayleigh $[C] = \alpha[M] + \beta[K]$; y, además, si se tiene el vector solución $\{u\} = \phi \{q\}$ como una combinación lineal de los modos naturales del sistema no amortiguado (Rao, 2018a).

Con ello reemplazando en la ecuación (25) se tiene:

$$\phi^T [M] \phi \{\ddot{q}\} + [\alpha \phi^T [M] \phi + \beta \phi^T [K] \phi] \{\dot{q}\} + \phi^T [K] \phi \{q\} = \phi^T \{F(t)\} \quad (26)$$

Con los vectores propios normalizados respecto a la masa, la ecuación anterior se transforma a:

$$\ddot{q}_i + (\alpha + \omega_i^2 \beta) \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = Q_i(t), \quad i = 1, 2, 3 \quad (27)$$

Donde ω_i es la frecuencia natural *i-ésima* del sistema no amortiguado y $Q_i(t) = \phi^T \{F(t)\}$.

Si escribimos $(\alpha + \omega_i^2 \beta) = 2\xi_i \omega_i$, donde ξ_i es la relación de amortiguamiento modal para el modo normal *i-ésimo*. Por lo tanto, la ecuación se reduce a:

$$\ddot{q}_i + 2\xi_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = Q_i(t), \quad i = 1, 2, 3 \quad (28)$$

Para $\{F(t)\}$ de carácter armónico la respuesta de la vibración en estado estable es:

$$q_i = q_{i0} \cos(\omega t - \phi) \quad (29)$$

Donde:

$$q_{i0} = \frac{Q_{i0}}{\omega_i^2} \frac{1}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_i}\right)^2\right\}^2 + \left(2\xi_i \frac{\omega}{\omega_i}\right)^2}} \quad (30)$$

$$\phi_i = \tan^{-1} \left(\frac{2\xi_i \frac{\omega}{\omega_i}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_i}\right)^2} \right) \quad (31)$$

(Bottega, 2013), (Schmitz & Smith, 2021) y (Chopra, 2014) plantean un procedimiento similar y la respuesta generalizada es muy parecida a la ecuación anterior. Y, cuando la matriz modal se normaliza con respecto a la masa, las respuestas son iguales.

2.2.6 Estimación de los Coeficientes de Rayleigh

Como lo expresa la ecuación (8) se emplea la relación de amortiguamiento modal o llamado también fracción de amortiguamiento (ξ_i) se estima para el modo normal *i-ésimo* con la expresión:

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2} \frac{1}{\omega_i} + \frac{\beta}{2} \omega_i \quad (32)$$

Los coeficientes α y β se pueden determinar despejando la siguiente igualdad en forma matricial (Chopra, 2014, p. 457).

$$\frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1/\omega_i & \omega_i \\ 1/\omega_j & \omega_j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \xi_i \\ \xi_j \end{Bmatrix} \quad (33)$$

Donde los ξ_i y ξ_j corresponden a los modos *i-ésimo* y *j-ésimo* respectivamente, y así mismo sus frecuencias naturales asociados ω_i y ω_j .

2.3 Ensayos Modales

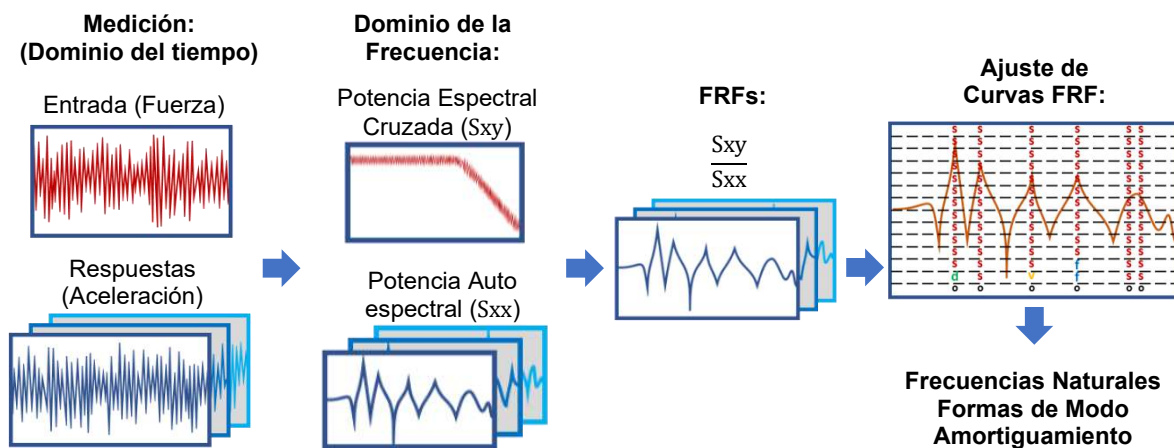
(Fu & He, 2001, p. 3) indica que se trata de técnicas experimentales empleadas para determinar o estimar los parámetros modales de un sistema vibratorio lineal. En un análisis determinista se relacionan los datos experimentales en funciones de respuesta en frecuencia (FRF) y funciones de respuesta al impulso (IFR) (Allemang & Avitabile, 2022, p. 535). Por otro lado, en análisis estocásticos, se emplean funciones de correlación y funciones de densidad espectral (Brincker & Ventura, 2015, p. 7).

2.3.1 Análisis Modal Experimental

EMA por sus siglas en inglés, es una prueba de vibración forzada empleada en estructuras de dimensiones compactas e intermedias y en muy raras ocasiones en estructuras grandes y masivas debido a la complejidad asociada a la fuente de excitación (Brincker & Ventura, 2015, p. 4).

Figura 14

Resumen del Proceso de Análisis Modal Experimental.



Nota. Adaptado de *OMG! What is OMA (Operating Modal Analysis)?* [Imagen], por Siemens, 2022, Siemens Community (<https://community.sw.siemens.com/s/article/OMG-What-is-OMA-Operating-Modal-Analysis>).

Además de ello Brincker & Ventura, indica que estos ensayos aplican fuerzas controladas conocidas y registran la respuesta de la estructura en historiales temporales y relacionarlas en funciones de respuesta en frecuencia (FRF) para así determinar las frecuencias naturales, formas modales y valores de amortiguamiento mediante métodos de análisis bien establecidos como se presenta en la Figura 14.

Los ensayos más utilizados en el análisis modal experimental son los ensayos de impacto, ensayos con agitadores y ensayos de retroceso, sin embargo, poseen ciertas limitaciones para excitar estructuras con bajas frecuencias naturales, insuficiente energía para excitar grandes estructuras, dificultad para medir la fuerza aplicada y garantizar la ausencia de movimiento relativo del vibrador con la estructura (Cunha et al., 2007, pp. 67-68).

2.3.2 Análisis Modal Operacional

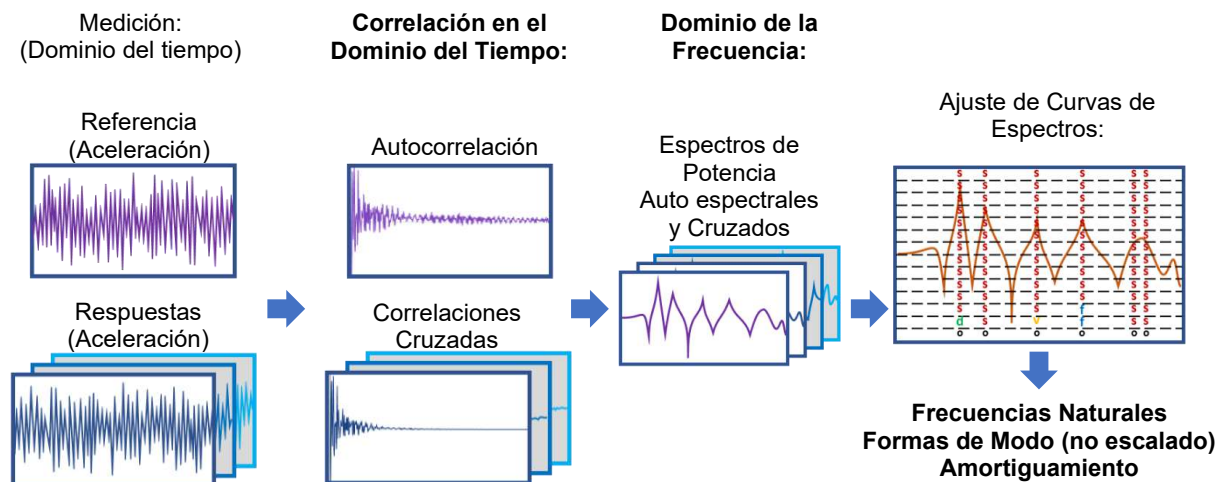
(Allemang & Avitabile, 2022, p. 535) indica que este análisis, también conocido como análisis modal de solo respuesta, determina los parámetros modales de un sistema a partir de datos obtenidos sin necesidad de registrar datos de entrada. En ese contexto, las fuentes de excitación no controladas proceden de diversas condiciones ambientales como el viento, olas, tráfico, etc. o también condiciones normales de funcionamiento por lo cual este análisis se denomina análisis modal operacional (OMA).

Según señala (Brincker & Ventura, 2015, pp. 5-7), estos ensayos suponen que las fuerzas son aplicadas simultáneamente y que las cargas de entrada son aproximadamente ruido blanco, por lo cual es necesario el uso en funciones de correlación y funciones de densidad espectral a partir de las respuestas operativas del sistema como se presenta en la Figura 15.

La función de correlación es una herramienta estadística que busca patrones repetitivos en una señal aparente aleatoria, mientras que la función de auto correlación compara una señal consigo misma con cierto desfase temporal (Astigarraga, 2022, p. 26).

Figura 15

Resumen del Proceso de Análisis Modal Operacional.



Nota. Adaptado de *OMA in Simcenter Testlab* [Imagen], por Siemens, 2024, Siemens Community (<https://community.sw.siemens.com/s/article/OMA-in-Simcenter-Testlab>).

2.3.3 Métodos de Identificación Modal

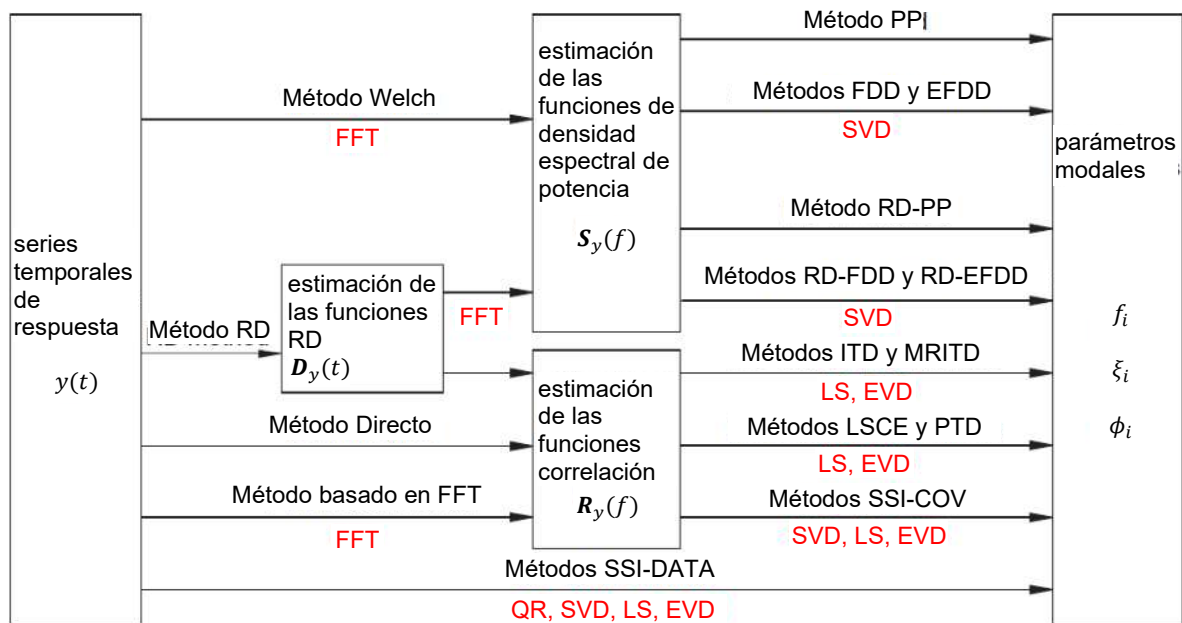
Existen diversos métodos de identificación en el análisis de modal operacional divididos principalmente en dos grupos, los métodos no paramétricos desarrollados esencialmente en el dominio de la frecuencia y métodos paramétricos en el dominio del tiempo (Cunha et al., 2007, p. 69).

El primer método y el más sencillo en el dominio de la frecuencia es el método peak-picking (PP). Este se basa en que, cuando una estructura se somete a excitaciones ambientales, las respuestas del sistema tendrán mayor intensidad cerca a sus frecuencias naturales y se podrán identificar en los picos de las densidades espectrales de potencia (PSD) calculadas a partir de los datos registrados en el tiempo (Brincker & Ventura, 2015, p. 7).

Existen diversos métodos adicionales de identificación modal, de estos se describen brevemente dos de ellos: el Método de Descomposición en el Dominio de la Frecuencia (FDD) y el Método de Identificación del Subespacio Estocástico (SSI).

Figura 16

Esquema de Métodos de Identificación Modal de Sólo Salida.



Nota. Las técnicas numéricas resaltadas en rojo son FFT (transformada rápida de Fourier), SVD (descomposición de valores singulares), LS (ajuste por mínimos cuadrados), EVD (descomposición de vectores propios) y QR (descomposición ortogonal). Adaptado de *Output-only dynamic testing of bridges and special structures* (p. 70), por Á. Cunha, E. Caetano, y F. Magalhães, 2007, *Structural Concrete*, 8(2), 67-85.

2.3.3.1 Método FDD

Según (Brincker & Ventura, 2015, p. 266) este método se basa en la descomposición de los valores singulares (SVD) de la matriz de densidad espectral (SD), la cual se compone de las funciones de densidad espectral de potencia (PSD) de cada señal de repuesta registrada. (Martínez, 2015, p. 83) señala que la densidad espectral de potencia permite visualizar cómo se distribuye la energía de una señal en las diferentes bandas de frecuencia.

(Brincker & Ventura, 2015, pp. 266-267) presenta de manera más comprensible el fundamento de esta técnica considerando la respuesta del sistema $y(t)$ en modos y coordenadas normales como:

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{a}_1 q_1(t) + \mathbf{a}_2 q_2(t) + \dots = \mathbf{A}\mathbf{q}(t) \quad (34)$$

donde \mathbf{A} es la matriz de forma modal $\mathbf{A} = [\mathbf{a}_1, \mathbf{a}_2, \dots]$ y $\mathbf{q}(t)$ un vector columna de coordenadas modales $\mathbf{q}^T(t) = \{q_1(t), q_2(t), \dots\}$, utilizando la definición de funciones de correlación $\mathbf{R}_y(\tau)$ se obtiene la expresión:

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_y(\tau) &= E [\mathbf{y}(t)\mathbf{y}^T(t + \tau)] \\ &= \mathbf{A}E [\mathbf{q}(t)\mathbf{q}^T(t + \tau)]\mathbf{A}^T \\ &= \mathbf{A}\mathbf{R}_q(\tau)\mathbf{A}^T \end{aligned} \quad (35)$$

donde $\mathbf{R}_q(\tau)$ es la matriz de la función de correlación de coordenadas modales; tomando la transformada de Fourier de ambos lados de esta ecuación, obtenemos la correspondiente matriz de densidad espectral (SD):

$$\mathbf{G}_y(f) = \mathbf{A}\mathbf{G}_q(f)\mathbf{A}^T \quad (36)$$

Considerando que la matriz $\mathbf{G}_q(f)$ es diagonal y hermitiana la forma final de la ecuación (36) es:

$$\mathbf{G}_y(f) = \mathbf{A}[g_n^2(f)]\mathbf{A}^H \quad (37)$$

donde $g_n^2(f)$ son las densidades auto espectrales (elementos diagonales) de $\mathbf{G}_q(f)$. Una descomposición como la dada por la ecuación (36) puede realizarse tomando una SVD de la matriz SD, que, para una matriz compleja, hermitiana y definida positiva, toma la forma:

$$\begin{aligned} \mathbf{G}_y(f) &= \mathbf{U}\mathbf{S}\mathbf{U}^H \\ &= \mathbf{U}[s_n^2]\mathbf{U}^H \end{aligned} \quad (38)$$

y se deduce directamente que los valores singulares s_n^2 en la matriz diagonal \mathbf{S} deben interpretarse como las densidades auto espectrales de las coordenadas modales, y los vectores singulares - es decir, las columnas en $\mathbf{U} = [\mathbf{u}_1, \mathbf{u}_2, \dots]$ - deben interpretarse como las formas modales.

2.3.3.2 Método SSI

El método de Identificación del Subespacio Estocástico (SSI por sus siglas en inglés) es un método en el dominio del tiempo que trabaja directamente con los datos temporales registrados (Fernández Martínez, 2015, p. 86), para ello establece la ecuación de equilibrio en un modelo de Espacio de Estados Estocásticos lineal de tiempo discreto como:

$$\mathbf{x}_{t+1} = \mathbf{A}\mathbf{x}_t + \mathbf{B}\mathbf{u}_t \quad (39)$$

$$\mathbf{y}_t = \mathbf{B}\mathbf{x}_t + \mathbf{D}\mathbf{u}_t \quad (40)$$

donde t es el instante de tiempo, \mathbf{y}_t es el vector de salida medido, \mathbf{u}_t es el vector de entrada, \mathbf{x}_t es el vector de estado. Mientras que la matriz \mathbf{A} es la matriz de estado que describe la dinámica del sistema, \mathbf{B} es la matriz de entrada, \mathbf{C} es la matriz de salida que describe la transferencia del estado interno al externo y \mathbf{D} es la matriz de transmisión directa.

Para obtener los parámetros modales es necesario determinar los autovalores y auto vectores de la matriz de estado \mathbf{A} mediante su descomposición:

$$\mathbf{A} = \Psi\Lambda\Psi^{-1} \quad (41)$$

donde $\Lambda = \text{diag}(\lambda_q) \in \mathbb{C}^{n \times n}$, con $q = 1, 2, \dots, n$ es la matriz diagonal de los autovalores y $\Psi \in \mathbb{C}^{n \times n}$ es la matriz compuesta por columnas correspondientes a los auto vectores del sistema discreto.

Es posible trabajar directamente con la ecuación de estados continua en el tiempo debido a su equivalencia a la ecuación de equilibrio del sistema, por lo que ambos tienen los mismo autovalores y auto vectores, obteniéndose así:

$$\mathbf{A}_c = \Psi_c\Lambda_c\Psi_c^{-1} \quad (42)$$

donde $\Lambda_c = \text{diag}(\lambda_{c_q}) \in \mathbb{C}^{n \times n}$, es la matriz diagonal de los autovalores del sistema continuo y $\Psi_c \in \mathbb{C}^{n \times n}$ es la matriz compuesta por columnas correspondientes a los auto vectores del sistema continuo.

Sabiendo que $\mathbf{A} = \exp(\mathbf{A}_c\Delta t)$ se obtiene la equivalencia $\Psi_c = \Psi$ y, por consiguiente:

$$\lambda_{c_q} = \frac{\ln(\lambda_q)}{\Delta t} \quad (43)$$

Los autovalores de λ_q forman pares de valores complejos conjugados, que se pueden representar como:

$$\lambda_{c_q}, \lambda_{c_q}^* = -\xi_q \omega_q \pm j \omega_q \sqrt{1 - \xi_q^2} \quad (44)$$

donde ξ_q es el factor de amortiguamiento y ω_q (rad/s) expresada en Hertz es la frecuencia natural del modo q , mientras que las formas modales en las localizaciones de los sensores Φ_q se obtienen mediante la ecuación de observación $\Phi = \mathbf{C}\Psi \in \mathbb{C}^{l \times n}$ siendo Φ_q las columnas de Φ .

2.4 Método de los Elementos Finitos

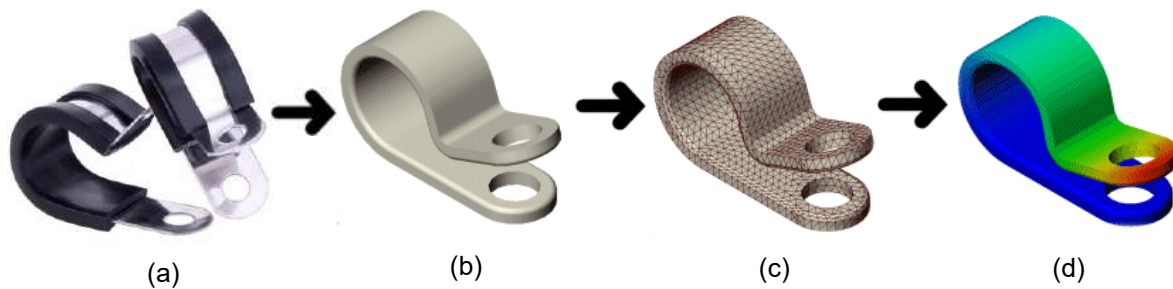
El método de los elementos finitos (FEM por sus siglas en inglés) es un método numérico aplicado en la ingeniería para la solución de las ecuaciones diferenciales que gobiernan los sólidos deformables, para ello divide el medio de interés en un conjunto de pequeñas subregiones (elementos) y nodos, para formular el sistema de ecuaciones algebraicas y determinar la solución aproximada del problema físico (Moaveni, 2015, p. 25).

Incorporando el método de los elementos finitos asistido por ordenador, es posible replicar y predecir sistemas físicos con geometrías, cargas y materiales de características complejas, donde suele ser inviable la solución analítica como respuesta del sistema físico (Logan, 2022, p. 1).

El proceso sistemático para el análisis por el método de los elementos finitos inicia con la definición del objetivo de la simulación, seguido por la generación del modelo geométrico (dominio de interés), la discretización del dominio continuo, la definición de condiciones de borde, la resolución computacional del problema, el post procesamiento de los resultados y, finalmente, la validación de la simulación (Lavayen Farfán, 2014, p. 27).

Figura 17

Procedimiento General del Método de los Elementos Finitos.



Nota. a) Pieza real, problema físico, b) Modelo geométrico simplificado, c) Discretización del modelo, mallado, d) Solución y representación gráfica de los resultados. Adaptado de *Tipos de estudios que ofrece SolidWorks Simulation* [Imagen], de Easyworks, s.f. Easyworks (<https://easyworks.es/tipos-de-estudios-que-ofrece-solidworks-simulation/>) y de *Abrazadera de cable de acero inoxidable de 25 cm* [Imagen], de Todoencargo, s.f. Mercadoshops (https://todoencargo-co.mercadoshops.com.co/MCO-1425105915--abrazadera-de-cable-de-acero-inoxidable-de-25-cm-ab-_JM).

2.4.1 Definición del Problema

(Yupa Villanueva, 2016, Anexo 1) señala que en esta etapa se definen los objetivos de la simulación para abordar el problema físico, siendo indispensable:

- Delimitar adecuadamente el sistema físico en estudio.
- Establecer las variables del problema que se desean calcular y evaluar.
- Integrar toda la información disponible del sistema físico delimitado para el estudio.

Establecidos los objetivos es posible definir el tipo de análisis a ejecutar, el software adecuado para el estudio y los recursos computacionales necesarios para la simulación.

2.4.2 Generación del Modelo Geométrico

Conciérne el desarrollo del modelo CAD representativo del sistema físico real valorando principalmente el dominio de interés dado que la simulación computacional se aplicará únicamente a este dominio. Es recomendado simplificar en la mayor medida posible el modelo CAD para reducir el alto consumo de recursos computacionales en las posteriores etapas de mallado, simulación y post procesamiento (Yupa Villanueva, 2016, Anexo 1).

Los diferentes softwares de análisis por elementos finitos integran sus respectivos modeladores CAD, sin embargo, existe cierta compatibilidad entre los diferentes softwares que permiten la exportación e importación de los modelos geométricos, por lo cual la elección del modelador CAD depende directamente de la competencia del diseñador siendo imprescindible el conocimiento y manejo de las herramientas de diseño asistido por computadora.

En la eventualidad de desarrollar el modelo CAD y el análisis por elementos finitos en diferentes softwares compatibles entre sí, es recomendado adecuar (preparar) el modelo CAD para corregir errores de superposición de aristas, superficies e interferencias volumétricas durante la exportación e importación del modelo geométrico.

2.4.3 Discretización

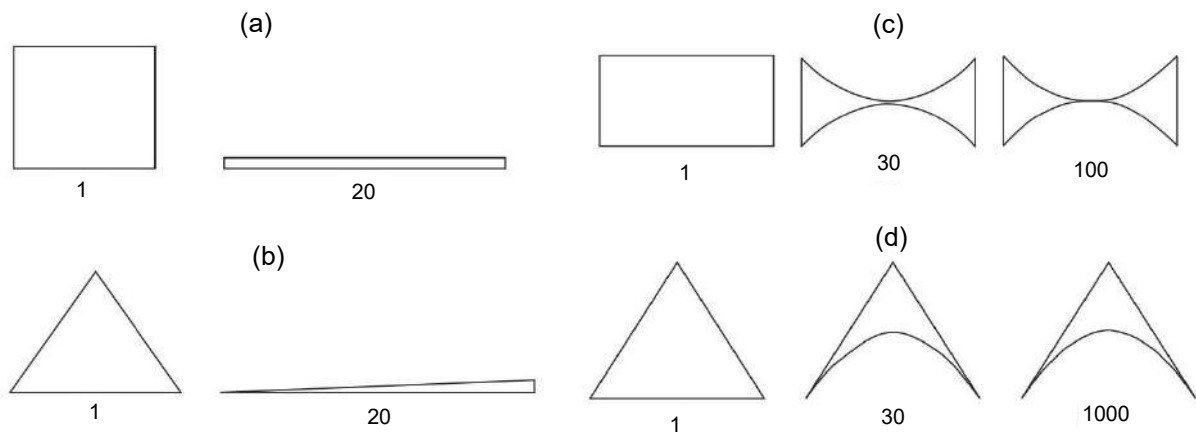
A menudo referido como mallado, es la división del cuerpo en un sistema equivalente de elementos finitos con nodos asociados, para modelos 3D los elementos finitos son hexaedros, tetraedros y prismas; para modelos 2D triángulos y cuadriláteros, mientras que para modelos unidimensionales los elementos corresponden a segmentos longitudinales; cabe resaltar que los elementos pueden ser lineales o de orden superior en función a la existencia de nodos intermedios en sus aristas (Logan, 2022, p. 10).

Para determinar si la malla es adecuada para la simulación se evalúa la métrica de la malla en función a su calidad (ANSYS Inc., 2019, pp. 101-120), algunas métricas usualmente empleadas para la evaluación de la malla son las siguientes:

- **Element Quality (Calidad de Elemento):** proporciona una métrica de calidad compuesta que oscila entre 0 y 1. Esta métrica se basa en la relación entre el área o el volumen y las longitudes de las aristas para elementos 2D y 3D respectivamente. De esta manera, un valor de 1 indica un cubo o cuadrado perfecto, mientras que un valor de 0 indica que el elemento tiene un volumen cero o negativo.
- **Aspect Ratio (Relación de Aspecto):** es la relación entre las aristas de mayor y menor longitud, así el valor de relación de aspecto toma valores a partir de la unidad, donde 1 es el valor ideal de un triángulo equilátero o un cuadrado y valores muy altos indican elementos alargados, ver la Figura 18.

Figura 18

Aspect Ratio (Relación de Aspecto) y Jacobian Ratio (Relación Jacobiana) de Cuadriláteros y Triángulos.

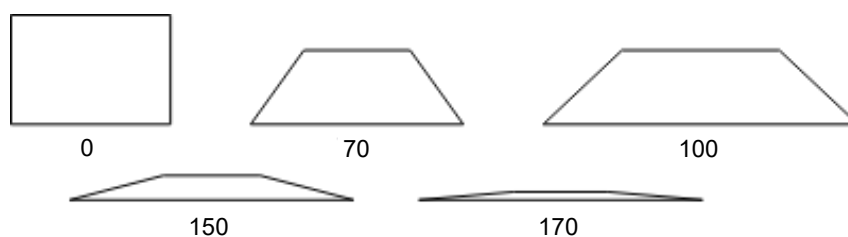


Nota. a) Relación de Aspecto de Cuadriláteros, b) Relación de Aspecto de Triángulos, c) Relación Jacobian de Cuadriláteros y d) Relación Jacobian de Triángulos. Adaptado de *ANSYS Meshing User's Guide (Versión 2019R1)* (p. 107 - 108), ANSYS Inc., 2019, y de *Jacobean Ratio* [Imagen], de Satya, 2016, Blogspot (<https://Ansys-satya.blogspot.com/2016/12/jacobean-ration.html>).

- **Jacobian Ratio (Relación Jacobiana):** es la medida de uniformidad de un determinado elemento en relación con un elemento ideal, para ello evalúa la ubicación de los nodos intermedios de las aristas respecto a la posición ideal del elemento, de esta manera una relación Jacobiana cercana a 1 es ideal ya que los elementos no están deformados, ver la Figura 18. Esta métrica no se aplica triángulos y tetraedros que son lineales (sin nodos centrales) o que tienen nodos centrales de lados rectos).
- **Parallel Deviation (Desviación Paralela):** evalúa cuan paralelos se encuentran los lados opuestos de un elemento cuadrilátero o hexaédrico, siendo deseable una desviación paralela cercana a 0 (ideal), ver la Figura 19.
- **Skewness (Asimetría):** es una de las principales métricas del mallado, mide cuan desviado se encuentra un elemento de su forma ideal (ver la Figura 20), de manera que valores cercanos a cero indican buena calidad de elemento mientras que valores altos sugieren cierto grado asimetría que podría afectar la precisión del análisis, ver la Tabla 2. Las caras y celdas muy sesgadas son inaceptables porque las ecuaciones que se resuelven suponen que las celdas son relativamente equiláteras/equiángulas.

Figura 19

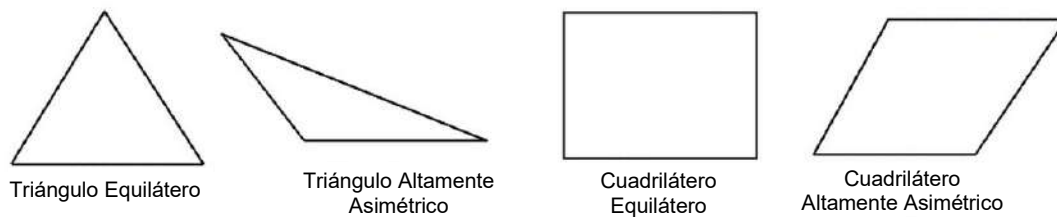
Parallel Deviation (Desviación Paralela) de Cuadriláteros.



Nota. Extraído de *ANSYS Meshing User's Guide (Versión 2019R1)* (p. 107 - 108), ANSYS Inc., 2019.

Figura 20

Skewness (Asimetría), Triángulos y Cuadriláteros Ideales y Asimétricos.



Nota. Adaptado de *ANSYS Meshing User's Guide (Versión 2019R1)* (p. 117), ANSYS Inc., 2019.

Tabla 2

Escala de Valores de Asimetría y Calidad de Celda Correspondiente.

Valor de Asimetría (Skewness)	Calidad de Celda
1	degradado
0.9 - < 1	malo (delgado)
0.75 - 0.9	pobre
0.5 - 0.75	regular
0.25 - 0.5	bueno
> 0 - 0.25	excelente
0	equilátero

Nota. Adaptado de *ANSYS Meshing User's Guide (Versión 2019R1)* (p. 117), ANSYS Inc., 2019.

2.4.4 Condiciones de Borde

De manera concisa las condiciones de borde definen el comportamiento del modelo numérico en los límites de la región de interés, es decir la interacción entre el modelo físico real y su entorno. De acuerdo con (Lai, 2016, p. 38), en el método de los elementos finitos basados en el desplazamiento, los dos tipos de condiciones de borde que se utilizan son las condiciones de Dirichlet (también llamadas esenciales o de desplazamiento) y las condiciones de Neumann (también llamadas naturales o de fuerza).

- Condiciones de Desplazamiento: definen los valores que una solución deben satisfacer en la frontera del dominio (Logan, 2022, p. 41), a través de ellos es posible restringir el desplazamiento y rotación de los nodos en la frontera del dominio de acuerdo con la necesidad del modelo físico real.
- Condiciones de Fuerza: son condiciones que especifican los valores que deben satisfacer las derivadas de una solución en la frontera del dominio (Logan, 2022, p. 41), de este modo es posible establecer fuerzas, cargas inerciales, momentos, presiones y otras influencias externas aplicadas al modelo físico real, estas cargas pueden ser puntuales, distribuidas o volumétricas.

(Lavayen Farfán, 2014, p. 30) indica que al no establecer condiciones de borde adecuadas el grado de precisión del cálculo y el comportamiento del modelo durante de la simulación replicaran resultados diferentes al problema físico. Además de ello describe condiciones de contorno entre superficies o partes del modelo que interactúan entre sí.

- Condiciones de contacto: replican la interacción entre dos cuerpos que están en contacto entre sí; al restringir el movimiento relativo entre ellos es posible modelar contactos de adhesión, fricción, sin fricción, sin separación, entre otros.
- Condiciones de unión: modelan la conexión o acoplamiento de diferentes partes del modelo físico real, estas condiciones determinan el cómo se transfieren las cargas, deformaciones y demás efectos entre los componentes del modelo.

2.4.5 Procesamiento

Según (Logan, 2022, pp. 14-15) las ecuaciones de equilibrio nodal de cada elemento generado durante la discretización son ensambladas en las ecuaciones de equilibrio nodal global que representan el comportamiento físico del modelo. La ecuación final ensamblada o global expresada de forma matricial es:

$$\{F\} = [K]\{d\} \quad (45)$$

Donde $\{F\}$ corresponde al vector global de fuerzas nodales globales, $[K]$ es la matriz de rigidez global o total del sistema y $\{d\}$ es el vector de grados de libertad nodales conocidos y desconocidos del sistema también denominado desplazamientos generalizados. En sistemas lineales, la ecuación final ensamblada, considerando las condiciones de borde se expresa como:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \cdots & K_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & \cdots & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (46)$$

Donde n es el número total de grados de libertad nodales desconocidos, de este modo el sistema de ecuaciones se encuentra completamente formulado. A continuación, se procede con la solución de las ecuaciones empleando métodos numéricos adecuados a la naturaleza del problema, por ejemplo, métodos directos como la eliminación Gaussiana o métodos iterativos como el método de Gauss-Seidel.

2.4.6 Post Procesamiento

Esta etapa tiene por objetivo la visualización de los resultados obtenidos después del cálculo de las ecuaciones, de manera que facilite su análisis e interpretación. (Rao, 2010, p. 41) indica que los resultados pueden visualizarse numéricamente en forma de tablas o gráficas (bidimensionales o tridimensionales), así también (Yupa Villanueva, 2016, Anexo 1) señala que el post procesamiento en *Ansys* permite la visualización contornos o mapas de colores, así como resultados escalares o vectoriales, entre otros.

2.4.7 Validación

El proceso concluye con la interpretación y evaluación de los resultados, determinantes en el análisis del problema físico (Logan, 2022, p. 15). Para ello, es indispensable comprobar y comparar los resultados con soluciones conocidas, obtenidas previamente por otros métodos tales como el cálculo analítico o técnicas de análisis simplificado (Rao, 2010, p. 41); así como con resultados experimentales, que son de gran relevancia e importancia, aunque resultan ser costosos o requerir más tiempo (Moaveni, 2015, p.69).

(Moaveni, 2015, p.68) señala que es indispensable la comprensión sólida de los conceptos que se emplean en el análisis por el método de los elementos finitos, así como el entendimiento de las limitaciones propias a este método para evitar resultados erróneos. Además, detalla diversas fuentes de error que pueden llevar a la obtención de resultados incorrecto en el análisis.

- Datos de entrada erróneos, como propiedades físicas y dimensiones
- Selección de tipos de elementos inadecuados de la malla
- Forma y tamaño deficiente de los elementos tras el mallado
- Aplicación de condiciones de contorno y cargas erróneas

Los resultados obtenidos deben ser coincidentes con la intuición y el comportamiento ingenieril; además de satisfacer las condiciones de borde. De ser necesario, se debe resolver el sistema cambiando las condiciones de borde o los materiales para determinar si las soluciones se comportan según la intuición y las expectativas de la ingeniera (Rao, 2010, p. 41).

2.5 Análisis y diseño estadístico de experimentos

En el campo de la industria es frecuente hacer experimentos o pruebas con la intención de resolver un problema o comprobar una idea (conjetura, hipótesis). El diseño estadístico de experimentos es precisamente la forma más eficaz de hacer pruebas. El diseño de experimento consiste en planear y realizar un conjunto de pruebas con el objetivo de generar datos que, al ser analizados estadísticamente, proporcionen evidencias objetivas que permitan responder las interrogantes planteadas por el experimentador sobre determinada situación. (Humberto, 2012).

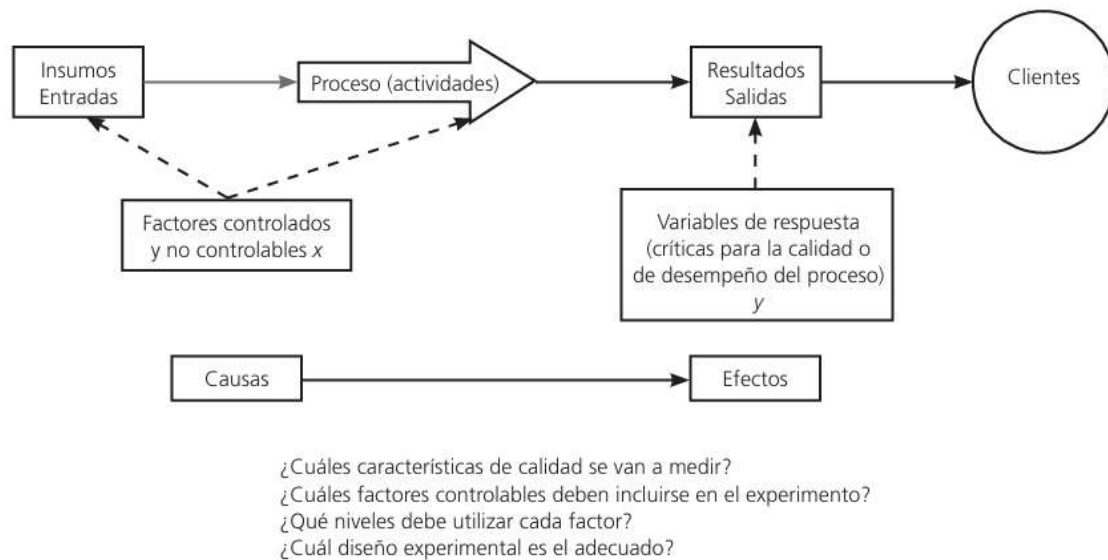
2.5.1 Definiciones básicas en el diseño de experimentos

Conocer las definiciones de la terminología en el diseño de experimentos son importantes en el desarrollo de este, estas son descritas por (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012):

- Experimento: Es un cambio en las condiciones de operación de un sistema o proceso, que se hace con el objetivo de medir el efecto del cambio en una o varias propiedades del producto o resultado.
- Unidad experimental: Pieza(s) o muestra(s) que se utiliza para generar un valor que sea representativo del resultado de la prueba.
- Variable(s) de respuesta. A través de esta(s) variable(s) se conoce el efecto o los resultados de cada prueba experimental
- Factores controlables: Son variables de proceso y/o características de los materiales y los métodos experimentales que se pueden fijar en un nivel dado.
- Factores no controlables: Son variables que no se pueden controlar durante el experimento o la operación normal del proceso. Por ejemplo, algunos factores que suelen ser no controlables son las variables ambientales (luz, humedad, temperatura, partículas, ruido, etc.)
- Factores estudiados: Son las variables que se investigan en el experimento, respecto de cómo influyen o afectan a la(s) variable(s) de respuesta.
- Niveles y tratamientos: Los diferentes valores que se asignan a cada factor estudiado en un diseño experimental se llaman *niveles*. Una combinación de niveles de todos los factores estudiados se llama *tratamiento o punto de diseño*.
- Error aleatorio: Es la variabilidad observada que no se puede explicar por los factores estudiados; resulta del pequeño efecto de los factores no estudiados y del error experimental.
- Error experimental: Componente del error aleatorio que refleja los errores del experimentador en la planeación y ejecución del experimento.

Figura 21

Variables de un proceso y preguntas a responder al diseñar un experimento.



Nota. Imagen adaptada por *Análisis y diseño de experimentos*, 2012, por Gutiérrez Pulido H, de la Vara Salazar R., McGRAW-HILL.

2.5.2 Etapas en el diseño de experimentos

Un aspecto fundamental del diseño de experimentos es decidir cuáles pruebas o tratamientos se van a realizar y cuántas repeticiones de cada uno se requieren, de manera que se obtenga la máxima información al mínimo costo posible. El arreglo formado por los diferentes tratamientos que serán corridos, incluyendo las repeticiones, recibe el nombre de *matriz de diseño o sólo diseño*.

La planeación es una etapa importante y se describe brevemente por (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012):

1. **Entender y delimitar el problema u objeto de estudio.** En la etapa de planeación se deben hacer investigaciones preliminares que conduzcan a entender y delimitar el problema u objeto de estudio, de tal forma que quede

claro qué se va a estudiar, por qué es importante y, si es un problema, cuál es la magnitud de este.

2. **Elegir la(s) variable(s) de respuesta que será medida en cada punto del diseño y verificar que se mide de manera confiable.** La elección de esta(s) variable(es) es vital, ya que en ella se refleja el resultado de las pruebas. Se debe garantizar que los instrumentos y/o métodos de medición son capaces de repetir y reproducir una medición, que tienen la precisión (error) y exactitud (calibración) necesaria.
3. **Determinar cuáles factores deben estudiarse o investigarse, de acuerdo, a la supuesta influencia que tienen sobre la respuesta.**
4. **Seleccionar los niveles de cada factor, así como el diseño experimental adecuado a los factores que se tienen y al objetivo del experimento.** Este paso también implica determinar cuántas repeticiones se harán para cada tratamiento, tomando en cuenta el tiempo, el costo y la precisión deseada.
5. **Planear y organizar el trabajo experimental.** Con base en el diseño seleccionado, organizar y planear con detalle el trabajo experimental, por ejemplo, las personas que van a intervenir, la forma operativa en que se harán las cosas, etc.
6. **Realizar el experimento.** Seguir al pie de la letra el plan previsto en la etapa anterior, y en caso de algún imprevisto, determinar a qué persona se le reportaría y lo que se haría.

El autor también describe que luego de la planeación y ejecución del experimento, se analice con la técnica estadística central en el análisis de los experimentos, el llamado análisis de varianza ANOVA (acrónimo en inglés); junto a su interpretación y finalizando con las conclusiones del estudio experimental.

2.5.3 Clasificación y selección de los diseños experimentales

Existen muchos diseños experimentales para estudiar la gran diversidad de problemas o situaciones que ocurren en la práctica. Los cinco aspectos que más influyen en la selección de un diseño experimental, en el sentido de que cuando cambian por lo general nos llevan a cambiar de diseño, son:

1. El objetivo del experimento.
2. El número de factores a estudiar.
3. El número de niveles que se prueban en cada factor.
4. Los efectos que interesa investigar (relación factores-respuesta).
5. El costo del experimento, tiempo y precisión deseada.

El objetivo del experimento se utiliza como un criterio general de clasificación de los diseños experimentales, mientras que los otros cuatro puntos son útiles para subclasificarlos. En este sentido, de acuerdo con su objetivo y sin pretender ser exhaustivos, los diseños se pueden clasificar como:

1. Diseños para comparar dos o más tratamientos.
2. Diseños para estudiar el efecto de varios factores sobre la(s) respuesta(s).
3. Diseños para determinar el punto óptimo de operación del proceso.
4. Diseños para la optimización de una mezcla.
5. Diseños para hacer el producto o proceso insensible a factores no controlables.

La presente tesis es de tipo experimental, como se describe en el capítulo I Generalidades, el procedimiento de la investigación se realizan ensayos experimentales contralados para evaluar la respuesta del sistema dinámico.

Nuestro caso se ajusta a un enfoque estadístico llamado diseño factorial, de manera particular por los objetivos y variables de investigación tenemos un diseño factorial 3^2 , esto quiere decir, 3 niveles y 2 factores.

Figura 22

Clasificación de los Diseños Experimentales.

1. Diseños para comparar dos o más tratamientos	<ul style="list-style-type: none"> Diseño completamente al azar Diseño de bloques completos al azar Diseño de cuadros latino y grecolatino
2. Diseños para estudiar el efecto de varios factores sobre una o más variables de respuesta	<ul style="list-style-type: none"> Diseños factoriales 2^k Diseños factoriales 3^k Diseños factoriales fraccionados 2^{k-p}
3. Diseños para la optimización de procesos	<ul style="list-style-type: none"> Diseños para el modelo de primer orden <ul style="list-style-type: none"> Diseños factoriales 2^k y 2^{k-p} Diseño de Plackett-Burman Diseño simplex Diseños para el modelo de segundo orden <ul style="list-style-type: none"> Diseño de composición central Diseño de Box-Behnken Diseños factoriales 3^k y 3^{k-p}
	4. Diseños robustos
5. Diseños de mezclas	<ul style="list-style-type: none"> Diseño simplex-reticular Diseño simplex con centroide Diseño con restricciones Diseño axial

Nota. Imagen adaptada por *Análisis y diseño de experimentos*, 2012, por Gutiérrez Pulido H, de la Vara Salazar R., McGRAW-HILL.

2.5.4 Diseño Factorial

El diseño factorial es un diseño experimental que sirve para estudiar el efecto individual y de interacción de varios factores sobre una o varias respuestas. El objetivo de un diseño factorial es estudiar el efecto de varios factores sobre una o varias respuestas, cuando se tiene el mismo interés sobre todos los factores (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

Los factores pueden ser de tipo cualitativo (máquinas, tipos de material, operador, la presencia o ausencia de una operación previa, etc.), o de tipo cuantitativo (temperatura, humedad, velocidad, presión, etc.). Para estudiar la manera en que influye cada factor sobre la variable de respuesta es necesario elegir al menos dos niveles de prueba para cada uno de ellos. Con el diseño factorial completo se corren aleatoriamente todas las posibles combinaciones que pueden formarse con los niveles de los factores a investigar. Así, la matriz de diseño o

arreglo factorial es el conjunto de puntos experimentales o tratamientos que pueden formarse considerando todas las posibles combinaciones de los niveles de los factores. Para obtener el número de corridas experimentales se multiplica el número de tratamientos por el número de réplicas (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

(Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012) plantea una secuencia de pasos para el desarrollo del diseño factorial 3^2 . El cual se toma como referencia:

- Representación geométrica del diseño factorial
- Representación de los efectos
- Modelo estadístico e hipótesis de intereses
- Cuadro ANOVA
- Verificación de supuestos

2.5.4.1 Representación geométrica del diseño factorial

El diseño factorial 3^2 se representa de manera geométrica por los vértices del cuadrado dividido en cuatro cuadrantes representado por la Figura 23. Cada vértice representa un punto de diseño o tratamiento. El área limitada por este cuadrado se conoce como *región experimental* y, en principio, las conclusiones que se obtengan del experimento sólo tienen validez sobre esta región. (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

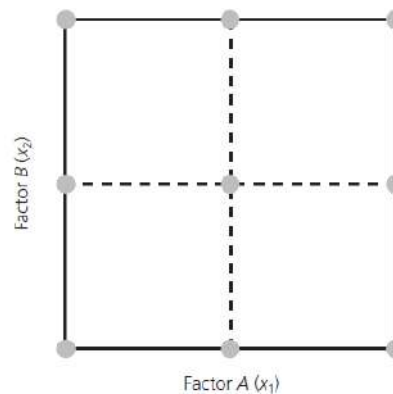
2.5.4.2 Representación de los efectos

El efecto de un factor se define como el cambio observado en la variable de respuesta debido a un cambio de nivel de tal factor. En particular, los efectos principales son los cambios en la media de la variable de respuesta que se deben a la acción individual de cada factor.

Por otra parte, se dice que dos factores interactúan entre sí o tienen un efecto de interacción sobre la variable de respuesta, cuando el efecto de un factor depende del nivel en que se encuentra el otro (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

Figura 23

Esquema General del Desarrollo del Trabajo de Investigación.



Nota: Imagen adaptada por *Análisis y diseño de experimentos*, 2012, por Gutiérrez Pulido H, de la Vara Salazar R., McGRAW-HILL.

El efecto principal de un factor se representa de manera gráfica en cuyo eje horizontal se ubican los niveles del factor y en el eje vertical se encuentra la media de la respuesta observada en los correspondientes niveles (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

El efecto de interacción de los dos factores en el eje vertical se pone una escala que represente la magnitud de la variable de respuesta, luego uno de los factores se representa con sus dos niveles en el eje horizontal y en dirección vertical de cada uno de estos niveles, se anota un punto que represente la respuesta promedio en cada nivel del otro factor. Al final, cada punto del lado izquierdo se une con su correspondiente punto del lado derecho mediante una línea recta. Resulta que cuando existe interacción las líneas obtenidas tienen una pendiente muy diferente, y si no hay interacción las líneas tienen pendientes similares, que son aproximadamente paralelas (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

Para poder representar los efectos gráficamente con los factores principales (A y B) y la interacción de los factores (AB) se calcula con la media de cada factor y su interacción. Estas graficas son importantes para observación la influencia de los factores implicados. Las notaciones para identificar los factores y sus tratamientos pueden seleccionarse con la Tabla 3:

Tabla 3

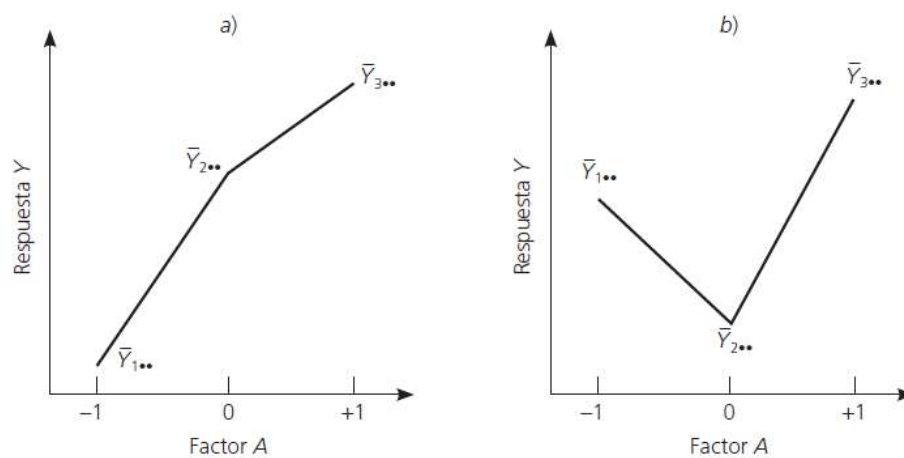
Diseño factorial 3² en tres notaciones útiles

Tratamiento	A	B	A	B	A	B
1	bajo	bajo	-1	-1	0	0
2	medio	bajo	0	-1	1	0
3	alto	bajo	1	-1	2	0
4	bajo	medio	-1	0	0	1
5	medio	medio	0	0	1	1
6	alto	medio	1	0	2	1
7	bajo	alto	-1	1	0	2
8	medio	alto	0	1	1	2
9	alto	alto	1	1	2	2

Nota: Imagen adaptada por *Análisis y diseño de experimentos*, 2012, por Gutiérrez Pulido H, de la Vara Salazar R., McGRAW-HILL.

Figura 24

Grafica de Efectos Predominando a) Parte Lineal y b) Parte Cuadrática.



Nota: Imagen adaptada por *Análisis y diseño de experimentos*, 2012, por Gutiérrez Pulido H, de la Vara Salazar R., McGRAW-HILL.

En el caso del diseño factorial 3² tiene la particularidad del comportamiento del factor con su respuesta de características lineales o cuadráticas, esta dependerá de la naturaleza de los experimentos.

2.5.4.3 Modelo estadístico y prueba de hipótesis

El modelo estadístico para el diseño 3×2 se puede escribir considerando el efecto individual de cada factor y de la interacción entre ambos, y queda como:

$$y_{ijk} = \mu + \gamma_i + \delta_j + (\gamma\delta)_{ij} + \varepsilon_{ijk} \quad (47)$$

Con $i=1,2,3$; $j=1,2,3$; $k = 1, \dots, n$. Donde γ_i es el efecto del factor A en su nivel i , δ_j representa el efecto del factor B en su nivel j , $(\gamma\delta)_{ij}$ es el efecto de interacción de ambos en los niveles ij y n es el número de repeticiones de cada tratamiento, ε_{ijk} es el error aleatorio que se supone sigue una distribución normal con media cero y varianza constante (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

En consecuencia, las hipótesis que se desean probar son: $H_0 : \gamma_i = 0$ (no hay efecto significativo del factor A sobre la variable de respuesta), $H_0 : \delta_j = 0$ (no hay efecto del factor B sobre la variable de respuesta) y $H_0 : (\gamma\delta)_{ij} = 0$ (no hay efecto de interacción de los factores A y B sobre la variable de respuesta) (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

2.5.4.4 Cuadro ANOVA

Para saber si los efectos son estadísticamente significativos (diferentes de cero) se requiere el análisis de varianza (ANOVA). El desarrollo de cálculo para el ANOVA se resume en la Tabla 4. Para tal efecto, es necesario calcular las sumas de cuadrados de los efectos son:

$$SC_A = \sum_{i=1}^3 \frac{Y_{i..}^2}{3n} - \frac{Y_{...}^2}{n3^2} \quad (48)$$

$$SC_B = \sum_{j=1}^3 \frac{Y_{.j.}^2}{3n} - \frac{Y_{...}^2}{n3^2} \quad (49)$$

$$SC_{AB} = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{Y_{ij.}^2}{n} - \frac{Y_{...}^2}{n3^2} - SC_A - SC_B \quad (50)$$

La suma de cuadrados totales es:

$$SC_T = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \sum_{k=1}^n Y_{ijk}^2 - \frac{Y_{\dots}^2}{n3^2} \quad (51)$$

y al final, al restar el total del resto de los efectos, se obtiene la suma de cuadrados del error como:

$$SC_E = SC_T - SC_{AB} - SC_A - SC_B \quad (52)$$

Las sumas de cuadrados, divididas entre sus correspondientes grados de libertad, se denominan cuadrados medios (CM). Al dividir éstos entre el cuadrado medio del error (CME) se obtienen estadísticos de prueba con distribución F. Si el valor-p es menor al nivel de significancia prefijado, se rechaza la hipótesis nula, concluyendo que el efecto correspondiente está activo o influye en la variable de respuesta (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

El bosquejo del análisis de varianza para el diseño 3^2 se muestra en la Tabla 4. Este diseño también requiere al menos de dos repeticiones para que haya grados de libertad para el error. Si el valor- p para un efecto es menor que 0.05, entonces se rechaza la correspondiente hipótesis nula, y se concluye que tal fuente de variación afecta de manera significativa a la variable de respuesta (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

(Hernández Sampieri et al., 2014, p. 302) define el nivel de significancia (denotado por α) como el nivel de probabilidad de equivocarse en donde se fija antes de probar hipótesis inferenciales. El nivel de significancia de 0.05 (valor comúnmente usado en ciencias e ingeniería) implica que el investigador tiene un 95% de seguridad para generalizar sin equivocarse y solo 5% en contra; u otra manera de interpretarlo, 5% es el riesgo de que se rechace una hipótesis nula cuando era verdadera. (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012, 29) define a α como la significancia predefinida como el riesgo máximo que el experimentador está dispuesto a correr por rechazar H_0 indebidamente (error tipo I).

Tabla 4*ANOVA para el diseño factorial 3².*

FV	SC	GL	CM	F _o	Valor-P
A	SC _A	2	CM _A	CM _A /CM _E	P(F > F _o)
B	SC _B	2	CM _B	CM _B /CM _E	P(F > F _o)
AB	SC _{AB}	4	CM _{AB}	CM _{AB} /CM _E	P(F > F _o)
Error	SC _E	3 ² (n - 1)	CM _E		
Total	SC _T	n3 ^k - 1			

El valor-p según (Navidi, 2006, p. 369) mide la factibilidad de H_0 . Entre menor sea el valor-p, más fuerte será la evidencia en contra de H_0 . Si el valor-p es suficientemente pequeño, se puede estar dispuesto a abandonar la suposición de que H_0 es verdadera y creer, en su lugar, que H_A es verdadera.

(Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012, p. 30) expresa que la significancia observada; es decir, el valor-p, se puede ver como la probabilidad o evidencia a favor de H_0 , por lo tanto, representa una medida de la contundencia con la que se rechaza o no la hipótesis nula. Por ejemplo, si la significancia observada o valor-p es igual a 0.0001, entonces sólo hay una probabilidad a favor de H_0 de 0.0001, por lo que se rechazaría la hipótesis nula con un riesgo tipo I de 0.0001, que es menor del que se está dispuesto a admitir, típicamente $\alpha = 0.05$. En otras palabras, un valor-p = 0.0001 nos señala que el valor observado del estadístico de prueba prácticamente no tenía ninguna posibilidad de ocurrir si la hipótesis nula fuera verdadera, lo que lleva a concluir de manera contundente que la hipótesis nula debe rechazarse.

2.5.4.5 Coeficientes de determinación

(Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012) indica que, dos de los estadísticos más útiles para medir la calidad global del modelo de regresión múltiple es el coeficiente de determinación (R^2) y el coeficiente de determinación ajustado (R^2_{Aj}), que se obtienen a partir del ANOVA de la siguiente manera:

$$R^2 = \frac{SC_{total} - SC_{error}}{SC_{total}} \times 100 = \frac{SC_{modelo}}{SC_{total}} \times 100 \quad (53)$$

$$R_{aj}^2 = \frac{CM_{total} - CM_{error}}{CM_{total}} \times 100 \quad (54)$$

Estos coeficientes comparan la variabilidad explicada por el modelo frente a la variación total, cuantificadas a través de la suma de cuadrados (SC) o por el cuadrado medio (CM). De esta forma, para interpretar estos coeficientes se cumple que $0.0 \leq R_{aj}^2 \leq R^2 \leq 100.0$ y cuantifican el porcentaje de variabilidad presente en los datos y que es explicado por el modelo; por ello, son deseables valores próximos a 100. En general, para fines de predicción se recomienda un coeficiente de determinación ajustado de al menos 70% (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012).

2.5.4.6 Verificación de supuestos

Los supuestos de normalidad, varianza constante e independencia de los residuos en un diseño factorial se verifican principalmente con los métodos gráficos. Los supuestos se verifican generalmente asistido por computadora ofreciendo graficas importantes para confirmar los supuestos del modelo estadístico, por mencionar las más importantes, la varianza constante y la normalidad.

CAPITULO III

DISEÑO DEL MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO

3.1 Introducción

El presente capítulo describe y desarrolla el diseño del módulo que comprende tanto la estructura y la fuente motriz que actúa como fuente de excitación de la estructura. Para tal efecto, se emplea las directrices complementarias de la VDI 2221 (1993) como; VDI 2222 hoja 1 (1997), VDI 2223 (2004) y la VDI 2225 hoja 1 (1997), hoja 2 (1998) y hoja 3 (1998) descritos brevemente en el Capítulo II Marco Teórico. Aquí se desarrolla de manera más extensiva las aplicaciones de estas directrices metódicas.

3.2 Tarea Principal

Conforme a la directriz VDI 2222 Hoja 1 en la primera sección de trabajo donde se define, aclara y especifica la tarea principal del producto a diseñar, en el presente caso el módulo experimental. Se requiere, en función a la problemática expuesta en el Capítulo I, el diseño de un módulo para el estudio dinámico estructural de tres niveles, sobre los cuales sea posible el montaje de dos fuentes de excitación. El objetivo del análisis es inducir estados de resonancia en el módulo por cortos periodos de tiempo, suficientes para la recolección de datos analizados posteriormente. En cuanto a las dimensiones generales, el módulo no debe superar una altura de 120 cm ni un ancho y largo de 80 cm.

3.3 Estado de la Tecnología

Luego de aclarar la tarea formulada, la directriz VDI 2221 y VDI 2222 Hoja 1 recomienda obtener y recopilar más o toda información disponible, si se debe consultar a expertos, proveedores o socios de cooperación, o que soluciones anteriores se pueden utilizar, ante ello, se revisa patentes, catálogos, tesis e investigaciones similares, se observó que aún no se ha realizado un análisis de respuestas dinámica en estructuras cuando son afectadas por más de una fuente de vibración. En cambio, la mayoría de los estudios se han centrado en entender

cómo se comportan estructuras de uno o tres pisos cuando solo se ven afectadas por una fuente de vibración. A continuación, se resumen estos estudios.

La tesis titulada "Evaluación, Rediseño y Validación de Estructuras Mediante Análisis Vibracional Avanzado", elaborada por (López Lamadrid, 2013), se enfoca en el análisis, diagnóstico y rediseño de una estructura de un solo nivel que se encuentra en un estado de resonancia activa debido a una fuente de vibración. Esta estructura puede representar una variedad de sistemas industriales, como ventiladores, electrobombas, generadores y otros equipos instalados en soportes estructurales. La Figura 25 muestra el módulo rediseñado (reforzado con arriostres axiales) y la Tabla 5 las características de interés extraídos del trabajo realizado por (López Lamadrid, 2013).

Figura 25

Modulo Rediseñado con Arriostres Axiales por (López Lamadrid, 2013).



Nota. Extraído de *Evaluación, Rediseño y Validación de Estructuras Mediante Análisis Vibracional Avanzado* (p. 120), por López Lamadrid, C. M., 2013, [Tesis de Pregrado, Universidad de Piura].

Tabla 5

Características Extraídas del Módulo Elaborado por (López Lamadrid, 2013).

Característica	Descripción
Funcionamiento	La fuente de excitación ubicada en el nivel superior gira el disco desequilibrado, lo que resulta en una fuerza armónica a una velocidad angular que se puede ajustar mediante el variador de frecuencia de modo que coincida con las frecuencias naturales del sistema, estableciendo así estados de resonancia.
Fuente de Excitación	Motor eléctrico de 2 polos que opera a una velocidad angular nominal de 3450 RPM, encargado de impulsar un disco de desbalance junto a la masa de desbalance.
Control de Velocidad	Variador de frecuencia
Registro de Datos	Medición de vibración realizada mediante sensores de aceleración un axiales y triaxiales; los datos se registran a través del analizador DCX – Azima – DLI.

La tesis titulada "Implementación de un módulo de laboratorio para el estudio dinámico en estructuras metálicas de equipos mecánicos", elaborada por (Arzapalo Barrera, 2015), se enfoca en el estudio dinámico de una estructura de 3GDL en el cálculo de sus frecuencias naturales y modos de vibración desde análisis analíticos, experimentales y por análisis de elementos finitos asistido por computadora.

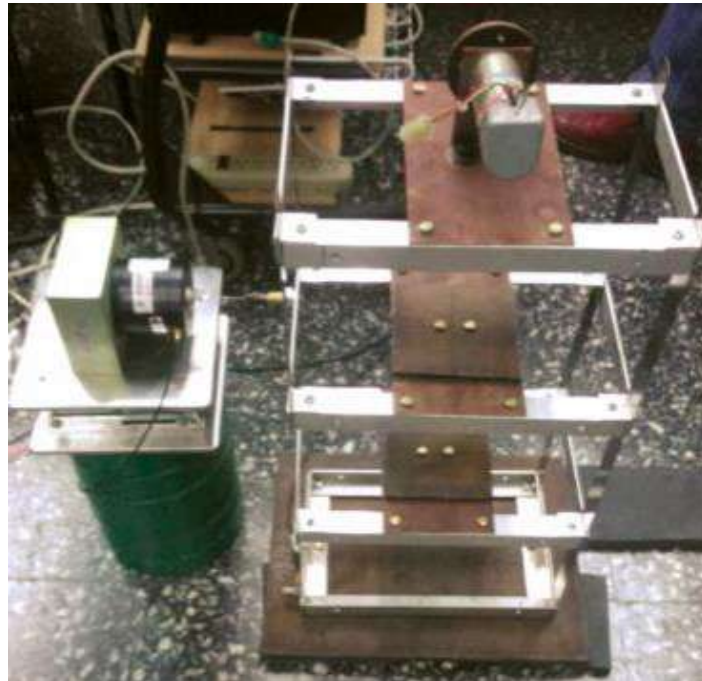
Tabla 6

Características Extraídas del Módulo Elaborado por (Arzapalo Barrera, 2015).

Característica	Descripción
Funcionamiento	La fuente de excitación ubicada en el tercer nivel superior un disco con desbalance acoplado al servomotor, lo que resulta en una fuerza de desbalance a una velocidad angular cualquiera que se puede modificar mediante un variador de frecuencia.
Fuente de Excitación	Servomotor DC de 24V, encargado de impulsar un disco de desbalance.
Control de Velocidad	Variador de frecuencia con rango de trabajo de 1-25Hz
Registro de Datos	Medición de vibración realizada mediante acelerómetro uniaxial a través del sistema multi analizador Pulse tipo 3560 FFT.

Figura 26

Mediciones Realizadas en el Módulo Diseñado por (Arzapalo Barrera, 2015).




Nota. Extraído de Implementación de un Módulo de Laboratorio Para el Estudio Dinámico en Estructuras Metálicas de Equipos Mecánicos (p. 44), por Arzapalo Barrera, E. F., 2015, [Tesis de Pregrado, Pontificia Universidad Católica del Perú].

Además, se llevó a cabo una revisión de catálogos de módulos educativos, así como de estudios y tesis que se centran en el análisis del comportamiento dinámico y el estudio de vibraciones, tanto libres como forzadas. Aunque estos recursos no tengan gran semejanza con el presente trabajo, proporcionan información valiosa acerca de los componentes y equipos empleados tanto para generar vibraciones como para el análisis teórico y/o experimental.

Tabla 7


Equipo de vibraciones libres y forzadas.

MVLF - Free & Forced Vibration Unit	
	<p><u>Fuente de excitación:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Motor síncrono de velocidad variable✓ Discos desequilibrados <p><u>Control de Velocidad:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Consola electrónica <p><u>Registro de Datos:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Control de frecuencia de oscilación con sensor óptico✓ Cinta de registro mecánico <p><u>Empresa/Autor:</u> EDIBON</p>

Nota. Adaptado de *Equipo de vibraciones libres y forzadas*, por Edibon, 2024, Edibon (<https://www.edibon.com/es/equipo-de-vibraciones-libres-y-forzadas>).

Tabla 8


Set DigiCart Expert Para Estudio de Vibración y Resonancia.

Cobra - DigiCart Expert Set	
	<p><u>Fuente de Excitación:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Motor de vibración <p><u>Control de Velocidad:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Iniciador electromagnético <p><u>Registro de Datos:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Sensor de posición✓ Sensor de velocidad✓ Sensor de aceleración✓ Sensor de fuerza✓ DigiCartAPP/DigiCart <p><u>Empresa/Autor:</u> PHYWE</p>

Nota. Adaptado de *Cobra DigiCart Set para Expertos*, por PHYWE, 2024, PHYWE (https://www.phywe.com/es/experimentos-sets/tess-sets-de-experimentos-para-estudiantes/cobra-digicart-set-para-expertos_2042_2973).

Tabla 9


Sistema de Vibración Universal SD2.

Universal Vibration System - SD2	
	<p><u>Fuente de Excitación:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Motor excitador✓ Masas desbalanceadas <p><u>Control de Velocidad:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Controlador de velocidad <p><u>Registro de Datos:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Tacómetro✓ Sistema de adquisición de datos AIU (incluido)✓ Osciloscopio (no incluido) <p><u>Empresa/Autor:</u> ARMFIELD</p>

Nota. Adaptado de *Universal Vibration System*, por Armfield, 2024, Armfield (<https://armfield.co.uk/product/sd2-universal-vibration-system/>).

Tabla 10


Equipo de Ensayo TM155 de Vibraciones Libres y Forzadas.

TM155 - Free & Forced Vibration	
	<p><u>Fuente de Excitación:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Excitador de desplazamiento✓ Excitador de desequilibrio (disco oscilante, montaje excéntrico) <p><u>Control de Velocidad:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Regulación electrónica✓ Equipo de mando <p><u>Registro de Datos:</u></p> <ul style="list-style-type: none">✓ Registrador de tambor mecánico✓ Medidor de amplitudes <p><u>Empresa/Autor:</u> GUNT HAMBURG</p>

Nota. Adaptado de *Vibrations in Machines*, por Gunt, 2024, Gunt (<https://www.gunt.de/en/products/engineering-mechanics-and-engineering-design/machine-dynamics/vibrations-in-machines/free-and-forced-vibrations/040.15500/tm155/glet-1:pa-148:ca-45:pr-1371>).

Tabla 11

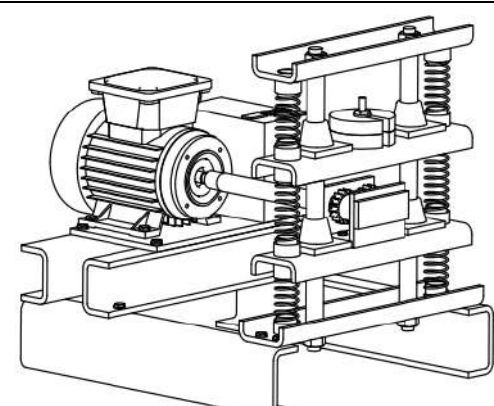
Banco de Vibraciones Libres y Forzadas.

Free and Forced Vibrations	
	<u>Fuente de Excitación:</u> <ul style="list-style-type: none">✓ Servomotor de velocidad variable✓ Masa rotatoria desplazada
	<u>Control de Velocidad:</u> <ul style="list-style-type: none">✓ Codificador y controlador de velocidad
	<u>Registro de Datos:</u> <ul style="list-style-type: none">✓ Sensor de posición y aceleración✓ Sistema de adquisición de data (VDAS Onboard)
	<u>Empresa/Autor:</u> TECQUIPMENT

Nota. Adaptado de *Free and Forced Vibrations*, por Tecquipment, 2024, Tecquipment (<https://www.tecquipment.com/es/free-and-forced-vibrations>).

Tabla 12

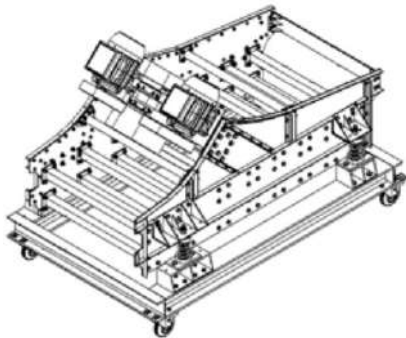
Módulo de Vibraciones.

Diseño de un Módulo Educativo Para el Estudio de las Vibraciones Mecánicas Mediante la Variación de los Parámetros Inercia, Rigidez y Fuerza de Excitación	
	<u>Fuente de Excitación:</u> <ul style="list-style-type: none">✓ Motor trifásico 1/2HP 1640RPM✓ Engranajes con desbalance excéntrico
	<u>Control de Velocidad:</u> <ul style="list-style-type: none">✓ Var. de frecuencia 1/2HP-220V
	<u>Registro de Datos:</u> <ul style="list-style-type: none">✓ Acelerómetros de baja frecuencia A0120LF (No se tiene data)
	<u>Empresa/Autor:</u> José Gonzalo Cabrera Centurión

Nota. Adaptado de *Diseño de un Módulo Educativo Para el Estudio de las Vibraciones Mecánicas Mediante la Variación de los Parámetros Inercia, Rigidez y Fuerza de Excitación* (Anexo A.1), por Cabrera Centurión, J. G., 2021, [Tesis de Pregrado, Pontificia Universidad Católica del Perú].

Tabla 13

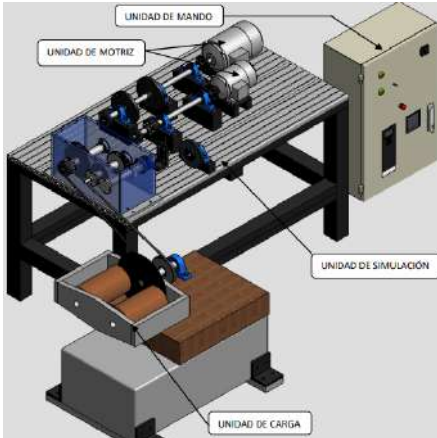
Módulo Educativo a Escala de una Zaranda Vibratoria.

Diseño de un Módulo Educativo a Escala de una Zaranda Vibratoria	
	<u>Fuente de Excitación:</u>
	✓ Dos motores trifásicos (2 polos) 1HP
	✓ Masas desbalanceadas
	<u>Control de Velocidad:</u>
	✓ Variador de velocidad 3HP-ABB AC5150-03E-09A8-2
<u>Registro de Datos:</u>	
✓ Externo (Proyecto Privado)	
<u>Empresa/Autor:</u>	
Luis Isaac León Paro	

Nota. Adaptado de *Diseño de un Módulo Educativo a Escala de una Zaranda Vibratoria* (p. 37), por León Paro, L. I., 2019, [Tesis de Maestría, Pontificia Universidad Católica del Perú].

Tabla 14

Banco Didáctico Para la Medición de Vibración Mecánicas.

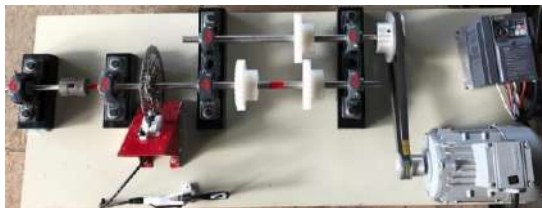
Diseño y Construcción de un Banco Didáctico Para la Medición de Vibración Mecánicas en los Laboratorios de Instrumentación de la Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca	
	<u>Fuente de Excitación:</u>
	✓ Dos motores AC trifásicos de 1HP y 2HP (4 polos)
	✓ Masas desbalanceadas
	<u>Control de Velocidad:</u>
	✓ Unidad de mando eléctrico
<u>Registro de Datos:</u>	
✓ Analizador de vibraciones ERBESSD (No se tiene data)	
<u>Empresa/Autor:</u>	
José A. Jara Jimbo, Juan G. Sinchi Vivar	

Nota. Adaptado de *Diseño y Construcción de un Banco Didáctico Para la Medición de Vibración Mecánicas en los Laboratorios de Instrumentación de la Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca* (p. 191), por Jara Jimbo, J. A. & Sinchi Vivar, J. G., 2012, [Tesis de Pregrado, Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca].

Tabla 15

Banco de Ensayo Para la Enseñanza del Análisis de Vibraciones.

Diseño, Construcción y Evaluación Experimental de un Banco de Ensayo Para la Enseñanza del Análisis de Vibraciones Como Herramientas de Monitoreo de Condición



Fuente de Excitación:

- ✓ Motor asíncrono trifásico jaula de aridilla 3/4HP 2800RPM

Control de Velocidad:

- ✓ Variador de frecuencia 1HP

Registro de Datos:

- ✓ Acelerómetro MEMS ADXL 325 e interfaz LabJack U3-HV
- ✓ Matlab

Empresa/Autor:

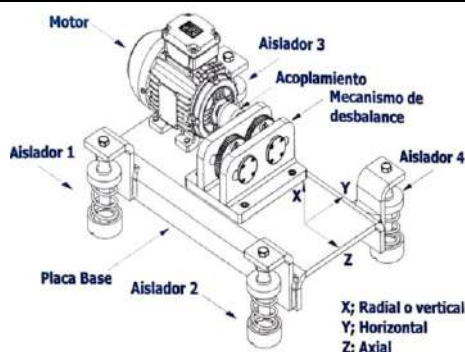
Roció Ortega Guerra

Nota. Adaptado de *Diseño, Construcción y Evaluación Experimental de un Banco de Ensayo Para la Enseñanza del Análisis de Vibraciones Como Herramientas de Monitoreo de Condición* (p. 227), por Ortega Guerra, R., 2018, [Tesis de Pregrado, Pontificia Universidad Católica de Valparaíso].

Tabla 16

Máquina Para el Estudio de la Transmisibilidad.

Diseño de un Módulo de Laboratorio Para el Estudio de la Transmisibilidad, en la Cimentación de Máquinas



Fuente de Excitación:

- ✓ Motor trifásico 0.6HP 1800RPM

Control de Velocidad:

- ✓ Var. de velocidad Sinamics G110

Registro de Datos:

- ✓ Acelerómetro tipo 4383 B&K
- ✓ Matlab

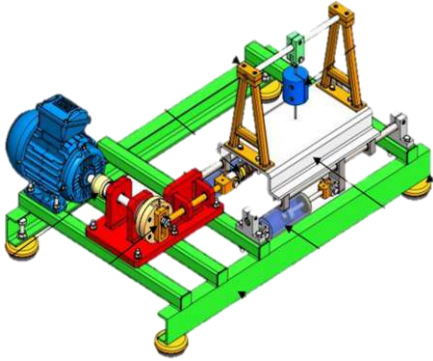
Empresa/Autor:

David Reynaldo Berrios Barcena

Nota. Adaptado de *Diseño de un Módulo de Laboratorio Para el Estudio de la Transmisibilidad, en la Cimentación de Máquinas* (p. 29), Berrios Bárcena, D. R., 2010, [Tesis de Maestría, Pontificia Universidad Católica del Perú].

Tabla 17

Máquina Para el Aislamiento de Vibraciones.

Diseño de un Módulo Para el Estudio de la Absorción de Vibraciones Mediante la Optimización de un Amortiguador de Masa Sintonizado Tipo Péndulo	
	<p><u>Fuente de Excitación:</u> ✓ Motor trifásico WEG 0.5HP 900RPM</p> <p><u>Control de Velocidad:</u> ✓ Convertidor de frecuencias Sinamics G110</p> <p><u>Registro de Datos:</u> ✓ No se tiene datos experimentales</p> <p><u>Empresa/Autor:</u> David Cristhian Acurio Durand</p>

Nota. Adaptado de *Diseño de un Módulo Para el Estudio de la Absorción de Vibraciones Mediante la Optimización de un Amortiguador de Masa Sintonizado Tipo Péndulo* (p. 36), Acurio Durand, D. C., 2019, [Tesis de Pregrado, Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco].

3.4 Lista de Requisitos

Se realiza la lista que requisitos, de acuerdo con la directriz VDI 2222 Hoja 1, para establecer las características divididas en aspectos técnicos y económicas que posee el diseño. Estos requisitos son descritos en la Tabla 18.

Los resultados se recogen en una hoja separada, y se analizan de acuerdo con los requisitos en función de aspectos técnicos y económicos, y su demanda correspondiente sea definida (fijo), objetiva o requisito deseado. Esta lista se complementará en el curso del proceso de diseño y se utilizará para la selección, la decisión y la evaluación de las soluciones.

Tabla 18

Lista de Requisitos Para el Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco.

LISTA DE REQUISITOS							Pág.	1 de 3
							Edición:	Rev. A
PROYECTO:	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACIÓN DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DINÁMICA DEL SISTEMA						Fecha:	20/09/2024
CLIENTE:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO						Revisado:	A. M. S.
Partes del esquema	Partes del requisito				Partes de acceso		Adjunto	
Recopilación de información	N.º de lista de Aspectos	Información Descriptiva Cualitativa		Información Cuantitativa	Tipo de Requisito	Fuente		Posibles factores de ponderación
						Doc. de Materiales	Persona	
	N.º	1	2	3	4	5	6	
Lista de aspectos sobre el producto	1. Aspectos Técnicos	1	Función Principal: Inducir estados de resonancia de las tres primeras frecuencias naturales por cortos periodos de tiempo.		RE	Libros de Vibraciones Mecánicas / Dinámica Estructural	J. Q. P. / L. C. D.	4
		2	Respuesta Dinámica: El comportamiento del sistema será evaluado mediante niveles de vibración en velocidad RMS.	La vibración se mantendrá por debajo de los 100 mm/s	RO		J. Q. P. / L. C. D.	4
		3	Medición y/o Cuantificación: Adecuado para la instalación de instrumentos de medición y recolección de datos de carácter vibratorio necesarios para posteriores análisis.		RE	Normas ISO - DIN / Artículos Técnicos	J. Q. P. / L. C. D.	4
		4	Geometría: Dispondrá de tres niveles sobre los cuales será posible en montaje y desmontaje de las fuentes de excitación	No superara una altura de 140 cm ni un ancho y largo de 80 cm	RO	Directrices VDI 2222 / VDI 2223	J. Q. P. / L. C. D.	3
		5	Cinemática: La velocidad rotacional de las fuentes de excitación deberán de ser regulables para establecer coincidencia de frecuencias.	$5\text{ Hz} < f_e < 30\text{ Hz}$	RO	Manuales Técnicos Eléctricos y Electrónicos	J. Q. P. / L. C. D.	2
		6	Energía: La fuente de excitación deberá proveer al sistema de una carga que genere vibraciones susceptibles de medición y perceptibles para la vista de los analistas.	El sistema usará energía eléctrica de 220V a 60Hz	RE	Manuales Técnicos Eléctricos y Electrónicos	J. Q. P. / L. C. D.	1
		7	Seguridad: El módulo será diseñado de modo que garantice la seguridad y protección del analista.		RO	Directrices VDI 2222 / VDI 2223	J. Q. P. / L. C. D.	2

LISTA DE REQUISITOS							Pág.	2 de 3
							Edición:	Rev. A
PROYECTO:	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACIÓN DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DINÁMICA DEL SISTEMA						Fecha:	20/09/2024
							Revisado:	A. M. S.
CLIENTE:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO						Elaborado:	J. Q. P. / L. C. D.
Partes del esquema	Partes del requisito				Partes de acceso			Adjunto
Recopilación de información	N.º de lista de Aspectos	Información Descriptiva Cualitativa		Información Cuantitativa	Tipo de Requisito	Fuente		Posibles factores de ponderación
						Doc. de Materiales	Persona	
	N.º	1	2	3	4	5	6	
Lista de aspectos sobre el producto	1. Aspectos Técnicos	8	Ergonomía: Los niveles del módulo serán provisto de tal manera que no exija posturas no ergonómicas durante la reubicación de las fuentes de excitación.		RO	Directrices VDI 2222 / VDI 2223	J. Q. P. / L. C. D.	2
		9	Ergonomía: Los accionadores del módulo estarán a una altura adecuada al alcance del analista.		RO	Directrices VDI 2222 / VDI 2223	J. Q. P. / L. C. D.	2
		10	Fabricación: El módulo estará diseñado para ser fabricado en talleres locales del Cusco, y utilizar materiales de fácil acceso.		RO	Procesos de Manufactura	J. Q. P. / L. C. D.	2
		11	Montaje: El módulo deberá ser de fácil y rápido montaje, específicamente para la reubicación de las fuentes de excitación sobre los niveles del módulo.		D	Procesos de Manufactura	J. Q. P. / L. C. D.	3
		12	Transporte: El diseño contemplará un peso máximo para transporte manual, guardando relación entre las dimensiones generales y cantidad de operarios para su movilización.	< 50 kg	D	Directrices VDI 2222 / VDI 2223	J. Q. P. / L. C. D.	2
		13	Uso: El módulo será empleado para el análisis de vibraciones mecánicas al variar las velocidades rotacionales y ubicación de las fuentes de excitación.		RO	Directrices VDI 2222 / VDI 2223	J. Q. P. / L. C. D.	3
		14	Uso: El módulo será de fácil operación y se empleará en la ciudad del Cusco, específicamente en los laboratorios de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UNSAAC.		RO	Directrices VDI 2222 / VDI 2223	J. Q. P. / L. C. D.	2
		15	Mantenimiento: Todas las acciones de mantenimiento y reajustes serán provistos para una rápida ejecución.		D	Directrices VDI 2222 / VDI 2223	J. Q. P. / L. C. D.	2
		16	Mantenimiento: Fácil acceso para la inspección visual, verificación y/o recambio de piezas, así como para mantenimiento rutinario.		D	Directrices VDI 2222 / VDI 2223	J. Q. P. / L. C. D.	2

LISTA DE REQUISITOS							Pág.	3 de 3
							Edición:	Rev. A
PROYECTO:	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACIÓN DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DINÁMICA DEL SISTEMA						Fecha:	20/09/2024
							Revisado:	A. M. S.
CLIENTE:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO						Elaborado:	J. Q. P. / L. C. D.
Partes del esquema	Partes del requisito				Partes de acceso			Adjunto
Recopilación de información	N.º de lista de Aspectos	Información Descriptiva Cualitativa		Información Cuantitativa	Tipo de Requisito	Fuente		Posibles factores de ponderación
						Doc. de Materiales	Persona	
	N.º	1	2	3	4	5	6	
Lista de aspectos sobre el producto	2. Aspectos Económicos	17	Costos de diseño	< \$1000	RO		J. Q. P. / L. C. D.	3
		18	Costos de fabricación	< \$500	RO	Directriz VDI 2225	J. Q. P. / L. C. D.	3
		19	Costos de materiales	< \$700	RO	Directriz VDI 2225	J. Q. P. / L. C. D.	3
		20	Costos de montaje	< \$100	D		J. Q. P. / L. C. D.	3
		21	Costos de control de calidad	< \$100	D		J. Q. P. / L. C. D.	3
		22	Costos de transporte	< \$100	D		J. Q. P. / L. C. D.	3
		23	Costos de mantenimiento	< \$50	D		J. Q. P. / L. C. D.	3
		24	Costos de energía	< \$100	D		J. Q. P. / L. C. D.	3
		25	Costos de operador	< \$50	D		J. Q. P. / L. C. D.	1

Nota. La división en tipo de requisito en el requisito fijo (RF), aquellos con optimización u objetivo (RO), y requisitos deseables (D) es un punto de referencia importante para la evaluación en el diseño.

3.5 Función Principal ("Black Box")

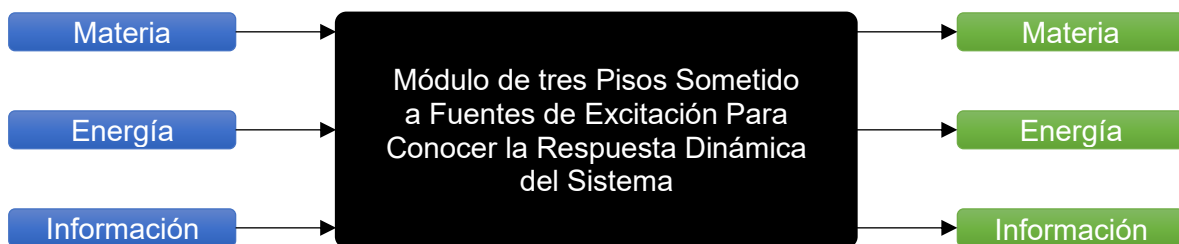
Se define la función principal o función general, conocido como la Caja Negra ("Black Box" en Ingles), esta se determina a partir de la Tarea Principal definido líneas arriba.

La directriz VDI 2222 Hoja 1 señala que las funciones de todas las maquinas, implementos y aparatos pueden determinarse por medio del cambio de estado de las llamadas tres magnitudes generales; material, energía y una posible información.

La Figura 27 muestra de forma abstracta la función principal del diseño (modulo) contemplando el ingreso y salida de material, energía e información.

Figura 27

Black Box del Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco.



Ingreso:

- Material: Masa y elasticidad de la estructura
- Energía: Energía eléctrica transformada en energía mecánica
- Información: Interruptor de inicio

Salida:

- Material: Masa y elasticidad del sistema máquina – estructura
- Energía: Vibración, calor y ruido
- Información: Respuesta del sistema registrada. Funcionamiento visual.

3.6 Estructura de Funciones

La función principal está compuesta de una serie de funciones parciales para que este cumpla el fin fundamental para el que será diseñado, el módulo consta de dos estructuras funcionales; el primero, la estructura (edificio modular); segundo, la fuente de excitación. Cada una de estas se componen en varias funciones parciales como se observan en la Figura 28, a partir de las cuales se procederá a formar el cuadro morfológico presentado en la Tabla 19.

3.7 Soluciones Principales

La directriz VDI 2222 Hoja 1 expresa que “las soluciones principales se encuentran metódicamente si las funciones parciales dadas pueden realizarse por efectos físicos, químicos, biológicos, etc. Los efectos suelen estar ligados a formaciones geométricas y materiales, los llamados portadores de efectos”, la formación del cuadro morfológico presentado en la Tabla 19 muestra una combinación de los portadores de efectos de cada función parcial (definido en el cuadro como efecto mecánico o estructural) como posibles alternativas de solución. Se ha considerado para la estructura la función parcial de la conexión de material como efecto de unión solamente de la estructura, más no de la estructura – maquina o estructura – base, debido a que estas consideraciones extenderían el cuadro morfológico a alternativas de solución poco relevantes para el fin en sí del diseño.

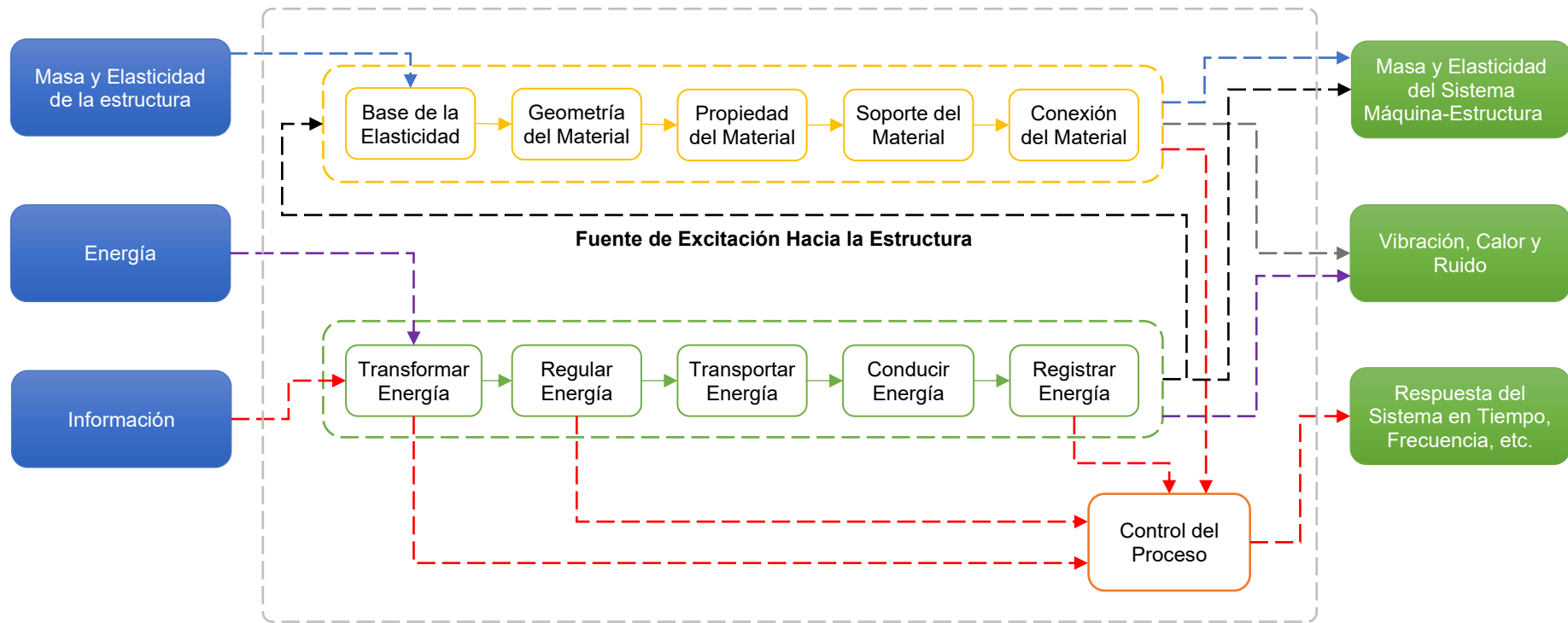
Las alternativas de solución presentan las siguientes combinaciones:

- Alternativa de solución 1: 1.3 +2.3+3.3+4.3+5.3+6.3+7.3+8.3+9.3+10.3
- Alternativa de solución 2: 1.4+2.3+3.4+4.4+5.5+6.3+7.3+8.3+9.4+10.4
- Alternativa de solución 3: 1.5+1.3+2.3+3.3+4.4+5.3+6.4+7.3+8.5+9.6+10.5
- Alternativa de solución 4: 1.5+2.4+3.3+4.5+5.6+6.3+7.3+8.5+9.4+10.6
- Alternativa de solución 5: 1.4+2.3+3.5+4.4+5.5+6.4+7.3+8.6+9.5+10.4

Cada alternativa de solución se bosqueja y se describe a continuación:

Figura 28


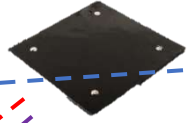












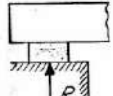
Estructura de Funciones del Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco.







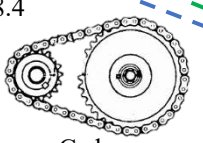
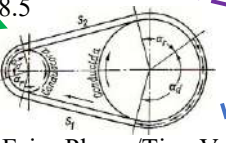
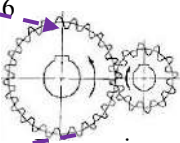
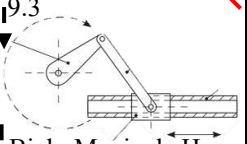
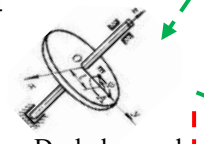
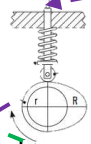
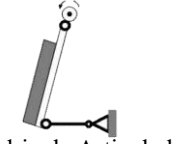
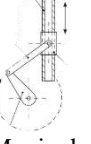






Nota. El control del proceso se refiere al control y/o manipulación, desde el uso manual de estos dispositivos, que se tiene de las funciones parciales.

Tabla 19

Cuadro Morfológico del Diseño del Módulo de Tres Pisos Tipo Marco.

