

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE LA MIXTECA



“DESARROLLO DE UNA PLATAFORMA EXPERIMENTAL PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE ABSORBEDORES DE VIBRACIONES”

TESIS

PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO EN MECATRÓNICA

PRESENTA:

SALADO CHÁVEZ KARLA ITZEL

DIRECTOR DE TESIS:

DR. MANUEL ARIAS MONTIEL

CO-DIRECTOR DE TESIS:

DR. JOSÉ GABRIEL MENDOZA LARIOS

H. CIUDAD DE HUAJUAPAN DE LEÓN, OAXACA, MÉXICO.
FEBRERO DEL 2023

A mi madre por ser mi rosa de los vientos en la tierra
A mi padre por ser mi rosa de los vientos en el cielo
A mi hermano por ser mi compañero en aguas tranquilas y en las tormentas
A mis abuelos por que nunca dejaron que el barco se hundiera.

Agradecimientos

A mi madre por ser el pilar de toda mi educación, no hay palabras que me permitan agradecer todo lo que ha hecho por mí, a mi hermano, por ser mi compañero de vida y mi apoyo en los momentos difíciles, a mis abuelos Aurelio e Inés quienes siempre me han cuidado, protegido, y han velado por mi bienestar y a mi padre (q.e.p.d) quien siempre ha estado presente en mi corazón.

A mi familia por todo el amor y cuidado que me han brindado, en especial a mis tíos Alberto, Marco, Jorge y a mi tía Irene por todo su apoyo. A mi tía Sara y a mi tío Alejandro quienes me cuidaron y me abrieron las puertas de su hogar. A mi familia de Huatulco, a mis tíos Ruth, Julio, a Manuel y Paty; a mis primos Julio, Lupita, Diego y Jorge, con quienes no me une la sangre pero sí el corazón.

A Daniel Luna y Juan Carlos González, por su amistad y compartir sus conocimientos y habilidades para la elaboración de este trabajo, a Eduardo Carrillo por todo el soporte emocional, a Lucia Ortega, mi hermana, quien siempre ha confiado en mí. A mis amigos quienes me brindaron incontables palabras de aliento y siempre me impulsaron a seguir adelante, en especial a Elisa, Luz, Claudia, Delia, Denes, Filiberto, Rafa, Diego, Daimer, Benito. A todos mis compañeros en quienes encontré una mano amiga, un consejo, aliento, y me compartieron sus conocimientos, especialmente a Bogdan, Beny Fredy y Angel.

A mi director el Dr. Manuel Arias Montiel, por ser un excelente guía, por todos los conocimientos, consejos, herramientas, y el tiempo que me brindó para la elaboración de esta tesis. A mi co-director José Gabriel Mendoza Larios por sus aportaciones y conocimientos en el tema, a mis sinodales el Dr. Alberto Antonio García, el Dr. Álvaro Jesús Mendoza Jasso y el M.C. Víctor Manuel Cruz, por la revisión y sus observaciones para la mejora de este trabajo.

A los docentes quienes siempre estuvieron en disposición de compartir sus conocimientos, especialmente a la Dra. Esther Lugo y la Dra. Alejandra Velarde por su guía, sus consejos, su tiempo y apoyo que me brindaron durante la elaboración de este proyecto.

A la Universidad Tecnológica de la Mixteca por brindarme los medios para estudiar la licenciatura. Y un especial agradecimiento al personal de los talleres de metales y maderas, por toda su guía, ayuda y velar por mi seguridad al manufacturar las piezas, a la secretaria Olivia, al personal técnico de los laboratorios, de mantenimiento y de intendencia quienes hicieron de las instalaciones un lugar confortable para trabajar en la tesis y nunca me negaron su ayuda.

Y todos los que directamente o indirectamente apoyaron a la elaboración de esta tesis.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Estado del arte	2
1.1.1. Prototipos	4
1.2. Planteamiento del problema	5
1.3. Justificación	5
1.4. Hipótesis	6
1.5. Objetivos	6
1.5.1. Objetivo general	6
1.5.2. Objetivos específicos	6
1.6. Metas	6
1.7. Delimitantes	7
1.8. Metodología	7
1.9. Estructura de la tesis	9
2. Marco Teórico	11
2.1. Tipos de amortiguamiento	11
2.2. Ecuaciones de movimiento	12
2.3. Constante de resorte de una varilla	13
2.4. Masas equivalentes	14
2.5. Frecuencia natural	15
2.6. Vibración armónicamente excitada	16
2.7. Respuesta de un sistema amortiguado sometido a una fuerza armónica	16
2.8. Absorbedores de vibración	19
2.9. Amortiguadores de vibración	21
3. Diseño del prototipo	25
3.1. Diseño preliminar	25
3.1.1. Delimitantes	25
3.1.2. Comparación de prototipos y modelos existentes	25
3.1.3. Requerimientos	26
3.1.4. Requerimientos funcionales.	27
3.2. Dibujo conceptual	28
3.3. Dibujo CAD preliminar	28
3.4. Matrices morfológicas	29
3.4.1. Matriz morfológica general del proyecto	29
3.4.2. Matriz morfológica: Sistema mecánico	30
3.4.3. Matriz morfológica: Sistema electrónico	31
3.5. Funcionamiento	32

3.5.1.	Graficet	32
3.5.2.	Arquitectura general	33
3.6.	Cálculos y simulaciones numéricas	34
3.7.	Diseño en CAD	37
3.8.	Diseño del circuito eléctrico	41
4.	Construcción y validación del dispositivo	43
4.1.	Manufactura	43
4.1.1.	Operaciones	43
4.1.2.	Construcción de las bases	44
4.1.3.	Base del motor	45
4.1.4.	Adaptación de las vigas	46
4.1.5.	Manufactura de los ejes	47
4.1.6.	Masa descentrada	48
4.1.7.	Sujetadores	48
4.1.8.	Ensamble	50
4.2.	Sistema de adquisición de datos	51
4.2.1.	Prototipo virtual	51
4.2.2.	Sistema electrónico	52
4.2.3.	Sensor de desplazamiento	54
4.2.4.	Interfaz gráfica	55
4.3.	Prototipo	56
5.	Validación del sistema primario	57
5.1.	Sistema de viga en voladizo (2in).	57
5.1.1.	Cálculo de la frecuencia de resonancia	58
5.1.2.	Análisis modal del sistema	60
5.1.3.	Medición con el acelerómetro	61
5.1.4.	Medición con el sensor de distancia	64
5.2.	Sistema de viga en doble empotramiento (3 in)	68
5.2.1.	Cálculo de la frecuencia de resonancia	68
5.2.2.	Análisis modal del sistema	70
5.2.3.	Medición con el acelerómetro	71
5.2.4.	Medición con el sensor de distancia	74
5.3.	Sistema de viga en doble empotramiento (2in)	76
5.3.1.	Cálculo de la frecuencia de resonancia	76
5.3.2.	Análisis modal del sistema	78
5.3.3.	Medición con el acelerómetro	79
5.3.4.	Medición con el sensor de distancia	82
6.	Diseño e implementación con el absorbedor	85
6.1.	Matriz morfológica del sistema de control	85
6.2.	Diseño del sistema de control	87
6.3.	Cálculo de los parámetros del absorbedor	87
6.3.1.	Sistema de viga en voladizo	89
6.3.2.	Sistema de viga en empotramiento doble (3in)	91

6.3.3. Sistema de viga en empotramiento doble (2in)	93
6.4. Implementación del absorbedor	95
6.5. Sistema en voladizo con el absorbedor	96
6.5.1. Medición con el acelerómetro	97
6.5.2. Medición con el sensor de distancia	99
6.5.3. Efecto del absorbedor	101
6.6. Sistema de viga en doble empotramiento (3 in)	102
6.6.1. Medición con el acelerómetro	103
6.6.2. Medición con el sensor de distancia	105
6.6.3. Efecto del absorbedor	107
6.7. Sistema de viga en doble empotramiento (2 in)	108
6.7.1. Medición con el acelerómetro	109
6.7.2. Medición con el sensor de distancia	111
6.7.3. Efecto del absorbedor	113
6.8. Resultados	114
7. Conclusiones y trabajos futuros	115
Anexos	116
A. Código	117
A.1. Código para calcular la frecuencia de resonancia	117
A.1.1. Sistema de primer orden	117
A.1.2. Gráficas	118
A.1.3. Control	118
A.2. Lectura con arduino	118
B. Sensor de distancia	120
C. Caracterización del resorte de extensión	122
D. Caracterización del resorte de compresión	123
E. Caracterización de los motores	125
Apéndices	131
A. Tablas	131
A.1. Viga en voladizo	131
A.2. Barra doble empotramiento	135
B. Dibujos técnicos	139
B.0.1. Explosionado viga en voladizo	149
B.0.2. Explosionado viga empotramiento doble	150