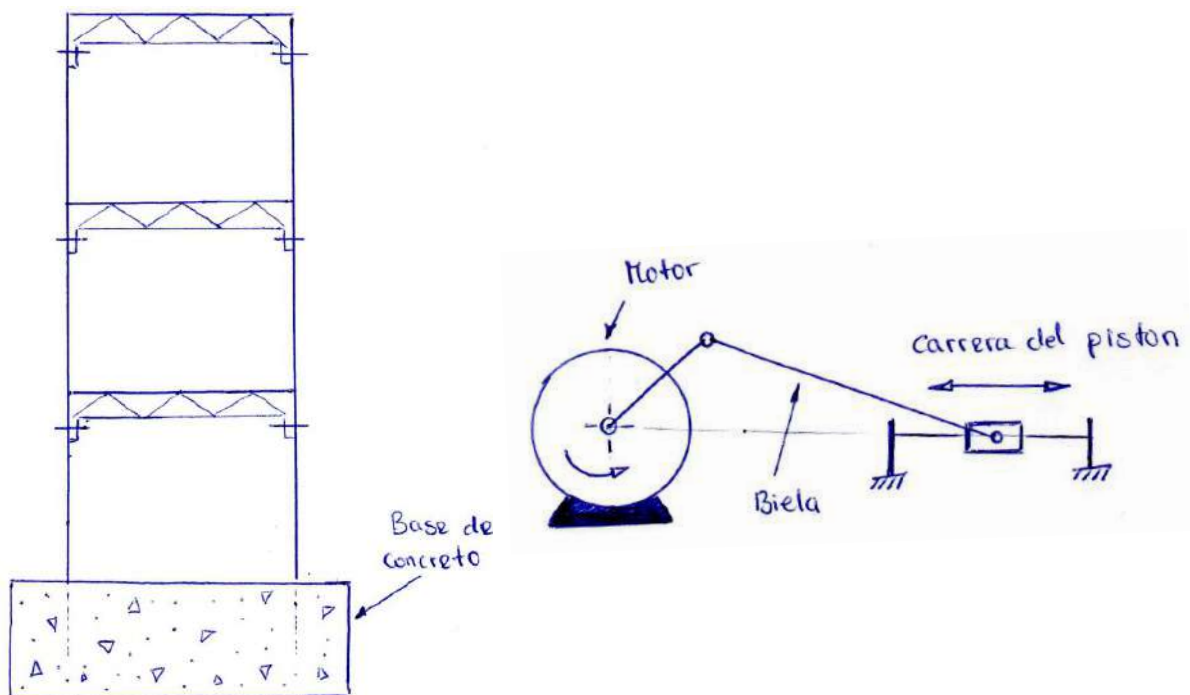
Fase	Funciones	Principios					
Modelo	Función	Principio de Operación	Estructura activa				
	Características Generales	Efectos Mecánicos / Estructural	Soluciones parciales adecuados con soportes de efecto				
N.º	1	2	3	4	5	6	7
1	1.1 BASE DE LA ELASTICIDAD	1.2 EFECTO DE SOPORTE DE ESTRUCTURA	1.3  Concreto	1.4  Placa de Acero	1.5  Armazón Estructural	1.6	1.7
2	2.1 GEOMETRIA DE MATERIAL	2.2 EFECTO DE RIGIDEZ	2.3  Perfil	2.4  Resorte	2.5	2.6	2.7
3	3.1 PROPIEDAD DE MATERIAL	3.2 EFECTO DE ELASTICIDAD	3.3  ACERO	3.4  ALUMINIO	3.5  POLIMERO PLASTICO	3.6	3.7
4	4.1 SOPORTE DE MATERIAL	4.2 EFECTO DE SOPORTE DE LA FUENTE DE EXCITACIÓN	4.3  Mesa de Soporte	4.4  Armadura	4.5  Placa	4.6	4.7
5	5.1 CONEXIÓN DE MATERIAL	5.2 EFECTO DE UNION	5.3  Tornillos/Pernos	5.4  Soldadura	5.5  Apriete/Presión	5.6  Simplemente Apoyado/Guías	5.7

Fase	Funciones	Principios					
Modelo	Función	Principio de Operación	Estructura activa				
	Características Generales	Efectos Mecánicos / Estructural	Soluciones parciales adecuados con soportes de efecto				
N.º	1	2	3	4	5	6	7
6	6.1 TRANSFORMAR ENERGIA	6.2 EFECTO DE CONDUCIR TORQUE Y FUERZA	6.3  Motor Eléctrico	6.4  Servomotor	6.5  Motor Stirling - Alfa	6.6  Manivela/Manual	6.7
7	7.1 REGULAR ENERGIA	7.2 EFECTO DE VARIAR LA VELOCIDAD	7.3  Var. de Velocidad	7.4	7.5	7.6	7.7
8	8.1 TRANSPORTAR ENERGIA	8.2 EFECTO DE TRANSMISION DE VELOCIDAD Y TORQUE	8.3  Transmisión Directa	8.4  Cadenas	8.5  Fajas Planas/Tipo V	8.6  Engranajes	8.7
9	9.1 CONDUCIR ENERGIA	9.2 EFECTO DE GENERAR LA FUERZA EXCITADORA	9.3  Biela-Manivela Hor.	9.4  Masa Desbalanceada	9.5  Leva	9.6  Cuadrícula Articulada	9.7  Biela-Manivela Ver.
10	10.1 REGISTRAR ENERGIA	10.2 EFECTO DE MEDIR LAS VIBRACIONES	10.3  Infrarrojo	10.4  Acelerómetro	10.5  Galga Extensiométrica	10.6  Movimiento Amplificado	10.7
			ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4	ALTERNATIVA 5

Nota. Las flechas de cada color generan una alternativa de solución luego de combinar los portadores de efectos.

Figura 29

Alternativa de Solución 1.

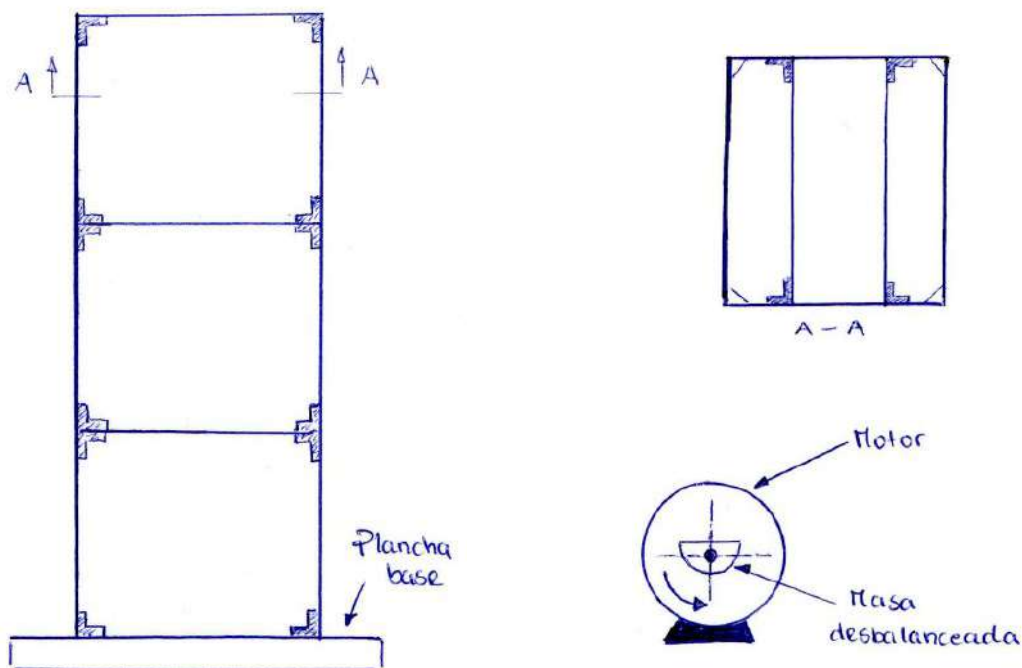


La Alternativa de solución 1, la estructura posee una base de concreto y está conformada por columnas de perfil de acero, con pisos en forma de mesa estructurada con elementos de refuerzo por debajo, con la cual en sus vértices se extiende un elemento adicional para conectar la mesa de soporte con las columnas de acero mediante pernos pasantes. La fuente de excitación compuesta por un motor eléctrico y mecanismo biela-manivela conectada a un pistón para que este origine la fuerza de excitación.

La alternativa de solución 2, ver Figura 30, está compuesta por una plancha de acero de base de la estructura con columnas de perfil de aluminio, y pisos en forma de armadura de elementos ortogonales entre sí, ambas están conectadas con accesorios de presión. La fuente de excitación posee únicamente a la masa desbalanceada conectada al eje de rotación del motor eléctrico.

Figura 30

Alternativa de Solución 2.



La alternativa de solución 3 mostrada en la Figura 31, se compone de una base de concreto y un armazón estructural con elementos cruzados como refuerzo, en ella se soportan las columnas de perfil de acero con pisos de tipo armadura que se unen con pernos pasantes. La fuente de excitación posee un servomotor que transmite el movimiento rotacional por medio de una faja a una polea de mayor diámetro que así mismo está conectada a un mecanismo de cuadrícula articulada con la característica de poseer mayor masa o cuerpo en el último eslabón del mecanismo.

La alternativa de solución 4, Figura 32, consta de una base de soporte de tipo estructural (compuesta por la unión de varios elementos inclinados), sobre esta se apoyan resortes longitudinales en dirección vertical con un guía hueco para su movimiento únicamente vertical, y con pisos de tipo plancha que son apoyados en los resortes. La fuente de excitación está conformada por un motor eléctrico y como transmisión una faja hacia una polea de mayor diámetro conectada a la masa desbalanceada.

Figura 31

Alternativa de Solución 3.

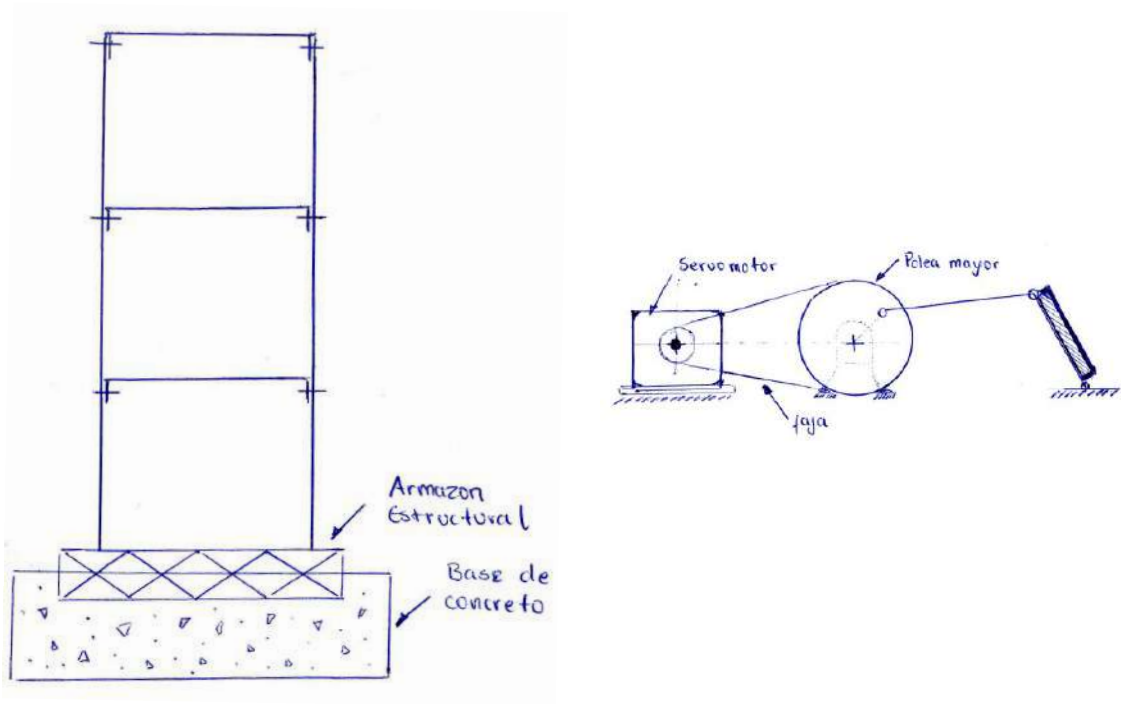


Figura 32

Alternativa de Solución 4.

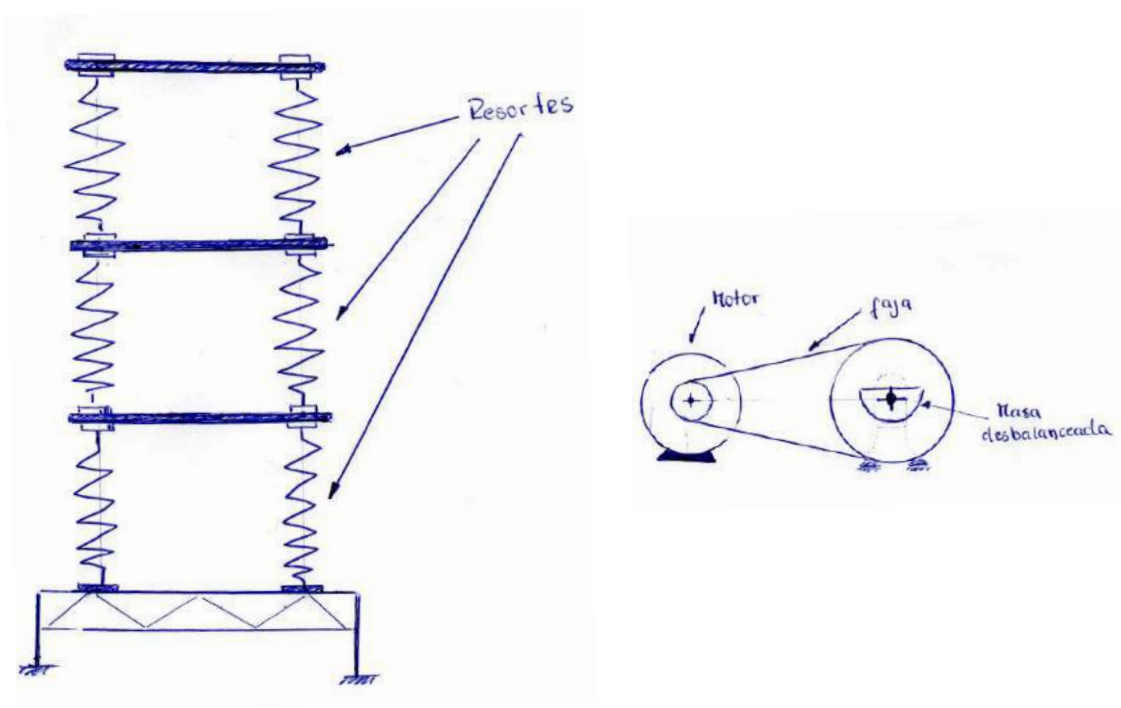
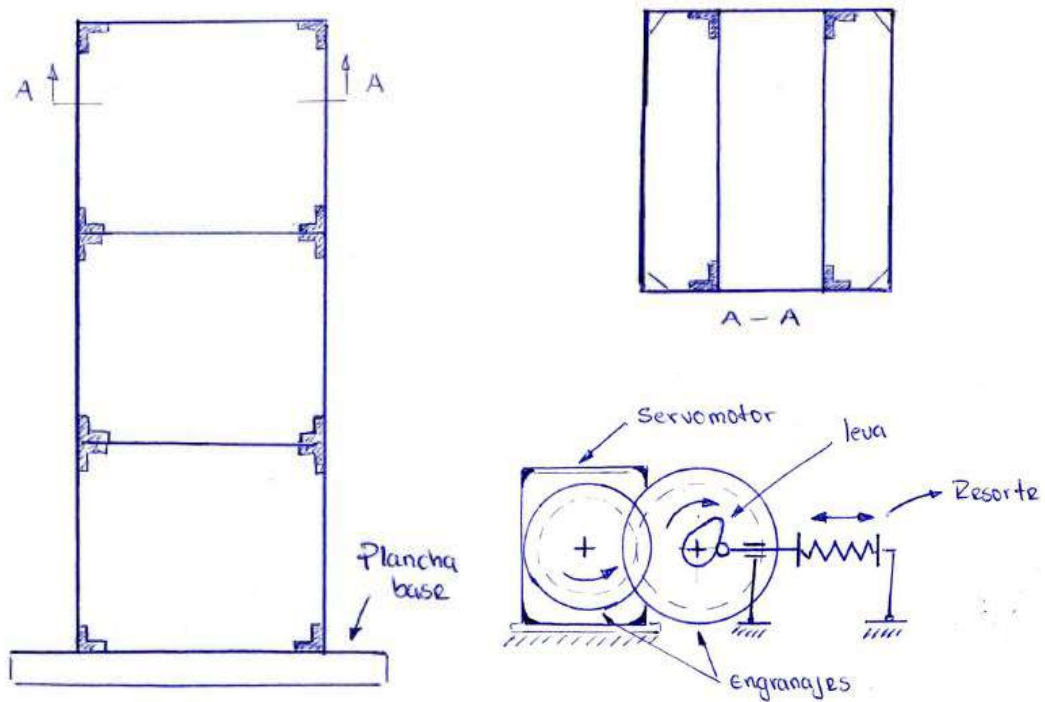


Figura 33

Alternativa de Solución 5.



Finalmente, la alternativa de solución 5, se compone de una estructura de perfil de polímero de baja densidad, con pisos de tipo armadura hechos del mismo material (polímero), ambas se conectan con juntas a presión, todo esto se soporta en una plancha de acero como base. La fuente de excitación se constituye de un servomotor que acciona una transmisión de engranajes, donde el engrane mayor se conecta una leva que mueve de manera horizontal un seguidor apoyado por un resorte, ver Figura 33.

Ahora, una vez concluido con los esquemas de las alternativas de solución, se procede a realizar una evaluación de estas para conocer la alternativa más conveniente y satisfactoria sobre las demás.

3.7.1 Evaluación por Análisis de Utilidad

De acuerdo con la directriz VDI 2222 Hoja 1, en su sección 2.5 (*Variantes de soluciones y evaluación de "Soluciones Principales"*), se recomienda que la selección de la solución más adecuada se base en un análisis cuantitativo de variables críticas como fuerzas, temperaturas y flujos, así como identificar incumplimientos de requisitos esenciales o mínimos. Siguiendo este enfoque sistemático, se ha optado por aplicar un análisis de utilidad, tal como lo emplea (Wiesener, 2017), para evaluar comparativamente las cinco alternativas de solución. Esto nos permite la selección e identificación del concepto de solución óptimo a nivel conceptual por el análisis de utilidad.

El análisis de utilidad consta de dos pasos previos; primero, determinar los criterios de evaluación; segundo, ponderar los criterios de evaluación. Los criterios de evaluación tras la configuración de las 5 variantes o alternativas de solución se definen en función de la lista de requisitos. Y estos son: Costo, Geometría, Fabricación, Cinética, Transporte, Montaje, Operabilidad y Peso.

La ponderación de los criterios de evaluación se realiza con la comparación mutua de los criterios seleccionados, se desglosan de la siguiente manera:

- 0 = menos importante que el otro criterio
- 0.5 = igual de importante que el otro criterio
- 1 = más importante que el otro criterio

Se obtiene la Tabla 20 que muestra el factor de ponderación de cada criterio.

Tabla 20

Ponderación de los Criterios de Evaluación.

Con Más Importante	COSTO	GEOMETRIA	FABRICACION	CINETICA	TRANSPORTE	MONTAJE	OPERABILIDAD	PESO	Suma	Criterio de Ponderación
COSTO		0.5	0.5	1.0	0.5	0.5	0.0	0.0	3.0	10.7%
GEOMETRIA	0.5		1.0	1.0	1.0	0.5	1.0	0.5	5.5	19.6%
FABRICACION	0.5	0.0		0.0	0.0	0.5	0.5	0.5	2.0	7.1%
CINETICA	0.0	0.0	1.0		1.0	1.0	0.5	0.5	4.0	14.3%
TRANSPORTE	0.5	0.0	1.0	0.0		0.5	0.0	0.0	2.0	7.1%
MONTAJE	0.5	0.5	0.5	0.0	0.5		0.5	1.0	3.5	12.5%
OPERABILIDAD	1.0	0.0	0.5	0.5	1.0	0.5		1.0	4.5	16.1%
PESO	1.0	0.5	0.5	0.5	1.0	0.0	0.0		3.5	12.5%
Total, de Filas	3.0	5.5	2.0	4.0	2.0	3.5	4.5	3.5		
Total, de Columnas	4.0	1.5	5.0	3.0	5.0	3.5	2.5	3.5		
Comparación de suma de comprobación/pares	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0		

Nota. La tabla muestra dos factores de ponderación relevantes para la evaluación de utilidad como son la geometría y la operabilidad entre los demás criterios, ambos criterios son relevantes para el diseño del módulo.

Ahora con los factores de ponderación, se rellena el cuadro de la tabla siguiente del 0 a 10 de cada variante de solución y se multiplica con su respectivo criterio de ponderación. La escala de clasificación mostrada en (Wiesener, 2017) es la siguiente:

Tabla 21*Escala de Valores Para Evaluar el Análisis de Utilidad.*

		Clasificación
Escala de valores para evaluar el análisis de utilidad	0	Solución absolutamente inútil
	1	Muy mala solución
	2	Solución débil
	3	Solución portátil
	4	Solución suficiente
	5	Solución satisfactoria
	6	Buena solución con defectos menores
	7	Buena solución
	8	Muy buena solución
	9	Solución que va más allá del objetivo
	10	Solución ideal

Empleando la Tabla 21 se construye y se obtiene la Tabla 22 correspondiente al análisis de utilidad que evalúa las 5 variantes de solución. De acuerdo con los resultados del grado de cumplimiento en función del perfil ideal, la variante 2 resulta la más favorable según el análisis de utilidad. Notar que la variante 1 y la variante 2 comparten valores cercanos en el puntaje de los criterios de Geometría y Cinética, ambos criterios están íntimamente relacionados entre sí.

Tabla 22*Análisis de Utilidad de las Diferentes Variantes de Solución.*

CRITERIO	CRITERIO DE PONDERACION	VARIANTE 1		VARIANTE 2		VARIANTE 3		VARIANTE 4		VARIANTE 5	
		0-10 Puntos		0-10 Puntos		0-10 Puntos		0-10 Puntos		0-10 Puntos	
		Clase	Puntaje	Clase	Puntaje	Clase	Puntaje	Clase	Puntaje	Clase	Puntaje
COSTO	10.7%	5	5.4%	8	8.6%	3	3.2%	5	5.4%	4	4.3%
GEOMETRIA	19.6%	6	11.8%	6	11.8%	5	9.8%	5	9.8%	5	9.8%
FABRICACION	7.1%	4	2.9%	8	5.7%	6	4.3%	5	3.6%	5	3.6%
CINETICA	14.3%	7	10.0%	8	11.4%	6	8.6%	4	5.7%	5	7.1%
TRANSPORTE	7.1%	3	2.1%	4	2.9%	4	2.9%	3	2.1%	5	3.6%
MONTAJE	12.5%	4	5.0%	7	8.8%	6	7.5%	4	5.0%	4	5.0%
OPERABILIDAD	16.1%	5	8.0%	6	9.6%	5	8.0%	5	8.0%	6	9.6%
PESO	12.5%	2	2.5%	3	3.8%	3	3.8%	2	2.5%	4	5.0%
Grado de cumplimiento en función al perfil ideal		100.0%	47.7%	62.5%	48.0%	42.1%	48.0%				

La fuente de excitación de la variante 1 produce una fuerza proporcional a la amplitud de desplazamiento de la masa en forma no armónica. Además, esta ocupa un espacio en el plano frontal mayor a comparación de la variante 2 que no posee elementos extras para la producción de la fuerza de excitación.

Hasta esta sección del presente capítulo con la variante o alternativa de solución concluye el uso de la directriz metódica VDI 2222 Hoja 1, y el proceso de diseño continúa con la fase III del procedimiento general de la VDI 2221 con ayuda de la directriz VDI 2223.

3.8 División en Módulos Realizables

La directriz VDI 2223 en la sección 3.3 (“Enfoque estratégico del diseño”) detalla el proceso de las secciones de trabajo 4, 5 y 6 de la directiva general VDI 2221. Y según la Figura 10, donde se visualiza el procedimiento de estas secciones, iniciamos con la división en módulos realizables a partir del estado inicial, el concepto de solución o variante 2.

Se identifican los requisitos que influyen en el diseño como; la geometría, la operabilidad, montaje, y peso. Un análisis de la solución principal y la lista de requisitos revela, la siguiente estructura de los módulos y elementos de diseño:

- Elección de la forma del perfil (Rigidez)
- Selección del motor eléctrico y contrapeso (Masa)
- Dimensiones de la masa desbalanceada
- Conexión columna – base y columna – viga
- Plancha o placa base

Para los complementos del diseño en el registro de movimiento del sistema se divide:

- Los sensores de aceleración serán alquilados por un proveedor confiable.
- La construcción del sistema de control del motor eléctrico será un servicio a tercero.

3.9 Diseñar los Módulos Relevantes

3.9.1 Preparación de estudios de diseño

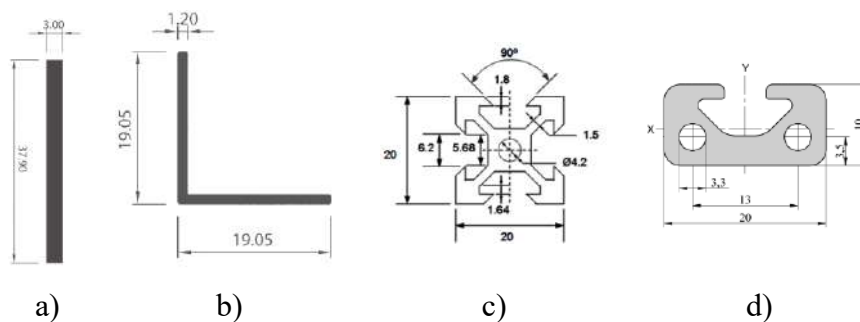
Según la VDI 2223 aquí se realizan estudios de diseño para los módulos definidos anteriormente, en los que las ideas de diseño se documentan, analizan y optimizan de forma esquemática a escala aproximada.

Se inicia los cálculos aproximados a de definir los módulos importantes que influirán en el diseño. Los datos de ingreso para tal efecto son los requisitos de las dimensiones aproximadas de altura de 1.2 m y con 0.4 m de altura de cada masa (piso).

Se ha seleccionado 4 tipos de perfiles de aluminio que definirán la rigidez del sistema y sus formas se muestran en la Figura 34. Así mismo también se calcula las inercias de estas secciones para conocer la rigidez y por lo tanto la frecuencia natural. Se considera una masa prudente aproximada de 2.5 kg por cada nivel de la estructura, y una altura de 400mm del total de 1200mm. En la tabla siguiente se estima el valor máximo de estudio de la frecuencia natural aproximada. Para el V-Slot 2020 se requiere como mínimo un motor con una velocidad máxima de 4795.5 RPM y para las secciones de V-Slot 1020, Platina (ver Anexo D.3) y Perfil angular (ver Anexo D.4) se requiere 2277 RPM; debido al factor de estudio de 1.15.

Figura 34

Formas del Perfil de las Columnas de Aluminio (Modulo Relevante a Diseñar).



Nota: a) Platina 37.9x3mm, b) Perfil angular 19x19x1.2mm, c) Perfil V-Slot 2020 y d) Perfil V-Slot 1020.

Tabla 23

Formas del Perfil de las Columnas (Modulo Relevante a Diseñar).

Propiedad	Platina 37.9x3	Perfil angular 19x19x1.2	Perfil V-Slot 2020	Perfil V-Slot 2010
Inercia en el eje débil (m ⁴) I	Calculo: 5.42×10^{-10}	Calculo: 1.57×10^{-9}	Ficha técnica: 6.98×10^{-9}	Ficha técnica: 1.14×10^{-9}
Rigidez (N/m) $k = \frac{48 \times E \times I}{L^3}$	23778.9	69092.2	306247.5	50017.5
Frecuencia natural (Máxima) (Hz) $\omega_{f3} = 1.2469 \sqrt{\frac{k}{m}}$	19.4	33.0	69.5	28.1

Se requiere un motor pequeño de una potencia suficiente para mover la masa desbalanceada, de un peso no muy alto, y que el control de su velocidad rotacional sea factible.

Del mercado nacional se ha buscado motores DC para la selección del motor. Este, sin embargo, debe ser estimado de la manera siguiente.

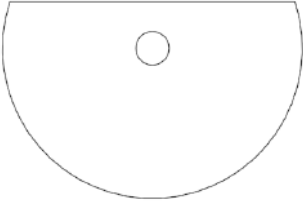
$$P_1 = \frac{F_m \times V_m}{75}$$

Extraído por (Berríos Barcena, 2010) para el cálculo de potencia en CV necesaria para mover la masa desbalanceada. Siendo $F_m = 0.08542$ kg la masa desbalanceada (ver Tabla 24) y para, 4795.5 RPM es $V_m = 11.29$ m/s y $P_1 = 0.0128$ CV ≈ 9.41 W; y para 2277 RPM es $V_m = 5.36$ m/s y $P_1 = 0.0061$ CV ≈ 4.48 W; además, para vencer la inercia de la masa desbalanceada hasta su nominal es:

$$P_2 = I \times \alpha_o \times \omega$$

Donde $I = 1.08 \times 10^{-5}$ kg.m² calculado por el software CAD de *SpaceClaim* y hasta llegar a 4 segundos, $\alpha_o = 125.5 \frac{rad}{s^2}$, entonces tenemos para 4795.5 RPM es $P_2 = 0.68$ W; y para 2277 RPM es $P_2 = 0.15$ W.

Tabla 24*Forma Preliminar de la Masa Desbalanceada.*

	Espesor [mm]	Diámetro exterior [mm]	Excentricidad [mm]	Masa [g]
	10	45	6	85.42

Por lo tanto, la potencia total es:

$$P = \frac{P_1 + P_2}{\eta}$$

Considerando una eficiencia de $\eta \approx 0.5$ (Ver Anexo C.2) debido a las curvas de eficiencia muy similares que poseen los motores DC de baja potencia. Tenemos para 4795.5 RPM la potencia total es $P = 20.18 W$; y para 2277 RPM, $P = 9.26 W$.

Dentro del mercado nacional se encontró motores que cumplen con estas especificaciones calculadas de RPM y potencia. Sin embargo, los precios y los pesos difieren moderadamente entre sí, esta diferencia será clara en el análisis económico en los diseños preliminares.

3.9.2 Publicando los diseños preliminares

Ahora desarrollamos esquemáticamente a mano alzada en una hoja cuadriculada las conexiones posibles según la forma de la sección tanto de las columnas y las vigas, también la disposición del motor DC y la masa de equilibrio sobre una placa de soporte en los pisos, el fin de la separación del motor DC con respecto al centro de masa del piso es generar un momento que active el modo torsional para el estudio de la respuesta dinámica.

En los diseños preliminares que se muestran en las siguientes figuras se esquematiza los módulos relevantes, teniendo en cuenta que para la sección V-Slot 2020 se tiene un motor DC de mayor potencia y RPM con respecto al motor DC de los otros tres diseños preliminares, el cual la diferencia se verá reflejada en la evaluación económica.

Figura 35

Diseño Preliminar 1.

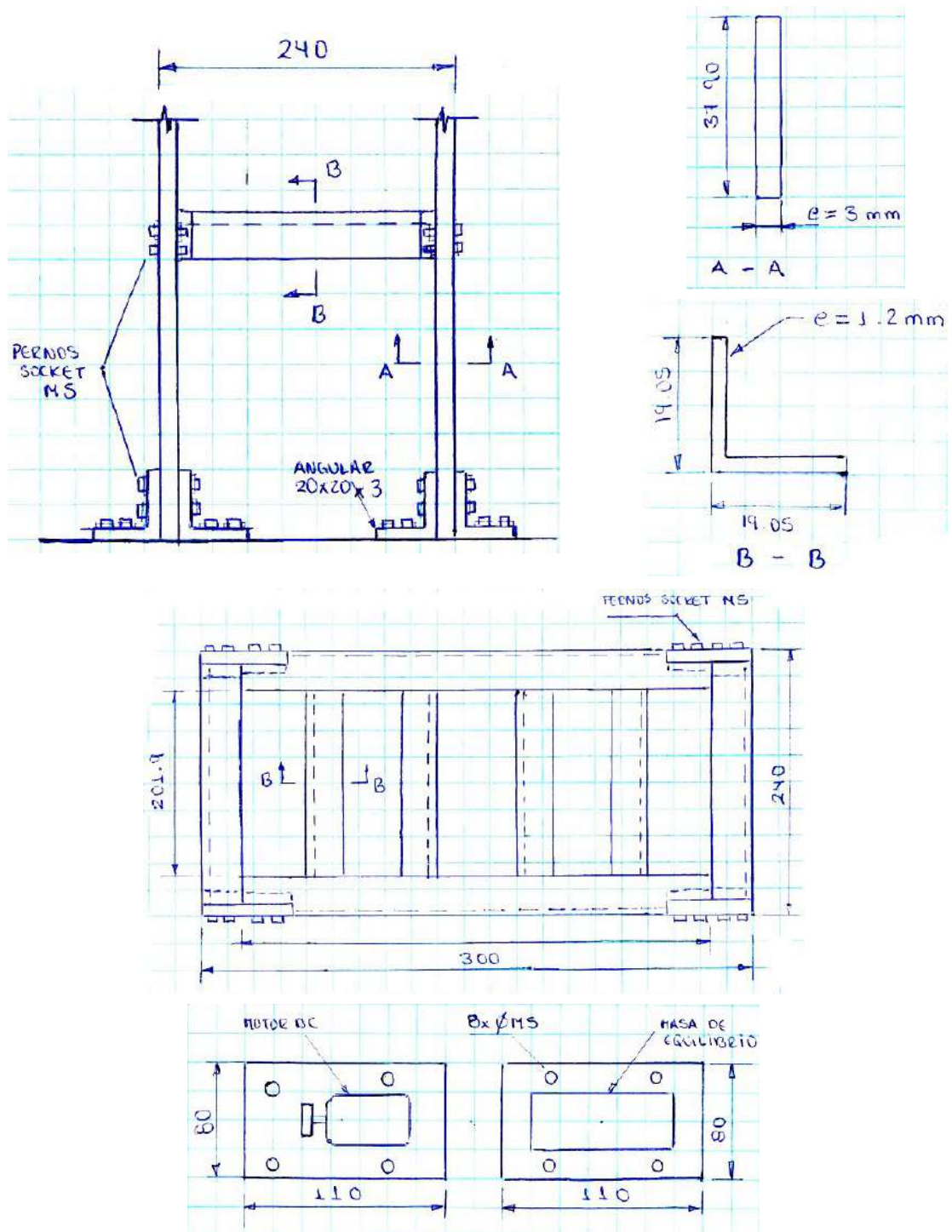


Figura 36

Diseño Preliminar 2.

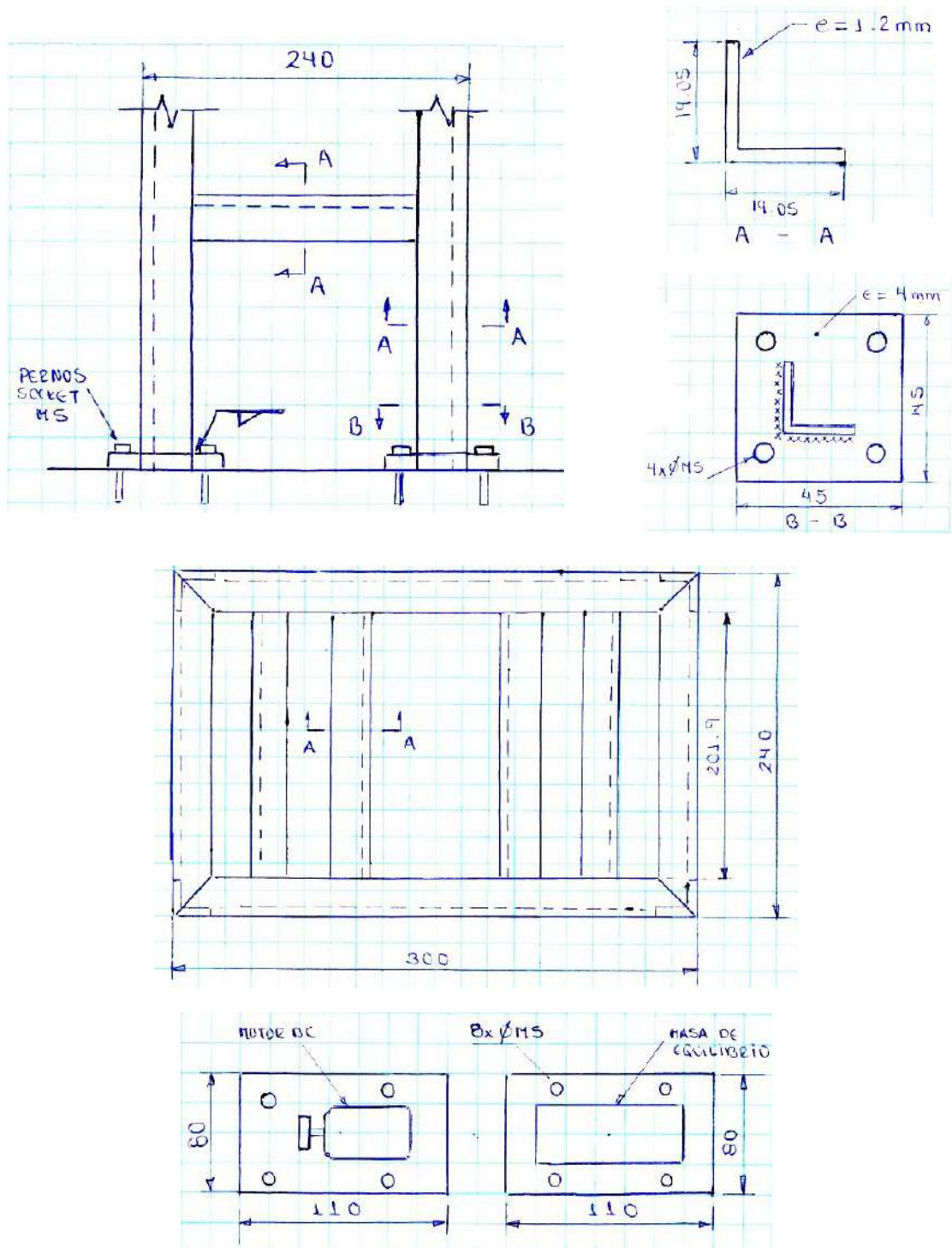


Figura 37

Diseño Preliminar 3.

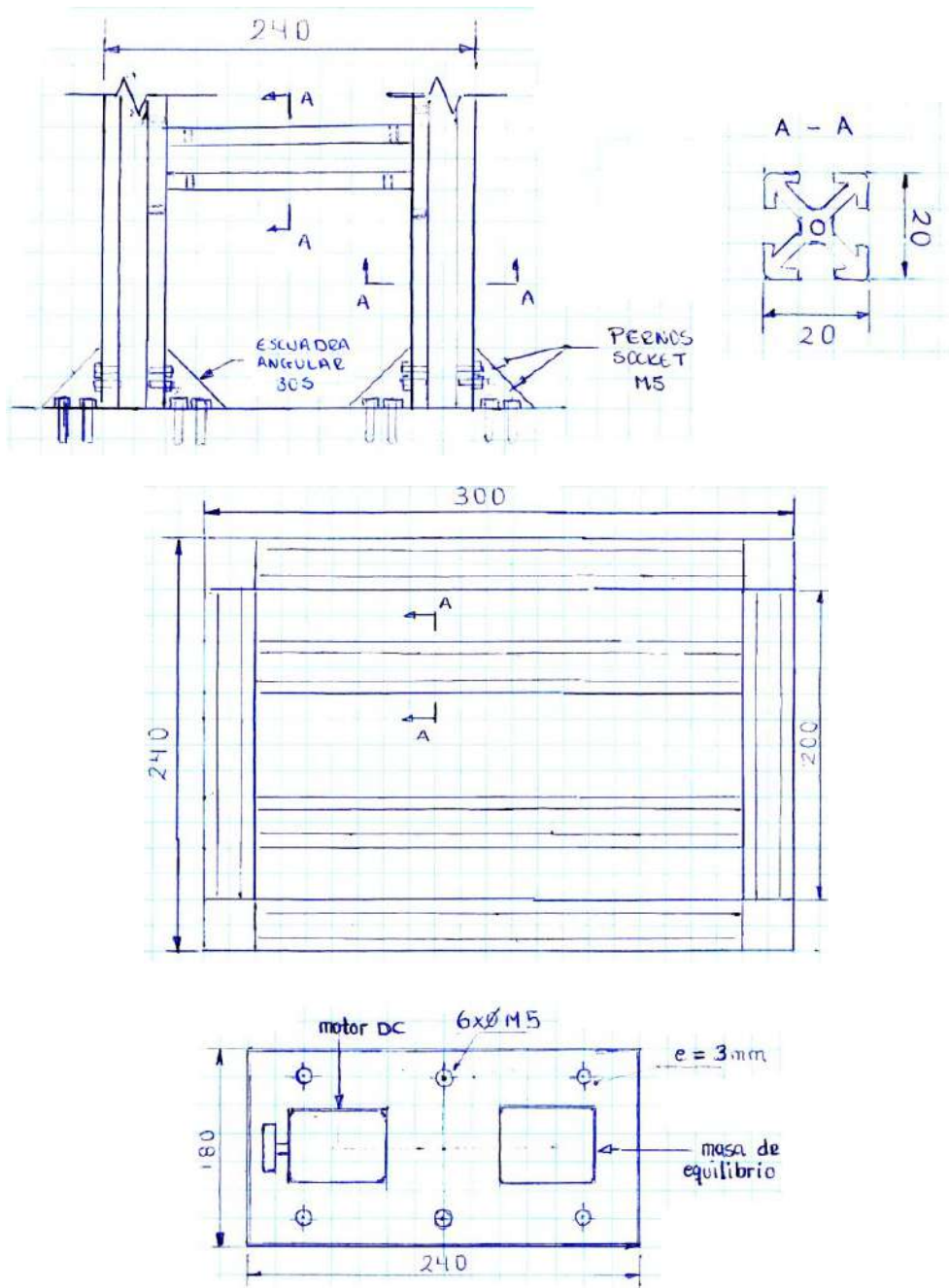
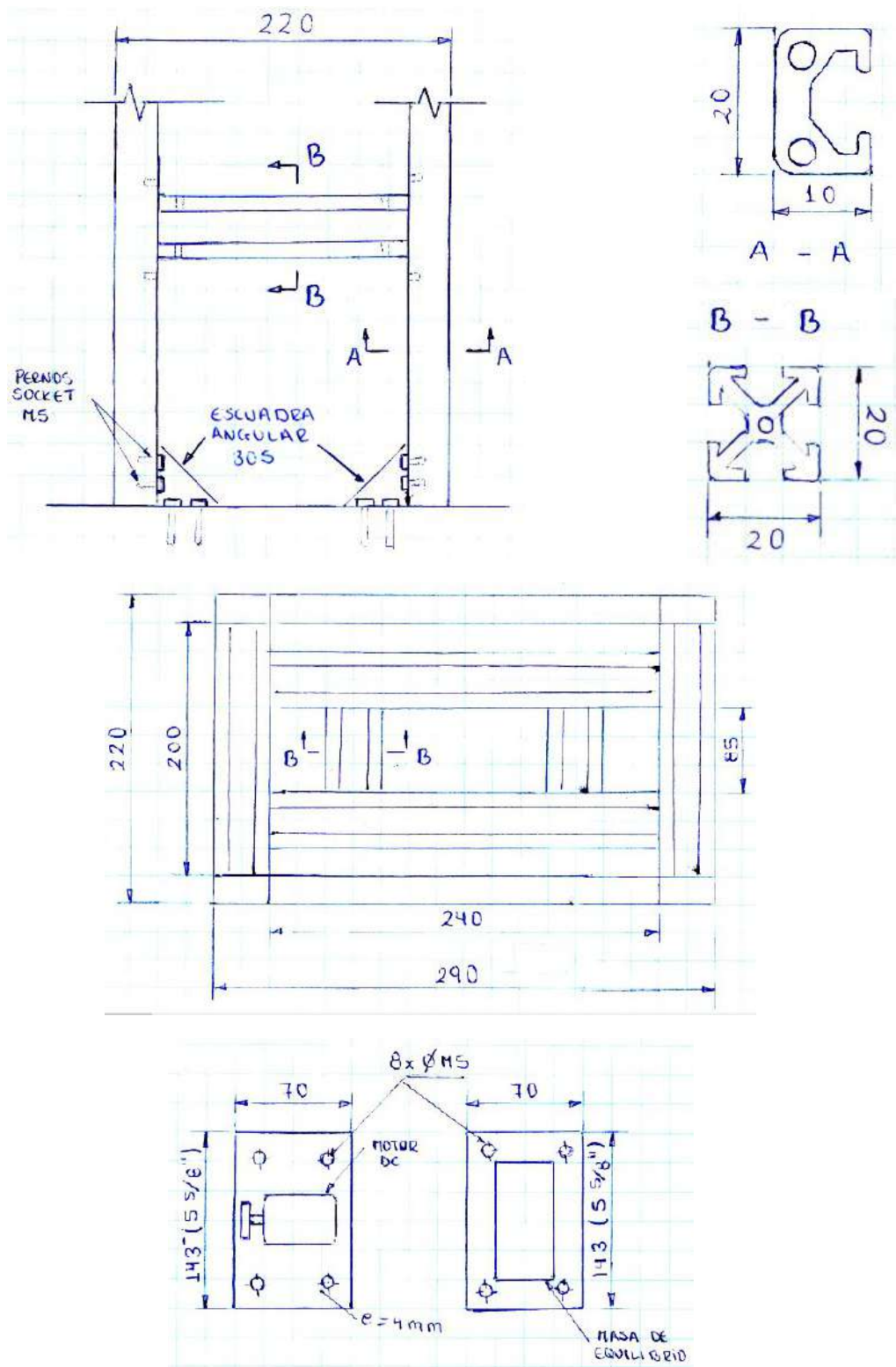


Figura 38

Diseño Preliminar 4.



Los 4 diseños preliminares constan de una similar configuración de la fuente de excitación, sin embargo, presenta una placa y disposición diferente en la masa de equilibrio.

3.9.3 Evaluación de los Diseños Preliminares

Descritos los 4 diseños preliminares se realiza la evaluación técnico-económica brindando puntuaciones entre 0 y 4, valores que califican la aproximación a la realización ideal donde la puntuación de 0 corresponde a una calificación insatisfactoria y la puntuación de 4 una calificación muy buena (ideal) según la directriz VDI 2225 hoja 3. Esta evaluación técnico-económica es importante porque nos ayudara a seleccionar el diseño preliminar óptimo para continuar con su diseño integral.

3.9.3.1 Evaluación Técnica

El valor técnico es obtenido bajos los criterios funcionalidad, construcción, montaje, operación, ergonomía y mantenimiento desglosados de manera específica, además de ello se pondera (segunda columna de la Tabla 25) según el criterio de mayor relevancia para el desarrollo del módulo.

3.9.3.2 Evaluación Económica

El aspecto económico inicia determinación simplificada de costes de material y fabricación descritas en la directriz VDI 2225 hoja 1, justificadas por las tablas de costos relativos detallados en la directriz VDI 2225 hoja 2. La determinación de costos depende fundamentalmente del precio por kilogramo del material base, siendo este el acero redondo laminado ASTM A-36 (equivalente próximo al acero USt 37-2 descrito en la directriz) de dimensiones medianas de 35 a 100mm de diámetro con un precio de 6.81 PEN/kg.

Se establece el costo de fabricación admisible de 1450.00 PEN con referencia a los precios de mercado actualmente validos de módulos comerciales similares y/o referencias de diseños realizados en tesis precedentes, dicho valor se multiplica por 0.7 para establecer el coste de fabricación de 1015.00 PEN.

Tabla 25

Evaluación Técnica de los Diseños Preliminares.

Características Técnicas	Pond.	DP 1	DP 2	DP 3	DP 4	DP I
Estabilidad estructural	4	1 4	2 8	3 12	3 12	4 16
Simplicidad, medida por el número de piezas principales de construcción	3	3 9	3 9	3 9	3 9	4 12
Simplicidad, medida por el número de piezas pequeñas	2	2 4	3 6	2 4	3 6	4 8
Sencillez para fabricacion	3	2 6	3 9	3 9	4 12	4 12
Menor exigencia de mecanizado	3	2 6	2 6	3 9	3 9	4 12
Sencillez de montaje	2	1 2	2 4	2 4	4 8	4 8
Montaje por personal no calificado	2	2 4	3 6	3 6	4 8	4 8
Comoda instalacion de instrumentos de medición	3	3 9	3 9	3 9	3 9	4 12
Adecuado espacio para instrumentos de medición	4	3 12	3 12	3 12	3 12	4 16
Independencia de las fuentes de excitación y la estructura	3	2 6	2 6	2 6	3 9	4 12
Sencillez para montaje y desmontaje de fuentes de excitación	4	1 4	1 4	1 4	3 12	4 16
Comodo cambio de fuentes de excitación	2	3 6	3 6	3 6	3 6	4 8
Poco peso	3	1 3	1 3	2 6	3 9	4 12
Facilidad de transporte	3	2 6	2 6	3 9	3 9	4 12
Comoda sujecion durante el transporte	2	1 2	2 4	3 6	3 6	4 8
Operabilidad intuitiva y sencilla	2	3 6	3 6	3 6	3 6	4 8
Seguridad operativa	3	2 6	3 9	3 9	3 9	4 12
Facilidad de mantenimiento	2	3 6	3 6	3 6	3 6	4 8
Puntuación		101	119	132	157	200
Valor técnico		0.51	0.60	0.66	0.79	1.00

Tabla 26

Costo de Materiales y Fabricación del Diseño Preliminar 1.

Nro. de piezas	Parte Nro.	Designación	Material	Observación	Vb	k*v	kv	(1+gw) o (1+gz)	M
					cm3	-	PEN/cm3	-	PEN
Conjunto 10 Placa Base Angular de Anclaje Manija Piezas estándar: 24 pernos M5 08 tuercas para M5 32 arandelas para M5					3642	1.20	64.2	1.1	257.20
1	11		St37-3	Chapa pesada de 25mm laminada en caliente			x10 ⁻³		
8	12		St37-2	L 20x20x3mm laminado en caliente	4.5	1.10	58.9	1.1	2.33
4	13		St37-3	Barra redonda de Ø 6.0mm laminado en caliente	7.5	1.20	64.2	1.1	2.12
Total, del conjunto 10									298.75
Conjunto 20 Columna Piezas estándar: 24 pernos M5 48 tuercas para M5 48 arandelas para M5					180	1.20	64.2	1.1	50.85
4	21		USt37-2	Platina de 37.9x3mm laminado en caliente			x10 ⁻³		
Total, del conjunto 20									92.55
Conjunto 30 Plataforma Base de motor Masa de Desbalance Suministros Servomotor Nema 17 de 0.49 N.m Driver TB6600 Controlador de Driver Piezas estándar: 18 pernos M5 36 tuercas para M5					293	1.10	58.9	1.1	56.90
3	31		USt37-2	L de 19.05x19.05x1.2mm laminado en caliente					
3	32		USt37-2	Chapa fina de 1.5mm laminada en frio o caliente	37.5	1.15	61.5	1.1	7.61
2	33		USt37-2	Chapa intermedia de 5.0mm laminada en caliente	25.5	1.05	56.2	1.1	3.15
2	-			Modelo SL42STH48-1684A				1.2	180.00
2	-							1.2	168.00
2	-							1.2	108.00
Total, del conjunto 30									531.67
Costo de materiales M =									922.96
					M%				65%
					Costo de Fabricación H =				1419.94

Tabla 27

Costo de Materiales y Fabricación del Diseño Preliminar 2.

Nro. de piezas	Parte Nro.	Designación	Material	Observación	Vb	k*v	kv	(1+gw) o (1+gz)	M
					cm3	-	PEN/cm3	-	PEN
Total, del conjunto 10									
1	11	Conjunto 10 Placa Base	St37-3	Chapa pesada de 25mm laminada en caliente	2578	1.20	x10 ⁻³ 64.2	1.1	182.06
4	12	Placa de Anclaje	St37-3	Chapa intermedia de 4.0mm laminada en caliente	8.1	1.15	61.5	1.1	2.19
2	13	Placa Soporte	St37-3	Chapa intermedia de 6.0mm laminada en caliente	35	1.15	61.5	1.1	4.74
4	14	Manija	St37-2	Barra redonda de Ø 6.0mm laminado en caliente	7.5	1.20	64.2	1.1	2.12
		Piezas estándar: 16 pernos M5 16 tuercas para M5 16 arandelas para M5							27.80
4	21	Conjunto 20 Columna	St37-2	L 19.05x19.05x1.2mm laminado en caliente	53.1	1.10	x10 ⁻³ 58.9	1.1	13.75
2		Piezas estándar: Soldadura E6011 ø3.25mm x 1kg						1.2	40.80
Total, del conjunto 20									
3	31	Conjunto 30 Plataforma	USt37-2	L de 19.05x19.05x1.2mm laminado en caliente	84.1	1.10	58.9	1.1	16.33
3	32	Base de motor	USt37-2	Chapa fina de 1.5mm laminada en frio o caliente	30	1.15	61.5	1.1	6.09
2	33	Masa de Desbalance	USt37-2	Chapa intermedia de 5.0mm laminada en caliente	25.5	1.05	56.2	1.1	3.15
2	-	Suministros Motor de vibración DC 12-24V		Modelo B07RL77J2T				1.2	180.72
2	-	Controlador de vel. de motor DC		Modelo ZS-X7B				1.2	135.41
2	-	Controlador de Driver						1.2	108.00
		Piezas estándar: 18 pernos M5 36 tuercas para M5							8.00
Total, del conjunto 30									
									457.70
Costo de materiales M =									731.16
M%									50%
Costo de Fabricación H =									1462.32

Tabla 28

Costo de Materiales y Fabricación del Diseño Preliminar 3.

Nro. de piezas	Parte Nro.	Designación	Material	Observación	Vb	k*v	kv	(1+gw) o (1+gz)	M	
					cm3	-	PEN/cm3	-	PEN	
Total, del conjunto 10										
1	11	Conjunto 10 Placa Base	St37-3	Chapa pesada de 25mm laminada en caliente	2545	1.20	64.2	1.1	179.73	
2	12	Placa Soporte	St37-3	Chapa intermedia de 6.0mm laminada en caliente	35	1.15	61.5	1.1	4.74	
4	13	Manija	St37-2	Barra redonda de Ø 6.0mm laminado en caliente	7.5	1.20	64.2	1.1	2.12	
		Piezas estándar: 08 escuadra Angular 20S28 64 pernos M5 16 tuercas de Martillo 20S-M5 64 arandelas para M5							102.32	
Total, del conjunto 10										
4	21	Conjunto 20 Columna	Al6063T5	V-Slot 2020 (20x20mm) x 1.20m			x10^-3	1.1	181.28	
		Piezas estándar: 48 pernos M5 24 escuadra Angular 20S28 24 tuercas de Martillo 20S-M5 24 arandelas para M5						1.1	166.06	
Total, del conjunto 20										
3	31	Conjunto 30 Base de motor	USt37-2	Chapa fina de 1.5mm laminada en frio o caliente	30	1.15	61.5	1.1	6.09	
6	32	Angular de Anclaje	St37-2	L 20x20x4.0mm laminado en caliente	3.8	1.10	58.9	1.1	1.48	
2	33	Masa de Desbalance	St37-3	Chapa intermedia de 5.0mm laminada en caliente	25.5	1.05	56.2	1.1	3.15	
3	34	Plataforma	Al6063T5	V-Slot 2020 (20x20mm) x 1.40m				1.1	158.40	
2	-	Suministros Esmeril 3" 220V 60HZ 1/3HP						1.1	330.00	
		Piezas estándar: 48 pernos M5 24 escuadra Angular 20S28 24 tuercas de Martillo 20S-M5 24 arandelas para M5						1.1	166.06	
Total, del conjunto 30										
									Costo de materiales M =	1301.41
									M%	80%
									Costo de Fabricación H =	1626.77

Tabla 29

Costo de Materiales y Fabricación del Diseño Preliminar 4.

Nro. de piezas	Parte Nro.	Designación	Material	Observación	Vb	k*v	kv	(1+gw) o (1+gz)	M
					cm3	-	PEN/cm3	-	PEN
							x10 ⁻³		
1	11	Conjunto 10							
		Placa Base	St37-3	Chapa pesada de 25mm laminada en caliente	2475	1.20	64.2	1.1	174.78
2	12	Placa Soporte	St37-3	Chapa intermedia de 6.0mm laminada en caliente	33	1.15	61.5	1.1	4.47
4	13	Manija	St37-2	Barra redonda de Ø 6.0mm laminado en caliente	5.2	1.20	64.2	1.1	1.47
		Piezas estándar: 04 escuadra Angular 30S 08 pernos M5 04 tuerca de Martillo 20S-M5 08 arandelas para M5							34.36
Total, del conjunto 10									215.08
4	21	Conjunto 20					x10 ⁻³		
		Columna	Al6063T5	V-Slot 1120 (11x20mm) x 1.20m				1.1	125.40
		Piezas estándar: 24 escuadra Interior R 6/8							110.40
Total, del conjunto 20									235.80
3	31	Conjunto 30							
		Plataforma	Al6063T5	V-Slot 2020 (20x20mm) x 1.60m				1.1	157.08
3	32	Base de motor	St37-3	Chapa intermedia de 3.0mm laminada en caliente	88.3	1.15	61.5	1.1	17.93
2	33	Masa de Desbalance	St37-3	Chapa intermedia de 5.0mm laminada en caliente	25.5	1.05	56.2	1.1	3.15
		Suministros							
2	-	Motor DC 775		Ball Bearing DC Motor				1.2	132.00
2	-	Driver de Motor		Modelo BTS7960				1.2	108.00
2	-	Controlador de Driver						1.2	120.00
		Piezas estándar: 08 pernos de 1/2" 08 tuercas de 1/2" 16 arandelas de 1/2" 04 pernos M5 04 tuerca de Martillo 20S-M5 04 arandela para M5							49.60
Total, del conjunto 30									587.76
Costo de materiales M =									1038.64
M%									80%
Costo de Fabricación H =									1298.30

Obtenidos los costos de fabricación detallados en la Tabla 26, Tabla 27, Tabla 28 y Tabla 29, es posible determina el valor económico de cada diseño preliminar comparando cada coste de fabricación con el coste de fabricación ideal, obteniéndose así el valor económico y_1 de 0.71 para el diseño preliminar 1, y_2 de 0.69 para el diseño preliminar 2, y_3 de 0.62 para el diseño preliminar 3, e y_4 de 0.78 para el diseño preliminar 4.

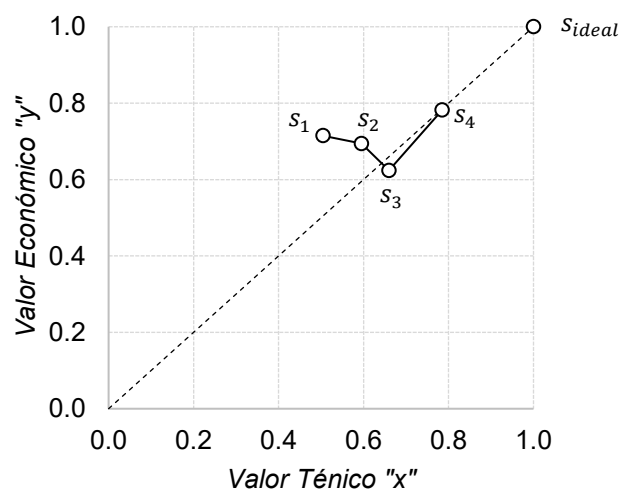
3.9.3.3 Diagrama de Evaluación

Obtenidos los valores técnicos y económicos, se evalúa cada diseño preliminar representados por su respectivo valor técnico X_i y económico Y_i sobre el diagrama-s (“diagrama de efectividad”). Según la VDI 2225 hoja 3, un valor técnico superior a 0,8 suele considerarse muy bueno, de 0,7 bueno, inferior a 0,6 insatisfactorio; mientras que un valor económico mayor igual a 0,7 se considera un buen resultado.

Dado que el diseño preliminar 4 obtiene un valor técnico de 0.79 y un valor económico de 0.81, cumpliendo con los criterios, y además se encuentra cercano a la línea punteada a 45° que representa el balance técnico-económico, se selecciona como el diseño definitivo.

Figura 39

Módulo, Diagrama-s Para los Diseños Preliminares 1, 2, 3 y 4.



Nota. Efectividad del diseño S_i con coordenadas (X_i, Y_i) de los cuatro diseños preliminar.

3.10 Diseño de todo el Producto

3.10.1 Dimensionamiento de la Masa de Equilibrio

La masa de equilibrio debe igualarse a la masa conjunta que compone la fuente de excitación, es decir, la masa del motor, la masa desbalanceada, masa de los pernos socket M5, masa del bracket (actúa como anclaje del motor DC) y la masa de la placa de soporte. Estimar de manera analítica conforme a datos proporcionados podemos incurrir en una imprecisión en el cálculo de la masa de la fuente de excitación. Para este cálculo de la masa de equilibrio se estima luego de construir y adquirir los componentes que conforma la fuente excitación, se pesó en una balanza digital (ver Figura 40) y su masa es de 964 gr.

Figura 40

Masa Total de la Fuente de Excitación.



Entonces la masa de equilibrio deberá poseer esta masa total medida por la balanza. Como se ha decidido emplear las mismas placas de soporte, esta masa de equilibrio se estima a partir de una platina de 1/2" de espesor y su ancho de 2 1/2", por lo tanto, se calcula la longitud que deberá ser cortada esta platina de acero. Aplicando la ecuación que surge de despejar el espesor de la igualdad de la densidad:

$$L_p = \frac{m_{fe} - m_{ps}}{\rho_A \times t \times w}$$

Donde L_p es la longitud de la platina a cortar; m_{fe} , es la masa de la fuente de excitación, 0.964kg; m_{ps} , es la masa de la placa de soporte con sus pernos y oreja de carga manual, 0.431kg (aproximadamente); ρ_A , densidad del acero, 7850 kg/m³; t , espesor de la platina, 1/2"; w , ancho de la platina, 2 1/2". Reemplazando tenemos que $L_p = 84.2mm$, para tener mayor grado de confianza en asegurar la masa consideramos que la longitud de la platina sea de 86mm. La masa de equilibrio se mide en la balanza para observar la masa alcanzada que se muestra a en la Figura 41.

Figura 41

Masa Total de la Masa de Equilibrio.

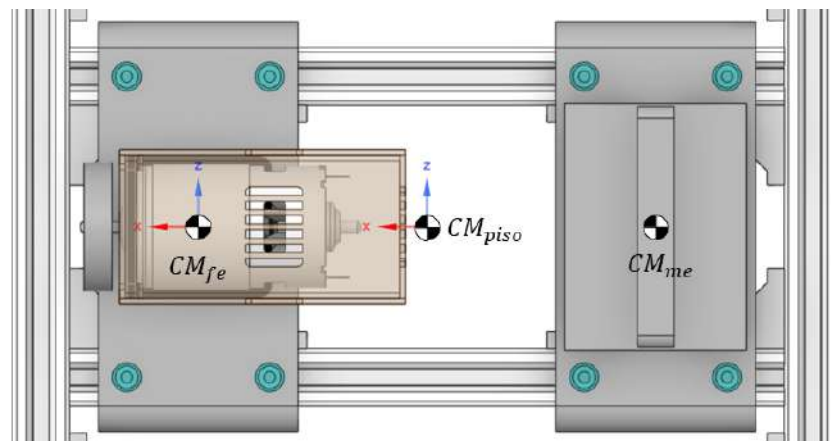


La diferencia entre ambas masas es de 7 gramos como máximo, una cantidad permisible debido a la poca influencia que esta cantidad podría representar en la ejecución de los trabajos experimentales.

La distancia entre masas es equidistante entre sí, la clave es asegurar que el centro de masa de cada piso coincida con el centro de rigidez de la estructura. Para ello, se necesita conocer el centro de masa del motor DC con la masa desbalanceada acoplada respecto al centroide del piso, esta distancia es calculada por el software CAD *SpaceClaim* con la herramienta llamada *Propiedades de Masa* y se ubica en el centro de la placa soporte de la fuente de excitación. En la figura siguiente, se observa los diferentes centros de masa esquemáticamente del piso.

Figura 42

Esquema de los Centros de Masa Importantes en el Piso del Módulo.



Nota. CM_{fe} : Centro de masa de la fuente excitación, CM_{piso} : Centro de masa del piso, que coincide con el centro de rigidez de las columnas y CM_{me} : Centro de masa de la masa de equilibrio.

3.10.2 Dimensionamiento de la Plancha Base Soporte

Según la geometría y disposición de la fuente de excitación en el piso se ha propuesto un largo y ancho de la plancha base de 450x350mm, estas medidas otorgan un espacio cómodo para colocar las manijas que permiten levantar el módulo con seguridad.

Si consideramos la estructura del módulo como una máquina, según la (ACI 351.3R, 2004, p.27) el peso de la cimentación para maquinas rotativas es al menos 3 veces el peso de la maquina; así mismo, según el autor (Arzapalo Barrera, 2015) empleo una relación de 2.5 veces el peso de la plancha base considerando las recomendaciones por la ACI 351.3R-04. Por lo descrito, se toma una relación de 3 veces la masa de la estructura para estimar la masa de la plancha base.

La masa de la estructura que se conforma de las columnas, el piso y los accesorios de conexión tiene una masa total aproximado de 10.8 kg, entonces tenemos una masa de la base a 31.02 kg. El espesor de la plancha comercial se calcula en base a esta masa estimada, el cual se expresa:

$$t_p = \frac{m_{pb}}{\rho_A \times L_{pb} \times w_{pb}}$$

Donde m_{pb} , es la masa de la plancha, 31.02 kg; ρ_A , densidad del acero, 7850 kg/m³; L_{pb} , es la longitud de la plancha base, 0.45m; y w_{pb} , es el ancho de la plancha base, 0.35m. Reemplazando tenemos un espesor de $t_p = 25.08 \text{ mm}$, por lo tanto, se decide por un espesor comercial de 25.4mm o 1 plg.

3.10.3 Simulación Estática del Módulo

La simulación estática del módulo se realiza mediante el análisis estático estructural lineal. Para tal efecto se emplea el software *Ansys 2019 R1*, específicamente el sistema de análisis: *Static Structural* de *Ansys Mechanical*. Mientras que el desarrollo del análisis se realiza según el flujograma presentado en la Figura 84.

3.10.3.1 Definición del Problema

Determinar el estado de esfuerzos y deformaciones de la estructura del módulo bajo la condición de mayor criticidad de carga de diseño, es decir, ambas fuentes de excitación operando cercanas a la frecuencia natural máxima descrita en la Tabla 23.

3.10.3.2 Etapa de preprocesamiento

El modelo geométrico, la definición de propiedades (datos de ingeniería), discretización y la condición de borde de empotramiento se presentan en el Capítulo VI Simulación Computacional Para Determinar los Parámetros Dinámicos.

3.10.3.3 Condiciones de Borde

En primer lugar, la condición de carga considerada en la simulación estática estructural es la carga inercial debida a la aceleración de la gravedad, con una magnitud de 9.81 m/s^2 en dirección vertical negativa. Además, se aplica la condición de carga, definida como la amplitud de la fuerza desbalanceada generada por la rotación de la masa excéntrica, la cual se calcula mediante la ecuación (55), según lo descrito por (Rao, 2018b, p.327).

$$F = me\omega^2 \quad (55)$$

donde, m es la masa desbalanceada, e es la excentricidad de la masa de la Tabla 24; y ω la velocidad rotacional de la masa desbalanceada. Este cálculo se resume en la Tabla 30.

(Mobius Institute, 2016, p.17-7) sugiere que, como regla general, para evitar excitar o activar una frecuencia natural, es recomendable que la velocidad del motor excitador se mantenga al menos un 20% por encima o por debajo de dicha frecuencia.

Tomando en cuenta esta recomendación, se asume un factor de relación de frecuencias de 1.15 respecto a la frecuencia natural máxima detallada en la Tabla 23, es decir 15% por encima de la frecuencia natural máxima, la razón de tal consideración se detalla en el Capítulo VII Análisis y Diseño de Experimentos, Comparación y Validación de Resultados del Análisis Modal, Simulación y Experimental.

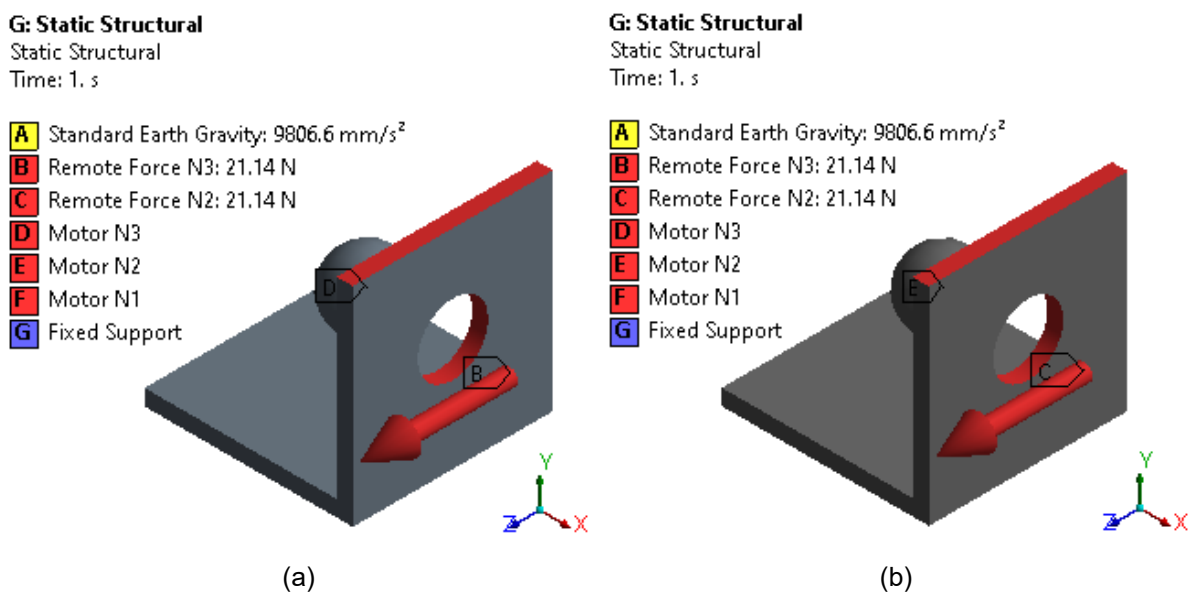
Tabla 30

Fuerza Desbalanceada Aplicada a la Simulación Estática Estructural.

Frecuencia natural máxima	Frecuencia de excitación	Masa	Excentricidad	Fuerza de desbalance
28.10 Hz	32.32 Hz (203.07 rad/s)	85.42 g	6.00 mm	21.14 N

Figura 43

Condición de Carga Aplicada a la Simulación Estructural.



Nota. Carga aplicada en el soporte del motor del: a) Tercer nivel y b) Segundo Nivel. La fuerza remota se ubica a una distancia de 14mm en dirección X del soporte de motor.

3.10.3.4 Etapa de Solución

En este análisis, *Ansys* emplea el método de *Solución Directa* para resolver el sistema de ecuaciones lineales que describen el equilibrio de fuerzas en la estructura, permitiendo calcular los desplazamientos. A partir de los estos desplazamientos, se derivan los estados de esfuerzos y deformaciones. El tiempo de solución registrado en la simulación estática estructural es de 8 segundos.

3.10.3.5 Etapa de Post-Procesamiento

Los resultados obtenidos de la simulación estática estructural bajo las condiciones de carga presentadas en la Figura 43 (ambas fuerzas en fase), se presentan como un estado de esfuerzo equivalente de Von Mises y desplazamientos en la direcciones horizontal y lateral respectivamente en la Figura 44.

El esfuerzo máximo equivalente de Von Mises determinado en la simulación estática estructural es de 16.20 MPa se presenta en la columna, específicamente en la intersección entre dicha columna y las vigas del primer. Al comparar este esfuerzo máximo equivalente con el esfuerzo de fluencia del aluminio Al 6063-T5, que es de 110MPa según la Tabla 53, se obtiene un factor de seguridad de 6.79 a carga estática.

Así también, los desplazamientos máximos se presentan en el nivel superior de la estructura, con valores de 3.45mm en dirección horizontal (dirección Z en coordenadas globales) y de 0.72mm en dirección lateral (dirección X en coordenadas globales).

3.10.4 Cálculo de Conexiones Empernadas

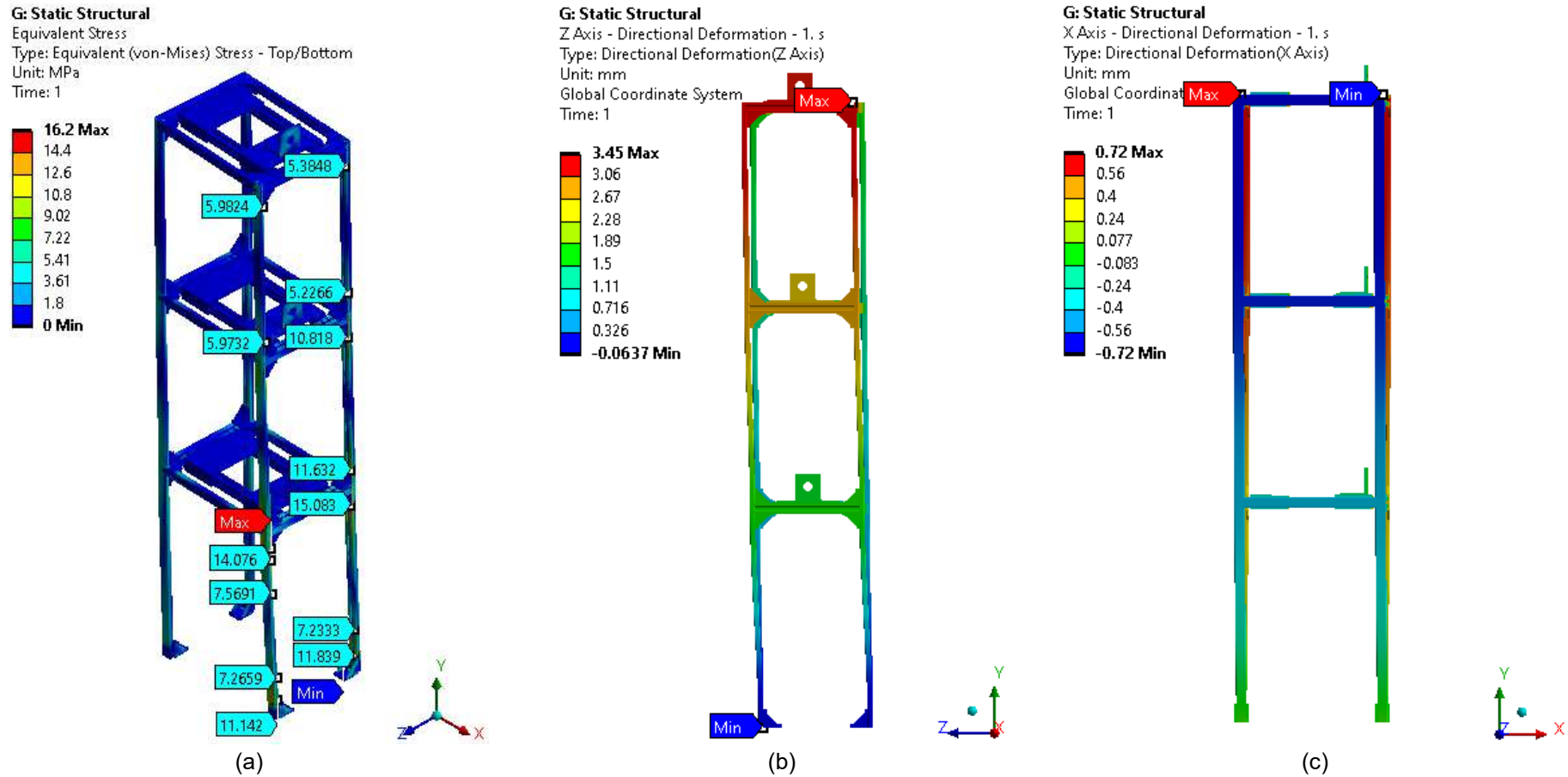
Posterior al análisis por elementos finitos es posible extraer las reacciones en las uniones estructurales donde se ubican las escuadras angulares 20S28 y 30S debido a las cargas establecidas durante el análisis estático estructural, obteniéndose reacciones en los 12 nodos principales nodos estructurales y en las conexiones entre las columnas y la placa base presentados en la Figura 45.

3.10.4.1 Determinación de Reacciones y Cargas

Los resultados de reacción de mayor criticidad se presentan en el nodo N-09 y se resumen en la Tabla 31, mientras que la reacción de mayor criticidad en las conexiones entre las columnas y la placa base se presentan en la conexión C-01 y se resumen en Tabla 32 y Tabla 33 en función a las coordenadas globales de la Figura 45.

Figura 44

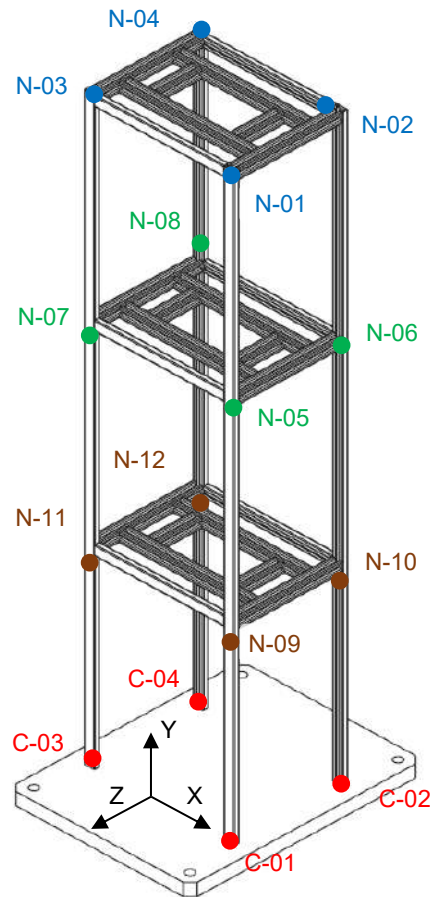
Estado de Esfuerzos y Deformaciones de la Estructura del Módulo.



Nota. a) Esfuerzo equivalente de Von Mises, b) Desplazamiento horizontal (dirección Z en coordenadas globales), y c) Desplazamiento lateral (dirección X en coordenadas globales).

Figura 45

Nodos Estructurales Principales y Conexiones en la Placa Base del Módulo.



Los doce nodos estructurales del módulo emplean en su conexión la escuadra angular 20S28 de aluminio A-356, pernos socket DIN 912 M5X10 de grado Gr. 8.8, arandelas con M5 de Acero Inoxidable y tuercas tipo martillo de acero para sujetar y mantener la conexión entre los perfiles V-Slot 1020 y V-Slot 2020 de Aluminio Al 6063-T5.

Tabla 31

Reacciones en las Escuadradas Angulares 20S28 del Nodo Estructurales N-09.

Reacción	Rx [N]	Ry [N]	Rz [N]	Rt [N]
R1	1.20	-76.25	11.23	77.07
R2	-34.15	2.01	-34.18	48.32
R3	48.03	0.00	22.95	53.23
R4	-13.88	76.82	0.90	78.06

Figura 46

Reacciones en el Nodo Estructural N-09 del Módulo.

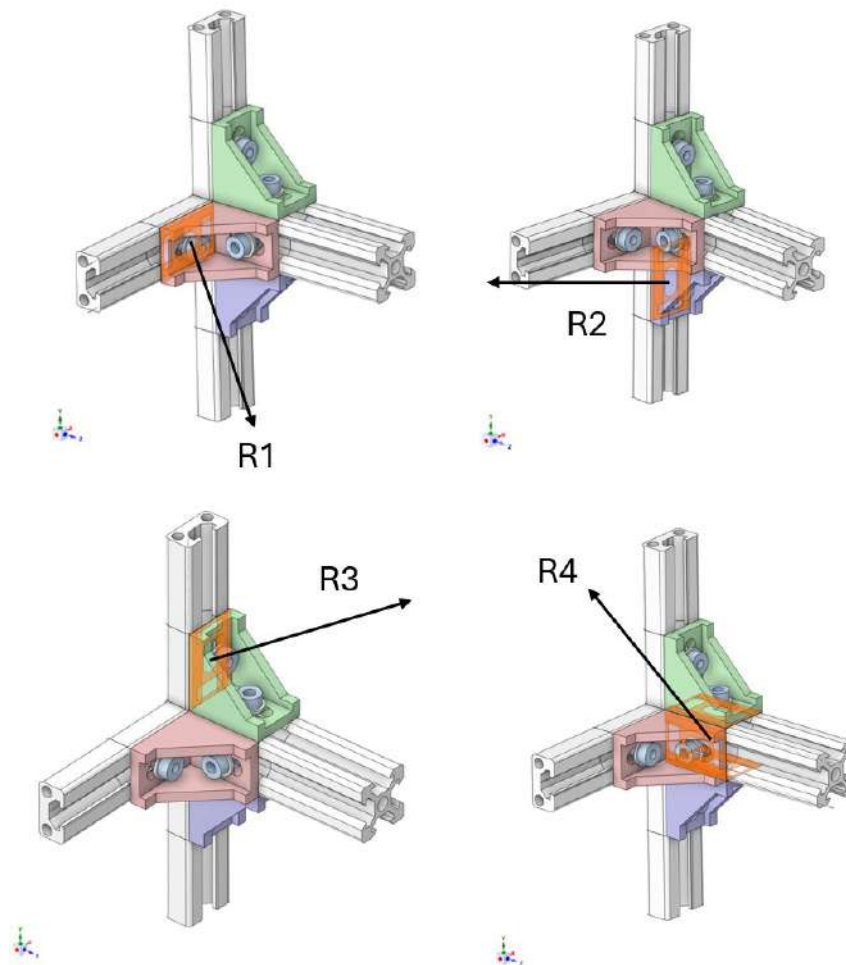


Tabla 32

Reacciones en la Escuadra Angular 30S de la Conexión C-01.

Reacción	Rx [N]	Ry [N]	Rz [N]	Rt [N]
R1	-3.97	-116.82	5.98	117.04
R2	3.97	117.14	-5.98	117.36

Por otro lado, las conexiones entre las columnas y la placa base emplean en su conexión la escuadra angular 30S de aluminio A-356, pernos socket DIN 912 M5X10 y M5X20 de grado Gr. 8.8, arandelas con M5 de Acero Inoxidable y tuercas tipo martillo de acero para sujetar y mantener la conexión entre los perfiles V-Slot de Aluminio Al 6063-T5 y la placa base de acero ASTM A-36.

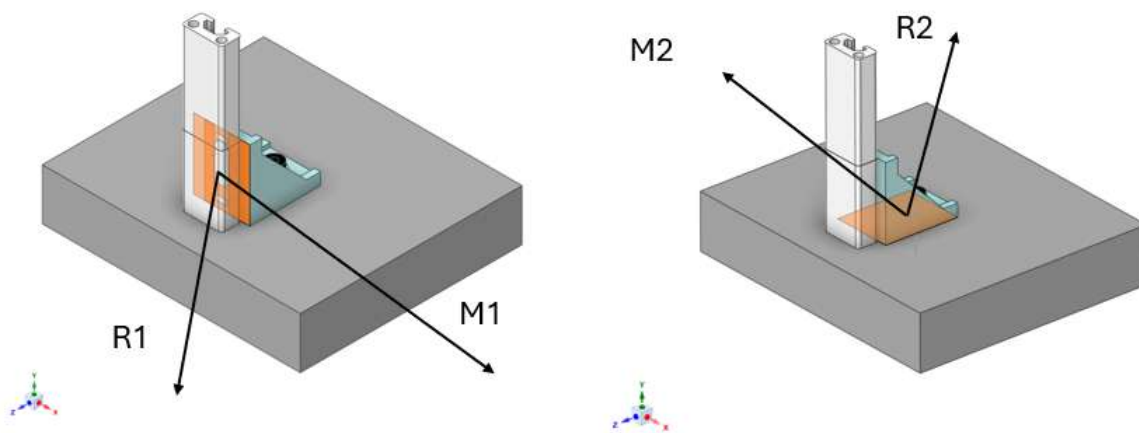
Tabla 33

Momentos de Reacción en la Escuadra Angular 30S de la Conexión C-01.

Momento	Mx [N.mm]	My [N.mm]	Mz [N.mm]	Mt [N.mm]
M1	1024.20	-208.22	0.00	1045.20
M2	-4147.00	307.22	-139.05	4160.70

Figura 47

Reacciones en la Conexión C-01 del Módulo.



3.10.4.2 Cálculo de Torque de Apriete

El cálculo de torque de apriete se realiza en base a la norma VDI 2230 para conexiones empernadas, la geometría del perno socket DIN 912 MX10 y M5X20 poseen las características geométricas principales presentadas en la Tabla 34, así también, ambos pernos son del material 8.8 que poseen un límite a la fluencia nominal σ_F de 640MPa y un límite a la tracción σ_B de 800MPa según la norma ISO 898.

De acuerdo con las tablas presentadas por (Paulsen Moscoso, 2018, p. 41), adaptadas de la normativa VDI 2230, el coeficiente de fricción μ entre la rosca y la tuerca es de 0.11 y el coeficiente de fricción μ_f entre la tuerca y la placa es 0.12.

Las constantes de resiliencia elástica del tornillo δ_s se determina a través de la ecuación (56) proporcionada por la norma VDI 2230.

Tabla 34*Características Principales del Pernos Socket M5.*

Parámetro	Valor
Tamaño de rosca	M5
p	0.8
d_k	8.5
d_a	5.7
d_s	5.0
d_w	8.03

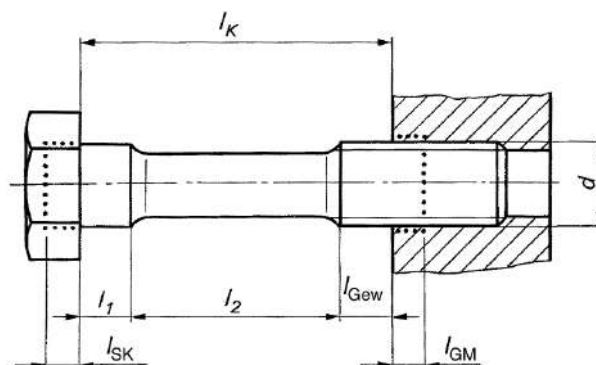
Nota. Extraído de *Hexagon socket head cap screws, DIN 912 - 1983.*

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_{Gew} + \delta_{GM} \quad (56)$$

donde, δ_S es resiliencia elástica del tornillo, δ_{SK} la resiliencia elástica de la cabeza del tornillo, δ_{Gew} la resiliencia elástica del hilo cargado no activado y δ_{GM} la resiliencia elástica de la zona de la tuerca o rosca macho. Dichas resiliencias elásticas se determinan a partir de datos geométricos según la Figura 48, y la elasticidad de los componentes en la conexión descritas por las ecuaciones del (57), (58) y (59).

Figura 48

División del perno para calcular resiliencias elásticas axiales.



Nota. Extraído de *Systematic calculation of high duty bolted joints Joints with one cylindrical bolt, 2003, VDI 2230.*

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot A_N} \quad (57)$$

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d3}} \quad (58)$$

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M \quad (59)$$

donde, l_{SK} es la longitud de extensión sustitutiva para la deformación de la cabeza del tornillo, l_{Gew} la longitud del hilo libre cargado, δ_{GM} resiliencia elástica de la rosca insertada y de la zona de la tuerca o rosca macho. Mientras que A_N es la sección transversal nominal y A_{d3} la sección transversal de la rosca en el diámetro menor según DIN 13-28.

$$A_N = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (60)$$

$$A_{d3} = \frac{\pi}{4} d_3^2 \quad (61)$$

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d3}} \quad (62)$$

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \quad (63)$$

donde, d es el diámetro nominal del perno, d_3 el diámetro menor de la rosca del perno, l_G la longitud de extensión sustitutiva para la deformación de la rosca insertada con un valor de $l_G = 0.5d$, l_M la longitud de extensión sustitutiva de la deformación de la tuerca o de la rosca insertada con un valor de $l_M = 0.4 d$ para uniones atornilladas. Mientras que E_S es el módulo de Young del material del perno y E_M el módulo de Young de la tuerca o de la zona de rosca roscada, que para uniones atornilladas con pernos roscado toma un el mismo valor de E_S .

Tomando en consideración el material de acero aleado en el perno con una elasticidad E_S de $2.07 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$, la resiliencia elástica del tornillo δ_S es de $3.331 \times 10^{-6} \text{ mm/N}$.

Por otro lado, la resiliencia elástica de las placas δ_p correspondientes a los elementos unidos escuadra angular 20S28 y perfil V-Slot 2020 con módulos de elasticidad de 7.1×10^4 N/mm² y 6.95×10^4 N/mm², se determinan a través de la ecuación (64).

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[\frac{(d_{wm} + d_h) \cdot (d_{wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D - d_h)}{(d_{wm} - d_h) \cdot (d_{wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi_D} \quad (64)$$

donde, d_h es el diámetro del orificio de las piezas sujetas, d_w el diámetro exterior de la superficie de apoyo de la cabeza plana del tornillo (en la entrada del radio de transición de la cabeza); en general, diámetro exterior de la superficie de apoyo, D_A diámetro interior de la zona de apoyo de la tuerca plana (diámetro del chaflán). Además de ello, se considera que el coeficiente de unión para el tipo de unión atornillada w es de 2 (ESV).

De este modo, la resiliencia elástica de las placas δ_p es de 0.9308 mm/N. A partir de dichas resiliencias es posible determinar el factor de carga Φ a través de la ecuación (65), resultando en un factor de carga de 0.2184.

$$\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} \quad (65)$$

Debido a la asimetría entre el eje del perno y la reacción en la junta, es necesario aplicar el factor de introducción de carga n obtenido a partir de la tabla 5.2/1 de la norma VDI 2230, resultando en un factor n de 0.07, con lo cual el factor de carga para sujeción e introducción concéntrica Φ_n es de 0.0153, debido al producto entre el factor de carga Φ y el factor de introducción de carga n .

La carga de apriete necesaria para cumplir la función de sellado en la junta, agarre por fricción y prevención de apertura en la junta se toma en consideración la carga transversal máxima $F_{Qm\acute{a}x}$ de 76.25 N para poder determinar de esta manera la carga mínima de la pinza para transmitir una carga transversal y/o un par mediante agarre por fricción F_{KQ} mediante la ecuación (66).

$$F_{KQ} = \frac{F_{Qm\acute{a}x}}{q_F \cdot \mu_{Tmin}} + \frac{M_{Ymax}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{Tmin}} \quad (66)$$

donde, q_F es el número de interfaces internas transmisoras de fuerza (F_Q) que intervienen en el posible deslizamiento/cizallamiento del perno, q_M el número de interfaces internas transmisoras de par (M_Y) que intervienen en un posible deslizamiento, r_a el radio de fricción en las partes sujetas cuando M_Y actúa y μ_T el coeficiente de fricción en la interfaz.

Tomando en consideración el coeficiente de fricción mínimo en la interfaz de 0.14 según la tabla A6 de la norma VDI 2230, la carga mínima de la pinza F_{KQ} resultante del cálculo es de 544.61 N.

Bajo las consideraciones de compresión de forma simétrica y carga de manera concéntrica, el apriete necesario F_{Kerf} para las funciones de sellado, agarre por fricción y prevención de la apertura unilateral en la interfaz toma el valor de F_{KQ} , es decir 544.61 N.

La fuerza de apriete mínima en la junta bajo las consideraciones mencionadas previamente se determina a través de la ecuación (67)

$$F_{M min} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_n)F_{A max} + F_2 + \Delta F_{Vth} \quad (67)$$

donde, $F_{A max}$ es la carga axial máxima aplicada al perno de 11.232 N, F_2 la pérdida de precarga por empotramiento durante el funcionamiento de 1877.00 N y ΔF_{Vth} el cambio en la precarga como resultado de una temperatura diferente a la temperatura ambiente de 0.0 N, resultando así en una fuerza de apriete mínima de 2432.274N.

Adicionalmente, el facto de ajuste α controlado por torquímetro ofrece un factor de 1.5 según la tabla A8 de la norma VDI 2230, obteniéndose así la fuerza máxima de precarga de 3649.012N mediante la ecuación (68).

$$F_{M max} = \alpha \cdot F_{M min} \quad (68)$$

Finalmente, se determina el torque de apriete M_{ajuste} mediante la ecuación (69) descrita por (Paulsen Moscoso, 2018, p. 11), donde $M_{t.M}$ es el torque para vencer las fuerzas

de interacción entre el tornillo y la tuerca, y $M_{fr.ta.p}$ el torque para vencer la fricción entre la tuerca y la placa con la cual está en contacto.

$$M_{ajuste} = M_{t.M} + M_{fr.ta.p} \quad (69)$$

$$M_{t.M} = F_M \tan(\varphi + \rho') d/2 \quad (70)$$

$$M_{fr.ta.p} = \mu_f F_M D_{cm}/2 \quad (71)$$

Resultando de este modo en un momento de torsión total de ajuste de 3.386 N.m para la conexión entre la escuadra angular 20S28 y el perfil estructural V-Slot 2020.

De manera análoga, la conexión entre la escuadra angular 30S y la placa base, bajo las consideraciones de carga, geometría de conexión y dos pernos de conexión M5X20 por cada cara de la escuadra angular 30S resulta en un momento de torsión total de ajuste de 3.930 N.m.

De este modo y de manera conservadora se establece el torque de apriete en todos los nodos estructurales, así como en las conexiones entre las escuadras y la placa base de 4.0 N.m, de manera complementaria se resume el cálculo en la Tabla 35.

Tabla 35

Resumen del Cálculo de Torque de Apriete en las Conexiones del Módulo.

Conexión	Torque de Apriete
Escuadra 30S – Placa Base	3.93 N.m
Escuadra 30S – V Slot 1020	3.93 N.m
Escuadra 20S28 – V Slot 2020	3.39 N.m
Escuadra 20S28 – V Slot 1020	3.39 N.m
Todas las conexiones	4.00 N.m

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN DEL MÓDULO Y DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS

MODALES POR EL OMA

En el presente capítulo presenta brevemente el desarrollo de la construcción del módulo y se estiman los parámetros modales de la estructura del módulo mediante el análisis modal operacional (OMA), con el método de identificación FDD.

4.1 Construcción

Con el objetivo de observar y poder experimentar la respuesta y el comportamiento dinámico del sistema frente a una o dos fuentes excitación armónica es necesario cumplir con la construcción del módulo experimental. En consecuencia, se tiene el proceso de construcción realizado en un taller mecánico de producción que contaba con las herramientas y equipos útiles para la elaboración de elementos designados en los planos de detalle.

De la Figura 49 a la Figura 54 se presentan algunos de estos procesos.

Figura 49

Taladrado y Producción de Rosca Interna a la Plancha Base.



Figura 50

Corte y Taladrado de Soporte del Motor DC y de la Masa de Equilibrio.



Figura 51

Corte de Platina que Actúa Como la Masa de Equilibrio.

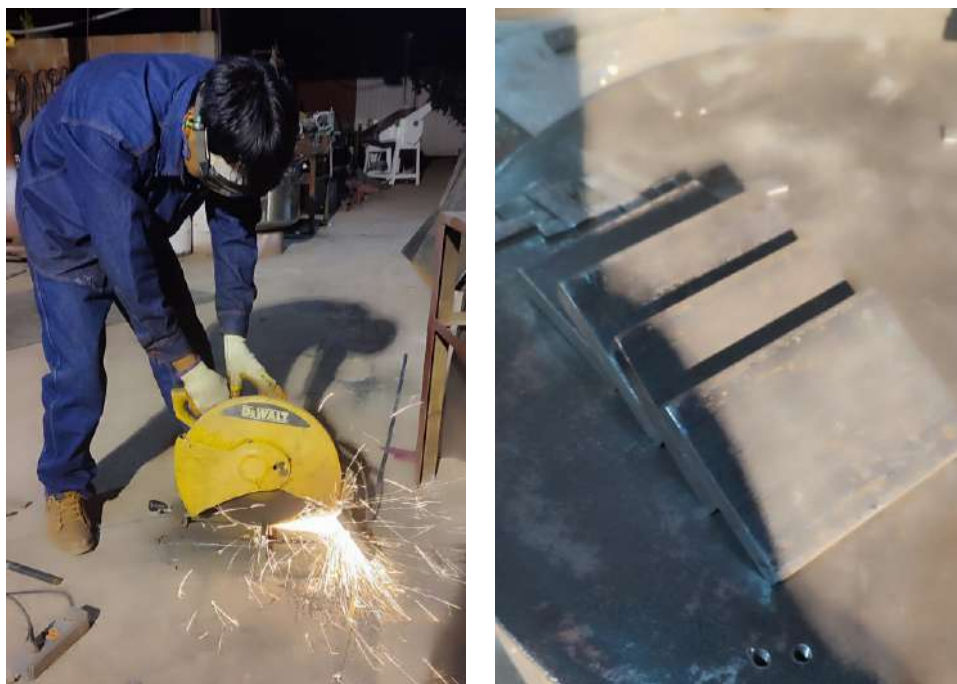


Figura 52

Mecanizado de la Masa Desbalanceada.



Figura 53

Pintado de Base y Acabado de las Placas de la Masa de Equilibrio y Soporte de Motor DC.

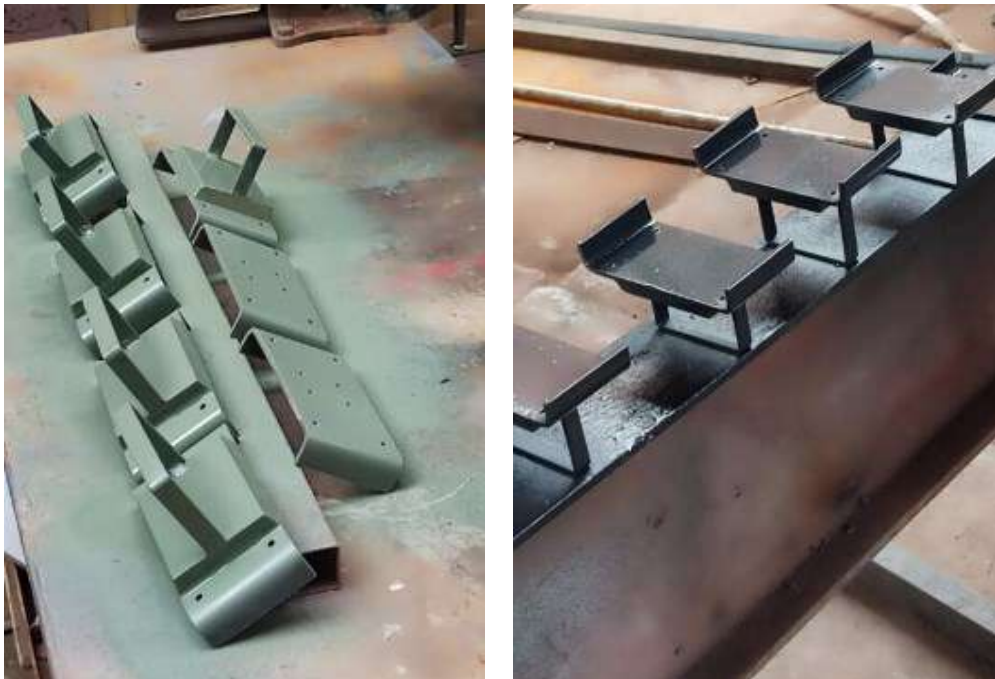


Figura 54

Montaje Terminado del Módulo.



4.1.1 Costos de construcción

Los costos estimados en la construcción del módulo experimental se dividen en el costo de diseño, costo de equipos e instrumentación, costos de materiales, y costos de manufactura.

El costo de diseño considera el total de horas de trabajo por el diseño del módulo experimental multiplicada por el costo de hora de trabajo; tomando en cuenta el total de 240 horas y el costo por hora de S/40.0, tenemos el costo de diseño de S/9600.0 nuevos soles.

El costo de equipos e instrumentación se ha adquirido en el mercado nacional y los detalles se muestran en la Tabla 36.

Tabla 36*Costos de Equipos e Instrumentación.*

Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Motor 775 DC 12V 4500RPM	2	45	90
Sistema de control y mando de los motores DC	1	500	500
Tacómetro	1	140	140
Torquímetro	1	120	120
Fuente de alimentación 12V DC	1	30	30
Alquiler de acelerómetros triaxiales y su sistema de adquisición de datos	1	1200	1200
		Total	S/ 2080

Los costos de materiales son descritos en la tabla siguiente. Estos costos son los materiales base para su implementación inmediata y algunos son para su mecanizado y/o preparación posterior.

Tabla 37*Costo de Materiales.*

Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Niveladores de caucho	4	12	48
Plancha de acero de 1"	1	310	310
Varilla de acero de \varnothing 3/8" (0.5m)	1	40	40
Perfil de aluminio V-Slot 2020 (3m)	1	240	240
Perfil de aluminio V-Slot 1020 (3m)	2	210	420
Escuadra angular 30S	4	4.5	18
Escuadra angular 20S28	56	3.3	184.8
Pernos Socket M5x10	144	0.59	84.96
Pernos Socket M5x20	8	0.67	5.36
Canal 143x60x4mm (1m)	1	55	55
Platina de acero de 2 1/2"x1/2" (0.6m)	1	25	25
Platina de acero de 1/2"x1/8" (1.5m)	1	25	25
Impresión 3D para la caja de control	1	200	200
Impresión 3D para la protección del motor DC	1	70	70
1/8 galon Pintura Gloss y Base Zincromato	1	55	55
Tinner acrílico 1/2 galon	1	15	15
		Total	S/ 1796.12

Los costos de manufactura consideran los procesos que conllevan la ejecución de preparación y acabado de algunos materiales descritos en la Tabla 37 para generar las piezas según los planos de detalle. Así también, la Tabla 38 describe los costos efectuados durante la manufactura del módulo.

Del resumen presentando en la Tabla 39, se observa que los costos sobresalientes corresponden a la adquisición de los equipos e instrumentos y los materiales (excluyendo el costo de diseño) por la naturaleza en experimentar y registro de las señales de movimiento del módulo, el costo relevante se ubica en el alquiler de los acelerómetros y su sistema de adquisición de datos confiables.

El costo total del proyecto se resume en la Tabla 39.

Tabla 38

Costo de Manufactura.

Descripción	Precio Total
Alquiler de taller mecánico	600
Servicio de corte de perfiles de aluminio	70
Insumos empleados	100
Mecanizado de la platina de 1/2"	90
Mecanizado de la masa desbalanceada	90
Otros	120
Total	S/ 1070.0

Tabla 39

Resumen de costo del proyecto.

Descripción	Precio Total
Costo de diseño	S/ 9600.0
Costo de equipos e instrumentación	S/ 2080.0
Costo de materiales	S/ 1796.2
Costo de manufactura	S/ 1070.0
Total	S/ 14546.2

4.2 Análisis Modal Operacional

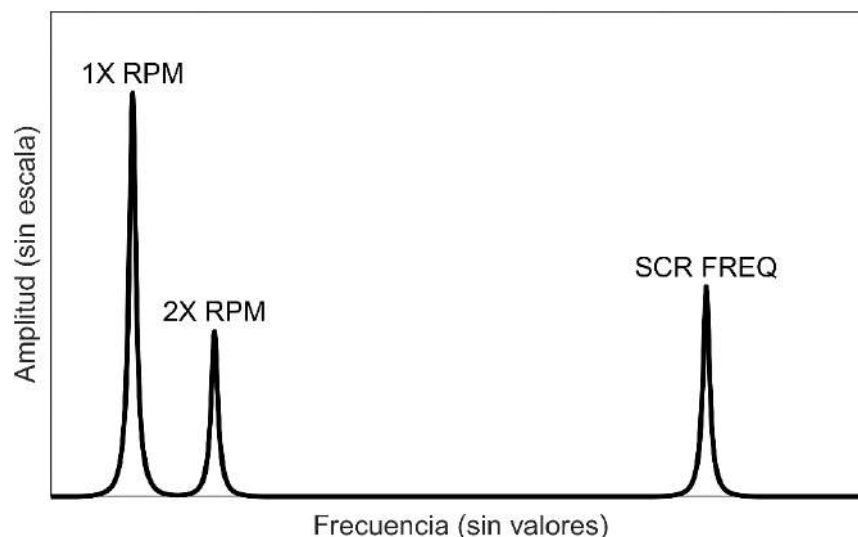
Los parámetros modales estimados experimentalmente son las frecuencias naturales, modos de vibración y factores de amortiguamiento en el ancho de banda de aproximadamente 0 a 40.0 Hz, considerando las limitaciones prácticas a bajas frecuencias. Para tal efecto, se emplea el software *ARTEMIS Modal 6.0*.

4.2.1 Consideraciones generales

El ensayo modal toma en consideración el espectro típico de operación normal en motores de corriente continua presentado en la Figura 55 donde se indica que, un motor con circuito rectificado de onda completa u onda media genera sobre el sistema las siguientes frecuencias de excitación: frecuencia de operación, así como sus armónicos (primer armónico 1XRPM, segundo armónico 2X RPM), y la frecuencia de rectificado de onda (SCR).

Figura 55

Espectro Típico de Operación Normal en Motores DC.



Nota. Los motores con circuito rectificado de onda completa (6SCR) y de onda media (3SCR) generan señales a 360Hz y 180Hz, respectivamente, es decir a 6X y 3X la frecuencia de línea.

Adaptado de *Tablas de Charlotte – Tabla I Carta Ilustrada de Diagnostico de Vibración* (p. 5), de Ademinsac, s.f., PDF sin publicación.

(Mobius Institute, 2016, p. 17-7) sugiere que, como regla general, para evitar excitar o activar una frecuencia natural, es recomendable que la velocidad del motor excitador se mantenga al menos un 20% por encima o por debajo de dicha frecuencia. Tomando en cuenta esta recomendación, las frecuencias naturales de interés calculadas mediante la metodología analítica y experimental resumidas en la Tabla 40, y las frecuencias de excitación del motor de corriente continua presentadas en la Figura 55, se establece estratégicamente lo siguiente:

- Primera fuente de excitación: ubicado en el tercer nivel del módulo con una velocidad de operación (1X RPM) de ≈ 480 RPM y segundo armónico (2X RPM) de ≈ 960 RPM.
- Segunda fuente de excitación: ubicado en el segundo nivel del módulo con una velocidad de operación (1X RPM) de ≈ 1470 RPM y segundo armónico (2X RPM) de ≈ 2940 RPM.

La razón fundamental de la ubicación de las fuentes de excitación se basa en la proyección de fuerza sobre las formas modales de las frecuencias naturales de interés, la primera fuente excita los modos de Flexión en Z y Torsión en Y, mientras que la segunda fuente excita el modo de Segunda Flexión en Z.

Tabla 40

Relación Entre Frecuencias de Excitación y Frecuencias Naturales de Interés.

Fuente de Excitación			Frecuencia Natural [Hz]					
			Metodología Analítica			Simulación Computacional		
Velocidad del Motor	[RPM]	[Hz]	9.17	17.23	25.70	9.82	17.38	29.07
1XRPM _{M1}	480	8.0	0.87	0.46	0.31	0.81	0.46	0.28
2XRPM _{M1}	960	16.0	1.74	0.93	0.62	1.63	0.92	0.55
1XRPM _{M2}	1470	24.5	2.67	1.42	0.95	2.49	1.41	0.84
2XRPM _{M2}	2940	49.0	5.34	2.84	1.90	4.99	2.82	1.69

Nota. La frecuencia de rectificado de onda (SCR) no se toma en consideración debido a su alta magnitud, lo que resulta en bajas relaciones de frecuencia.

Las relaciones de frecuencia resaltadas en la Tabla 40 toman valores entre 0.81 a 0.95, lo cual sugiere que los modos de las frecuencias naturales de interés están siendo parcialmente excitadas, un aspecto importante dentro del OMA, según (Brincker & Ventura, 2015, p. 1).

4.2.2 Especificaciones de las Medidas Dinámicas

En esta sección, se especifica las características mínimas necesarias para las mediciones dinámicas a tenerse en cuenta durante la realización de las pruebas OMA.

4.2.2.1 Rangos de Frecuencia

En función a las frecuencias naturales y frecuencias de excitación descritas en la Tabla 40, se establece la gama de frecuencias de las mediciones, es decir, las frecuencias máxima y mínima que se registran y analizan. Con un enfoque conservador se establece que la frecuencia máxima de interés es de 50.0 Hz y la mínima de 5.0 Hz.

4.2.2.2 Frecuencia de Muestreo

Según el teorema de Nyquist-Shannon, descrito en (Brincker & Ventura, 2015, pp. 62-65), la frecuencia de muestreo definida por la ecuación (72) establece el límite superior del rango de frecuencias para el análisis de señales a través la frecuencia de Nyquist f_v .

$$f_v = f_s/2; f_s = 1/\Delta t \quad (72)$$

donde f_s es la frecuencia de muestreo, y Δt es el paso de tiempo de muestreo. Esta frecuencia se expresa en “muestras-por-segundo” (sps, por sus siglas en inglés “samples-per-second”) y representa el número de muestras de datos adquiridas por unidad de tiempo.

De manera practica (Brincker & Ventura, 2015, pp. 62-65) recomienda que la frecuencia de muestreo debe ser mayor en aproximadamente 1,2 veces f_v por efecto de los filtros antialiasing típicos, por lo cual a partir de la ecuación (72) se obtiene:

$$f_s > 2.4 f_{m\acute{a}x} \quad (73)$$

donde $f_{m\acute{a}x}$ es la frecuencia máxima de interés, que en el presente caso es de 50.0 Hz, resultando en una frecuencia de muestreo de 120.0 Hz, es decir, 120 muestras por segundo.

4.2.2.3 Duración de la Serie Temporal

Según (Brincker & Ventura, 2015, pp. 159-160), la duración de la medición o duración de la serie temporal T_m en segundos se calcula mediante la ecuación (74):

$$T_m > \frac{10}{\xi f_{\min}} \quad (74)$$

donde ξ es el factor amortiguamiento esperado del sistema, y f_{\min} la frecuencia mínima de interés establecida anteriormente en 5.0Hz. Según (Adams & Askenazi, 1998, p. 500), el factor de amortiguamiento para metales es inferior al 1%, por lo que se asume un valor de 0.5% (0.005). A partir de estos valores, la duración temporal calculada es de 400 segundos.

Adoptando un enfoque conservador debido al factor de amortiguamiento aproximado, se considera una duración temporal T_m mínima de 480 segundos, es decir 8 minutos.

4.2.2.4 Correlación de la Fuente de Carga y Excitación Artificial

De acuerdo con los descrito por (Brincker & Ventura, 2015, pp. 164-167), la correlación de la fuente de carga y excitación artificial del presente análisis corresponde a un caso de nivel de dificultad medio, debido a que el número de entradas independientes es de dos, es decir, los dos motores como fuente de excitación con pocas piezas móviles.

4.2.3 Sensores y Adquisición de Datos

En función de las especificaciones de las medidas dinámicas descritas previamente, se selecciona el acelerómetro triaxial AXL-ACC-16G que posee un sensor de aceleración LIS2DH12 de tecnología de sistema microelectromecánico (MEMS) con las características necesarias para la medición dinámica del módulo descritas en la Tabla 41.

El sistema de adquisición de datos, presentado en la Figura 56, está compuesto por el acelerómetro AXL-ACC-16G, que integra el sensor triaxial LIS2DH12 con un conversor analógico-digital (ADC). Los datos digitales provenientes del sensor triaxial son registrados por el controlador Raspberry Pi Zero 2W, el cual está interconectado mediante un sistema cableado con un Gateway, que finalmente envía los datos a un ordenador inalámbricamente.

Tabla 41

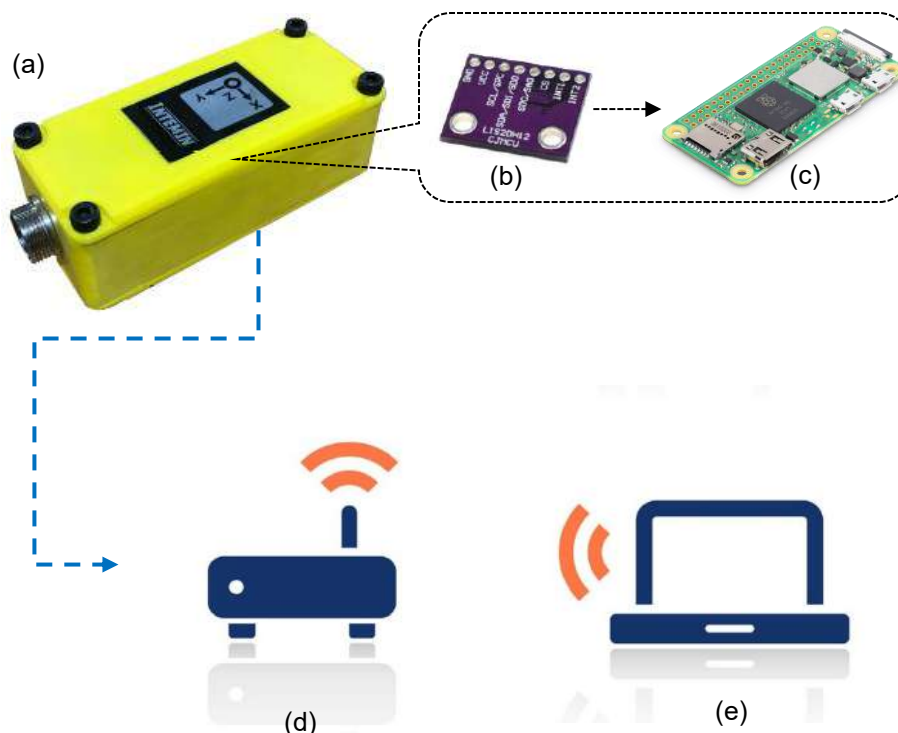
Características del Sensor Triaxial LIS2DH12.

Característica		Valor			
Frecuencia de Muestreo		1 Hz - 5.3kHz			
Rango de Medición	$\pm 2g$ $\pm 4g$	$\pm 8g$	$\pm 12g$		
Sensibilidad	1mg /LSB	2mg /LSB	4mg /LSB	12m /LSB	
Resolución (Datos de Salida)		12 bits			
Temperatura de Operación		$-40^{\circ}C$ a $+85^{\circ}C$			
Ruido Típico		$220 \mu g/\sqrt{Hz}$			

Nota. LSB (Least Significant Bit) unidad mínima de cambio en la salida digital. Adaptado de de LIS2DH12-3-axis MEMS accelerometer, de STMicroelectronics, 2024, STMicroelectronics (<https://www.st.com/en/mems-and-sensors/lis2dh12.html>).

Figura 56

Sistema de Adquisición de Datos.



Nota. a) Acelerómetro AXL-ACC-16G, b) Sensor triaxial LIS2DH12, c) Raspberry Pi Zero 2W, d) Gateway, e) Ordenador. Adaptado de Raspberry Pi Zero 2W [Imagen], de Raspberry Pi, 2024, Raspberry Pi (<https://www.raspberrypi.com/products/raspberry-pi-zero-2-w/>).

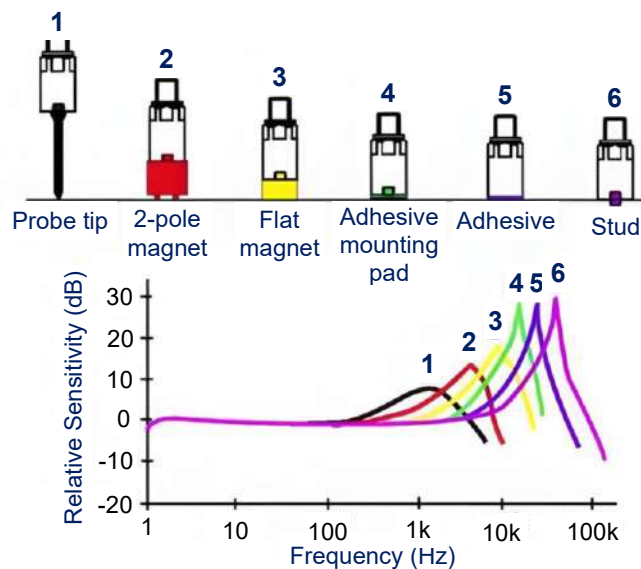
Debido a las propiedades del aluminio empleado en la estructura del módulo y de acuerdo con lo descrito por (Mobius Institute, 2016, pp. 5-36 – 5-47), así como los rangos de respuestas presentados en la Figura 57, el montaje de los acelerómetros se realiza mediante adhesivos, que aseguran un rango significativamente superior al rango de interés en el presente estudio, que abarca de 1.0 Hz a 120.0 Hz.

4.2.4 Número de Sensores, Ubicación y Referencias

(Brincker & Ventura, 2015, pp. 154-155) indica que la cantidad de sensores está directamente relacionada con la complejidad del problema. Sin embargo, considerando la correcta ubicación de los sensores y la accesibilidad a cualquier nodo estructural del módulo, recomienda un mínimo de cuatro sensores para obtener una medición adecuada en el OMA.

Figura 57

Rango de Respuesta del Sensor Bajo los Diferentes Métodos de Montaje.



Nota. 1) Probe Tip (Punta de prueba), 2) 2-pole magnet (Imán dipolar), 3) Flat magnet (Imán plano), 4) Adhesive mounting pad (Almohadilla adhesiva), 5) Adhesive (Adhesivo), y 6) Stud (Perno). Adaptado de *Manual de Entrenamiento en Análisis de Vibraciones - Categoría II* (p. 5-40), por Mobius Institute, 2019, (<https://www.mobiusinstitute.com/>).

Brincker considera cada eje del acelerómetro como un sensor uniaxial, por lo cual el sensor triaxial equivale a tres sensores uniaxiales. Sin embargo, en el presente análisis solo se consideran dos ejes del acelerómetro AXL-ACC-16G, ya que los desplazamientos principales se deben a la flexión lateral y horizontal, además de la torsión. Debido a la disponibilidad, se utilizan seis acelerómetros AXL-ACC-16G equivalentes a doce sensores uniaxiales.

Según (Brincker & Ventura, 2015, pp. 160-162), el análisis modal operacional del módulo se clasifica como un estudio de tipo 2D, ya que no se considera desplazamientos verticales, y recomienda mínimamente emplear dos sensores uniaxiales como sensores de referencia para capturar correctamente los parámetros modales de la estructura del módulo.

La Figura 58 muestra la ubicación de los acelerómetros: el acelerómetro de referencia se sitúa en la esquina superior del módulo, dado que ningún modo de vibración posee puntos nodales en esta zona; mientras que, los cinco acelerómetros restantes se distribuyen en los distintos niveles de la estructura.

4.2.5 Conjuntos de Datos

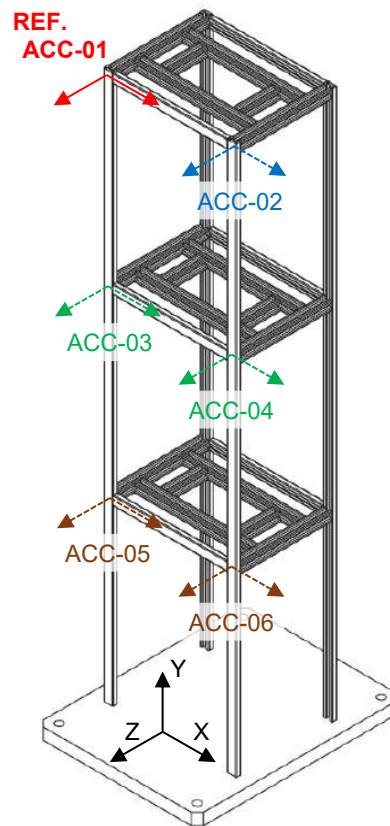
Teniendo en cuenta la cantidad de acelerómetros y la clasificación del tipo de estudio del presente análisis, se realiza un único conjunto de datos, adecuado para capturar los parámetros modales de la estructura del módulo dentro del rango de interés.

La Figura 58 presenta la ubicación de los seis acelerómetros distribuidos sobre los tres niveles distinguidos según los colores, de modo que:

- Tercer nivel (color rojo y azul): el acelerómetro de referencia REFF. ACC-01 de color rojo se colocan en el tercer nivel, así también el acelerómetro ACC-02.
- Segundo nivel (color verde): los acelerómetros ACC-03 y ACC-04 se colocan en el segundo nivel, situados en un mismo lado de la estructura.
- Primer nivel (color marrón): los acelerómetros ACC-05 y ACC-06 se colocan en el primer nivel, situados en un mismo lado de la estructura.

Figura 58

Ubicación de los Acelerómetros Sobre la Estructura del Módulo.



Nota. Los acelerómetros son colocados de acuerdo con el sistema global de coordenadas, todos manteniendo las mismas direcciones localmente.

4.2.6 Ensayos de Identificación Modal

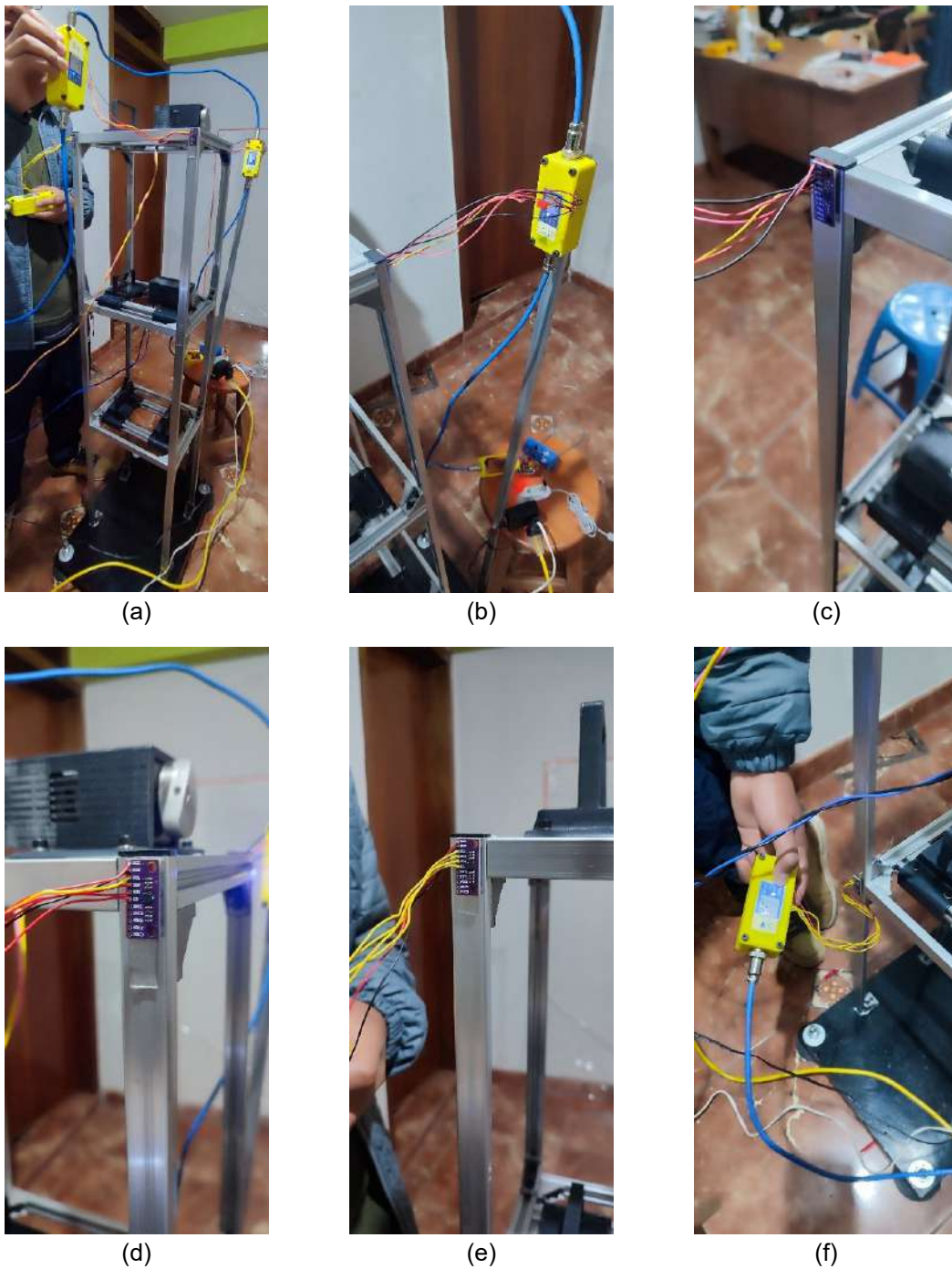
Los ensayos se realizan en tres secuencias según los descrito anteriormente, de igual manera los tres acelerómetros se configuran a una frecuencia de muestreo de 125.0Hz (configuración por defecto en el sensor) con un rango de medición de $\pm 12g$.

4.2.6.1 Instalación de los Equipos

La instalación de los sensores se realiza directamente sobre la estructura empleando un adhesivo de doble contacto, posteriormente los sensores se conectan al controlador para finalmente transferir los a través del Gateway al ordenador. La Figura 59 muestra la instalación de los sensores sobre la estructura para la adquisición de datos.

Figura 59

Instalación de los Acelerómetros Para la Adquisición de Datos.



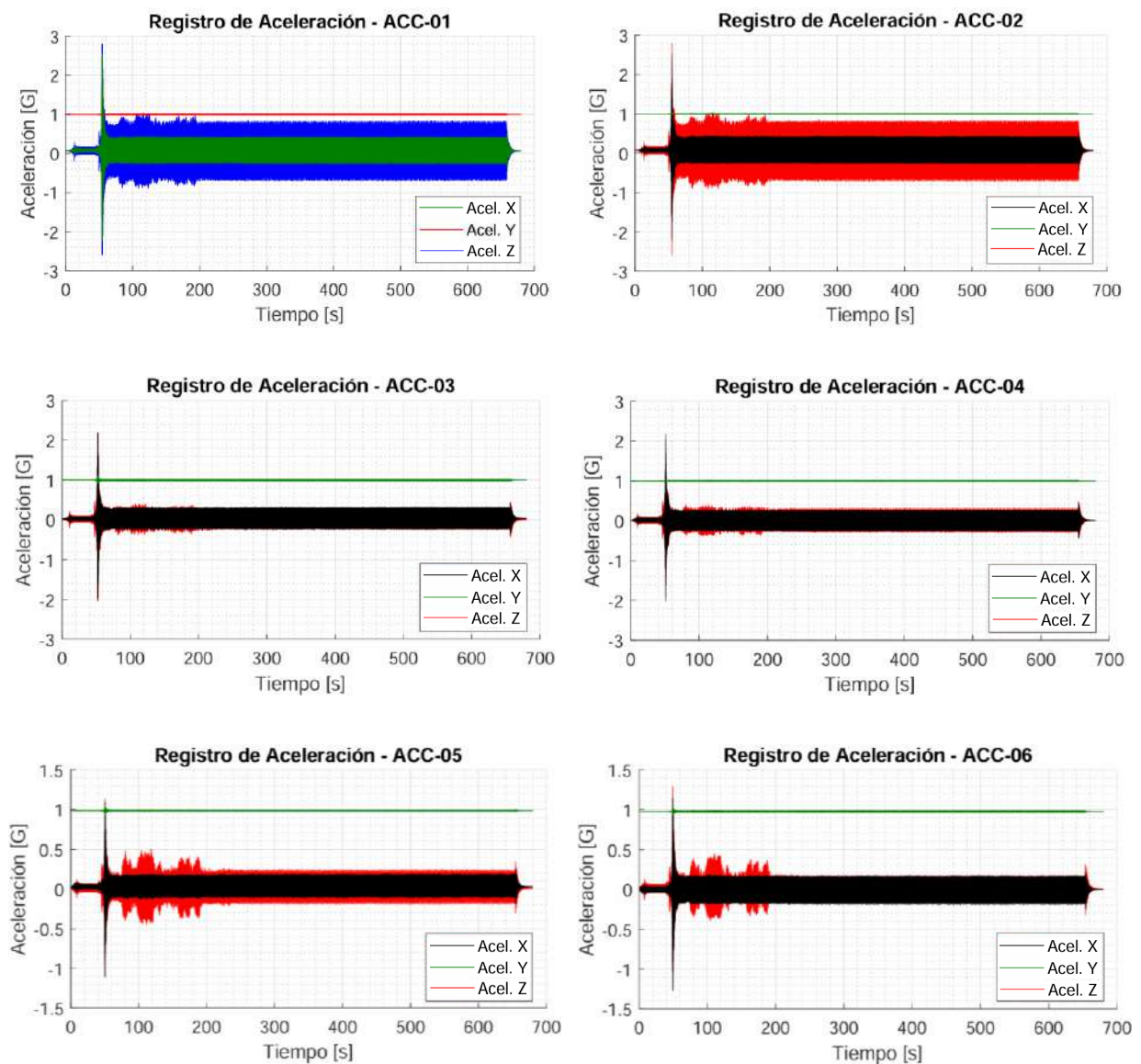
Nota. a) Instalación de los acelerómetros, b) Acelerómetro ACC-01 de referencia, c) Sensor del acelerómetro de referencia, d) Sensor del acelerómetro ACC-02, e) Sensor del acelerómetro ACC-03, y f) Sensor del acelerómetro ACC-05.

4.2.6.2 Recolección de Datos

Para la recolección de los datos de aceleración en el tiempo, primero se visualizan en el software *VibrationData*, donde se comprueba la calidad de los datos para cada configuración del ensayo modal. Los registros de aceleración en el tiempo del tercer nivel se presentan en la Figura 60, donde se observa claramente el arranque y la parada de los motores.

Figura 60

Registro de Aceleración de los Sensores del Tercer Nivel.



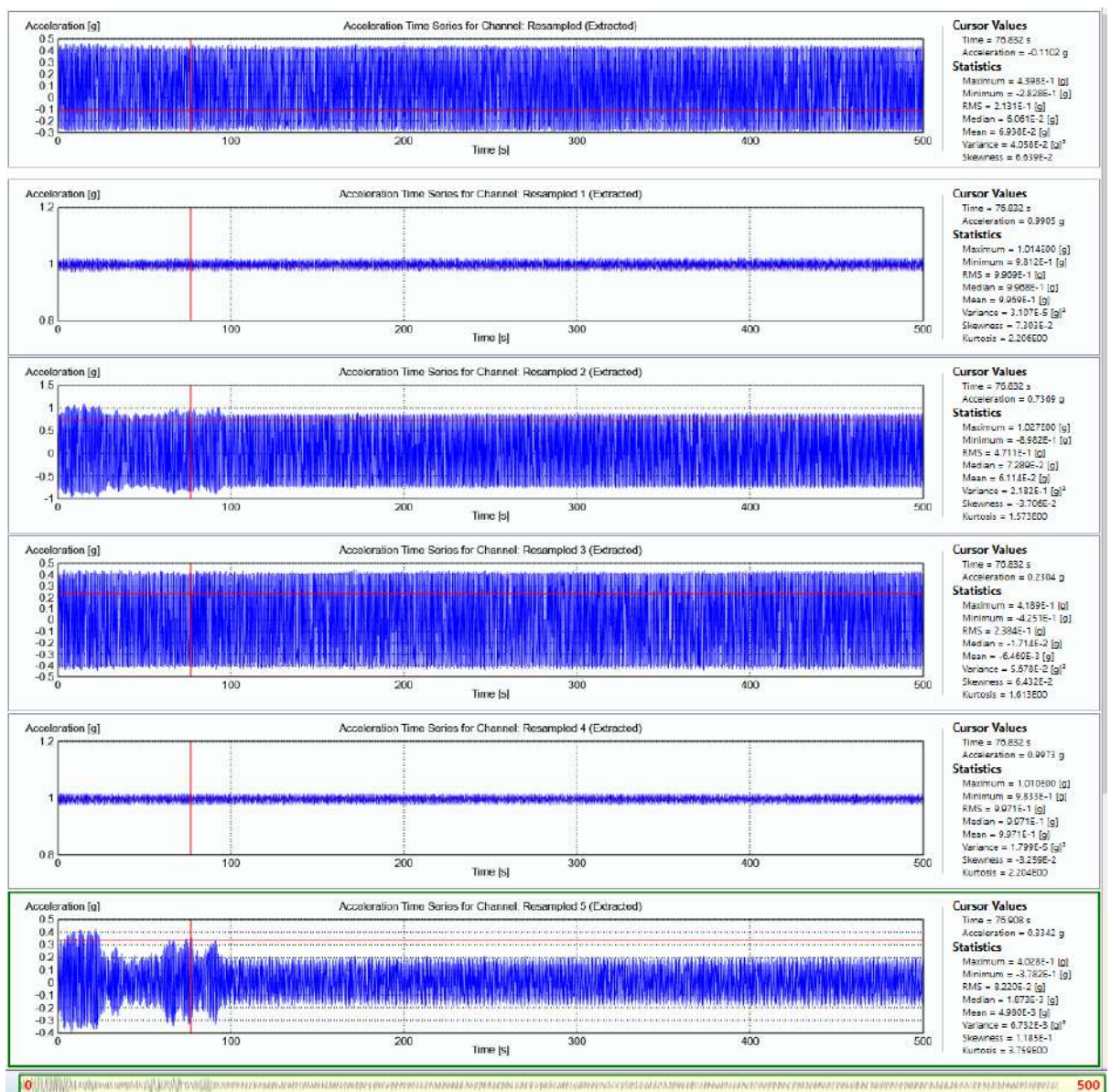
Nota. El arranque y parada del motor se distinguen al inicio y final de las señales.

4.2.6.3 Análisis y Procesamiento de Datos Registrados

El análisis y procesamiento de los datos registrados se realiza mediante el software *ARTEMIS Modal Pro*, donde se considera el intervalo de vibración constante comprendido entre los 200 y 680 segundos de los registros de aceleración presentados en la Figura 60.

Figura 61

Registro de Aceleración Para el Análisis y Procesamiento.



Nota. Los datos de aceleración de todos los sensores inician en cero debido a un corte temporal de los registros de aceleración presentados en la Figura 60.

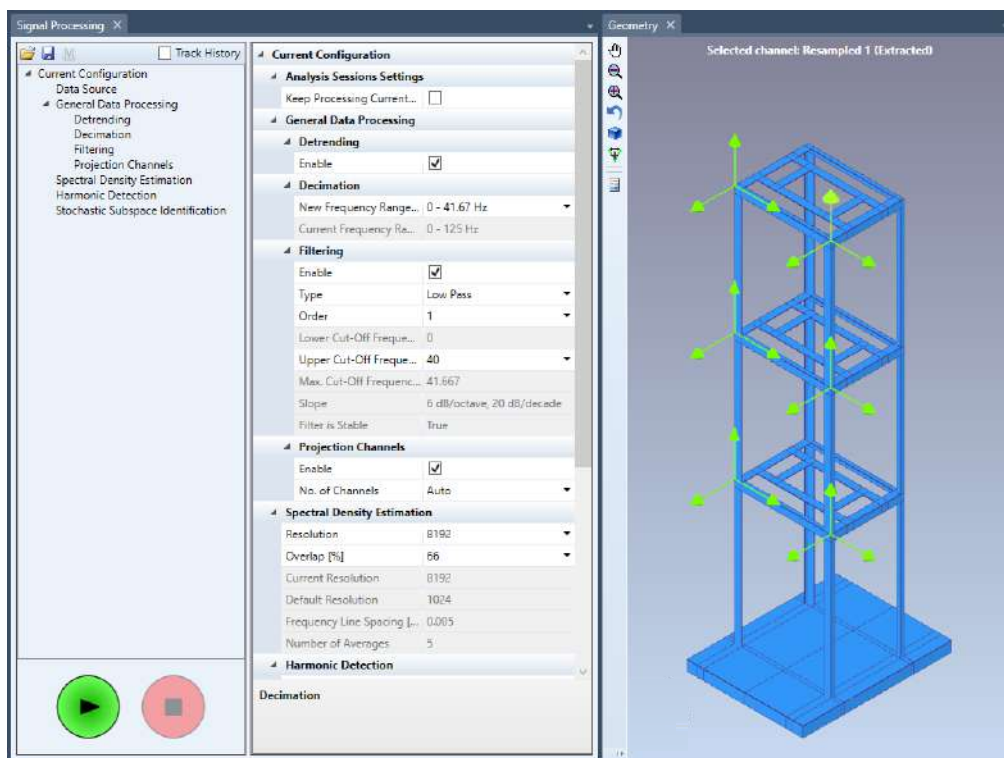
El procesamiento de los registros de aceleración continua con la asignación de las señales a los nodos del modelo computacional, el cual representa únicamente la estructura del módulo como se ilustra en la Figura 62 donde se respetan las ubicaciones exactas de los sensores, así como las direcciones según las coordenadas globales.

Además de ello, la Figura 62 detalla la configuración del análisis de señales, donde se habilita la eliminación de tendencias en los datos (Detrending - Enable) y la detección de armónicos (Harmonic Detection - Enable). Además, se reduce la tasa de muestreo (Decimation) al rango de 0 Hz a 41.67 Hz y se aplica un filtro (Filtering - Enable) pasa bajos con una frecuencia de corte superior (Upper Cut-Off Frequency) a 40.0Hz de primer orden.

La resolución de la estimación de densidad espectral (Resolution) se establece en 8192 puntos, con una superposición del 66% entre los segmentos (establecido por defecto).

Figura 62

Asignación y Configuración del Análisis de Datos Registrados.



Nota. No se toma en consideración la auto estimación SSI habilitada por defecto.

4.2.6.4 Procedimiento de Identificación Modal

El software *ARTEMIS Modal Pro* integra métodos de identificación modal en el dominio de la frecuencia y dominio del tiempo, el presente análisis emplea el método de descomposición mejorada en el dominio de la frecuencia - EFDD (por sus siglas en inglés Enhanced Frequency Domain Decomposition).

Los picos del diagrama de densidad espectral ilustrados en la Figura 63 representan las frecuencias naturales de la estructura y las frecuencias de excitación establecidas durante el ensayo modal. Estas excitaciones fueron inducidas por los motores ubicados en el segundo y tercer nivel, los cuales operaron a frecuencias de 8.0 Hz y 24.5 Hz, junto con sus respectivos segundos armónicos de 16.0 Hz y 49.0 Hz. Así, las frecuencias naturales identificadas en el rango de interés son de ≈ 9.32 Hz, ≈ 16.39 Hz y ≈ 28.45 Hz como se ilustran en la Tabla 66.

Figura 63

Diagrama de Densidad Espectral - EFDD.

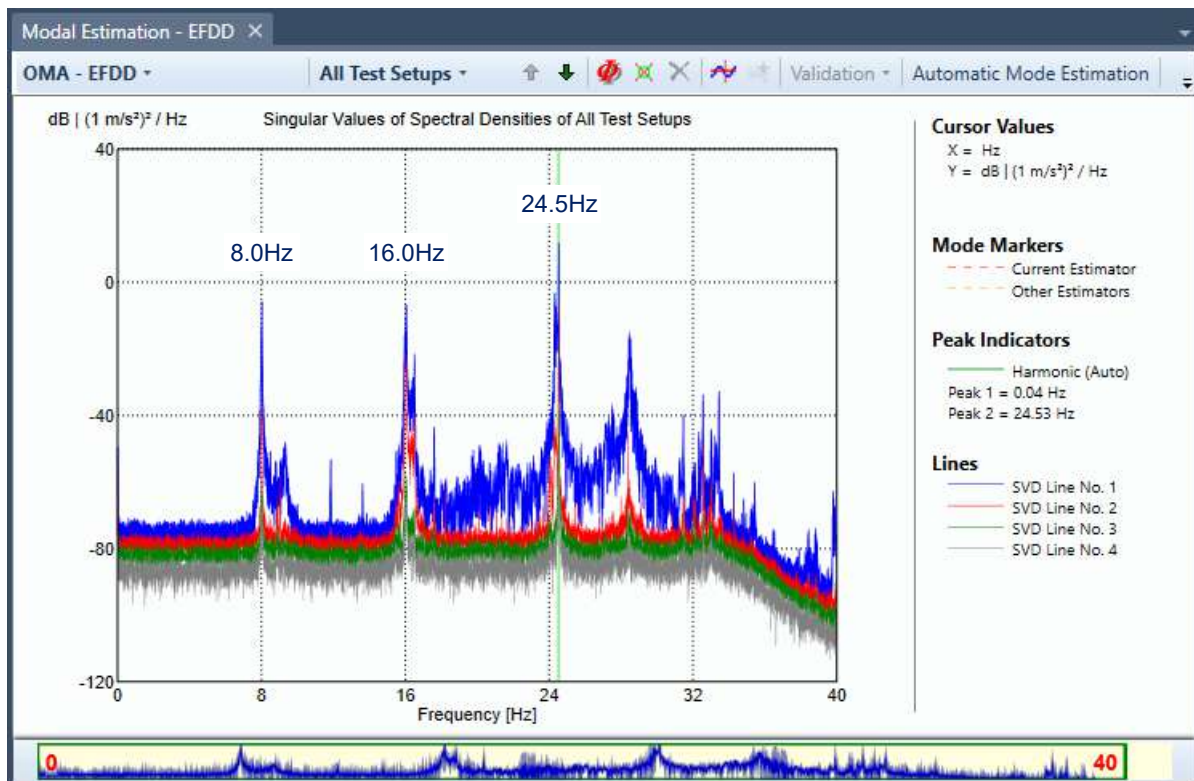
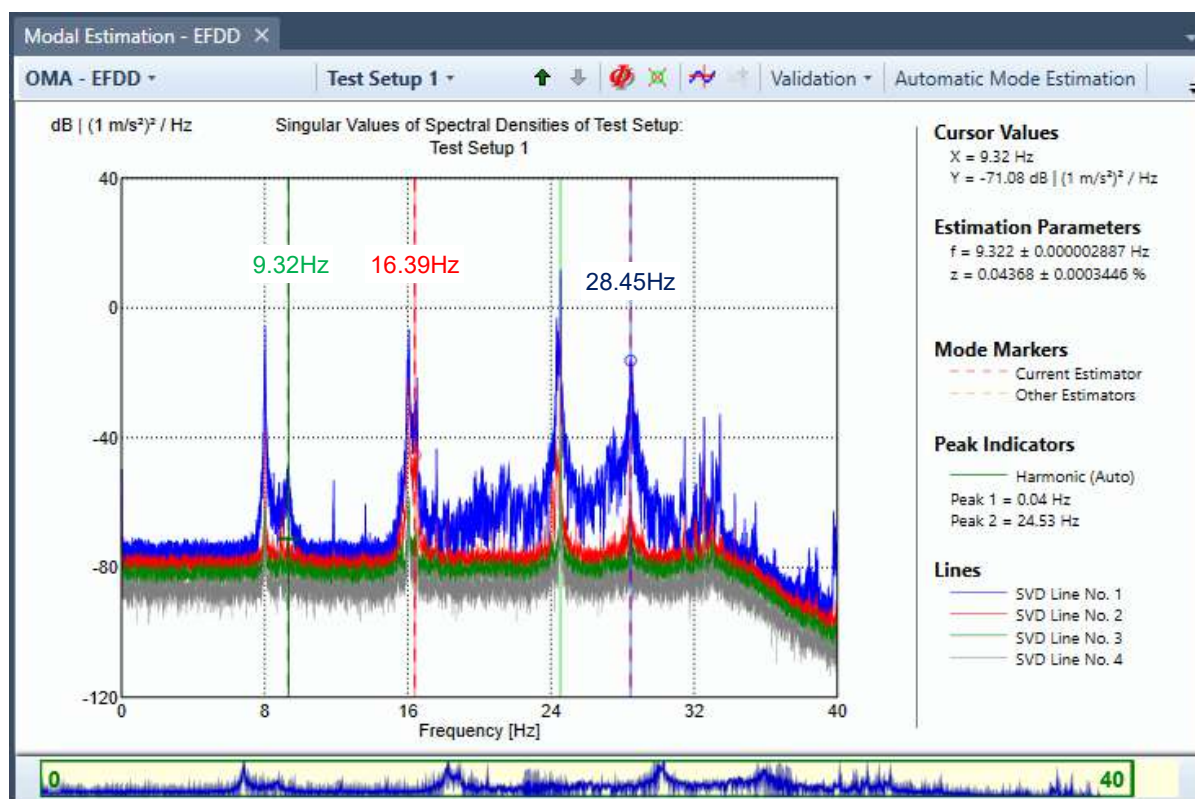


Figura 64

Frecuencias Naturales Identificadas en el Diagrama de Densidad Espectral.



Los modos de vibración y los factores de amortiguamiento correspondientes a las frecuencias naturales identificadas por el método EFDD se presentan en la Figura 65, y se resumen en la Tabla 42. Para verificar la correcta correlación entre los modos de vibración obtenidos experimentalmente, se presenta adicionalmente la matriz AutoMAC en la Figura 66.

Tabla 42

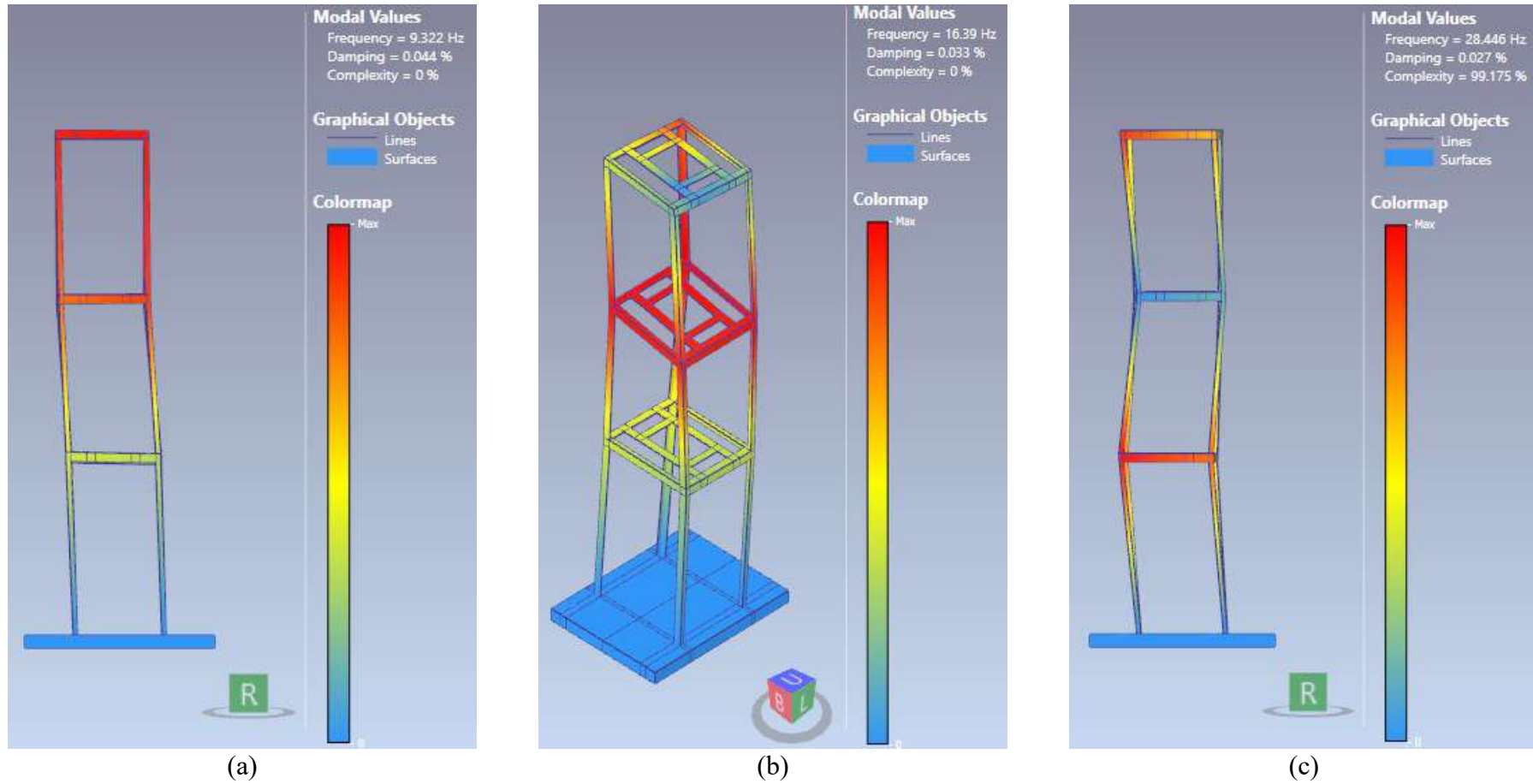
Frecuencias Naturales Identificadas y Factores Amortiguamiento - EFDD.

Frecuencia Natural [Hz]	Factor de Amortiguamiento [%]	Modo de Vibración
≈ 9.32	0.044%	Flexión Lateral
≈ 16.39	0.033%	Torsión Vertical
≈ 28.45	0.027%	Segunda Flexión Lateral

Nota. Solo se presentan las frecuencias naturales de interés del presente análisis.

Figura 65

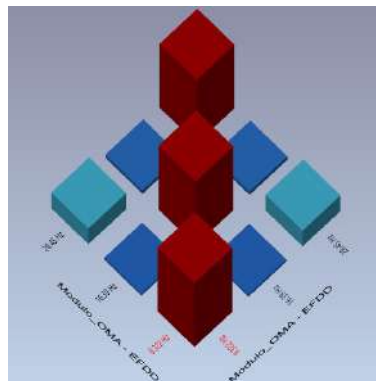
Modos de Vibración de las Frecuencias Naturales Identificadas - EFDD.



Nota. a) Frecuencia Natural de 9.32Hz – Modo de Flexión Lateral, b) Frecuencia Natural de 16.39Hz – Modo de Torsión Vertical, c) Frecuencia Natural de 28.45Hz – Modo de Segunda Flexión Lateral.

Figura 66

Matriz AutoMAC de los Modos de Vibración Obtenidos Experimentalmente.



Según (R. J. Allemang, 2003, p. 19), la matriz MAC se emplea para validar modelos modales experimentales así también para verificar la ortogonalidad entre los modos de vibración identificados. De manera particular se presenta la matriz AutoMAC, que según (Astigarraga, 2022, p. 31), permite analizar de manera cuantitativa los modos de vibración.

Los valores de la diagonal en la Tabla 43 son iguales a 1 debido a la auto comparación de los resultados obtenidos mediante el método EFDD. Por otro lado, la comparación entre los modos de la primera y segunda frecuencia natural da un valor de 0.03308 indicando que los modos son ortogonales. Mientras que, la comparación entre los modos de la primera y tercera frecuencia natural presenta un valor de 0.24940 que indica cierta correlación entre los modos.

Tabla 43

Valores Numéricos de la Matriz AutoMAC.

OMA -EFDD	9.322 Hz	16.390 Hz	28.446 Hz
9.322 Hz	1	0.03308	0.24940
16.390 Hz	0.03308	1	0.05545
28.446 Hz	0.24940	0.05545	1

Nota. Los valores numéricos son extraídos directamente del software *ARTEMIS Modal Pro* para la matriz MAC presentada en la Figura 66.

CAPITULO V

CÁLCULO DE PARÁMETROS MODALES Y RESPUESTA DINÁMICA POR EL ANÁLISIS MODAL CLÁSICO

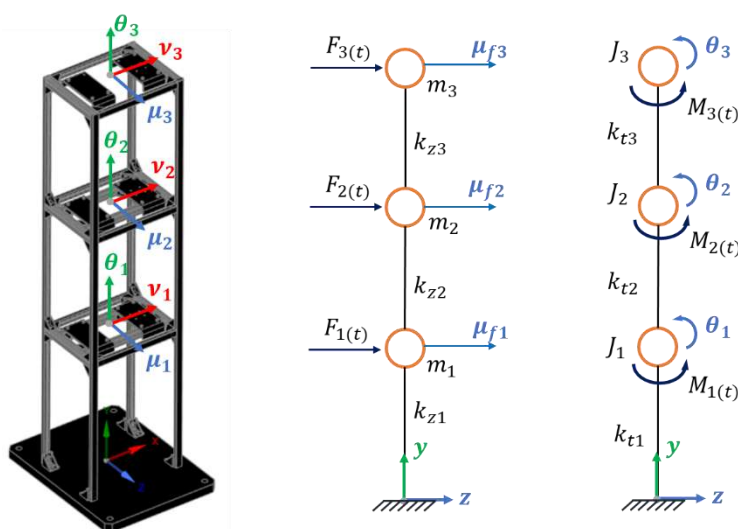
En el presente capítulo se determina los parámetros modales de: frecuencias naturales, modos de vibraciones, relaciones de amortiguamiento, masa de participación modal.

Y también la respuesta del sistema según el planteamiento de la investigación según sea el caso de estudio, descrito en los flujos de trabajo en el capítulo I Generalidades, como: desplazamientos de cada piso y velocidad de cada piso.

Las frecuencias de excitación actúan muy cerca a cada una de las frecuencias naturales del sistema. Dado el planteamiento, se estudia las tres primeras frecuencias naturales por su relevancia, estas corresponden a un modo de tipo flexión y torsión. Por lo tanto, el modelo conceptual del módulo se reduce a un modelo de 3GDL. Debido a la característica de simetría del plano de rigidez con respecto al centro de masa de cada nivel el cálculo de los parámetros dinámicos descritos líneas arriba se estima de manera separada para el movimiento traslacional y rotacional.

Figura 67

Modelo Conceptual del Módulo.



5.1 Cálculo de Frecuencias Naturales

Aquí se extiende el cálculo de las frecuencias naturales de acuerdo con nuestro modelo de 3GDL. Las matrices de rigidez y de masa se obtienen a partir del modelo planteado en la Figura 67, estas matrices se obtienen por (Rao, 2017, p. 606 - 608) para el movimiento traslacional.

Para nuestro caso $m_1 = m_2 = m_3 = m$ y $k_{z1} = k_{z2} = k_{z3} = k_z$, se tiene:

$$[K] = \begin{bmatrix} 2k_z & -k_z & 0 \\ -k_z & 2k_z & -k_z \\ 0 & -k_z & k_z \end{bmatrix} \text{ y } [M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix} \quad (75)$$

De manera alternativa empleando los comandos de *Matlab* como el $\text{eig}(K,M)$, o el $\text{roots}([a1 \ a2 \ a3])$ de la función polinómica que surge de la ecuación (9) obtenemos:

$$\begin{bmatrix} 2k_z - \omega_f^2 m & -k_z & 0 \\ -k_z & 2k_z - \omega_f^2 m & -k_z \\ 0 & -k_z & k_z - \omega_f^2 m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (76)$$

Si hacemos una igualdad de la siguiente manera se tiene una configuración más sencilla de resolver la función polinómica.

$$\bar{\omega}^2 = \frac{\omega_f^2}{k_z/m} \quad (77)$$

El arreglo con igualdad de $\bar{\omega}^2$ es:

$$k_z \begin{bmatrix} 2 - \bar{\omega}^2 & -1 & 0 \\ -1 & 2 - \bar{\omega}^2 & -1 \\ 0 & -1 & 1 - \bar{\omega}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \\ U_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (78)$$

Empleando la ecuación (10)

$$\det \begin{bmatrix} 2 - \bar{\omega}^2 & -1 & 0 \\ -1 & 2 - \bar{\omega}^2 & -1 \\ 0 & -1 & 1 - \bar{\omega}^2 \end{bmatrix} = 0 \quad (79)$$

Resolviendo la determinante se tiene:

$$-(\bar{\omega}^2)^3 + 5(\bar{\omega}^2)^2 - 6(\bar{\omega}^2)^1 + 1 = 0 \quad (80)$$

Aplicando el comando $roots([-1 \ 5 \ -6 \ 1])$ en *Matlab*, obtenemos: $\bar{\omega}^2 = 0.19806; 1.55496; 3.24697$. sustituyendo en la igualdad anterior, ecuación (77), las frecuencias naturales que corresponden al modelo 3GDL del sistema discreto equivalente a la flexión son:

$$\omega_{f1} = \sqrt{0.19806 \frac{k_z}{m}} = 0.44504 \sqrt{\frac{k_z}{m}} \quad (81)$$

$$\omega_{f2} = \sqrt{1.55496 \frac{k_z}{m}} = 1.24698 \sqrt{\frac{k_z}{m}} \quad (82)$$

$$\omega_{f3} = \sqrt{3.24697 \frac{k_z}{m}} = 1.80194 \sqrt{\frac{k_z}{m}} \quad (83)$$

La rigidez lateral en dirección z se determina con las ecuaciones que presenta (Chopra, 2024, p. 9) considerando la rigidez de la viga, y se expresa como:

$$k_z = \sum_{n^{\circ} c.} \frac{12EI_c}{h^3} \times \frac{12\rho + 1}{12\rho + 4} \quad (84)$$

Donde:

E : Modulo de elasticidad del material empleado, [GPa]

I_c : Momento de inercia de la columna en el eje de análisis, [m⁴]

h : Altura de las columnas hacia el eje neutro de la viga, [m]; y

ρ : Es la relación de la rigidez de la viga con la columna, y se expresa como

(Chopra, 2014, p. 10):

$$\rho = \frac{(EI_b/L)}{(2EI_c/h)} \quad (85)$$

Siendo L, la longitud de la viga y I_b , el momento de inercia de la viga en el eje de análisis. Obteniendo los datos por el proveedor del material y las dimensiones mostrados en los planos.

$$\rho = 5.6126 \rightarrow k_z = 5.3874 \times 10^4 \text{ N/m}$$

La masa equivalente (m) no solo es la masa del piso, sino se considera la masa efectiva de las columnas de aluminio, el cual es 13/35 (Rao, 2012) de la masa total de las 4 columnas. La masa total de las 4 columnas es de 1.563 kg extraído de por el software CAD *SpaceClaim* con la herramienta *Propiedades de Masa*, lo que significa que tenemos 0.521 kg por cada piso y su masa efectiva correspondiente es de 0.1932 kg. Resumiendo, la expresión para estimar calcular la masa equivalente de cada piso es:

$$m = m_{piso} + m_{ef,col} \quad (86)$$

Donde:

m_{piso} : Masa de piso, 3.012 kg (ver Figura 68).

$m_{ef,col}$: Masa efectiva de las columnas de cada piso, 0.1932 kg.

Bien, con esta información podemos estimar la masa equivalente de cada piso.

$$m = 3.205 \text{ kg.}$$

Sustituyendo los valores de la rigidez lateral en dirección z (k_z) y la masa equivalente (m), se tiene el resumen en la Tabla 44.

Figura 68

Masa del Piso Medida en Balanza Digital.



Nota: La masa de piso (izq.) es de 2924 g, también la medida del peso de la escuadra angular 20S28 que es de 22gr (der.)

Tabla 44

Frecuencias Naturales Para el Movimiento Traslacional.

#	Frecuencia	
w_{f1}	57.63 rad/s	9.17 Hz
w_{f2}	161.46 rad/s	25.70 Hz
w_{f3}	233.32 rad/s	37.13 Hz

Para el caso de la vibración torsional, empleamos el mismo procedimiento mostrado líneas arriba, se tiene la matriz de rigidez torsional y de momento de inercia de masa.

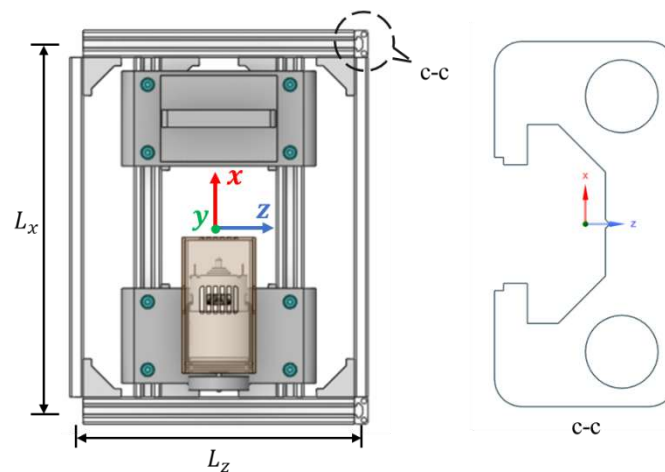
$$[K] = \begin{bmatrix} 2k_t & -k_t & 0 \\ -k_t & 2k_t & -k_t \\ 0 & -k_t & k_t \end{bmatrix} \text{ y } [M] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 \end{bmatrix} \quad (87)$$

La rigidez torsional (k_t) se deduce de las expresiones de (Chopra, 2014, p. 26) y (Katsikadelis, 2020, p. 88-89), para efectos de mejor entendimiento sobre los momentos de inercia y longitudes requeridas se tiene la Figura 69.

$$k_t = \frac{12EI_{xc}}{h^3} L_x^2 + \frac{3EI_{zc}}{h^3} L_z^2 \quad (88)$$

Figura 69

Esquema de la Vista Superior del Piso y Sección de la Columna.



Reemplazando los datos y dimensiones, que se encuentran en el plano “Disposición dimensional del módulo experimental” (Plano PG-02), en la expresión anterior se tiene que la rigidez torsional de cada piso es:

$$k_t = 1.6858 \times 10^3 \text{ N. m/rad}$$

Para conocer el valor del momento de inercia de masa de cada piso se obtiene de manera más precisa del modelo CAD en el software *SpaceClaim* con su herramienta llamada *Propiedades de Masa*. Dicho valor corresponde al eje vertical con 0.0284 kg.m^2 . Teniendo estos datos de rigidez torsional y momento de inercia de masa se puede calcular frecuencias naturales para el movimiento rotacional con las ecuaciones (81) a (83). Se emplea estas ecuaciones de manera semejante debido a que el proceso de obtención es el mismo. Por lo tanto, en resumen, se tiene las frecuencias naturales calculadas para este movimiento rotacional en la siguiente

Tabla 45.

5.2 Cálculo de Modos Normales

Los modos normales asociados a sus frecuencias naturales se determinan con la ecuación (11) y reemplazando tenemos el siguiente sistema de ecuaciones:

$$-U_2^j - U_1^j(\bar{w}^2_j - 2) = 0 \quad (89)$$

$$-U_1^j - U_3^j - U_2^j(\bar{w}^2_j - 2) = 0 \quad (90)$$

$$-U_2^j - U_3^j(\bar{w}^2_j - 1) = 0 \quad (91)$$

Tabla 45

Frecuencias Naturales Para el Movimiento Rotacional.

#	Frecuencia	
w_{t1}	108.29 rad/s	17.23 Hz
w_{t2}	303.42 rad/s	48.29 Hz
w_{t3}	438.45 rad/s	69.78 Hz

Sustituyendo para la primera frecuencia natural con $j = 1$, se tiene:

$$-U_2^1 - U_1^1(0.1981 - 2) = 0 \Rightarrow U_2^1 = 1.802 U_1^1 \quad (92)$$

$$-U_2^1 - U_3^1(0.1981 - 1) = 0 \Rightarrow U_3^1 = 1.247 U_2^1 = 2.247 U_1^1 \quad (93)$$

Entonces:

$$U^1 = \alpha_1 \begin{pmatrix} 1 \\ 1.802 \\ 2.247 \end{pmatrix}$$

Donde la escala normalizada con respecto a la masa, α_1 , se determina con la expresión de la ecuación (21).

$$\alpha_1 = \frac{1}{\sqrt{\begin{pmatrix} 1 \\ 1.802 \\ 2.247 \end{pmatrix}^T \begin{bmatrix} 3.205 & 0 & 0 \\ 0 & 3.205 & 0 \\ 0 & 0 & 3.205 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ 1.802 \\ 2.247 \end{pmatrix}}} = 0.18321$$

El primer modo natural normalizado o normal es:

$$U^1 = \begin{pmatrix} 0.18321 \\ 0.33013 \\ 0.41166 \end{pmatrix}$$

De forma similar se tiene para las dos frecuencias naturales, es decir, $j = 1, 2$.

$$U^2 = \begin{pmatrix} 0.41166 \\ 0.18321 \\ -0.33013 \end{pmatrix}$$

$$U^3 = \begin{pmatrix} 0.33013 \\ -0.41166 \\ 0.18321 \end{pmatrix}$$

Una vez calculado se esquematiza en el plano de análisis para una mejor visualización, estos modos normales se muestran en la

Figura 70.

Ahora, se aplica de manera similar el mismo procedimiento para el cálculo de modos de vibración torsional. Tenemos el sistema de ecuaciones:

$$-\Theta_2^j - \Theta_1^j(\bar{w}^2_j - 2) = 0 \quad (94)$$

$$-\Theta_1^j - \Theta_3^j - \Theta_2^j(\bar{w}^2_j - 2) = 0 \quad (95)$$

$$-\Theta_2^j - \Theta_3^j(\bar{w}^2_j - 1) = 0 \quad (96)$$

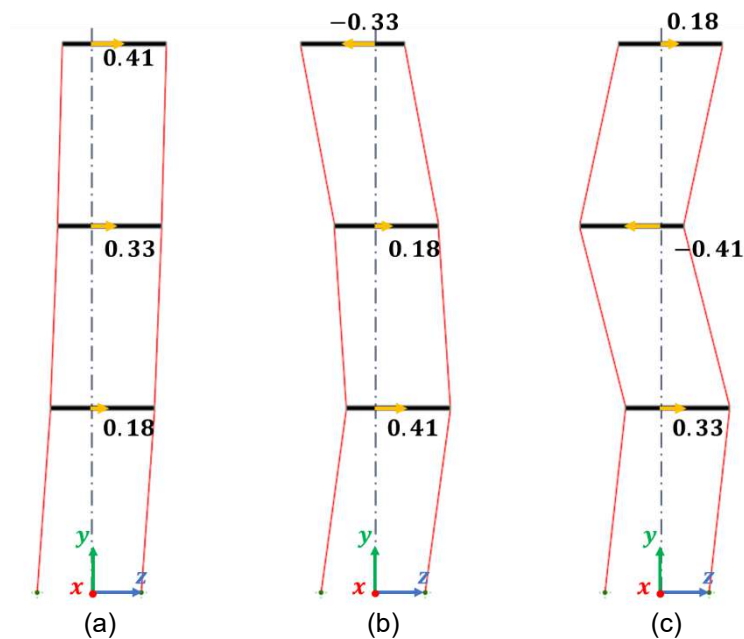
Para ello también se calcula la escala normalizada con respecto a la matriz de momento de inercia de masa.

$$\alpha_1 = \frac{1}{\sqrt{\begin{Bmatrix} 1 \\ 1.802 \\ 2.247 \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} 0.0284 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0284 & 0 \\ 0 & 0 & 0.0284 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1.802 \\ 2.247 \end{Bmatrix}}} = 1.9462$$

Con este valor, reemplazando tenemos los modos naturales normalizados para sus tres frecuencias naturales. Los modos se representan en la

Figura 70

Modos Normales de Flexión en Dirección Horizontal.



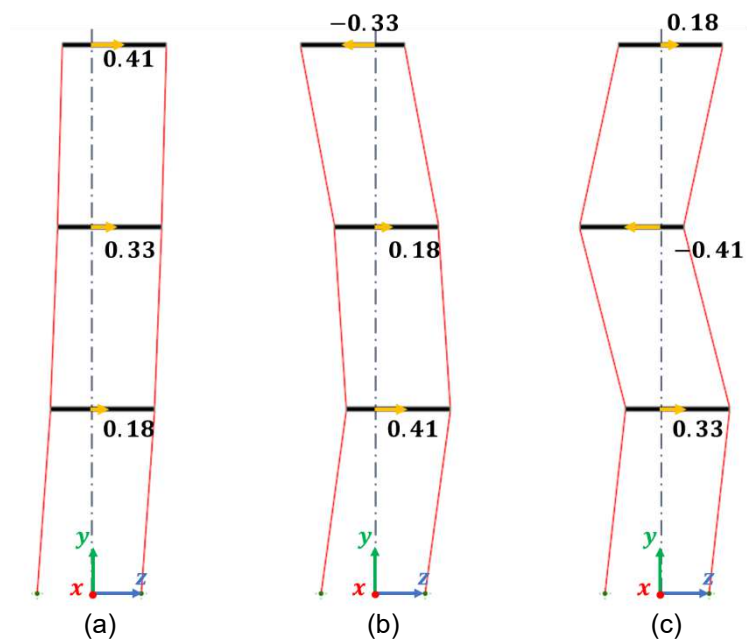
Nota. a) Primer modo normal de tipo flexión, b) Segundo modo normal de tipo flexión y c) Tercer modo normal de tipo flexión.

Figura 71.

$$\theta^1 = \begin{Bmatrix} 1.9462 \\ 3.507 \\ 4.3731 \end{Bmatrix}, \theta^2 = \begin{Bmatrix} 4.3731 \\ 1.9462 \\ -3.507 \end{Bmatrix}, \theta^3 = \begin{Bmatrix} 3.507 \\ -4.3731 \\ 1.9462 \end{Bmatrix}$$

Figura 70

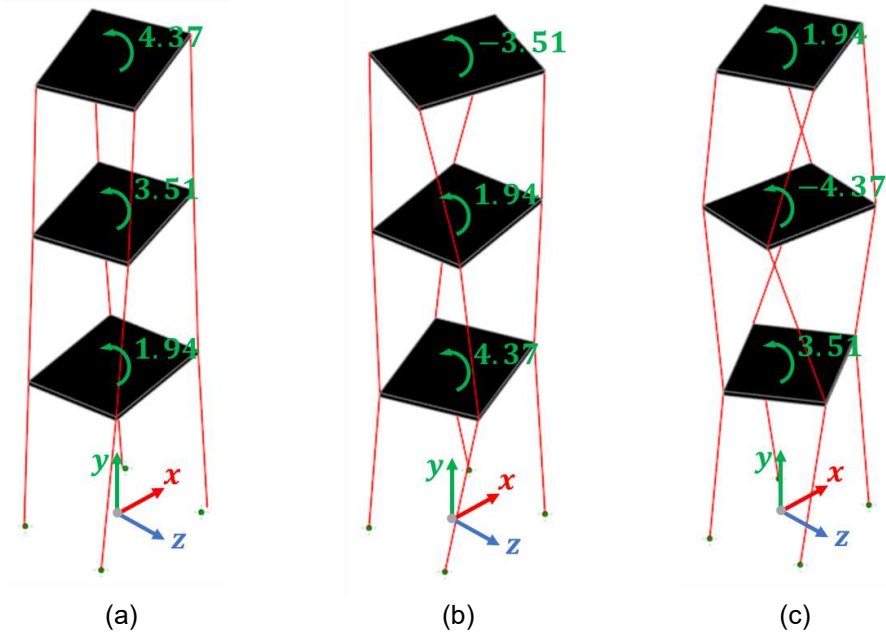
Modos Normales de Flexión en Dirección Horizontal.



Nota. a) Primer modo normal de tipo flexión, b) Segundo modo normal de tipo flexión y c) Tercer modo normal de tipo flexión.

Figura 71

Modos Normales de Torsión en Dirección Vertical.



Nota. a) Primer modo normal torsional, b) Segundo modo normal torsional y c) Tercer modo normal torsional.

5.3 Cálculo de Masa Participativa

De manera adicional calcular el porcentaje de participación modal, extraído por (ANSYS Inc., 2020), es importante tenerlo en cuenta con fin de saber la contribución de cada modo en el marco del modelo conceptual planteado.

$$\gamma_i^U = [U]^T [M] \{D\} \quad (97)$$

Reemplazando en la ecuación anterior, obtenemos:

$$\gamma_i^U = \begin{bmatrix} 0.18321 & 0.41166 & 0.33013 \\ 0.33013 & 0.18321 & -0.41166 \\ 0.41166 & -0.33013 & 0.18321 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} 3.205 & 0 & 0 \\ 0 & 3.205 & 0 \\ 0 & 0 & 3.205 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

$$\gamma_i^U = \begin{Bmatrix} 2.9646 \\ 0.84849 \\ 0.32586 \end{Bmatrix} \rightarrow M_{e,U} = (\gamma_i^U)^2 = \begin{Bmatrix} 8.79 \\ 0.72 \\ 0.11 \end{Bmatrix} kg \rightarrow PM_{\%,U} = \begin{Bmatrix} 91.41 \\ 7.49 \\ 1.10 \end{Bmatrix} \%$$

Con los valores de la masa efectiva de cada modo y el total de la masa del sistema se puede obtener la participación modal que contribuye cada modo.

De la misma manera tenemos para la vibración torsional:

$$\gamma_i^\ominus = [\Theta]^T [M] \{D\}, M_{e,\ominus} = (\gamma_i^\ominus)^2 \quad (98)$$

$$M_{e,\ominus} = \begin{Bmatrix} 0.078 \\ 0.0064 \\ 0.00094 \end{Bmatrix} kg \cdot m^2, PM_{\%,\ominus} = \begin{Bmatrix} 91.408 \\ 7.488 \\ 1.104 \end{Bmatrix} \%$$

El porcentaje de participación modal en la vibración lateral y torsional son las mismas debido a que se tratan de una configuración semejante el uno al otro.

5.4 Cálculo de los Coeficientes de Rayleigh

Previo a calcular a la respuesta dinámica del sistema, calculamos las fracciones de amortiguamiento para los modos de flexión y de torsión restantes a los ya cálculos de manera experimental, para ello se debe calcular primero los coeficientes de Rayleigh. Las fracciones de amortiguamiento estimadas del OMA (ver Capítulo IV) de la Tabla 42.

Se emplea la ecuación (33) para el cálculo de α y β con las primeras frecuencias naturales (en rad/s) estimados por el OMA.

$$\frac{1}{2} \times 2\pi \begin{bmatrix} 1/(2\pi \times 9.32) & 2\pi \times 9.32 \\ 1/(2\pi \times 16.39) & 2\pi \times 16.39 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.044 \\ 0.033 \end{Bmatrix}$$

Resolviendo tenemos:

$$\alpha = 0.0436$$

$$\beta = 2.29 \times 10^{-6}$$

Ahora, para las fracciones de amortiguamiento de los modos faltantes a determinar se emplea la ecuación (32) tanto para la componente de flexión y de torsión se resumen en la Tabla 46.

$$\xi_i = \frac{\alpha}{2} \frac{1}{\omega_i} + \frac{\beta}{2} \omega_i$$

Tabla 46

Resumen de la Estimación de las Fracciones de Amortiguamiento.

Componente	Fracción de Amortiguamiento	Valor [%]
------------	-----------------------------	-----------

Flexión	ξ_{f3}	0.036
	ξ_{t2}	0.042
Torsional	ξ_{t3}	0.055

5.5 Cálculo de la Respuesta Dinámica Con Una Sola Fuente de Excitación

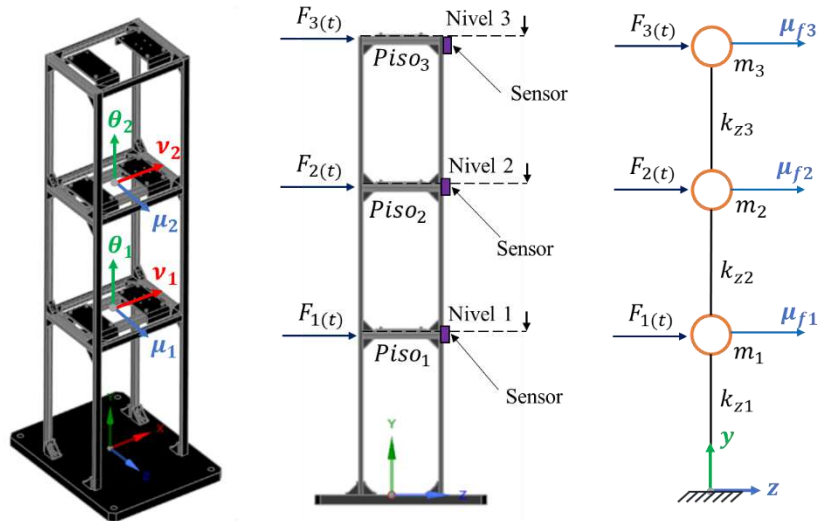
Como se ha planteado realizar un trabajo experimental cuando el sistema es perturbado por una sola fuente de excitación que varía en cada nivel del módulo a tres frecuencias de excitación muy cercanas a sus tres frecuencias naturales empleando un factor de estudio de 1.15. En este apartado se desarrolla el cálculo de la respuesta del sistema, especialmente la velocidad de cada piso en función del tiempo debido a que este parámetro es la variable de respuesta observada por el trabajo experimental, en el capítulo VII se realiza la comparativa de estas respuestas sobre el enfoque de la simulación y experimental.

Es importante notar la respuesta total está compuesta por el movimiento traslacional y rotacional, es decir, la respuesta para las fuerzas de desbalance en dirección horizontal generadas por el motor y su masa de desbalance se calcula de manera independiente y se esquematiza en la siguiente figura.

Estas fuerzas de desbalance generan un momento sobre el centro de masa del piso en el que la fuente de excitación este ubicada, y su respuesta se calcula de manera semejante con el cálculo del movimiento traslacional, la Figura 72 muestra el esquema que representa el último piso del módulo cuando este está sometido a un momento de carácter armónico en su centro de masa donde su efecto sobre este es una rotación en dirección en el eje vertical.

Figura 72

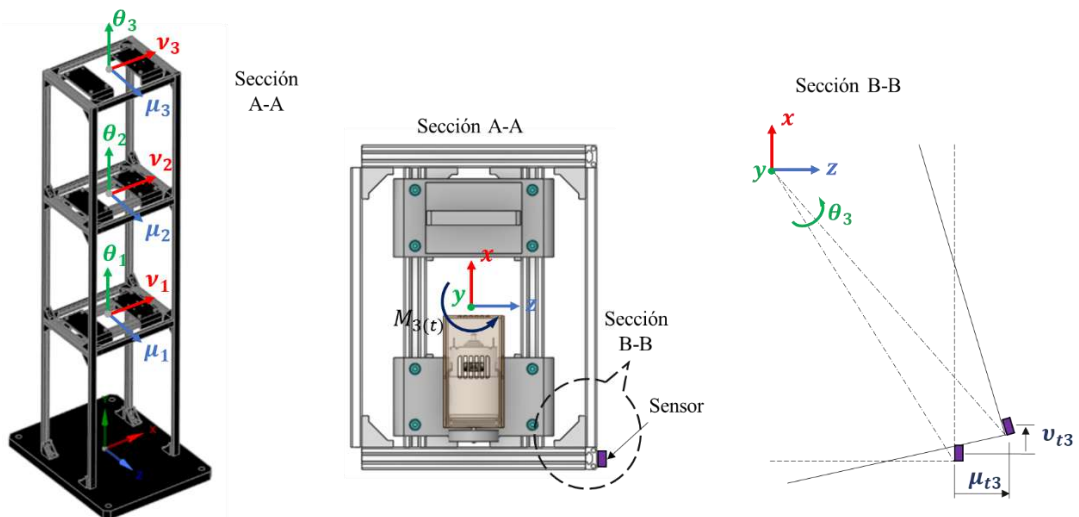
Esquema de la Modelización de la Respuesta Traslacional del Sistema.



Nota: Los sensores fueron ubicados en cada nivel en la línea media de la viga de cada piso para su registro de movimiento.

Figura 73

Esquema del Movimiento Rotacional del Piso Cuando se Somete a Un Momento.



Nota: Para poder comparar el cálculo de la repuesta se ha decidido colocar el sensor en la línea media de la viga del extremo del piso al lado derecho del motor DC.

La respuesta en este caso naturalmente corresponde a una rotación medido en radianes (θ_3) sin embargo, para tener una respuesta en términos de desplazamiento (μ_{t3}) para rotaciones pequeñas se emplea la ecuación (99).

$$\mu_{t3} = \left(\frac{L_x}{2}\right) \theta_3 \quad (99)$$

La expresión se emplea para todos los pisos, donde L_x es la longitud de las líneas medias del lado mayor del piso (ver Figura 51). Dicho esto, la respuesta rotacional en radianes se expresa en desplazamientos como se muestra de manera esquemática en la Figura 74.

En resumen, la respuesta total se compone de la siguiente manera:

$$u_{total} = u_f + u_t \rightarrow v_{total} = \dot{u}_f + \dot{u}_t \quad (100)$$

donde u_f es la componente lateral – flexión, [mm], u_t la componente rotacional – torsional, [mm], y v_{total} la suma de las derivadas de desplazamiento de ambas componentes, [mm/s]

La Tabla 47 muestra en orden y de manera resumida las expresiones para el cálculo de la respuesta total del sistema frente a una frecuencia y ubicación de la fuente de excitación.

Figura 74

Esquema de la Modelización de la Respuesta Rotacional del Sistema.

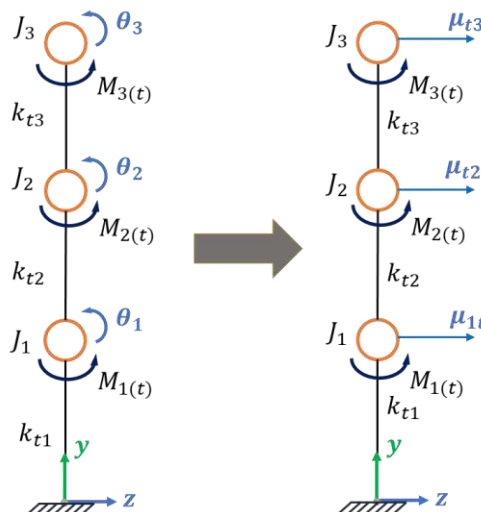


Tabla 47

Resumen de Expresiones Para el Cálculo de la Respuesta Total del Sistema.

Componente lateral – flexión	Componente rotacional – torsional
$Q_{fi}(t) = \phi_f^T \{F(t)\}$	$Q_{ti}(t) = \phi_t^T \{M(t)\}, M = F(t) \times d$
$r_f = \frac{\omega}{\omega_{fi}}$	$r_t = \frac{\omega}{\omega_{ti}}$
$q_{i0} = \frac{Q_{fi0}}{\omega_{fi}^2} \frac{1}{\sqrt{\{1 - r_f^2\}^2 + (2\xi_{fi} \times r_f)^2}}$	$q_{i0} = \frac{Q_{ti0}}{\omega_{ti}^2} \frac{1}{\sqrt{\{1 - r_t^2\}^2 + (2\xi_{ti} \times r_t)^2}}$
$\phi_i = \tan^{-1} \left(\frac{2\xi_{fi} \times r_f}{1 - r_f^2} \right)$	$\phi_i = \tan^{-1} \left(\frac{2\xi_{ti} \times r_t}{1 - r_t^2} \right)$
$q_{fi} = q_{i0} \cos(\omega t - \phi_i)$	$q_{ti} = q_{i0} \cos(\omega t - \phi_i)$
$u_{fi} = \phi_f \times q_{fi}$	$u_{ti} = \left(\frac{L_x}{2} \right) \times \phi_t \times q_{ti}$

Siendo la fuerza de desbalance, $F(t)$; y la frecuencia de excitación del motor, ω .

$$F(t) = e \times m_d \times \omega^2 \cos(\omega t) \wedge \omega = f_e \times \omega_j \quad (101)$$

Para los casos de estudio del primer experimento, con una sola fuente de excitación, se tiene en la tabla siguiente los parámetros que permanecerán constantes en los cálculos de las respuestas de cada nivel tanto en su desplazamiento y velocidad.

Tabla 48

Parámetros Constantes en el Cálculo de Respuesta Dinámica del Sistema

Frecuencia natural (ω_j)	Factor de estudio (f_e)	Frecuencia de excitación (ω)	Fuerza de desbalance (F_{oi})	Momento de desbalance (M_{oi})
$\omega_{f1} = 9.17$ Hz	1.15	10.55 Hz (66.25 rad/s)	2.178 N	0.25 Nm
$\omega_{t1} = 17.23$ Hz	1.15	19.81 Hz (124.49 rad/s)	7.691 N	0.88 Nm
$\omega_{f2} = 25.70$ Hz	1.15	29.55 Hz (185.67 rad/s)	17.1 N	1.97 Nm

5.5.1 Cálculo de la respuesta para el primer caso de estudio ($F_1 = F_2 = 0, F_3 = F_{o3}$)

De acuerdo con las ecuaciones presentadas se desarrolla para el primer caso de estudio donde la fuente de excitación se ubica en el tercer nivel. Tomando en cuenta los factores de amortiguamiento de los modos de flexión y torsión, tenemos la respuesta en desplazamiento y velocidad de cada nivel. Según la Tabla 49, para la frecuencia de $\omega = 10.55 \text{ Hz}$ ($66.25 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$) de estudio se genera un cuadro adicional (ver Tabla 49) donde se calcula la relación de frecuencias tanto para la componente de los modos de flexión y torsión.

El valor de la magnitud de la fuerza y por tanto el momento generado por la masa desbalanceada están dadas por la Tabla 48, por consiguiente, en este caso de estudio el vector de fuerza y momento se aplica en el tercer nivel y se muestra como:

$$F_{o3} = 2.178 \text{ N} \rightarrow F_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2.178 \end{bmatrix} \cos(66.25t) \quad (102)$$

$$M_{o3} = 0.25 \text{ Nm} \rightarrow M_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0.25 \end{bmatrix} \cos(66.25t) \quad (103)$$

Con la matriz de fuerza y momento de excitación sobre el sistema y siguiendo el procedimiento de la Tabla 47 tenemos la respuesta total graficado en sus desplazamiento y velocidades superpuesta en un mismo *subplot* para una visualización conveniente, ver Figura 75.

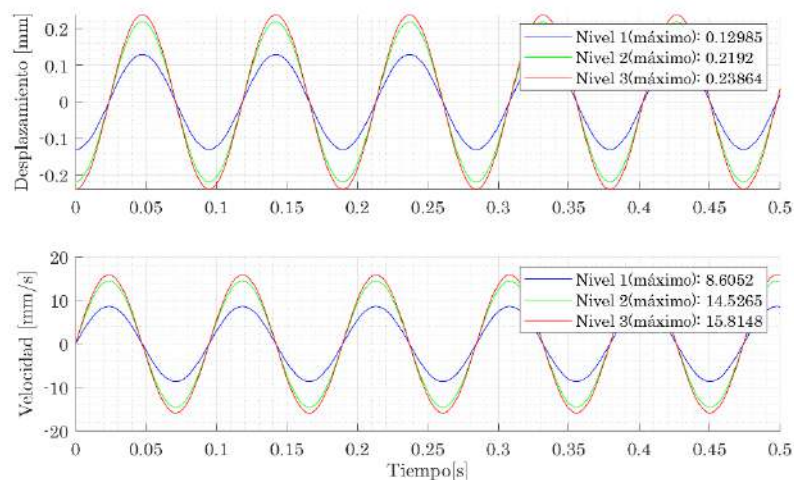
Tabla 49

Cálculo de Relaciones de Frecuencias Para 10.55 Hz.

Componente	Relación de frecuencias para una frecuencia de excitación de $\omega = 10.55 \text{ Hz} \left(66.25 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$
Flexión	$\omega_{f1} = 9.17 \text{ Hz} \rightarrow r_1 = 1.15$
	$\omega_{f2} = 25.70 \text{ Hz} \rightarrow r_2 = 0.41$
	$\omega_{f3} = 37.13 \text{ Hz} \rightarrow r_2 = 0.28$
Torsión	$\omega_{t1} = 17.23 \text{ Hz} \rightarrow r_1 = 0.61$
	$\omega_{t2} = 48.29 \text{ Hz} \rightarrow r_2 = 0.22$
	$\omega_{t3} = 69.78 \text{ Hz} \rightarrow r_3 = 0.15$

Figura 75

Respuesta Total del Sistema a 10.55 Hz Ubicada en el Tercer Nivel.



Siguiendo el mismo procedimiento, tenemos para la frecuencia de excitación de $\omega = 19.81 \text{ Hz} \left(124.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$. Así mismo, también se tiene la Tabla 50 donde se calcula las relaciones de frecuencias para esta nueva frecuencia de excitación.

Tabla 50*Cálculo de Relaciones de Frecuencias Para 19.81 Hz.*

Componente	Relación de frecuencias para una frecuencia de excitación de $\omega = 19.81 \text{ Hz} \left(124.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$
Flexión	$\omega_{f1} = 9.17 \text{ Hz} \rightarrow r_1 = 2.16$
	$\omega_{f2} = 25.70 \text{ Hz} \rightarrow r_2 = 0.77$
	$\omega_{f3} = 37.13 \text{ Hz} \rightarrow r_2 = 0.53$
Torsión	$\omega_{t1} = 17.23 \text{ Hz} \rightarrow r_1 = 1.15$
	$\omega_{t2} = 48.29 \text{ Hz} \rightarrow r_2 = 0.41$
	$\omega_{t3} = 69.78 \text{ Hz} \rightarrow r_3 = 0.28$

La fuerza y momento provocado por esta frecuencia de excitación se extrae de la Tabla 48, por lo tanto, en forma matriz columna se tiene como sigue:

$$F_{o3} = 7.691 \text{ N} \rightarrow F_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 7.691 \end{bmatrix} \cos(124.49t) \quad (104)$$

$$M_{o3} = 0.88 \text{ Nm} \rightarrow M_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0.88 \end{bmatrix} \cos(124.49t) \quad (105)$$

Con estos datos importantes de parámetros y el desarrollo de las ecuaciones de la Tabla 47 se grafica la respuesta del sistema, como se ve en la Figura 76.

Para la tercera frecuencia de excitación, $\omega = 29.55 \text{ Hz} \left(185.67 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$, y siguiendo el procedimiento anterior, tenemos la tabla de relaciones de frecuencias para esta frecuencia de excitación.

Figura 76

Respuesta Total del Sistema a 19.81 Hz Ubicada en el Tercer Nivel.

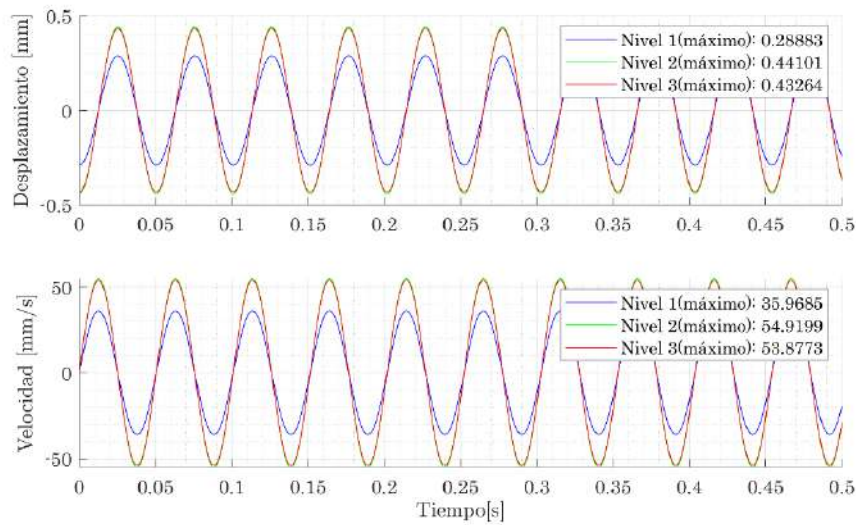


Tabla 51

Cálculo de Relaciones de Frecuencias Para 29.55 Hz.