Índice de figuras

1.1.	Aparato experimental TM166 [7].	3
1.2.	Aparato experimental TM1016 [7].	3
1.3.	Máquina de ensayos [9].	4
1.4.	a) Sistema b) Absorbedor implementado [10].	4
1.5.	Metodología "Diseño Mecatrónico".	7
2.1.	Modelo del sistema Masa - Resorte [2].	12
2.2.	Viga como resorte [2].	13
2.3.	Viga empotrada en los extremos [2].	14
2.4.	Masas equivalentes [2].	15
2.5.	Soluciones homogénea, particular y general [2].	16
2.6.	Diagrama vectorial [5].	17
2.7.	Variación de X y ϕ en función de la relación de frecuencia r [2].	19
2.8.	Representación masa-resorte de un absorbedor de vibraciones no viscoso [18].	19
2.9.	Sistema de segundo orden.	20
2.10.	Efecto del absorbedor en la respuesta del sistema [2].	21
2.11.	Sistema primario y sistema de segundo grado tomado de [19].	22
2.12.	Relación de frecuencias para varios valores del amortiguamiento [14].	23
3.1.	Dibujo conceptual.	28
3.2.	Dibujo CAD preliminar.	28
3.3.	Graficet.	32
3.4.	Arquitectura general.	33
3.5.	Entrada sinusoidal.	35
3.6.	Barrido frecuencial.	35
3.7.	Salida del sistema excitado a las siguientes frecuencias: a) 5 Hz, b) 9.1 Hz, c) 15 Hz.	36
3.8.	Salida del sistema excitado con un barrido frecuencial: a) salida en función del tiempo b) salida en función de la frecuencia.	37
3.9.	Sistema en empotramiento doble.	38
3.10.	Sistema en empotramiento simple.	38
3.11.	Circuito electrónico.	41
4.1.	Bases del sistema.	45
4.2.	Base del motor (1 in).	45
4.3.	Base del motor (3 in).	45
4.4.	Viga de 2 in (Voladizo).	46
4.5.	Viga de 2 in (Doble empotramiento).	46
4.6.	Maquinado en torno.	47

4.7. Ensamble del eje.	47
4.8. Eje.	47
4.9. Masa descentrada.	48
4.10. Sujetador.	48
4.11. Base para el sistema electrónico.	49
4.12. Masa con adaptación para el soporte.	49
4.13. Circuito electrónico.	51
4.14. Conexión del puerto “COM” virtual.	52
4.15. Conexión del acelerómetro.	52
4.16. Conexión del sensor de interrupción.	52
4.17. Sistema electrónico.	53
4.18. Sistema electrónico.	53
4.19. Sensor de distancia.	54
4.20. Interfaz.	55
4.21. Sistema con viga en voladizo.	56
4.22. Sistema con viga en empotramiento doble.	56
4.23. Elementos del sistema.	56
5.1. Sistema con viga en voladizo.	57
5.2. Salida del sistema a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.	58
5.3. Cálculo realizado por la interfaz	59
5.4. Simulación del sistema primario en voladizo.	60
5.5. Desplazamiento.	60
5.6. Acelerómetro implementado en el sistema.	61
5.7. Lectura realizada con el acelerómetro del sistema con la viga en voladizo.	61
5.8. Lectura realizada con el acelerómetro (aceleración).	62
5.9. Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).	63
5.10. Sensor de distancia implementado en el sistema.	64
5.11. Lectura realizada con el sensor de distancia del sistema con la viga en voladizo.	64
5.12. Lectura completa realizada por el osciloscopio.	65
5.13. Lectura realizada con el sensor de distancia del sistema con la viga en voladizo.	65
5.14. Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).	66
5.15. Lectura realizada con el sensor de distancia(desaceleración).	67
5.16. Sistema con viga en empotramiento doble (3 in).	68
5.17. Salida del sistema en empotramiento doble a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.	69
5.18. Simulación del sistema primario en empotramiento doble.	70
5.19. Desplazamiento del sistema en empotramiento doble.	70
5.20. Lectura realizada con el acelerómetro del sistema en empotramiento doble.	71
5.21. Lectura realizada con el acelerómetro (aceleración).	72
5.22. Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).	73
5.23. Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).	74
5.24. Lectura realizada con el sensor de distancia(desaceleración).	75
5.25. Sistema con viga en empotramiento doble (3 in).	76

5.26. Salida del sistema en empotramiento doble a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.	77
5.27. Simulación del sistema primario en empotramiento doble.	78
5.28. Desplazamiento del sistema en empotramiento doble.	78
5.29. Lectura realizada con el acelerómetro del sistema en empotramiento doble.	79
5.30. Lectura realizada con el acelerómetro (aceleración).	80
5.31. Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).	81
5.32. Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).	82
5.33. Lectura realizada con el sensor de distancia(desaceleración).	83
6.1. Absorbedor masa-resorte.	87
6.2. Diagrama de bloques de dos grados de libertad con entrada sinusoidal.	88
6.3. Salida del sistema con el absorbedor (masa-resorte) en función del tiempo	90
6.4. Función de la interfaz para el calculo del absorbedor.	90
6.5. Salida del sistema a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.	91
6.6. Función de la interfaz para el cálculo del absorbedor.	92
6.7. Salida del sistema a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.	93
6.8. Función de la interfaz para el cálculo del absorbedor.	94
6.9. Soporte para el absorbedor.	95
6.10. Absorbedor con tipo de resorte a) compresión b) extensión.	95
6.11. Sistema con viga en voladizo.	96
6.12. Salida del sistema con el absorbedor en aceleración	97
6.13. Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).	98
6.14. Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).	99
6.15. Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).	100
6.16. Comparación del sistema con y sin el absorbedor a) acelerómetro b) sensor de distancia	101
6.17. Sistema con viga (3in) en doble empotramiento.	102
6.18. Salida del sistema con el absorbedor en aceleración	103
6.19. Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).	104
6.20. Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).	105
6.21. Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).	106
6.22. Comparación del sistema con y sin el absorbedor a) acelerómetro b) sensor de distancia	107
6.23. Sistema con viga (2in) en doble empotramiento.	108
6.24. Salida del sistema con el absorbedor en aceleración	109
6.25. Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).	110
6.26. Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).	111
6.27. Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).	112
6.28. Comparación del sistema con y sin el absorbedor a) acelerómetro b) sensor de distancia	113
B.1. Hoja de datos del sensor de distancia. Tomado de [26]	120
B.2. Caracterización del sensor de distancia. Tomado de [26]	121
C.1. Datos para determinar la constante del resorte.	122

C.2. Regresión lineal	122
D.1. Datos para determinar la constante del resorte.	123
D.2. Regresión lineal.	124
E.1. Regresión lineal del motor 1000 rpm (sin masa)	126
E.2. Regresión lineal del motor 1000 rpm (con masa)	126
E.3. Regresión lineal del motor (medición con el tacómetro)	127
E.4. Regresión lineal del motor (medición con el encoder)	128
E.5. Regresión lineal del motor (medición con el tacómetro)	129
E.6. Regresión lineal del motor (medición con el encoder)	129

Índice de tablas

3.1.	Comparación de prototipos y modelos existentes en el mercado.	26
3.2.	Requerimientos.	26
3.3.	Requerimientos funcionales y no funcionales.	27
3.4.	Matriz morfológica general.	29
3.5.	Ventajas y desventajas.	30
3.6.	Criterio de evaluación.	30
3.7.	Ventajas y desventajas.	31
3.8.	Criterio de evaluación.	31
3.9.	Elementos modulares e integrales.	33
3.10.	Parámetros para el sistema de primer orden.	34
3.11.	Características de las piezas	39
3.12.	Materiales.	40
3.13.	Componentes electrónicos.	40
4.1.	Especificaciones de las operaciones.	43
4.2.	Especificaciones de las operaciones.	46
4.3.	Especificaciones del material de Trabajo.	46
4.4.	Actividades de manufactura.	50
4.5.	Simbología.	50
5.1.	Parámetros del sistema con viga en voladizo.	58
5.2.	Parámetros para el sistema con viga en empotramiento doble.	68
5.3.	Parámetros para el sistema con viga en empotramiento doble.	76
6.1.	Ventajas y desventajas de los esquemas de control de vibraciones.	85
6.2.	Criterio de evaluación.	86
6.3.	Módulo de cizallamiento del material [25].	88
6.4.	Parámetros para el cálculo del absorbedor.	89
6.5.	Parámetros para el cálculo del absorbedor.	91
6.6.	Parámetros para el cálculo del absorbedor.	93
6.7.	Resultados obtenidos en cada sistema	114
E.1.	Motor de 1000rpm	125
E.2.	Motor sin masa	127
E.3.	Motor con masa	128
A.1.	Datos obtenidos para sistemas de vigas en voladizo (Acero 207Gpa)	131
A.2.	Datos obtenidos para sistemas de vigas en voladizo (Aluminio 71,7Gpa) . .	133
A.3.	Datos obtenidos para sistemas de vigas en doble empotramiento(Acero 207Gpa)	135

A.4. Datos obtenidos para sistemas de vigas en doble empotramiento(Aluminio 71,7Gpa)	137
---------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

Capítulo 1

Introducción

Se han desarrollado investigaciones enfocadas al estudio y análisis de las vibraciones en el campo de la ingeniería, principalmente para el diseño de máquinas, cimientos, estructuras, motores, turbinas y sistemas de control. Cuando las estructuras o sistemas se ven afectados por vibraciones, sus componentes pueden fallar debido a fatiga del material producida por la variación cíclica de la fuerza inducida, esto provoca un desgaste en cojinetes y engranes, así mismo, se pueden producir ruidos excesivos, aflojar los sujetadores, producir daños estructurales, y en tableros de instrumentos puede provocar su mal funcionamiento o dificultad para realizar la lectura. Cuando la frecuencia natural de la vibración de una máquina o de una estructura coincide con la frecuencia de la excitación externa se presenta un fenómeno conocido como resonancia, el cual genera deflexiones y fallas [1].