Componente	Relación de frecuencias para una frecuencia de excitación de $\omega = 29.55 \text{ Hz} \left(185.67 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$
Flexión	$\omega_{f1} = 9.17 \text{ Hz} \rightarrow r_1 = 3.22$
	$\omega_{f2} = 25.70 \text{ Hz} \rightarrow r_2 = 1.15$
	$\omega_{f3} = 37.13 \text{ Hz} \rightarrow r_2 = 0.79$
Torsión	$\omega_{t1} = 17.23 \text{ Hz} \rightarrow r_1 = 1.71$
	$\omega_{t2} = 48.29 \text{ Hz} \rightarrow r_2 = 0.61$
	$\omega_{t3} = 69.78 \text{ Hz} \rightarrow r_3 = 0.42$

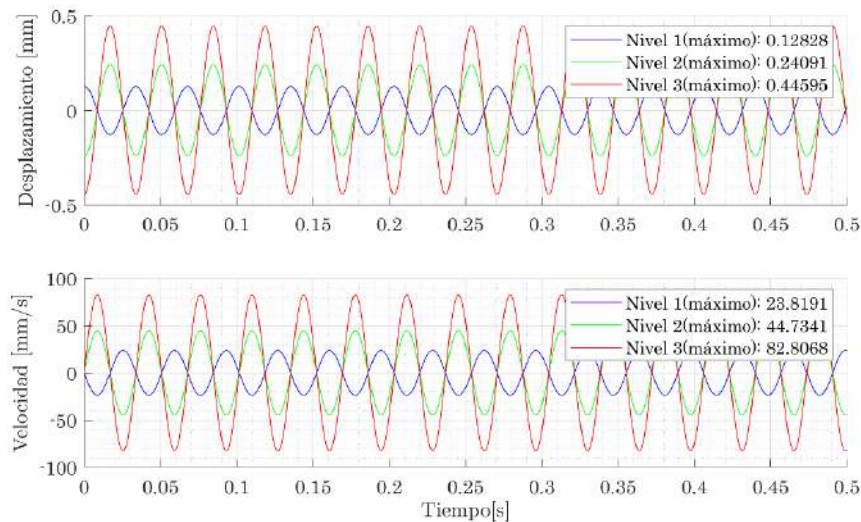
Las cargas generadas se extraen de la tabla para el cálculo de la respuesta del sistema y se muestran en la Figura 77.

$$F_{03} = 17.143 \text{ N} \rightarrow F_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 17.143 \end{bmatrix} \cos(185.67t) \quad (106)$$

$$M_{03} = 1.97 \text{ Nm} \rightarrow M_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1.97 \end{bmatrix} \cos(185.67t) \quad (107)$$

Figura 77

Respuesta Total del Sistema a 29.55 Hz Ubicada en el Tercer Nivel.



5.5.2 Cálculo de la respuesta para el segundo caso de estudio

$$(F_1 = 0, F_2 = F_{o2}, F_3 = 0)$$

En este caso de estudio la fuente de excitación se ubica en el segundo nivel del módulo. Aquí se repite el procedimiento de cálculo de la respuesta del sistema empleando las ecuaciones de la Tabla 47.

Empezando con la primera frecuencia de excitación definida en la tabla # (resumen de parámetros constantes) de $\omega = 10.55 \text{ Hz}$ ($66.25 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$) ubicada en el segundo nivel del módulo por tanto la matriz columna de la fuerza y momento tienen la forma:

$$F_{o2} = 2.178 \text{ N} \rightarrow F_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 2.178 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(66.25t)$$

$$M_{o2} = 0.25 \text{ N} \rightarrow M_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.25 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(66.25t)$$

La respuesta de desplazamiento y velocidades para esta primera frecuencia de excitación se visualiza en la Figura 78.

Para nuestra segunda frecuencia de excitación de estudio de $\omega = 19.81 \text{ Hz}$ ($124.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$) y sus matrices de fuerza y momento son:

$$F_{o2} = 7.691 \text{ N} \rightarrow F_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 7.691 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(124.49t)$$

$$M_{o2} = 0.88 \text{ Nm} \rightarrow M_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.88 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(124.49t)$$

Su respuesta de desplazamiento y velocidad para esta frecuencia de excitación se muestra en la Figura 79.

Figura 78

Respuesta Total del Sistema a 10.55 Hz Ubicada en el Segundo Nivel.

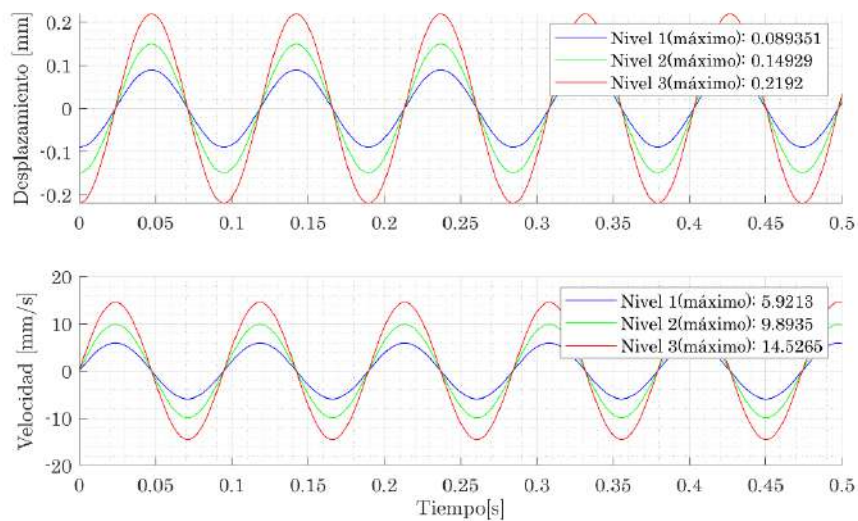
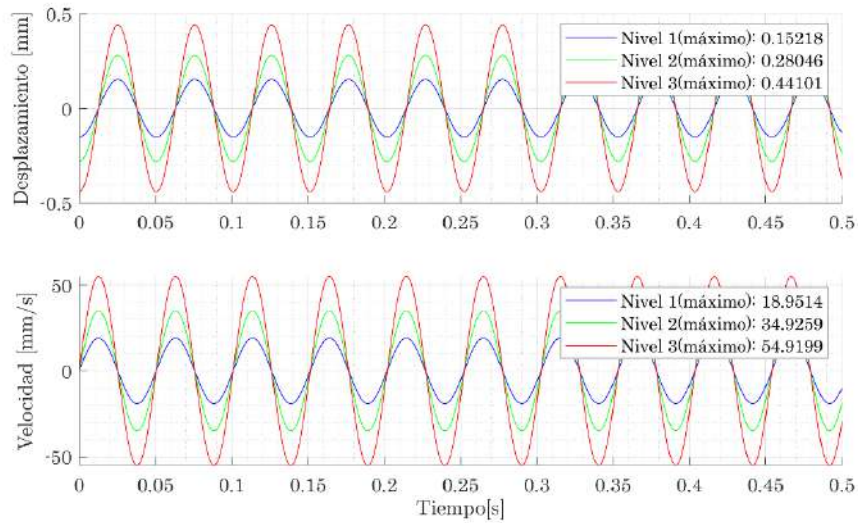


Figura 79

Respuesta Total del Sistema a 19.81 Hz Ubicada en el Segundo Nivel.



Finalmente, para nuestra tercera frecuencia de excitación de estudio de $\omega = 29.55 \text{ Hz}$ ($185.67 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$) y sus matrices de fuerza y momento son:

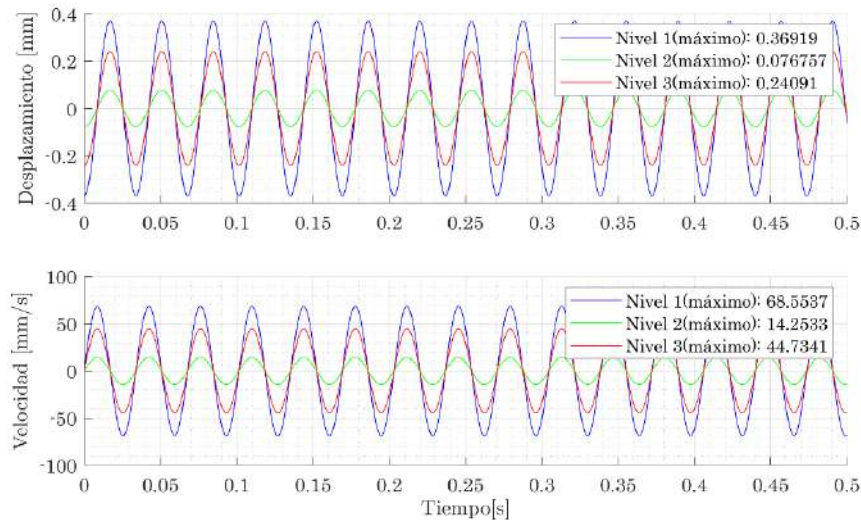
$$F_{o2} = 17.143 \text{ N} \rightarrow F_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 17.143 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(185.67t) \quad (108)$$

$$M_{o2} = 1.97 \text{ Nm} \rightarrow M_{(t)} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1.97 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(185.67t) \quad (109)$$

Su respuesta de desplazamiento y velocidad para esta tercera frecuencia de excitación se muestra en la Figura 80.

Figura 80

Respuesta Total del Sistema a 29.55 Hz Ubicada en el Segundo Nivel.



5.5.3 Cálculo de la respuesta para el tercer caso de estudio ($F_1 = F_{o1}, F_2 = F_3 = 0$)

En este último caso de estudio del primer experimento, la fuente de excitación se ubica en el primer nivel del módulo. Aquí se repite el procedimiento de cálculo de la respuesta del sistema como en los anteriores casos de estudio.

Empezando con la primera frecuencia de excitación definida de $\omega = 10.55 \text{ Hz}$ ($66.25 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$) ubicada en el primer nivel del módulo por tanto la matriz columna de la fuerza y momento tienen la forma:

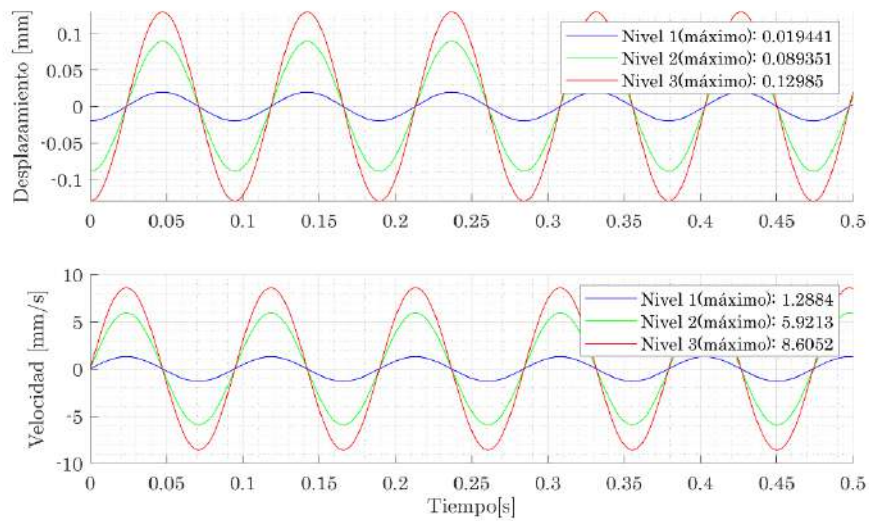
$$F_{o1} = 2.178 \text{ N} \rightarrow F_{(t)} = \begin{bmatrix} 2.178 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(66.25t) \quad (110)$$

$$M_{o1} = 0.25 \text{ N} \rightarrow M_{(t)} = \begin{bmatrix} 0.25 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(66.25t) \quad (111)$$

La respuesta de desplazamiento y velocidades para esta primera frecuencia de excitación es:

Figura 81

Respuesta Total del Sistema a 10.55 Hz Ubicada en el Primer Nivel.



Para nuestra segunda frecuencia de excitación de estudio de $\omega = 19.81 \text{ Hz}$ ($124.49 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$) y sus matrices de fuerza y momento son:

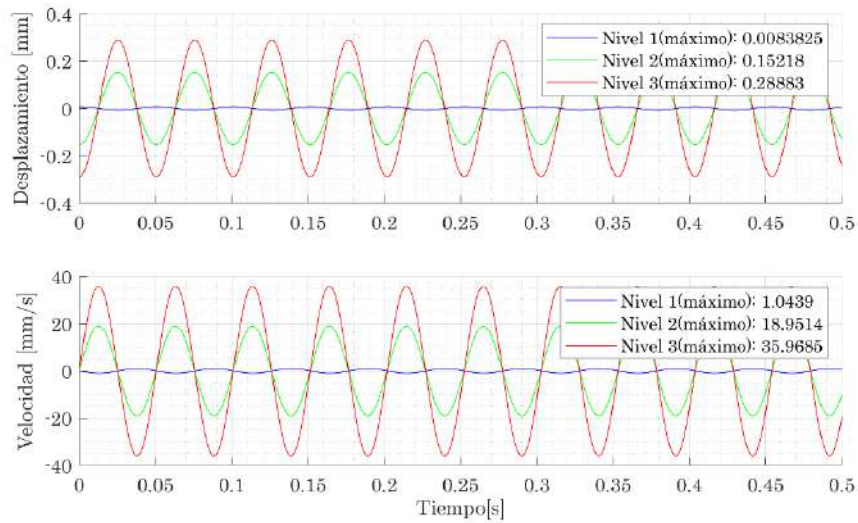
$$F_{o1} = 7.691 \text{ N} \rightarrow F_{(t)} = \begin{bmatrix} 7.691 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(124.49t) \quad (112)$$

$$M_{o1} = 0.88 \text{ Nm} \rightarrow M_{(t)} = \begin{bmatrix} 0.88 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(124.49t) \quad (113)$$

Su respuesta de desplazamiento y velocidad para esta frecuencia de excitación se muestra a continuación:

Figura 82

Respuesta Total del Sistema a 19.81 Hz Ubicada en el Primer Nivel.



Finalmente, para nuestra tercera frecuencia de excitación de estudio de $\omega = 29.55 \text{ Hz}$ ($185.67 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$) y sus matrices de fuerza y momento son:

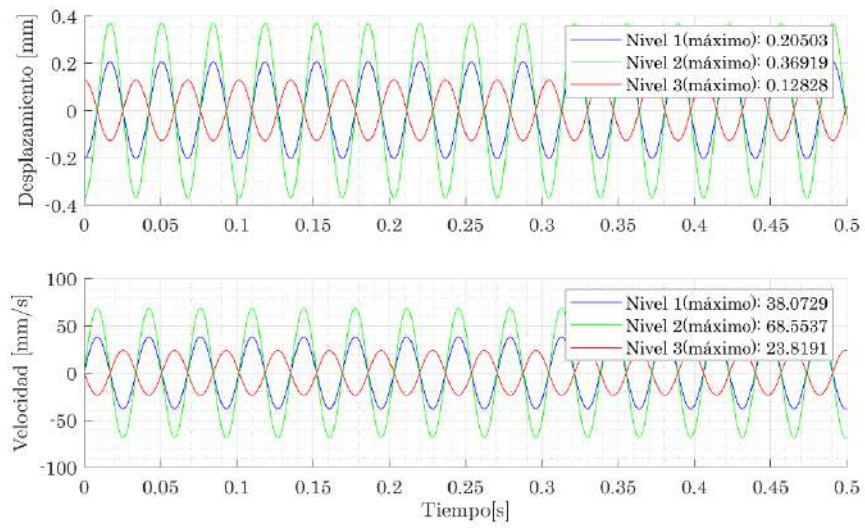
$$F_{o1} = 17.143 \text{ N} \rightarrow F_{(t)} = \begin{bmatrix} 17.143 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(185.67t) \quad (114)$$

$$M_{o1} = 1.97 \text{ Nm} \rightarrow M_{(t)} = \begin{bmatrix} 1.97 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos(185.67t) \quad (115)$$

Su respuesta de desplazamiento y velocidad para esta tercera frecuencia de excitación se muestra a continuación:

Figura 83

Respuesta Total del Sistema a 29.55 Hz Ubicada en el Primer Nivel.



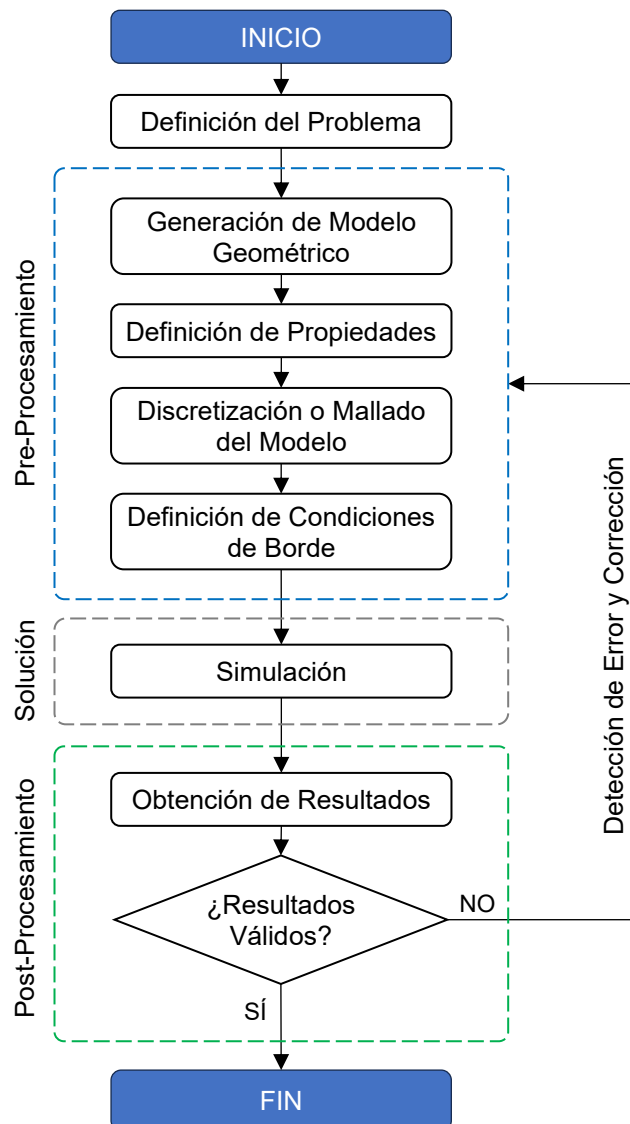
CAPITULO VI

SIMULACIÓN COMPUTACIONAL PARA DETERMINAR LOS PARÁMETROS MODALES Y RESPUESTA DINÁMICA

En el presente capítulo se determina los parámetros modales y la respuesta dinámica del módulo mediante el método de los elementos finitos. Para tal efecto se emplea el software *Ansys 2019 R1*, específicamente los sistemas de análisis: *Modal*, *Harmonic Response* y *Transient Structural* de *Ansys Mechanical*.

Figura 84

Etapas de la Simulación Computacional.



El desarrollo de cada análisis se realiza según el flujograma presentado en la Figura 84, el proceso inicia con la definición del problema, posteriormente se desarrollan las etapas de preprocesamiento, solución y post procesamiento.

La **etapa de preprocesamiento** aborda la generación del modelo geométrico, elaborado en el modelador *SpaceClaim*, la discretización o mallado del modelo y la definición de las propiedades de los materiales y condiciones de borde.

En la **etapa de solución** el software de elementos finitos resuelve el sistema de ecuaciones generados a partir del modelo discretizado y las condiciones de borde aplicadas en el análisis, determinado así las incógnitas a través de diversos algoritmos de solución.

La **etapa de post procesamiento** toma los resultados obtenidos en la etapa de solución y los presenta gráficamente para su análisis y evaluación, típicamente genera reportes, gráficos, tablas, entre otros, para destacar la información cualitativa y cuantitativa de la solución.

La **validación** de los resultados es la etapa final en la cual se comparan los resultados del análisis por el método de los elementos finitos con resultados experimentales o analíticos obtenidos previamente, en caso de no obtener resultados válidos se procede con la detección del error en la etapa de preprocesamiento y se realiza la corrección respectiva.

6.1 Simulación Modal

La simulación modal del módulo se realiza por el método de superposición modal (MSPU) de subtipo independiente, es decir, no considera la precarga del modelo; además de ello no se considera ninguna característica de amortiguamiento en esta etapa.

6.1.1 Definición del Problema

Determinar los parámetros modales de frecuencias naturales y modos de vibración del módulo, específicamente los parámetros correspondientes a las diez primeras frecuencias naturales. De manera complementaria, se determina el porcentaje de masa participativa de los modos de vibración analizados.

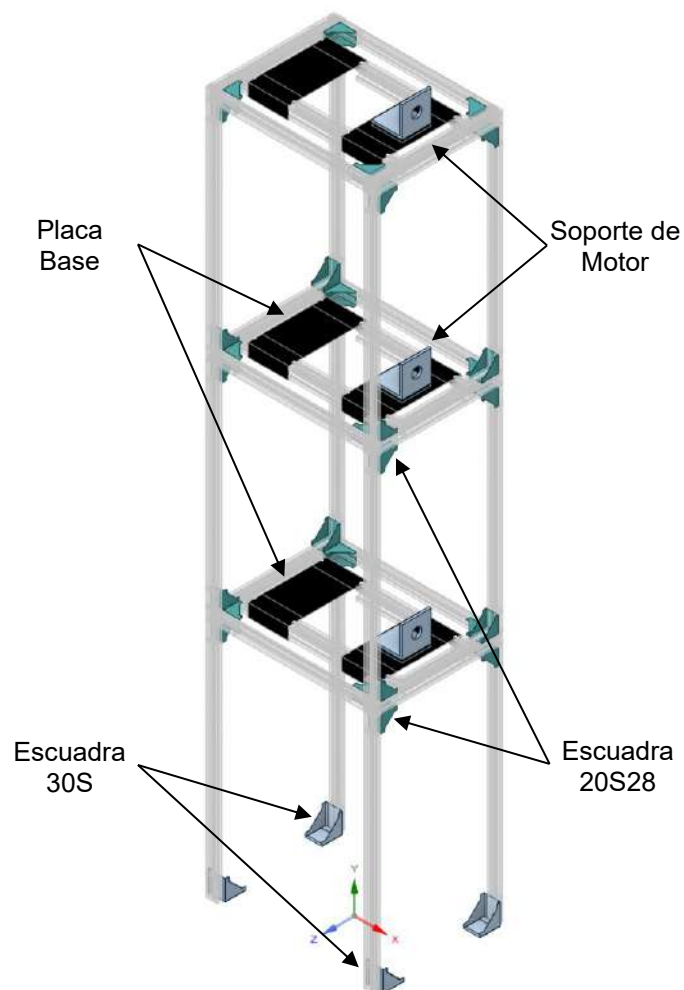
6.1.2 Etapa de Pre-Procesamiento

6.1.2.1 Generación del Modelo

El modelo geométrico del módulo está compuesto de elementos tipo línea, superficie y volumétricos generados en el modelador *SpaceClaim*. Se toma en consideración que la estructura está compuesta por elementos línea tipo BEAM188, los elementos de conexión Escuadra Angular 20S28 y 30S, así como las placas base como elementos de superficie SHELL18, finalmente el soporte del motor como elemento volumétrico tipo SOLID186.

Figura 85

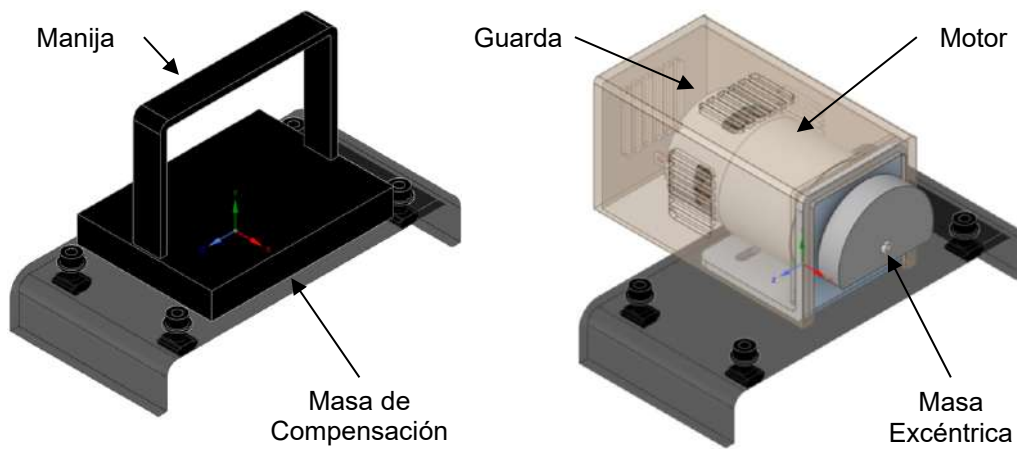
Modelo Geométrico del Módulo.



Nota. Los elementos que conforman la estructura son tipo línea en color gris claro.

Figura 86

Modelo Geométrico del Sistema de Excitación y Contrapeso.



Nota: El modelo geométrico del motor fue extraído de la librería Grabcad por fines prácticos.

Con el objetivo de simplificar el modelo se representa como masa puntual MASS21 el sistema de excitación (compuesto por motor, masa excéntrica y la guarda), y el sistema de contrapeso (compuesto por masa de compensación y manija) dispuesta sobre sus respectivas placas base. Los valores de las masas puntuales se presentan en la Tabla 52 y son considerados con la misma magnitud para cada nivel del módulo.

Tabla 52

Masa Puntual del Sistema de Excitación y Contrapeso.

Propiedad Inercial	Sistema de Excitación	Sistema de Contrapeso
Masa [kg]	0.52	0.62
Momento de Inercia en X [kg.mm ²]	353.96	0.64
Momento de Inercia en Y [kg.mm ²]	355.04	0.57
Momento de Inercia en Z [kg.mm ²]	139.19	0.43

Nota. Las Propiedades Inerciales se calcularon respecto a los ejes de la Figura 86, considerando una aleación de acero para la manija, masa de compensación, masa excéntrica y carcasa de motor; en cuanto a la bobina del motor una aleación de cobre y la guarda con un polímero PLA.

6.1.2.2 Definición de Propiedades

Los componentes del modelo geométrico están compuestos principalmente de acero y aluminio, las propiedades mecánicas de los materiales considerados en el análisis se presentan en la en Tabla 53 y la asignación de material a los diversos componentes del módulo se describen en la Tabla 54.

Tabla 53

Propiedades Mecánicas de los Materiales en la Simulación.

Propiedad Mecánica	Acero Estructural (ASTM A36)	Aluminio Al 6063-T5	Aluminio A356
Densidad [kg/m ³]	7850	2700	2600
Módulo de Elasticidad [GPa]	210	58.5	68.5
Relación de Poisson [-]	0.3	0.33	0.33
Esfuerzo de Fluencia [MPa]	250	110	200
Esfuerzo de Rotura [MPa]	460	150	270

Nota. La designación Aluminio A356 corresponde a una aleación de aluminio fundido, mientras que la designación Al 6063-T5 a una aleación de aluminio extruido.

Tabla 54

Asignación de los Materiales a los Componentes del Modelo.

Componente	Material
Estructura	
Perfil VSlot-2020	Al 6063-T5
Perfil VSlot-1020	Al 6063-T5
Conexiones	
Escuadra 20S28	A356
Escuadra 30S	A356
Placa Base	ASTM A36
Soporte de Motor	ASTM A36

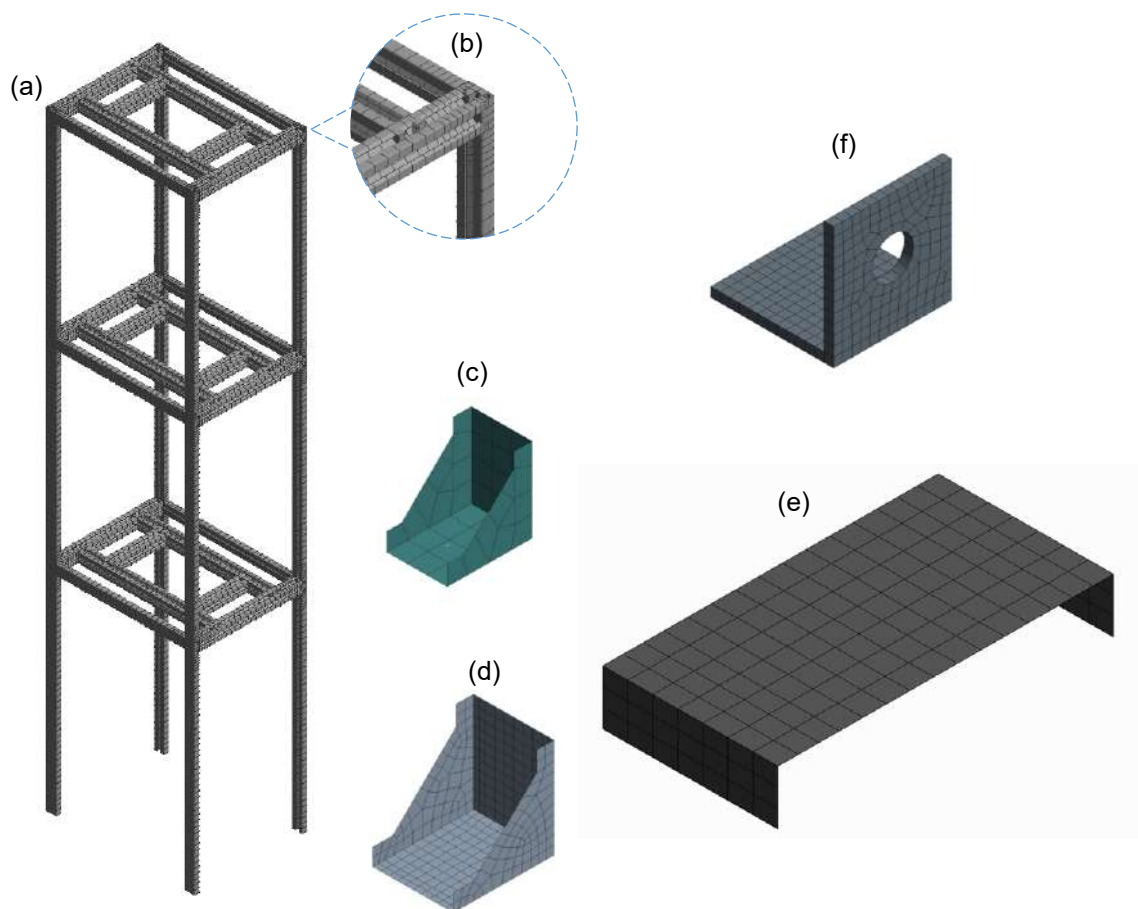
Nota. El material asumido para las conexiones, se basaron en las consideraciones descritas por (Kissell & Ferry, 2002, pp. 69-73).

6.1.2.3 Discretización

Desarrollado el modelo geométrico se procede con la discretización (mallado) de la estructura que al ser un elemento lineal se subdivide longitudinalmente de manera global en elementos de 10.0mm y particularmente en elementos de 5.0mm en zonas cercanas a las intersecciones donde se realizan las conexiones. Las escuadras 20S28 y 30S con tamaño de elementos de 7.0 y 4.0mm respectivamente, así como las placas base con tamaño de elemento de 10.0mm se discretizan bajo el método **Multizone Quad/Tri**. Finalmente, para los soportes de motor se aplica el método **Multizone Hex Dominat** con un tamaño de elemento de 4.0mm.

Figura 87

Mallado del Modelo Geométrico.



Nota. a) Malla de Estructura (10mm), b) Malla de la Estructura (5mm), c) Malla de Escuadra 20S28, d) Malla de Escuadra 30S, e) Malla de Placa Base y f) Malla de Soporte de Motor.

Tabla 55

Estadísticas de Mallado del Modelo Geométrico.

Componente	Material
Nodos	18552
Elementos	10263
Calidad de Elemento	0.93
Relación de Aspecto	1.12
Relación Jacobiana	1.16
Desviación Paralela	4.78
Asimetría	7.44e-002

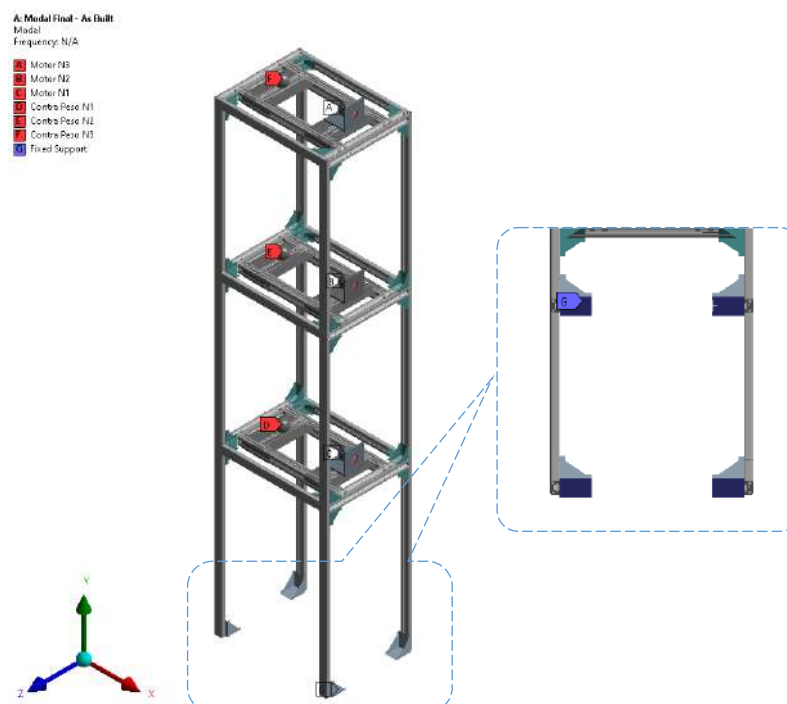
Nota. Los valores de la métrica del mallado corresponden a valores promedio globales.

6.1.2.4 Condiciones de Borde

Las condiciones de borde consideradas en el análisis corresponden al análisis modal independiente, por lo cual se define únicamente la condición de borde de empotramiento en la superficie inferior de las Escuadras Angular 30S “Fixed Support” en la Figura 100.

Figura 88

Condiciones de Borde Aplicadas al Modelo.



De manera complementaria, la conexión entre las escuadras angulares y la estructura se representa mediante uniones “**Joints**” de tipo **General** que permiten representar de mejor manera la interacción entre estos componentes; mientras que la conexión entre la estructura y las placas base, así como las placas base y los soportes de motor se representan mediante “**Contactos**” de tipo **Bonded**.

6.1.3 Etapa de Solución

En este análisis, *Ansys* emplea el algoritmo de **Bloque de Lanczos** para calcular los autovalores y auto vectores de la ecuación (7), posteriormente, los factores y el porcentaje de masa participativa derivan a partir de estos resultados. El tiempo de solución registrado en la simulación modal es de 15 segundos.

6.1.4 Etapa de Post-Procesamiento

Los resultados de las diez primeras frecuencias naturales y la relación entre la masa efectiva y la masa total expresado porcentualmente (porcentajes de masa participativa) obtenidos durante la solución se presentan en la Tabla 56, mientras que los modos de vibración asociados a las frecuencias naturales en la Figura 89, Figura 90 y Figura 91.

Tabla 56

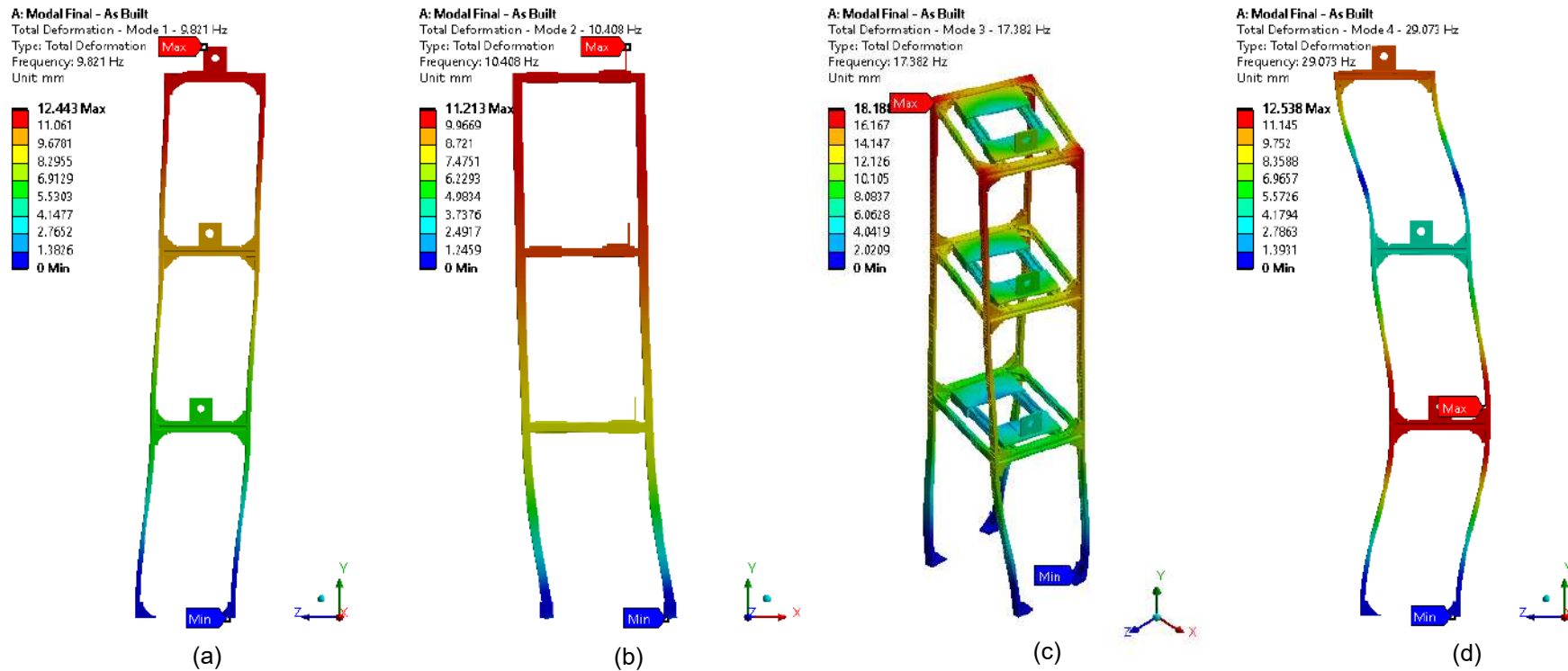
Frecuencias Naturales y Porcentajes de Masa Participativa.

Modo	Frecuencia [Hz]	DX	DY	DZ	RX	RY	RZ
1	9.82	0.00%	0.00%	90.29%	98.15%	0.07%	0.00%
2	10.41	95.12%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	93.66%
3	17.38	0.00%	0.00%	0.01%	0.00%	90.29%	0.00%
4	29.07	0.00%	0.00%	5.79%	1.29%	0.00%	0.00%
5	42.08	1.91%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	5.15%
6	45.22	0.00%	0.00%	0.69%	0.02%	0.00%	0.00%
7	57.72	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	3.06%	0.00%
8	81.16	0.20%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
9	98.64	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.35%	0.00%
10	187.06	0.00%	68.78%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%

Nota. Las direcciones de desplazamiento (DX, DY, DZ) y rotación (RX, RY, RZ) indican los porcentajes de masa que participan en el movimiento y la rotación sobre los ejes X, Y, y Z.

Figura 89

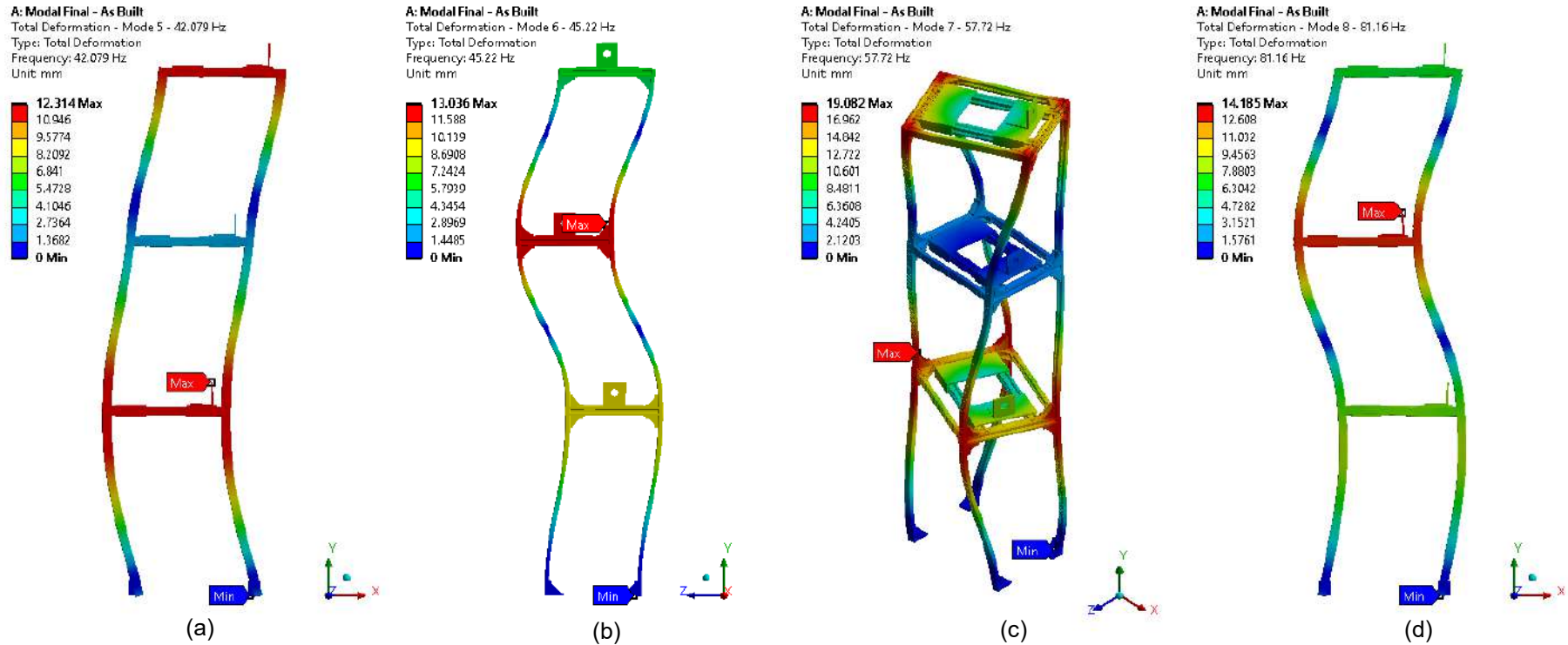
Modos de Vibración Entre 9.82 Hz y 29.07 Hz de la Estructura del Módulo.



Nota. a) Frecuencia Natural de 9.82Hz – Modo de Flexión en Z, b) Frecuencia Natural de 10.41Hz – Modo de Flexión en X, c) Frecuencia Natural de 17.38Hz – Modo de Torsión en Y, d) Frecuencia Natural de 29.07Hz – Modo de Segunda Flexión en Z.

Figura 90

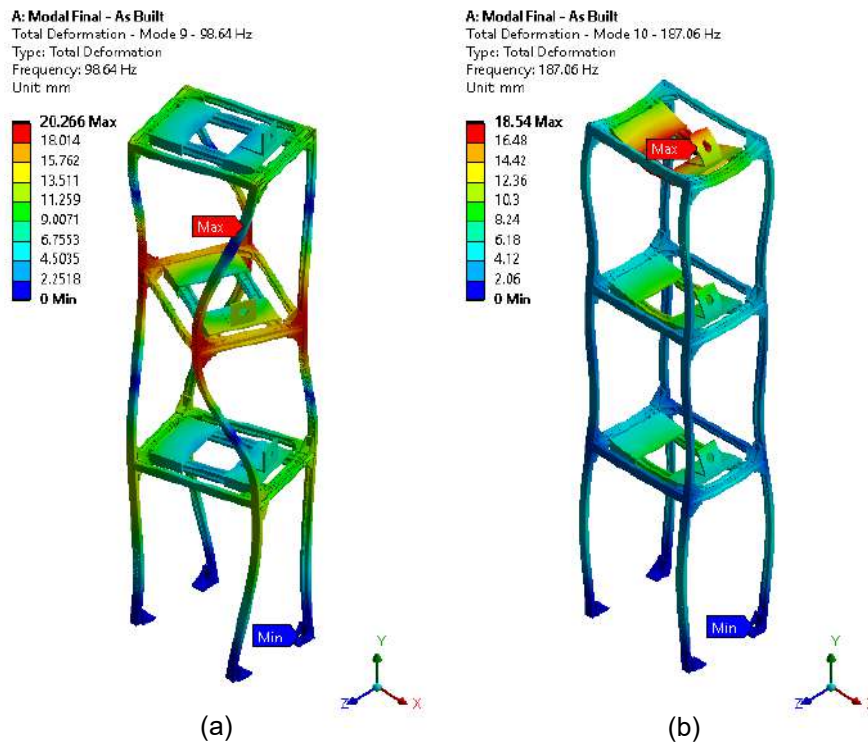
Modos de Vibración Entre 29.07 Hz y 81.16 Hz de la Estructura del Módulo



Nota. a) Frecuencia Natural de 42.08Hz – Modo de Segunda Flexión en X, b) Frecuencia Natural de 45.22Hz – Modo de Tercera Flexión en Z, c) Frecuencia Natural de 57.72Hz – Modo de Segunda Torsión en Y, d) Frecuencia Natural de 81.16Hz – Modo de Tercera Flexión en X.

Figura 91

Modos de Vibración Entre 81.16 Hz y 187.06Hz de la Estructura del Módulo.



Nota. a) Frecuencia Natural de 95.71Hz – Modo de Tercera Torsión en Y, b) Frecuencia Natural de 185.07Hz – Modo de Flexión en Y del Tercer Nivel.

Las frecuencias naturales de interés para el análisis y cálculo son las frecuencias naturales de 9.82Hz, 17.38Hz y 29.07Hz con sus modos de vibración y porcentaje de masa participativa. En el Capítulo VII Análisis y Diseño de Experimentos, Comparación y Validación de Resultados, se realiza la comparación y validación de las frecuencias naturales de interés respecto a los resultados obtenidos por la metodología analítica y experimental.

6.2 Simulación de Respuesta Dinámica Con Una Fuente de Excitación

La simulación de respuesta dinámica del módulo, sometida a una fuente de excitación, se lleva a cabo utilizando el análisis *Harmonic Response* mediante el método de superposición modal (MSPU), vinculado a la Simulación *Modal*. Esta etapa se especifica el amortiguamiento mediante el coeficiente de rigidez y masa (Amortiguamiento de Rayleigh).

6.2.1 Definición del Problema

Determinar la respuesta dinámica en frecuencia del estado estacionario de la vibración forzada armónicamente, inducido por la carga desbalanceada con un factor de estudio de 1.15 en relación con las frecuencias naturales de interés. Específicamente, se calcula la amplitud de la velocidad en los tres niveles del módulo.

6.2.2 Etapa de Pre-Procesamiento

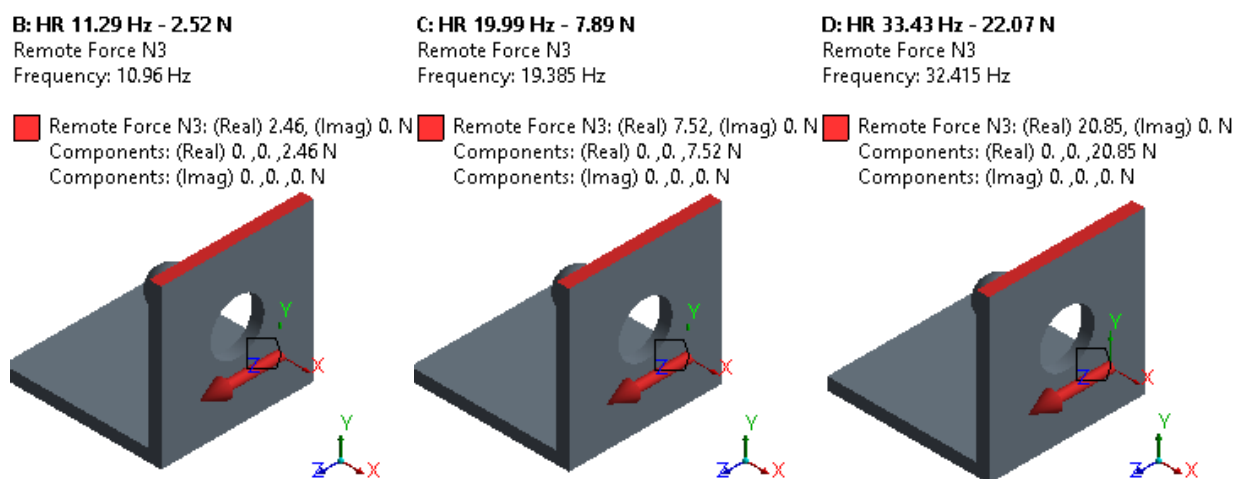
Dado que el análisis *Harmonic Response* está vinculado a la Simulación *Modal*, los dos sistemas de análisis comparten el modelo geométrico, datos de ingeniería, discretización y la condición de borde de empotramiento establecidos en el Simulación *Modal*.

6.2.2.1 Condiciones de Borde

La condición de carga definida como fuerza remota de carácter armónico con un factor de estudio de 1.15 respecto a las frecuencias naturales se resumen en la Tabla 57 y se definen sobre el soporte del motor como se presenta en la Figura 92.

Figura 92

Condiciones de Carga Aplicadas al Modelo.



Nota. La fuerza remota se ubica a una distancia de 14mm en dirección X del soporte de motor que representa la ubicación de la masa desbalanceada.

Tabla 57*Fuerzas Armónicas de la Simulación de Respuesta Dinámica.*

Frecuencia natural	Factor de estudio	Frecuencia de excitación		Fuerza de desbalance
$\omega_{n1} = 9.82 \text{ Hz}$	1.15	11.29 Hz	(70.96 rad/s)	2.52 N
$\omega_{n3} = 17.38 \text{ Hz}$	1.15	19.99 Hz	(125.60 rad/s)	7.89 N
$\omega_{n4} = 29.07 \text{ Hz}$	1.15	33.43 Hz	(210.07 rad/s)	22.07 N

Nota. El termino numérico del subíndice de las frecuencias naturales f_{n1}, f_{n2}, f_{n4} indica la ubicación según el modo para cada frecuencia natural de la Tabla 56.

6.2.3 Etapa de Solución

En el análisis de Harmonic Response enlazada a la Simulación *Modal*, *Ansys* emplea el método de Superposición Modal para determinar la respuesta dinámica en estado estacionario. El tiempo de solución registrado en la simulación de respuesta dinámica para el primer experimento (una fuente de excitación) oscila entre 26 y 59 segundos.

6.2.4 Etapa de Post-Procesamiento

Los resultados de la respuesta dinámica en estado estacionario, obtenidos mediante el análisis *Harmonic Response*, se presentan como respuesta de velocidad en frecuencia. Los casos de estudio se clasifican como primer, segundo y tercer caso, según la ubicación de la fuente de excitación activa en el sistema.

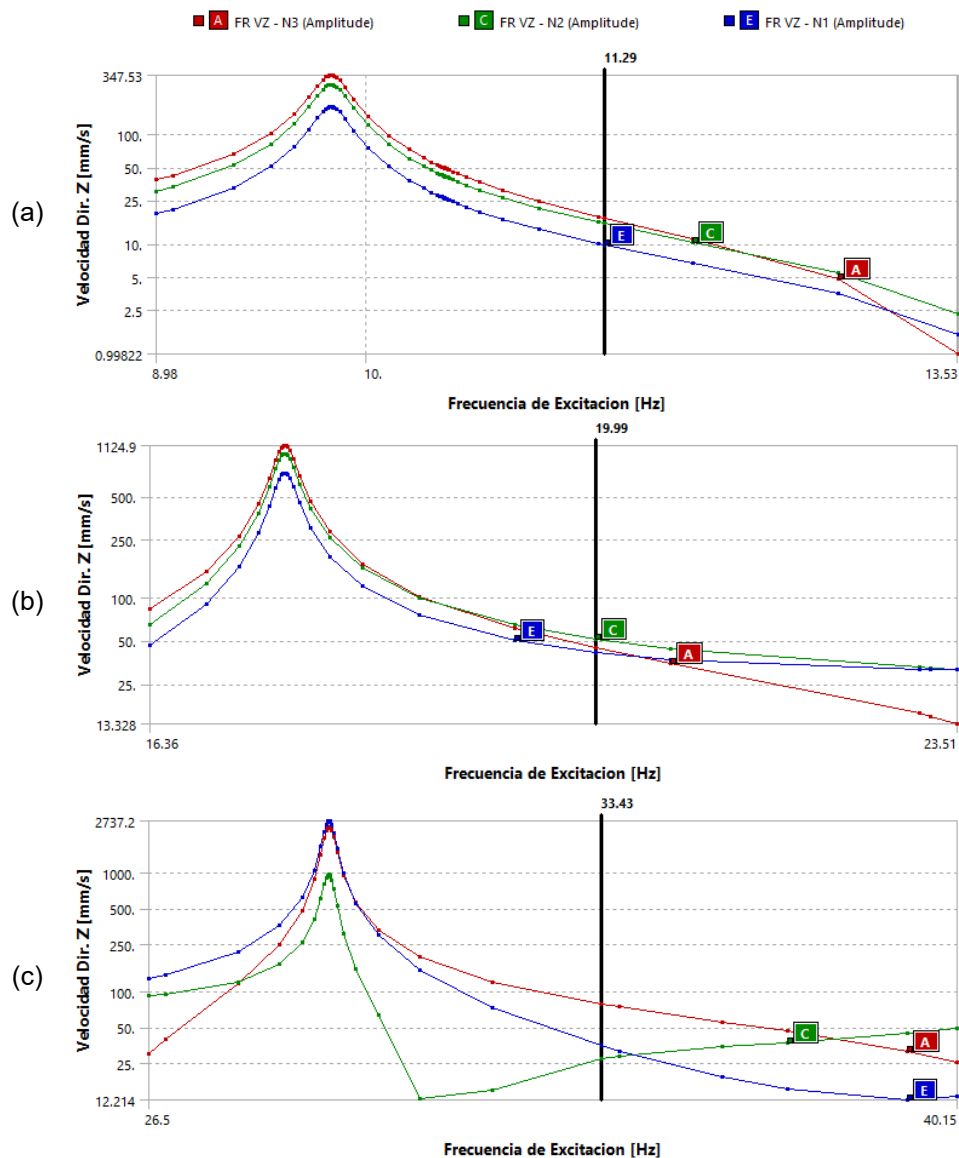
(Mobius Institute, 2016, p. 1-36) indica que, para ondas puramente sinusoidales, la velocidad cuadrática media (RMS) corresponde a 0.707 veces la velocidad pico, es decir, $V_{RMS} = V_{peak}/\sqrt{2}$. Esta relación permite obtener los valores RMS presentados en la Tabla 58, Tabla 59 y Tabla 60, obtenidos a partir de las respuestas en velocidad (amplitud máxima) de cada caso de análisis obtenido durante la simulación de respuesta dinámica.

6.2.4.1 Primer Caso de Estudio

El primer caso de estudio considera que la fuente de excitación activa se ubica en el tercer nivel, y actúa a las frecuencias de excitación de 11.29 Hz, 19.99 Hz y 33.43 Hz de forma individual con sus respectivas fuerzas de desbalance según la Tabla 57, los resultados del análisis se presentan en la Tabla 58 de manera resumida.

Figura 93

Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Tercer Nivel.



Nota. Respuesta del sistema bajo excitaciones de 11.29 Hz (a), 19.99 Hz (b) y 33.43 Hz (c).

Las etiquetas A, C y E en la leyenda corresponden a los niveles N3, N2 y N1.

Tabla 58

Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Tercer Nivel.

Frecuencia de Excitación [Hz]	Respuesta en Velocidad [mm/s]			Velocidad RMS [mm/s]		
	Nivel 3	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 3	Nivel 2	Nivel 1
$\omega_{e1} = 11.29$	17.25	15.42	9.85	12.20	10.90	6.96
$\omega_{e2} = 19.99$	44.60	51.26	41.45	31.53	36.24	29.31
$\omega_{e3} = 33.43$	78.67	27.46	35.04	55.62	19.41	24.77

Nota. Los niveles 3, 2 y 1 corresponden a los niveles N3, N2 y N1 de la Figura 93. La respuesta en velocidad se extrae directamente de los datos tabulados en la Figura 93.

La Figura 93 presenta los resultados de la amplitud de respuesta en velocidad de los tres niveles en un ancho de banda (barrido de frecuencias) para las tres condiciones de excitación en el tercer nivel.

6.2.4.2 Segundo Caso de Estudio

El segundo caso de estudio considera que la fuente de excitación activa se ubica en el segundo nivel, los resultados del análisis se presentan en la Tabla 59 de manera resumida y la Figura 94 presenta los resultados de la amplitud de respuesta en velocidad de los tres niveles en un ancho de banda (barrido de frecuencias).

Tabla 59

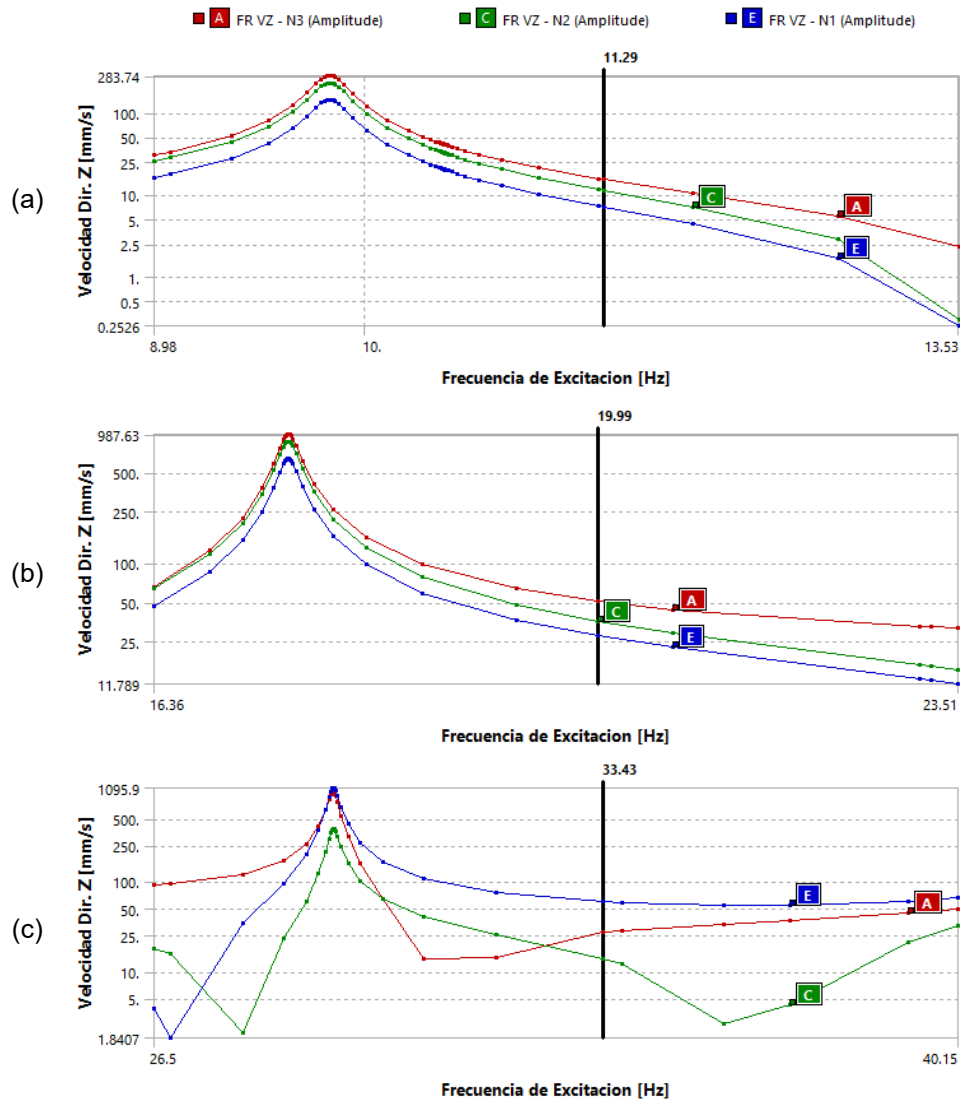
Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Segundo Nivel.

Frecuencia de Excitación [Hz]	Respuesta en Velocidad [mm/s]			Velocidad RMS [mm/s]		
	Nivel 3	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 3	Nivel 2	Nivel 1
$\omega_{e1} = 11.29$	15.40	11.25	7.06	10.89	7.95	4.99
$\omega_{e2} = 19.99$	51.29	36.06	27.55	36.26	25.49	19.48
$\omega_{e3} = 33.43$	27.20	13.72	60.20	19.23	9.70	42.56

Nota. La respuesta en velocidad se extrae directamente de los datos tabulados en la Figura 94.

Figura 94

Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Segundo Nivel.



Nota. Respuesta del sistema bajo excitaciones de 11.29 Hz (a), 11.99 Hz (b) y 33.43 Hz (c).

Las etiquetas A, C y E en la leyenda corresponden a los niveles N3, N2 y N1.

6.2.4.3 Tercer Caso de Estudio

El tercer caso de estudio considera que la fuente de excitación activa se ubica en el primer nivel, los resultados del análisis se presentan en la Tabla 60 de manera resumida y la Figura 95 presenta los resultados de la amplitud de respuesta en velocidad de los tres niveles en un ancho de banda (barrido de frecuencias).

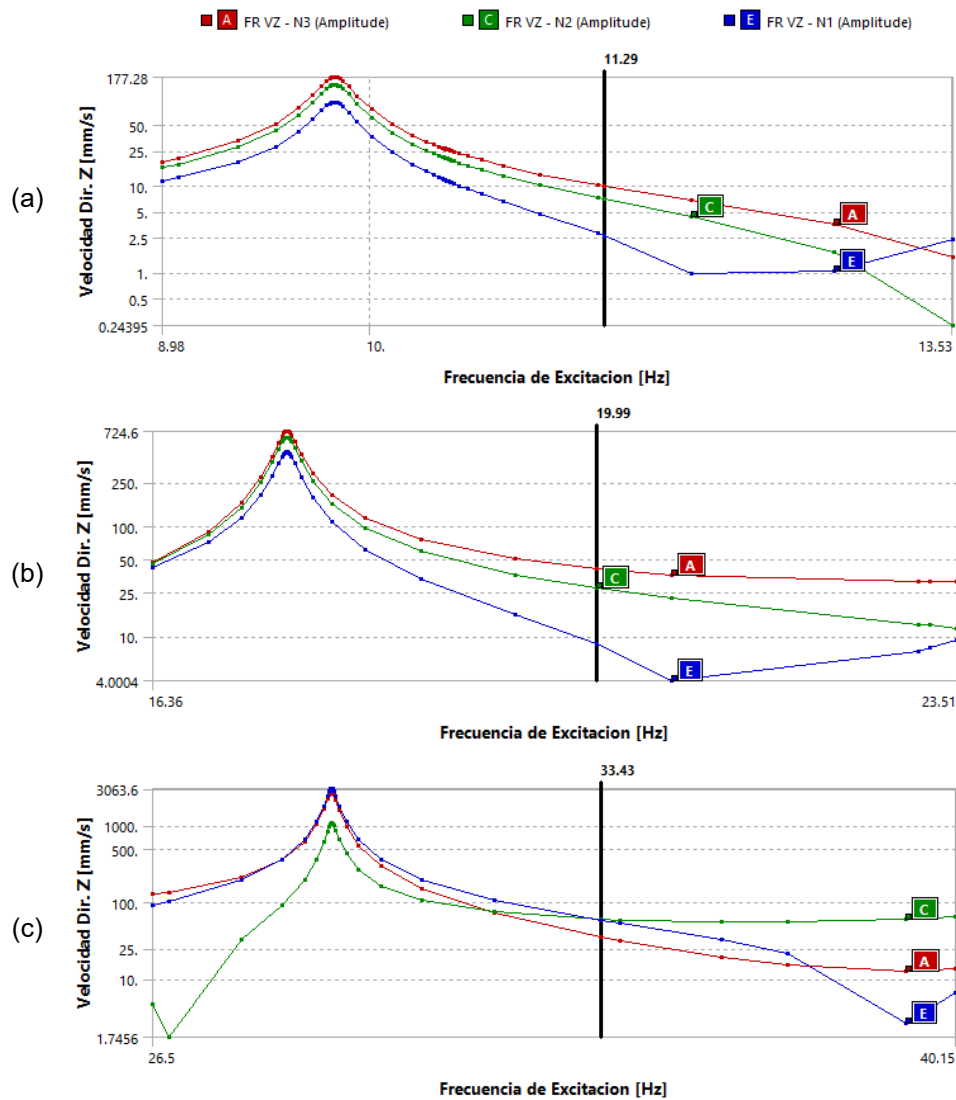
Tabla 60

Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Primer Nivel.

Frecuencia de Excitación [Hz]	Respuesta en Velocidad [mm/s]			Velocidad RMS [mm/s]		
	Nivel 3	Nivel 2	Nivel 1	Nivel 3	Nivel 2	Nivel 1
$\omega_{e1} = 11.29$	9.80	7.04	2.70	6.93	4.98	1.91
$\omega_{e2} = 19.99$	41.32	27.57	8.56	29.21	19.49	6.05
$\omega_{e3} = 33.43$	35.28	59.97	59.04	24.94	42.40	41.74

Figura 95

Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Primer Nivel.



Nota. Respuesta del sistema bajo excitaciones de 11.29 Hz (a), 11.99 Hz (b) y 33.43 Hz (c).

CAPITULO VII

ANÁLISIS Y DISEÑO DE EXPERIMENTOS, COMPARACIÓN Y VALIDACIÓN DE RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL, SIMULACIÓN Y EXPERIMENTAL

En el presente capítulo se realiza en primer lugar la comparativa de las frecuencias naturales obtenidas por los tres diferentes enfoques propuestos, y los estudios estadísticos que corresponde al primer trabajo experimental que consta de dos fuentes de excitación, luego, con el segundo trabajo experimental que consta de una fuente de excitación.

7.1 Comparativa de las propiedades modales obtenidas por los tres enfoques

Se realiza la comparación de las frecuencias naturales obtenidas por el Análisis Modal Operacional (OMA), el cálculo teórico por medio del modelo de 3GDL (Analítico) y lo determinado por el método de los elementos finitos asistido por *Ansys* en su herramienta *Modal Analysis* (FEM) y estas diferencias relativas porcentuales se muestran en la Tabla 61.

Las pequeñas diferencias relativas con respecto a los ensayos modales del OMA demuestran la validez del modelo teórico de 3GDL y al modelo de elementos finitos.

7.2 Análisis y Diseño Experimental Para la Configuración de Dos Fuentes

Aquí se desarrolla con claridad el proceso de cálculo de los efectos principales junto a sus graficas representativas, también el cálculo del análisis de varianza (ANOVA) y los coeficientes de determinación; el cual es verificado por el programa *MINITAB* en los anexos.

Tabla 61

Comparación de las Frecuencias Naturales por los Enfoques Empleados.

Forma Modal	OMA [Hz]	Analítico [Hz]	FEM [Hz]	OMA vs Analítico [%]	OMA vs FEM [%]
Flexión lateral	9.32	9.17	9.82	1.61	5.36
Torsional	16.39	17.23	17.38	5.12	6.04
Segunda flexión lateral	28.45	25.70	29.07	9.6	2.18

La planeación del diseño experimental para el primer trabajo experimental se desarrolla de acuerdo con (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012) seguido de las etapas:

1. Estudiar el efecto de variar la frecuencia de excitación cercanas a sus tres primeras frecuencias naturales y la ubicación de estas fuentes de vibración en determinar sus respuestas del sistema.
2. La variable de respuesta son los niveles de vibración, velocidad RMS en mm/s.
3. Los factores estudiados son 2, las frecuencias de excitación de las fuentes de vibración ubicadas en los dos últimos pisos del módulo.
4. Los niveles para cada factor son 3. Con ello se tiene un diseño factorial 3^2 con 3 réplicas del arreglo factorial, resultando un total de 3 arreglos factoriales experimentales.
5. Las personas encargadas del trabajo experimental son: Luis M. C. Deza y Jiret. E. Q. Puma. Con la siguiente lista se tiene la matriz de diseño.
6. Una vez realizado la matriz de diseño, se procede a realizar las corridas experimentales.

Tabla 62

Matriz de Diseño o Arreglo Factorial.

Arreglo factorial 1			Arreglo factorial 2			Arreglo factorial 3		
#	Frecuencia de 3er nivel	Frecuencia de 2do nivel	#	Frecuencia de 3er nivel	Frecuencia de 2do nivel	#	Frecuencia de 3er nivel	Frecuencia de 2do nivel
1	10.72 Hz	10.72 Hz	10	10.72 Hz	18.85 Hz	19	10.72 Hz	32.72 Hz
2	10.72 Hz	18.85 Hz	11	10.72 Hz	10.72 Hz	20	10.72 Hz	10.72 Hz
3	10.72 Hz	32.72 Hz	12	10.72 Hz	32.72 Hz	21	10.72 Hz	18.85 Hz
4	18.85 Hz	10.72 Hz	13	18.85 Hz	18.85 Hz	22	18.85 Hz	32.72 Hz
5	18.85 Hz	18.85 Hz	14	18.85 Hz	10.72 Hz	23	18.85 Hz	10.72 Hz
6	18.85 Hz	32.72 Hz	15	18.85 Hz	32.72 Hz	24	18.85 Hz	18.85 Hz
7	32.72 Hz	10.72 Hz	16	32.72 Hz	18.85 Hz	25	32.72 Hz	32.72 Hz
8	32.72 Hz	18.85 Hz	17	32.72 Hz	10.72 Hz	26	32.72 Hz	10.72 Hz
9	32.72 Hz	32.72 Hz	18	32.72 Hz	32.72 Hz	27	32.72 Hz	18.85 Hz

7.2.1 Respuesta experimental

7.2.1.1 Rangos de Frecuencia

De acuerdo con la frecuencia máxima de interés de 50.0Hz, establecida en el Capítulo IV Construcción del Módulo y Determinación de Parámetros Modales por el OMA, se determina la frecuencia de muestreo necesaria para el análisis vibracional. Este cálculo se obtiene mediante la ecuación (116), proporcionada por (Mobius Institute, 2016, p. 3-18).

$$F_s = 2.56 \cdot F_{m\acute{a}x} \quad (116)$$

donde F_s es la frecuencia de muestreo y $F_{m\acute{a}x}$ la frecuencia máxima de interés, con lo cual se obtiene en una frecuencia de muestreo de 128.0Hz.

La matriz de diseño experimental de la Tabla 62 indican el comportamiento de las dos fuentes de excitación para los diferentes ensayos. De manera particular, se observa que en ciertos casos dentro de los arreglos factoriales, ambas fuentes operan a la misma frecuencia.

El sistema de control de velocidad de los motores permite ajustar las frecuencias de excitación a valores muy similares o cercanos cuando así se requiere. Según (Mobius Institute, 2016, p. 2-9), la condición de operar dos equipos idénticos y próximos entre sí, con frecuencias similares, genera el fenómeno conocido como batido, caracterizado por la pulsación en la señal temporal. La frecuencia de batido, calculada mediante la ecuación (117), corresponde a la diferencia entre las dos señales producidas por las fuentes de excitación.

$$F_b = F_{e1} - F_{e2} \quad (117)$$

La Tabla 63 presenta el resumen del registro experimental de las velocidades de los motores y el cálculo de las frecuencias de batido en los tres escenarios donde ambos equipos operan a frecuencias similares, cercanas a la primera, segunda y tercera frecuencia natural.

Con un enfoque conservador, se establece que la frecuencia mínima de interés, asociada al fenómeno de batido, es de 0.05 Hz. De este modo, se define el rango de frecuencias entre 0.05 Hz hasta 50.0 Hz, con una frecuencia de muestreo de 128.0 Hz.

Tabla 63*Frecuencias de Batido.*

Motor 1		Motor 2		Frecuencia de Batido
Velocidad [RPM]	Frecuencia de Operación [Hz]	Velocidad [RPM]	Frecuencia de Operación [Hz]	
637.4	10.62	641.8	10.70	0.07
1137.7	18.96	1129.5	18.83	0.14
1954.8	32.58	1971.1	32.85	0.27

Nota. Los registros de velocidad representan al promedio de tres lecturas del tacómetro, tal como se presentan en el ANEXO H.

7.2.1.2 Duración de la Serie Temporal

Según (Mobius Institute, 2016, pp. 3-19 – 3-42), el tiempo necesario para recolectar las muestras T , también conocido como longitud del registro de tiempo, se calcula mediante la ecuación (118).

$$T = \frac{LOR}{F_{m\acute{a}x}} \quad (118)$$

donde LOR es el valor de las líneas de resolución del espectro, y $F_{m\acute{a}x}$ es la frecuencia máxima de interés.

Así mismo, indica que la distancia entre las líneas del espectro se domina resolución y que esta limita la frecuencia mínima que puede ser capturada efectivamente en el espectro. Al considerar la resolución R de 0.05 Hz, el número de líneas de resolución del espectro se obtiene mediante la ecuación (119).

$$LOR = \frac{F_{m\acute{a}x}}{R} \quad (119)$$

Resultando en un valor de las líneas de resolución (LOR) de 1000 líneas, obteniendo así mediante la ecuación (118) un tiempo de muestreo de 20 segundos.

Debido al ruido en la señal y la vibración aleatoria, recomienda establecer entre 2 a 12 veces el tiempo de recolección de muestras. Así también, sugiere que los factores de 12 veces el tiempo de recolección se utilicen en situaciones de cargas de impacto. En el presente caso, se opta por un factor de 4 veces el tiempo de recolección de muestras.

Adicionalmente, menciona que, debido al tiempo que el analizador necesita para que la señal del sensor y la medición electrónica se estabilicen, se añadan típicamente entre 5 a 10 segundos adicionales. De este modo, se establece un tiempo total de la duración de la serie temporal de 90 segundos en todos los ensayos experimentales.

7.2.1.3 Adquisición de Datos

La adquisición de los datos correspondientes a los ensayos experimentales, detallados en la matriz de diseño experimental de la Tabla 62, se realizan mediante el sistema de adquisición descrito en el análisis modal operacional. La Figura 96, muestra la instalación de los acelerómetros en los tres niveles del módulo.

Figura 96

Instalación de Acelerómetros en los Niveles del Módulo.

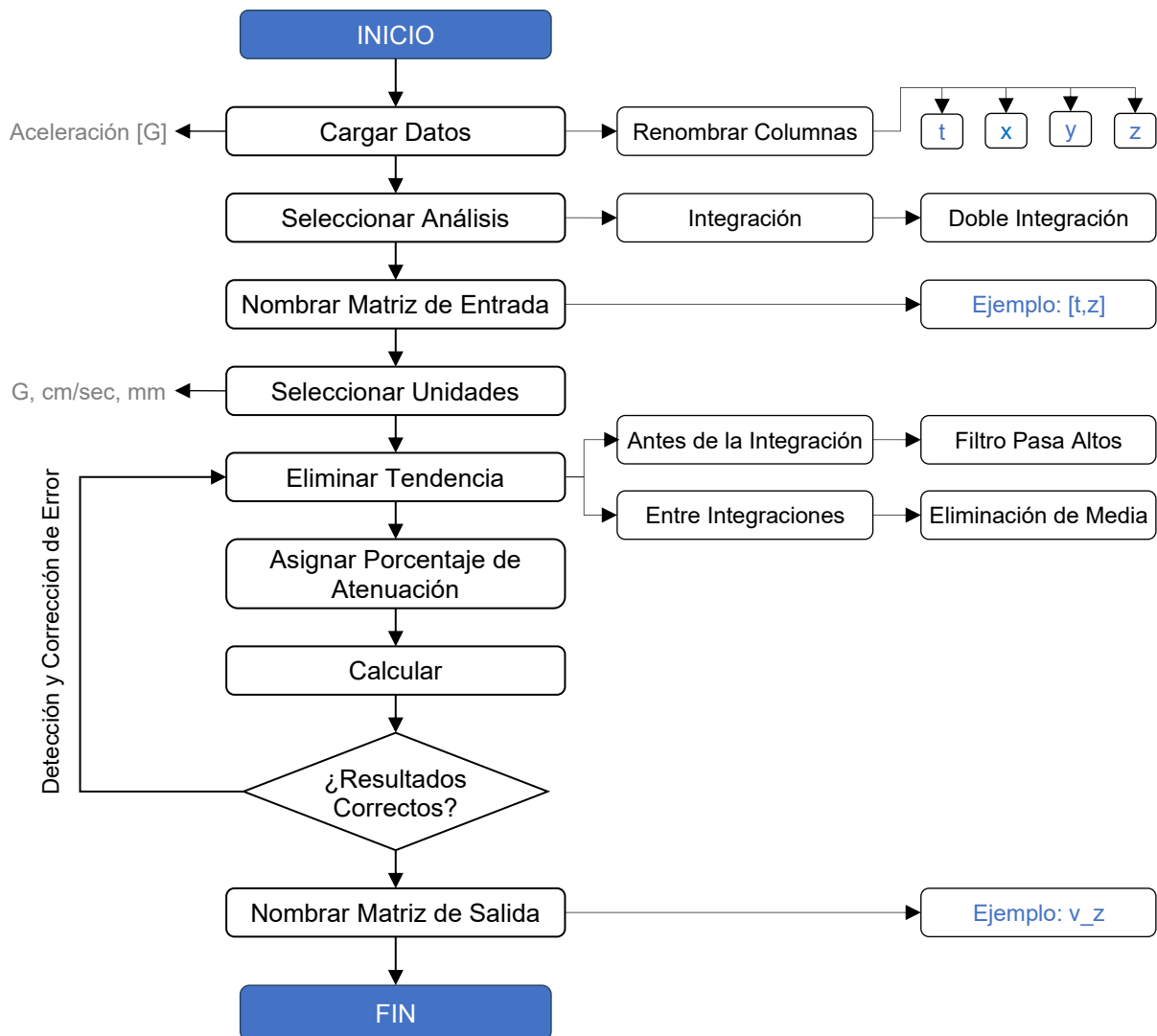


7.2.1.4 Análisis y Procesamiento de Datos

El análisis y procesamiento de los datos de los tres niveles registrados para cada ensayo experimental se realizan empleando el software *VibrationData*. El objetivo de este análisis es obtener la velocidad en el tiempo mediante la integración de la aceleración registradas en forma de datos discretos (tiempo discreto). Este procesamiento se lleva a cabo conforme al flujograma presentado en la Figura 97.

Figura 97

Flujograma del Cálculo de Velocidad con la Aceleración en VibrationData.

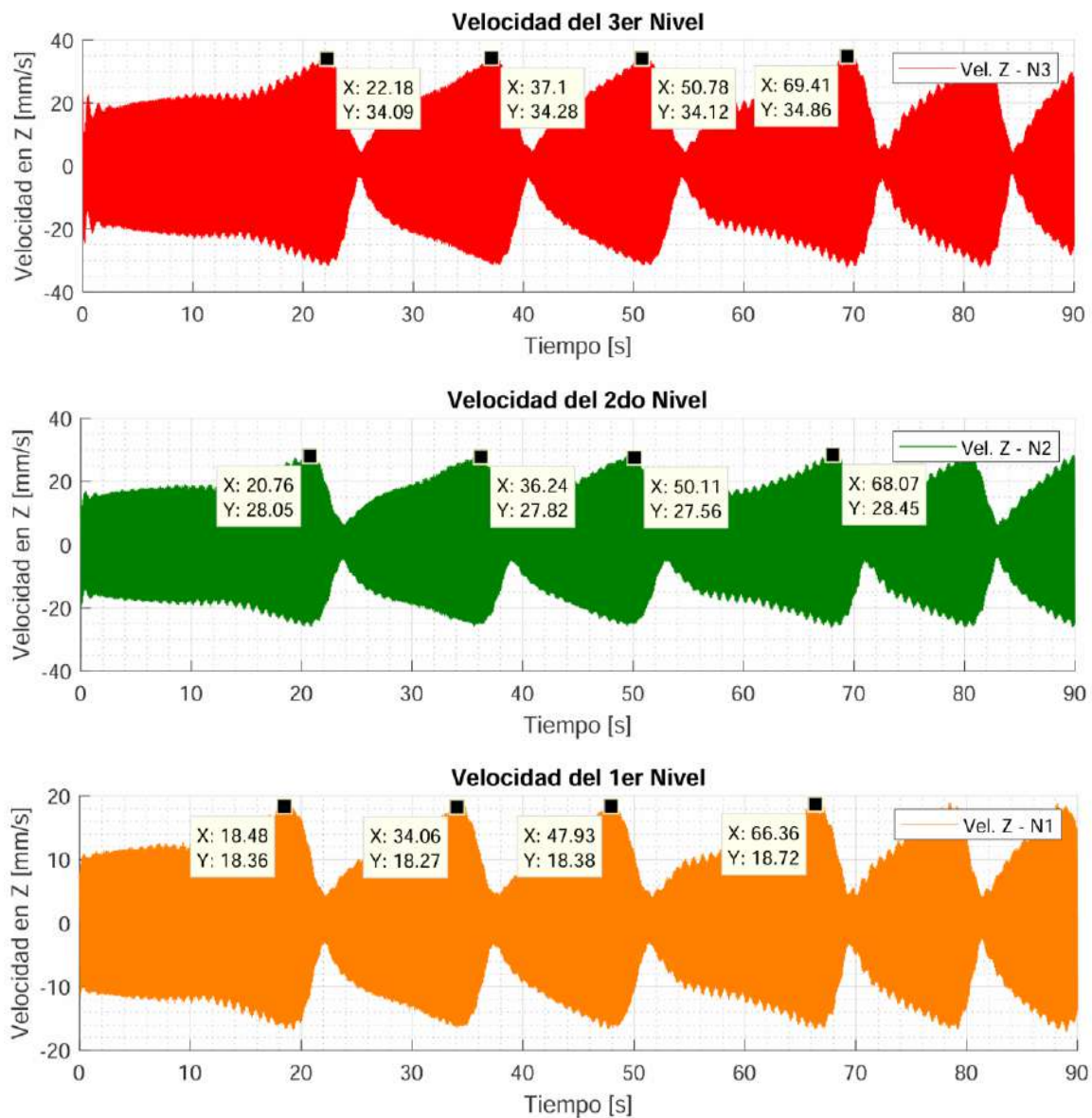


Nota. Los resultados del procesamiento se limitan a la obtención la velocidad en el tiempo.

Los resultados del análisis y procesamiento de la aceleración en dirección horizontal (Z) del arreglo factorial 1, ensayo #1, detallado en la Tabla 62, se ilustran en la Figura 98. Nótese que las unidades de velocidad se expresan en mm/s, debido al escalamiento de amplitud realizado con la herramienta de edición de señales, *Signal Editing Utilities*, integrada en el software *VibrationData*.

Figura 98

Velocidad en el tiempo: Ensayo #1, Arreglo Factorial 1.



Nota. Se registran pulsaciones con un periodo aproximado de 13.87 segundos (0.0072 Hz).

Los resultados del análisis y procesamiento de la aceleración en dirección horizontal (Z) de los ocho ensayos restantes del arreglo factorial 1, así como de los ensayos correspondiente al arreglo factorial 2 y 3 detallados en la Tabla 62, se presentan de manera extensa en el ANEXO I.

Los datos de velocidad en el tiempo, expresados en mm/s, se convierten a velocidad RMS mediante la herramienta de Estadísticas (*Statistics*) del software *VibrationData*. De modo que, la información correspondiente a las 27 corridas experimentales de la Tabla 62 se presentan de manera resumida en la Tabla 64, facilitando así su posterior análisis estadístico.

7.2.2 Análisis estadístico

Luego de realizar los experimentos, se tiene en total 27 corridas experimentales. Se toma en cuenta la respuesta del sistema en velocidad RMS. Siendo el factor A: frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 3er nivel y el factor B: la frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 2do nivel se organiza los resultados de la variable de respuesta.

Tabla 64

Niveles de Vibración Máxima RMS del Módulo en mm/s.

Frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 3er nivel (A)	Frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 2do nivel (B)		
	10.72 Hz (-1)	18.85 Hz (0)	32.72 Hz (+1)
10.72 Hz (-1)	12.79	35.30	35.82
	16.30	35.31	35.81
	16.36	35.26	35.81
18.85 Hz (0)	35.24	72.40	41.73
	35.42	75.21	41.73
	35.48	78.81	41.76
32.72 Hz (+1)	49.12	58.02	54.23
	49.10	59.10	62.82
	48.53	59.53	71.43

Nota: Las notaciones de (1), (0) y (-1) son para identificar a los factores y sus tratamientos.

Hasta este punto se establecen las hipótesis para este primer trabajo experimental como sigue:

- Para el factor A (fuente ubicada en el 3er nivel)

H_0 : El factor de la frecuencia de excitación ubicada en el 3er nivel **no** afecta la variable de respuesta.

H_A : El factor de la frecuencia de excitación ubicada en el 3er nivel **si** afecta la variable de respuesta.

- Para el factor B (fuente ubicada en el 2do nivel)

H_0 : El factor de la frecuencia de excitación ubicada en el 2do nivel **no** afecta la variable de respuesta.

H_A : El factor de la frecuencia de excitación ubicada en el 2do nivel **si** afecta la variable de respuesta.

- Para el factor AB (fuentes ubicadas en el 3er y 2do nivel)

H_0 : La interacción de los factores de la frecuencia de excitación ubicada en el 3er nivel y en el 2do nivel **no** afecta la variable de respuesta.

H_A : La interacción de los factores de la frecuencia de excitación ubicada en el 3er nivel y en el 2do nivel **si** afecta la variable de respuesta.

Tabla 65

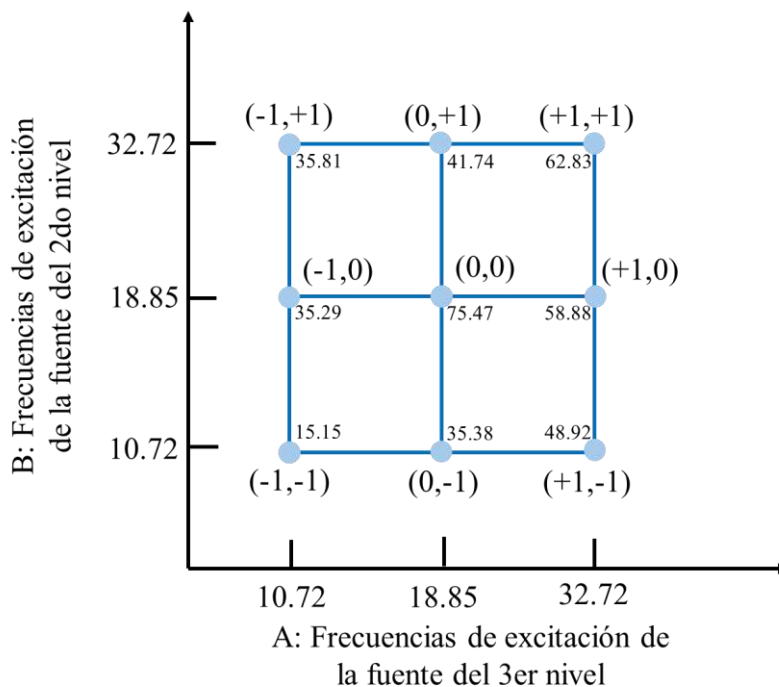
Niveles de Vibración Máxima RMS del Módulo en mm/s, Valores Promedio de las Réplicas.

Frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 3er nivel (A)	Frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 2do nivel (B)		
	10.72 Hz (-1)	18.85 Hz (0)	32.72 Hz (+1)
10.72 Hz (-1)	15.15	35.29	35.81
18.85 Hz (0)	35.38	75.47	41.74
32.72 Hz (+1)	48.92	58.88	62.83

Nota: Las notaciones de (1), (0) y (-1) son para identificar a los factores y sus tratamientos.

Figura 99

Representación Geométrica del Diseño Factorial 3².



En la Tabla 65 se calcula el promedio de las réplicas de la Tabla 64, con el fin de representar geoméricamente el diseño factorial y, el cálculo de los efectos principales y de interacción. La representación geométrica del diseño factorial 3^2 para este primer trabajo experimental se muestra en la Figura 99.

Ahora bien, el cálculo de los efectos principales (Factor A y B por separado) se procede a continuación:

7.2.2.1 Efectos principales:

Para el Factor A (Frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 3er nivel) se toma los valores promedios divididos entre la cantidad de niveles, extraído de la Tabla 65:

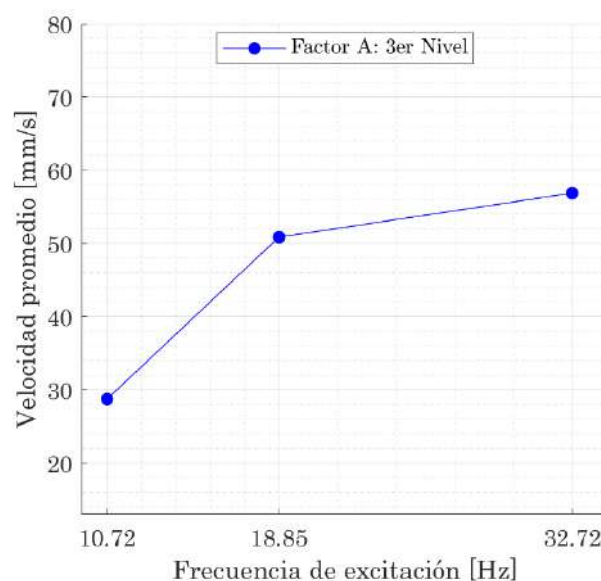
$$V_{A(-1)} = \frac{15.15 + 35.29 + 35.81}{3} = 28.75$$

$$V_{A(0)} = \frac{35.38 + 75.47 + 41.74}{3} = 50.86$$

$$V_{A(+1)} = \frac{48.92 + 58.88 + 62.83}{3} = 56.87$$

Figura 100

Efecto Principal del Factor A



Según la gráfica muestra que a medida que se va aumentando la frecuencia de operación o de funcionamiento la velocidad promedio va incrementando.

De la misma manera el cálculo se procede para el Factor B (Frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 2do nivel):

$$V_{B(-1)} = \frac{15.15 + 35.38 + 48.92}{3} = 33.15$$

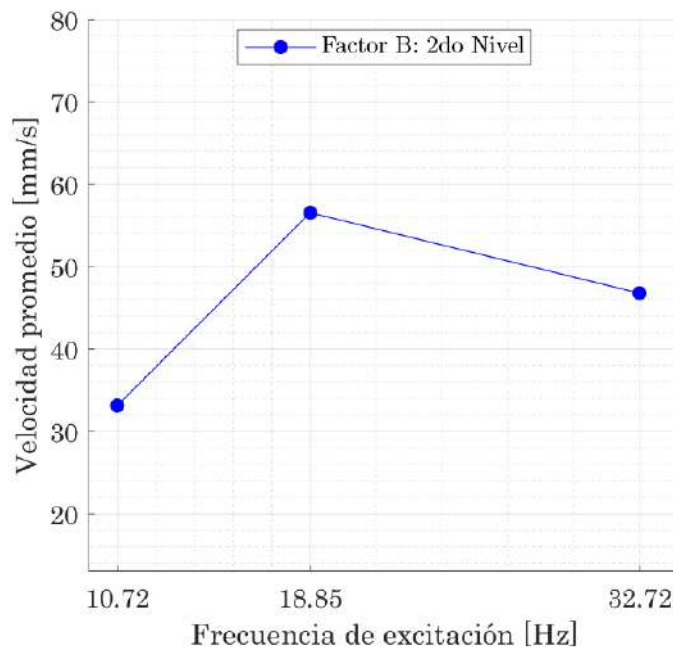
$$V_{B(0)} = \frac{35.29 + 75.47 + 58.88}{3} = 56.55$$

$$V_{B(+1)} = \frac{35.81 + 41.74 + 62.83}{3} = 46.79$$

La grafica muestra que la fuente de excitación ubicada en el 2do nivel operando a la tercera frecuencia de estudio la velocidad promedio como respuesta es notablemente menor a la segunda frecuencia de estudio.

Figura 101

Efecto Principal del Factor B



7.2.2.2 Efectos de interacción:

La gráfica de interacción es muy importante y potente para los diseños factoriales mostrando información relevante del experimento e incluso la física o fenómenos de la naturaleza de los experimentos realizados. Graficar el efecto de interacción de los factores A y B se muestra a continuación, con ayuda de la Tabla 65.

De la gráfica, Figura 102, se puede observar que la fuente ubicada en el 3er nivel operando a 10.72Hz y la fuente ubicada en el 2do nivel operando a 18.85 Hz y 32.72 Hz no afecta de manera significativa la velocidad promedio registrada (Z1). Este patrón se puede visualizar con diferentes frecuencias de operación, por ejemplo, cuando la fuente ubicada en el 3er nivel opera a 18.85 Hz y la fuente ubicada en el 2do nivel opera a 10.72 Hz y 32.72 Hz la respuesta en la velocidad promedio difieren moderadamente entre sí (Z2); de la misma manera, cuando la fuente ubicada en el 3er nivel opera a 32.72 Hz y la fuente ubicada en el 2do nivel opera a 18.85 Hz y 32.72 Hz la respuesta en la velocidad promedio no se ve afecta de forma significativa (Z3). Por lo contrario, cuando ambas fuentes operan a 18.85 Hz se tiene la respuesta máxima en la velocidad promedio.

De la gráfica de interacción se resume que existe influencia de ambos factores sobre la variable de respuesta. Por lo cual se pasa a realizar el análisis de varianza (ANOVA) para conocer la significancia estadística de los factores A, B y AB.

Figura 102

Efecto de Interacción de los Factores A y B.

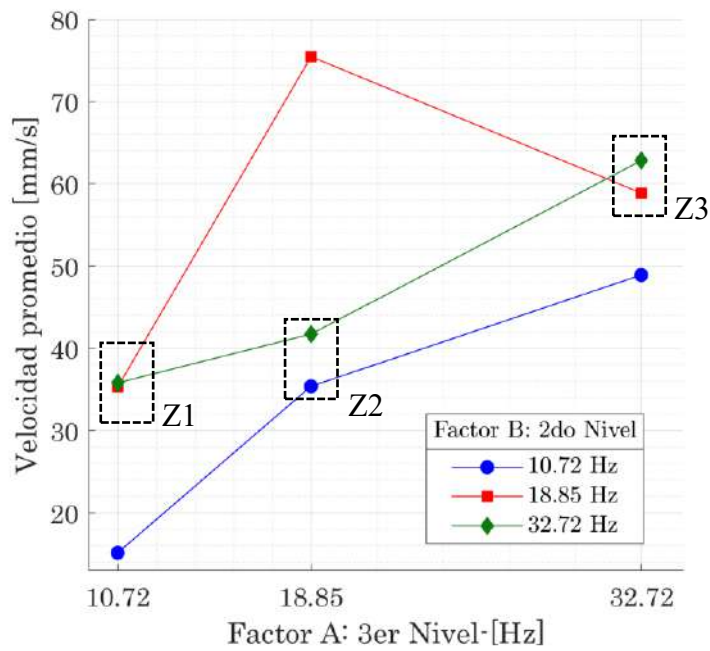


Tabla 66

Cuadro resumen de la variable de respuesta para el análisis de varianza.

		Frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 2do nivel, Hz (B)						Total $Y_{i..}$
		10.72	18.85	32.72				
Frecuencia de excitación de la fuente ubicada en el 3er nivel, Hz (A)	10.72	12.79	35.30	35.82				258.76
		16.30	45.45	35.31	105.87	35.81	107.44	
		16.36	35.26	35.81				
	18.85	35.24	72.40	41.73				457.78
		35.42	106.14	75.21	226.42	41.73	125.22	
		35.48	78.81	41.76				
	32.72	49.12	58.02	54.23				511.88
		49.10	146.75	59.10	176.65	62.82	188.48	
		48.53	59.53	71.43				
Total $Y_{.j.}$		298.34	508.94	424.14				$Y_{...}=1228.42$

Cálculo de los efectos principales y de interacción:

$$SC_A = \sum_{i=1}^3 \frac{Y_{i..}^2}{3n} - \frac{Y_{...}^2}{n3^2} = \frac{(258.76^2 + 457.78^2 + 511.88^2)}{3 \times 3} - \frac{1228.42^2}{3 \times 9} = 3948.35$$

$$SC_B = \sum_{j=1}^3 \frac{Y_{.j.}^2}{3n} - \frac{Y_{...}^2}{n3^2} = \frac{(298.34^2 + 508.94^2 + 424.14^2)}{3 \times 3} - \frac{1228.42^2}{3 \times 9} = 2486.71$$

$$SC_{AB} = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \frac{Y_{ij.}^2}{n} - \frac{Y_{...}^2}{n3^2} - SC_A - SC_B$$

$$= \frac{(45.45^2 + 105.87^2 + 107.44^2 + 106.14^2 + 226.42^2 + 125.22^2 + 146.75^2 + 176.65^2 + 188.48^2)}{3}$$

$$- \frac{1228.42^2}{3 \times 9} - 3948.35 - 2486.71 = 1440.4$$

La suma de cuadrados totales es:

$$SC_T = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 \sum_{k=1}^n Y_{ijk}^2 - \frac{Y_{...}^2}{n3^2}$$

$$= (12.79^2 + 16.30^2 + 16.36^2 + \dots + 54.23^2 + 62.82^2 + 71.43^2)$$

$$- \frac{1228.42^2}{3 \times 9} = 8053.85$$

y, para terminar, se obtiene la suma de cuadrados del error como:

$$SC_E = SC_T - SC_{AB} - SC_A - SC_B = 8053.85 - 1440.4 - 3948.35 - 2486.71 = 178.39$$

Con suma de cuadrados de construye el cuadro ANOVA:

Tabla 67

ANOVA global para el diseño factorial 3².

FV	SC	GL	CM	F _o	Valor-P
A	3948.35	2	1974.18	199.2	~0.000
B	2486.71	2	1243.35	125.46	~0.000
AB	1440.4	4	360.1	36.33	~0.000
Error	178.39	18	9.91		
Total	8053.85	26			

De acuerdo con el ANOVA en la columna de valor-p se tiene un valor estimado evidentemente menor a 0.05. Por lo tanto, se rechazan las hipótesis nulas y se acepta que, sí hay efecto de A, B y AB significativo. Del valor de F_0 se observa que el efecto más importante es el factor A.

Según (Navidi, 2006, pp. 674-675) indica que si el efecto de interacción, en el diseño factorial de dos factores, no es significativo, es decir, el modelo aditivo es creíble o aplicable, se emplea el método de Tukey (útil para las comparaciones múltiples en un ANOVA) para determinar cuáles pares de los efectos de ambos factores difieren entre sí. En nuestro caso, el efecto de la interacción es significativo por el valor-p calculado en la Tabla 67, por tanto, no se realiza el cálculo de las comparaciones de los efectos. Además, (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012), p. 125) aclara que el cálculo de las comparaciones de medias por el método LSD (método de diferencia mínima significativa) es engañoso cuando el efecto de la interacción es significativo.

De manera adicional se determina los coeficientes de determinación y determinación ajustada del modelo.

$$R^2 = \frac{SC_{total} - SC_{error}}{SC_{total}} \times 100 = \frac{8053.85 - 178.39}{8053.85} \times 100 = 97.78\%$$

$$R_{aj}^2 = \frac{CM_{total} - CM_{error}}{CM_{total}} \times 100 = \frac{8053.85/26 - 178.39/18}{8053.85/26} \times 100 = 96.8\%$$

Esto significa que los factores estudiados junto a su interacción explican un alto porcentaje de la variabilidad observada en la variable de respuesta (niveles de vibración).

La contundencia del valor-p en la tabla de ANOVA es tan fuerte que es muy difícil que una violación moderada de los supuestos del modelo cambie la conclusión obtenida.

Y, por último, los supuestos del modelo estadístico, recordando que estos son generalmente gráficos, son extraídos directamente del programa estadístico MINITAB.

En la Figura 98 a) se observa que los residuos no se ajustan totalmente a la línea recta, por lo que sugiere que el supuesto de normalidad no es correcto, y, tenemos en la Figura 98 b) que aparentemente se distribuyen con un patrón en forma de embudo que podría indicar una violación moderada del supuesto de varianzas constantes de los tratamientos. Sin embargo, de acuerdo con la naturaleza del estudio de la presente tesis se admite el no cumplimiento moderado de estos supuestos.

A pesar de lo antes dicho, y dado el valor-p contundente en el ANOVA se prevé la no afectación en la conclusión sobre el mejor tratamiento. Por lo tanto, el tratamiento que evidencia una alta respuesta de la variable de salida (velocidad máxima RMS) se muestra en la Tabla 68. Se concluye que existe una interacción significativa entre las frecuencias de excitaciones de las ambas fuentes ubicadas en el 3er nivel y 2do nivel, por lo que los efectos principales también son significativos. Esto quiere decir que en los tres casos se rechaza la hipótesis nula (H_0) y se acepta la hipótesis alternativa (H_A).

Más adelante con este tratamiento se procede a realizar un comparativo entre la metodología analítica y de simulación.

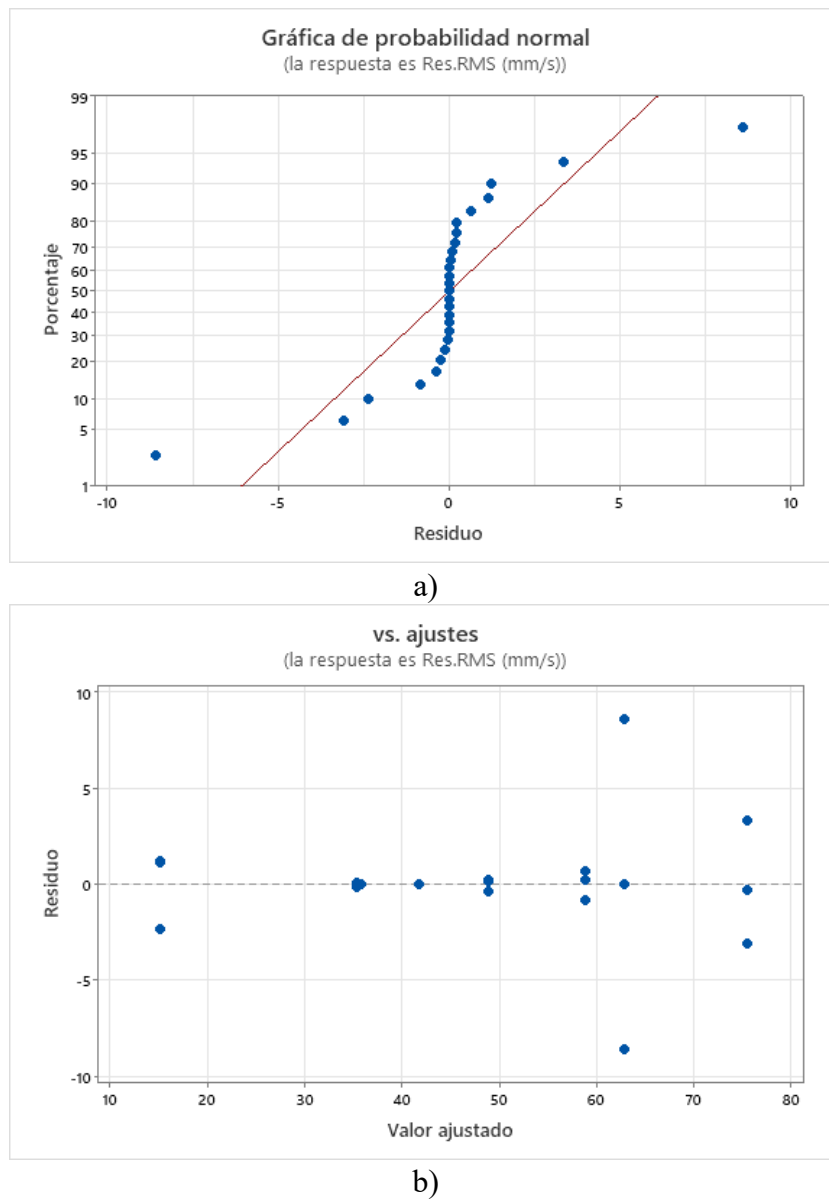
Tabla 68

Respuesta máxima en RMS al tratamiento de los factores A y B.

Factor A [Hz]	Factor B [Hz]	Respuesta [mm/s]
18.85	18.85	75.47

Figura 103

Supuestos de Normalidad y Varianza Constante.



Nota: a) Grafico de probabilidad normal de residuos, b) Grafica de los valores ajustados (valores predichos) con los residuos.

7.2.3 Análisis Comparativos Para la Condición Crítica

7.2.3.1 Modal

Ahora bien, en cuanto al análisis modal (enfoque analítico) se añade una fuente de excitación en el módulo para el cálculo de su respuesta dinámica cuando estas dos fuentes de

excitación actúan a la segunda frecuencia de estudio de 18.85 Hz tal como visualiza en la Figura 104. De acuerdo con (Bottega, 2013) la respuesta total del sistema está dada por la suma de las respuestas asociadas a su excitación por separado. Lo dicho se expresa de la siguiente manera:

$$U_T = U_{T,F_{03}}^{\omega_2} + U_{T,F_{02}}^{\omega_2} \quad (120)$$

Donde:

ω_2 : Denota la segunda frecuencia de excitación estudiada.

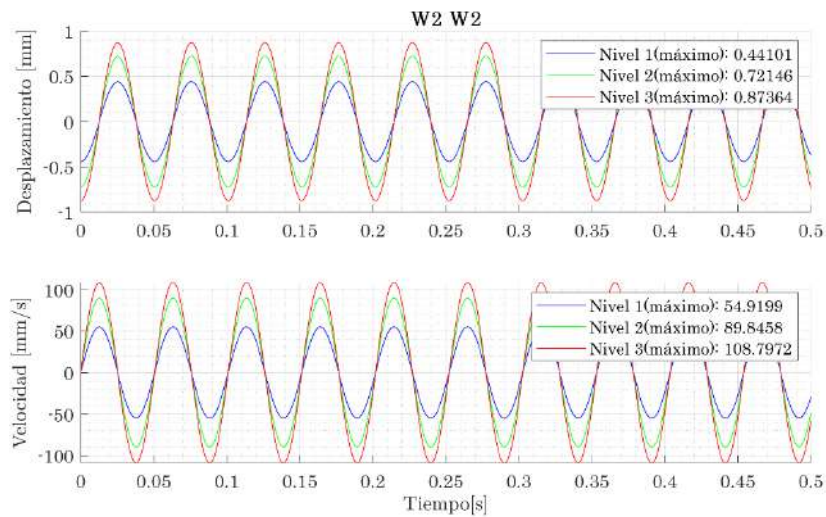
$U_{T,F_{03}}^{\omega_2}$: Respuesta total del sistema cuando la fuente se ubica en el tercer nivel a la segunda frecuencia de excitación estudiada.

$U_{T,F_{02}}^{\omega_2}$: Respuesta total del sistema cuando la fuente se ubica en el segundo nivel a la segunda frecuencia de excitación estudiada.

En este caso de estudio en el que la fuente ubicada en el tercer nivel y la segunda fuente ubicada en el segundo nivel operan a la misma frecuencia de excitación, ya fueron calculadas y graficadas de manera independiente en el Capítulo III, por lo tanto, se procede a realizar la superposición de la respuesta tal como muestra la Ecuación (120). Su grafica se muestra a continuación:

Figura 104

Respuesta total cuando $\omega_{3^\circ \text{ nivel}} = 18.85 \text{ Hz}$ y $\omega_{2^\circ \text{ nivel}} = 18.85 \text{ Hz}$ operan sobre el módulo.



Los valores RMS en velocidad son para el nivel 1: **38.2 mm/s**; para el nivel 2: **63.52 mm/s**; y, para el nivel 3: **76.91 mm/s**.

7.2.3.2 Simulación

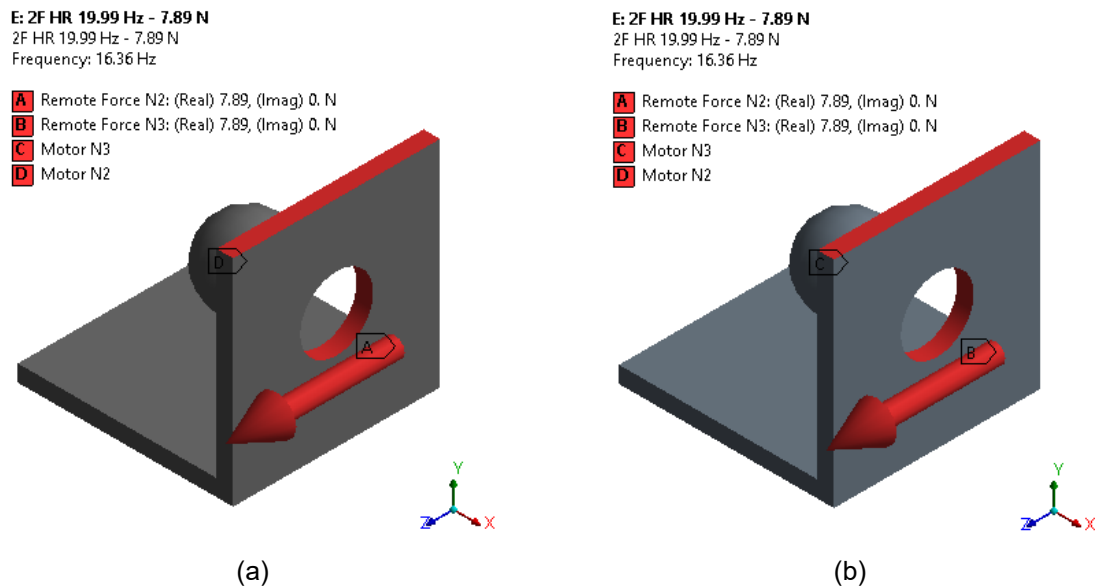
La simulación de respuesta dinámica del módulo, sometida a dos fuentes de excitación que actúan a la segunda frecuencia de estudio, se lleva a cabo utilizando el análisis *Harmonic Response* mediante el método de superposición modal (MSPU), vinculado a la Simulación *Modal*. Esta etapa se especifica el amortiguamiento mediante el coeficiente de rigidez y masa (Amortiguamiento de Rayleigh).

Dado que el análisis *Harmonic Response* está vinculado a la Simulación *Modal*, los dos sistemas de análisis comparten el modelo geométrico, datos de ingeniería, discretización y la condición de borde de empotramiento establecidos en el Simulación *Modal*.

La condición de carga definida como fuerzas remotas de carácter armónico con un factor de estudio de 1.15 respecto a la frecuencia natural de modo torsional vertical, se definen sobre los soportes de cada motor como se presenta en la Figura 105.

Figura 105

Carga Aplicada al Modelo en la Segunda Frecuencia de Estudio.



Nota. Carga aplicada en el soporte del motor del: a) Tercer nivel y b) Segundo Nivel. La fuerza remota se ubica a una distancia de 14mm en dirección X del soporte de motor.

Los resultados de la respuesta dinámica en estado estacionario resumidos en la Tabla 69, obtenidos mediante el análisis *Harmonic Response* bajo las condiciones de carga presentadas en la Figura 105 (ambas en fase), se presentan como respuesta de velocidad en frecuencia en la Figura 106. El tiempo de solución registrado en la simulación de respuesta dinámica es de 27 segundos.

(Mobius Institute, 2019, p. 1-36) indica que, para ondas puramente sinusoidales, la velocidad cuadrática media (RMS) corresponde a 0.707 veces la velocidad pico, es decir, $V_{RMS} = V_{peak}/\sqrt{2}$. Esta relación permite obtener los valores RMS presentados en la Tabla 69.

Tabla 69

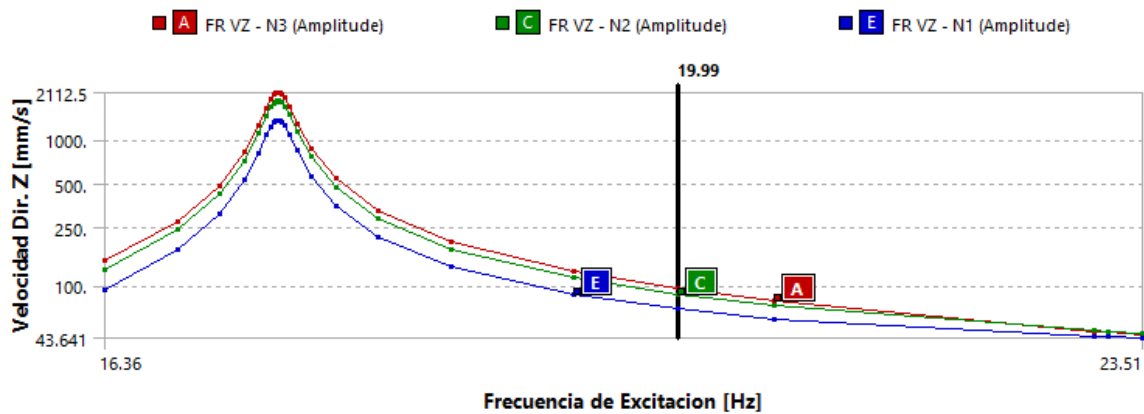
Respuesta de los Tres Niveles con la Fuente de Excitación en el Tercer Nivel.

Nivel	Resp. en Velocidad [mm/s]	Velocidad RMS [mm/s]
Nivel 3	95.90	67.80
Nivel 2	87.31	61.73
Nivel 1	69.01	48.79

Nota. Los niveles 3, 2 y 1 se asocian a los niveles N3, N2 y N1, y la respuesta en velocidad, que representa la amplitud máxima, se obtiene de los datos de la Figura 106.

Figura 106

Respuesta de Velocidad en Frecuencia de los Tres Niveles.



Nota. Las etiquetas A, C y E de la leyenda corresponden a los niveles N3, N2 y N1.

7.2.3.3 Comparación y Validación

Para este punto de comparación se construye una tabla comparativa de las velocidades estimadas por el análisis modal (analítico), simulación (FEM) y lo determinado para la condición crítica en la que se obtiene una respuesta máxima de los tres pisos.

Tabla 70

Comparación de la Respuesta en Velocidad RMS Para la Condición Crítica.

Experimental [mm/s]	Analítico [mm/s]	FEM [mm/s]	Exp. vs Analítico [%]	Exp. vs FEM [%]
75.47	76.91	67.80	1.9	10.2

7.3 Análisis y diseño experimental para la configuración con una fuente

Ahora es para el trabajo experimental en el que el módulo esta excitado por una sola fuente, esta cambia en los diferentes pisos y frecuencias de excitación.

1. Estudiar el efecto de variar la frecuencia de excitación cercanas a sus tres primeras frecuencias naturales y la ubicación de estas fuentes de vibración en sus 3 niveles para determinar sus respuestas dinámicas del sistema.
2. La variable de respuesta es velocidad RMS en mm/s de los pisos del módulo.
3. Los factores estudiados son 2, la posición de la fuente en los niveles del módulo y las frecuencias de excitación de esta.
4. Los niveles para cada factor son 3. Con ello se tiene un diseño factorial 3^2 con tres réplicas de cada arreglo factorial obteniéndose un total de 27 corridas experimentales.
5. Las personas encargadas del trabajo experimental son: Luis M. C. Deza y Jiret. E. Q. Puma. Con la siguiente lista se tiene el arreglo de los tratamientos
6. Una vez realizado la matriz de diseño, se procede a realizar las corridas experimentales.

Tabla 71*Matriz de Diseño o Arreglo Factorial Para el Segundo Trabajo Experimental.*

Arreglo factorial 1			Arreglo factorial 2			Arreglo factorial 3		
#	Posición de la fuente en el nivel	Frecuencia de la fuente	#	Posición de la fuente en el nivel	Frecuencia de la fuente	#	Posición de la fuente en el nivel	Frecuencia de la fuente
1	Nivel 3	10.72 Hz	10	Nivel 3	10.72 Hz	19	Nivel 3	10.72 Hz
2	Nivel 3	18.85 Hz	11	Nivel 3	18.85 Hz	20	Nivel 3	18.85 Hz
3	Nivel 3	32.72 Hz	12	Nivel 3	32.72 Hz	21	Nivel 3	32.72 Hz
4	Nivel 2	10.72 Hz	13	Nivel 2	10.72 Hz	22	Nivel 2	10.72 Hz
5	Nivel 2	18.85 Hz	14	Nivel 2	18.85 Hz	23	Nivel 2	18.85 Hz
6	Nivel 2	32.72 Hz	15	Nivel 2	32.72 Hz	24	Nivel 2	32.72 Hz
7	Nivel 1	10.72 Hz	16	Nivel 1	10.72 Hz	25	Nivel 1	10.72 Hz
8	Nivel 1	18.85 Hz	17	Nivel 1	18.85 Hz	26	Nivel 1	18.85 Hz
9	Nivel 1	32.72 Hz	18	Nivel 1	32.72 Hz	27	Nivel 1	32.72 Hz

7.3.1 Respuesta Experimental

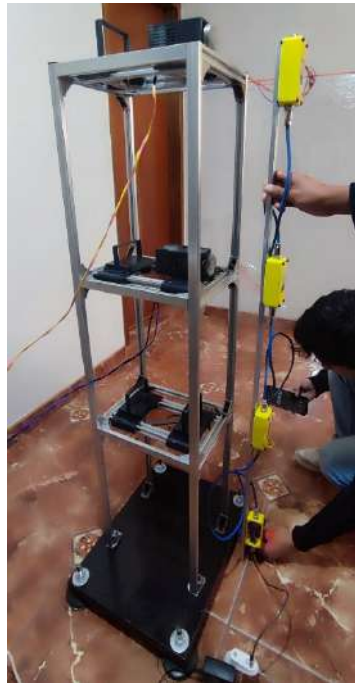
Tomando en consideración el rango de frecuencias y la duración de la serie temporal descritos en el análisis y diseño experimental para la configuración de dos fuentes, se procede con la adquisición de datos para cada ensayo descrito en la Matriz de Diseño o Arreglo Factorial Para el Segundo Trabajo Experimental detallado en la Tabla 71.

7.3.1.1 Adquisición de Datos

La adquisición de los datos, se realizan mediante el sistema de adquisición descrito en el análisis modal operacional. La Figura 107, muestra la instalación de los acelerómetros en los tres niveles del módulo.

Figura 107

Instalación de Acelerómetros Para el Segundo Trabajo Experimental.



7.3.1.2 Análisis y procesamiento de Datos

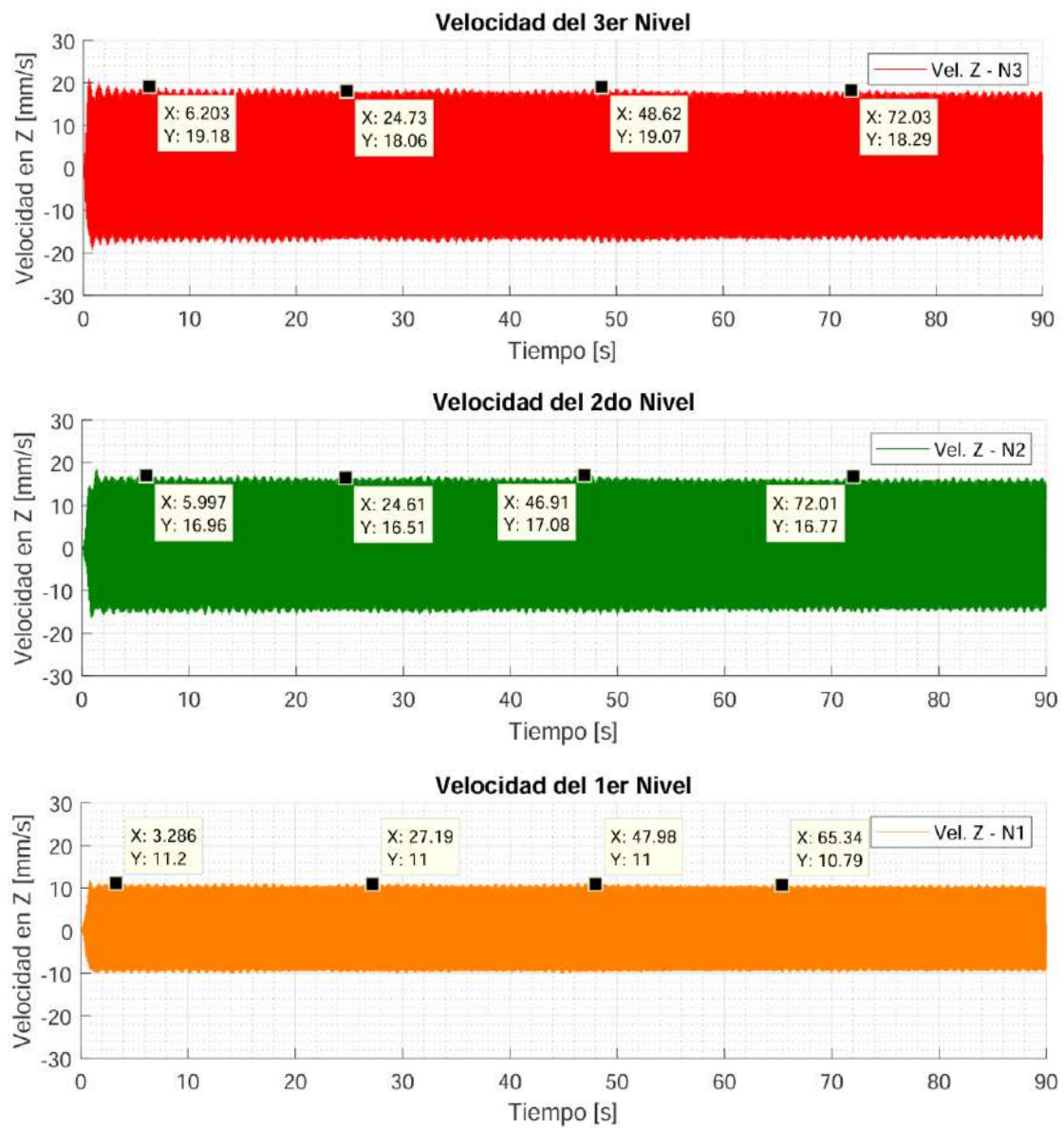
De igual manera, el análisis y procesamiento de los datos de los tres niveles registrados para cada ensayo experimental se realizan empleando el software *VibrationData* conforme al flujograma presentado en la Figura 97. Los resultados del análisis y procesamiento de la aceleración en dirección horizontal (Z) del arreglo factorial 1, ensayo #1, detallado en la Tabla 71, se ilustran en la Figura 108 donde las unidades de velocidad se expresan en mm/s.

Los resultados del análisis y procesamiento de la aceleración en dirección horizontal (Z) de los ensayos restantes del arreglo factorial 1, así como de los ensayos correspondiente al arreglo factorial 2 y 3, se presentan de manera extensa en el ANEXO I.

Los datos de velocidad en el tiempo, expresados en mm/s, se convierten a velocidad RMS. De modo que, la información correspondiente a las 27 corridas experimentales de la Tabla 71 se presentan de manera resumida en la Tabla 72.

Figura 108

Velocidad en el tiempo: Ensayo #1, Arreglo Factorial 1, Segundo Experimento.



7.3.2 Análisis estadístico

Luego de realizar los experimentos, se genera una tabla con la variable de respuesta y los factores de estudio. Siendo el factor A: la posición de la fuente en los niveles del módulo y el factor B: la frecuencia de excitación de la fuente.

Tabla 72

Niveles de vibración máxima RMS del módulo en mm/s.

Posición de la fuente en el nivel (A)	Frecuencia de excitación de la fuente (B)		
	10.72 Hz (-1)	18.85 Hz (0)	32.72 Hz (+1)
Nivel 3 (+1)	12.21	34.23	50.80
	12.02	34.46	51.55
	11.96	34.66	51.27
Nivel 2 (0)	9.87	34.25	35.25
	9.68	34.12	35.24
	9.57	34.03	35.24
Nivel 1 (-1)	6.30	23.55	37.07
	6.29	23.55	36.82
	6.23	23.55	37.33

Nota. Las notaciones de (1), (0) y (-1) son para identificar a los factores y sus tratamientos.

Se establecen las hipótesis para este segundo trabajo experimental como sigue:

- Para el factor A (Posición de la fuente)

H_0 : El factor de la posición de la fuente en los niveles de la estructura **no** afecta la variable de respuesta.

H_A : El factor de la posición de la fuente en los niveles de la estructura **si** afecta la variable de respuesta.

- Para el factor B (frecuencia de excitación)

H_0 : El factor de la frecuencia de excitación de la fuente **no** afecta la variable de respuesta.

H_A : El factor de la frecuencia de excitación de la fuente **si** afecta la variable de respuesta.

- Para el factor AB (Posición de la fuente y su frecuencia de excitación)

H_0 : La interacción de los factores de la posición de la fuente de y la frecuencia de excitación de esta **no** afecta la variable de respuesta.

H_A : La interacción de los factores de la posición de la fuente de y la frecuencia de excitación de esta **si** afecta la variable de respuesta.

En la Tabla 73 se calcula el promedio de las réplicas de la tabla anterior, con el fin de representar geoméricamente el diseño factorial y, el cálculo de los efectos principales y de interacción.

La representación geométrica del diseño factorial 3^2 para este primer trabajo experimental se calcula en base al promedio de cada tratamiento y sus réplicas, y se muestra en la Figura 109.

Tabla 73

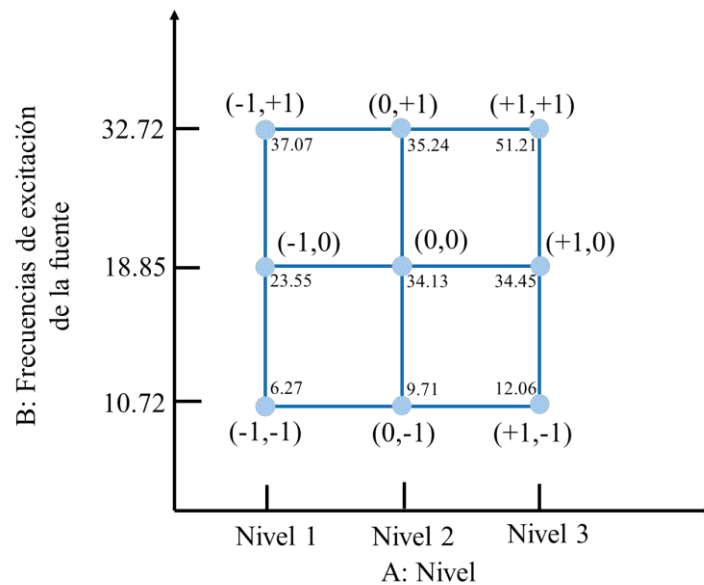
Niveles de Vibración Máxima RMS del Módulo en mm/s, Valores Promedio de las Réplicas.

Posición de la fuente en el nivel (A)	Frecuencia de excitación de la fuente (B)		
	10.72 Hz (-1)	18.85 Hz (0)	32.72 Hz (+1)
Nivel 3 (+1)	12.06	34.45	51.21
Nivel 2 (0)	9.71	34.13	35.24
Nivel 1 (-1)	6.27	23.55	37.07

Nota: Las notaciones de (1), (0) y (-1) son para identificar a los factores y sus tratamientos.

Figura 109

Representación Geométrica del Diseño Factorial 3².



Nota: Las notaciones de (+1), (0) y (-1) son para identificar a los factores y sus tratamientos.

Ahora bien, las gráficas de los efectos principales (Factor A y B por separado) se muestran a continuación, el cálculo de los puntos de la gráfica se ejecuta de la misma manera que en el primer trabajo experimental. Figura 110 muestra el efecto principal del factor A, donde se visualiza que a la velocidad promedio como respuesta incrementa a medida que la fuente se ubica en niveles superiores de la estructura tipo marco. Por otra parte, en la Figura 111 se observa el mismo patrón, es decir, la velocidad sube cuando la frecuencia de excitación de la fuente aumenta.

7.3.2.1 Efectos principales

Figura 110

Efecto Principal del Factor A.

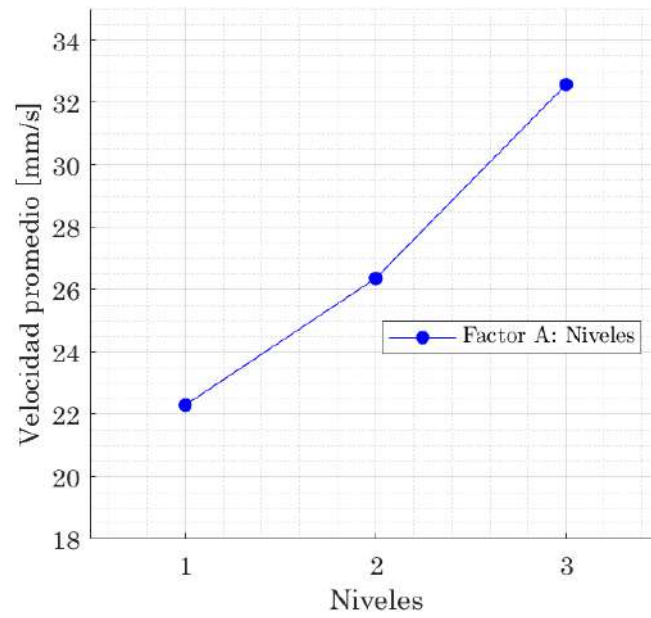
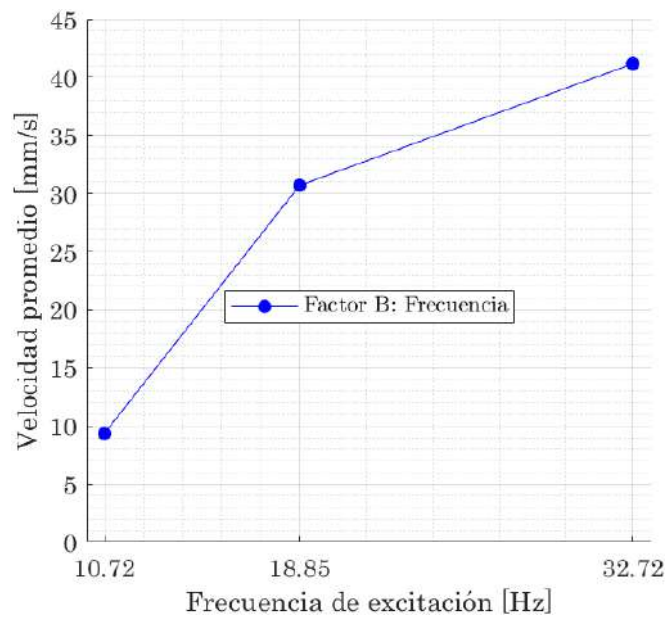


Figura 111

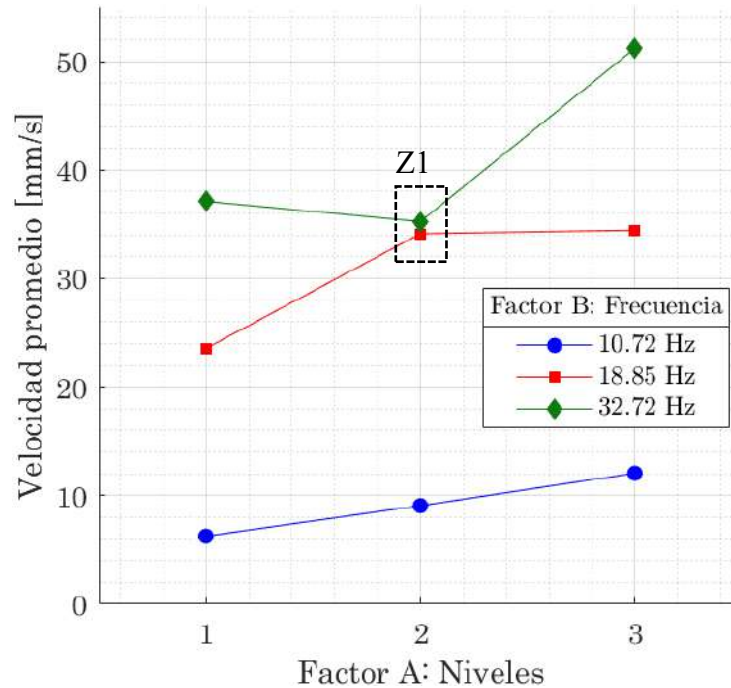
Efecto Principal del Factor B.



7.3.2.2 Efectos de interacción

Figura 112

Efecto de Interacción de los Factores AB.



De la gráfica se puede observar que la fuente de excitación ubicada en el 2do nivel operando a 18.85 Hz y a 32.72 Hz no afecta de manera significativa la velocidad promedio registrada (Z1). De otro lado, se visualiza también un cambio menor en la subida de la velocidad captada en la estructura cuando la fuente opera a 18.85 Hz y esta se ubica en el 2do y 3er nivel. La respuesta máxima registrada se da cuando la fuente opera a la máxima frecuencia de estudio (32.72 Hz) y se ubica en el 3er nivel de la estructura tipo marco.

De la gráfica de interacción se resume que existe una aparente moderada influencia de ambos factores sobre la variable de respuesta. Por lo cual se pasa a realizar el análisis de varianza (ANOVA) para conocer la significancia estadística concluyente de los factores A, B y AB.

Tabla 74

Cuadro resumen de la variable de respuesta para el análisis de varianza.

		Frecuencia de excitación de la fuente, Hz (B)						Total $Y_{i..}$
		10.72		18.85		32.72		
Posición de la fuente en los niveles (A)	Nivel 3	12.21		34.23		50.80		293.61
		12.02	36.19	34.46	103.35	51.55	153.62	
		11.96		34.66		51.27		
	Nivel 2	9.87		34.25		35.25		237.25
		9.68	29.12	34.12	102.4	35.24	105.73	
		9.57		34.03		35.24		
	Nivel 1	6.30		23.55		37.07		200.69
		6.29	18.82	23.55	70.65	36.82	111.22	
		6.23		23.55		37.33		
	Total $Y_{.j}$		84.13		276.4		370.57	$Y_{...}=731.1$

El procedimiento de cálculo es el mismo que se aplicó en el primer trabajo experimental, debido a que se trata del mismo diseño factorial (3^2), por tanto, el cálculo se resume con suma de cuadrados con el que se construye el cuadro ANOVA:

De acuerdo con el ANOVA en la columna de valor-p se tiene un valor estimado muchísimo menor a 0.05. Por lo tanto, se rechazan las hipótesis nulas y se acepta que, sí hay efecto de A, B y AB significativo. Del valor de F_0 se observa que el efecto más importante es el factor B.

Tabla 75

ANOVA global para el diseño factorial 3^2 .

FV	SC	GL	CM	F_0	Valor-P
A	481.97	2	204.99	7025.08	~0.000
B	4736.43	2	2368.22	69036.72	~0.000
AB	257.74	4	64.43	1878.36	~0.000
Error	0.62	18	0.03		
Total	5476.76	26			

En este segundo caso de análisis estadístico por lo expuesto por (Navidi, 2006, pp. 674-675) y (Gutiérrez Pulido & de la Vara Salazar, 2012, p. 125) no se realiza el cálculo de las comparaciones de los efectos sobre sus medias, debido al efecto de interacción significativo respaldado por el valor-p de la Tabla 75.

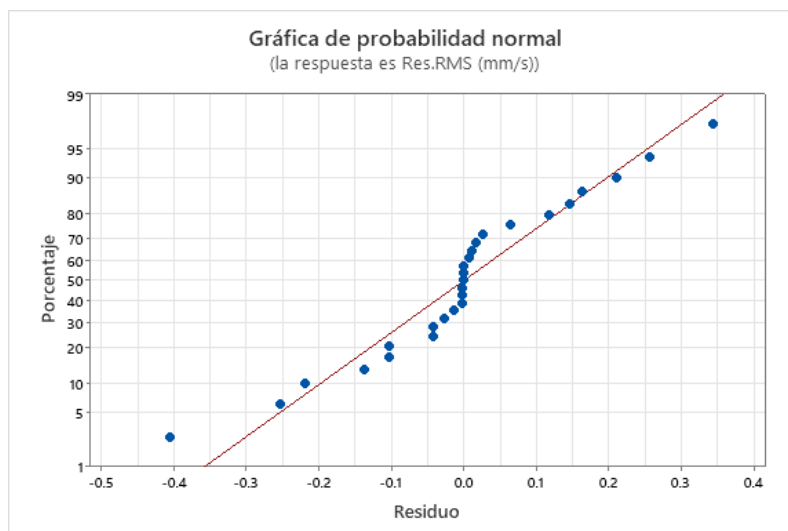
Los coeficientes de determinación y determinación ajustada del modelo son $R^2 = 99.99\%$ y $R_{aj}^2 = 99.98\%$ respectivamente. Esto significa que los factores estudiados junto a su interacción explican un alto porcentaje de la variabilidad observada en la variable de respuesta (niveles de vibración).

La contundencia del valor-p en la tabla de ANOVA es tan fuerte que es muy difícil que una violación moderada de los supuestos del modelo cambie la conclusión obtenida.

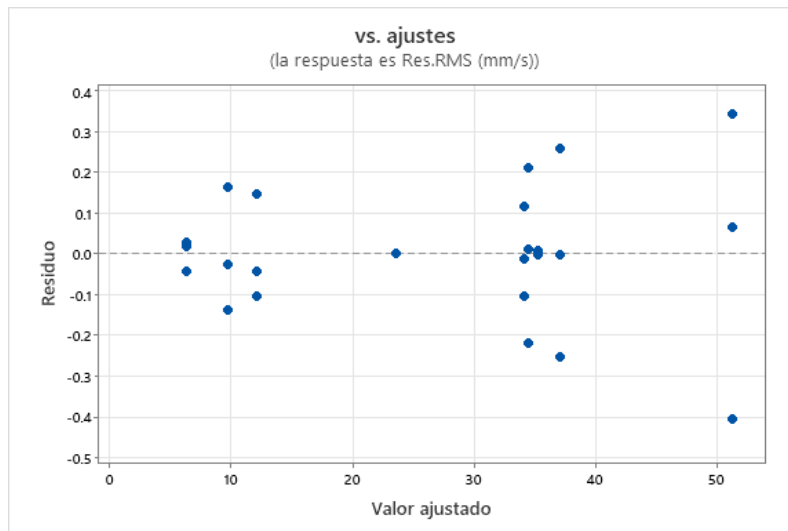
Y, por último, los supuestos del modelo estadístico, recordando que estos son generalmente gráficos, son extraídos directamente del programa estadístico *MINITAB*.

Figura 113

Supuestos de Normalidad y Varianza Constante.



a)



b)

Nota. a) Grafico de probabilidad normal de residuos, b) Grafica de los valores ajustados (valores predichos) con los residuos.

En la Figura 113 a) se observa que los residuos no se ajustan totalmente a la línea recta, por lo sugiere que el supuesto de normalidad no es correcto, y, tenemos en la Figura 113 b) que aparentemente se distribuyen con un patrón en forma de embudo que podría indicar una violación moderada del supuesto de varianza constante de los tratamientos. Sin embargo, de acuerdo con la naturaleza del estudio de la presente tesis se admite el no cumplimiento moderado de estos supuestos.

A pesar de lo antes dicho, y dado el valor-p contundente en el ANOVA se prevé la no afectación en la conclusión sobre el mejor tratamiento. Se concluye que existe una interacción significativa entre la posición de la fuente de excitación y su frecuencia de estudio u operación afectan la velocidad promedio registrada, por lo que también los efectos principales son significativos. Esto quiere decir que también en los tres casos se rechaza la hipótesis nula (H_0) y se acepta la hipótesis alternativa (H_A).

Por lo tanto, el tratamiento que evidencia una alta respuesta de la variable de salida (velocidad máxima RMS) de acuerdo con la Tabla 76, es:

Tabla 76

Respuesta máxima en RMS al tratamiento de los factores A y B.

Factor A Nivel	Factor B [Hz]	Respuesta [mm/s]
Nivel 3	32.72	51.21

7.3.3 Análisis comparativo para el caso de estudio de la condición máxima

7.3.3.1 Comparación y validación

Ahora bien, los Capítulos V (Enfoque Analítico) y VI (Enfoque de Simulación) en sus apartados 5.5 y 6.2 respectivamente se ha calculado la respuesta en velocidad máxima y RMS, por tanto, de manera particular se realiza la comparación para el primer caso de estudio en la Tabla 77.

Los resultados de las diferencias con respecto a los resultados experimentales son aceptables y validan los modelos (Teórico y FEM) para la respuesta dinámica del módulo experimental.

Tabla 77

Comparación de la respuesta en velocidad RMS para el primer caso de estudio.

Frecuencia	Experimental [mm/s]	Analítico [mm/s]	FEM [mm/s]	Exp. vs Analítico [%]	Exp. vs FEM [%]
$\omega \approx 1.15\omega_{f1}$	12.06	11.18	12.20	7.3	1.2
$\omega \approx 1.15\omega_{t1}$	34.45	38.83	31.53	12.7	8.5
$\omega \approx 1.15\omega_{f2}$	51.21	58.55	55.62	14.3	8.6

CONCLUSIONES

- El diseño óptimo se ha logrado en base a la lista de exigencias conforme a las directrices VDI 2221, 2222 Hoja 1, 2223 y 2225 Hoja 1, 2 y 3, resultando en un módulo experimental con una estructura tipo marco compuesto por perfiles de Aluminio V-Slot 1020 y V-Slot 2020 fijada a una placa de acero que se apoya en cuatro niveladores de caucho y contando con tres pisos desmontables, cinco masas de equilibrio, dos fuentes de excitación y un sistema de control de frecuencia de rotación de ambos motores por Arduino.
- La construcción del módulo experimental ha permitido efectuar los ensayos modales por el Análisis Modal Operacional (OMA) identificando tres frecuencias naturales y sus modos normales asociados a cada frecuencia, los cuales son materia de estudio estadístico, de 9.36 Hz (modo de tipo flexión lateral), 16.39 Hz (modo de tipo torsional) y 28.45 Hz (segundo modo de tipo flexión lateral), así mismo, el OMA permitió conocer las fracciones de amortiguamiento modal asociado a cada frecuencia natural, de 0.044%, 0.033% y 0.027% respectivamente.
- Por medio de la reducción al módulo experimental a un sistema discreto equivalente a 3GDL dividido para el movimiento traslacional y rotacional se obtiene las frecuencias naturales de 9.17Hz, 25.7Hz, 37.13Hz, y 17.23Hz, 48.29Hz, 59.78Hz, respectivamente.
- Con las frecuencias y fracciones amortiguamiento identificadas por el OMA se calcula los coeficientes de Rayleigh y se obtiene las fracciones de amortiguamiento modal de 0.036% (para 37.13 Hz), 0.042% (para 48.29 Hz) y 0.055% (para 59.78 Hz).
- Se determina la respuesta dinámica de cada piso en función del tiempo mediante la teoría del análisis modal clásico de acuerdo con el diseño factorial 3^2 cuando el módulo experimental es sometido a una fuente de excitación, obteniéndose una

velocidad máxima global de 82.81 mm/s y velocidad RMS global de 58.55 mm/s (Motor ubicado en el 3er nivel y operando a la frecuencia de 29.55 Hz).

- Mediante la simulación modal realizada por el método de los elementos finitos se obtuvo las siguientes frecuencias naturales: 9.82 Hz, 10.41 Hz, 17.38 Hz, 29.07 Hz, 42.08 Hz, 45.22 Hz, 57.72 Hz, 81.16 Hz, 98.64 Hz y 187.06 Hz. Entre estas, se destacan las frecuencias naturales de mayor interés para el estudio: 9.82 Hz, 17.38 Hz y 29.07 Hz, correspondientes a los modos de vibración de flexión en Z (lateral), modo de torsión en Y, y modo de segunda flexión en Z (lateral), respectivamente.
- Se realiza la comparación de las frecuencias naturales bajo los enfoques utilizados el cual tiene diferencias de 1.61%, 5.12% y 9.6% con respecto al cálculo por el software *Modal Analysis* de *Ansys* y de 5.36%, 6.01% y 2.18% con respecto al cálculo teórico de acuerdo con el modelo discreto equivalente a 3GDL.
- Se realizó la simulación de respuesta dinámica del módulo en función de la frecuencia mediante el análisis *Harmonic Response* de acuerdo con el diseño factorial 3^2 cuando el módulo experimental es sometido a una fuente de excitación, obteniéndose una velocidad máxima global de 78.67 mm/s y velocidad RMS de 55.62 mm/s (Fuente de excitación ubicada en el 3er nivel y operando a la frecuencia de 33.43 Hz).
- Se realizó el análisis estadístico a partir del diseño factorial 3^2 del primer trabajo experimental en cual el módulo experimental se somete a dos fuentes de excitación operando a frecuencias cercanas a las tres frecuencias naturales identificadas por el OMA, tras realizar las 27 corridas experimentales, la gráfica de interacción junto al cuadro ANOVA, refleja una interacción activa y estadísticamente significativa de ambos factores, es decir, las frecuencias de operación a un factor de estudio de 1.15 tiene influencia sobre la variable de respuesta (velocidad medida en RMS), sobre todo el factor A (la frecuencia de operación del motor 1 ubicado en el tercer nivel). Además,

los datos evidencian que la condición crítica se efectúa cuando ambas fuentes de excitación operan a la frecuencia de 18.85 Hz en el cual se obtiene una velocidad RMS global de 75.47 mm/s.

- Para la condición crítica se obtiene una diferencia relativa de 1.9% y 10.2% con respecto al cálculo teórico del análisis modal clásico y al método de elementos finitos asistido por *Ansys* con la herramienta *Harmonic Response* respectivamente.
- Continuando con los experimentos, se realizó el análisis estadístico a partir del diseño factorial 3^2 del segundo trabajo experimental en cual el módulo experimental se somete a una fuente de excitación operando a frecuencias cercanas a las tres frecuencias naturales identificadas por el OMA ubicado en cada piso del módulo, tras realizar las 27 corridas experimentales, la gráfica de interacción junto al cuadro ANOVA, refleja una interacción activa y estadísticamente significativa de ambos factores, es decir, la frecuencia de operación a un factor de estudio de 1.15 y la ubicación de la fuente de excitación tiene influencia sobre la variable de respuesta (velocidad medida en RMS), sobre todo el factor B (frecuencia de operación del motor). Además, los datos evidencian que la condición crítica para este diseño factorial ocurre cuando la fuente de excitación opera a la frecuencia de 32.72 Hz y está ubicado en el 3er nivel del módulo, obteniéndose una velocidad RMS global de 51.21 mm/s.
- Para la condición crítica del segundo trabajo experimental para la velocidad RMS global de 51.21 mm/s se obtiene una diferencia con respecto al cálculo teórico de 14.3% y al método de elementos finitos de 8.6%, el cual valida ambos modelos para la respuesta dinámica del módulo experimental.

RECOMENDACIONES

- Evitar el funcionamiento del módulo a sus frecuencias naturales por periodos largos de tiempo, estado que puede afectar la integridad de la columna V-Slot 1020 y su sujeción a la placa base del módulo produciendo eventualmente fatiga de los materiales.
- Es necesario el correcto nivel de la placa base, ajustando los pies niveladores, para evitar amplitudes excesivas en dirección X, eje axial al eje del motor DC, cuando se intenta excitar el primer modo, de tipo flexión, de la estructura tipo marco.
- No es recomendable utilizar el módulo por encima de los 40 Hz (2400 RPM), porque se ha evidenciado no estabilidad de los apoyos de la placa base, por lo que afectaría la integridad de los componentes del módulo.
- Implementar un módulo de control electrónico, sensores de aceleración, sensor de rotación del motor y un software adecuado para realizar ensayos modales y de repuesta dinámica, con esto se lograría un módulo independiente de laboratorio; misión que se puede lograr con la participación multidisciplinaria con las E.P. de Ingeniería Electrónica e Ingeniería Informática y de Sistemas.
- Realizar el estudio de los parámetros modales, así como la respuesta dinámica del sistema bajo diferentes condiciones; como incrementar una fuente de excitación, redistribuir los pisos a diferentes alturas, masas de desbalance con diferentes excentricidades, cambiar la distancia de las fuentes de excitación y su masa de equilibrio con respecto al centro de gravedad de cada piso, y variar el ajuste del torque sobre los pernos socket M5X10 de las conexiones de viga – columna.
- Estudiar el comportamiento y la respuesta dinámica del sistema mediante la implementación de diversos mecanismos de absorción de vibraciones y la posibilidad de implementar sistemas de amortiguamiento para reducir las amplitudes de vibración.

- Estudiar y calcular los esfuerzos cíclicos de las columnas V-Slot 1020 empleando sensores de tipo Strain Gauge.
- Se recomienda desarrollar el estudio de la simulación de la respuesta dinámica empleando el análisis *Transient Structural* vinculado a la simulación *Modal*, para evaluar la respuesta transitoria del sistema, así como la respuesta del sistema bajo dos o más fuentes de excitación de diferentes frecuencias de operación.

BIBLIOGRAFÍA

- Adams, V., & Askenazi, A. (1998). *Building Better Products With - Finite Element Analysis*. Delmar Cengage Learning.
- Allemang, R., & Avitabile, P. (2022). *Handbook of Experimental Structural Dynamics* (1st ed.). Springer. <https://doi.org/10.1007/978-1-4614-4547-0>
- Allemang, R. J. (2003). The Modal Assurance Criterion (MAC): Twenty Years of Use and Abuse. *Sound and Vibration*, 37.
- American Concrete Institute. (2004). *ACI 351.3R-04. Foundations for Dynamic Equipment*.
- ANSYS Inc. (2019). *ANSYS Meshing User's Guide* (ANSYS, Inc.). ANSYS, Inc. <http://www.ansys.com>
- ANSYS Inc. (2020). *Mode Participation Factor and Effective Mass. Lesson 4 - Modal Analysis*.
- Arzapalo Barrera, E. F. (2015). *IMPLEMENTACIÓN DE UN MÓDULO DE LABORATORIO PARA EL ESTUDIO DINÁMICO EN ESTRUCTURAS METÁLICAS DE EQUIPOS MECÁNICOS* [Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico]. PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ.
- Astigarraga, M. (2022). *Análisis Modal Operacional En Aerogeneradores Con Plataforma Semisumergible OC4 Y Turbina NREL5 MW* [Master Universitario en Ingeniería Mecánica]. Universidad del País Vasco.
- Barriga Gamarra, B. (2018). *Método de Diseño en Ingeniería Mecánica. Introducción*. PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ.
- Berrios Barcena, D. R. (2010). *DISEÑO DE UN MÓDULO DE LABORATORIO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSMISIBILIDAD, EN LA CIMENTACIÓN DE MÁQUINAS* [Tesis para optar al Grado de Magister en Ingeniería Mecánica]. PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ.

- Bottega, W. J. (2013). *Engineering Vibrations* (Second). Taylor & Francis Group.
- Brincker, R., & Ventura, C. (2015). *Introduction to Operational Modal Analysis*. John Wiley & Sons. <https://doi.org/10.1002/9781118535141>
- Cabrera Centurión, J. G. (2021). *DISEÑO DE UN MÓDULO EDUCATIVO PARA EL ESTUDIO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS MEDIANTE LA VARIACIÓN DE LOS PARÁMETROS INERCIA, RIGIDEZ Y FUERZA DE EXCITACIÓN* [Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico]. PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ.
- Chopra, A. K. (2014). *Dinámica de estructuras* (J. E. Murrieta Murrieta, Trans.; Cuarta). PEARSON EDUCACIÓN.
- Cunha, Á., Caetano, E., & Magalhães, F. (2007). Output-only dynamic testing of bridges and special structures. *Structural Concrete*, 8(2), 67–85. <https://doi.org/10.1680/stco.2007.8.2.67>
- Directriz VDI 2221. (1993). Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. In *Verein Deutscher Ingenieure*. Verein Deutscher Ingenieure.
- Directriz VDI 2222 Hoja 1. (1997). Konstruktionsmethodik Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. In *Verein Deutscher Ingenieure*. Verein Deutscher Ingenieure.
- Directriz VDI 2223. (2004). Methodisches Entwerfen technischer Produkte. In *Verein Deutscher Ingenieure*. Verein Deutscher Ingenieure.
- Directriz VDI 2225 Hoja 1. (1997). *Vereinfachte Kostenermittlung*. Verein Deutscher Ingenieure.
- Directriz VDI 2225 Hoja 2. (1998). *Tabellenwerk*. Verein Deutscher Ingenieure.
- Directriz VDI 2225 Hoja 3. (1998). *Technisch-wirtschaftliche Bewertung*. Verein Deutscher Ingenieure.

- Fernández Martínez, J. (2015). *Acciones Humanas Sobre Estructuras* [Tesis Doctoral]. Universidad Politécnica De Madrid.
- Fu, Z.-F., & He, J. (2001). *Modal Analysis*. Butterworth-Heinemann.
- Gutiérrez Pulido, H., & de la Vara Salazar, R. (2012). *Análisis y diseño de experimentos* (Tercera). McGRAW-HILL.
- Hernández Sampieri, R., Fernández Collado, C., & del Pilar Baptista Lucio, M. (2014). *Metodología de la investigación* (Sexta). McGRAW-HILL.
- Katsikadelis, J. T. (2020). Dynamic Analysis of Structures. In *Dynamic Analysis of Structures*. Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-818643-5.09990-8>
- Kissell, J. R., & Ferry, R. L. (2002). *Aluminum Structures: A Guide to Their Specifications and Design, Second Edition* (2nd ed.). John Wiley & Sons.
- Lai, B. (2016). *An Effective Overlapping Finite Element Method: The Method of Finite Spheres for Three-Dimensional Linear Elasticity Problems* [Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering]. Massachusetts Institute of Technology.
- Lavayen Farfán, D. (2014). *Análisis de los Componentes Estructurales de Un Aerogenerador de 3 kW Mediante Simulación Numérica* [Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico]. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Logan, D. L. (2022). *A First Course in the Finite Element Method, Enhanced Edition, SI Version* (6th ed.). Cengage Learning.
- López Lamadrid, C. M. (2013). *EVALUACIÓN, REDISEÑO Y VALIDACIÓN DE ESTRUCTURAS MEDIANTE ANÁLISIS VIBRACIONAL POR FUNCIONES AVANZADAS* [Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánico Eléctrica]. Universidad de Piura.
- Moaveni, Saeed. (2015). *Finite element analysis : theory and application with ANSYS*. Pearson Education.

- Mobius Institute. (2016). *Vibration Analysis Training Manual Category II Provided to attendees at Mobius Institute Training Courses* (4th ed.). www.mobiusinstitute.com
- Navidi, W. (2006). *Estadística para Ingenieros* (A. E. García Hernández, Trans.; Primera). McGRAW-HILL.
- Paulsen Moscoso, K. F. (2018). *Elementos de Máquina I -Uniones Atornilladas*.
- Peralta, M. H., Pico, L. O., Ercoli, N. L., & Bacchiarello, R. (2016). Evaluación del Comportamiento Estructural en Servicio de Edificios con Maquinarias: Análisis Numérico y Experimental. *Asociación Argentina de Mecánica Computacional, XXXIV*, 8–11.
- Rao, S. S. (2010). *The Finite Element Method in Engineering* (5th ed.). Butterworth-Heinemann.
- Rao, S. S. (2018a). *Mechanical Vibrations* (Sixth). Pearson Education.
- Rao, S. S. (2018b). *Mechanical Vibrations* (Sixth). Pearson Education.
- Schmitz, T. L., & Smith, K. S. (2021). *Mechanical Vibrations Modeling and Measurement* (Second). Springer Nature Switzerland. [https://doi.org/https://doi.org/10.1007/978-3-030-52344-2](https://doi.org/10.1007/978-3-030-52344-2)
- Wiesener, P. (2017). *Entwicklung, Aufbau und Inbetriebnahme eines transversalen Strahllagemonitor - Teststandes* [Masterarbeit]. Universität Rostock.
- Yupa Villanueva, R. M. (2016). *Análisis Estructural y Modal de la Hélice de Un Aerogenerador De 3kW de Potencia Mediante Simulación Numérica Computacional* [Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico]. Pontificia Universidad Católica del Perú.

ANEXOS

ANEXO B

DATASHEET SISTEMA DE CONTROL

ANEXO B.1 ARDUINO UNO R3



Arduino® UNO R3

Product Reference Manual
SKU: A000066



Description

The Arduino® UNO R3 is the perfect board to get familiar with electronics and coding. This versatile development board is equipped with the well-known ATmega328P and the ATmega 16U2 Processor.

This board will give you a great first experience within the world of Arduino.

Target areas:

Maker, introduction, industries



Features

- **ATMega328P Processor**
 - **Memory**
 - AVR CPU at up to 16 MHz
 - 32 kB Flash
 - 2 kB SRAM
 - 1 kB EEPROM
 - **Security**
 - Power On Reset (POR)
 - Brown Out Detection (BOD)
 - **Peripherals**
 - 2x 8-bit Timer/Counter with a dedicated period register and compare channels
 - 1x 16-bit Timer/Counter with a dedicated period register, input capture and compare channels
 - 1x USART with fractional baud rate generator and start-of-frame detection
 - 1x controller/peripheral Serial Peripheral Interface (SPI)
 - 1x Dual mode controller/peripheral I2C
 - 1x Analog Comparator (AC) with a scalable reference input
 - Watchdog Timer with separate on-chip oscillator
 - Six PWM channels
 - Interrupt and wake-up on pin change
- **ATMega16U2 Processor**
 - 8-bit AVR® RISC-based microcontroller
 - **Memory**
 - 16 kB ISP Flash
 - 512B EEPROM
 - 512B SRAM
 - debugWIRE interface for on-chip debugging and programming
 - **Power**
 - 2.7-5.5 volts

Fuente: <https://docs.arduino.cc/resources/datasheets/A000066-datasheet.pdf>

ANEXO B.2 DRIVERS PUENTE H BTS7960 43A



HT

Handson Technology

User Guide

BTS7960 High Current 43A H-Bridge Motor Driver

The BTS7960 is a fully integrated high current H bridge module for motor drive applications. Interfacing to a microcontroller is made easy by the integrated driver IC which features logic level inputs, diagnosis with current sense, slew rate adjustment, dead time generation and protection against overtemperature, overvoltage, undervoltage, overcurrent and short circuit. The BTS7960 provides a cost optimized solution for protected high current PWM motor drives with very low board space consumption.



SKU: [DRV-1012](#)

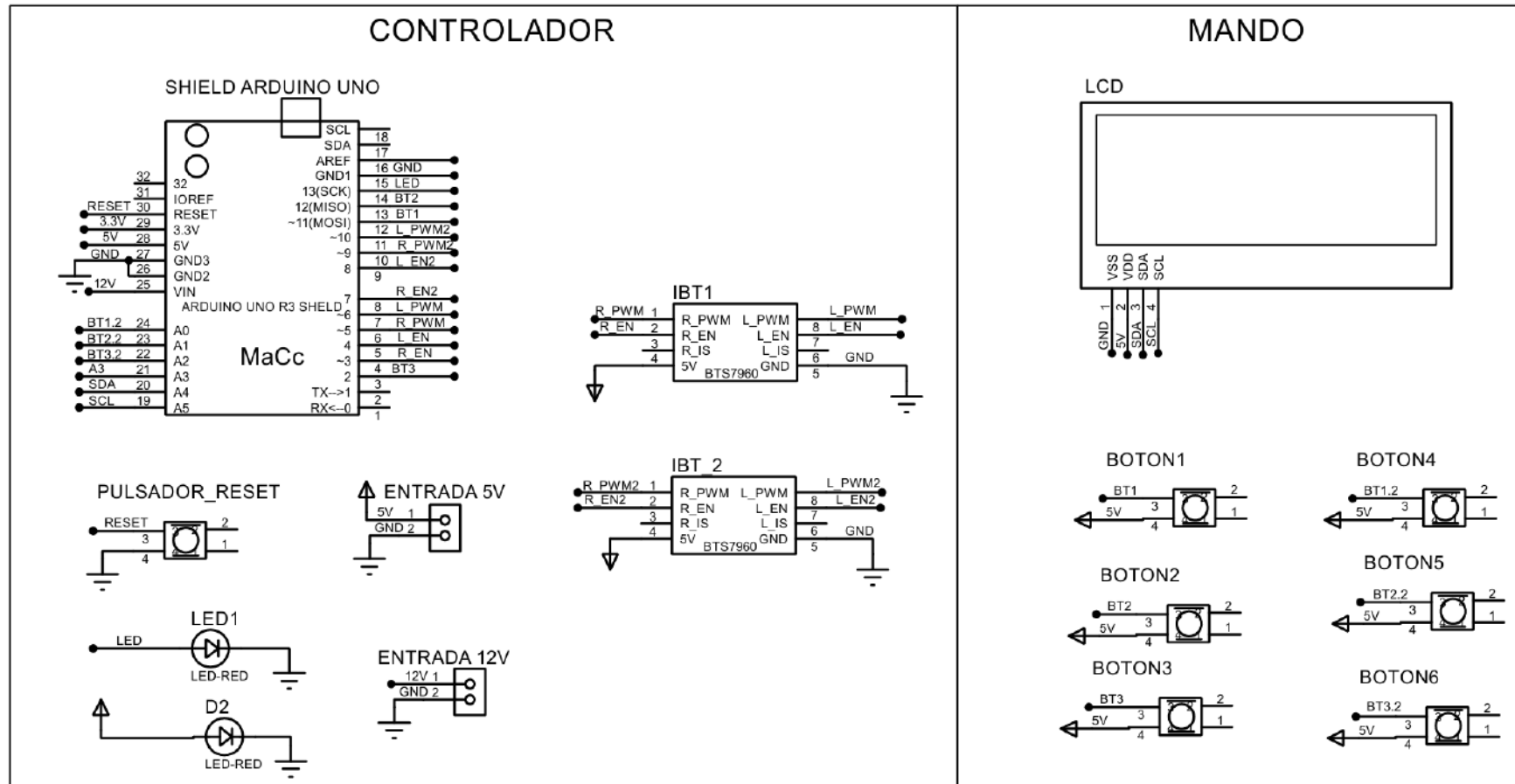
Brief Data:

- Input Voltage: 6 ~ 27Vdc.
- Driver: Dual BTS7960 H Bridge Configuration.
- Peak current: 43-Amp.
- PWM capability of up to 25 kHz.
- Control Input Level: 3.3-5V.
- Control Mode: PWM or level
- Working Duty Cycle: 0 ~100%.
- Over-voltage Lock Out.
- Under-voltage Shut Down.
- Board Size (LxWxH): 50mm x 50mm x 43mm.
- Weight: ~66g.

1 |www.handsontec.com

Fuente: <https://www.handsontec.com/dataspecs/module/BTS7960%20Motor%20Driver.pdf>

ANEXO B.3 DIAGRAMA DEL CIRCUITO POR PROTEUS



ANEXO B.4 TACÓMETRO

UT373 Mini Tachometer

UNI-T

UT373 is a reliable digital non-contact tachometer used to measure rotation speed of motors and other machines. This device is able to display results in RPM or revolution count. UT373 is able to safely measure rotational objects through a non-intrusive method.



Specifications	Range	Resolution	Accuracy
Certificates	CE, UKCA		
RPM measurement	10~99999RPM	0.1	±(0.04%+2)
Counting measurement	0~99999 counts	1	±1
Refresh rate	1s to 7s (>120rpm for 1s)		
Sensor type	Photodiode and laser tube		
Target distance	50mm~200mm		
Measuring angle	±30° from perpendicular		
Drop proof	1m		

Features	
Auto range	Data hold
Auto power off	MAX/MIN
Low battery indication	Overload indication
Laser-on indication	LCD backlight

Characteristics	
Standard accessories	Batteries, reflective tape, English manual
Power	1.5V battery (R03) x 3
Display	5-digit segment code; 99999 max display
Product size	120 x 53 x 28.5mm
Product net weight	85g (excluding battery)
Standard individual packing	Gift box
Standard quantity per carton	20pcs
Standard carton measurement	272 x 225 x 220mm
Standard carton gross weight	3kg

www.uni-trend.com

124

Fuente: <https://meters.uni-trend.com/product/ut373/#Docs>

ANEXO C

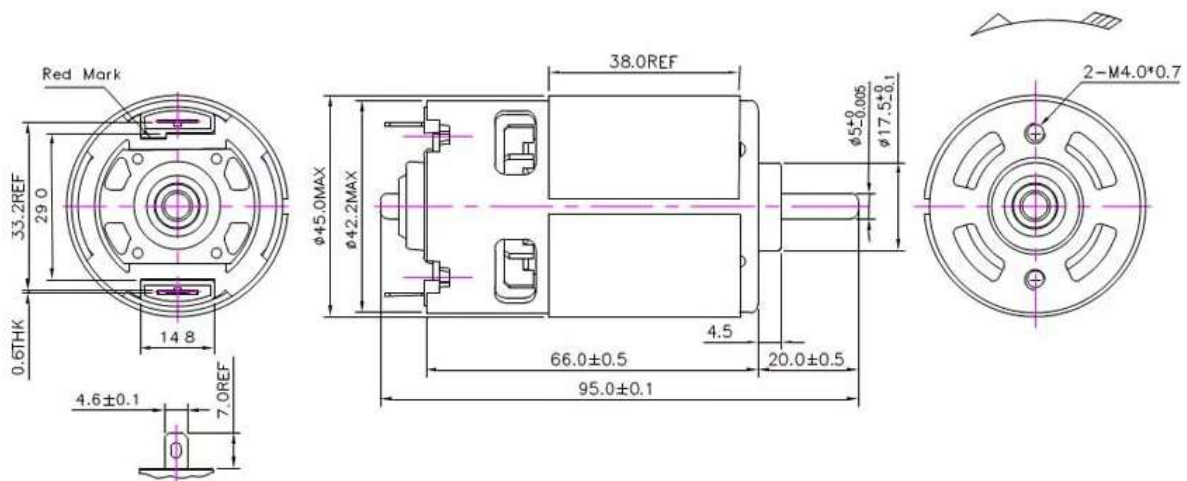
ANEXO C.1 DATASHEET MOTOR DC 775

Motor Data

Model	Voltage	No Load		At Maximum Efficiency				Torque	Current
	Nominal	Speed	Current	Speed	Current	Torque	Output		
		r/min	A	r/min	A	g-cm	w		
RS-775SH-8013	DC 12V	22000	3	18760	15.75	1028	198	8540	110.3
RS-775SH-5520	DC 24V	21000	1.7	18410	10.72	962	181.9	7200	68.1
RS-775SH-9008	DC 7.2V	14600	3.2	12310	20.05	816	103.2	5190	108.7
RS-775SH-9009	DC 12V	21000	2.8	18050	21.07	1046	193.9	8225	143.7
RS-775123000	DC 12V	3000	0.22	2200	1.0	350	7.7	1400	3.5
RS-775124500	DC 12V	4500	0.45	3300	2.0	500	16.5	2000	6.5
RS-775126000	DC 12V	6000	0.9	4500	4.0	750	34	3000	13
RS-775243000	DC 24V	3000	0.11	2200	0.5	350	7,7	1400	1.8
RS-775244500	DC 24V	4500	0.23	3300	1.0	500	16,5	2000	3.3
RS-775246000	DC 24V	6000	0.45	4500	2.0	750	34	3000	7

***Note: It's only typical technical data for reference, special requirement can be customized.**

Mechanical Dimensions

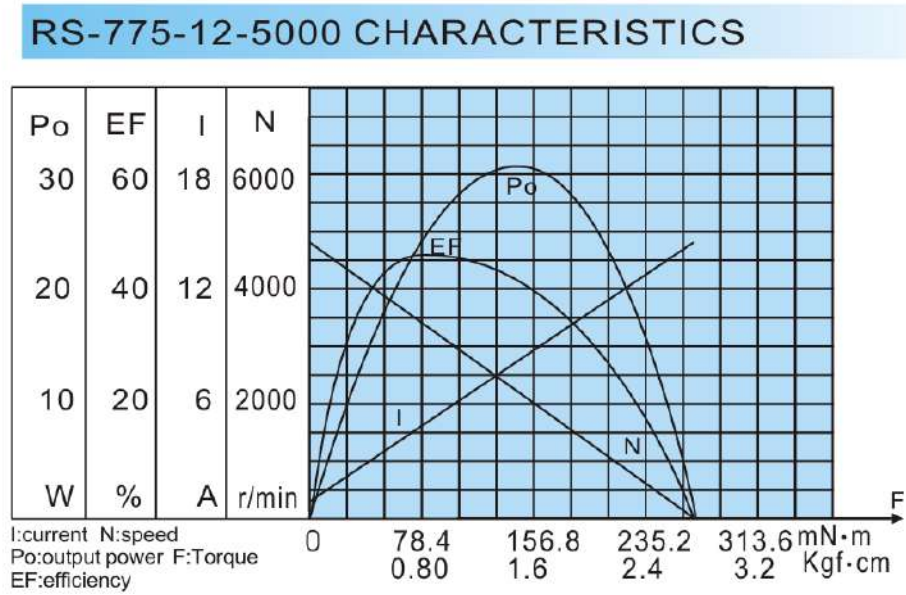


*** Note: The motor parts such as shaft size, cables & connectors can be customized.**

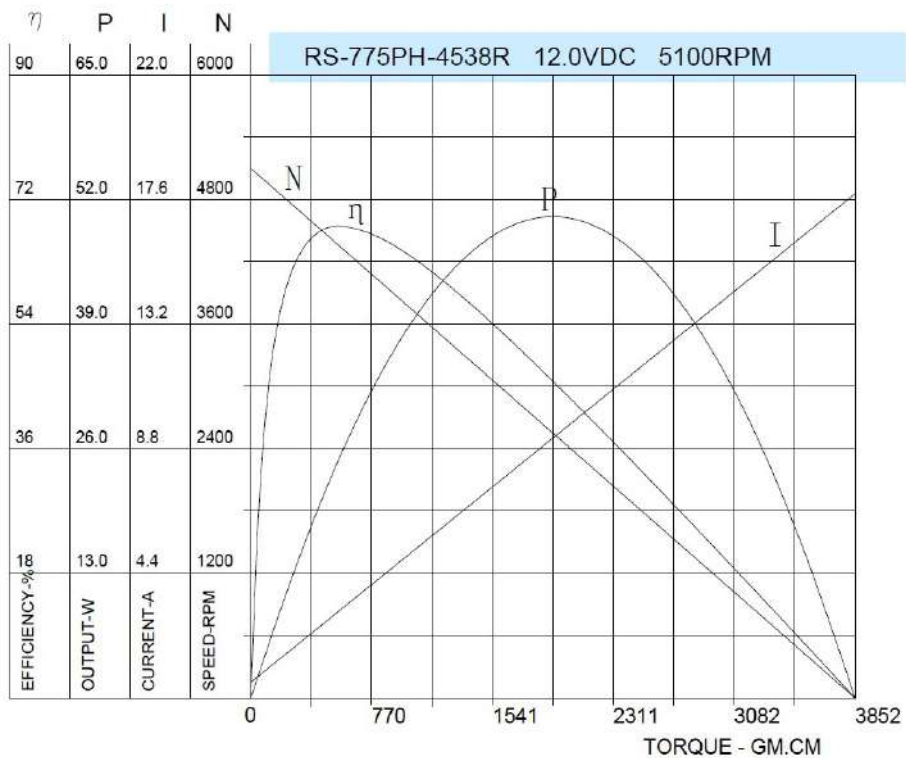
Fuente: <https://www.nbleisonmotor.com/RS-775-Dc-Micro-Motor-pd6675924.html>

ANEXO C.2 CURVAS DE TORQUE, VELOCIDAD Y EFICIENCIA

REFERENCIALES



Fuente: <https://img.hisupplier.com/var/userFiles/2008-09/28/155554.313.pdf>




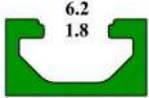
Fuente: <https://electronilab.co/tienda/motor-dc-775-eje-5mm-alta-potencia-12v-24v-cnc-3018/>

ANEXO D

DATASHEET DE MATERIALES

ANEXO D.1 PERFILES DE ALUMINIO V-SLOT 1020 6063 T5

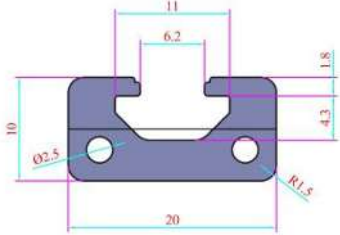
FK MK Aluminum All dimensions Are In mm



► MK-6-1020

Profile group	10 Series
Item code	PG10 MK-6-1020
Description	PG10x20 with 1 slots
Material	Aluminum Alloy 6063-T5
Color	Silver
Surface treatment	0-15µm anodized


Moment of inertia Lx	0.12cm ⁴
Moment of inertia Ly	0.56cm ⁴
Moment of resistance Wx	0.24cm ³
Moment of resistance Wy	0.56cm ³
Mass	0.373kg/m

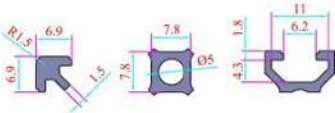



Fuente: <https://www.cnaluprofile.com/download/mk-t-slot-aluminum-profile-systems/>

ANEXO D.2 PERFILES DE ALUMINIO V-SLOT 2020 6063 T5

FK MK Aluminum All dimensions Are In mm



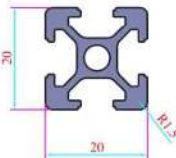


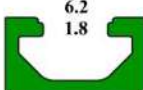


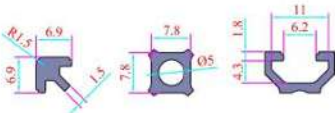
► MK-6-2020-X


Profile group	20 Series
Item code	PG20 MK-6-2020-X
Description	PG20x20 with 4 slots
Material	Aluminum Alloy 6063-T5
Color	Silver
Surface treatment	0-15µm anodized

Moment of inertia Lx	0.72cm ⁴
Moment of inertia Ly	0.72cm ⁴
Moment of resistance Wx	0.72cm ³
Moment of resistance Wy	0.72cm ³
Mass	0.464kg/m





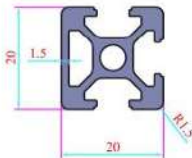




► MK-6-2020 OSC

Profile group	20 Series
Item code	PG20 MK-6-2020 OSC
Description	PG20x20 One side closed
Material	Aluminum Alloy 6063-T5
Color	Silver
Surface treatment	0-15µm anodized

Moment of inertia Lx	0.72cm ⁴
Moment of inertia Ly	0.79cm ⁴
Moment of resistance Wx	0.72cm ³
Moment of resistance Wy	0.79cm ³
Mass	0.491kg/m

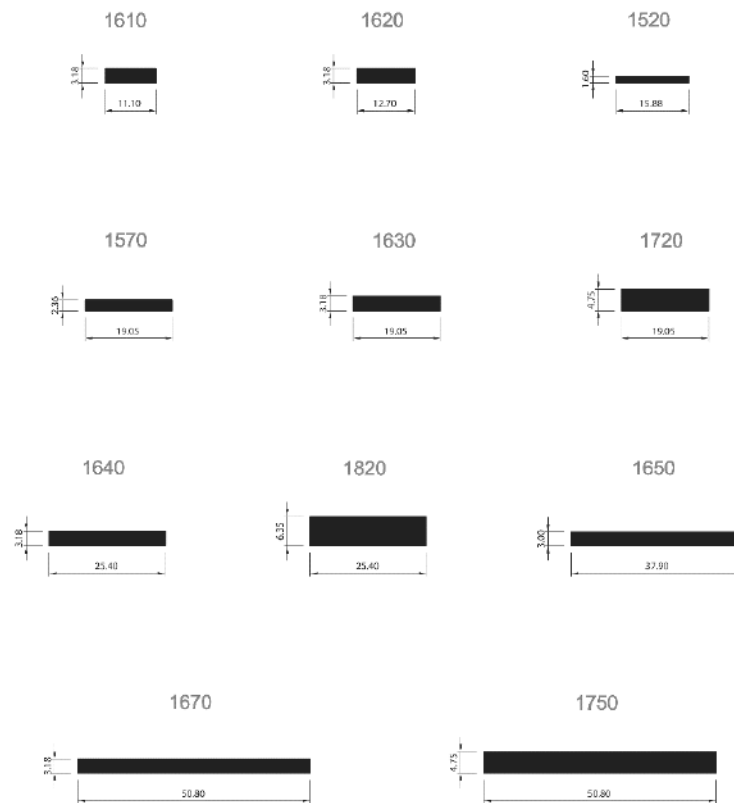


Fuente: <https://www.cnalprofile.com/download/mk-t-slot-aluminum-profile-systems/>

**ANEXO D.3 PERFIL DE ALUMINIO DEL PRIMER DISEÑO PRELIMINAR:
PLATINA DE 3MM DE ESPESOR**



PLATINAS



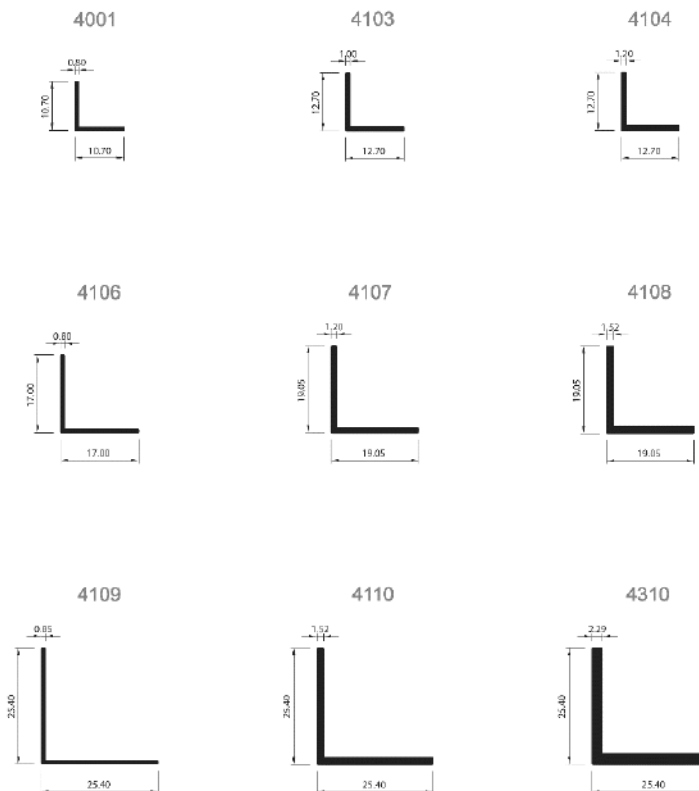
12 CATÁLOGO DE ALUMINIOS
Medidas en mm. / Escala aproximada 1/1
Espesores con tolerancia ± 0.13 mm. aprox.

Fuente: <https://www.corporacionlimatambo.com/wp-content/uploads/2019/11/CATALOGO-CORPORACION-LIMATAMBO-2020.pdf>

ANEXO D.4 PERFIL DE ALUMINIO DEL PRIMER DISEÑO PRELIMINAR: ANGULAR DE 1.2MM DE ESPESOR



ÁNGULOS IGUALES



CATÁLOGO DE ALUMINIOS

Medidas en mm. / Escala aproximada 1/1
Espesores con tolerancia ± 0.13 mm. aprox.

3

Fuente: <https://www.corporacionlimatambo.com/wp-content/uploads/2019/11/CATALOGO-CORPORACION-LIMATAMBO-2020.pdf>

ANEXO D.5 PLACA BASE DE 1PLG DE ESPESOR

Laminados en Caliente

BOBINAS Y PLANCHAS LAC

DENOMINACIÓN:
BLAC A36, PLAC A36.

DESCRIPCIÓN:
Bobinas y Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación.

USOS:
Se usa en la fabricación de tubos, perfiles plegados, asimismo luego de su corte en planchas, se emplea en la construcción de silos, carrocerías y construcción en general.

NORMAS TÉCNICAS:

DESIGNACIÓN	NORMAS TÉCNICAS
Estructural	ASTM A36 y Dimensiones según IS 63193-2008

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

CALIDAD ASTM	%C	%Mn MÁX.	%P MÁX.	%S MÁX.	SI MÁX.
A36	0.25 máx.	-	0.040	0.050	0.40

DIMENSIONES NOMINALES:

BOBINAS LAMINADAS EN CALIENTE (BLAC A36)
1.5 x 1200 mm
1.8 x 1200 mm
1.9 x 1200 mm
2.0 x 1200 mm
2.2 x 1200 mm
2.3 x 1200 mm
2.4 x 1200 mm
2.5 x 1200 mm
2.9 x 1200 mm
4.4 x 1200 mm
5.9 x 1200 mm

PLANCHAS LAMINADAS EN CALIENTE (PLAC A36):

DIMENSIONES (mm)	PESO TEÓRICO EN kg/plancha				TOLERANCIA EN EL ESPESOR (mm)	ESPESOR EQUIVALENTE O APROXIMADO
	1200 x 2400 (mm)	1200 x 6000 (mm)	1500 x 6000 (mm)	2400 x 6000 (mm)		
1.5"	33.91				±0.18	1/16"
1.8"	40.69				±0.19	5/128"
1.9"	42.90				±0.19	5/128"
2.0"	45.22	113.04			±0.20	5/64"
2.2"	49.74	124.34			±0.20	2/32"
2.3"	52	130			±0.20	1/11"
2.4"	54.26	135.05			±0.20	3/32"
2.5"	56.52	141.3			±0.22	3/32"
2.9"	65.56	163.91			±0.22	1/8"
3.0"			211.95		±0.22	1/8"
3.9"	88.17	220.43			±0.24	5/32"
4.0"			282.6		±0.45	5/32"
4.4"	99.48	248.09			±0.45	3/16"
4.5"			317.93		±0.45	3/16"
4.8"			339.12		±0.45	3/16"
5.0"				505.20	±0.50	3/16"
5.9"	133.39	333.47			±0.50	1/4"
6	135.05	339.12	423.9		0.5/0.3	1/4"
6.35	143.26	358.9			0.5/0.3	1/4"
6.4			452.16	723.46	0.5/0.3	1/4"
8	180.86	452.16	505.2	504.32	0.5/0.3	5/16"
9	203.47		635.05	1,017.36	0.5/0.3	3/8"
9.5			671.18	1,073.88	0.5/0.3	3/8"
12	271.3		847.8	1,356.48	0.5/0.3	1/2"
12.5			883.13	1,413.00	0.5/0.3	1/2"
16	361.73		1,130.40	1,808.64	0.5/0.3	5/8"
19			1,342.35	2,147.76	0.5/0.3	3/4"
20	452.16			2,260.80	0.5/0.3	3/4"
22			1,554.30	2,488.88	0.5/0.3	7/8"
25	505.2		1,766.25	2,826.00	1.0/0.3	1"
32	723.46		2,260.80	3,617.28	1.3/0.3	1 1/4"
38	895.1		2,684.70	4,295.52	1.5/0.3	1 1/2"
50	1,130.40		3,932.50	5,052.00	1.8/0.3	2"
63	1,424.30		4,450.95	7,121.52	2.4/0.3	2 1/2"
75	1,695.00		5,256.75	8,478.00	2.8/0.3	3"
100	2,260.80		7,065.00	11,304.00	3.5/0.3	4"
125			8,831.25	14,130.00	3.5/0.3	5"
150	3,391.20		10,597.50	16,956.00	3.5/0.3	6"

(*) Dimensiones bajo norma IS 63193

QCQA01-F202/04/SEP 20 - QCQA01-F201/05/SEP 20

Previo acuerdo se comercializa en otras medidas.



Fuente: <https://acerosarequipa.com/pe/es/productos/301/planchas-y-bobinas-lac>

ANEXO D.6 PLATINAS (MASA DESBALANCEADA Y MASA DE EQUILIBRIO)

Platinas

CALIDAD: ASTM A36

DENOMINACIÓN:
PLAT A36.

DESCRIPCIÓN:
Producto de acero que ha sido laminado en caliente en sus cuatro superficies, con una sección transversal rectangular. Tiene las superficies lisas.

USOS:
En la fabricación de estructuras metálicas, puertas, ventanas, rejas, piezas forjadas y otros.

NORMAS TÉCNICAS:
• Propiedades Mecánicas: ASTM A36/A36M y NTP 350.400
• Tolerancias Dimensionales: ASTM A6/A6M y NTP 241.105

PRESENTACIÓN:
Se comercializa en barras de 6 metros de longitud. Se suministra en paquetes de 1 t.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en kg/m:
SISTEMA INGLÉS:

DIMENSIONES NOMINALES (pulg.)	PESO NOMINAL	
	kg/m	kg/6m
1/8" x 1/2"	0.32	1.92
1/8" x 3/4"	0.48	2.88
1/8" x 1"	0.64	3.84
1/8" x 1 1/4"	0.80	4.80
1/8" x 1 1/2"	0.95	5.70
1/8" x 2"	1.27	7.62
3/16" x 1/2"	0.48	2.88
3/16" x 5/8"	0.61	3.66
3/16" x 3/4"	0.74	4.44
3/16" x 1"	0.96	5.88
3/16" x 1 1/4"	1.18	7.08
3/16" x 1 1/2"	1.42	8.52
3/16" x 2"	1.90	11.40
3/16" x 2 1/2"	2.37	14.22
3/16" x 3"	2.85	17.10
1/4" x 5/8"	0.80	4.80
1/4" x 3/4"	0.95	5.70
1/4" x 1"	1.28	7.68
1/4" x 1 1/4"	1.58	9.48
1/4" x 1 1/2"	1.90	11.40
1/4" x 2"	2.53	15.18
1/4" x 2 1/2"	3.16	18.96
1/4" x 3"	3.80	22.80

DIMENSIONES NOMINALES (pulg.)	PESO NOMINAL	
	kg/m	kg/6m
1/4" x 4"	5.06	30.36
3/8" x 1"	1.52	9.12
3/8" x 1 1/4"	2.38	14.28
3/8" x 1 1/2"	2.85	17.10
3/8" x 2"	3.80	22.80
3/8" x 2 1/2"	4.74	28.44
3/8" x 3"	5.70	34.20
3/8" x 4"	7.60	45.60
1/2" x 1 1/2"	3.79	22.74
1/2" x 2"	5.06	30.36
1/2" x 2 1/2"	6.33	37.98
1/2" x 3"	7.60	45.60
1/2" x 4"	10.13	60.78
5/8" x 4"	12.00	75.50
3/4" x 4"	15.18	91.14
1" x 4"	20.20	121.50
3/8" x 5"	9.49	56.95
3/8" x 6"	11.39	68.34
1/2" x 5"	12.00	75.57
1/2" x 6"	15.18	91.10
5/8" x 5"	15.83	94.98
5/8" x 6"	18.99	113.95
3/4" x 5"	18.99	113.95
3/4" x 6"	22.79	136.74
1" x 5"	25.32	151.94
1" x 6"	30.39	182.32

SISTEMA MÉTRICO:

DIMENSIONES NOMINALES (mm)	PESO NOMINAL	
	kg/m	kg/6m
12 x 200	18.84	113.04

PROPIEDADES MECÁNICAS:

- Límite de Fluencia = 250 Mpa (2,530 kg/cm²) mínimo.
- Resistencia a la Tracción = 450 - 550 Mpa (4,080-5,620 kg/cm²).
- Alargamiento en 200 mm:
 - 1/8" y 3/16" = 15.0 % mínimo.
 - 1/4" = 17.5 % mínimo.
 - 5/16", 3/8", 5/8", 3/4" y 1" = 20.0 % mínimo.
- Doblado a 180° = Bueno.
- Soldabilidad = Buena.

QCGA01-F104/04/SEP 20

Previo acuerdo se comercializa en otras medidas.



ACEROS
AREQUIPA

Fuente: <https://acerosarequipa.com/pe/es/productos/319/platinas>

ANEXO D.7 PASADOR DEL NIVELADOR

Barras Redondas Lisas y Pulidas

CALIDADES: ASTM A36 Y SAE1045

DENOMINACIONES:

REDO LISO A36; REDO LISO SAE1045.
REDO PULI A36; REDO PULI SAE1045.

DESCRIPCIÓN:

Producto laminado en caliente de sección circular, de superficie lisa y pulida (según requerimiento).

USOS:

CALIDAD	USOS
ASTM A36	Estructuras metálicas, puertas, ventanas, rejas, cercos, barras de transferencia para pavimento rígido, etc. También para recalcado y mecanizado.
SAE 1045	Pernos y tuercas por recalcado en caliente o mecanizado, ejes, pines, pasadores, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

• Composición Química y Propiedades Mecánicas:
SAE J403 (1045), ASTM A36 / A36M, y NTP 350.400

TOLERANCIAS DIMENSIONALES:

• Barras de diámetros \leq a 1 1/8": ISO 1035/4 y NTP 241.105
• Barras de diámetros $>$ a 1 1/8": ASTM A6 y NTP 241.105

PRESENTACIÓN:

- Se comercializa en longitudes de 6 metros. En otras longitudes solo a pedido del cliente.
- Las barras de diámetros mayores a 1", son suministradas en estado laminado en caliente y posteriormente pulidas (según requerimiento del cliente).
- Se suministran en paquetes de 1 t.
- La calidad 1045 se identifica en los extremos, pintando la mitad de la sección con color negro.
- La calidad A36 se identifica en los extremos, pintando la mitad de la sección con color verde y la otra mitad con color negro.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m:

REDO LISO:

DIÁMETRO NOMINAL (pulg.)	PESO MÉTRICO kg/m	PESO DE LA BARRA kg/6m
3/8	0.56	3.36
1/2	0.99	5.97
5/8	1.55	9.32
3/4	2.24	13.43
7/8	3.05	18.27

DIÁMETRO NOMINAL (pulg.)	PESO MÉTRICO kg/m	PESO DE LA BARRA kg/6m
1	3.98	23.87
1 1/4	6.22	37.29
1 3/8	7.52	45.12
2	15.91	95.46
2 1/4	20.14	120.82

REDO PULIDO:

DIÁMETRO NOMINAL (pulg.)	PESO MÉTRICO kg/m	PESO DE LA BARRA kg/6m
1 1/8	5.03	30.21
1 1/4	6.22	37.29
1 1/2	8.95	53.70
1 3/4	12.18	73.09
2	15.91	95.46
2 1/2	24.86	149.16

COMPOSICIÓN QUÍMICA EN LA CUCHARA (%):

NORMA	%C máx.	%Mn	%Si máx.	%P máx.	%S máx.
ASTM A36	0.26	0.60 - 0.90 ^(*)	0.40.	0.04	0.05
SAE 1045	0.43 - 0.50	0.60 - 0.90	-	0.030	0.050

(*) Para diámetros mayores que 3/4".