Uno de los propósitos del estudio de las vibraciones es reducir la amplitud de las ondas generadas por el efecto vibratorio y/o la resonancia mediante el diseño apropiado de dispositivos, como por ejemplo, los absorbedores de vibración, estos son dispositivos mecánicos usados para el manejo de una frecuencia en particular, principalmente se emplean para reducir o eliminar las vibraciones indeseables provocadas por dichas frecuencias [2].

En la investigación aeronáutica y aeroespacial, es necesario desarrollar este tipo de dispositivos ya que la mayoría de las aeronaves se ven sometidas a fuerzas de excitación externas producidas por los vientos, por este motivo agencias como la NASA [3] dedican parte de sus investigaciones al desarrollo de absorbedores de vibración. En el “Centro de Investigación Langley” se desarrolló un amortiguador (LAR-TOPS-189) sintonizado compacto y fácil de ajustar, empleado para reducir vibraciones provocadas por una frecuencia específica, estos reducen la vibración de la estructura base disipando la energía. Asimismo, estos absorbedores se pueden emplear en vehículos de lanzamiento, helicópteros, turbinas eólicas, rascacielos y modelos de túneles de viento.

La necesidad del control de vibraciones también se ve en la industria, sobretodo en la fabricación de piezas de alta precisión, por ejemplo, la empresa Silent Tools™ [4] desarrolla herramientas para torneear, fresar y mandrinar, las cuales están diseñadas para minimizar la vibración mediante un amortiguador alojado en el interior de dichas herramientas, las cuales se emplean para trabajar en voladizos con elementos largos y cortos, lo que permite aumentar la productividad y optimizar la calidad superficial. Por lo que esta empresa dedica parte de su investigación al análisis de vibraciones y absorbedores.

Ante estas situaciones se puede observar la importancia del estudio de vibraciones, por lo que se propone diseñar una plataforma experimental, que permita a los alumnos observar el fenómeno de la resonancia y la disipación de la vibración al implementar un absorbedor. Debido a que la frecuencia de resonancia varía dependiendo de las características del sistema primario, el diseño propuesto permitirá cambiar dichas características, y así mismo realizar los cambios necesarios en el absorbedor.

1.1. Estado del arte

El estudio de las vibraciones se remonta a los griegos y se vio relacionado con el sonido como el resultado de las vibraciones provocadas en el aire. El primero en investigar con base científica este fenómeno fue Pitágoras. Por otro lado, en China se inventó el primer sismógrafo alrededor del año 132 debido a la necesidad de medir los sismos.

Durante siglos, se fueron desarrollando diferentes conceptos científicos que permitieron el análisis de los fenómenos vibratorios, Newton desarrolló las leyes de movimiento, las cuales permiten analizar el desplazamiento de los cuerpos, Hooke realizó el estudio del desplazamiento de los resortes lo que permite analizar en sistemas lineales con cuerpos con alta rigidez a partir de sus propiedades elásticas, Bernoulli con la comprobación de que cualquier función arbitraria puede expresarse como una suma de senos y cosenos, permitió el análisis de las vibraciones armónicamente excitadas.

En conjunto con otros descubrimientos se desarrolló la teoría de vibraciones, la cual permite calcular las frecuencias naturales de los sistemas y el fenómeno de resonancia. Este efecto vibratorio afecta máquinas, herramientas, edificios y en general cuerpos sometidos a fuerzas armónicas externas, como el viento, el giro de los motores, etcétera [2].

En 1956 Den Hartog [5] parte de la teoría de vibraciones de un sistema con un solo grado de libertad con amortiguamiento viscoso, para explicar fenómenos adicionales, con ello desarrolló la teoría de sistemas más complejos conocidos como “amortiguadores de vibraciones”, los cuales son dispositivos empleados para disminuir los efectos vibratorios, se aplican en la estabilización de barcos contra los movimientos de balanceo en el mar, y amortiguadores de automóviles.

E. Esmailzadeh y N. Jalilj, en 1998, proponen diseñar amortiguadores dinámicos de vibraciones (DVA) óptimos empleando la teoría de la viga de Timoshenko, ésta evalúa los efectos de la inercia rotacional y deformación por cizallamiento; el método permite elegir el número de absorbedores dependiendo del número de modos que se van a eliminar, en un sistema de vigas amortiguadas sometidas a una fuerza de excitación armónica distribuida arbitrariamente [6].

La empresa TecEquipment Academia, diseña y fabrica equipos que permiten a los estudiantes investigar sobre las vibraciones, ha diseñado los aparatos experimentales TM1016 y TM166, los cuales permiten calcular la frecuencia de oscilación de una viga en voladizo.

El dispositivo introduce a términos científicos clave como: Movimiento armónico simple y frecuencia de oscilación, el método de Rayleigh, diferencia de fase entre el desplazamiento y sus derivadas. El TM166 (Figura 1.1) incluye dos vigas, una viga sin masa en el extremo y una con la masa en el extremo, ésta es variable, al cambiar la relación entre la masa de la punta y la masa de la viga, se podrá comprobar cómo afecta las oscilaciones. Las abrazaderas que sostienen a la viga tienen un sensor que mide las oscilaciones en el extremo libre de la viga, además incluye un Sistema Versátil de Adquisición de Datos VDAS para observar la forma de onda del desplazamiento y la frecuencia [7].

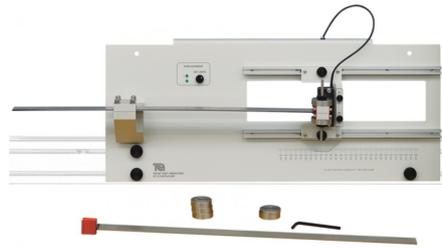


Figura 1.1: Aparato experimental TM166 [7].

TecQuipment también ha diseñado un banco de pruebas TM1016 (Figura 1.2) el cual tiene diferentes configuraciones de viga-masa: Una viga rígida, la cual tiene un eje de giro en un extremo, y en el otro un resorte y una viga articulada flexible, los cuales proporcionan elasticidad, con un eje de giro en un extremo y en el otro extremo un eje de giro de rodillos, lo que permite hacer análisis de sistemas con diferentes configuraciones y características físicas.

El equipo está diseñado para que todos los experimentos utilicen la misma viga, se pueden hacer vibrar los sistemas manualmente, o bien permite forzar vibraciones con un servomotor de velocidad variable que impulsa una masa, formando un “excitador”, incluye un amortiguador de vibraciones el cual permite analizar el comportamiento en un sistema de dos grados de libertad. El armazón tiene una frecuencia baja por lo que no es afectado por las vibraciones del sistema también incluye un acelerómetro para mostrar la relación de fase y para observar los gráficos se implementó un Sistema Versátil de Adquisición de Datos VDAS [8].



Figura 1.2: Aparato experimental TM1016 [7].

1.1.1. Prototipos

Se han desarrollado prototipos de máquinas de ensayos para experimentos de vibraciones enfocados a la investigación. Para el estudio de sistemas autoparamétricos [9], los cuales consisten de al menos dos subsistemas. En una de sus configuraciones mientras el sistema primario permanece bajo los efectos vibratorios, el secundario permanece en reposo. Estos sistemas son utilizados para investigar, modelar y conocer los efectos de las vibraciones, por lo que se desarrolló una máquina de ensayos experimental como se muestra en la Figura 1.3.



Figura 1.3: Máquina de ensayos [9].

En la Pontificia Universidad Católica De Chile se diseñó un prototipo con la finalidad de observar la reducción de las vibraciones [10] a través de un absorbedor. Dicho prototipo estaba conformado por una viga empotrada, de aluminio 6061 y un perfil cuadrado cuyas características son de 25mm x 25mm x 1,3mm y 1m de longitud, en el extremo de la viga se colocó un motor con un desbalance de 490 g cm el cual se ubicó de forma perpendicular al eje axial como se puede observar en la Figura 1.4 a).

Para estimar el factor de amortiguamiento se empleó el método del decremento logarítmico. Se realizó la modelación matemática del comportamiento del sistema sin absorbedor, del absorbedor y de la viga con el absorbedor, y en el sistema físico se hicieron comprobaciones empíricas implementando el absorbedor, Figura 1.4 b), estimando que disminuyeron un 90 % las vibraciones debido a que el desplazamiento máximo fue de 6 cm y una vez implementado el observador disminuyó a 6 mm.

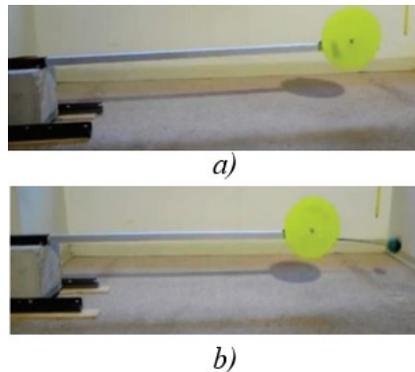


Figura 1.4: a) Sistema b) Absorbedor implementado [10].

En la Universidad de las Américas se ha desarrollado un laboratorio de vibraciones con la finalidad de poder implementar los dispositivos en otras universidades o institutos, se pueden realizar mediciones de propiedades como el módulo elástico, el módulo de elasticidad transversal, o el momento de inercia, entre los equipos se encuentran los bancos de pruebas experimentales en vibraciones. Para realizar mediciones en el laboratorio de vibraciones se debe de contar con dispositivos para medir el desplazamiento y la frecuencia, por lo que emplean acelerómetros y un software para el análisis de vibraciones. Entre los dispositivos, se encuentra un banco experimental con forma de un cantiléver (una viga en voladizo), y en el extremo libre de la viga, cuenta con un acelerómetro, tiene la capacidad de comparar las frecuencias teóricas con las frecuencias experimentales. Se puede emplear para la medición del módulo de Young de un nuevo material [11].

1.2. Planteamiento del problema

El estudio de las vibraciones mecánicas en sistemas ingenieriles es de suma importancia debido a que éstas pueden causar diversos problemas como ruido, desgaste, fatiga, etc. Es de particular interés el caso de los sistemas sometidos a perturbaciones armónicas en donde se puede presentar el fenómeno de resonancia. Ésta se presenta cuando la frecuencia de excitación iguala la frecuencia natural del sistema y es el caso más crítico en cuanto a amplitud de las vibraciones se refiere. Uno de los enfoques más utilizados para atenuar las vibraciones mecánicas es el desarrollo y la implementación de absorbedores dinámicos de vibraciones (DVA, por sus siglas en inglés).

En la Universidad Tecnológica de la Mixteca, se imparten asignaturas enfocadas al análisis y al control de las vibraciones mecánicas, las cuales se orientan a conceptos teóricos y simulaciones numéricas, ya que no se cuenta con equipo experimental que permita la realización de prácticas de laboratorio para reforzar los conceptos tratados en el aula y a nivel numérico. En el mercado, existen dispositivos para ensayos de vibraciones, los cuales no cuentan con la característica de probar sistemas con diferentes dimensiones, condiciones en los soportes, etc. para observar con mayor claridad el efecto de la frecuencia de resonancia y de los absorbedores de vibraciones.

Debido a esto, se propone diseñar una plataforma experimental con un sistema de adquisición de datos, para poder estudiar el comportamiento vibratorio de sistemas mecánicos básicos con diferentes configuraciones y parámetros, por lo que el dispositivo permitirá la implementación de diferentes tipos de empotramiento y de vigas con distintas dimensiones.

1.3. Justificación

Debido a que la resonancia en un sistema puede causar daños estructurales es necesario su estudio para buscar métodos que controlen o atenúen las amplitudes de las vibraciones causadas por este fenómeno. Los absorbedores, son dispositivos pasivos que permiten

neutralizar las fuerzas dinámicas que han sido ocasionadas por la vibración del sistema, para evitar el desgaste en los elementos o daños estructurales.

El estudio de vibraciones mecánicas y absorbedores brinda al alumno las bases para poder determinar las características del absorbedor a través de cálculos. Sin embargo, la experimentación y observación en el laboratorio permitirá comprobar los cálculos y los principios teóricos estudiados en clase, por lo que se propone desarrollar una plataforma que permita observar cómo se comportan los sistemas excitados a diferentes frecuencias y su comportamiento cuando se le implementa un absorbedor.

1.4. Hipótesis

En una plataforma experimental reconfigurable se pueden cuantificar los efectos vibratorios y de la aplicación de absorbedores, en sistemas excitados a diferentes frecuencias mediante un sistema de adquisición de datos.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

Diseñar y construir una plataforma experimental que permita observar efectos vibratorios en sistemas tipo viga e implementar absorbedores para cuantificar su efecto en la reducción de la amplitud de las vibraciones.

1.5.2. Objetivos específicos

- Diseñar una plataforma que permita excitar sistemas tipo viga para observar los efectos vibratorios.
- Diseñar la interfaz gráfica y el sistema electrónico para la adquisición de datos.
- Realizar simulaciones numéricas para validar los parámetros del sistema mecánico y los elementos del sistema electrónico.
- Construir la plataforma experimental y el sistema de adquisición de datos.
- Diseñar el absorbedor de vibraciones, para diferentes configuraciones del sistema tipo viga y diferentes frecuencias de excitación.
- Implementar los absorbedores diseñados.
- Realizar pruebas y corregir errores.

1.6. Metas

- Obtener una plataforma experimental funcional para realizar pruebas de vibraciones en sistemas tipo viga con diferentes configuraciones.
- Implementar experimentalmente absorbedores de vibración para al menos dos configuraciones distintas del sistema tipo viga.

1.7. Delimitantes

- El absorbedor estará diseñado para trabajar en frecuencias cercanas a la resonancia, efectuando un control pasivo.
- El sistema se centrará en el análisis del primer modo de vibración (vibración transversal).
- El área transversal de la viga será rectangular, evitando otras formas geométricas

1.8. Metodología

Para el desarrollo del dispositivo se propone el uso de la metodología de “Diseño Mecatrónico” elaborada por Lugo-González et al. [12]. En la Figura 1.5 se muestra esta metodología, cuyas etapas principales son: el diseño, el modelado, la simulación y la construcción. Debido a la relación entre las áreas: mecánica, electrónica y de control; se desarrollan las actividades tomando las consideraciones de las tres áreas en conjunto.

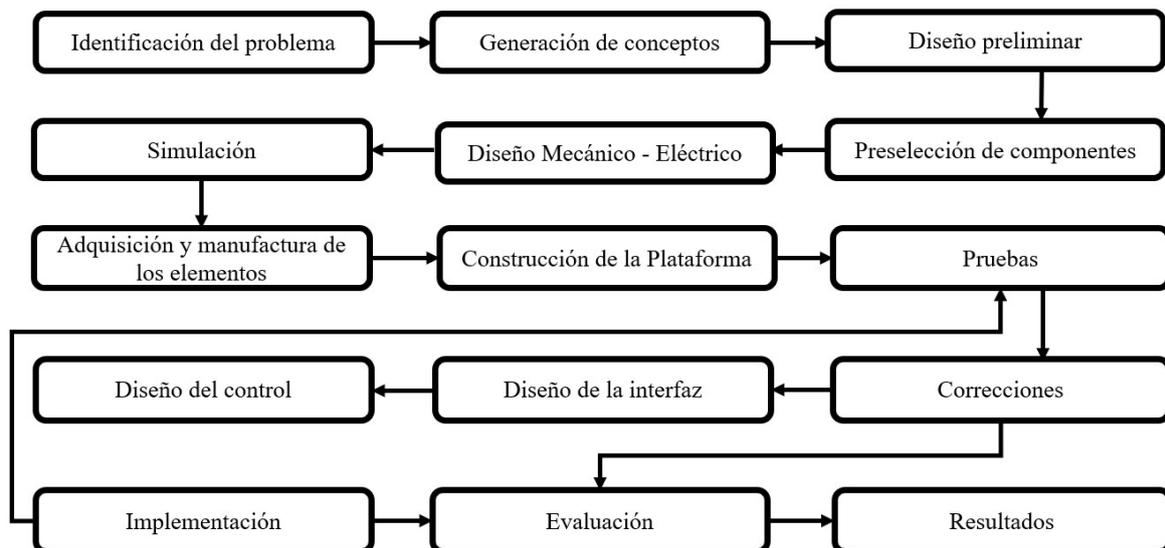


Figura 1.5: Metodología "Diseño Mecatrónico".

Identificación del problema: Una vez identificada la necesidad de una plataforma de pruebas para vibraciones en la Universidad Tecnológica de la Mixteca, se realizó la propuesta para la solución a dicha necesidad.

Generación de conceptos: Investigar los conceptos, marco teórico y antecedentes para identificar cuáles serán los aspectos necesarios para el proyecto, las necesidades y limitantes.

Diseño preliminar: Se realiza un diseño considerando la investigación hecha previamente, se definen posibles materiales y elementos electrónicos, así como posibles soluciones

a los requerimientos establecidos, y se evalúan las ventajas y desventajas.

Preselección de componentes: Investigar las características que deben de tener los elementos necesarios para obtener buenos resultados, así como sus costos y disponibilidad en la zona.

Diseño Mecánico - Eléctrico: Realizar un modelo CAD y un diagrama eléctrico, basándose en el diseño preliminar, realizando las simulaciones correspondientes, y tomando en cuenta las realizadas previamente, para un funcionamiento correcto.

Simulación: Al realizar los cálculos de acuerdo a los conceptos y el marco teórico, se procede a simular que los parámetros elegidos sean correctos, así como los elementos electrónicos y mecánicos.

Adquisición y manufactura de los elementos: Una vez realizada la investigación y la simulación, se procede a la adquisición de los componentes y la materia prima para la manufactura.

Construcción de la plataforma: Ensamblar los elementos adquiridos y manufacturados de acuerdo al diseño realizado, con la finalidad de pruebas de vibraciones.