PROPIEDADES MECÁNICAS:

NORMA	LÍMITE DE FLUENCIA MPa (kg/cm ²)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MPa (kg/cm ²)	ALARGAMIENTO EN 200 mm mín. (%)
ASTM A36	250 (2,530)	400 - 550 (4,080 - 5,620)	20.0
SAE 1045 ^(*)	390 - 540 (4,000 - 5,500)	650 - 800 (6,700 - 8,200)	12.0

(*) Valores Típicos

TOLERANCIAS DIMENSIONALES:

Barras de diámetro $>$ 1" ASTM A 6/A 6M.

NORMA TÉCNICA	DIÁMETRO NOMINAL (d)	DIÁMETRO (d - mm)	OVALIZACIÓN (e - mm) máx.	DESVIACIÓN DE MÁXIMA DE RECTITUD (f - mm/mm) (*)	LONGITUD (L - mm) (*)
ASTM A6	1" $<$ D \leq 1 1/8"	± 0.25	0.38	4.16	+ 50 - 0
	1 1/8" $<$ D \leq 1 1/4"	± 0.28	0.43		
	1 1/4" $<$ D \leq 1 3/8"	± 0.30	0.46		
	1 3/8" $<$ D \leq 1 1/2"	± 0.36	0.53		
	1 1/2" $<$ D \leq 2"	± 0.40	0.58		
	2" $<$ D \leq 2 1/2"	+0.75/- 0.0	0.58		

OCQ001-F106/06/SEP 20 - OCQ001-F134/03/SEP 20

Previo acuerdo se comercializa en otras medidas.



Fuente: <https://acerosarequipa.com/pe/es/productos/53/barras-redondas-lisas>

ANEXO D.8 MANIJAS DE TRANSPORTE ALUMINIO



**CORPORACIÓN
MARIN**
S.
A.
C.

FABRICACIÓN, IMPORTACIÓN Y VENTA DE
MAQUINAS Y ACCESORIOS PARA VIDRIERÍA
Y FERRETERÍA A NIVEL NACIONAL

JALADORES - TIRADORES Y TOPES

*Jaladores, Tiradores y Topes para Puertas
y Mamparas de Vidrio.*

F070001 TIRADOR 9007 - GRIS

F070002 TIRADOR 9007 - NEGRO

F070003 TIRADOR P/MAMPARA 14 CM - GRIS (X 5 PARES)

F070004 TIRADOR P/MAMPARA 14 CM - NEGRO (X 5 PARES)

F070005 TIRADOR P/MAMPARA 14 CM - BRILLANTE (X 5 PARES)

F070006 TIRADOR P/MAMPARA 20 CM - GRIS (PAR)

F070007 TIRADOR P/MAMPARA 20 CM - NEGRO (PAR)

F070008 TIRADOR P/MAMPARA 20 CM - BRILLANTE (PAR)

F070009 TIRADOR P/MAMPARA 30 CM - GRIS (PAR)

F070010 TIRADOR P/MAMPARA 30 CM - NEGRO (PAR)

F070011 TIRADOR P/MAMPARA 30 CM - BRILLANTE (PAR)

Dirección: Mz.: N Lote 24 - Asoc. Virgen del Carmen - S.M.P. **Telf.: 574 3097 Cel.: 973949229**

www.corporacionmarin.com Correo: ventas@corporacionmarin.com **Pag. 19**

Fuente: https://www.flipsnack.com/martinsialer/catalogo-corp_marin_ok.html

ANEXO D.9 PINTURA

	Ver.06	HOJA TÉCNICA	Código: F-39 Fecha: 02/01/2023
---	--------	--------------	-----------------------------------

GLOSS POLIURETANO CATALIZABLE X3

1. DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

PRODUCTO

Producto versátil elaborado con resina de copolímero hidroxilado, pigmentos orgánicos e inorgánicos, que al ser aplicadas hacen de este producto ideal para la línea automotriz, proporcionando películas de alto micraje. Tiene incorporado en su formulación aditivos UV (ultra violeta), los cuales otorgan mayor resistencia a los rayos solares e intemperie.

TIPO

Copolímero hidroxilado.

USOS

Se emplea para el acabado final del repintado automotriz, para el repintado de artefactos electrodomésticos, sobre madera. En todos los casos el acabado es de brillo directo.

COLORES

Según carta de colores.

ACABADO

Brillante.

2. PARÁMETROS DE MEDICIÓN

SÓLIDOS POR PESO %

48 - 62

DENSIDAD (Kg/Gl)

3.60 - 4.45

VISCOSIDAD

79 - 84 KU a 25 °C al momento de envasado.

3. CARACTERÍSTICAS ESPECIALES

GENERAL PARA GLOSS CATALIZADO

- Secado rápido.
- Excelente retención de brillo.
- Excelente resistencia a los rayos solares e intemperie.
- Excelente adherencia y muy buena flexibilidad.
- Excelente resistencia a la abrasión y al desgaste.
- Excelente resistencia a disolventes.
- Excelente resistencia al impacto.

GENERAL PARA GLOSS SIN CATALIZADOR

- Secado rápido.
- Buen brillo.
- Buena flexibilidad.
- Buena adherencia.

4. PROCEDIMIENTO DE APLICACIÓN

PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE

La superficie por pintar debe estar seca, libre de polvo, grasa, óxido, pintura mal adherida y todo tipo de contaminantes.

Desaparecer cualquier rastro de óxido mediante el uso de X1 Oxiron Removedor de Oxido, y un eficiente lijado.

Para Superficies Metálicas de hierro / acero es conveniente arenar según norma SSPC - SP6 (superficies nuevas) y un arenado comercial SSPC - SP2 o SSPC - SP3 (superficies antiguas) aplicar previamente una Base Zincromato Automotriz X10.

Para Superficies Galvanizadas y Aluminio recubrir con Autocar Etching Primer X6 ya que estas superficies son difíciles de adherirse.

Para Superficies de Madera se debe efectuar un buen lijado y limpieza.

Recomendación: Los colores tóner y colores especiales se utilizan para matizados.

MÉTODO DE APLICACIÓN

Equipo de aplicación: Soplete convencional a presión de 45 - 55 psi (Lb/in²).

Tipo de sustrato: Fierro acerado, madera.

PREPARACIÓN DE MEZCLA PARA GLOSS CATALIZADO

4 partes de Gloss Poliuretano Catalizable X3.
2 partes de Autocar Ultra UHS674 Endurecedor Hardener Alto Solido
1 parte de Autocar Ultra DUH654 Disolvente Uretano Thinner Finishes ó Z4 15000 Finish Thinner Reduct.

Tiempo de inducción: No aplicable.

Vida útil de la mezcla: 6 horas máximo a 25 °C.
Nº de manos: 2 - 3 manos dejando orear de 10 - 15 minutos.

PREPARACIÓN DE MEZCLA PARA GLOSS SIN CATALIZADOR

4 partes de Gloss Poliuretano Catalizable X3.
2 partes de X13 Extra Acrílico Thinner Oro UT-960.

PINTURAS DEL PERU S.A.
20603526962

Car. Chillen Trapicho Mza. S/N Lote. 69 Urb. Los Huertos de Tungasuca Lima - Lima - Carabayillo
www.anypsa.com.pe venta@anypsa.com.pe Telf.: (51-1)613-9090 Fax: (51-1)613-9091

5. DATOS DE APLICACIÓN

PRECAUCIONES AL APLICAR

No aplique en condiciones de alta humedad o de lluvia inminente en exteriores.

No mezcle este producto con pinturas de otro tipo o marca.

CARACTERÍSTICAS DE LA SUPERFICIE APLICADA PARA GLOSS CATALIZADO

Secado	
Secado tacto	: 20 - 30 minutos
Secado duro	: 24 horas
Dureza de lápiz	: 2 H - 3H
Flexibilidad	: Muy bueno mandril cónico 1/8"
Adhesión	: Muy bueno enrejado ericksen
Brillo (ángulo 60°)	: 90 %
Impacto	: Muy bueno kg / mt

CARACTERÍSTICAS DE LA SUPERFICIE APLICADA PARA GLOSS SIN CATALIZADOR

Secado	
Secado tacto (minutos)	: 30
Secado duro (horas)	: 24
Repintado (horas)	: 6 mínimos

Los tiempos de secado indicados pueden variar de acuerdo a las condiciones tales como: temperatura, humedad y movimiento del aire (ventilación).

Espesor recomendado de película húmeda por capa
4 - 5 mils

Espesor recomendado de película seca por capa
1.5 - 2 mils

RENDIMIENTO TEÓRICO
65 m²/Gl.

LIMPIEZA DEL EQUIPO

Utilice Maestrazo Thinner Acrílico Automotriz Reforzado AC-350.

6. MANEJO DEL PRODUCTO

INFLAMABILIDAD

Material inflamable a 34 °C.

ALMACENAMIENTO

Se garantiza buena estabilidad en almacenamiento por 12 meses, si se almacenan bajo techo en lugares frescos y secos, después de su uso manténgase bien cerrado y fuera del alcance de los niños.

CUIDADOS ESPECIALES

Aplíquese en lugares ventilados, utilice los equipos de seguridad como: guantes, máscara, lentes, ropa adecuada.

7. PRESENTACIÓN DEL ENVASE

Envase de hojalata de 1 Gl. (3,785 L.). 900 ml aprox.



8. PROCEDIMIENTO DE APLICACIÓN

No aplica.

9. IMPORTANTE

ADVERTENCIA LEGAL

Todos los datos, información y diseño contenidos en este documento bajo ninguna circunstancia podrán ser alterados. La contra versión a esta advertencia constituirá delito(s) severamente sancionados(s) por las leyes vigentes.



PINTURAS DEL PERU S.A.
20603526962

Car. Chillón Trapiche Mza. S/N Lote. 69 Urb. Los Huertos de Tungasuca Lima - Lima - Carabayillo
www.anypsa.com.pe ventas@anypsa.com.pe Telf.: (51-1)613-9090 Fax.: (51-1)613-0091

Fuente: <https://www.anypsa.com.pe/linea-automotriz/gloss/x3-gloss-poliuretano-catalizado>

ANEXO D.9 BASE ZINCROMATO

BASE ZINCROMATO PATO CPP

A base de resina alquídica modificada

CPP

DESCRIPCIÓN Y VENTAJAS

- El Esm CPP Pato Base Zincromato un producto formulado con resina alquídica modificada y pigmentos anticorrosivos.
- El Esm CPP Pato Base Zincromato otorga una buena adhesión y protección anticorrosiva.
- Se recomienda como base anticorrosiva de rápido secado.

DATOS FÍSICOS

- COLOR: Verde
- ACABADO: Semi Mate
- COMPONENTES: Uno
- SÓLIDOS EN VOLUMEN: 41 ± 2%
- PESO POR GALÓN: 4.4 – 4.7 Kg/Gl.
- DILUYENTE: Thinner Acrílico Premium CPP
- RELACIÓN DE DILUCIÓN: Base: Diluyente
Pistola 1 galón: 1 galón
- APLICACIÓN: Soplete convencional.
- ESPESOR DE PELÍCULA: 1.5 – 2.0 mils seco
- NÚMERO DE CAPAS: 2 - 3 manos
- RENDIMIENTO TEÓRICO: 40 m² / gal por capa a 1.5 mils seco - 30 m² / gal por capa a 2.0 mils seco

El rendimiento real depende de la forma de la superficie, tipo de acabado deseado y técnica de aplicación.

DATOS DE ALMACENAMIENTO

Se garantiza buena estabilidad en almacenamiento hasta por 12 meses, si se almacena bajo techo a temperatura entre 4°C y 38°C y en envase lleno y cerrado.

PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE

- Realizar la limpieza manual o manual mecánica. Limpiar la superficie con desengrasante para eliminar grasa, lanilla y demás contaminantes.
- Lijar (lijas #80 a #220) y eliminar el polvo producido, la grasa y demás contaminantes con desengrasante.

La duración de la pintura depende del grado de preparación de la superficie.

MÉTODOS DE APLICACIÓN

Soplete convencional.

TIEMPOS DE SECADO

Al tacto	: máximo 30 minutos
Al tacto duro	: máximo 1.5 hora



CORPORACIÓN PERUANA DE
PRODUCTOS QUÍMICOS S.A.
Av. César Vallejo 1851 El Agustino, Lima - Perú
Tel: 012 - 8000 Fax: 012 - 8001
e-mail: sac@groma.com.pe
www.groma.com.pe

PROCEDIMIENTO DE APLICACIÓN

1. La superficie para pintar debe de estar libre de sales, suciedad, grasa, aceite, pintura suelta, humedad y cualquier otro material extraño.
2. El soplete para usar en la aplicación debe encontrarse en buen estado.
3. Durante la manipulación de la pintura debe de utilizar: guantes, mascarara con filtro de vapores orgánicos, lentes de seguridad y ropa adecuada.
4. Destape el envase de pintura y mediante una paleta agítela hasta homogenizarla.
5. Se recomienda 1 volumen de Base Zincromato por 1 volumen de Thinner Acrílico Premium CPP para que la pintura se pueda aplicar sin defectos. Diluir solo lo que se va a utilizar.
6. No mezclar con pinturas de otro tipo o marca.

PRECAUCIONES DE SEGURIDAD

Es inflamable.
No se debe dejar al alcance de los niños.
Durante el pintado debe existir una adecuada ventilación.
Cierre bien el envase después de cada uso.
Evite respirar los vapores prolongadamente.
Evite el contacto con la piel y los ojos.
Después de usar, lávese completamente con abundante agua y jabón.
En case de ingestión accidental no provoque el vómito, solicite atención médica de inmediato.

Última revisión: 14/03/2024

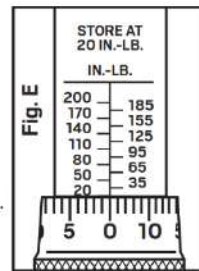


Fuente: https://www.cpp.com.pe/public/ficha-tecnica/HT_BASE_ZINCROMATO.pdf

ANEXO D.10 TORQUÍMETRO

MAINTENANCE AND STORAGE

1. If wrench has not been used for a long period of time, operate it several times at a low torque setting. This will allow internal lubricant to recoat moving parts.
2. When wrench is not in use, keep adjustment at lowest torque setting, 20 in.-lb. (2.2 Nm) (Fig. E). Do not turn handle below lowest torque setting.
3. This wrench is a precision measuring instrument. Take care to operate wrench correctly. Store in a clean, dry environment.
4. Clean wrench by wiping with a clean, dry, lint-free cloth. Do not immerse in any type of liquid or cleaner. This may damage the internal components of the wrench.

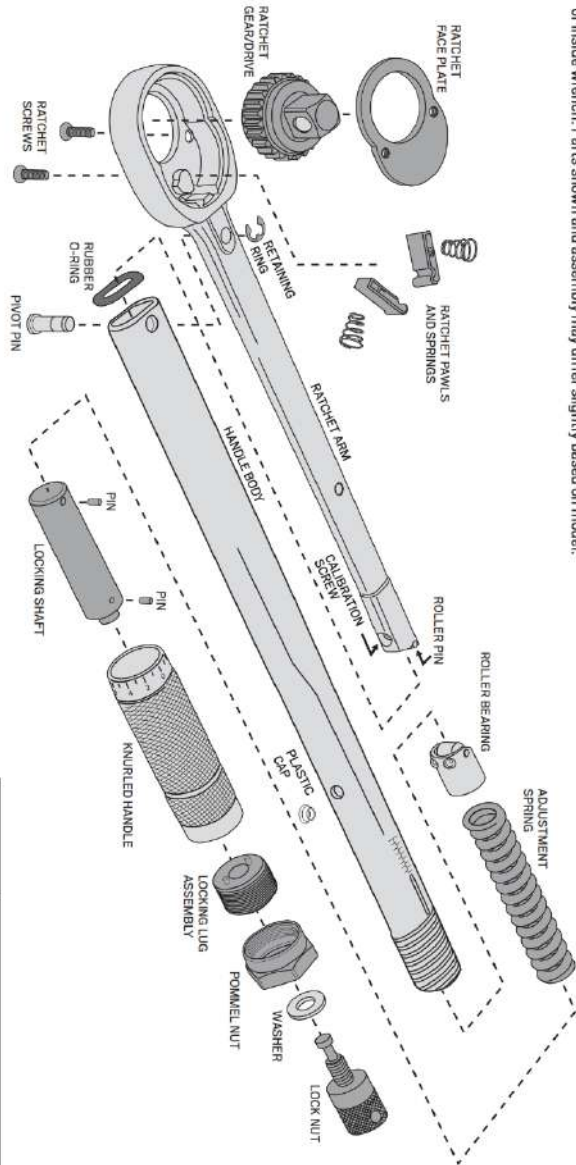


TORQUE UNIT CONVERSION TABLE

INCH POUNDS (in.-lb.)	FOOT POUNDS (ft.-lb.)	NEWTON METERS (Nm)	FOOT POUNDS (ft.-lb.)	INCH POUNDS (in.-lb.)	NEWTON METERS (Nm)	NEWTON METERS (Nm)	INCH POUNDS (in.-lb.)	FOOT POUNDS (ft.-lb.)
20	1.67	2.26	1	12	1.35	2	17.70	1.47
25	2.08	2.82	2	24	2.71	3	26.55	2.21
30	2.50	3.39	3	36	4.06	4	35.40	2.95
35	2.92	3.95	4	48	5.42	5	44.25	3.68
40	3.33	4.52	5	60	6.78	6	53.10	4.42
45	3.75	5.08	6	72	8.13	7	61.95	5.16
50	4.17	5.65	7	84	9.49	8	70.80	5.90
55	4.58	6.21	8	96	10.84	9	79.65	6.63
60	5.00	6.78	9	108	12.20	10	88.50	7.37
65	5.42	7.34	10	120	13.55	11	97.35	8.11
70	5.83	7.91	11	132	14.91	12	106.20	8.85
75	6.25	8.47	12	144	16.27	13	115.06	9.58
80	6.67	9.03	13	156	17.62	14	123.91	10.32
85	7.08	9.60	14	168	18.98	15	132.76	11.06
90	7.50	10.16	15	180	20.33	16	141.61	11.80
95	7.91	10.73	16	192	21.69	17	150.46	12.53
100	8.33	11.29	17	204	23.04	18	159.31	13.27
105	8.75	11.86	18	216	24.40	19	168.16	14.01
110	9.17	12.42	19	228	25.76	20	177.01	14.75
115	9.58	12.99	20	240	27.11	21	185.86	15.49
120	10.00	13.55	21	252	28.47	22	194.71	16.23
125	10.42	14.12	22	264	29.82	23	203.56	16.97
130	10.83	14.68						
135	11.25	15.25						
140	11.67	15.81						
145	12.08	16.38						
150	12.50	16.94						
155	12.91	17.51						
160	13.33	18.07						
165	13.75	18.64						
170	14.17	19.20						
175	14.58	19.77						
180	15.00	20.34						
185	15.42	20.90						
190	15.83	21.46						
195	16.25	22.03						
200	16.67	22.59						

CONVERSIONS		
1 in.-lb. =	1 ft.-lb. =	1 Nm =
0.0833 ft.-lb.	0.138 m-kg	0.737 ft.-lb.
0.113 Nm	12.0 in.-lb.	8.85 in.-lb.
0.0115 m-kg	1.35 Nm	0.102 m-kg
1.15 cm-kg	13.8 cm-kg	10.2 cm-kg

NOTE: Exploded view diagram provided for illustration purposes only. Do not disassemble any part of torque wrench. There are no user serviceable parts on or inside wrench. Parts shown and assembly may differ slightly based on model.



TEKTON
 3707 Regent Boulevard SE
 Everett, WA 98203
 Made in Taiwan
 ©2017
 TERNON.COM

Drive	1/4 in.
Ratchet	24 Tooth
Length	12 in.
Dual Range	20 - 200 in.-lb. and 2.2 - 22.6 Nm
Increment	1 in.-lb. (0.11 Nm)
Accuracy	+/- 4%

Fuente: <https://www.tekton.com/1-4-inch-drive-micrometer-torque-wrench-24320#details>

ANEXO E

DATASHEET ACELEROMETROS

ANEXO E.1 AXL – ACC -16G



AXL- ZONDA

AXL- ACC -16G

Recolector de datos con acelerómetro triaxial capacitivo



AXL-ZONDA es una familia de dispositivos de adquisición de datos de bajo consumo energético con sensores integrados en la detección de aceleración, esfuerzos y temperatura basados en la comunicación entre sensores y con la nube.

La serie de sensores AXL-ZONDA se encuentran sincronizados en el rango de los 1 μ s de sensor a sensor, esto es importante en la ejecución de análisis avanzados como el análisis modal operacional (OMA), análisis de deformación operativa (ODS), con el fin de capturar la dinámica estructural (frecuencias naturales, modos de vibración, y amortiguamientos estructurales).

El hardware viene complementado con software de adquisición y procesamiento de data en la nube, teniendo información en tiempo real en tableros de control con interfaz de usuario amigable.

Desarrollo de soluciones personalizadas a cada cliente, de acuerdo con sus necesidades.

Características:
Colector de datos con acelerómetro triaxial capacitivo modelo AXL-ACC-16G de ultrabajo consumo con alta performance, 10 μ A en reposo.

Batería interna de polímero de litio recargable y alimentación usb externa.

El acelerómetro AXL-16G tiene escalas dinámicas seleccionables de $\pm 2g/\pm 4g/\pm 8g/\pm 16g$ y es capaz de medir aceleraciones con rangos desde DC hasta 5,3 kHz.

Conectividad inalámbrica con protocolo Wi-Fi IEEE 802.11 con un gateway externo.

Memoria interna de 32 Gb.

Temperatura de operación de 40°C a 85°C.

Aplicaciones:
Monitoreo de vibraciones.
Monitoreo de condición.
Mantenimiento predictivo.
Salud estructural.



DISP: ALL
Unit: mm
Automatic
+5.193
+4.616
+4.039
+3.462
+2.886
+2.309
+1.731
+1.154
+0.577
+0

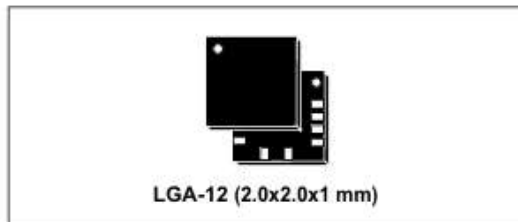
DISP: ALL
Unit: mm
Automatic
+5.193
+4.616
+4.039
+3.462
+2.886
+2.309
+1.731
+1.154
+0.577
+0

Julio 20241/1www.intemin.org

Fuente: <https://www.intemin.org/>

MEMS digital output motion sensor:
 ultra-low-power high-performance 3-axis "femto" accelerometer

Datasheet - production data



Features

- Wide supply voltage, 1.71 V to 3.6 V
- Independent IO supply (1.8 V) and supply voltage compatible
- Ultra-low power consumption down to 2 μ A
- $\pm 2g/\pm 4g/\pm 8g/\pm 16g$ selectable full scales
- I²C/SPI digital output interface
- 2 independent programmable interrupt generators for free-fall and motion detection
- 6D/4D orientation detection
- "Sleep-to-wake" and "return-to-sleep" functions
- Free-fall detection
- Motion detection
- Embedded temperature sensor
- Embedded FIFO
- ECOPACK[®], RoHS and "Green" compliant

Applications

- Motion-activated functions
- Display orientation
- Shake control
- Pedometer
- Gaming and virtual reality input devices
- Impact recognition and logging

Description

The LIS2DH12 is an ultra-low-power high-performance three-axis linear accelerometer belonging to the "femto" family with digital I²C/SPI serial interface standard output.

The LIS2DH12 has user-selectable full scales of $\pm 2g/\pm 4g/\pm 8g/\pm 16g$ and is capable of measuring accelerations with output data rates from 1 Hz to 5.3 kHz.

The self-test capability allows the user to check the functionality of the sensor in the final application.

The device may be configured to generate interrupt signals by detecting two independent inertial wake-up/free-fall events as well as by the position of the device itself.

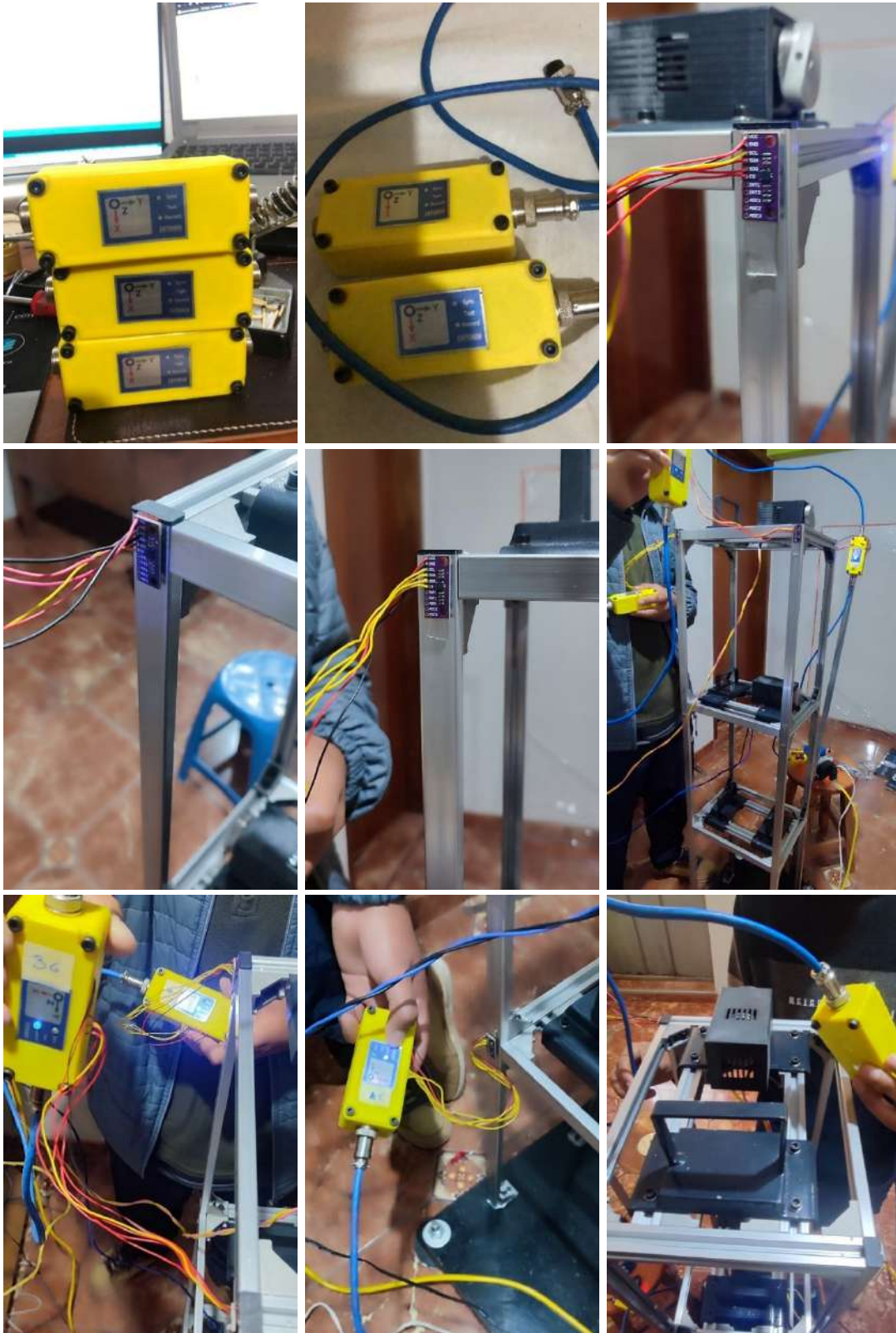
The LIS2DH12 is available in a small thin plastic land grid array package (LGA) and is guaranteed to operate over an extended temperature range from -40 °C to +85 °C.

Table 1. Device summary

Order code	Temp. range [°C]	Package	Packaging
LIS2DH12TR	-40 to +85	LGA-12	Tape and reel

ANEXO F

REGISTRO FOTOGRAFICO DEL ENSAYO MODAL



ANEXO G

SCRIPT DESARROLLADO EN MATLAB PARA EL CALCULO TEORICO POR EL

ANALISIS MODAL CLASICO

```
format shortG; format compact
clc, clear all;
%DATOS DE ENTRADA - DIMENSIONES DEL MÓDULO EXPERIMENTAL:
h=0.385; %[m] Altura de las columnas Slot 10x20
L=0.21; %[m] Longitud de la viga Slot 20x20
Lx=0.270; %[m] Distancia "x" entre ejes de las columnas
Lz=0.210; %[m] Distancia "z" entre ejes de las columnas
E=58.5e+9; %[Pa] Modulo de elasticidad de las columnas
Ixc=4.86e-009; %[m^4] Momento de Inercia en "x" de la
columna
Izc=1.14e-009; %[m^4] Momento de Inercia en "z" de la
columna
Iyb=6.98e-009; %[m^4] Momento de Inercia en "y" de la viga
Izb=6.98e-009; %[m^4] Momento de Inercia en "z" de la viga
m=3.205; %[kg] Masa de cada piso
J=0.0284; %[kg.m^2] Momento de inercia de masa de cada
piso (Modelo CAD)
fe=1.15; %[-] Factor de estudio, 15% =1.15*fn
g1f=0.00044;g2f=0.00027;g3f=0.00036;%[-] Factor de amortiguamiento modal
g1t=0.00033;g2t=0.00042;g3t=0.00055;%[-] Factor de amortiguamiento modal
e=0.00576; %[m] Excentricidad de masa desbalanceada
md=0.0861; %[kg] Masa desbalanceada
d=0.115; %[m] Distancia de fuerza de excitacion y C.G.
del nivel
a=210; %[mm] Lado menor del nivel
b=270; %[mm] Lado mayor del nivel
ti=0.0005;tf=0.5; % ti= Tiempo de intervlo en seg y tf=tiempo
final en seg
%Según (Chopra, 2014)
rx=(Iyb/L)/(2*Ixc/h);
rz=(Izb/L)/(2*Izc/h);
Kx=4*(3*E*Ixc/h^3)*((12*rx+1)/(12*rx+4));
Kz=4*(12*E*Izc/h^3)*((12*rz+1)/(12*rz+4)); %plano de estudio flexionante
Ko=(12*E*Izc/h^3)*(Lx)^2+(3*E*Ixc/h^3)*(Lz)^2; % plano de estudio torsional
% CALCULO DE FRECUENCIAS NATURALES DE FLEXION (PLANO MENOS RIGIDO)
k_f=Kz; %[N/m] rigidez de cada piso
K_f=k_f*[2 -1 0 ...
;-1 2 -1 ...
;0 -1 1]; % matriz de rigidez
M_f=m*[1 0 0 ...
;0 1 0 ...
;0 0 1]; % matriz de masa
fn_f=sqrt(k_f/m)*[0.445041867912629;1.246979603717467;1.801937735804838];
%[rad/s]
fn_f_hz=fn_f/(2*pi);%[Hz]
disp('Frecuencias naturales Flexion:')
disp(['w1f = ',num2str(fn_f_hz(1),'%.2f'),' Hz','(',' ,
num2str(fn_f(1),'%.2f'),' rad/s)'])
disp(['w2f = ',num2str(fn_f_hz(2),'%.2f'),' Hz','(',' ,
num2str(fn_f(2),'%.2f'),' rad/s)'])
disp(['w3f = ',num2str(fn_f_hz(3),'%.2f'),' Hz','(',' ,
num2str(fn_f(3),'%.2f'),' rad/s)'])
disp(' ')
% CALCULO DE FRECUENCIAS NATURALES DE TORSION
```

```

k_t=Ko;           %[N.m] rigidez de cada piso
K_t=k_t*[2 -1 0 ...
           ;-1 2 -1 ...
           ;0 -1 1];           % matriz de rigidez
M_t=J*[1 0 0 ...
        ;0 1 0 ...
        ;0 0 1];           % matriz de masa
fn_t=sqrt(k_t/J)*[0.445041867912629;1.246979603717467;1.801937735804838];
%[rad/s]
fn_t_hz=fn_t/(2*pi);           %[Hz]
disp('Frecuencias naturales Torsion:')
disp(['w1t = ', num2str(fn_t_hz(1), '%.2f'), ' Hz', '(',
num2str(fn_t(1), '%.2f'), ' rad/s)'])
disp(['w2t = ', num2str(fn_t_hz(2), '%.2f'), ' Hz', '(',
num2str(fn_t(2), '%.2f'), ' rad/s)'])
disp(['w3t = ', num2str(fn_t_hz(3), '%.2f'), ' Hz', '(',
num2str(fn_t(3), '%.2f'), ' rad/s)'])
disp(' ')
PER=100*[(9.36-fn_f_hz(1))/9.36; (16.84-fn_t_hz(1))/16.84; (28.57-
fn_f_hz(2))/28.57]; ...

```

Se adjuntan el Script completo en formato .m (Matlab) y en forma de .txt (Texto). El archivo está disponible en Google Drive y el acceso está habilitado para cualquier usuario interesado.

<https://drive.google.com/drive/folders/1kiHv0tr33tKX-BuC2GWcO25ynT0e9BN4?usp=sharing>

En caso de no poder acceder a los registros, se recomienda contactar a los autores a través de los siguientes correos electrónicos:

- Jiret Eliud Quispe Puma 133939@unsaac.edu.pe
- Luis Miguel Cruz Deza 161375@unsaac.edu.pe

ANEXO H

REGISTRO FOTOGRÁFICO VELOCIDAD CON TACÓMETRO

ANEXO H.1 MOTOR M1



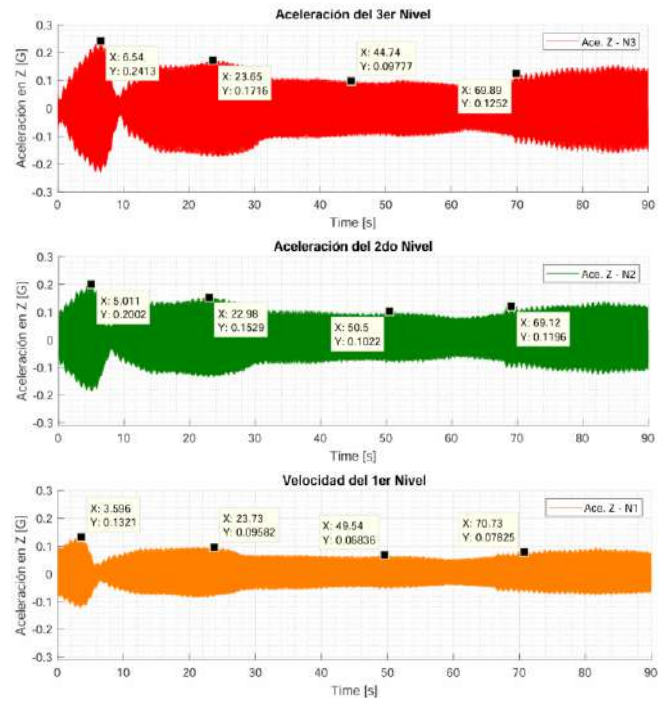
ANEXO H.2 MOTOR M2



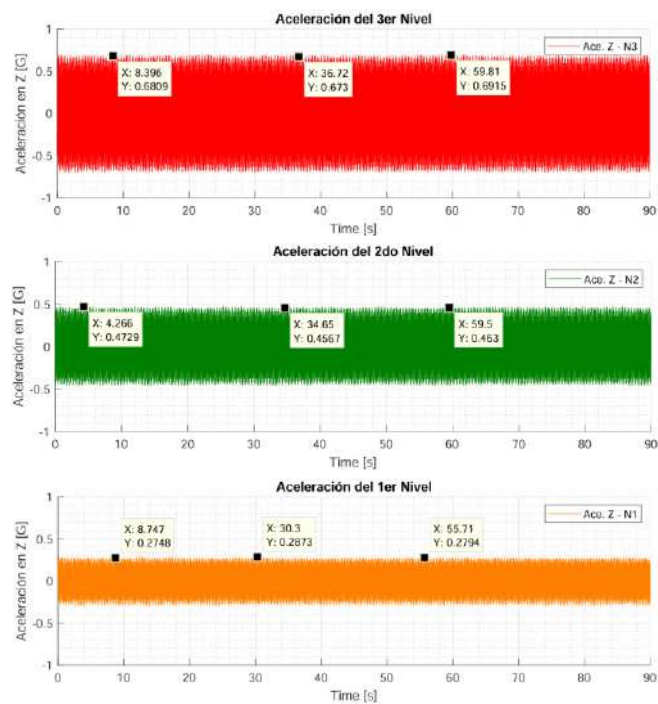
ANEXO I

ANEXO I.1 MEDICIONES DE ACELERACION CON 2 FUENTES

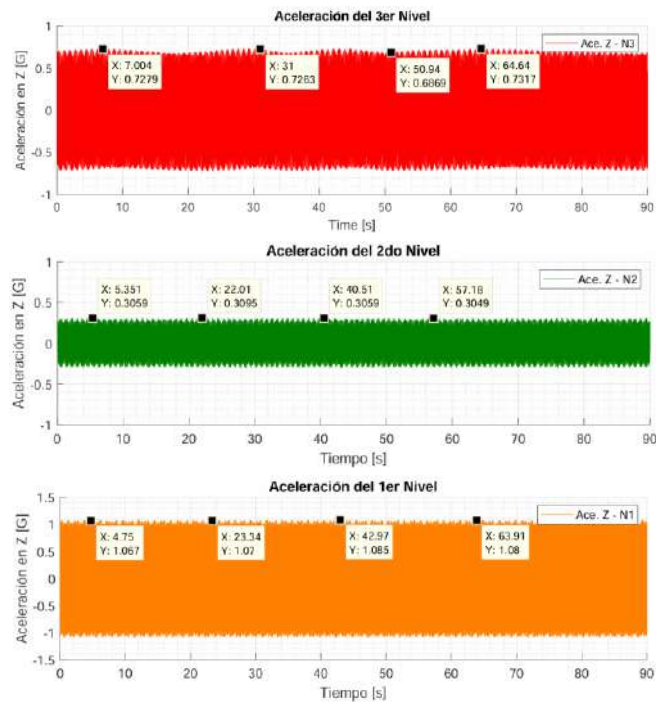
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 1_W1_W1



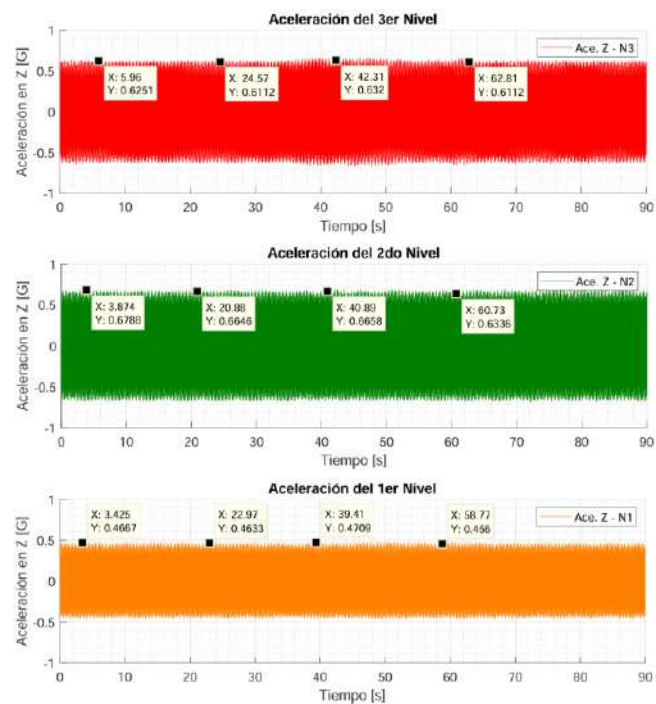
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 2_W1_W2



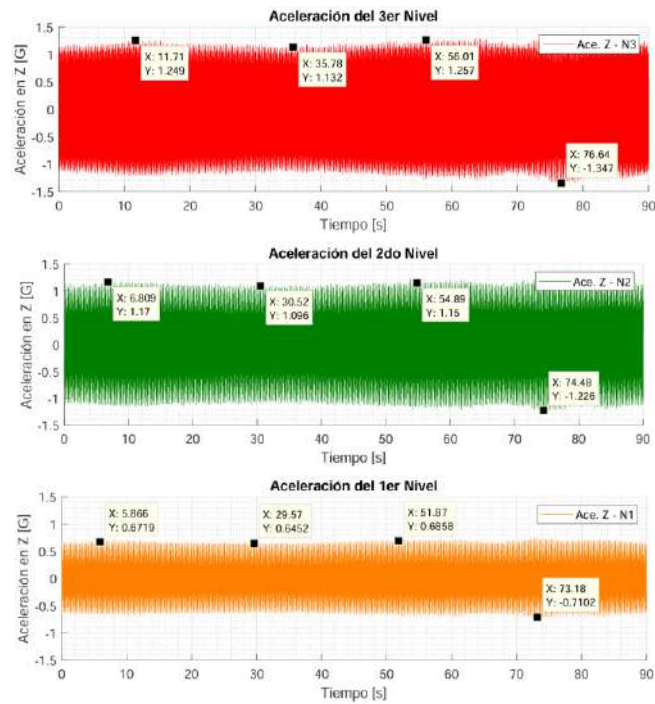
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 3_W1_W3



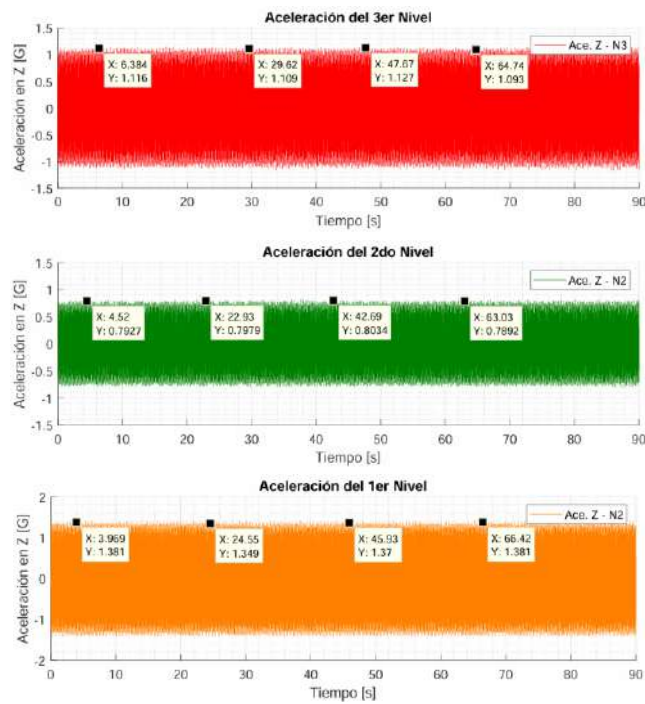
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 4_W2_W1



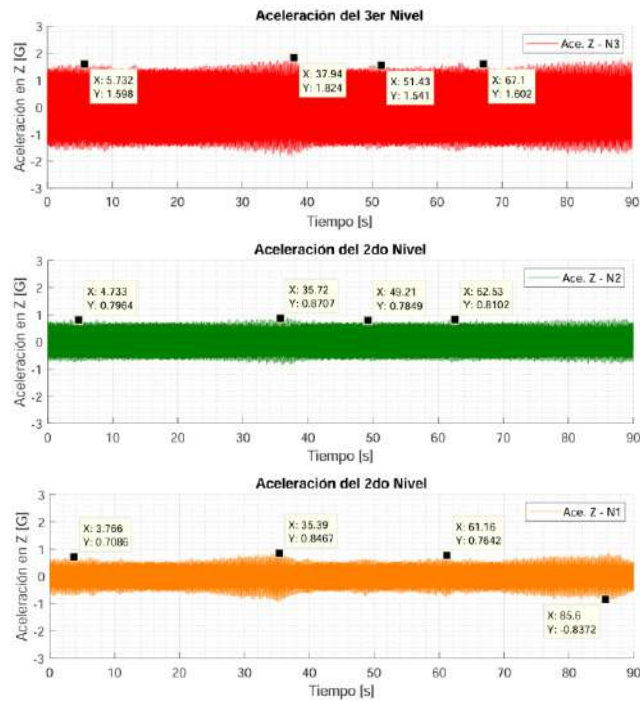
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 5_W2_W5



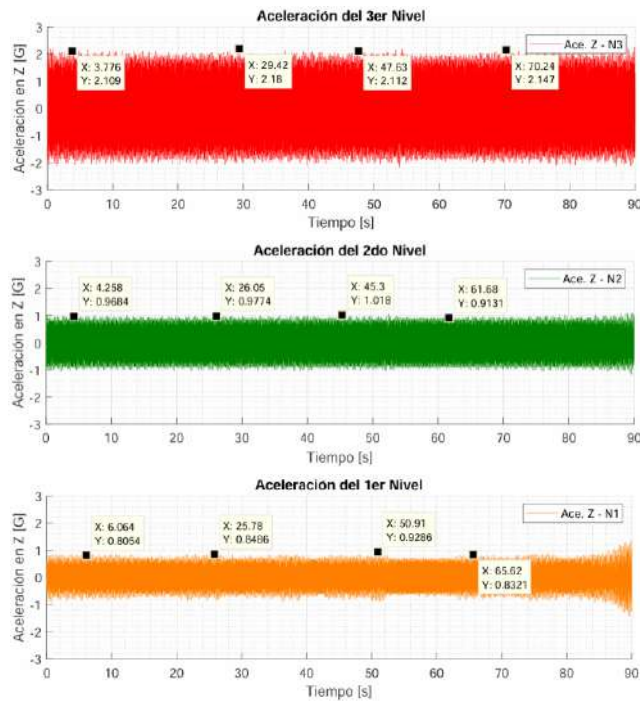
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 6_W2_W3



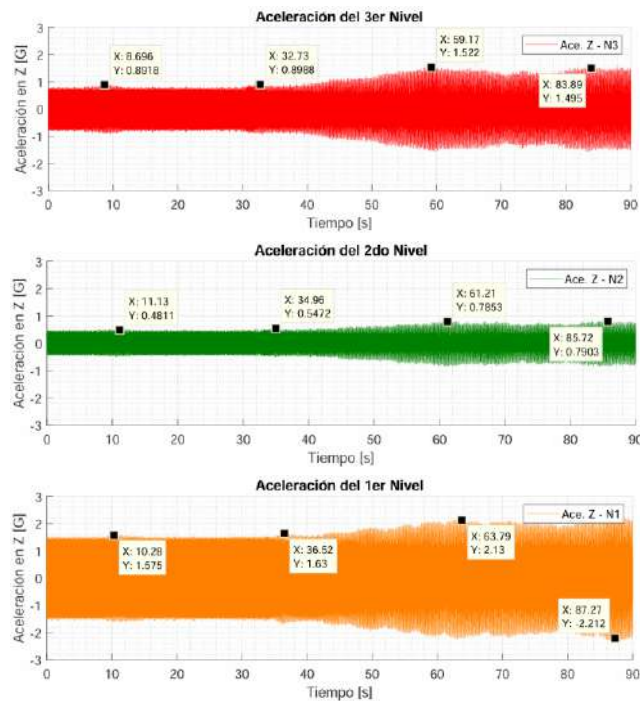
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 7_W3_W1



ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 8_W3_W2



ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 9_W3_W3



Se adjuntan los registros de aceleración correspondientes a los 27 ensayos realizados con dos fuentes de excitación activas. Los archivos están disponibles en Google Drive y el acceso está habilitado para cualquier usuario interesado.

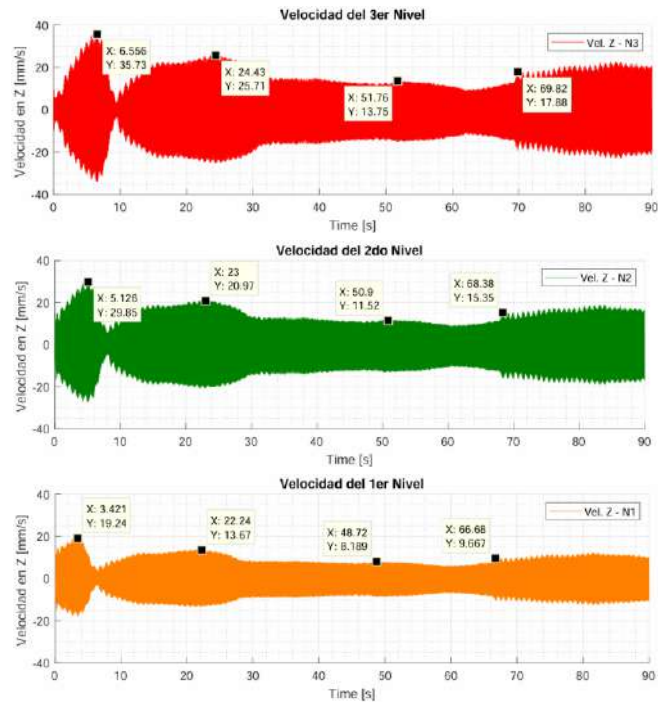
<https://drive.google.com/drive/folders/1-z87OxnjCzF9-oIzZYMMCQvnRDqSITjk?usp=sharing>

En caso de no poder acceder a los registros, se recomienda contactar a los autores a través de los siguientes correos electrónicos:

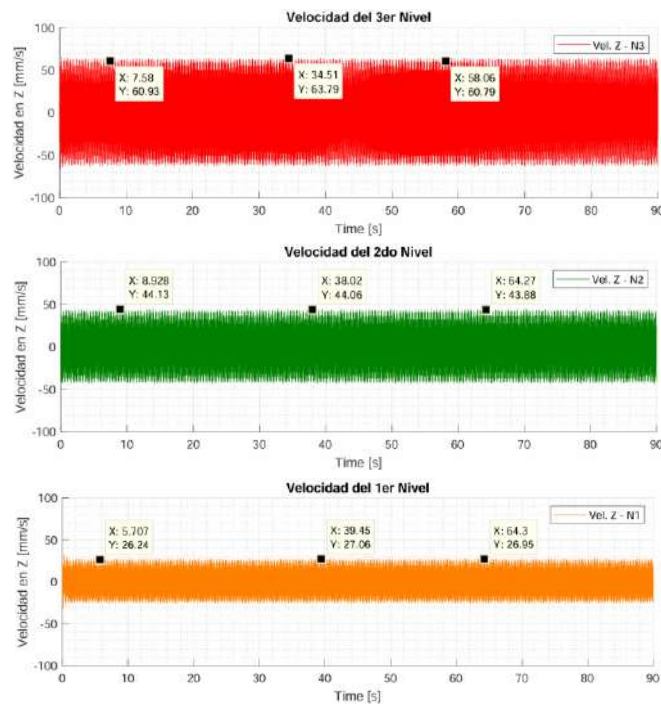
- Jiret Eliud Quispe Puma 133939@unsaac.edu.pe
- Luis Miguel Cruz Deza 161375@unsaac.edu.pe

ANEXO I.2 VELOCIDAD EN EL TIEMPO EN VIBRATION DATA CON DOS FUENTES

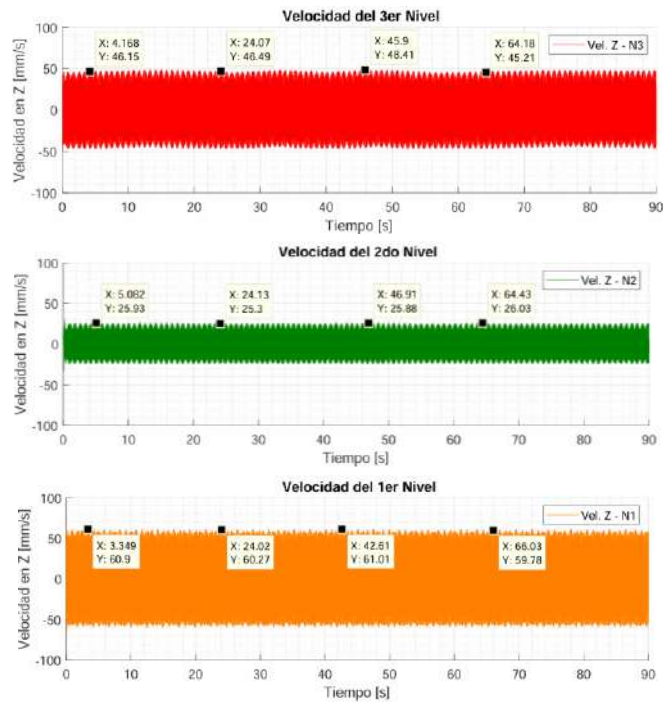
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 1_W1_W1



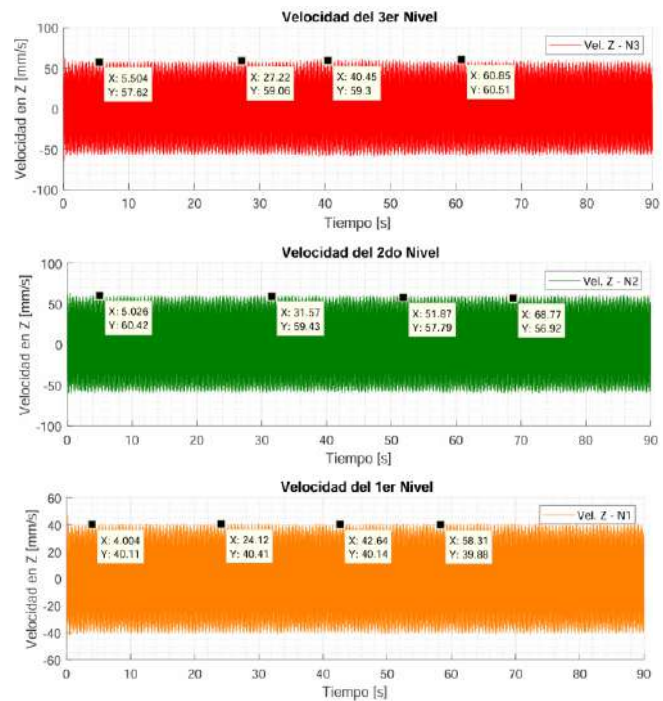
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 2_W1_W2



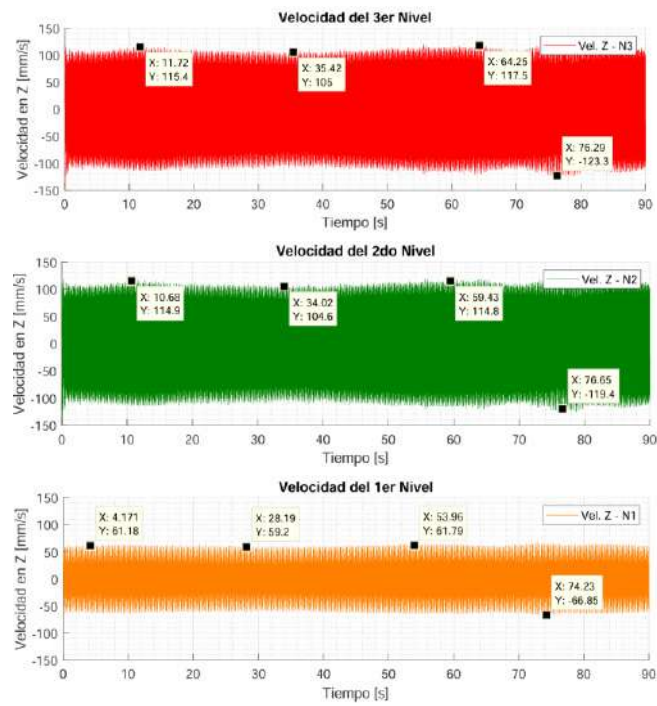
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 3_W1_W3



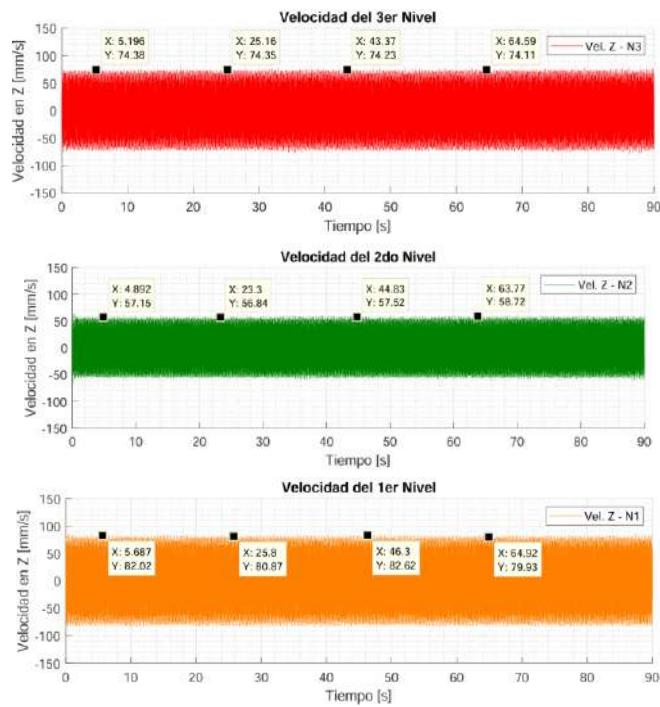
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 4_W2_W1



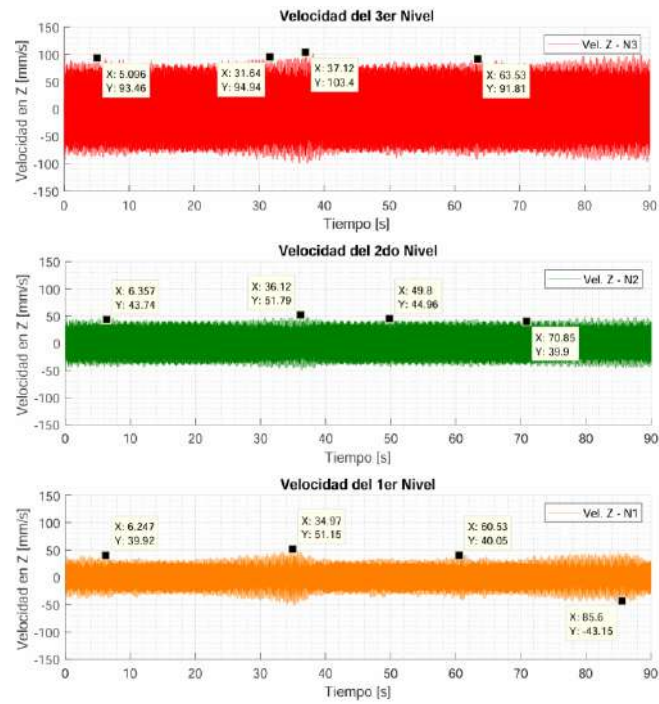
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 5_W2_W2



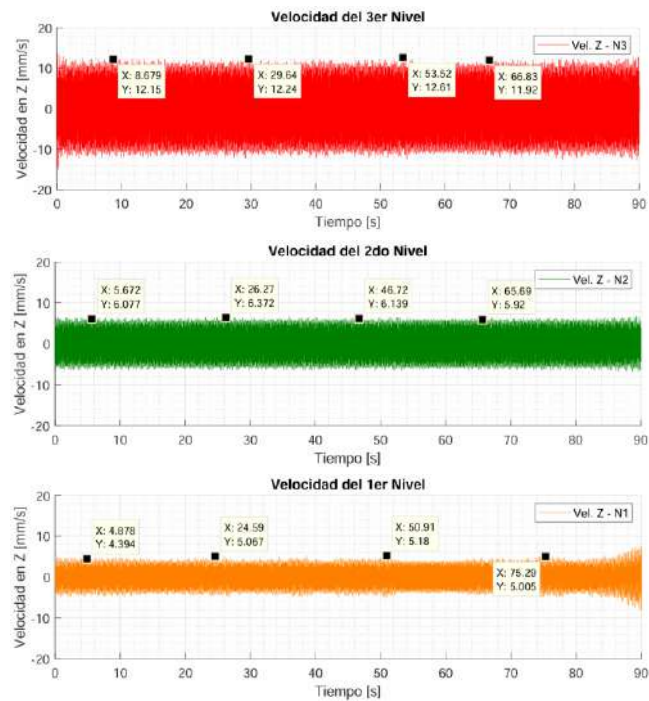
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 6_W2_W3



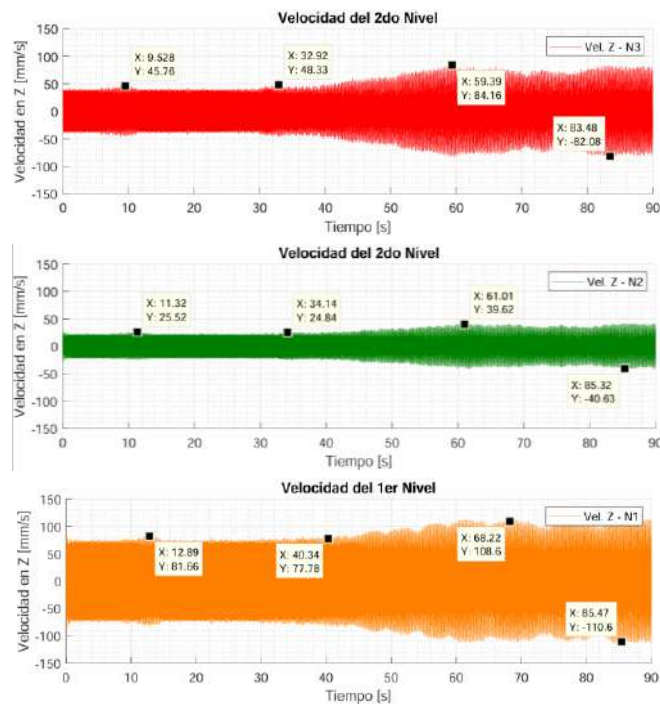
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 7_W3_W1



VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 8_W3_W2



VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 9_W3_W3



Los 27 registros de velocidad en función del tiempo se generaron utilizando el software libre VibrationData, disponible en el siguiente enlace.

[VibrationData Toolbox | enDAQ](#)

Estos registros de velocidad se obtuvieron a partir de los datos de aceleración previamente descritos para dos fuentes de excitación activas. Los archivos están disponibles en Google Drive y el acceso está habilitado para cualquier usuario interesado.

<https://drive.google.com/drive/folders/1BERH5H90IF0gD5loqT8k0LaFzuejlbLX?usp=sharing>

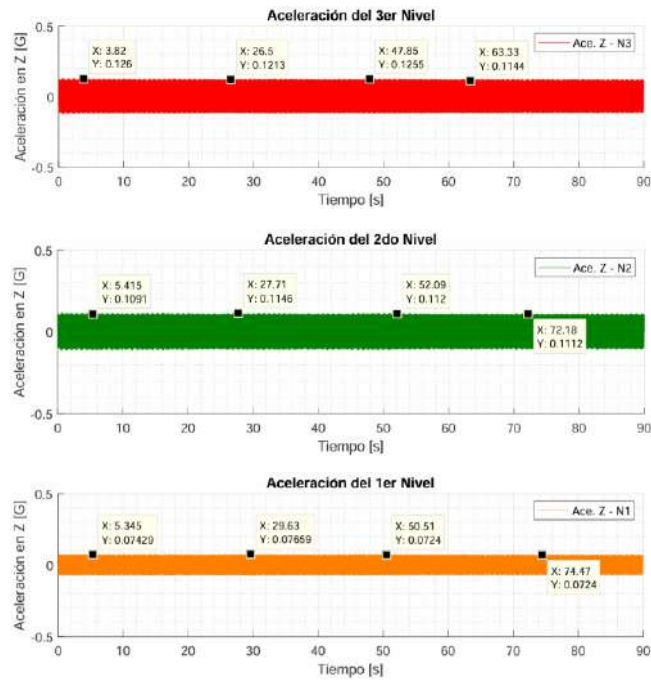
Para más información, se recomienda contactar a los autores a través de los siguientes correos electrónicos:

- Jiret Eliud Quispe Puma 133939@unsaac.edu.pe
- Luis Miguel Cruz Deza 161375@unsaac.edu.pe

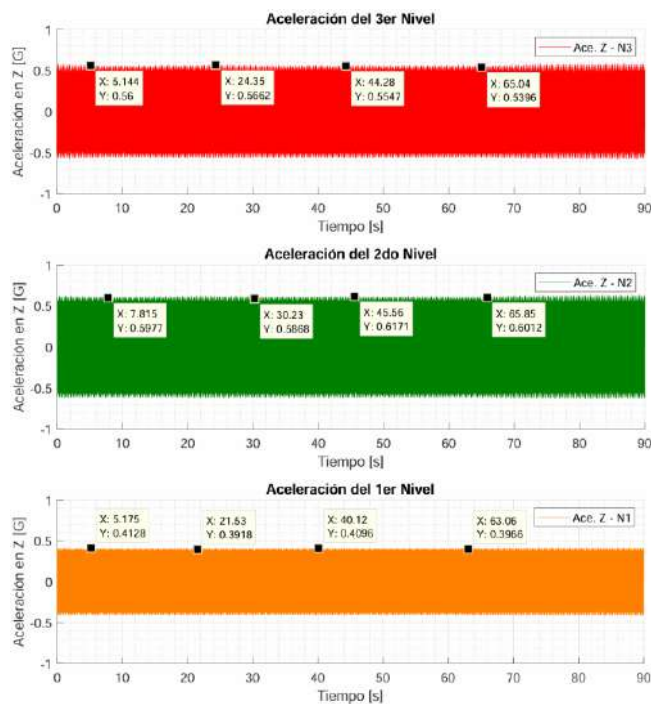
ANEXO J

ANEXO J.1 MEDICIONES DE ACELERACION CON 1 FUENTE

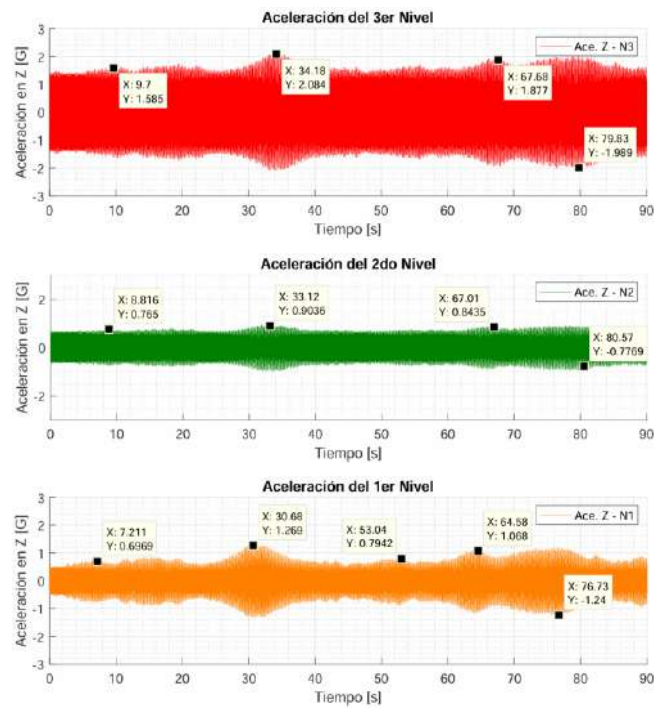
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 1_3N_W1



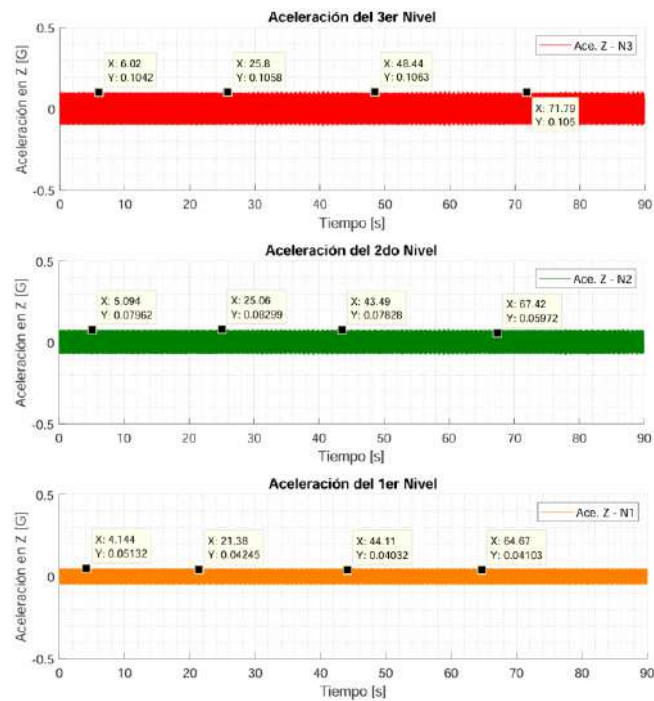
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 2_3N_W2



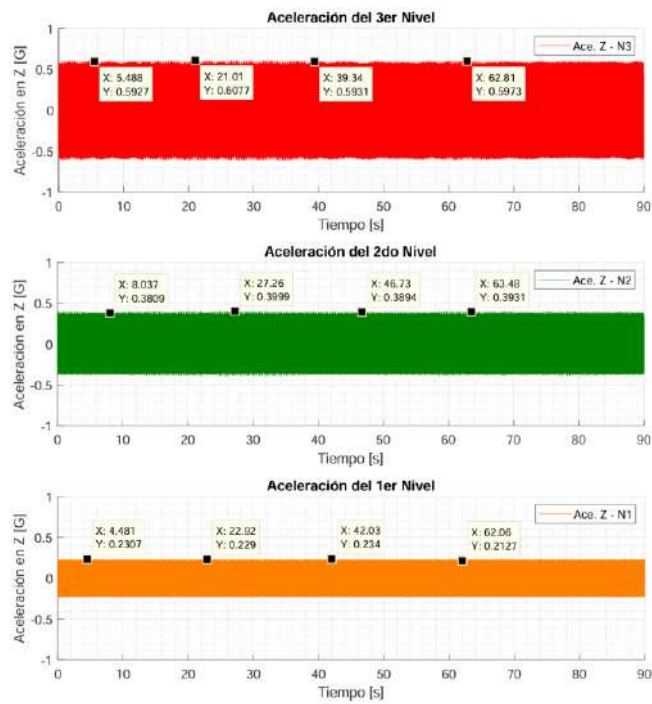
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 3_3N_W3



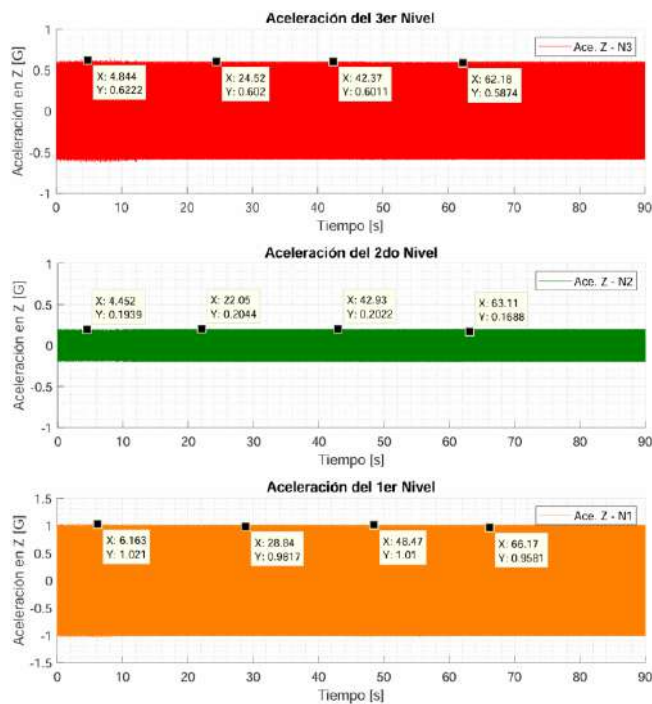
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 4_2N_W1



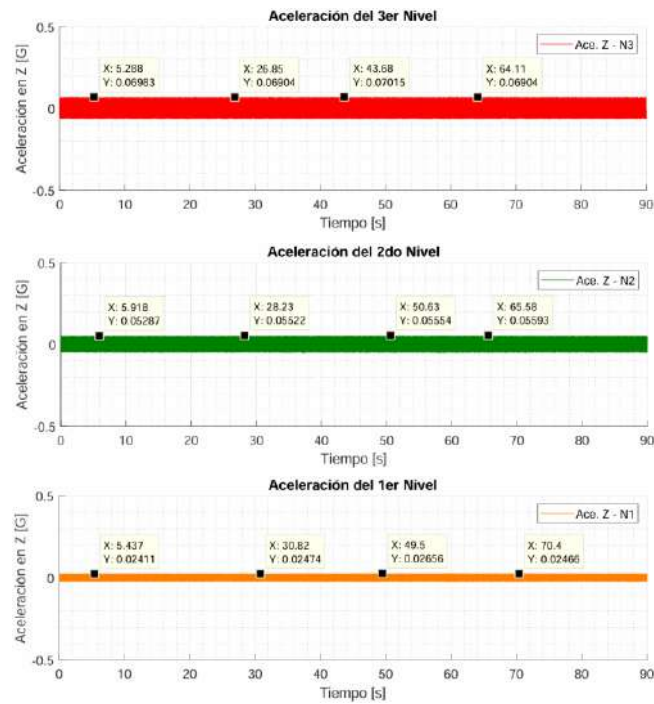
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 5_2N_W2



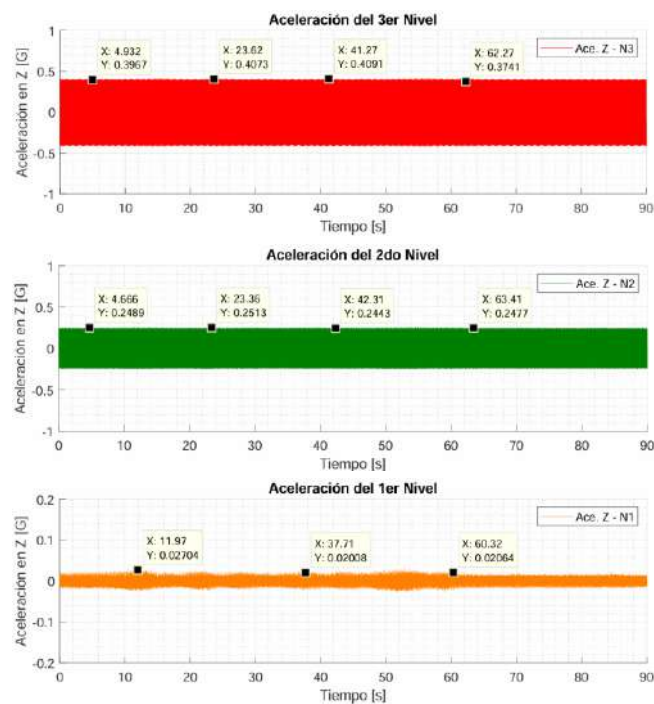
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 6_2N_W3



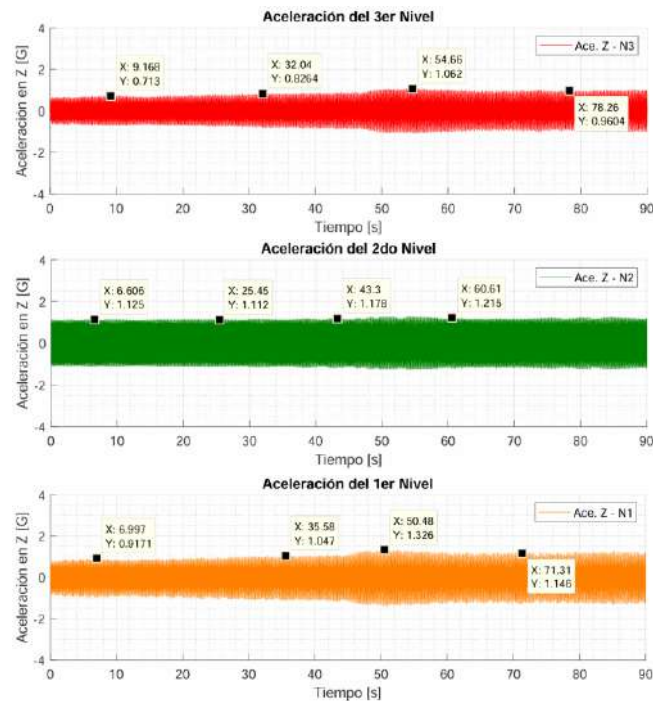
ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 7_1N_W1



ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 8_1N_W2



ACELERACION EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 9_1N_W3



Se adjuntan los registros de aceleración correspondientes a los 27 ensayos realizados con una fuente de excitación activa. Los archivos están disponibles en Google Drive y el acceso está habilitado para cualquier usuario interesado.

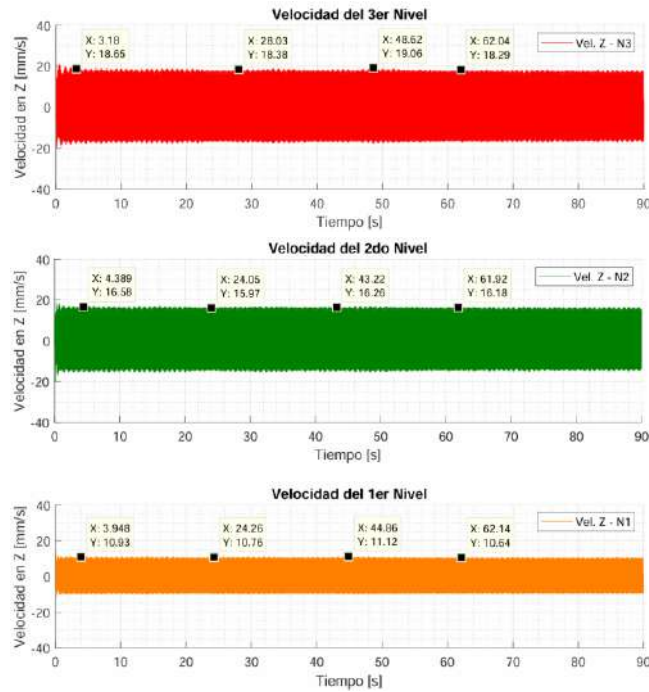
<https://drive.google.com/drive/folders/1bmjpaTbo1XCnL4MwKARJ6rj8TrK0xQcp?usp=sharing>

En caso de no poder acceder a los registros, se recomienda contactar a los autores a través de los siguientes correos electrónicos:

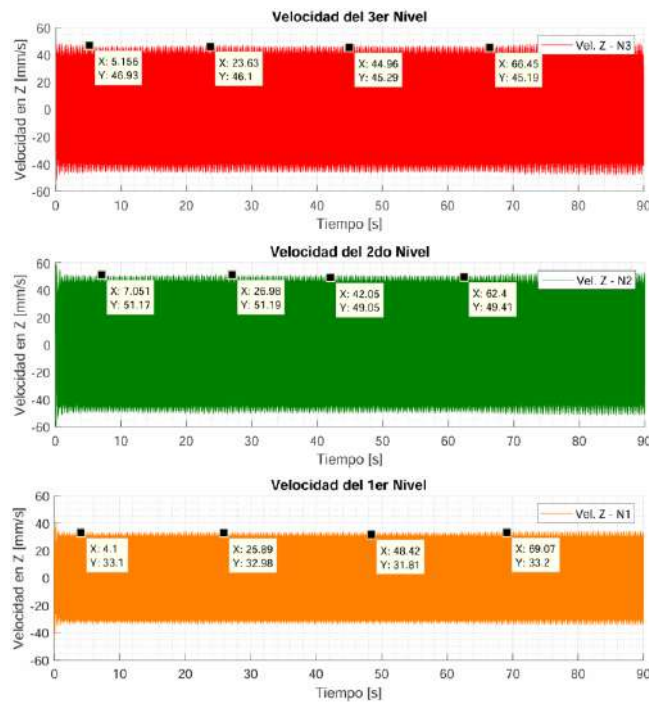
- Jiret Eliud Quispe Puma 133939@unsaac.edu.pe
- Luis Miguel Cruz Deza 161375@unsaac.edu.pe

ANEXO J.2 VELOCIDAD EN EL TIEMPO EN VIBRATION DATA CON UNA FUENTE

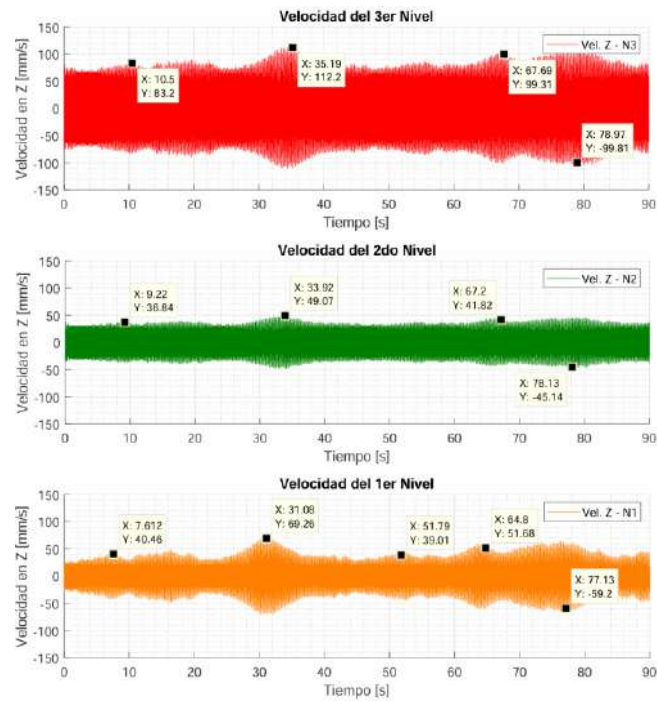
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 1_3N_W1



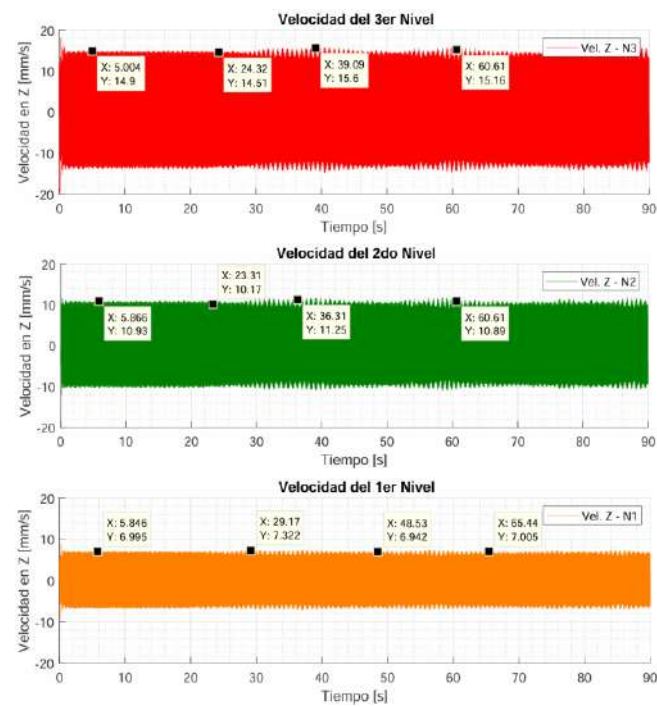
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 2_3N_W2



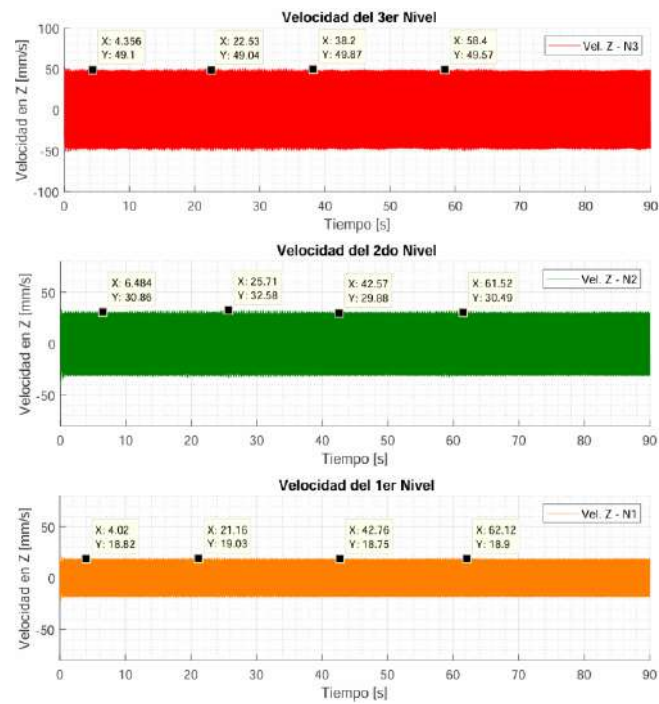
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 3_3N_W3



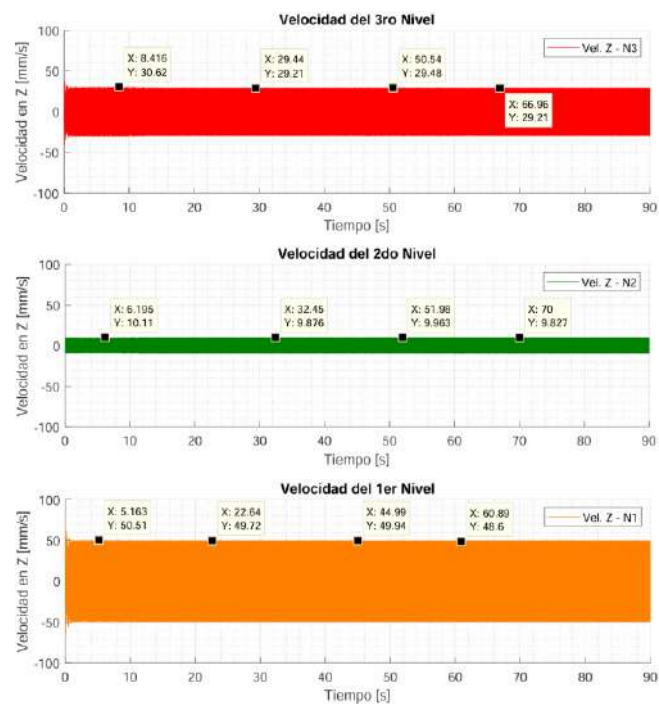
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 4_2N_W1



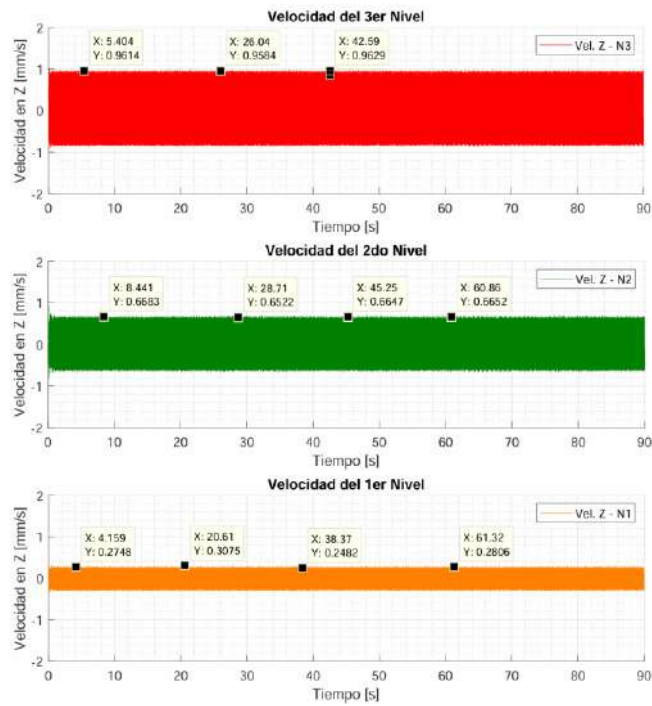
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 5_2N_W2



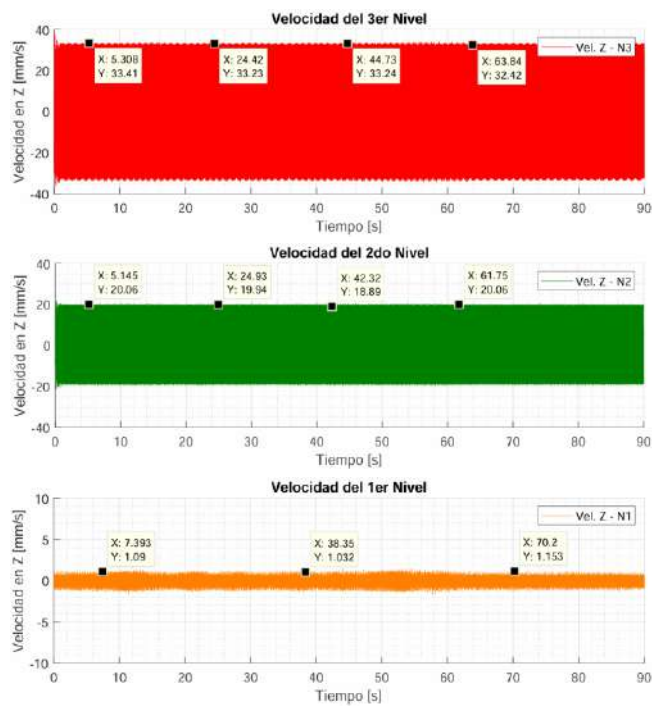
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 6_2N_W3



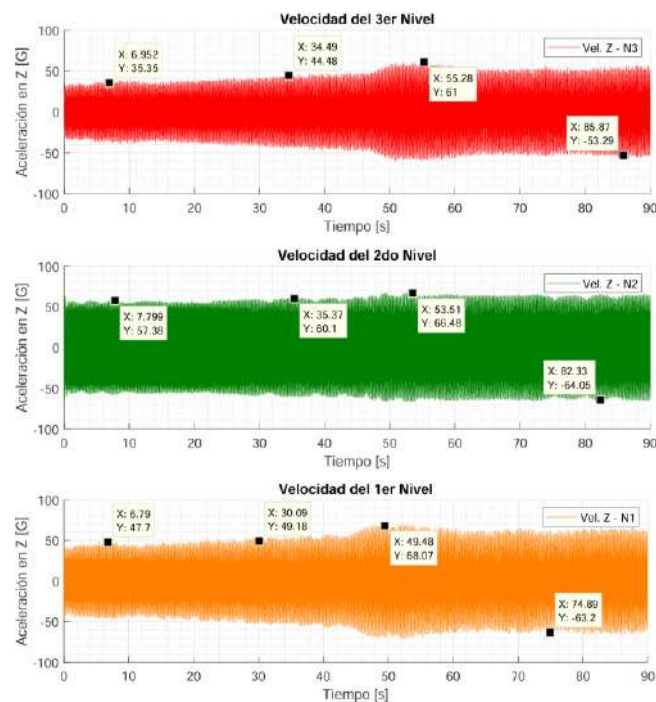
VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 7_1N_W1



VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 8_1N_W2



VELOCIDAD EN EL TIEMPO DEL ENSAYO 9_1N_W3



Los 27 registros de velocidad en función del tiempo se generaron utilizando el software libre VibrationData, disponible en el siguiente enlace.

[VibrationData Toolbox | enDAQ](#)

Estos registros se obtuvieron a partir de los datos de aceleración previamente descritos para una fuente de excitación activa. Los archivos están disponibles en Google Drive y el acceso está habilitado para cualquier usuario interesado.

<https://drive.google.com/drive/folders/1PHn45fJkoQj4OvCgvwBxsBMy9raJ5z8T?usp=sharing>

Para más información, se recomienda contactar a los autores a través de los siguientes correos electrónicos:

- Jiret Eliud Quispe Puma 133939@unsaac.edu.pe
- Luis Miguel Cruz Deza 161375@unsaac.edu.pe

ANEXO K

ANÁLISIS ESTADÍSTICO EN *MINITAB*

ANEXO K.1 ANÁLISIS ESTADÍSTICO PARA EL PRIMER TRABAJO EXPERIMENTAL (SOMETIDO A DOS FUENTES)

El presente anexo corresponde al reporte del cálculo factorial realizado por el software estadístico *MINITAB 22.1*, del primer trabajo experimental el cual consiste en capturar la vibración en velocidad RMS máxima del módulo para los tratamientos establecidos cuando se somete a dos fuentes de excitación, los cuales funcionan simultáneamente.