Diseño de la interfaz: Definir la interacción con el usuario, para mostrar los resultados obtenidos.

Pruebas: Verificar que los elementos funcionen correctamente, así como verificar que los elementos estén bien ensamblados, posteriormente comprobar que los datos calculados y obtenidos sean cercanos utilizando elementos de medición.

Correcciones: Si los resultados de las pruebas no son satisfactorios, se deben verificar datos y realizar las correcciones necesarias.

Diseño del control: Diseñar el absorbedor considerando las características físicas del sistema, que previamente en los cálculos iniciales no se hayan considerado y así obtener un buen control pasivo del sistema.

Implementación: Adquisición y manufactura de los elementos, y ensamble de los elementos de control, así como implementar la interfaz gráfica a la plataforma.

Evaluación: Una vez implementados los elementos y realizadas las pruebas y correcciones, se validan resultados, comparando con simulaciones y los cálculos teóricos.

Resultados: Analizar los resultados obtenidos y con ello obtener conclusiones.

1.9. Estructura de la tesis

Este trabajo de tesis consta de siete capítulos. En el Capítulo 1 se presenta una introducción acerca de la importancia del estudio de las vibraciones, el planteamiento del problema, la justificación, los objetivos, metas y la metodología bajo la cual se desarrolló este proyecto. En el Capítulo 2 se describen los conceptos básicos sobre vibraciones, principios físicos para el cálculo de la frecuencia de resonancia y los parámetros necesarios para el diseño del absorbedor. En el Capítulo 3 se definen los requerimientos, los materiales y las simulaciones necesarias para el diseño del dispositivo, se describe el proceso de manufactura y el ensamble del dispositivo. En el Capítulo 4 se describen los procesos de manufactura para construir la plataforma junto la implementación del sistema de adquisición de datos, en el Capítulo 5 se presenta la validación del sistema primario en las tres configuraciones, comparando los resultados obtenidos de los cálculos y las simulaciones, el análisis modal y las mediciones del sistema realizadas con el sistema de adquisición de datos. En el Capítulo 6 se desarrolla el proceso de diseño e implementación del absorbedor y la validación de su funcionamiento, finalmente en el Capítulo 7 se explican las conclusiones y los resultados obtenidos.

Capítulo 2

Marco Teórico

Las vibraciones mecánicas son movimientos periódicos de un cuerpo o de un sistema de cuerpos conectados los cuales son desplazados de su estado en equilibrio [13].

La *vibración libre* [13] se describe como el movimiento que se mantiene por fuerzas gravitacionales o elásticas, por ejemplo, un péndulo con movimiento oscilatorio o una barra elástica vibrando [13]. Según Rao [2] se describe cuando el sistema vibra por sí mismo después de una perturbación inicial. La *vibración forzada* es el movimiento provocado por fuerzas externas periódicas o bien una fuerza intermitente aplicada al sistema [13], cuando se suministra energía externa a un sistema en estado vibratorio, ésta se puede suministrar mediante una fuerza aplicada o por desplazamiento impuesto [2].

Si la frecuencia de la excitación coincide con la frecuencia natural del sistema, ocurre una condición conocida como *resonancia*, ante ello el sistema sufre oscilaciones, las cuales pueden producir fallas en estructuras como edificios, puentes, turbinas y alas de avión [2]. Cuando el movimiento oscilatorio se repite en intervalos, se llama movimiento *periódico*, el tipo más simple de este movimiento es el movimiento *armónico* [2]. En cuanto a las fuerzas de excitación de las vibraciones pueden ser armónicas, no periódicas, no armónicas pero periódicas, o bien pueden ser aleatorias. La respuesta con excitación armónica se llama respuesta armónica. Las excitaciones no periódicas pueden ser de larga o de corta duración. La respuesta a excitaciones no periódicas se conoce como respuesta transitoria.

2.1. Tipos de amortiguamiento

El *amortiguamiento* es un mecanismo mediante el cual la energía vibratoria se convierte gradualmente en calor o sonido, es importante para predecir con precisión la respuesta a la vibración de un sistema.

El *Amortiguamiento viscoso* se presenta cuando la fuerza de amortiguamiento es proporcional a la velocidad del cuerpo vibratorio y es el modelo de amortiguamiento con mayor uso en el análisis de vibración. Cuando un sistema mecánico vibra en un medio fluido como aire, gas, agua o aceite, se disipa la energía, esto depende de factores, como las dimensiones del cuerpo vibratorio, la viscosidad del fluido, la frecuencia de vibración y la velocidad del cuerpo vibratorio.

El *Amortiguamiento debido a un material o sólido o histerético*, el cual se presenta cuando un material se deforma, absorbe o disipa energía [2].

El *Amortiguamiento de Coulomb* o de fricción en seco, se da cuando hay fricción entre superficies que no tienen una lubricación suficiente, es un efecto de amortiguamiento común [14], que a menudo ocurre en máquinas y se caracteriza por la relación:

$$f_c = F_c(\dot{x}) = \begin{cases} -\mu N & \dot{x} > 0 \\ 0 & \dot{x} = 0 \\ \mu N & \dot{x} < 0 \end{cases}$$

donde F_c es la fuerza de disipación, N es la fuerza normal y μ es el coeficiente de fricción deslizante (o fricción cinética).

2.2. Ecuaciones de movimiento

Un sistema vibratorio es dinámico si las variables de entrada y salida dependen del tiempo. Para su análisis matemático es difícil considerar todos los detalles, por lo que se puede determinar el comportamiento del sistema por medio de un modelo simple. Generalmente estos sistemas se conforman de elementos para almacenar energía potencial (resorte o elasticidad), así como elementos para conservar energía cinética (masa o inercia) [2]. El sistema puede modelarse como en la Figura 2.1.

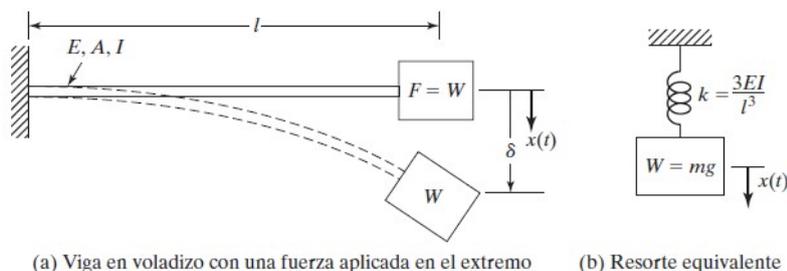


Figura 2.1: Modelo del sistema Masa - Resorte [2].

Utilizando la segunda ley del movimiento de Newton, se deriva la ecuación de movimiento.

$$\Sigma F = ma \tag{2.2.1}$$

“La segunda ley de Newton establece que la suma vectorial de todas las fuerzas ΣF que actúan sobre un cuerpo es igual a su masa m multiplicada por su aceleración vectorial a ” [15].

Por lo tanto, si una masa m se desplaza una distancia $\vec{x}(t)$ cuando una fuerza resultante $\vec{F}(t)$ actúa en ella en la misma dirección, se obtiene la siguiente expresión

$$\vec{F}(t) = \frac{d}{dt} \left(m \frac{d\vec{x}(t)}{dt} \right) = m \frac{d^2\vec{x}(t)}{dt^2} = m \ddot{\vec{x}} \quad (2.2.2)$$

$$\vec{F}(t) - m \ddot{\vec{x}} = 0 \quad (2.2.3)$$

Para sistemas sometidos a un par de torsión, la segunda ley de Newton se expresa de la siguiente forma:

$$\vec{M}(t) - J \ddot{\theta} = 0 \quad (2.2.4)$$

Donde \vec{M} es el momento resultante que actúa en el cuerpo, el cual se conoce como fuerza de inercia y $\ddot{\theta}$ es la aceleración angular resultante. Las ecuaciones (2.2.3) y (2.2.4) pueden considerarse como ecuaciones de equilibrio siempre que $m \ddot{\vec{x}}$ y $J \ddot{\theta}$ se traten como una fuerza y un momento.

Si la masa se desplaza una distancia $+x$ de su posición de equilibrio, la fuerza en el resorte es kx , por lo que la ecuación (2.2.2) se desglosa como:

$$F(t) = -kx = m\ddot{x} \quad (2.2.5)$$

o

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

2.3. Constante de resorte de una varilla

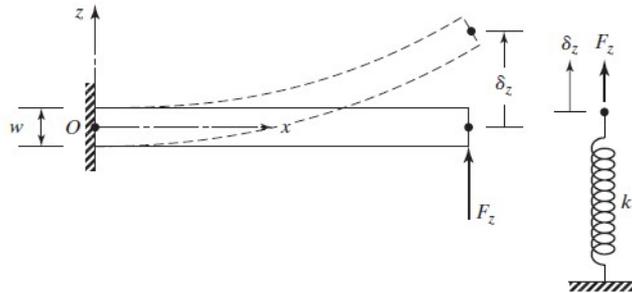


Figura 2.2: Viga como resorte [2].