📄 HOJA DE TRABAJO 1

Diseño factorial de múltiples niveles

Resumen del diseño

Factores:	2	Réplicas:	3
Corridas base:	9	Total de corridas:	27
Bloques base:	1	Total de bloques:	1

Número de niveles: 3; 3

Información del factor

Factor	Niveles	Valores
Freq. 3er Nivel	3	10.72; 18.85; 32.72
Freq. 2do Nivel	3	10.72; 18.85; 32.72

Análisis de Varianza

Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
Modelo	8	7875.5	984.43	99.33	0.000
Lineal	4	6435.1	1608.76	162.33	0.000
Freq. 3er Nivel	2	3948.4	1974.18	199.20	0.000
Freq. 2do Nivel	2	2486.7	1243.35	125.46	0.000
Interacciones de 2 términos	4	1440.4	360.10	36.33	0.000
Freq. 3er Nivel*Freq. 2do Nivel	4	1440.4	360.10	36.33	0.000
Error	18	178.4	9.91		
Total	26	8053.8			

Resumen del modelo

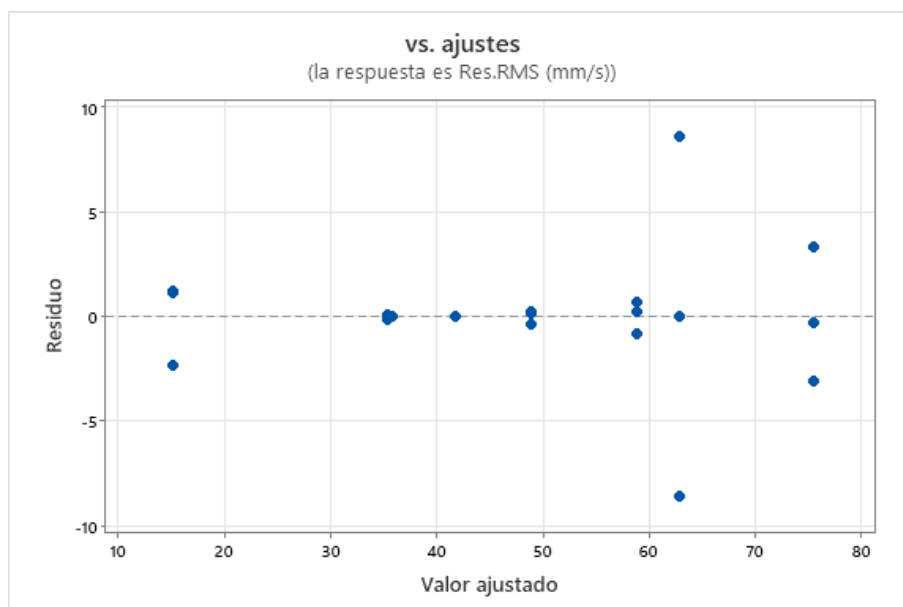
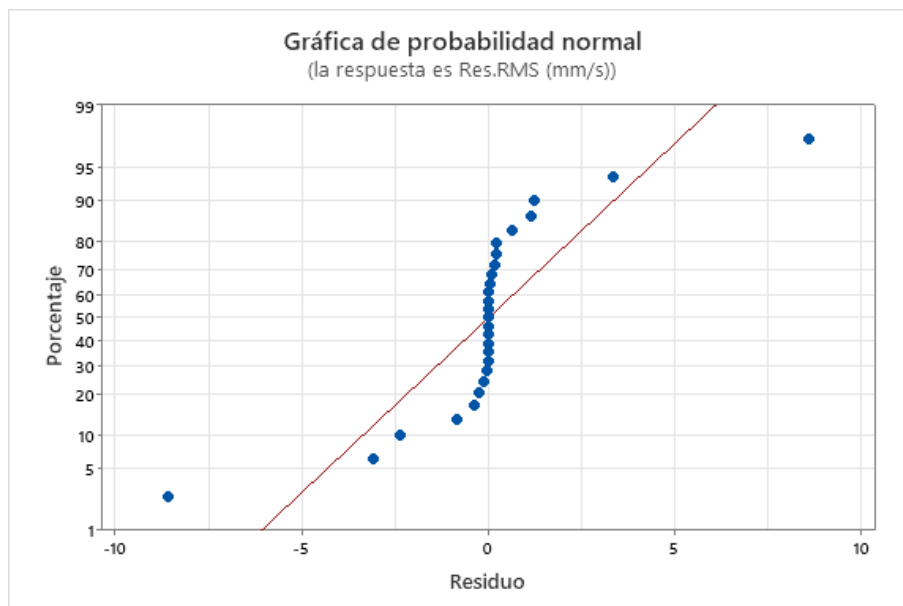
S	R-cuadrado	R-cuadrado(ajustado)	R-cuadrado (pred)
3.14813	97.79%	96.80%	95.02%

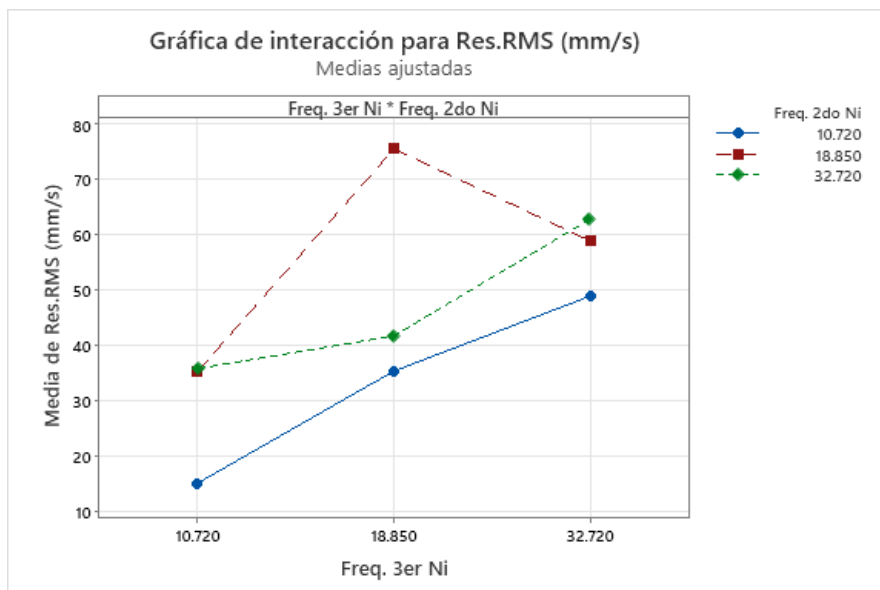
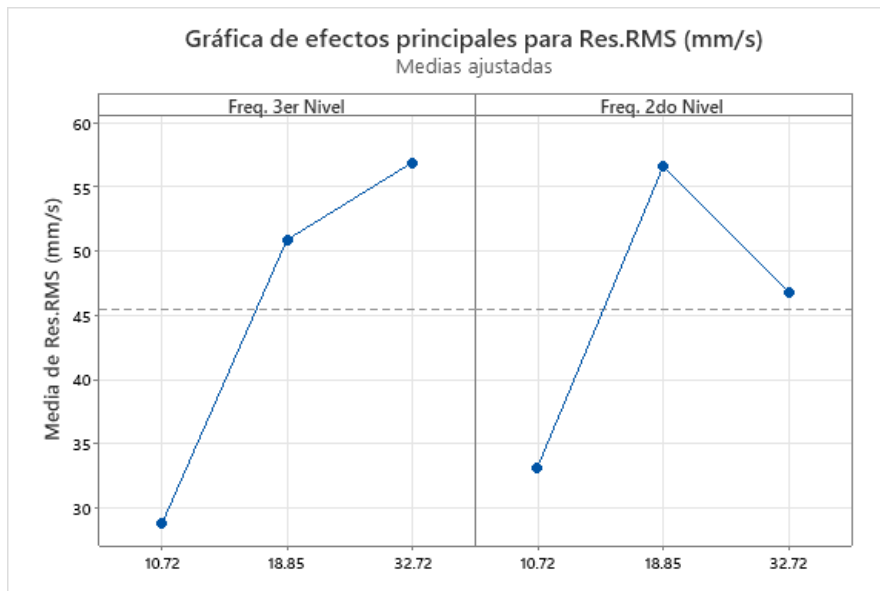
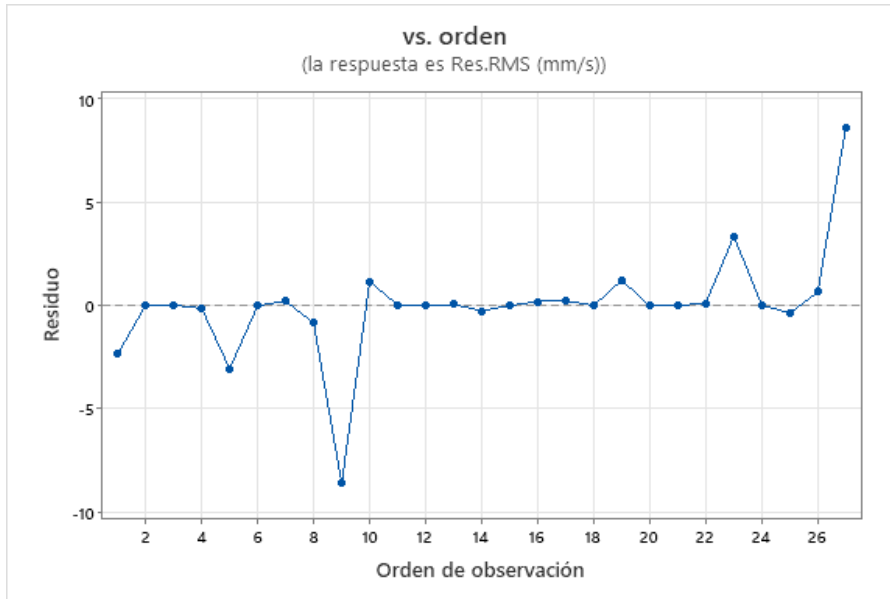
Coefficientes

Término	Coef	EE del coef.	Valor T	Valor p	FIV
Constante	45.497	0.606	75.10	0.000	
Freq. 3er Nivel					
10.72	-16.746	0.857	-19.54	0.000	1.33
18.85	5.367	0.857	6.26	0.000	1.33
Freq. 2do Nivel					
10.72	-12.348	0.857	-14.41	0.000	1.33
18.85	11.052	0.857	12.90	0.000	1.33
Freq. 3er Nivel*Freq. 2do Nivel					
10.72 10.72	-1.25	1.21	-1.03	0.315	1.78
10.72 18.85	-4.51	1.21	-3.72	0.002	1.78
18.85 10.72	-3.14	1.21	-2.59	0.019	1.78
18.85 18.85	13.56	1.21	11.19	0.000	1.78

Ecuación de regresión

$$\begin{aligned}
 \text{Res.RMS (mm/s)} = & 45.497 - 16.746 \text{ Freq. 3er Nivel}_{10.72} + 5.367 \text{ Freq. 3er Nivel}_{18.85} \\
 & + 11.379 \text{ Freq. 3er Nivel}_{32.72} - 12.348 \text{ Freq. 2do Nivel}_{10.72} \\
 & + 11.052 \text{ Freq. 2do Nivel}_{18.85} + 1.296 \text{ Freq. 2do Nivel}_{32.72} \\
 & - 1.25 \text{ Freq. 3er Nivel} * \text{Freq. 2do Nivel}_{10.72} \ 10.72 \\
 & - 4.51 \text{ Freq. 3er Nivel} * \text{Freq. 2do Nivel}_{10.72} \ 18.85 \\
 & + 5.77 \text{ Freq. 3er Nivel} * \text{Freq. 2do Nivel}_{10.72} \ 32.72 \\
 & - 3.14 \text{ Freq. 3er Nivel} * \text{Freq. 2do Nivel}_{18.85} \ 10.72 \\
 & + 13.56 \text{ Freq. 3er Nivel} * \text{Freq. 2do Nivel}_{18.85} \ 18.85 \\
 & - 10.42 \text{ Freq. 3er Nivel} * \text{Freq. 2do Nivel}_{18.85} \ 32.72 \\
 & + 4.39 \text{ Freq. 3er Nivel} * \text{Freq. 2do Nivel}_{32.72} \ 10.72 \\
 & - 9.04 \text{ Freq. 3er Nivel} * \text{Freq. 2do Nivel}_{32.72} \ 18.85 \\
 & + 4.65 \text{ Freq. 3er Nivel} * \text{Freq. 2do Nivel}_{32.72} \ 32.72
 \end{aligned}$$





ANEXO K.2 ANALISIS ESTADISTICO PARA EL PRIMER TRABAJO EXPERIMENTAL (SOMETIDO A UNA FUENTE)

El presente anexo corresponde al reporte del cálculo factorial realizado por el software estadístico *MINITAB 22.1*, del segundo trabajo experimental el cual consiste en capturar la vibración en velocidad RMS máxima del módulo para los tratamientos establecidos cuando se somete a una fuente de excitación, el cual varia su ubicación o posición en los tres niveles operando a tres frecuencias.

HOJA DE TRABAJO 2

Diseño factorial de múltiples niveles

Resumen del diseño

Factores:	2	Réplicas:	3
Corridas base:	9	Total de corridas:	27
Bloques base:	1	Total de bloques:	1

Número de niveles: 3; 3

Información del factor

Factor	Niveles	Valores
Nivel	3	Nivel 3; Nivel 2; Nivel1
Freq.	3	10.72; 18.85; 32.72

Análisis de Varianza

Fuente	GL	SC Ajust.	MC Ajust.	Valor F	Valor p
Modelo	8	5476.14	684.52	19954.63	0.000
Lineal	4	5218.40	1304.60	38030.90	0.000
Nivel	2	481.97	240.99	7025.08	0.000
Freq.	2	4736.43	2368.22	69036.72	0.000
Interacciones de 2 términos	4	257.74	64.43	1878.36	0.000
Nivel*Freq.	4	257.74	64.43	1878.36	0.000
Error	18	0.62	0.03		
Total	26	5476.76			

Resumen del modelo

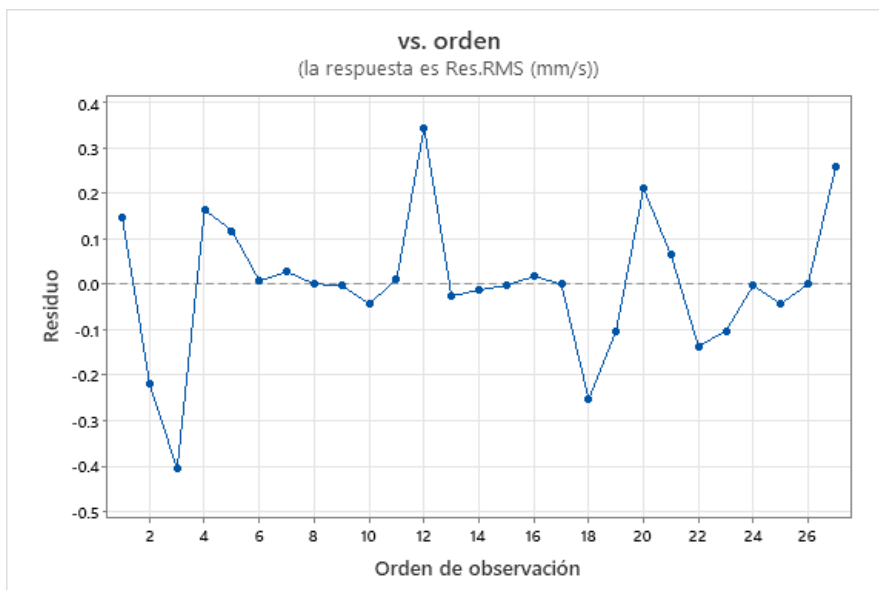
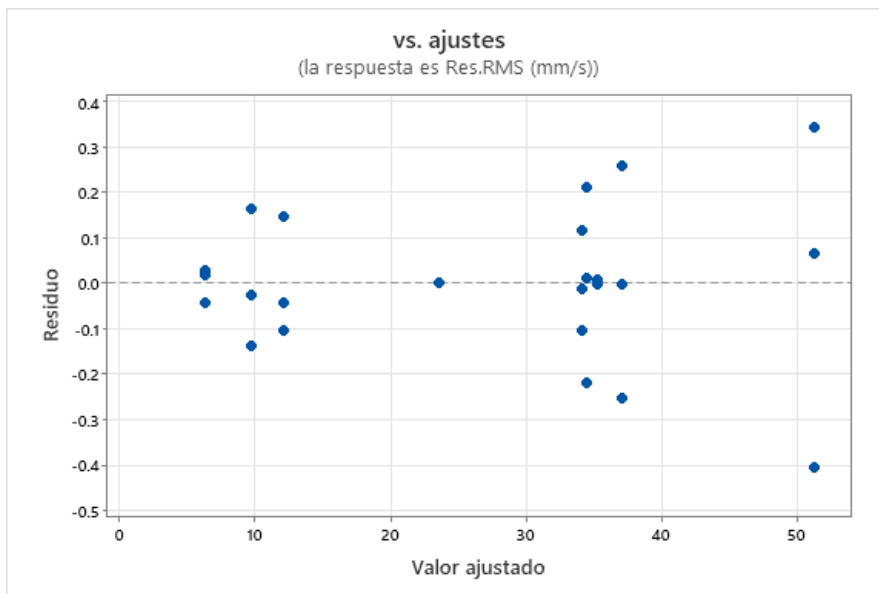
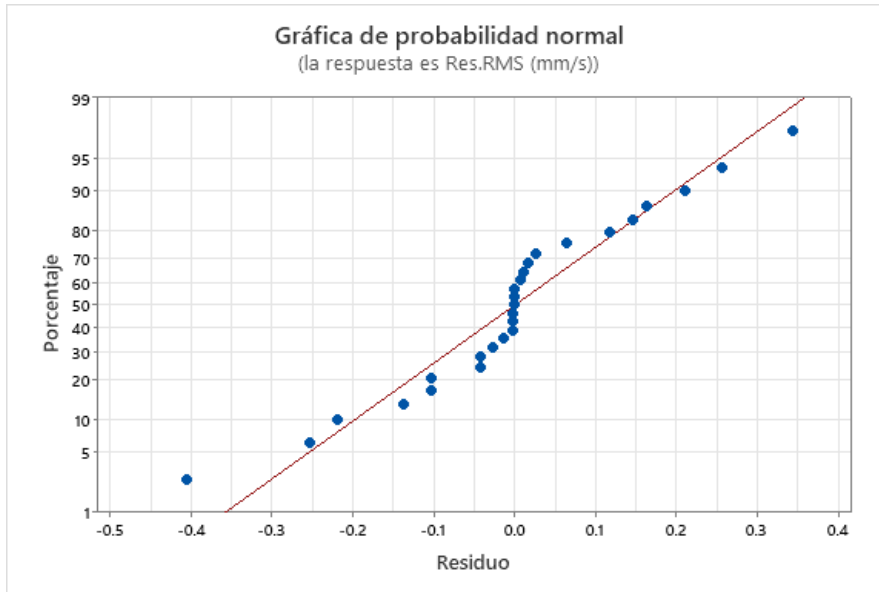
S	R-cuadrado	R-cuadrado(ajustado)	R-cuadrado (pred)
0,185213	99,99%	99,98%	99,97%

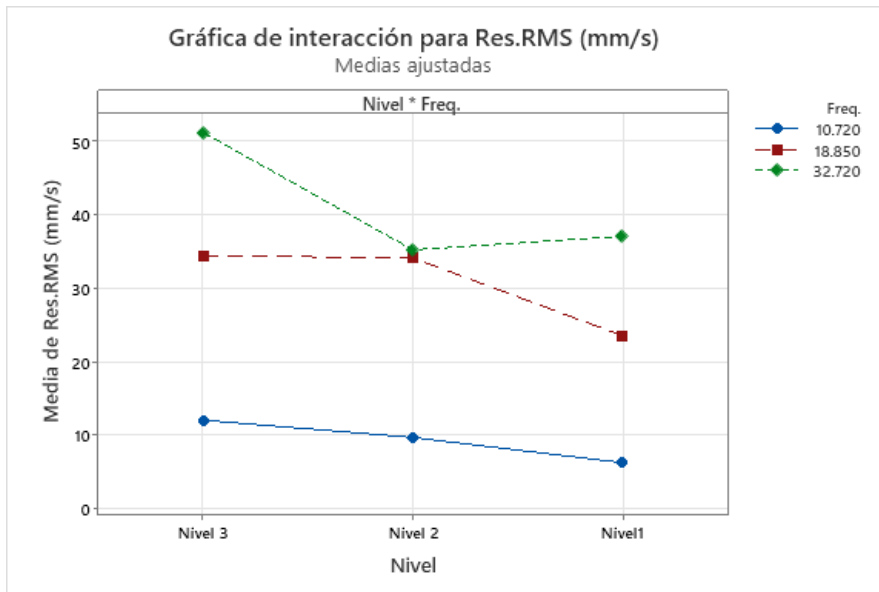
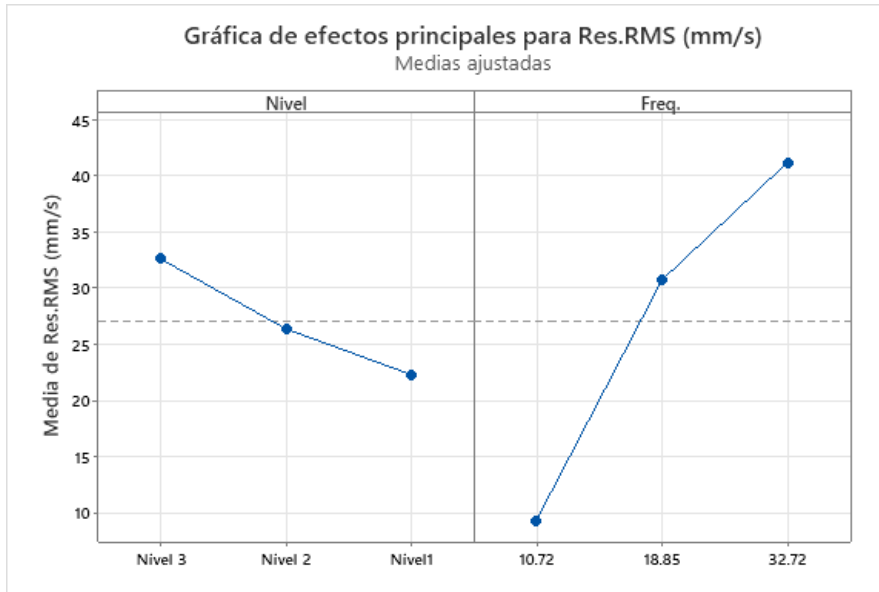
Coefficientes

Término	Coef	EE del coef.	Valor T	Valor p	FIV
Constante	27,0778	0,0356	759,67	0,000	
Nivel					
Nivel 3	5,4956	0,0504	109,02	0,000	1,33
Nivel 2	-0,7167	0,0504	-14,22	0,000	1,33
Freq.					
10,72	-17,7300	0,0504	-351,73	0,000	1,33
18,85	3,6333	0,0504	72,08	0,000	1,33
Nivel*Freq.					
Nivel 3 10,72	-2,7800	0,0713	-39,00	0,000	1,78
Nivel 3 18,85	-1,7567	0,0713	-24,64	0,000	1,78
Nivel 2 10,72	1,0756	0,0713	15,09	0,000	1,78
Nivel 2 18,85	4,1389	0,0713	58,06	0,000	1,78

Ecuación de regresión

$$\begin{aligned}
 \text{Res.RMS (mm/s)} = & 27,0778 + 5,4956 \text{ Nivel_Nivel 3} - 0,7167 \text{ Nivel_Nivel 2} - 4,7789 \text{ Nivel_Nivel1} \\
 & - 17,7300 \text{ Freq_10,72} + 3,6333 \text{ Freq_18,85} + 14,0967 \text{ Freq_32,72} \\
 & - 2,7800 \text{ Nivel*Freq_Nivel 3 10,72} - 1,7567 \text{ Nivel*Freq_Nivel 3 18,85} \\
 & + 4,5367 \text{ Nivel*Freq_Nivel 3 32,72} + 1,0756 \text{ Nivel*Freq_Nivel 2 10,72} \\
 & + 4,1389 \text{ Nivel*Freq_Nivel 2 18,85} - 5,2144 \text{ Nivel*Freq_Nivel 2 32,72} \\
 & + 1,7044 \text{ Nivel*Freq_Nivel1 10,72} - 2,3822 \text{ Nivel*Freq_Nivel1 18,85} \\
 & + 0,6778 \text{ Nivel*Freq_Nivel1 32,72}
 \end{aligned}$$





ANEXO L

CÁLCULOS DE INGENIERÍA COMPLEMENTARIOS

ANEXO L.1

ESTIMACIÓN DEL MÓDULO DE ELASTICIDAD DE ALUMINIO 6063 T5

Se busca estimar experimentalmente el módulo de elasticidad, E , del perfil de aluminio 6063 T5, utilizando el fenómeno de resonancia y la ecuación de la frecuencia natural de vibración lateral en vigas. Aunque el valor teórico del módulo de elasticidad proporcionado por el vendedor del perfil estructural de Al 6063 T5 es de 69.6 GPa según (Kissell & Ferry, 2002), el experimento tiene como objetivo validar este dato y, potencialmente, identificar la posible desviación debido a características del proceso de fabricación. La metodología emplea un análisis modal experimental para determinar la frecuencia natural fundamental, a partir de la cual se calcula E mediante el modelo teórico según (Rao, 2018, p.770).

$$\omega = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} = (\beta l)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A l^4}} \quad (L1)$$

Despejando E :

$$E = \frac{\rho A l^4 \omega^2}{I (\beta l)^4} \quad (L2)$$

Donde:

- ρ : Densidad del aluminio, 2700 kg/m
- A : Área transversal de la sección de la viga, 0.00012066 m² (CAD)
- l : Longitud de viga, [m]
- ω : Frecuencia natural de vibración, [rad/s]
- I : Momento de inercia de sección en eje débil de la viga, 1.147e-09 m⁴ (CAD)
- βl : Constante de condición de borde según sea el caso, [-]

De acuerdo con la configuración del experimento (Ver Figura L2) el valor de βl es 1.8751 según (Rao, 2018, p.772) para la condición de una viga voladiza fijada en un extremo y libre en el otro (Ver Figura L1).

Figura L1

Condición de borde para la vibración lateral de vigas.



$$\cos \beta_n l \cdot \cosh \beta_n l = -1$$

$$W_n(x) = C_n [\sin \beta_n x - \sinh \beta_n x - \alpha_n (\cos \beta_n x - \cosh \beta_n x)]$$

where

$$\alpha_n = \left(\frac{\sin \beta_n l + \sinh \beta_n l}{\cos \beta_n l + \cosh \beta_n l} \right)$$

$$\beta_1 l = 1.875104$$

$$\beta_2 l = 4.694091$$

$$\beta_3 l = 7.854757$$

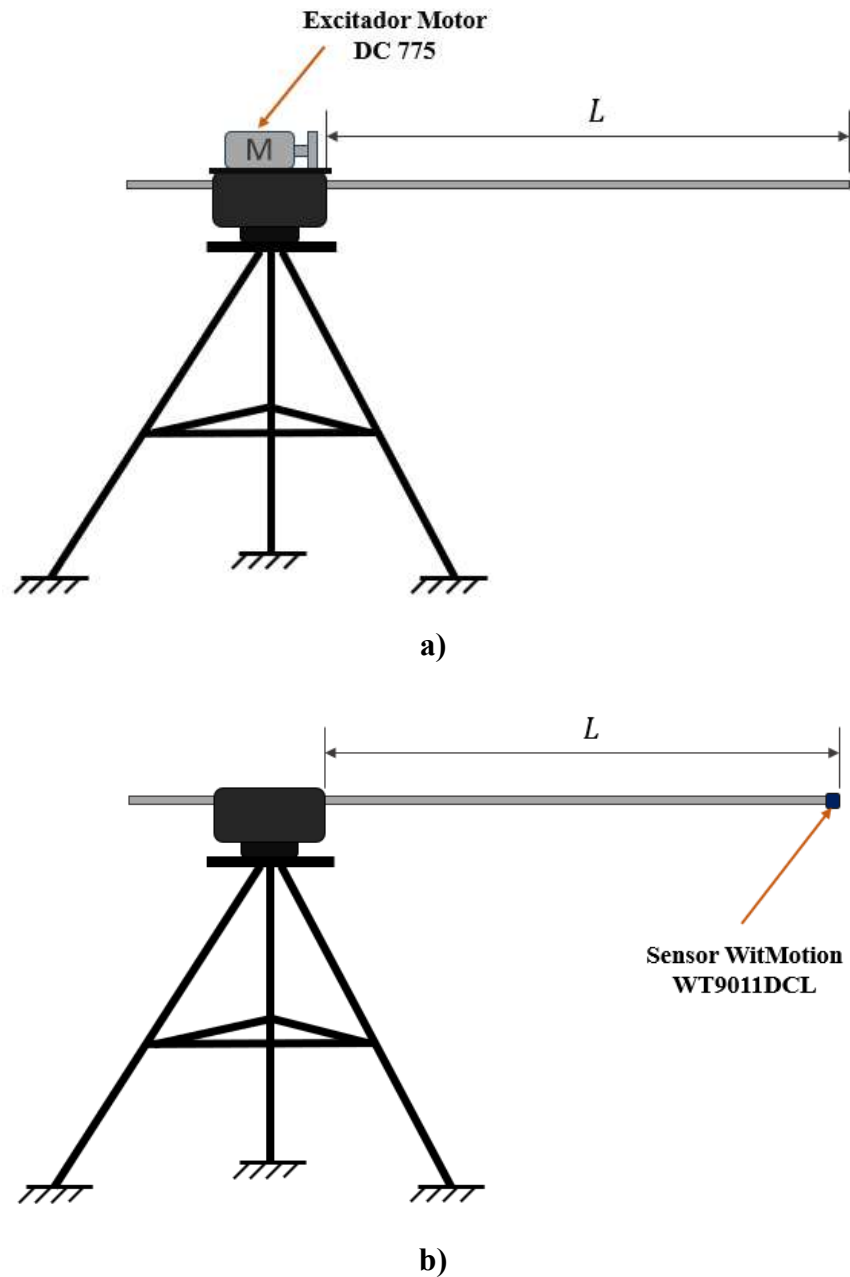
$$\beta_4 l = 10.995541$$

Nota: Tomado de *Mechanical Vibrations* por Singiresu S., Rao, 2018, p.772. Pearson Education.

Las técnicas empleadas para estimar el módulo de elasticidad, E , fueron dos; vibración forzada por el motor DC 775 en la base, y la vibración libre con un desplazamiento inicial en el extremo libre de la viga. Lo dicho, se representa de manera esquemática en la Figura L2.

Figura L2

Aplicación de la vibración para la estimación de E .



Nota: a) Representación del experimento de vibración forzada actuando el motor DC 775, b) representación del experimento a vibración libre con sensor WitMotion WT9011DCL.

Para la vibración forzada (visual):

Se realizó 4 pruebas, modificando la longitud de la viga libre como sigue en la tabla y se obtiene la frecuencia natural de vibración medida, esta se captura con ayuda del tacómetro en RPM y se registra, con ello y la ecuación L2 se estima el valor de E . La Tabla L1 resume los valores descritos para la estimación de E con esta técnica visual. Estas pruebas se registran en el reporte fotográfico en las Figuras L4, L5, L6 y L7.

Tabla L1

Ensayo a vibración forzada de la viga en voladizo.

#	Longitud libre de la viga [m]	Frecuencia natural de vibración					Módulo de Elasticidad [GPa]	
		Medida (RPM)	Medida (Hz)	Medida (rad/s)	Teórico (rad/s)	%	Valor Estimado	%
1	0.513	1807.63	30.13	189.29	209.14	10.5%	57.02	18.1%
2	0.62	1252.23	20.87	131.13	143.18	9.2%	58.38	16.1%
3	0.75	873.72	14.56	91.50	97.85	6.9%	60.86	12.6%
4	0.8	771.03	12.85	80.74	86.00	6.5%	61.35	11.9%
						Promedio	59.4	
						Desv. Estándar	2.05	

Para la vibración libre (empleando Sensor):

Se realizaron 3 pruebas, modificando la longitud de la viga libre como sigue en la tabla a continuación y se obtiene la frecuencia natural de vibración con el FFT de la respuesta medida en el tiempo, esta se captura con ayuda del sensor y se registra el movimiento libre en dirección del eje débil, con ello y la ecuación L2 se estima el valor de E . La Tabla L2 resume los valores descritos para la estimación de E con esta técnica de vibración libre.

Según las Figuras L8, L9 y L10 que corresponden a realización de las pruebas a vibración libre muestra las longitudes medidas por el flexómetro y el FFT del primer modo fundamental activado, el cual nos interesa conocer la frecuencia natural (pico más alto). Dicho modo de vibración en la dirección del eje débil, es decir, con el momento de inercia más bajo.

Tabla L2

Ensayo a vibración libre de la viga en voladizo.

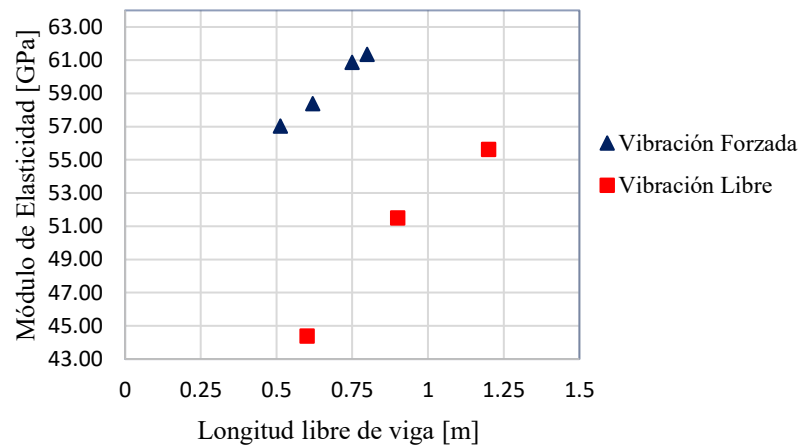
#	Longitud libre de la viga [m]	Frecuencia natural de vibración					Módulo de Elasticidad [GPa]	
		Medida (RPM)	Medida (Hz)	Medida (rad/s)	Teórico (rad/s)	%	Valor Estimado	%
1	1.2	326.28	5.438	34.17	38.22	11.9%	55.62	20.1%

2	0.9	558.18	9.303	58.45	67.95	16.2%	51.50	26.0%
3	0.6	1165.8	19.43	122.08	152.89	25.2%	44.38	36.2%
Promedio							53.5	
Desv. Estándar							5.69	

Las tablas anteriores muestran la variación del módulo de elasticidad (GPa), calculada teóricamente con la expresión (L2), en función de la longitud libre de la viga (m), mostrado en la siguiente figura esta variación de manera grafica. El valor de E, definitivamente no coincide, de acuerdo a los ensayos realizados, con lo proporcionado del proveedor del material Al 6063 T5, pudiendo este lote de material sufrido defectos en su proceso de fabricación alterando la calidad de este.

Figura L3

Grafica de la variación de la estimación de E con respecto a la longitud de la viga.



Para nuestros cálculos teóricos y de simulación se ha considera el valor de 58.5 GPa, considerando la Tabla L1 y L2 en los porcentajes bajos de comparación de la estimación del módulo de elasticidad por las dos técnicas de medición, vibración forzada y libre, mostrado en la tabla a continuación.

Tabla L3

Estimación del Módulo de Elasticidad para cálculos teóricos y de simulación.

Estimación del Módulo de Elasticidad [GPa]		
Por V. Forzada #4	Por V. Libre #1	Promedio
61.35	55.62	58.5

Registro Fotográfico por Vibración Forzada



Figura L4
Vibración forzada en resonancia de viga en voladizo con longitud 0.513 m



Figura L5

Vibración forzada en resonancia de viga en voladizo con longitud 0.62 m



Figura L6

Vibración forzada en resonancia de viga en voladizo con longitud 0.75 m



Figura L7

Vibración forzada en resonancia de viga en voladizo con longitud 0.80 m



Registro Fotográfico por Vibración Libre



Figura L8

Vibración libre de viga en voladizo con longitud 1.2 m

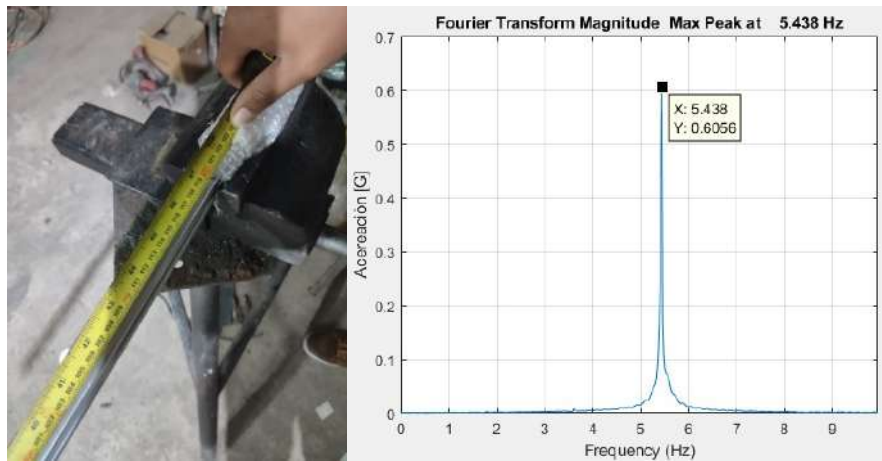


Figura L9

Vibración libre de viga en voladizo con longitud 0.9 m

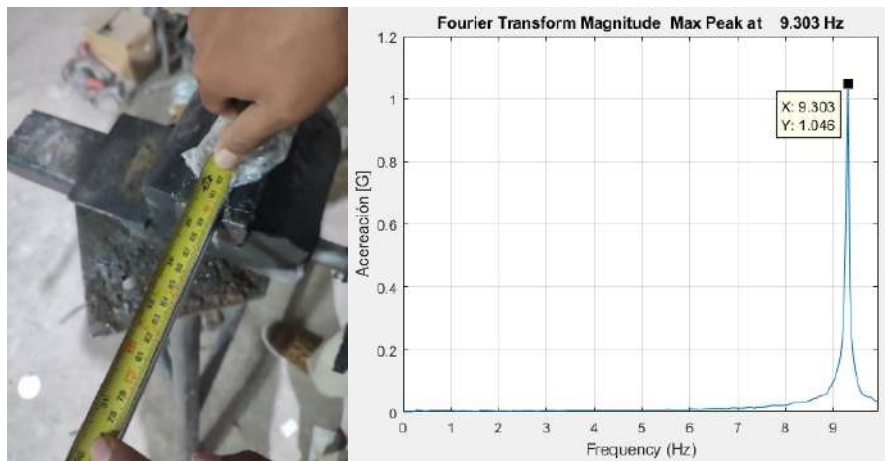


Figura L10

Vibración libre de viga en voladizo con longitud 0.6 m

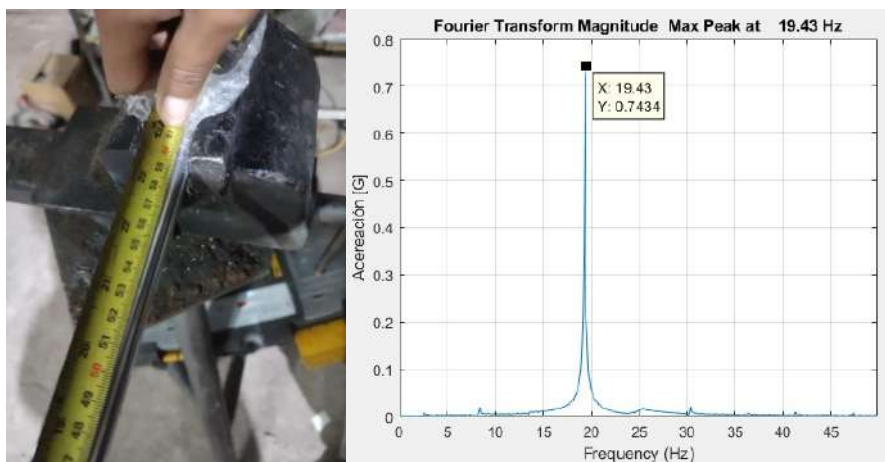


Figura L11

Datasheet de sensor para los ensayos de vibración libre.



WT9011DCL-BT50
Size: 23.5*18.7*11.6mm

Parameters	Specification
Communication	Bluetooth 5.0, 50m (open space)
Rate	0.2-200Hz
Output Content	Three axes (acceleration, angular velocity, magnetic field, angle)Quaternion, port status
Working Current	Working current: 14mA, Broadcast : 21mA, Standby current: 14uA-30uA
Charging Voltage	5V
Battery Voltage	3.7V
Accuracy	XY axis: 0.2°, Z axis: 1°(No magnetic field)
Battery Life	40h
Weight	9g
Battery Capacity	130mAh

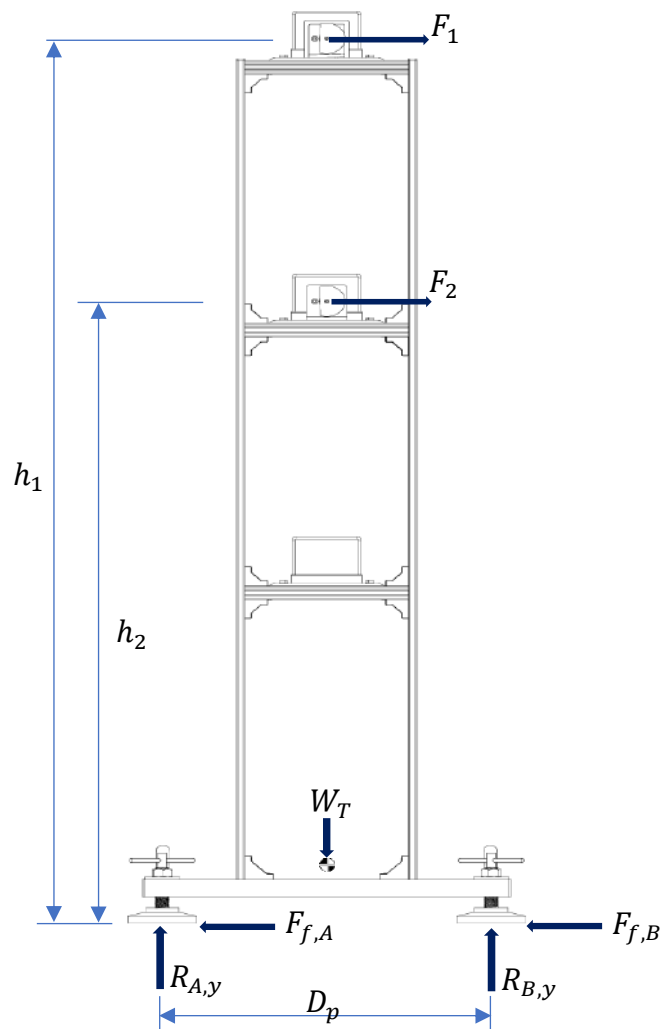
Nota: Sensor empleado, obtenido en: <https://witmotion-sensor.com/products/witmotion-wt9011dcl-bluetooth-5-0-accelerometer-gyroscope-angle-sensor-electronic-compass-magnetometer-inclinometer>

ANEXO L.2 VERIFICACION DE NO VOLVADURA EN OPERACIÓN DE MAXIMA DE ENSAYO.

En esta parte se verifica que el modulo experimental cuando se somete a la accion de ambos motores DC funcionando a la tercer freceuncias de estudio para los ensayos experimentales, se verifica que para esta condicon se tiene la mayor fuerza de desbalance, definos para este caso como F_1 y F_2 como se muestra en la siguiente figura.

Figura L12

Esquema DCL del modulo experimental.



Antes de verificar el tema de la volcadura, se determina si con ambas fuerzas de excitación superan a la fuerza de fricción que genera el contacto de los soportes de caucho (neopreno) sobre el concreto, definido por:

$$+\rightarrow \sum F_z = 0 ; F_1 + F_2 - F_{f,A} - F_{f,B} = 0 \quad (1)$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0 ; -W_T + R_{A,y} + R_{B,y} = 0 \quad (2)$$

Donde:

F_1 : Fuerza de desbalance por el motor 1, [N]

F_2 : Fuerza de desbalance por el motor 2, [N]

Siendo:

$$F_{f,A} + F_{f,B} = \mu(R_{A,y} + R_{B,y}) \quad (3)$$

Donde:

μ : Coeficiente de fricción estático, [-]

El coeficiente de fricción estático entre el caucho y el concreto es de 1.0, según (Serway y Jewett, 2010, p. 124), sin embargo, consideramos 0.9 al tener en cuenta que el piso del concreto difiera ligeramente a una superficie rugosa y seca.

Figura L13

Coeficiente de fricción.

TABLE 5.1 *Coefficients of Friction*

	μ_s	μ_k
Rubber on concrete	1.0	0.8
Steel on steel	0.74	0.57
Aluminum on steel	0.61	0.47
Glass on glass	0.94	0.4
Copper on steel	0.53	0.36
Wood on wood	0.25–0.5	0.2
Waxed wood on wet snow	0.14	0.1
Waxed wood on dry snow	—	0.04
Metal on metal (lubricated)	0.15	0.06
Teflon on Teflon	0.04	0.04
Ice on ice	0.1	0.03
Synovial joints in humans	0.01	0.003

Note: All values are approximate. In some cases, the coefficient of friction can exceed 1.0.

Nota: Tomado de *Physics for Scientists and Engineers with Modern Physics* por Serway R. A. y Jewett J. W., 2010, USA, 8va Ed, BrooksCole.

El cálculo del peso del módulo se tiene en cuenta $W_T = 42.228 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 414.25 \text{ N}$. Los valores para la experimentación de 32.72 Hz, para la tercera frecuencia de operación, se calcula la fuerza de desbalance como sigue:

$$F_1 = F_2 = m_e \omega^2 e = 20.96 \text{ N}$$

Reemplazando en la ecuación (2), tenemos la suma de las reacción verticales o normales a los apoyos:

$$R_{A,y} + R_{B,y} = 414.25 \text{ N}$$

Ahora bien, se reemplaza para la ecuación (3), para tener las fuerzas de fricción de A y B. Y se verifica que las fuerzas de fricción son por mucho mayor a la fuerza de excitación generada por ambos motores DC, esto significa que no ocurre deslizamiento del módulo en dirección horizontal.

$$F_{f,A} + F_{f,B} = 0.9 \times (414.25) = 372.825 \text{ N}$$

$$372.825 \text{ N} \gg F_1 + F_2 = 41.92 \text{ , ¡ok!}$$

Formulando las ecuaciones de equilibrio de la suma de momentos para la figura mostrada en el apoyo A, para verificar la no volcadura del módulo frente a la acción máxima durante los ensayos experimentales.

$$+\zeta \sum M_A = 0 ; R_{B,y}(D_p) - W_T \left(\frac{D_p}{2} \right) - F_1(h_1) - F_2(h_2) = 0 \quad (4)$$

Donde:

W_T : Peso total del módulo, [N]

h_1 : Altura de la fuerza de desbalance por el motor 1, [m]

h_2 : Altura de la fuerza de desbalance por el motor 2, [m]

D_p : Distancia entre los pies niveladores de caucho, [m]

Despejando la ecuación (4) para determinar $R_{B,y}$:

$$R_{B,y} = \frac{W_T \left(\frac{D_p}{2} \right) + F_1(h_1) + F_2(h_2)}{D_p}$$

$$R_{B,y} = 320.01 \text{ N}$$

Por la ecuación (2) se determina $R_{A,y}$:

$$R_{A,y} = 94.25 \text{ N}$$

El valor de la reacción o la componente normal de $R_{A,y}$ al ser diferente a cero y positivo demuestra que el modulo frente a las fuerzas de excitación que genera las masas desbalanceadas para el estudio de la frecuencia de operación de estudio, no hay riesgo de volcadura.

ANEXO L.3 CALCULO DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO DE VIBRACIONES DEL MODULO EXPERIMENTAL

L.3.1 Estimación de la rigidez vertical del aislador de caucho (neopreno)

De acuerdo con (Crede, 1965) citado por (Acurio, 2019) la estimación de la rigidez vertical del neopreno esta seguido por la ecuación siguiente:

$$K_{st} = \frac{A_a}{t_a} (5G_a)$$

Donde:

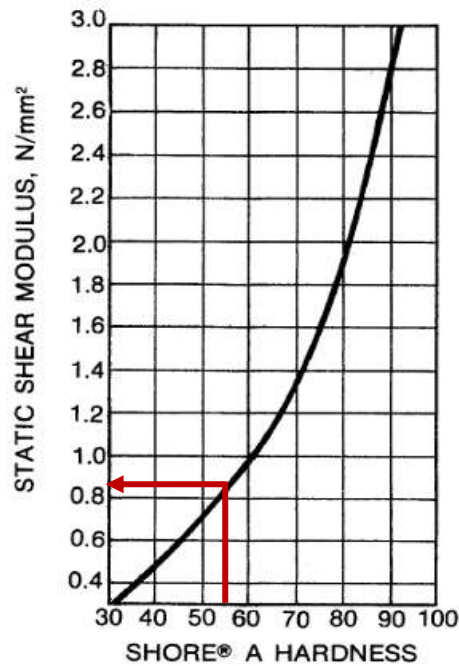
A_a : Área bajo la carga de compresión, mm²

t_a : Espesor del pie nivelador, mm

G_a : Modulo cortante estático, N/mm² (Ver Figura L14)

Figura L14

Curva de determinar el módulo cortante estático del neopreno, G_a



Nota: Tomado de *Mechanical Design Handbook for Elastomers* por M. Darlow y E. Zorzi, 1981, NASA Contractor Report 3423, p.88.

En vista de que el pie nivelador que empleamos para soportar el módulo se trata de un material de caucho (neopreno) con características técnicas no definidas debido a la adquisición y fabricación local. Sin embargo, por la similitud y las consultas de los proveedores de estos soportes del caucho (neopreno) se observa (Ver Figuras del Catalogo – Final del Anexo) que la dureza Shore A esta alrededor de 70° y/o 65° con una variación del 5%. Por consideraciones de calidad de la localidad se toma la dureza de 55° para nuestros pies niveladores. El módulo cortante se puede determinar tomando en cuenta esta consideración de la dureza en la curva mostrada en la Figura L13.

Se determina el área del nivelador bajo compresión:

$$A_a = \frac{\pi D_p^2}{4} = \frac{\pi \times 85^2}{4} = 5674.5 \text{ mm}^2$$

Con este dato y el espesor del nivelador se procede a estimar la rigidez con la consideración de la dureza del material, dando a si el valor de:

$$K_{st} = \frac{A_a}{t_a} (5G_a) = 567.45 \times (5 \times 0.82) = 2326.54 \frac{N}{mm} \approx 2.33 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

En nuestro caso se emplea 4 soportes del módulo, entonces la rigidez vertical total que ofrece los soportes en paralelo es:

$$K_T = 4 \times K_{st} = 9.32 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

L.3.2 Cálculo de la deformación estática y la primera frecuencia natural en el modo vertical

La deformación estática por el peso de todo el módulo se estima por un valor de la masa estimada de 42.228 kg considerando las masas de los pisos y las 4 columnas V-Slot 1020, y la masa de la placa de base; el cual se divide con la rigidez vertical estimada, dando un valor de 0.044 mm que representa una deformación estática imperceptible.

$$\delta_{st} = \frac{W_T}{K_T} = \frac{42.228 \times 9.81 N}{9.32 \times 10^6 \frac{N}{m}} = 0.044 mm$$

Considerando todo el módulo como un sistema de 1GDL se estima la frecuencia natural en el modo vertical puesto que se tiene la rigidez vertical de los soportes. Este valor es de 74.77 Hz el cual tiene sentido debido a la alta rigidez de los 4 soportes en paralelo.

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{K_T}{m_{total}}} = \sqrt{\frac{9.32 \times 10^6 \frac{N}{m}}{42.228 kg}} = 469.79 \frac{rad}{s}$$

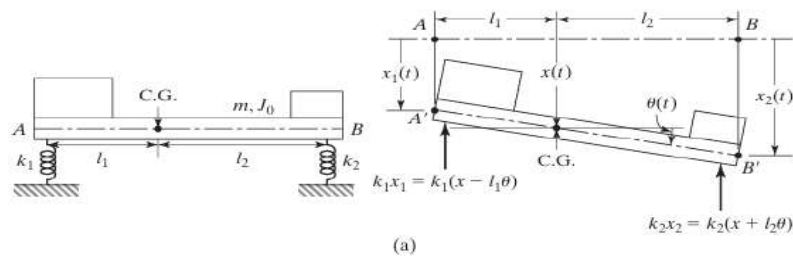
$$\omega_{n1} = 74.77 Hz$$

L.3.3 Cálculo de las frecuencias naturales adicionales en los modos rotacionales en los planos frontal y lateral

Se pretende conocer las frecuencias naturales en los modos rotacionales respecto a los planos frontal y lateral del módulo experimental considerándolo como un sistema de 2GDL respecto a sus coordenadas vertical y angulares definidos por la imagen referencial y las ecuaciones que las gobierna, por (Rao, 2012, p. 451)

Figura L15

Sistema de 2GDL soportado por resortes paralelos.



Nota: Tomado de *Vibraciones Mecánicas* por Rao S., 2012, 5ta Ed., p. 451.

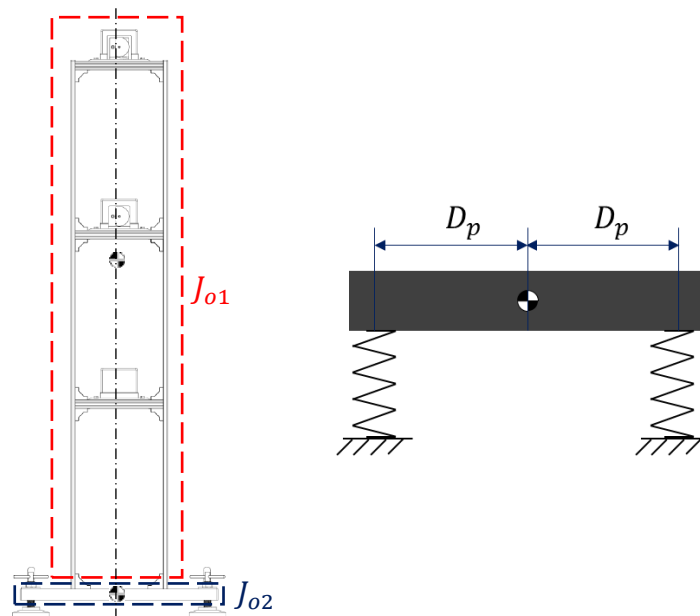
De forma matricial tenemos el siguiente arreglo:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_o \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_1 l_1 - k_2 l_2) \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2) & (k_1 l_1^2 - k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Para el plano frontal donde se tiene el módulo experimental de la forma siguiente y su modelo equivalente.

Figura L16

Sistema equivalente del módulo experimental vista en el plano frontal.



Nota: Estimación de los momentos de inercia de los cuerpos de masa (izq.), modelo de 2GDL equivalente al módulo (der.)

El cálculo del momento de inercia de masa global o total del sistema se determina como sigue, tanto para ambos cuerpos considerándolos como masas de forma rectangular.

$$J_{o1} = \frac{m_1 \times (a_1^2 + b_1^2)}{12} = \frac{11.2 \times (1.2^2 + 0.22^2)}{12}$$

$$J_{o1} = 1.389 \text{ kg.m}^2$$

$$J_{o2} = \frac{m_2 \times (a_2^2 + b_2^2)}{12} = \frac{31.05 \times (0.0254^2 + 0.45^2)}{12}$$

$$J_{o2} = 0.526 \text{ kg.m}^2$$

Sumando el total del momento de inercia de masa en el plano frontal de la estructura tipo marco (J_{o1}) y de la placa base (J_{o2}) se tiene:

$$J_o = J_{o1} + J_{o2} = 1.915 \text{ kg.m}^2$$

Tomando los datos de:

$$k_1 = k_2 = 2k_{st} = 4.66 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

$$l_1 = l_2 = \frac{D_p}{2} = 0.201 \text{ m}$$

Nos damos cuenta que el termino de acoplamiento es cero, por tanto, se trata de un sistema independiente entre sí, el modo vertical tanto el modo rotacional. Esto debido a la ubicación de los centros de masas en el centroide de ambos cuerpos y su distancia simétrica de los lados respectos a sus apoyos (soportes).

$$(k_1 l_1 - k_2 l_2) = 0$$

Para determinar las frecuencias naturales se emplea la herramienta de $eig(K,M)$ en *Matlab*, y obtenemos las frecuencias naturales independientes como se explicó en el párrafo anterior.

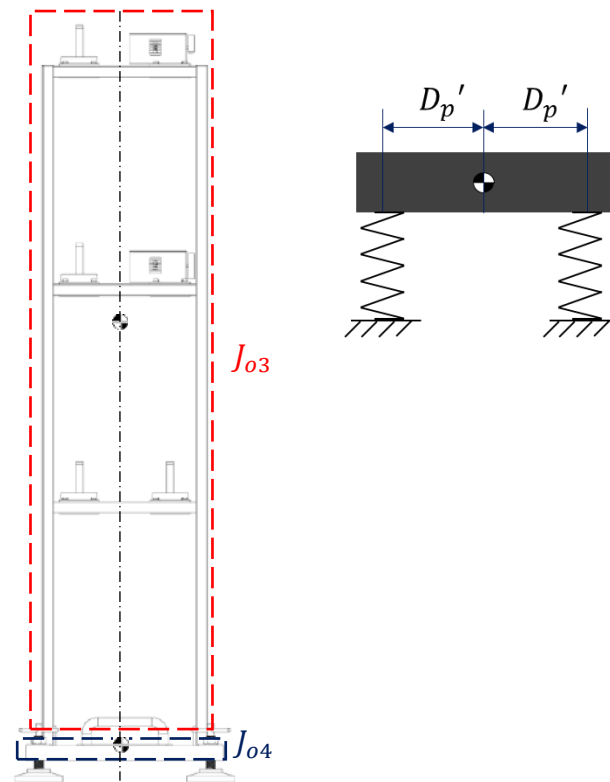
$$\omega_{n1} = 469.79 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 74.77 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n2} = 443.4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 70.57 \text{ Hz}$$

Ahora, seguimos con la estimación de las frecuencias naturales para el plano lateral del módulo experimental teniendo en cuenta que las dimensiones cambian, como se muestra en la figura siguiente.

Figura L16

Sistema equivalente del módulo experimental vista en el plano lateral.



Nota: Estimación de los momentos de inercia de los cuerpos de masa (izq.), modelo de 2GDL equivalente al módulo (der.)

Los cálculos de los momentos de inercia de masa de ambos cuerpos en el plano lateral son:

$$J_{o3} = \frac{m_1 \times (a_1^2 + b_3^2)}{12} = \frac{11.2 \times (1.2^2 + 0.29^2)}{12}$$

$$J_{o3} = 1.422 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{o4} = \frac{m_2 \times (a_2^2 + b_2^2)}{12} = \frac{31.05 \times (0.0254^2 + 0.35^2)}{12}$$

$$J_{o4} = 0.3186 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Sumando el total del momento de inercia de masa en el plano lateral de la estructura tipo marco (J_{o3}) y de la placa base (J_{o4}) se tiene:

$$J_o = J_{o3} + J_{o4} = 1.74 \text{ kg.m}^2$$

Y teniendo en cuenta los datos:

$$k_1 = k_2 = 2k_{st} = 4.66 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

$$l_1 = l_2 = \frac{D'_p}{2} = 0.151 \text{ m}$$

De la misma manera el termino de acoplamiento es cero por las simetrías de centros de masa y dimensional de los soportes.

$$(k_1 l_1 - k_2 l_2) = 0$$

Por tanto, se tiene las frecuencias naturales independientes entre sí.

$$\omega_{n1} = 469.79 \frac{rad}{s} = 74.77 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n3} = 330.24 \frac{rad}{s} = 55.62 \text{ Hz}$$

Se resume el cálculo de las frecuencias natural en el siguiente cuadro. Notar que la frecuencia natural del modo vertical de 74.77 Hz se tiene de acuerdo con los cálculos de 1GDL y de 2GDL tanto para el plano frontal y lateral, como solo un resultado ya que se trata de un sistema sin acoplamiento estático o elástico según (Rao, 2012, p. 451).

Tabla L4

Resumen de las frecuencias naturales para los modos independientes respecto a los ejes XYZ.

Modo vertical – eje Y	Modo rotacional – eje X	Modo rotacional – eje Z
74.77 Hz	70.57 Hz	55.62 Hz

L.3.4 Cálculo de la transmisibilidad hacia los soportes

En esta parte se calcula la transmisibilidad de la fuerza de excitación generada por ambos motores para la experimentación máxima, el cual es representada por la tercera

frecuencia de operación de estudio, con el fin de comprobar la eficiencia de aislamiento de los soportes de caucho (neopreno). Para poder estimar dicha transmisibilidad se empleará la siguiente ecuación, considerando el sistema global a un sistema de 1GDL.

$$TR = \frac{Ft}{F_o} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta_n r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta_n r)^2}}$$

Donde:

r : Relación de frecuencias, [-]

ζ_n : Factor de amortiguamiento del neopreno, [-]

F_o : Fuerza de excitación, [N]

Ft : Fuerza transmitida a los soportes, [N]

La relación de frecuencia esta dado por:

$$r = \frac{\omega_e}{\omega_{ni}}$$

Donde ω_e , es la frecuencia de excitación; y ω_{ni} , son las frecuencias naturales en el i -ésimo modo.

Los datos para la excitación pertenecen a la máxima operación de experimentación de los ensayos experimentales, estas se muestran como sigue:

$$\omega_e = 32.72 \text{ Hz} = 205.585 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$F_o = 2 \times m_d \omega_e^2 e = 41.92 \text{ N}$$

La fuerza de excitación (F_o) es dos veces debido porque se considera la experimentación cuando ambos motores DC operan simultáneamente.

En la siguiente tabla se muestra el resumen de los resultados de la transmisibilidad y la fuerza transmitida a los soportes para las tres frecuencias naturales en los modos independientes entre sí, los modos de tipo vertical y las rotaciones en ambos planos.

Tabla L5

Resumen del cálculo de las relaciones de frecuencias, transmisibilidad (TR) y la fuerza transmitida hacia los soportes.

Relaciones de frecuencias [-]	Transmisibilidad [-]	Fuerza transmitida [N]
$r_1 = \frac{32.72 \text{ Hz}}{55.62 \text{ Hz}} = 0.59$	$TR_1 = 1.48$	$Ft_1 = 62.0$
$r_2 = \frac{32.72 \text{ Hz}}{70.57 \text{ Hz}} = 0.46$	$TR_2 = 1.26$	$Ft_2 = 52.85$
$r_3 = \frac{32.72 \text{ Hz}}{74.77 \text{ Hz}} = 0.44$	$TR_3 = 1.23$	$Ft_3 = 51.45$

Por los resultados mostrados anteriormente, se observa que la fuerza transmitida es mayor en el modo rotacional en dirección al eje Z, plano lateral, durante los ensayos experimentales de mayor frecuencia de excitación. Se verifica también que las relaciones de frecuencia están por debajo a 1, lo que significa que la transmisibilidad se aleja de las zonas de alta transmisibilidad.

ANEXO L.4 ANALISIS DEL TIPO DE ELEMENTO PARA EL PERFIL V-SLOT 1020

Se determina el tipo de elemento empleado en el perfil V-Slot 1020, columna del módulo, para análisis y simulación por el método de los elementos finitos debido a la sección compleja de la misma.

La comparación del perfil V-Slot 1020 modelado como un elemento tipo sólido SOLID186 y tipo línea BEAM188, se realiza a nivel de simulación modal, teniendo como principal parámetro de comparación las dos primeras frecuencias naturales de las columnas de 1.20m de altura empotradas en la base con una calidad de elementos promedio de 0.91.

Figura L17

Comparación entre Modelo Sólido y Línea.

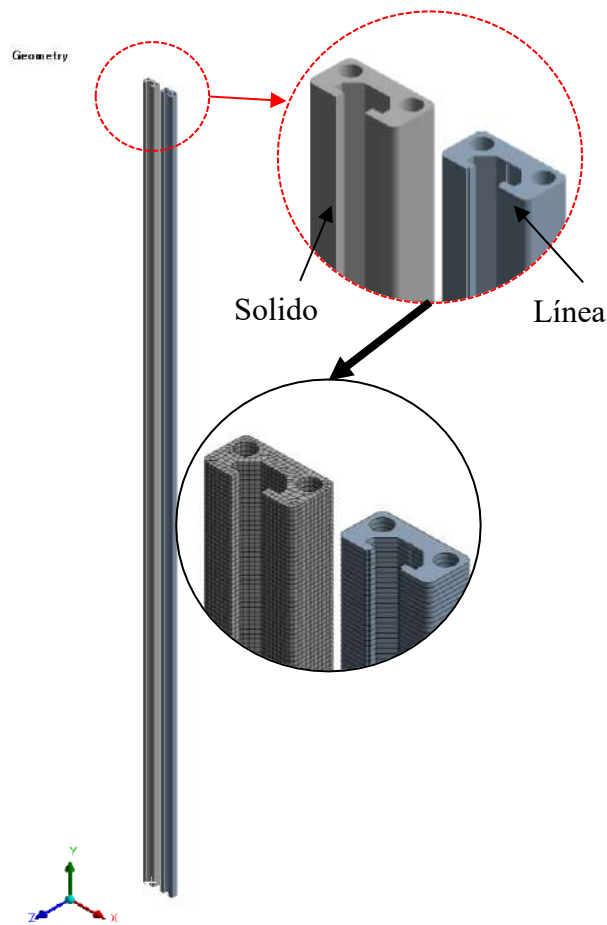
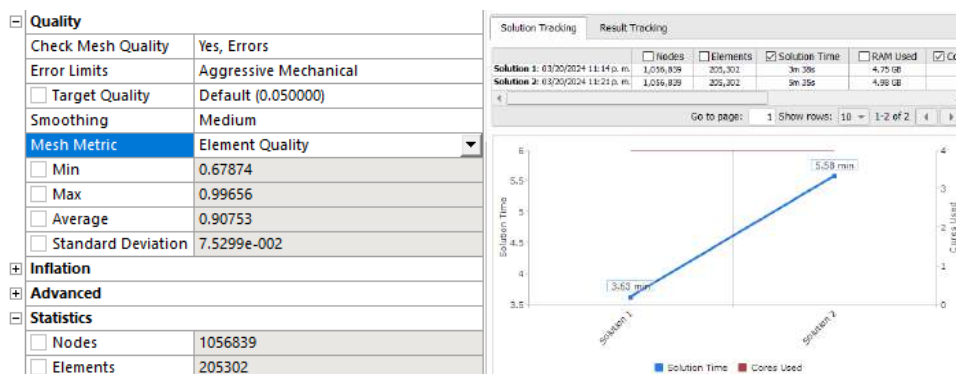


Figura L18

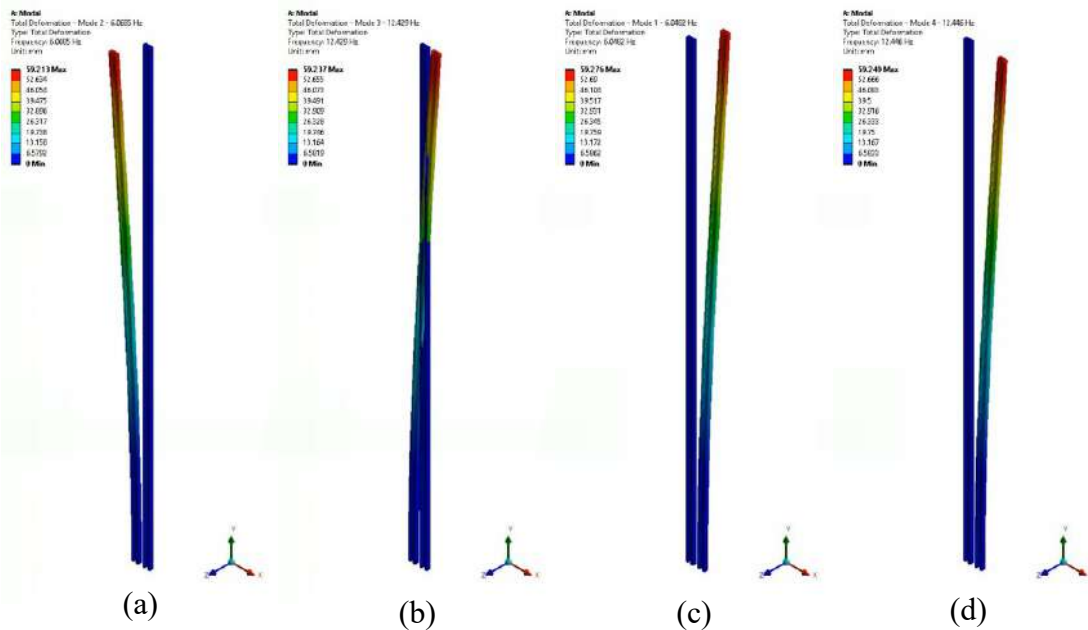
Calidad de Elementos del Mallado y Tiempo de Simulación del Modelo.



En la Figura L18 se observa la calidad de elemento de todo el mallado con una cantidad de 1056839 nodos y 205302 elementos, además se registra un tiempo total de la simulación modal de 5.58 min.

Figura L19

Frecuencias Naturales y Modos de Vibración de los Elementos Tipo Sólido y Línea.



La Figura L19 presenta los resultados de la simulación modal, donde las frecuencias naturales de elemento sólido son de 6.07 Hz (a) y 12.43 Hz (b), mientras que, para el elemento línea son de 6.05 Hz (c) y 12.45 Hz (d); estos valores se presentan en la Tabla L4 donde se comparan las dichas frecuencias de ambos elementos con mismo modo de vibración.

Los resultados evidencian una diferencia porcentual máxima de 0.33%, por lo cual se opta emplear el elemento tipo línea debido a la proximidad de los resultados y menor costo computacional respecto al elemento sólido.

Tabla L6

Comparación de Resultados - Frecuencias Naturales y Modos de Vibración.

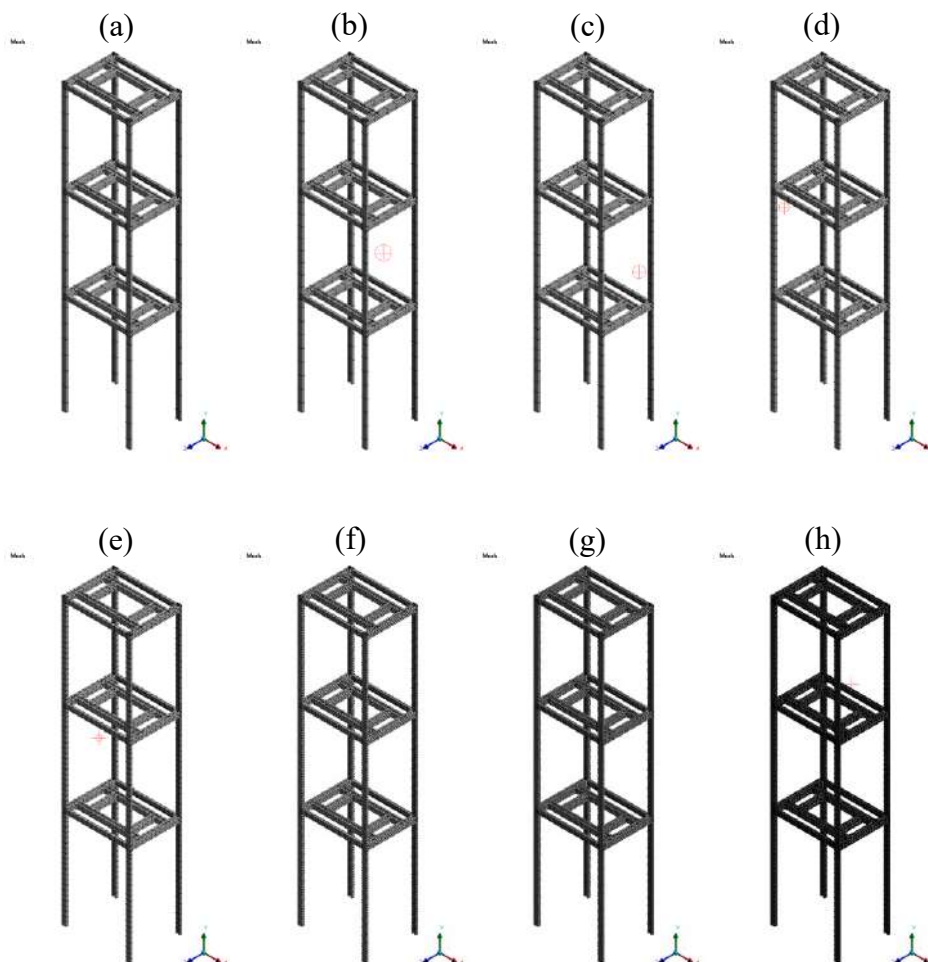
Modo	Elemento Sólido	Elemento Línea	Diferencia	Diferencia Porcentual
Flexión en Z	6.07 Hz	6.05 Hz	-0.02 Hz	- 0.33 %
Flexión en X	12.43 Hz	12.45 Hz	0.02 Hz	0.14 %

ANEXO L.5 ANALISIS DE INDEPENDENCIA DE MALLA

A través de simulaciones iterativas empleando distintos tamaños de elemento, se determina la independencia de malla en los resultados asociados a las seis primeras frecuencias naturales de la estructura del módulo, modelada con elementos tipo línea BEAM188. Este procedimiento permite analizar la influencia del tamaño de elementos en la precisión de los resultados obtenidos.

Figura L20

Mallado de la Estructura del Módulo Bajo Distintos Tamaños de Elemento.



Nota. (a) Size: Default, (b) Size: 50 mm, (c) Size: 40 mm, (d) Size: 30 mm, (e) Size: 20 mm, (f) Size: 10 mm, (g) Size: 5.0 mm, (h) Size: 2.5 mm.

Los resultados de la simulación modal para los diversos tamaños de elementos se presentan en la Tabla L8 donde se comparan las frecuencias naturales con mismo modo de vibración en los ocho casos analizados según el mallado presentado en la Figura L15.

Los resultados no evidencian cambios significativos en las magnitudes de las frecuencias naturales de la estructura del módulo evaluada con diversos tamaños de elemento, por lo cual se opta de manera conservadora emplear un tamaño de elemento menor a 20mm.

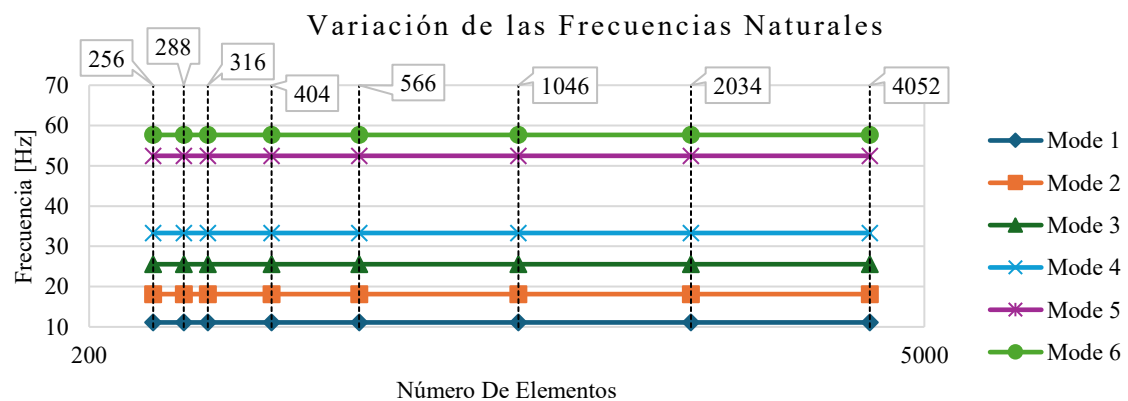
Tabla L8

Comparación de Resultados - Frecuencias Naturales con Diversos Tamaños de Elemento.

Elements	Element Size [mm]	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
256	Default	11.111	18.141	25.557	33.318	52.475	57.661
288	50	11.111	18.141	25.557	33.318	52.475	57.661
316	40	11.111	18.141	25.557	33.318	52.474	57.661
404	30	11.111	18.141	25.557	33.318	52.474	57.660
566	20	11.111	18.141	25.557	33.318	52.473	57.660
1046	10	11.111	18.141	25.557	33.318	52.473	57.660
2034	5	11.111	18.141	25.557	33.318	52.473	57.660
4052	2.5	11.111	18.141	25.557	33.318	52.473	57.660

Figura L21

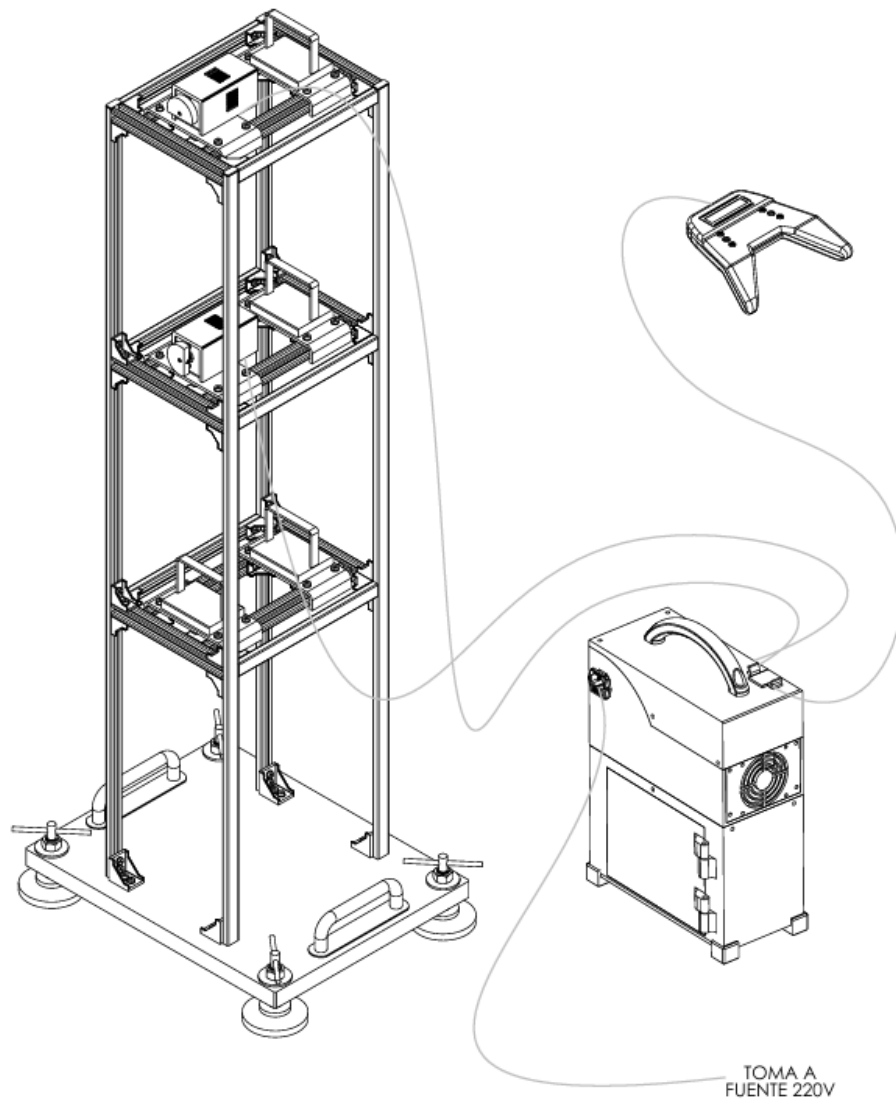
Variación de las Frecuencias Naturales con Diversos Números de Elemento.



ANEXO M

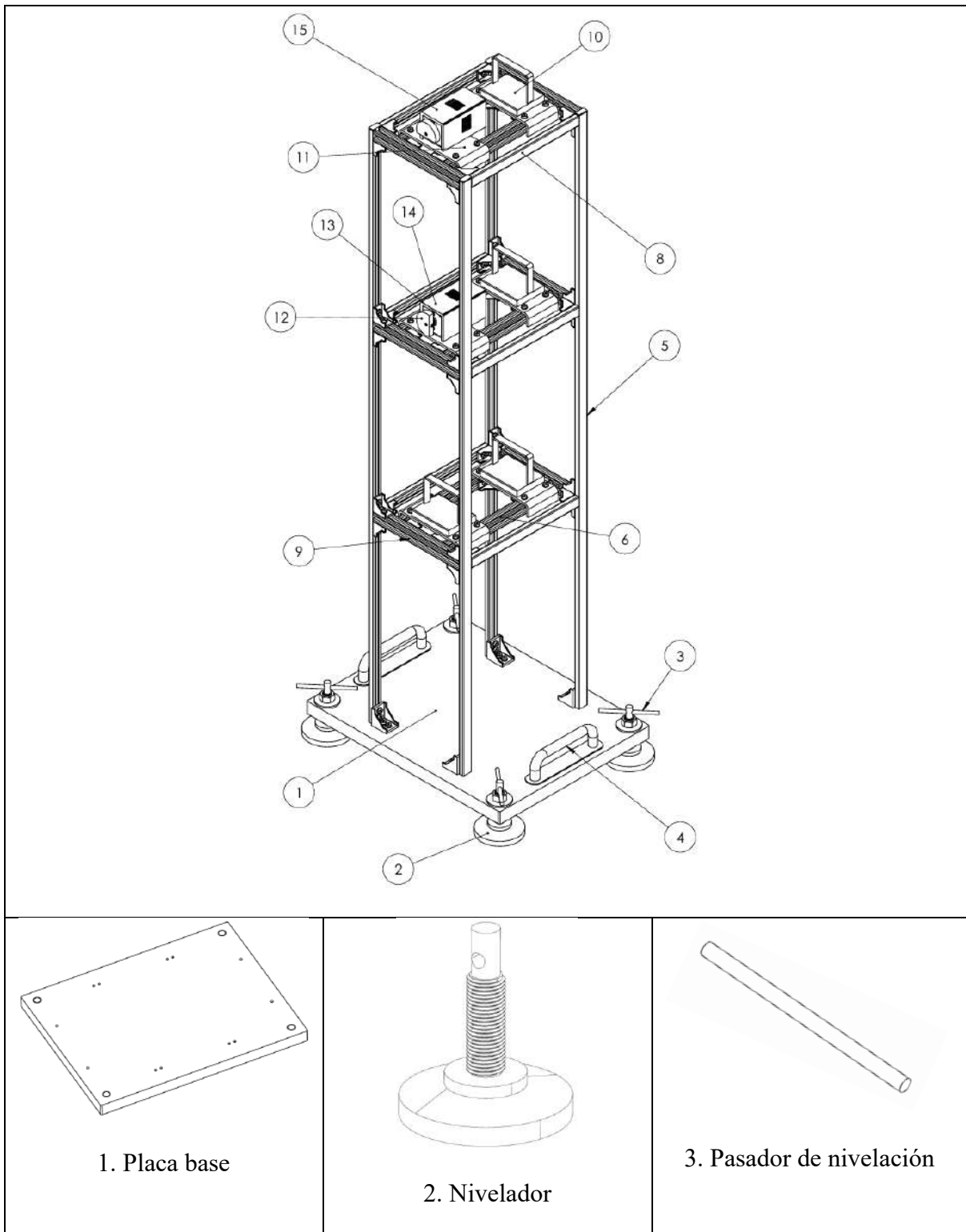
MANUAL DE USO DEL MÓDULO EXPERIMENTAL

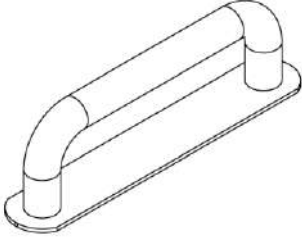

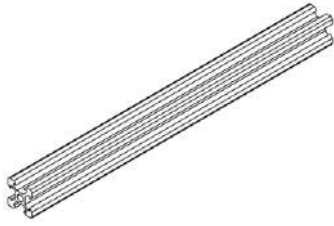
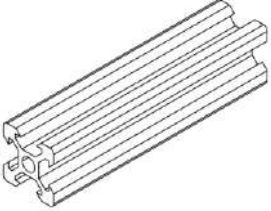
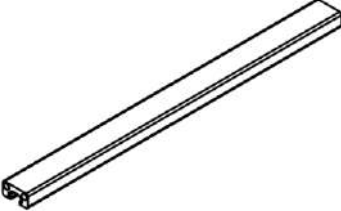
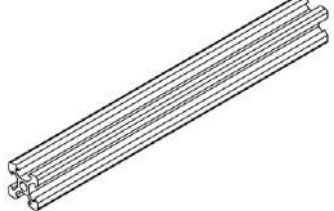
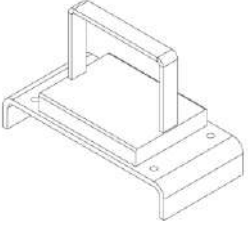
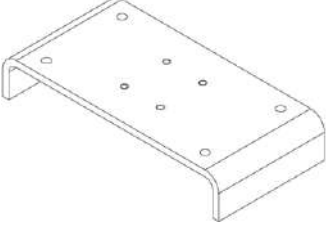
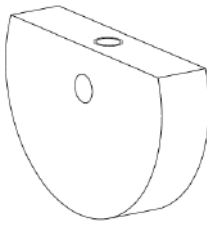
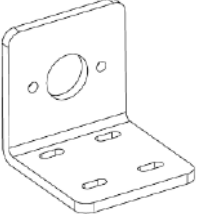
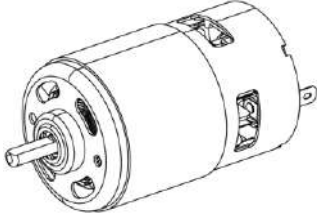
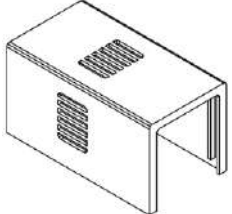
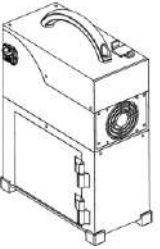
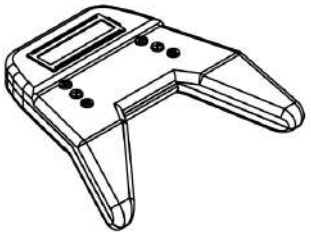
MANUAL DE USO DEL MÓDULO EXPERIMENTAL



Módulo de laboratorio que estudia el comportamiento dinámico de una estructura tipo marco de tres pisos modular que se somete a dos fuentes de excitación de carácter armónica.

1. LISTA DE PARTES DEL MÓDULO



 <p>4. Manija de placa base</p>	 <p>5. Columna V-Slot 1020</p>	 <p>6. Viga longitudinal</p>
 <p>7. Viga transversal</p>	 <p>8. Viga V-Slot 1020</p>	 <p>9. Viga V-Slot 2020</p>
 <p>10. Masa de equilibrio</p>	 <p>11. Placa soporte de motor</p>	 <p>12. Masa desbalanceada</p>
 <p>13. Bracket de Motor</p>	 <p>14. Motor 775</p>	 <p>15. Guarda de Motor</p>
 <p>16. Caja de cubierta del circuito de control</p>	 <p>17. Mando de control de velocidades</p>	

2. HERRAMIENTAS Y ACCESORIOS

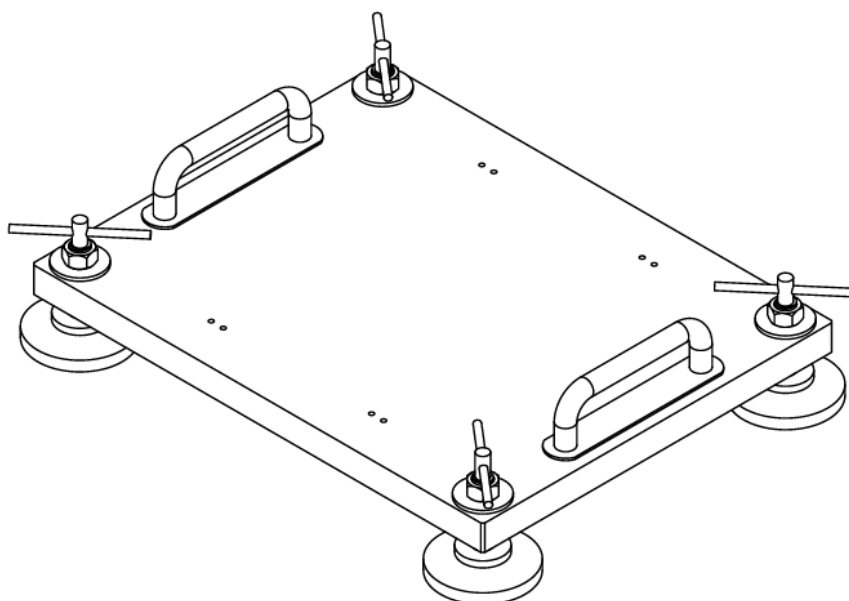
Parte	Cantidad	Ítem	Imagen Referencial
A	144	Perno Socket M5X10	
B	8	Perno Socket M4X8	
C	8	Perno Socket M5X20	
D	8	Arandela M4	
E	152	Arandela M5	
F	2	Prisionero M5X8	
G	4	Tornillo Cabeza Redonda 3/16"x1"	
H	2	Manija	
I	4	Nivelador	
J	4	Tuerca 5/8"	
K	4	Arandela 5/8"	
L	1	Juego de Llaves Allen	

M	1	Destornillador Estrella	
N	1	Torquímetro 2-20 N.m	
O	1	Juego de Dados Punta Allen	
P	1	Llave Francesa de 6"	
Q	1	Nivelador de Burbuja	

3. PROCEDIMIENTO DE ENSAMBLE DEL MÓDULO

Sección 1: Ensamble de placa base con los niveladores

- Ensamble de los niveladores (2) en los agujeros roscados en los extremos de la placa base (1), una vez enroscados los niveladores se ajustan el nivel con respecto al plano horizontal con el nivel de mano (Q), luego de asegurarse que el nivel de la placa base se encuentra nivelado se insertan la arandela (K) y la tuerca (A) para su ajuste con la llave correspondiente (P).
- Para poder levantar el conjunto base del módulo experimental se insertan las manijas (4) de forma simétrica en los agujeros ubicados en los lados extremos de la placa base, estas se ajustan con el tornillo de 3/16" plg que van del lado inferior de la placa base (1) con ayuda del destornillador (M).
- A continuación, el ensamble del conjunto base se visualiza de la forma:



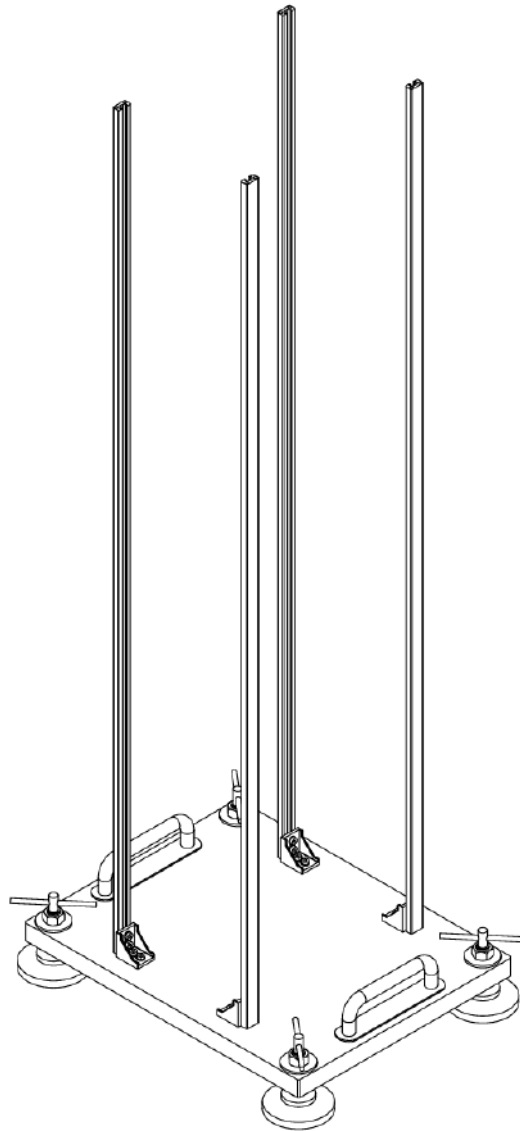
Conjunto base

Sección 2: Ensamble de las columnas V-Slot 1020

- Las escuadras angulares 30S (A) se instalan en los cuatro puntos de fijación con los dos pernos M5x20 (C) en cada punto. Antes del apriete inicial se asegura el

paralelismo y perpendicularidad entre las escuadras angulares 30S (A) con una escuadra (A).

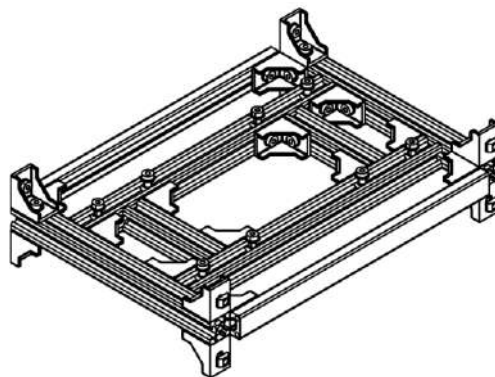
- Se insertan los pernos M5x10 a las escuadras angulares 30S (A) y se enrosca la tuerca tipo martillo (A) para que el perfil V-Slot 1020 (5) ingrese con normalidad.
- Se instala las columnas V-Slot 1020 (5) asegurándose que ingrese las tuercas tipo martillo (A) sobre las ranuras V que posee las columnas V-Slot 1020 (5). Se realiza un ajuste inicial sobre los pernos M5x10 con la llave hexagonal (L).



Columnas V-Slot 1020 instaladas

Sección 3: Ensamble de la estructura de los pisos.

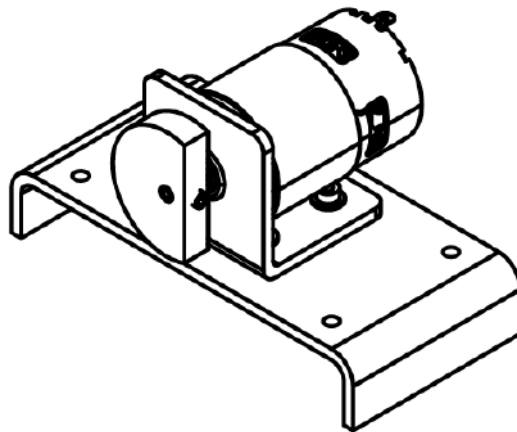
- Las piezas que actúan como conexión entre los elementos que componen los pisos son las escuadras angulares 20S28 (A) que unen las vigas del piso y las columnas del módulo.
- Se insertan las tuercas tipo martillo (A) enroscadas a los pernos M5x10 (A) dentro de las ranuras del V-Slot 1020 y V-Slot 2020. Se realiza el primer montaje de las vigas longitudinales (6) y las vigas transversales (7), se asegura nuevamente el paralelismo y perpendicularidad entre ellas respetando las dimensiones de los planos.
- Se realiza el ajuste inicial y se procede con el torque requerido en los pernos M5x10 que unen la viga V-Slot 2020 (9) con las vigas longitudinales (6) debido al poco espacio del ingreso que supone la cabeza del torquímetro (N). Luego se procede con lo mismo para los pernos M5x10 que unen las vigas transversales y las longitudinales.
- Por último, se realiza el montaje de la viga V-Slot 1020 (8) con las escuadras angulares 20S28 (A) con un ajuste inicial para asegurarse de la perpendicularidad con la viga V-Slot 2020 (9) con ayuda de una escuadra recta 90° (A). Se realiza el torque sobre los pernos M5x10 y se procede a montar las 8 escuadras angulares 20S28 (A) sobre la viga V-Slot 2020 (9).



Estructura de piso ensamblado

Sección 4: Ensamble de la fuente de excitación.

- Se realiza el montaje del Bracket del motor (13) con sus 4 pernos M4x8 (B) en cada orificio del Bracket (13) y la placa de soporte del motor (11).
- Luego, el motor 775 DC (14) ingresa en la cavidad circular del Bracket (13) y se ajusta con sus tornillos de cabeza redonda M4x6 que une el Bracket (13) y el motor 775 DC (14) con ayuda del destornillador (M).
- Se realiza el montaje de la masa desbalanceada (12) sobre el eje del motor 775 DC (14) y se ajusta estos con el prisionero M5x8 con la ayuda de una llave hexagonal. Se puede colocar la guarda (15) sobre el Bracket (13) si se desea.
- La siguiente imagen representa este ensamblaje que constituye la fuente de excitación.



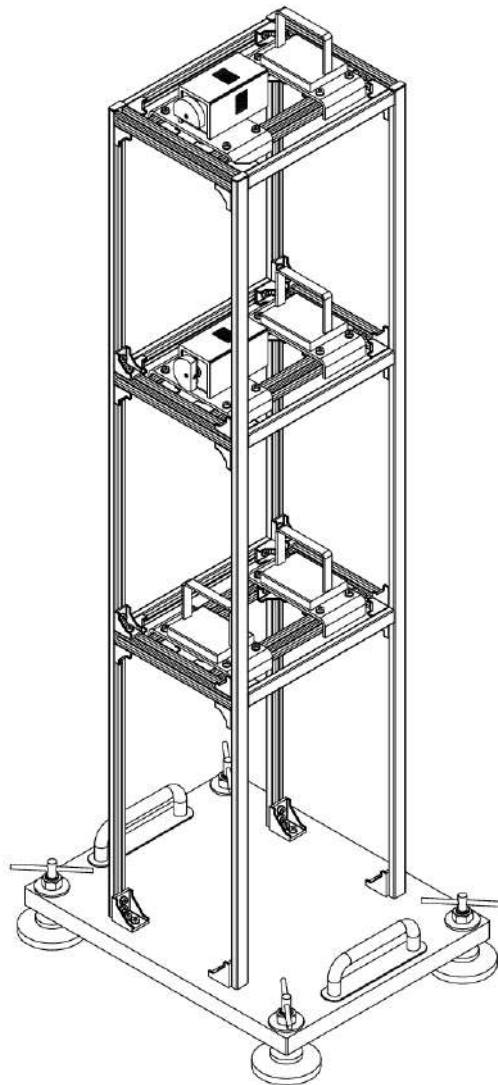
Ensamble de la fuente de excitación

Sección 5: Ensamble de los pisos sobre las columnas V-Slot 1020

- Se introduce la estructura ensamblada (Sección 3) sobre las columnas montadas sobre la placa base (Sección 2) con cuidado con la ayuda de dos personas para su deslizamiento asegurándose que las tuercas tipo martillo ingresen sin ningún tipo de forcejeo excesivo. Se realiza un ligero ajuste sobre los pernos M5x10 de las escuadras ubicadas en las 4 esquinas del piso, con el fin de asegurarse la

ubicación de la altura según se muestra en los planos de ensamble general. Se procede a realizar lo mismo para los demás pisos del módulo.