Las vibraciones de una viga con una masa en su extremo resultan en un movimiento transversal [2], para el análisis, el comportamiento de una viga se puede tomar como un resorte debido a su capacidad de deformarse como se muestra en la Figura 2.2. Por simplicidad el peso (o masa) se desprecia. La carga concentrada F se considera como el peso de una masa puntual $W = mg$. Retomando los conocimientos de resistencia de materiales [16], la deflexión de una viga debido a una carga concentrada en el extremo es:

$$\delta = \frac{Wl^3}{3EI} \quad (2.3.6)$$

donde:

Donde E es el Módulo de Young e I es el momento de inercia de la sección transversal con respecto al eje z . Por lo que la constante de resorte de la viga es:

$$k = \frac{W}{\delta} = \frac{3EI}{l^3} \quad (2.3.7)$$

Para una viga con doble empotramiento se considera la ecuación (2.3.8) para la constante k y los factores de la Figura 2.4 para la masa m

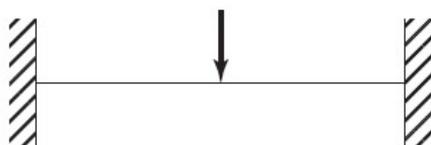


Figura 2.3: Viga empotrada en los extremos [2].

$$k = \frac{192EI}{l^3} \quad (2.3.8)$$

Por otro lado, para el caso de sistemas de resortes conectados en serie o paralelo, la rigidez resultante se puede determinar de la siguiente forma, para los resortes en paralelo:

$$k_{eq} = k_1 + k_2 + \dots + k_n \quad (2.3.9)$$

Resortes en serie:

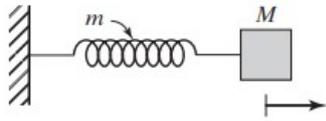
$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (2.3.10)$$

2.4. Masas equivalentes

De acuerdo a Rao [2] se supone que el elemento de masa es un cuerpo rígido que al cambiar la velocidad su energía cinética se ve afectada, de acuerdo con la segunda ley del movimiento de Newton, el producto de la masa y la aceleración son iguales a la fuerza aplicada a la masa y el trabajo es la fuerza multiplicada por el desplazamiento, el cual se almacena como energía cinética.

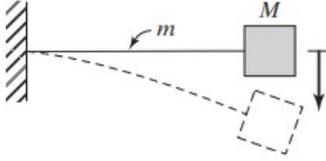
Una vez determinado el modelo matemático para representar el sistema vibratorio real, los elementos de masa o inercia del sistema son fáciles de identificar. Para un análisis simple se puede reemplazar por una sola masa equivalente [17], como se muestran en la Figura 2.4.

Masas equivalentes



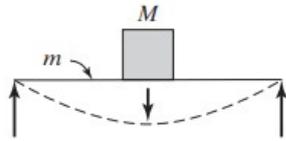
Masa (M) fija en el extremo de un resorte de masa m

$$m_{eq} = M + \frac{m}{3}$$



Viga en voladizo de masa m con una carga M en su extremo libre

$$m_{eq} = M + 0.23 m$$



Viga simplemente apoyada de masa m con una carga M a la mitad

$$m_{eq} = M + 0.5 m$$

Figura 2.4: Masas equivalentes [2].

2.5. Frecuencia natural

Tomando en cuenta como solución de la ecuación (2.2.5):

$$x(t) = C e^{st} \quad (2.5.11)$$

Dado que C no puede ser igual a 0

$$C = (ms^2 + k) \quad (2.5.12)$$

$$ms^2 + k = 0 \quad (2.5.13)$$

$$s = \pm \left(-\frac{k}{m} \right)^{\frac{1}{2}} = \pm i\omega_n \quad (2.5.14)$$

por lo que la frecuencia natural de un sistema se define como:

$$\omega_n = \left(\frac{k}{m} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.5.15)$$

Para determinar la constante k y la masa m de un sistema se deben de considerar bajo qué fuerzas está sometida la viga, así como su punto de aplicación, se considera también la masa de la viga, de acuerdo al empotramiento, en una viga con empotramiento simple [2] se consideran las condiciones de la Figura 2.4 para los cálculos de la masa y para la constante k se considera la ecuación (2.3.7):

2.6. Vibración armónicamente excitada

Ante las fuerzas armónicas, la respuesta dinámica en los sistemas de un grado de libertad se pueden representar de forma exponencial $F(t) = F_0 e^{(\omega + \phi)}$ o cosenoidal $F(t) = F_0 \cos(\omega + \phi)$ considerando F_0 la amplitud, ω la frecuencia y ϕ el ángulo de fase. Con esto se puede concluir que ante excitaciones armónicas el sistema tendrá una respuesta armónica. Por lo que si la frecuencia con la que es excitado el sistema coincide con la frecuencia natural de éste, la amplitud de la respuesta se amplificará, a esto se le conoce como resonancia [2].

Si una fuerza $F(t)$ se aplica en un sistema masa-resorte con amortiguamiento viscoso, se puede obtener la ecuación de movimiento aplicando la segunda ley de Newton:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.6.16)$$

En la Figura 2.5 se presentan las soluciones homogénea, particular y general de la ecuación (2.6.16) para el caso no amortiguado.

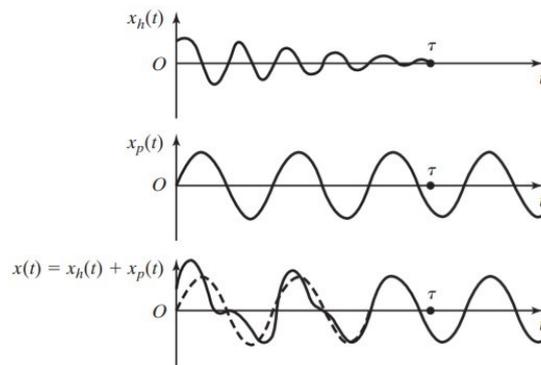


Figura 2.5: Soluciones homogénea, particular y general [2].

2.7. Respuesta de un sistema amortiguado sometido a una fuerza armónica

Considerando el amortiguamiento, la ecuación (2.6.16) se escribe:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos(\omega t) \quad (2.7.17)$$

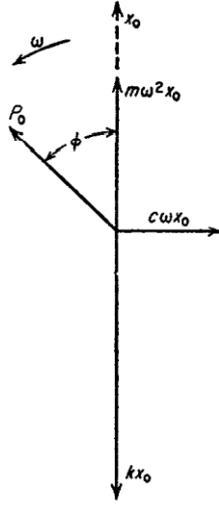


Figura 2.6: Diagrama vectorial [5].

Esta se deriva del teorema presentado en [5] según el cual la solución completa de la ecuación (2.7.17), consiste en la suma de $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$ la cual es (2.7.17) igualada a 0 y una solución particular, por lo que:

$$x = e^{-\frac{c}{2m}t}(C_1 \sin \omega t + C_2 \cos \omega t) + \text{solución particular} \quad (2.7.18)$$

Para determinar la solución particular se asume

$$x = A \sin \omega t + B \cos \omega t \quad (2.7.19)$$

Resolviendo las constantes A y B algebraicamente se puede obtener una solución particular, suponiendo que la solución de la onda sinusoidal con frecuencia ω , esto conlleva a que las fuerzas de la ecuación (2.7.17) sean ondas sinusoidales, debido a esto se puede representar a través de vectores. Por lo que una diferenciación es equivalente a una multiplicación de la longitud del vector con ω y una rotación hacia adelante de 90 grados.

$$x = x_0 \sin(\omega t - \varphi) \quad (2.7.20)$$

Donde x_0 y φ se desconocen, y se representa el desplazamiento como un vector vertical ascendente en la Figura 2.6, también se muestra la fuerza del resorte $-kx$ con amplitud kx_0 y dirección hacia abajo, la fuerza de amortiguamiento $-c\dot{x}$ tiene una amplitud $-c\omega x_0$ y está 90 grados adelantado con respecto de la fuerza del resorte. La fuerza de inercia $-m\ddot{x}$ está 90 grados adelantado con respecto de la fuerza de amortiguamiento con una amplitud $m\omega^2 x_0$. La fuerza externa $F_0 \sin \omega t$ está φ grados delante del desplazamiento $x_0 \sin(\omega t - \varphi)$. Obteniendo el diagrama completo de la Figura 2.6.

La ley de Newton o ecuación (2.7.17) implica que la suma de las cuatro fuerzas sea cero, por lo que la suma de los cuatro vectores de la Figura 2.6 debe ser cero. Lo que implica que tanto la componente horizontal como la vertical de esta resultante debe ser cero.

Componente vertical:

$$kx_0 - m\omega^2 x_0 - F_0 \cos \omega t = 0 \quad (2.7.21)$$

Componente horizontal:

$$c\omega x_0 - F_0 \sin \omega t = 0 \quad (2.7.22)$$

Resolviendo las ecuaciones (2.7.21) y (2.7.22):

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.7.23)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (2.7.24)$$

Dividiendo tanto el numerador como el denominador de la ecuación (2.7.23) entre k y sustituyendo la frecuencia natural no amortiguada ecuación (2.7.25), la relación de amortiguamiento ecuación (2.7.26), la deflexión bajo la fuerza estática ecuación (2.7.27), la relación de frecuencia ecuación (2.7.28), se obtienen las ecuaciones (2.7.29) y (2.7.30) [2].