- Se aplica el torque necesario para el ajuste de los pernos M5x10 una vez ubicado correctamente los pisos. Luego de ello, se monta la fuente de excitación (Sección 4) y la masa de equilibrio (10) con las distancias que se indican en los planos de ensamble general.
- La aplicación del montaje descrito en esta sección se visualiza en la siguiente imagen.



Ensamble completo de la estructura tipo marco

Sección 6: Conexión con la caja de circuito de control y el mando de velocidades.

- Cada motor 775 DC (14) tiene conectado cables de salida de sus bornes hacia la caja de circuito de control (16) que conecta por medio de cada uno de los conectores XT60.
- El mando de control de velocidades (17) se conecta por medio de su cable de alimentación a la caja de circuito de control (16) mediante un espadín macho.
- Por último, la caja de circuito de control (16) tiene un cable poder que se conecta a un tomacorriente 220V, así mismo, se conecta también la fuente de alimentación del Arduino al tomacorriente 220V, por lo que el sistema estaría listo para encenderse mediante el Rocker Switch y proceder con la experimentación.

4. FUNCIONAMIENTO DEL MÓDULO

Consideraciones para la puesta en marcha

- Verificar que todas las juntas estén correctamente ajustadas y aseguradas en las conexiones de la base, así como en los nodos estructurales mediante el torquímetro (N). Establecer el torque de apriete en 4.0 N.m en todas las juntas estructurales.
- Abrir la ventanilla de la cubierta del circuito del motor e instalar el mando de control directamente a la placa de control.
- Instalar el conector de alimentación eléctrica a la toma de corriente de 220V, presionar el switch de alimentación y verificar los indicadores de inicio:
 - Led verde encendido en la switch de alimentación.
 - Led rojo encendido en la fuente de 9V-Arduino.
 - Encendido luz en pantalla LCD.

Puesta en marcha

- Seleccionar la opción de variación de velocidad en RPM o porcentaje de tensión y PWM.
- Establecer la velocidad rotacional en los motores a través de los botones de arranque, parada o decremento del mando de control.
- Incrementar la velocidad con los botones de arranque de manera indistinta para el motor M1 o M2.
- Disminuir la velocidad con los botones de decremento de manera indistinta para el motor M1 o M2.
- Detener la operación del motor con el botón de parada, la detención es de manera escalonada.
- Para incrementar o disminuir la velocidad de manera subida, presionar el botón de arranque o decremento de manera prolongada.
- Para incrementar o disminuir la velocidad de manera escalonada, presionar el botón de arranque o decremento por pulsaciones.

Detención del equipo

- Presionar los dos botones de parada para la detención total de los motores, la detención es súbita por parada de emergencia.
- Verificar la pulsación del indicador Led color naranja situado en la cubierta del circuito del motor.

5. HOJA DE LABORATORIO DE TOMA DE DATOS

Ensayo de Laboratorio

Módulo de Tres Pisos Tipo Marco Sometido a Dos Fuentes de Excitación de Masa Desbalanceada

Laboratorio de Vibraciones Mecánicas			
Objetivo del Laboratorio:			Fecha:
Responsables:			
Datos de Entrada:			
Frecuencias Naturales [Hz]		Factor de estudio* [-]	
fn_1		fe_1	
fn_2		fe_2	
fn_3		fe_3	
Registro de los Ensayos:			
Operación de ambos motores simultáneamente			
Ensayo 1			
Velocidad Rotacional del Motor [RPM]			
Teórico**		Registro en Tacómetro	
M1		M1	
M2		M2	
Ensayo 2			
Velocidad Rotacional del Motor [RPM]			
Teórico**		Registro en Tacómetro	
M1		M1	
M2		M2	
Ensayo 3			
Velocidad Rotacional del Motor [RPM]			
Teórico**		Registro en Tacómetro	
M1		M1	
M2		M2	
...			
Ensayo 9			
Velocidad Rotacional del Motor [RPM]			
Teórico**		Registro en Tacómetro	
M1		M1	
M2		M2	

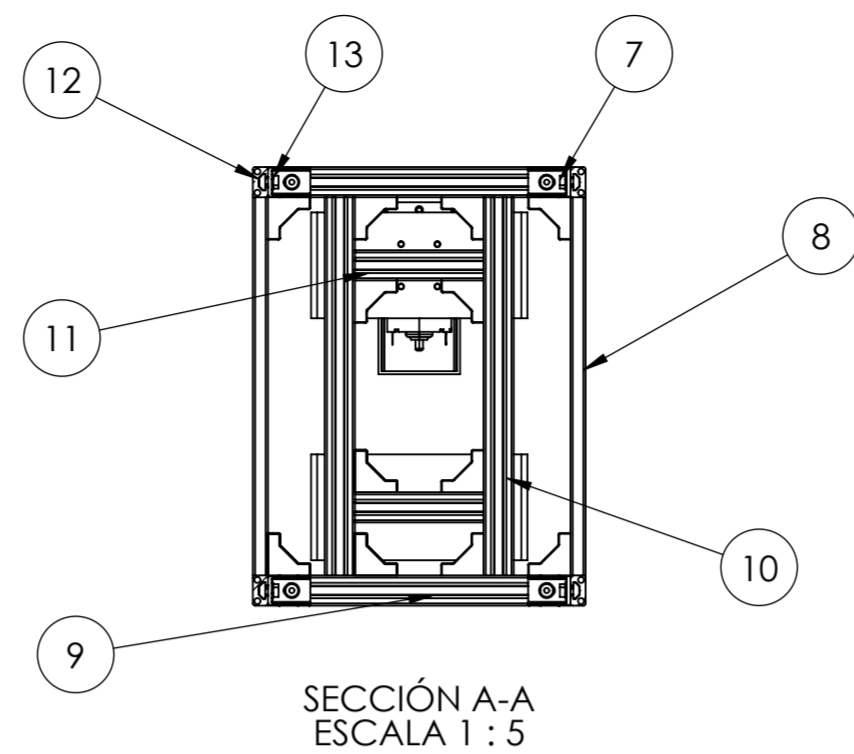
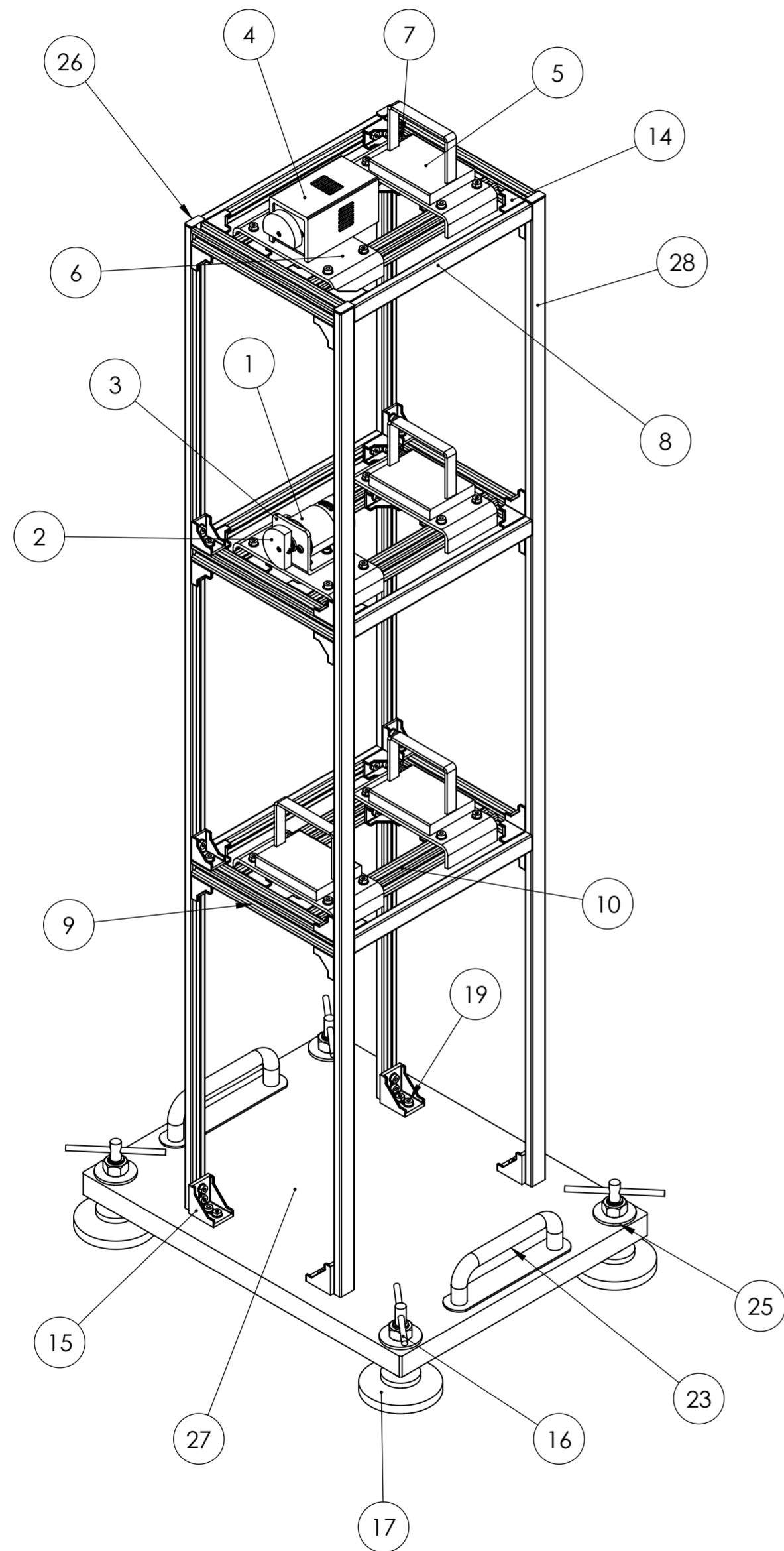
*Factor de estudio recomendado entre 0.8 a 1.2

**Velocidad teórica del motor: $n = fn_i \cdot fe_i \cdot 60$ [RPM]

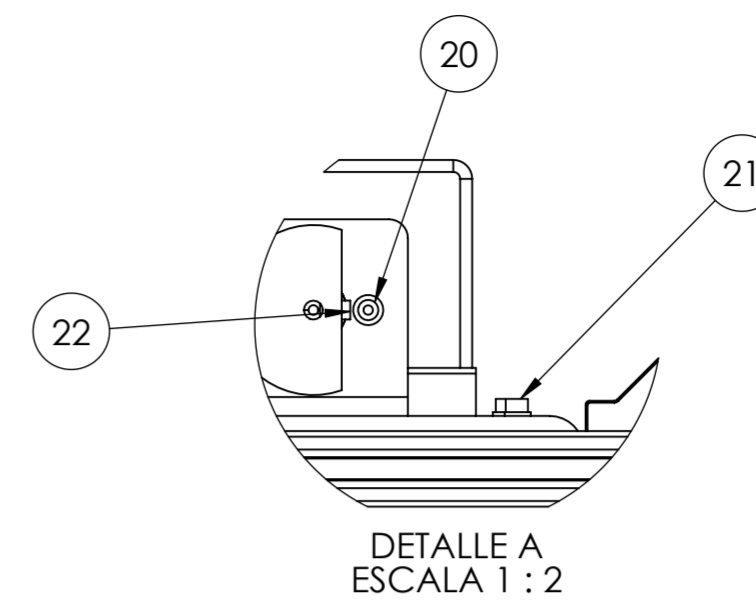
Nota. La cantidad total de ensayos se establece de acuerdo con las combinaciones de operación deseada (9 combinaciones posibles).

ANEXO N

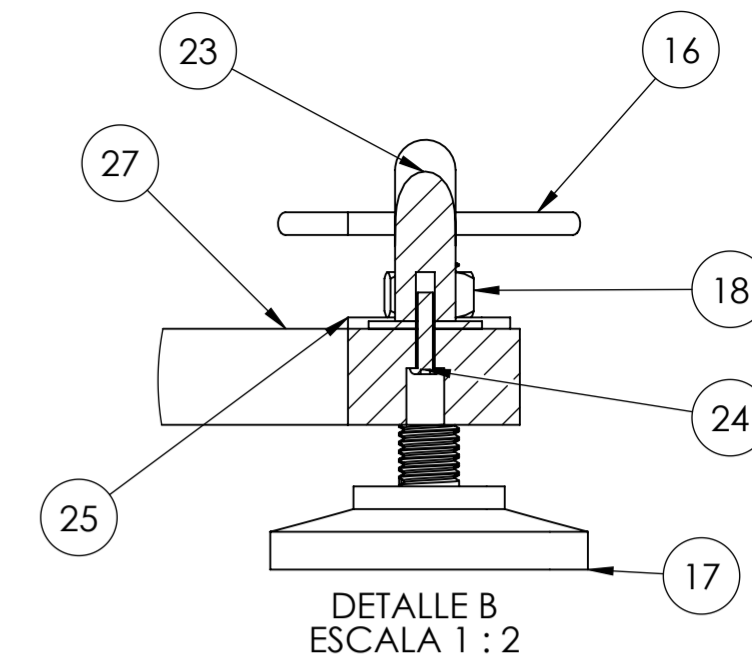
PLANOS



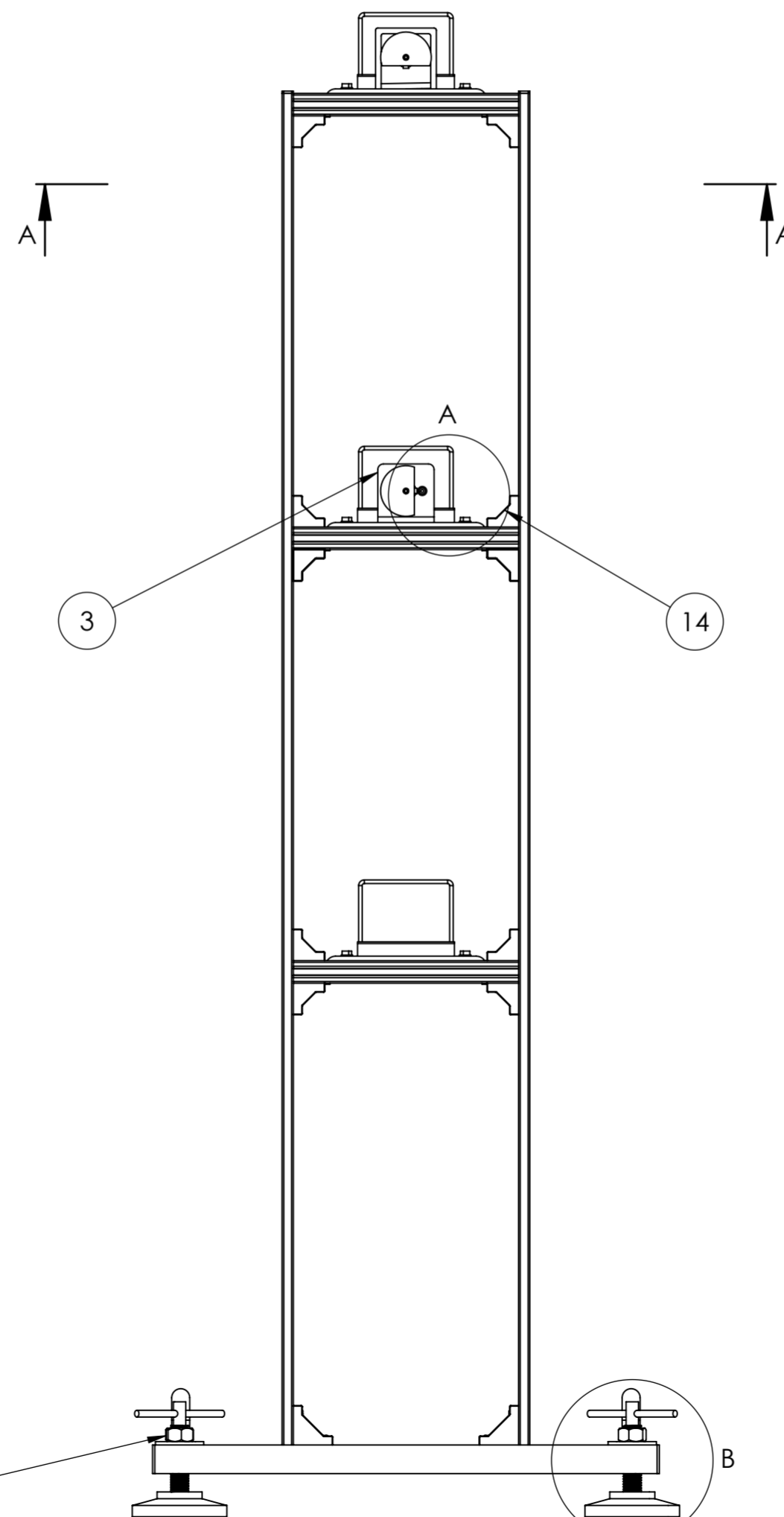
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



DETALLE A
ESCALA 1 : 2



DETALLE B
ESCALA 1 : 2



POS.	CAN.	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERVACIONES
28	4	COLUMNA V-SLOT 1020	ALUMINIO	Al 6063-T5
27	1	PLACA BASE	ACERO	ASTM A36
26	4	TAPAS DE SLOT V1020	PLA	IMPRESIÓN 3D
25	4	ARANDELA PLANA 5/8" Ø	ACERO	ASTM F436
24	4	TORNILLO CAB. REDONDA 3/16"ØX1"	ACERO	-
23	2	MANIJAS	ALUMINIO	-
22	2	TORNILLO PRISIONERO M5X8	ACERO	DIN 913 Gr. 8.8
21	8	PERNOS SOCKET M4X8	ACERO	DIN 912 Gr. 8.8
20	4	TORNILLO CAB. REDONDA M4X6	ACERO	-
19	8	PERNOS SOCKET M5X20	ACERO	DIN 912 Gr. 8.8
18	4	TUERCA 5/8" Ø	ACERO	ASTM A563
17	4	NIVELADOR 5/8" Ø	ACERO, CAUCHO	-
16	4	PASADOR	ACERO	ASTM A36
15	4	ESCUADRA ANGULAR 30S	ALUMINIO FUND.	A356
14	56	ESCUADRA ANGULAR 20S28	ALUMINIO FUND.	A356
13	152	ARANDELA PLANA M5	ACERO INOX.	DIN 125-1
12	112	TUERCA MARTILLO M5	ACERO	-
11	6	VIGA DE APOYO TRANSVERSAL	ALUMINIO	Al 6063-T5
10	6	VIGA DE APOYO LONGITUDINAL	ALUMINIO	Al 6063-T5
9	6	VIGA PERFIL V-SLOT 2020	ALUMINIO	Al 6063-T5
8	6	VIGA PERFIL V-SLOT 1020	ALUMINIO	Al 6063-T5
7	144	PERNOS SOCKET M5X10	ACERO	DIN 912 Gr. 8.8
6	2	PLACA DE SOPORTE DE MOTOR	ACERO	ASTM A36
5	4	MASA DE EQUILIBRIO	ACERO	ASTM A36
4	2	GUARDA DE MOTOR DC	PLA	IMPRESIÓN 3D
3	2	BRACKET DE MOTOR DC	ACERO	ASTM A36
2	2	MASA DESBALANCEADA	ACERO	ASTM A36
1	2	MOTOR DC 775	-	-

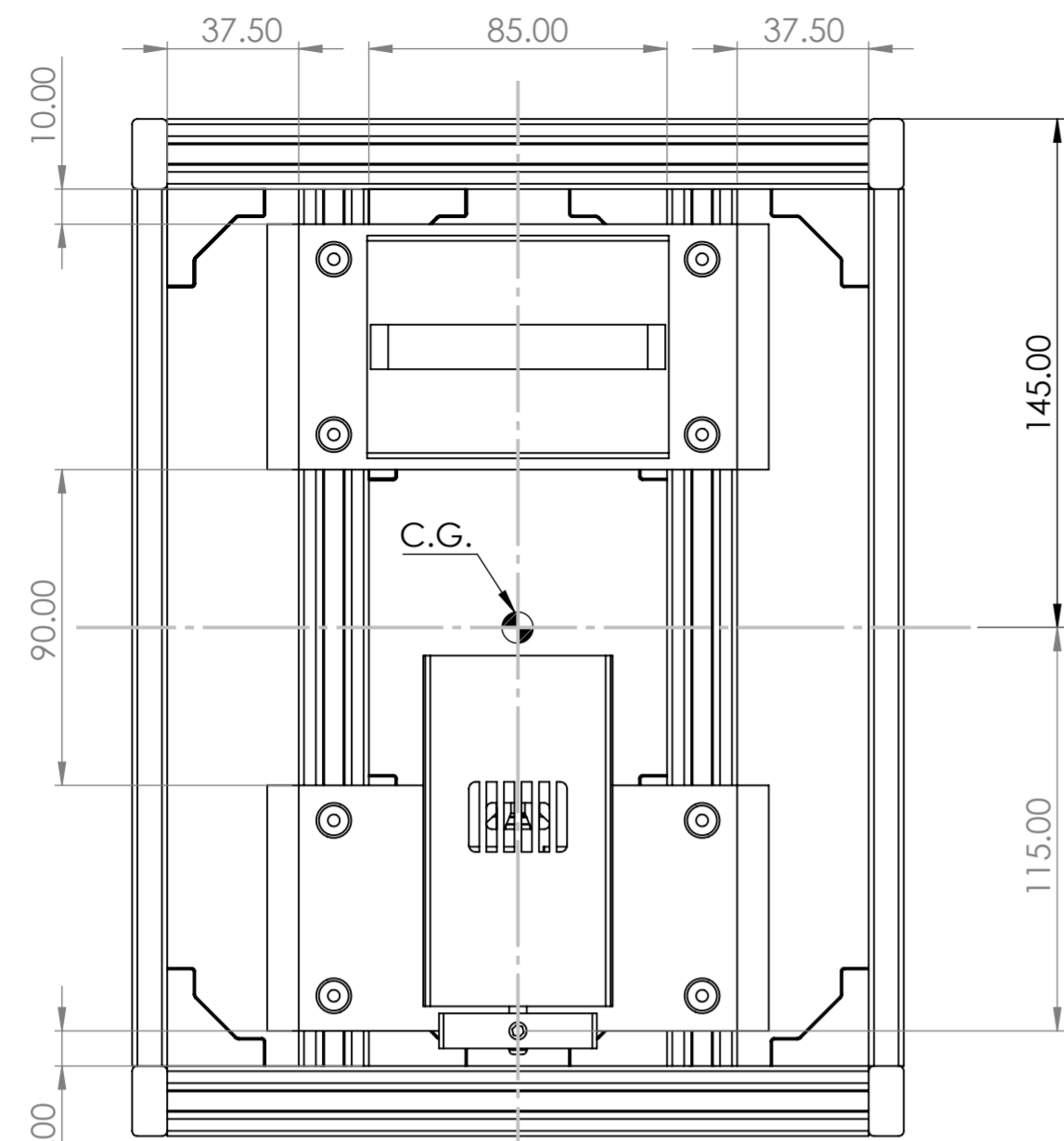
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
 FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN: TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA" ESCALA: 1:5

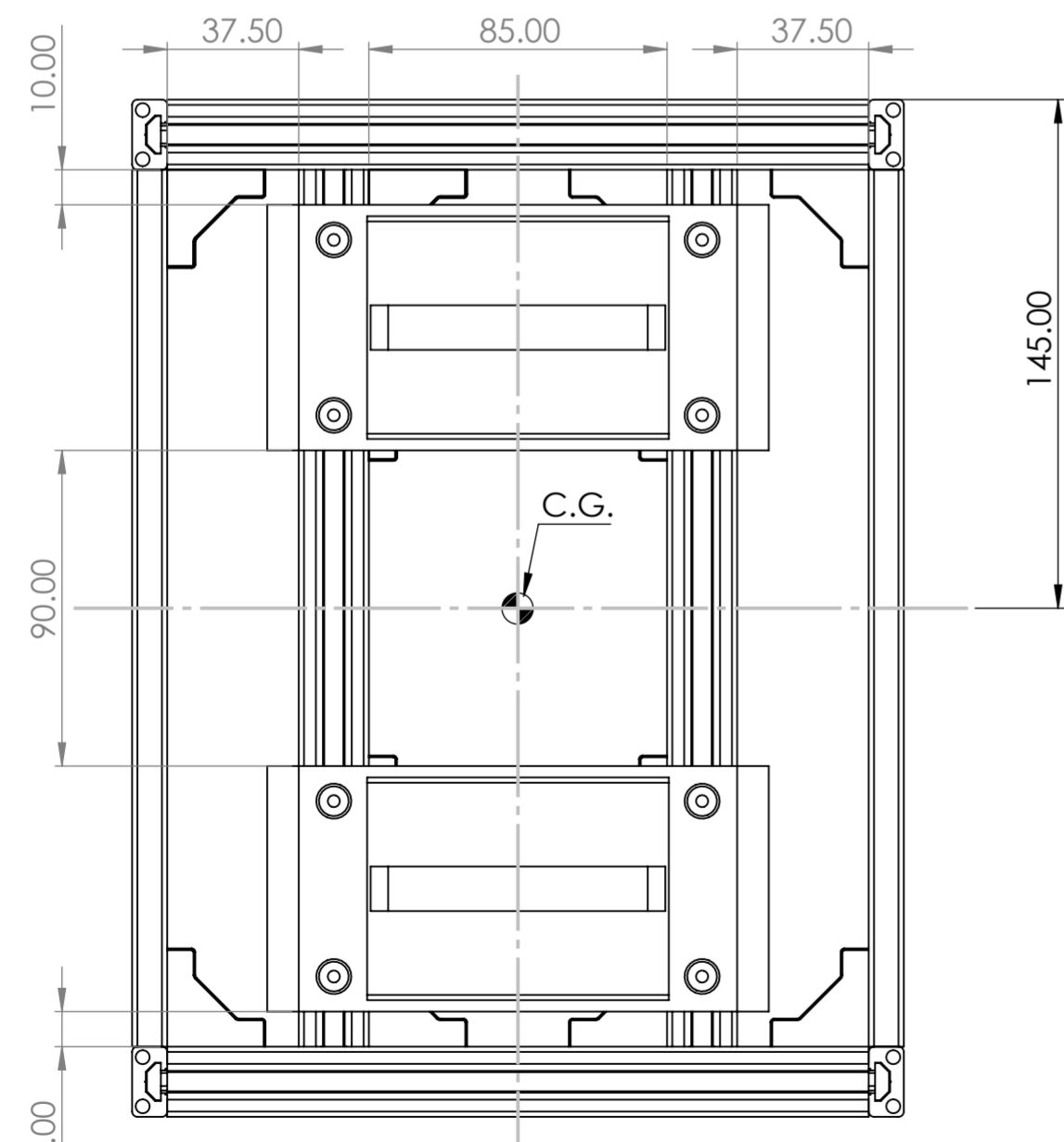
PLANO: ENSAMBLE GENERAL DE LA ESTRUCTURA FECHA: 21/11/24

RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud FORMATO: A2

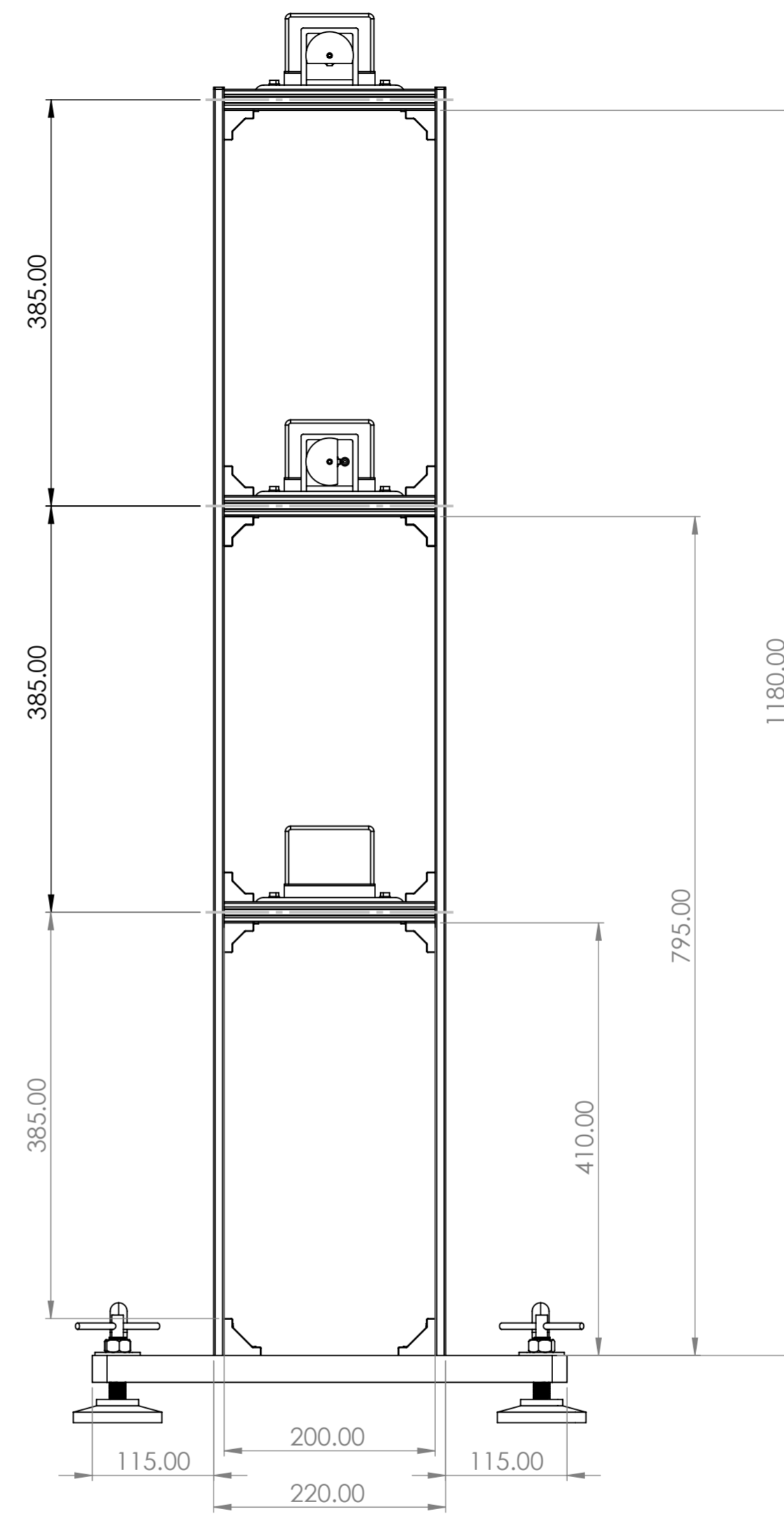
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo HOJA: PG - 01



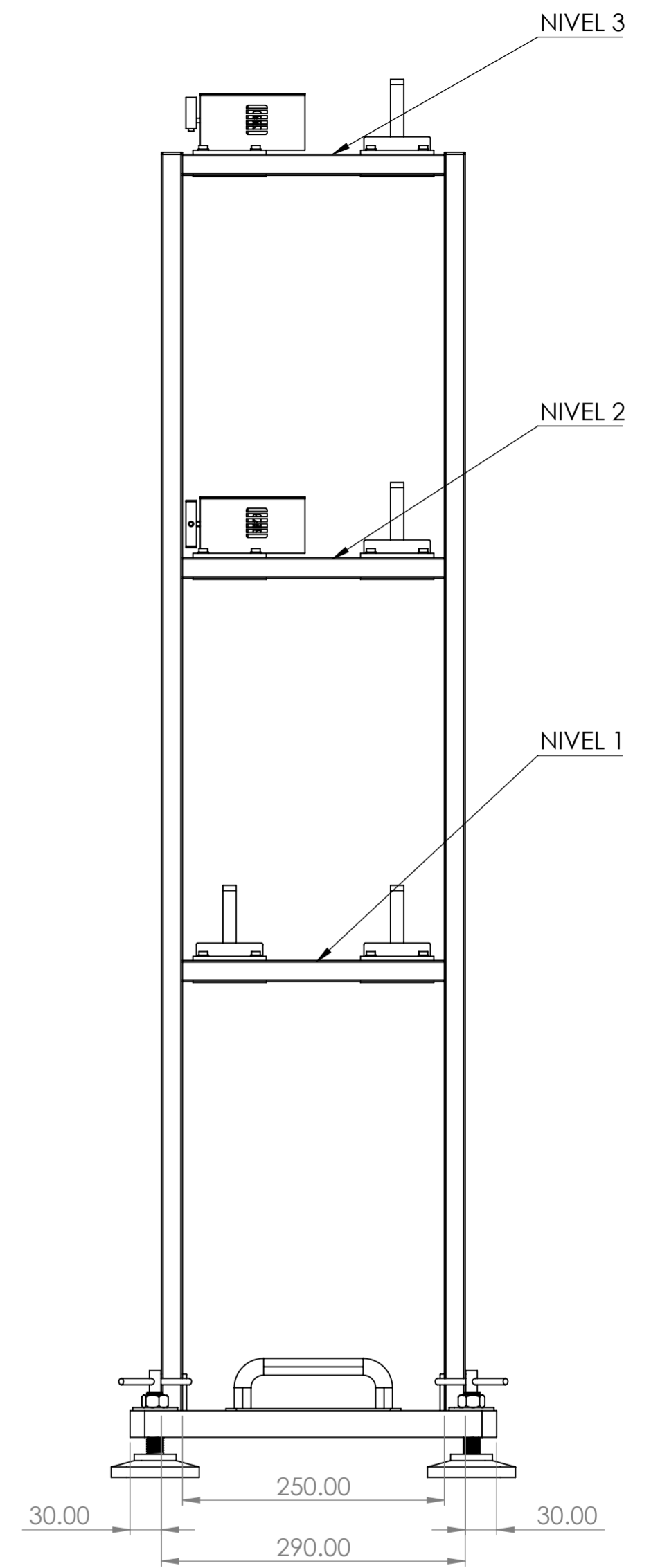
VISTA SUPERIOR
NIVEL 3 Y 2
ESCALA 1:2




VISTA SUPERIOR
NIVEL 1
ESCALA 1:2

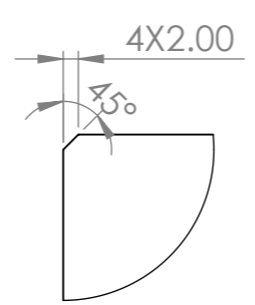
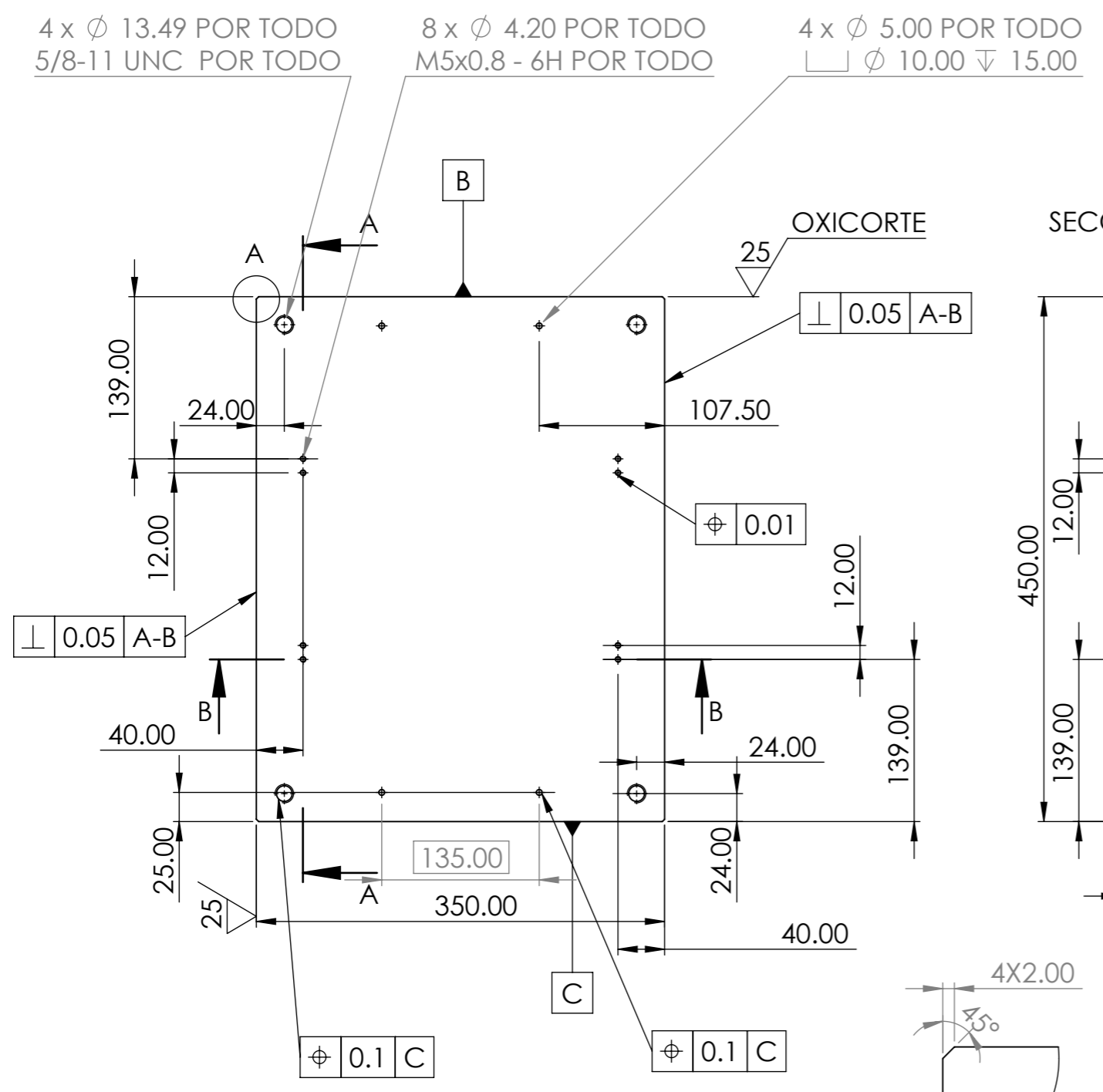


VISTA FRONTAL
MÓDULO



VISTA LATERAL
MÓDULO

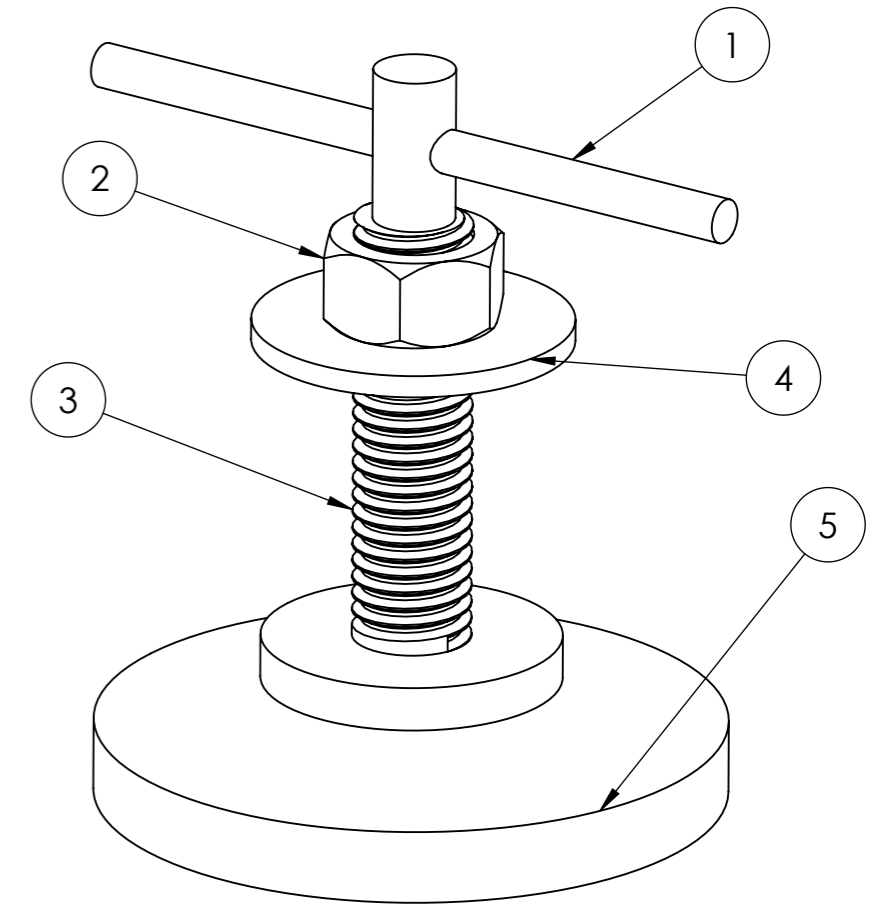
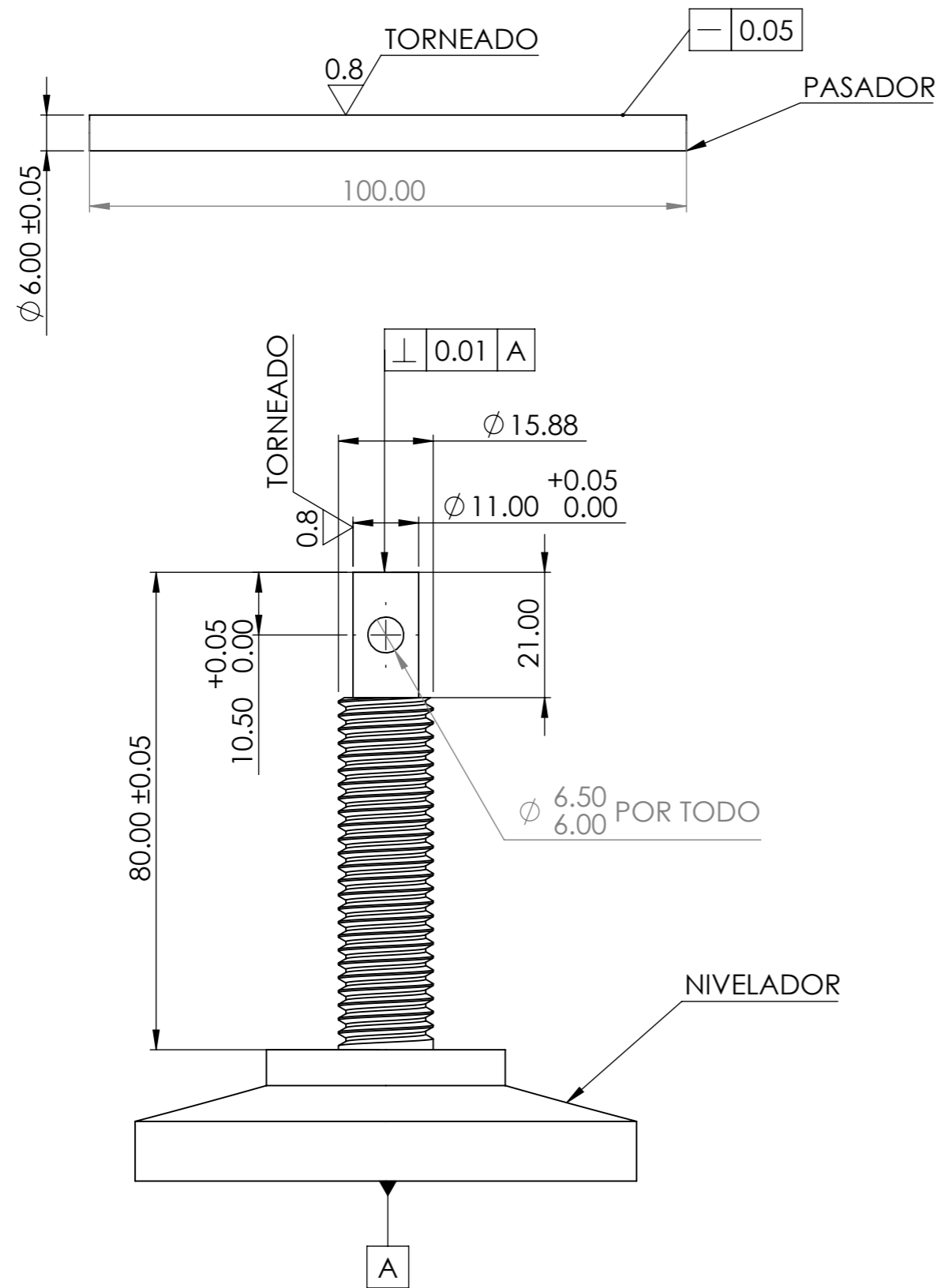
POS.	CAN.	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERVACIONES
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA				
MÉTODO DE PROYECCIÓN:			TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MÓDULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA" PLANO: DISPOSICIÓN DIMENSIONAL DEL MÓDULO EXPERIMENTAL	ESCALA: 1:5 FECHA: 21/11/24 FORMATO: A2 HOJA: PG-02
RESPONSABLES:	Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud			
ASESOR:	Mgt. MACEDO SILVA, Arturo			



DETALLE A
ESCALA 1 : 1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN NORMA DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2

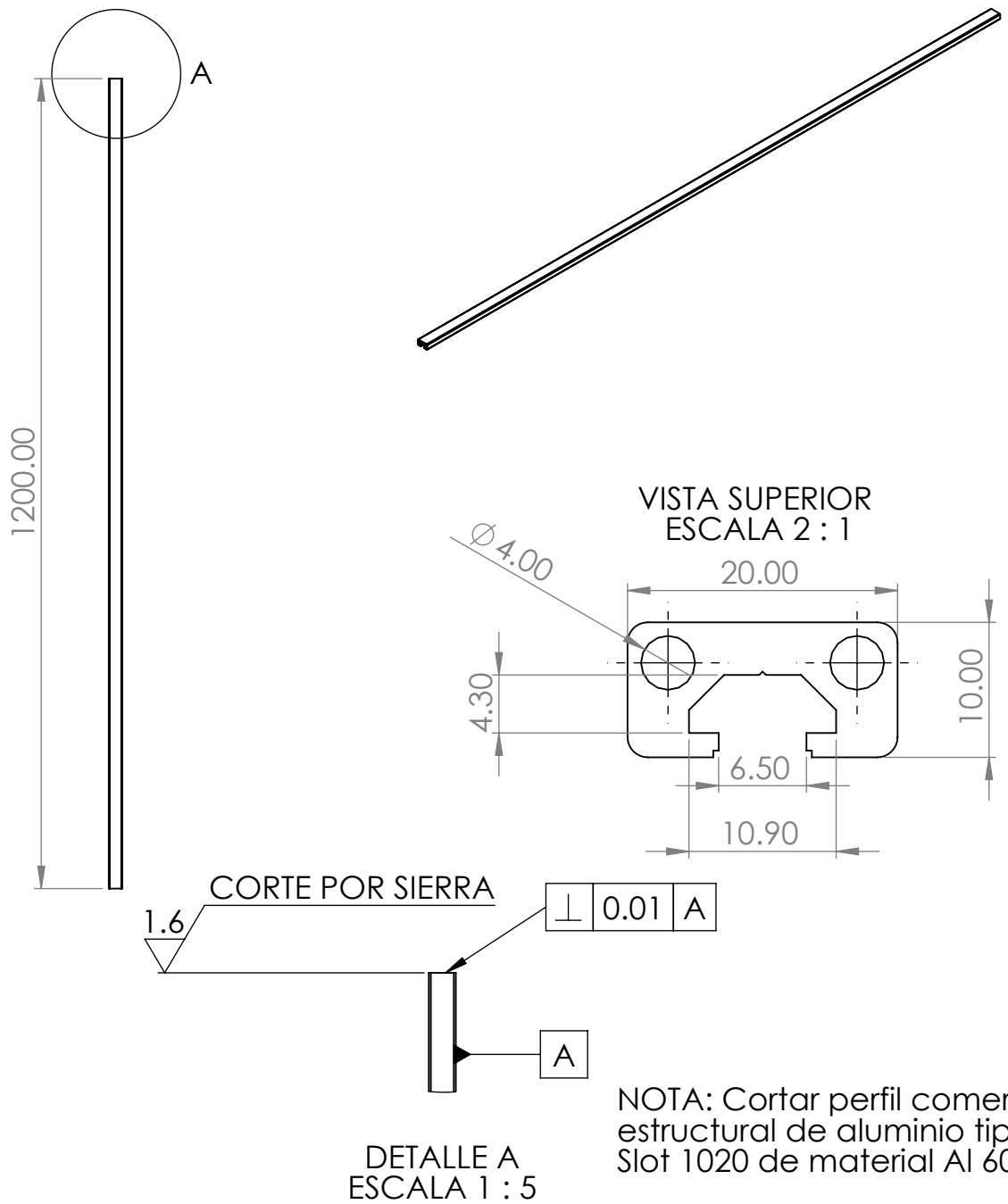
ACABADO SUPERFICIAL ∇ 1.6	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN: 	TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA"	ESCALA: 1:2
	PLANO: PLACA BASE	FECHA: 09/12/24
RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud		FORMATO: A3
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo		HOJA: 01



POS.	CAN.	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERVACIONES
5	1	PIE NIVELADOR	CAUCHO	-
4	2	ARANDELA 5/8" Ø	ACERO	ASTM F436
3	1	VARILLA ROSCADA 5/8" Ø	ACERO	ASTM A307
2	2	TUERCA 5/8" Ø	ACERO	ASTM A563
1	1	PASADOR	ACERO	ASTM A36
ACABADO SUPERFICIAL		TOLERANCIA GENERAL		MATERIAL
1.6		SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO		SEGUN INDICA
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA				
MÉTODO DE PROYECCIÓN:	TESIS:			ESCALA:
	"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA"			1:1
	PLANO:			FECHA:
	NIVELADOR			09/12/24
RESPONSABLES:				FORMATO:
Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud				A3
ASESOR:				HOJA:
Mgt. MACEDO SILVA, Arturo				02

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN NORMA DIN 7168

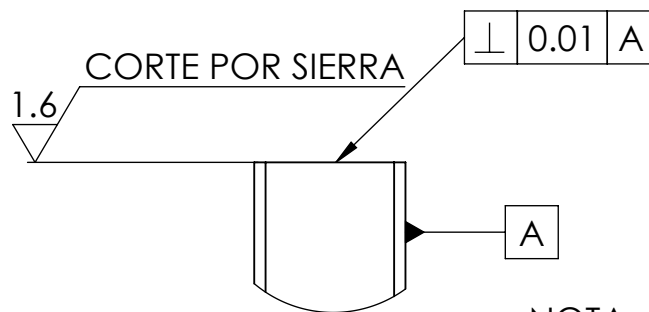
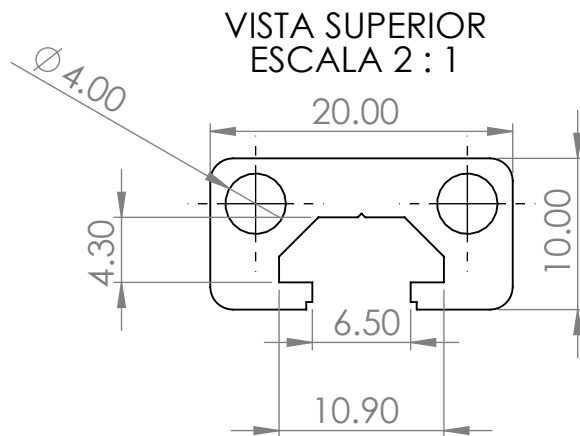
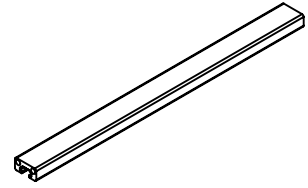
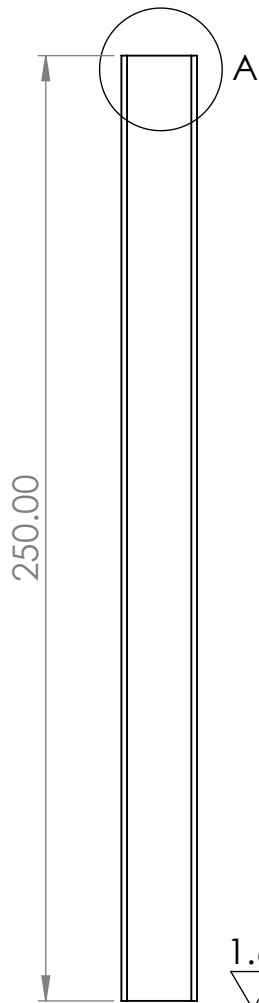
GRADO DE EXACTITUD	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2



ACABADO SUPERFICIAL 1.6	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL Al 6063-T5
----------------------------	--	------------------------

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, IMFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN: 	TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA"	ESCALA: 1:10
	PLANO: COLUMNA V-SLOT 1020	FECHA: 09/12/24
RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud		FORMATO: A4
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo		HOJA: 03



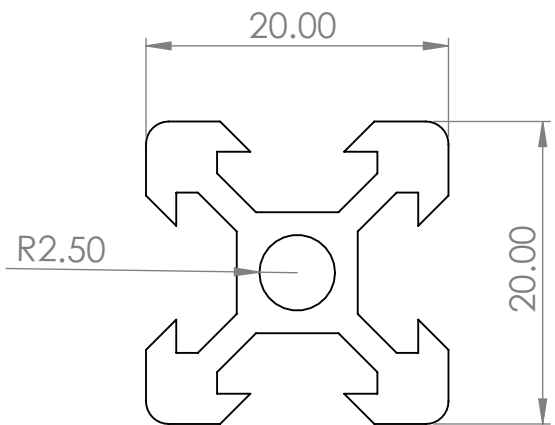
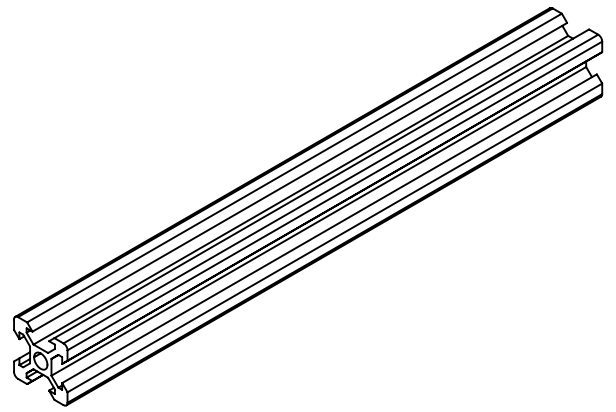
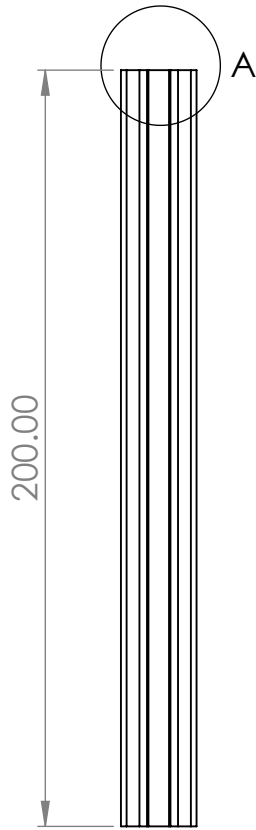
DETALLE A
ESCALA 1 : 1

NOTA: Cortar perfil comercial estructural de aluminio tipo V-Slot 1020 de material Al 6063-T5.

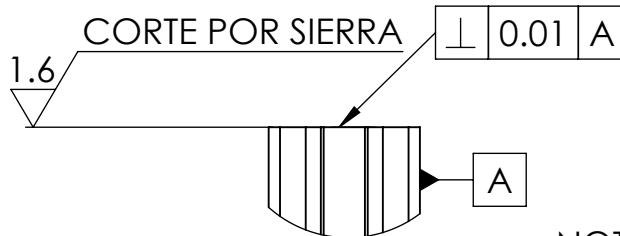
ACABADO SUPERFICIAL 1.6	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL Al 6063-T5
----------------------------	--	------------------------

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, IMFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN: 	TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA"	ESCALA: 1:2
	PLANO: VIGA V-SLOT 1020	FECHA: 09/12/24
RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud		FORMATO: A4
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo		HOJA: 04



VISTA SUPERIOR
ESCALA 2 : 1



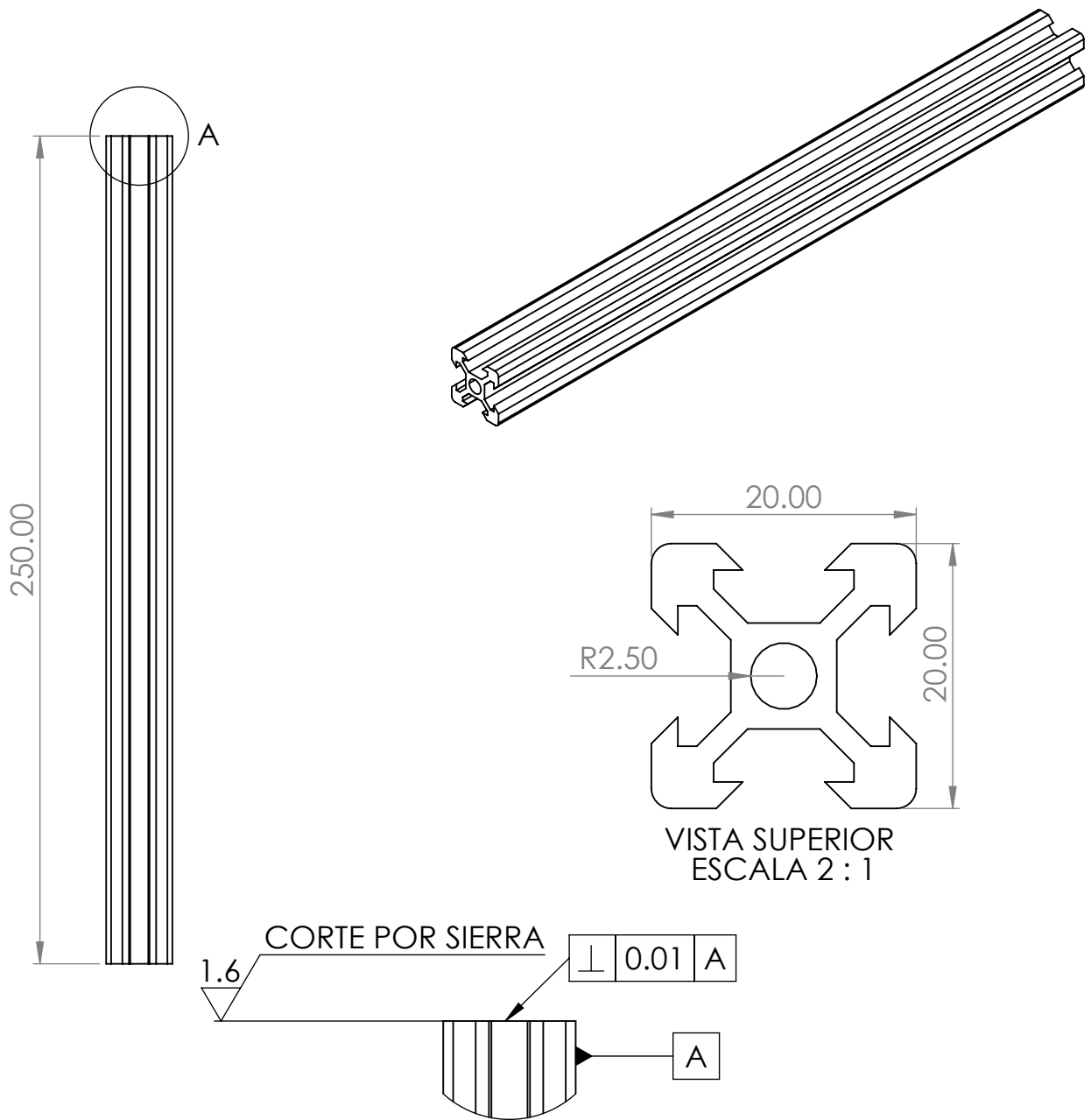
DETALLE A
ESCALA 1 : 1

NOTA: Cortar perfil comercial estructural de aluminio tipo V-Slot 2020 de material Al 6063-T5.

ACABADO SUPERFICIAL 1.6/	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL Al 6063-T5
-----------------------------	--	------------------------

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, IMFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

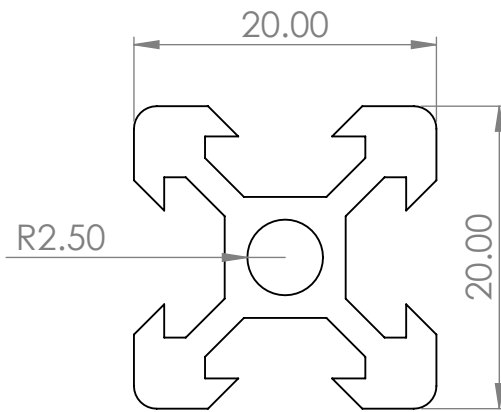
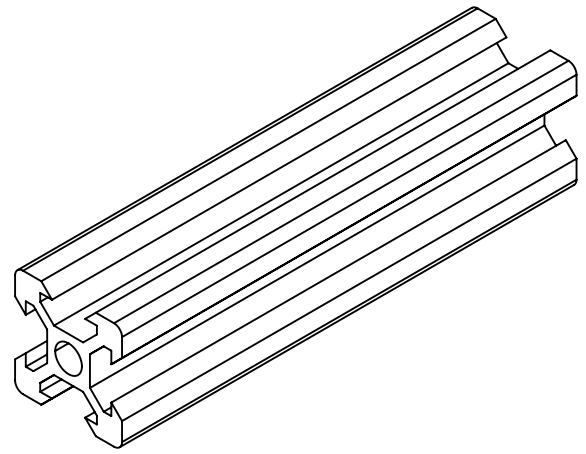
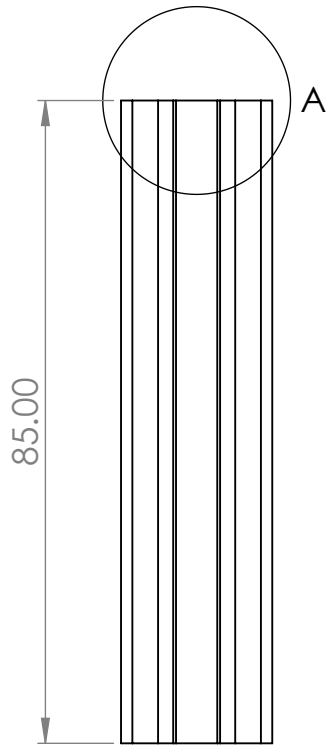
MÉTODO DE PROYECCIÓN: 	TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA"	ESCALA: 1:2
	PLANO: VIGA V-SLOT 2020	FECHA: 09/12/24
RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud		FORMATO: A4
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo		HOJA: 05



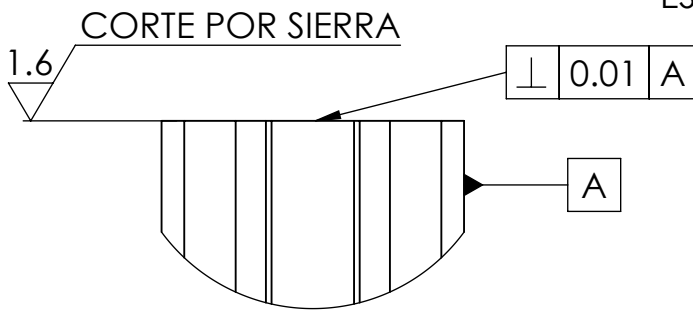
DETALLE A
ESCALA 1 : 1

NOTA: Cortar perfil comercial estructural de aluminio tipo V-Slot 2020 de material Al 6063-T5.

ACABADO SUPERFICIAL 	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL Al 6063 T5
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, IMFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN: 	TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA" PLANO: VIGA LONGITUDINAL V-SLOT 2020	ESCALA: 1:2 FECHA: 09/12/24
RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud		FORMATO: A4
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo		HOJA: 06



VISTA SUPERIOR
ESCALA 2 : 1



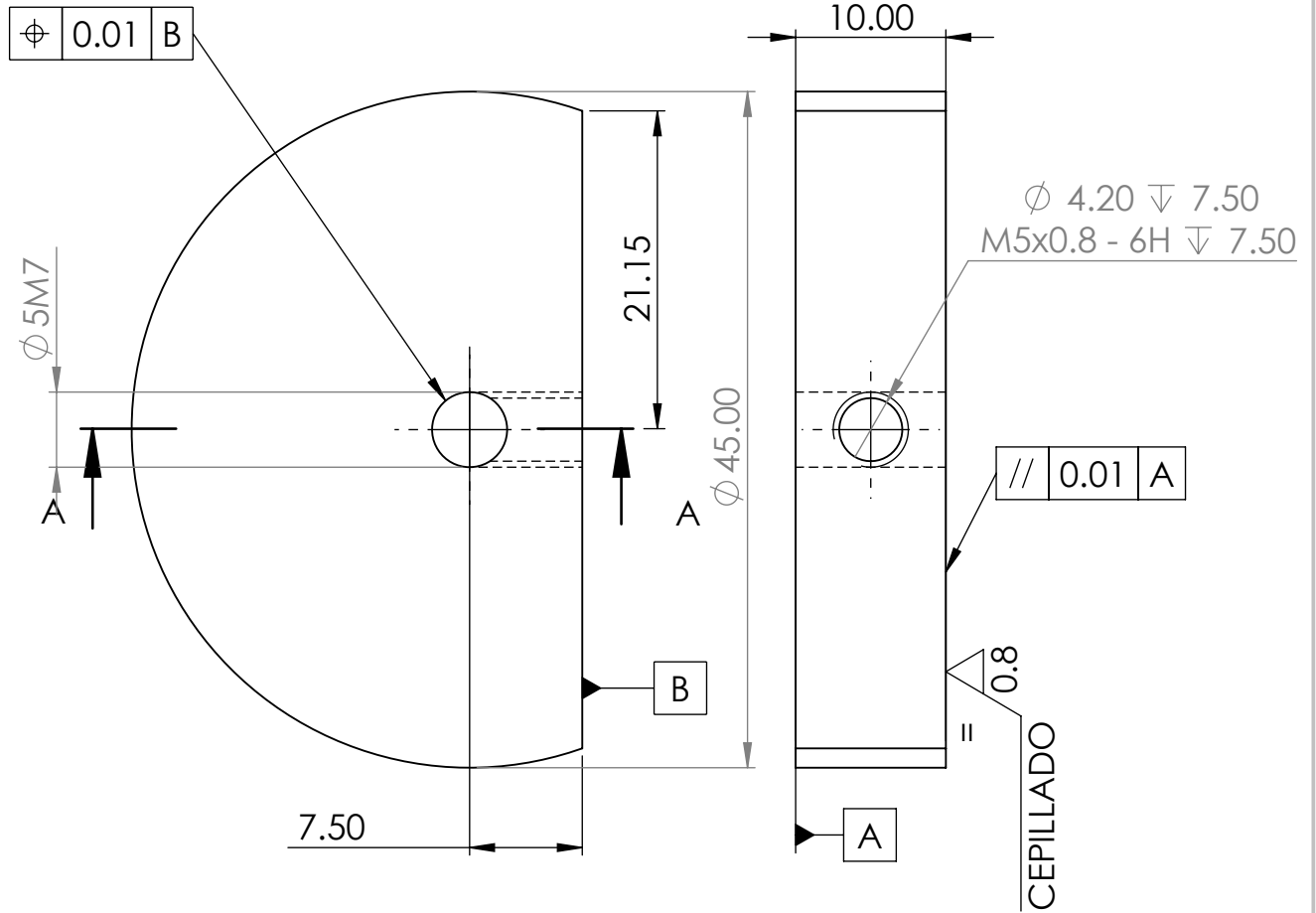
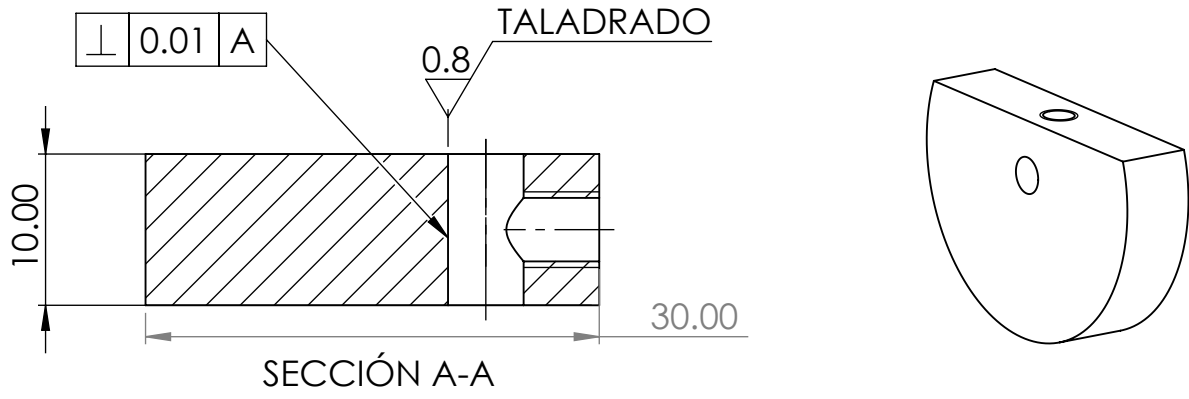
DETALLE A
ESCALA 2 : 1

NOTA: Cortar perfil comercial estructural de aluminio tipo V-Slot 2020 de material Al 6063-T5.

ACABADO SUPERFICIAL 1.6	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL Al 6063-T5
----------------------------	--	------------------------

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, IMFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN: 	TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA"	ESCALA: 1:2
	PLANO: VIGA APOYO TRANSVERSAL V-SLOT 2020	FECHA: 09/12/24
RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud		FORMATO: A4
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo		HOJA: 07

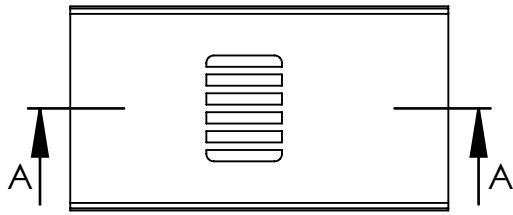


5 M7	+15 / 0	5.015 / 15.00
DIMENSIÓN NOMINAL	AJUSTE 10 ⁽⁻³⁾ mm	DIMENSIÓN LÍMITE

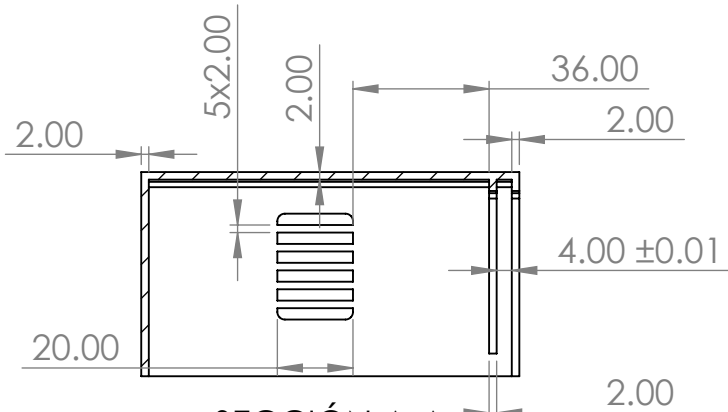
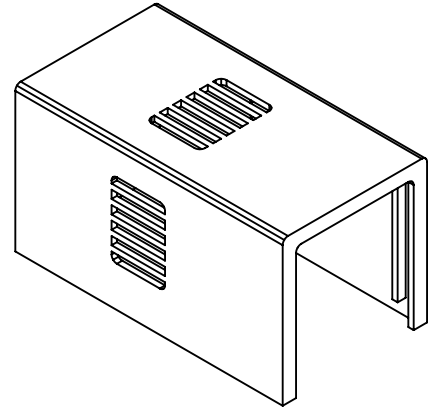
ACABADO SUPERFICIAL 1.6/√	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
------------------------------	--	----------------------

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, IMFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

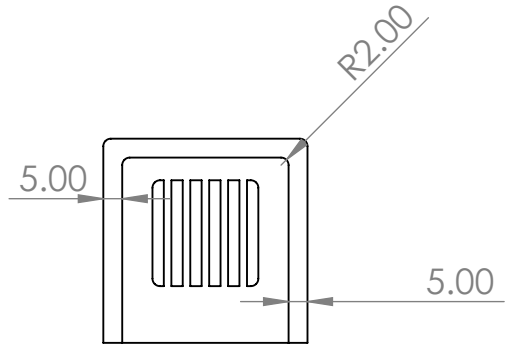
MÉTODO DE PROYECCIÓN: 	TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA"	ESCALA: 2:1
	PLANO: MASA DESBALANCEADA	FECHA: 09/12/24
RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud		FORMATO: A4
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo		HOJA: 08



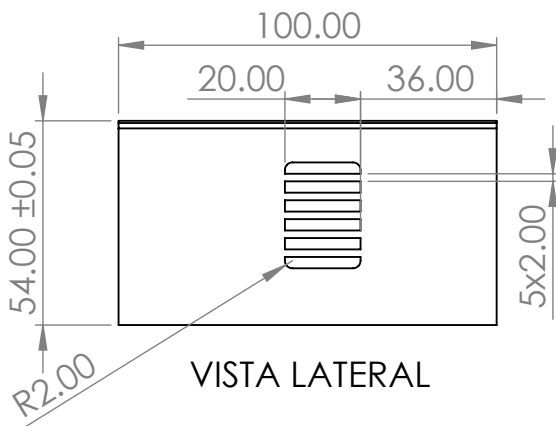
VISTA SUPERIOR



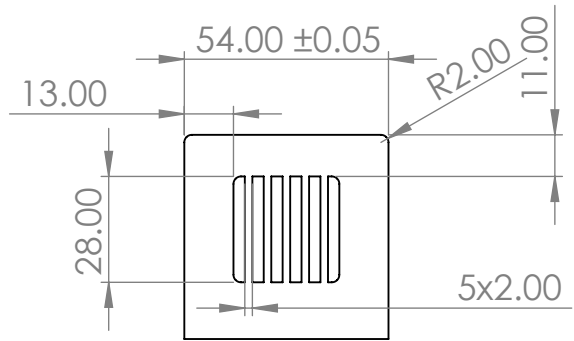
SECCIÓN A-A



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL



VISTA TRASERA

NOTA: EL COMPONENTE ES ELABORADO POR MAQUINA DE IMPRESIÓN 3D

ACABADO SUPERFICIAL



TOLERANCIA GENERAL

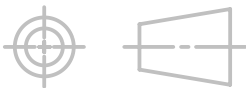
SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO

MATERIAL

ÁCIDO POLILÁCTICO (PLA)

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN:



TESIS:

"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA"

PLANO:

GUARDA DE MOTOR DC

ESCALA:

1:2

FECHA:

09/12/24

RESPONSABLES:

Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud

FORMATO:

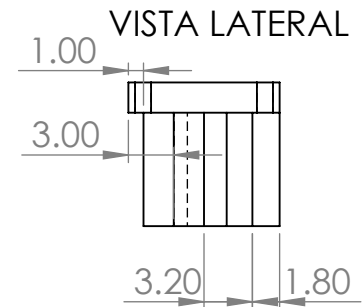
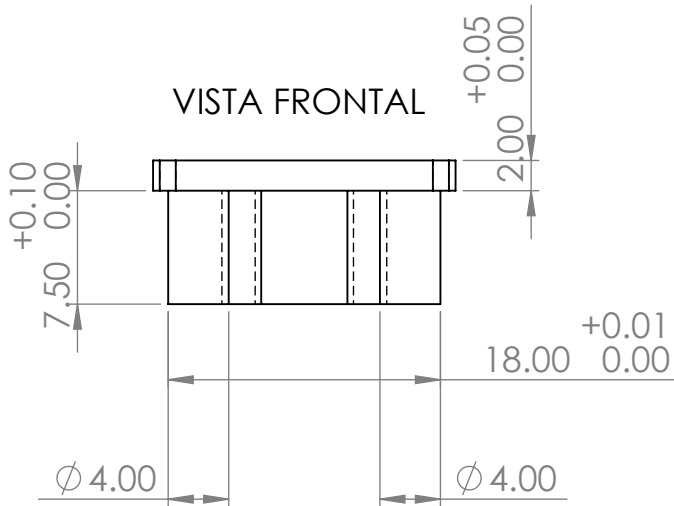
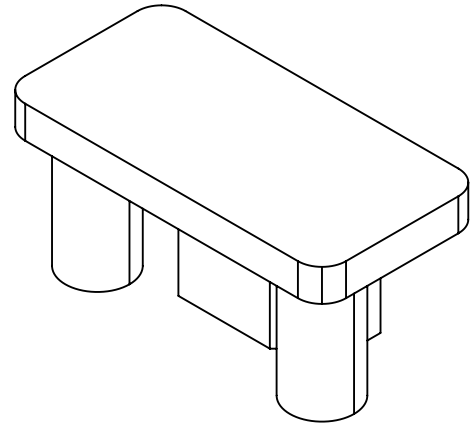
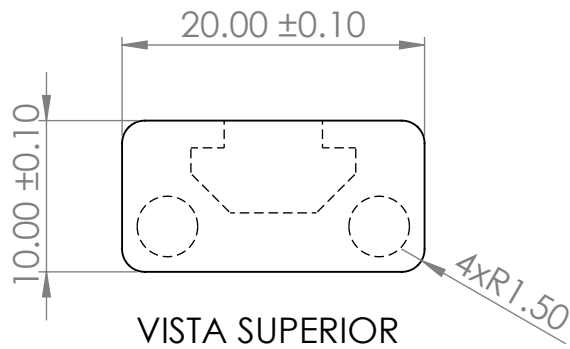
A4

ASESOR:

Mgt. MACEDO SILVA, Arturo

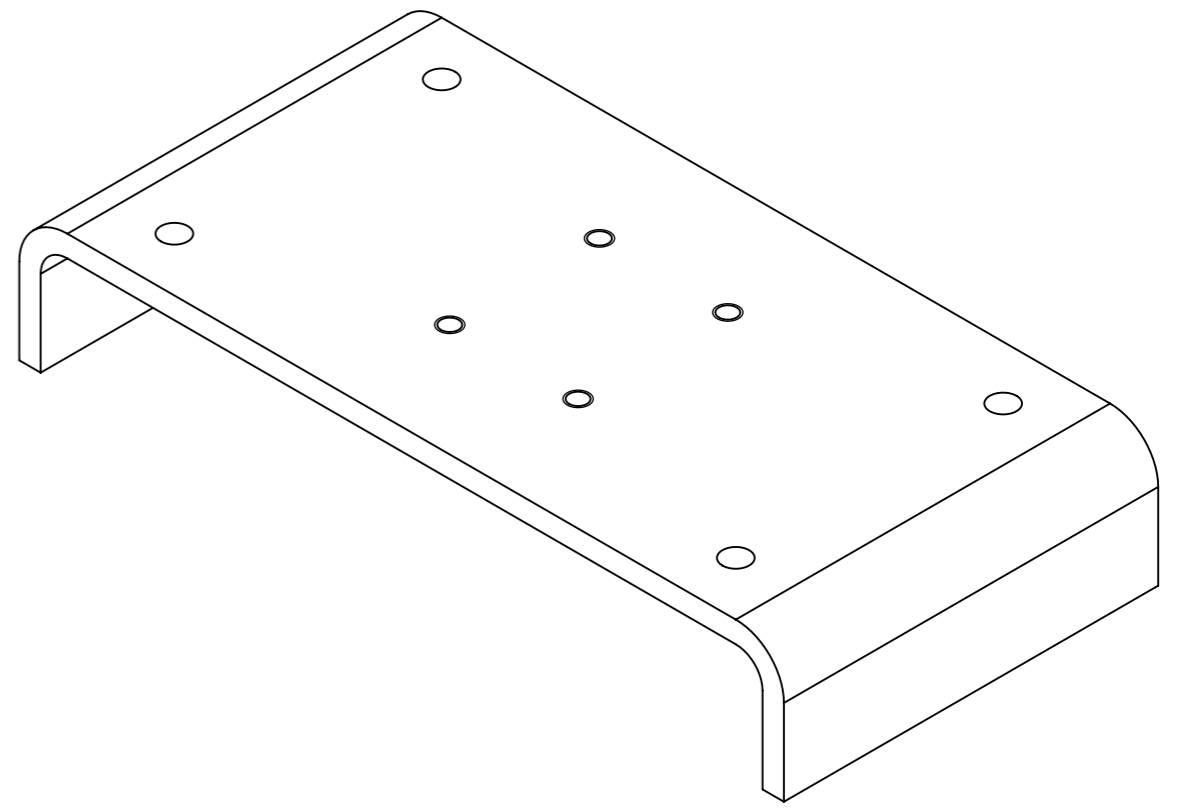
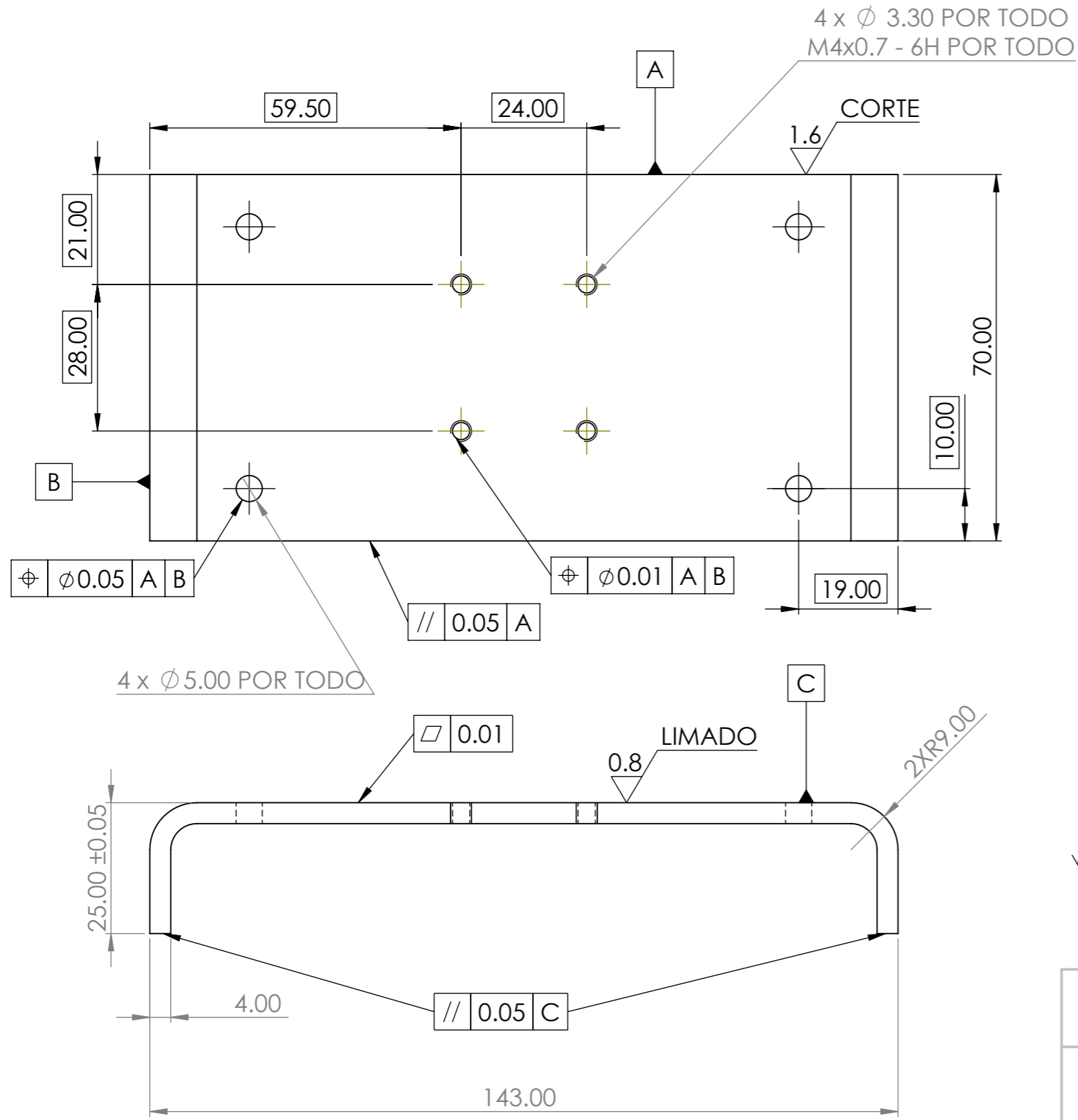
HOJA:

09



NOTA: EL COMPONENTE ES ELABORADO POR MAQUINA DE IMPRESIÓN 3D

ACABADO SUPERFICIAL 	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ÁCIDO POLILÁCTICO (PLA)
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, IMFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN: 	TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA" PLANO: TAPA DE COLUMNA V-SLOT 1020	ESCALA: 2:1 FECHA: 09/12/24
RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud		FORMATO: A4
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo		HOJA: 10

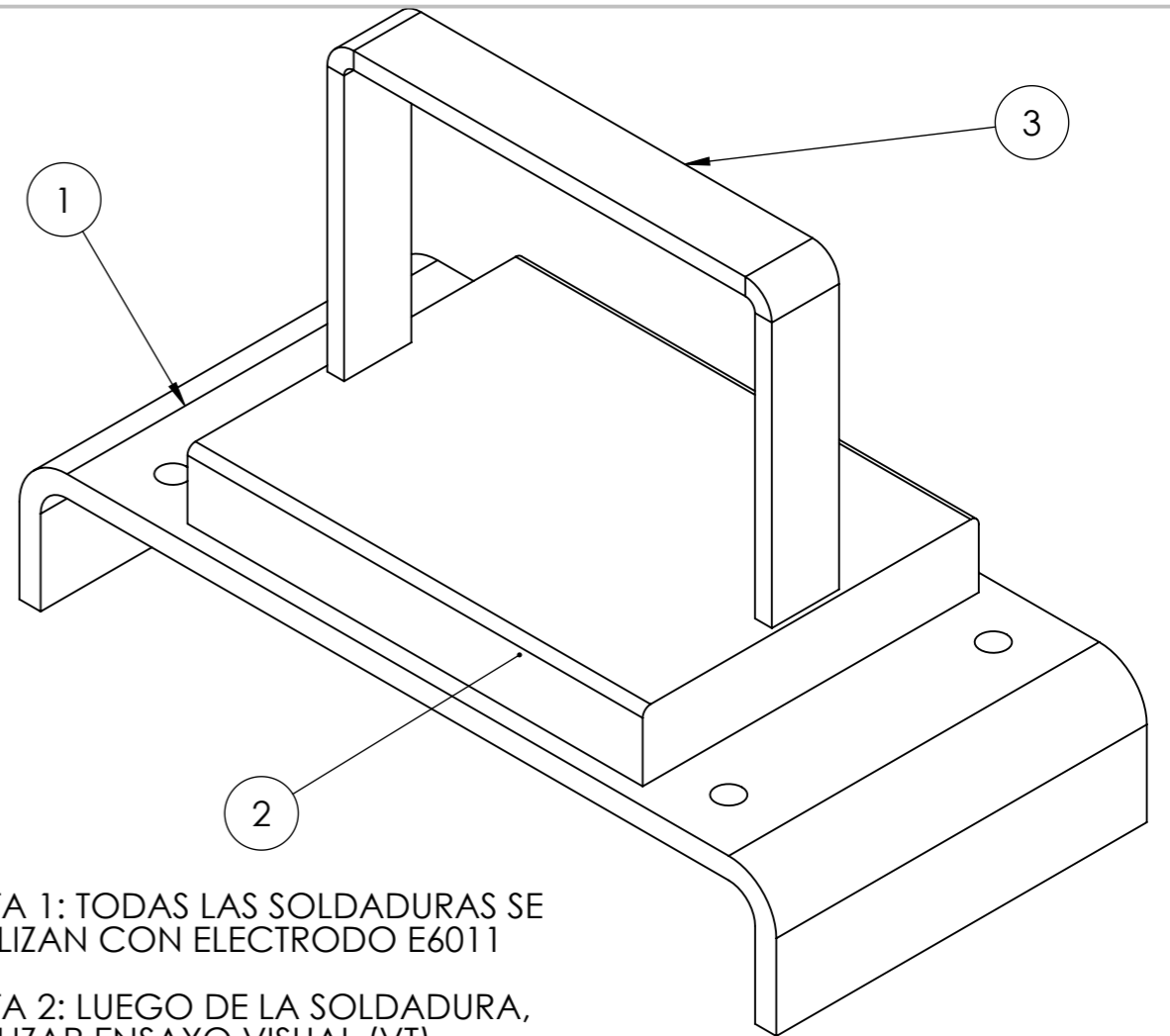
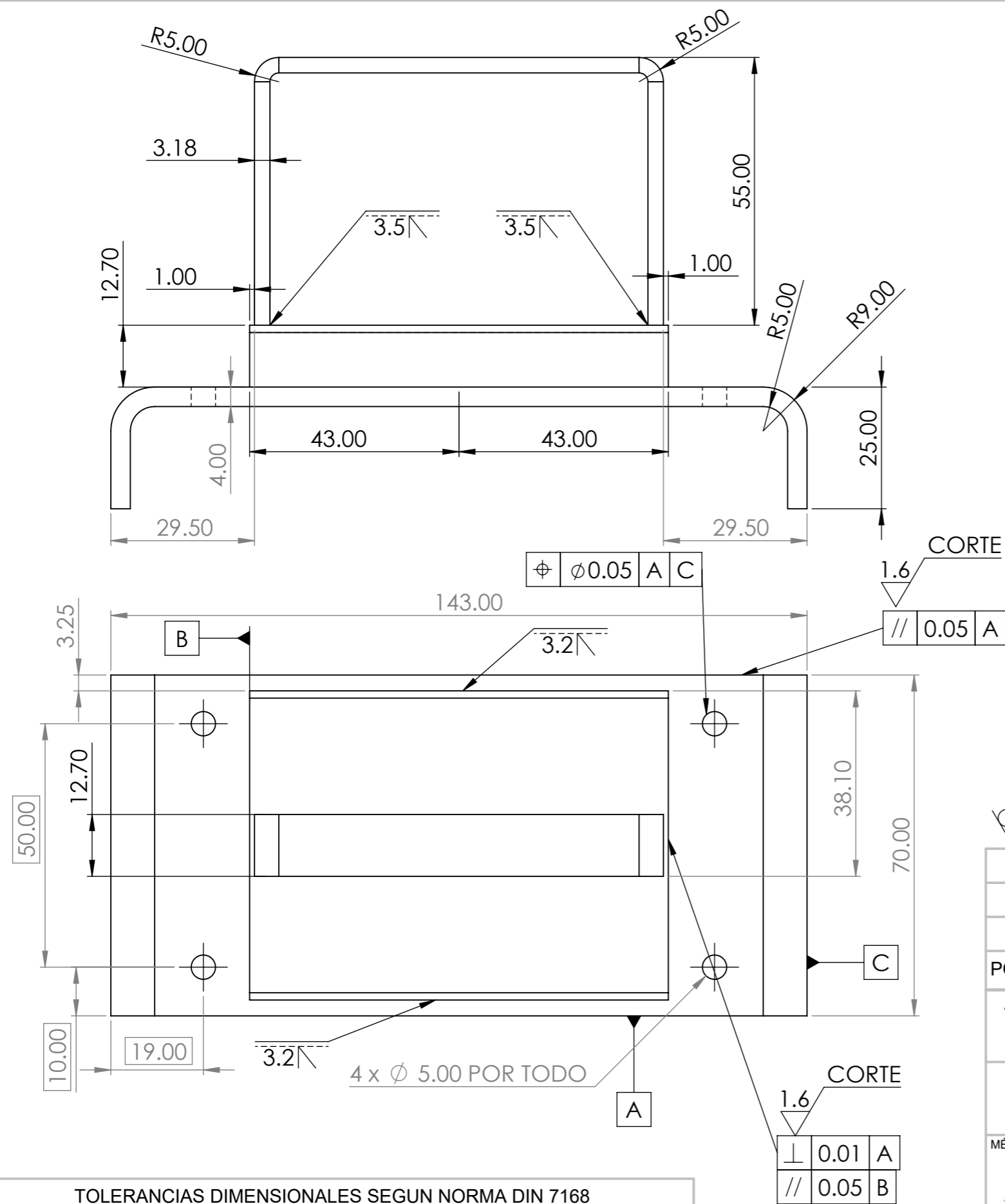


NOTA: REDONDEOS NO INDICADOS R2 SEGUN DIN 250

PINTURA EPOXICA
PINTURA BASE ANTICORROSIVA

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN NORMA DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	\pm 0.1	\pm 0.2	\pm 0.3	\pm 0.5	\pm 0.8	\pm 1.2

ACABADO SUPERFICIAL 1.6	TOLERANCIA GENERAL SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN: 	TESIS: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA" PLANO: PLACA DE SOPORTE DE MOTOR	ESCALA: 1:1 FECHA: 09/12/24 FORMATO: A3 HOJA: 11
RESPONSABLES: Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud		
ASESOR: Mgt. MACEDO SILVA, Arturo		



NOTA 1: TODAS LAS SOLDADURAS SE REALIZAN CON ELECTRODO E6011

NOTA 2: LUEGO DE LA SOLDADURA, REALIZAR ENSAYO VISUAL (VT)

PINTURA EPOXICA
PINTURA BASE ANTICORROSIVA

NOTA 3: REDONDEOS NO INDICADOS R2 SEGUN DIN 250

POS.	CAN.	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERVACIONES
3	1	PLATINA 1/2"x1/8"	ASTM A36	1.5 m
2	1	PLATINA 2 1/2"x1/2"	ASTM A36	0.6 m
1	1	CANAL ESTRUCTURAL 143x60x4mm	ASTM A36	1 m

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
1.6/	SEGUN NORMA DIN 7168 - MEDIO	SEGUN INDICA

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN:	TESIS:	ESCALA:
	"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE TRES PISOS TIPO MARCO SOMETIDO A DOS FUENTES DE EXCITACION DE MASA DESBALANCEADA PARA DETERMINAR LA RESPUESTA DEL SISTEMA"	1:1
	PLANO: MASA DE EQUILIBRIO	FECHA: 09/12/24

RESPONSABLES:	FORMATO:
Bach. CRUZ DEZA, Luis Miguel y Bach. QUISPE PUMA, Jiret Eliud	A3

ASESOR:	HOJA:
Mgt. MACEDO SILVA, Arturo	12

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN NORMA DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000
MEDIO	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2