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.7.25)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}; \quad \frac{c}{m} = 2\zeta\omega_n \quad (2.7.26)$$

$$\delta_{est} = \frac{F_0}{k} \quad (2.7.27)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.7.28)$$

Se obtiene:

$$\frac{X}{\delta_{est}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.7.29)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left\{ \frac{2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right\} = \frac{2\zeta r}{1 - r^2} \quad (2.7.30)$$

Las variaciones de X/δ_{est} (Relación de amplitud) y ϕ (Ángulo de fase) se muestran en la Figura 2.7 en función de la relación de frecuencia r y la relación de amortiguamiento ζ .

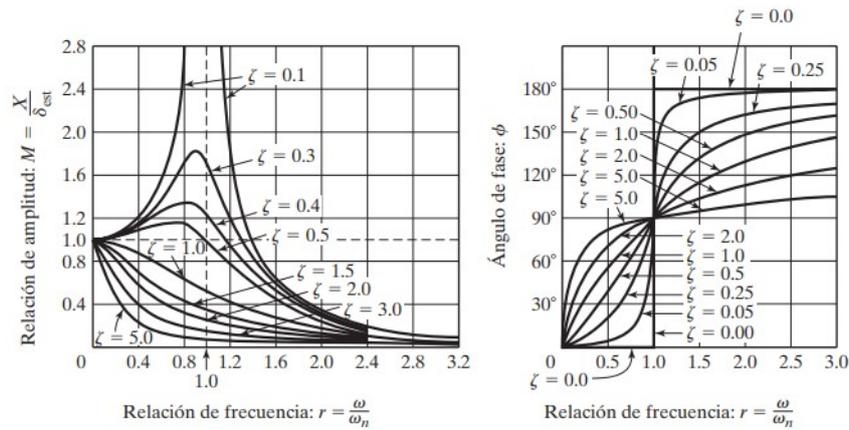


Figura 2.7: Variación de X y ϕ en función de la relación de frecuencia r [2].

2.8. Absorbedores de vibración

Un absorbedor de vibración es un dispositivo mecánico el cual se usa para máquinas que operan con una velocidad constante para el manejo de una frecuencia en particular, principalmente es empleado para reducir o eliminar la vibración indeseable provocada por dichas frecuencias [2], debido a que protege al dispositivo de la perturbación armónica de estado estable a una frecuencia constante [14].

Cuando se implementa un absorbedor de vibración a un sistema de un grado de libertad, el sistema total es de dos grados de libertad como se muestra en la Figura 2.8 . Se dice que un sistema de vibración tiene la misma cantidad de grados de libertad como coordenadas se necesitan para describir su movimiento [18].

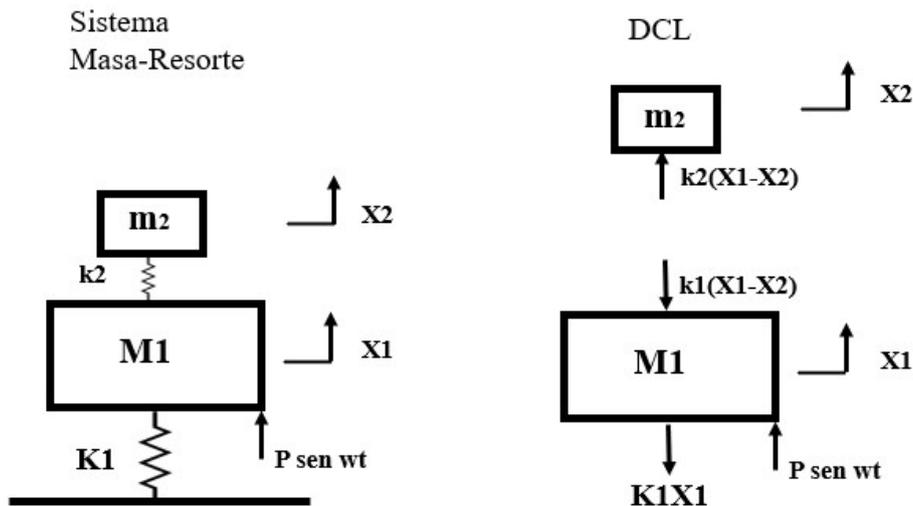


Figura 2.8: Representación masa-resorte de un absorbedor de vibraciones no viscoso [18].

El control pasivo es efectivo para un ancho de banda de frecuencias de excitación. Este tipo de control se basa en agregar masa, rigidez y amortiguamiento al sistema. El análisis de la respuesta de la frecuencia del sistema en lazo abierto, da como resultado sistemas con altas pérdidas de energía, pesados y con una fuerza de transmisión.

Una estrategia de control pasivo consiste en acoplar al sistema mecánico otro sistema de menor peso y tamaño, [2] el cual consta de una segunda combinación de masa y resorte que agregada al dispositivo principal provocando un incremento en los grados de libertad del sistema [14] como se muestra en la Figura 2.9, el sistema total es de dos grados de libertad, debido a que un sistema de vibración tiene la misma cantidad de grados de libertad como coordenadas se requieren para describir su movimiento [18] descrito por las ecuaciones (2.8.31) y (2.8.32).

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \text{sen} \omega t \quad (2.8.31)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.8.32)$$

Existen dos tipos de absorbedores, los no amortiguados (un sistema masa-resorte conectado a la masa principal) y los amortiguados (con un disipador de energía), clasificando de igual manera las vibraciones [2].

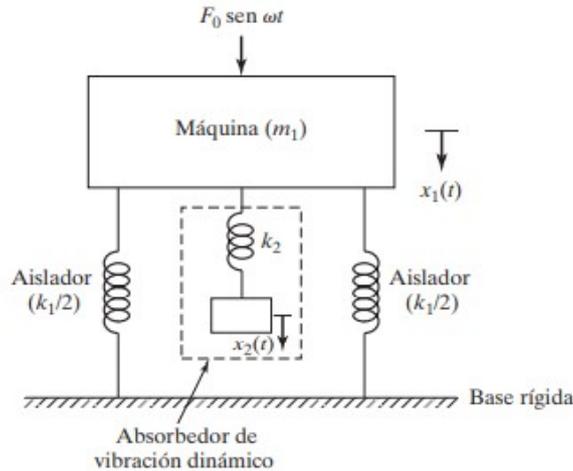


Figura 2.9: Sistema de segundo orden.

Suponiendo que la solución es armónica

$$x_j(t) = X_j \text{sen} \omega t, \quad j = 1, 2 \quad (2.8.33)$$

Se obtienen las amplitudes de estado estable de las masas con:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.8.34)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.8.35)$$

Para reducir el efecto de resonancia se debe reducir la amplitud de la máquina (X_1) como se muestra en la Figura 2.10. Para ello el numerador de la ecuación (2.8.34) debe hacerse igual a cero. Por lo que:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.8.36)$$

Para diseñar un absorbedor que funcione cuando el sistema opera cerca de su frecuencia de resonancia $\omega^2 = \omega_1 = \frac{k_1}{m_1}$

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.8.37)$$

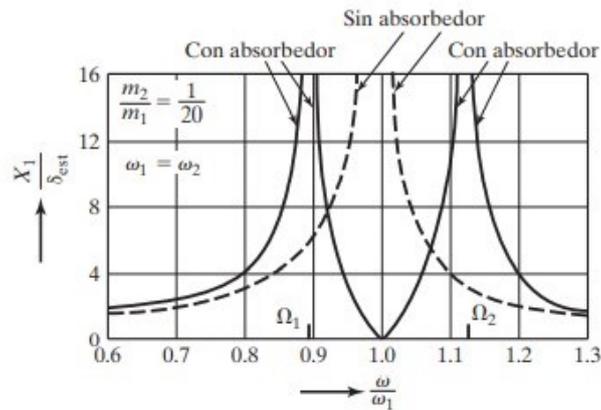


Figura 2.10: Efecto del absorbedor en la respuesta del sistema [2].

2.9. Amortiguadores de vibración

El amortiguamiento puede afectar la capacidad de un absorbedor, por lo que en ocasiones se considera el amortiguamiento en los absorbedores, para evitar el efecto de resonancia o mejorar el ancho de banda efectivo de operación del absorbedor [14].

En la Figura 2.11 se representa un absorbedor con amortiguamiento en el sistema primario y el sistema del absorbedor tomado de [19].

Para el sistema de dos grados de libertad de [19] como se muestra en la Figura 2.11 se derivan las ecuaciones (2.9.38) y (2.9.39).

$$m_p \ddot{x}_p + (c_p + c_a) \dot{x}_p - c_a \dot{x}_a + (k_p + k_a) x_p - k_a x_a = F \quad (2.9.38)$$

$$m_a \ddot{x}_a + c_a \dot{x}_a - c_a \dot{x}_p + k_a x_a - k_a x_p = 0 \quad (2.9.39)$$

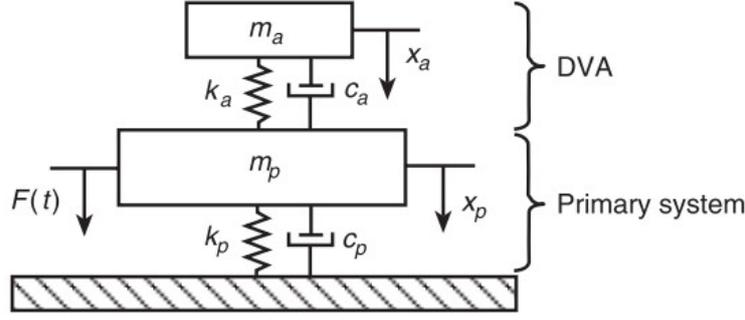


Figura 2.11: Sistema primario y sistema de segundo grado tomado de [19].

Tomando $F_0 \text{ sen}\omega t$ representado en forma exponencial, la solución de estado estacionario se representa como:

$$x(t) = X e^{j\omega t} = \begin{bmatrix} X \\ X_a \end{bmatrix} e^{j\omega t}$$

donde X es la amplitud de la vibración del sistema primario y X_a es la amplitud de la vibración del absorbedor [14]. Por lo que se llega a la expresión:

$$X = \frac{[(k_a - m_a\omega^2) + c_a\omega j]F_0}{\det(K - \omega^2 M + \omega j C)} \quad (2.9.40)$$

$$X_a = \frac{[(k_a - c_a\omega^2 j)]F_0}{\det(K - \omega^2 M + \omega j C)} \quad (2.9.41)$$

La amplitud del movimiento de la masa primaria se puede escribir como:

$$\frac{X^2}{F_0^2} = \frac{k_a - m_a\omega^2 + \omega^2 c_a^2}{[(k - m\omega^2)(k_a - m_a\omega^2) - m_a k_a \omega^2]^2 + [k - (m + m_a)\omega^2]c_a^2 \omega^2} \quad (2.9.42)$$

La amplitud X escrita en términos de la deflexión $\Delta = \frac{F_0}{k}$ del sistema primario, considerando la relación de amortiguamiento mixto está definido por:

$$\zeta = \frac{c_a}{2m_a\omega_p} \quad (2.9.43)$$

Donde: $\omega_p = \sqrt{\frac{k}{m}}$ es la frecuencia natural del sistema primario sin la implementación del absorbedor.

Usando la relación de frecuencia $r = \omega/\omega_p$, la relación de frecuencias naturales $\beta = \omega_a/\omega_p$, considerando $\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}}$ y la relación de masas $\mu = m_a/m$, la ecuación (2.9.42) se reescribe como:

$$\frac{X}{\Delta} = \frac{Xk}{F_0} = \sqrt{\frac{(2\zeta r)^2 + (r^2 - \beta^2)^2}{(2\zeta r)^2(r^2 - 1 + \mu r^2) + [\mu r^2 \beta^2 - (r^2 - 1)(r^2 - \beta^2)]^2}} \quad (2.9.44)$$

En la Figura 2.12 se ilustra el efecto del absorbedor para mejorar el ancho de banda de operación, al variar ζ la amplitud de Xk/F_0 reduce de acuerdo al rango de r [14]. Se observa la amplitud normalizada de vibración de la masa primaria en función de la relación de frecuencias para varios valores del amortiguamiento en el sistema absorbedor de acuerdo a la ecuación (2.9.44).

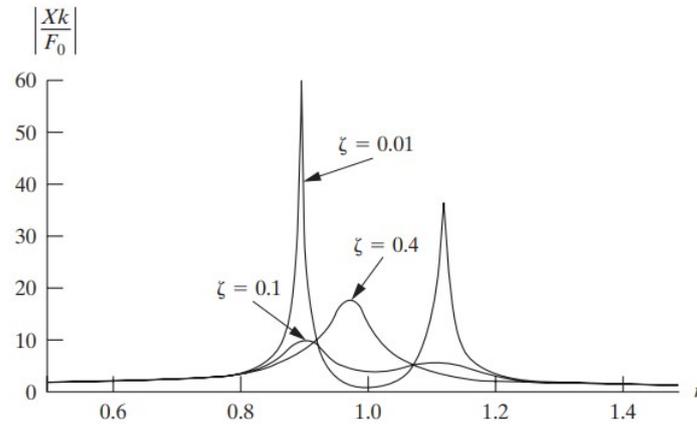


Figura 2.12: Relación de frecuencias para varios valores del amortiguamiento [14].

Capítulo 3

Diseño del prototipo

En este capítulo se presenta el diseño preliminar y conceptual generados a partir de los requerimientos y delimitantes del proyecto. Se muestran las matrices morfológicas en las cuales se presentan soluciones ante los requerimientos y un diagrama de cómo será el funcionamiento y la arquitectura general del sistema.

Posteriormente, se realizan los cálculos y simulaciones para determinar las dimensiones del dispositivo, a partir de las cuales se realizó el dibujo en CAD, se determinó una lista de materiales y el proceso de manufactura y de ensamble.

Se realizó el diseño del circuito electrónico, en la cual se considera una placa Arduino y los sensores considerados para analizar el comportamiento del sistema. Para comprobar el funcionamiento del circuito electrónico se realizó una simulación entre el sistema electrónico y la interfaz.

3.1. Diseño preliminar

De acuerdo al análisis de prototipos existentes, las delimitantes, las características necesarias para la elaboración del dispositivo y los requerimientos se realizó un diseño conceptual.

3.1.1. Delimitantes

- El absorbedor estará diseñado para funcionar a una sola frecuencia
- El sistema electrónico medirá la velocidad del motor de excitación y la amplitud de onda.
- El sistema se centrará en el análisis de vibraciones de tipo transversal.

3.1.2. Comparación de prototipos y modelos existentes

En la Tabla 3.1 se hace la comparación de algunos modelos existentes, considerando aspectos como el tipo de apoyo, de sistemas, que propiedad miden y si cuentan con interfaz, con la finalidad de identificar las ventajas y desventajas de los modelos existentes.

Tabla 3.1: Comparación de prototipos y modelos existentes en el mercado.

Aparato	Comercial	Sistema	Apoyo	Medición	Interfaz	Vigas	Absorbedor
TQ - SM1004 [20]	x	Traslacional	Doble, simple, hundimiento	Deflexión	x	x	
Desbalanceo de rotores en voladizo [21]		Torsional	Doble	Acelerómetro			
Estudio de vibraciones mediante redes de Bragg [22]		Traslacional	Simple	redes de Bragg			
Banco de pruebas [23]		Traslacional	Doble	Acelerómetro y vibrómetro			x
TM166 [7]		Traslacional	Simple	Desplazamiento			
TM1016 [8]		Traslacional	Doble	Desplazamiento			x

*Las vigas son intercambiables

3.1.3. Requerimientos

Los requerimientos mostrados en la Tabla 3.2 permiten identificar aquellos elementos esenciales para el desarrollo del prototipo.

Tabla 3.2: Requerimientos.

Medición de velocidad y amplitud de onda.
Las vigas deben de ser intercambiables entre 1" y 3" de ancho.
Motor con velocidad menor a 2000 rpm.
Observar diferentes frecuencias de resonancia.
Empotramiento simple y doble.
Absorbedor propio para los sistemas preestablecidos.
Interfaz gráfica amigable con el usuario.
Piezas modulares para refacción.
Prototipo desarmable.

3.1.4. Requerimientos funcionales.

A partir de los requerimientos mostrados anteriormente se determinaron los requerimientos funcionales a partir de las necesidades de funcionamiento y no funcionales los cuales determinan como va a funcionar el prototipo, en la Tabla 3.3 se muestran los requerimientos funcionales y no funcionales.

Tabla 3.3: Requerimientos funcionales y no funcionales.

Funcionales	No Funcionales
Medición de velocidad y amplitud de onda.	Se mostrará la amplitud, frecuencia y onda en un osciloscopio conectado a la plataforma.
Las bases deben soportar el peso de la viga, así como permitir el intercambio de las mismas.	Los materiales empleados se pesarán para que sean lo más ligeros posibles.
Los tamaños de las vigas deben de ser intercambiables entre 1" y 3" de ancho.	Determinar dimensiones a partir de su frecuencia de resonancia.
La velocidad del motor debe de ser menor a 2000 rpm.	Selección del motor de acuerdo a las dimensiones de la viga.
Observar diferentes frecuencias de resonancia.	El prototipo permitirá un intercambio entre vigas con facilidad.
La plataforma permitirá dos tipos de empotramiento: simple y doble.	Diseño de dos bases independientes.
El absorbedor debe minimizar la amplitud de onda de las vibraciones.	Los absorbedores deberán funcionar a una frecuencia definida.
El prototipo podrá ser utilizado por alumnos y profesores para fines prácticos.	Los elementos del prototipo deben ser modulares para un fácil reemplazo y deben ser conectores estándar.
El prototipo debe de ser para uso en el laboratorio.	Se contará con una interfaz gráfica que permita la interacción con el usuario.
Prototipo desarmable.	El dispositivo se ensamblará mediante tornillos y pijas estándar.

3.2. Dibujo conceptual

En la Figura 3.1 se muestra un dibujo conceptual para identificar los elementos más relevantes, considerando el tipo de empotramiento, la masa descentrada, la viga, la alimentación y el sistema de adquisición de datos; así como un resorte y una masa para el diseño del absorbedor.

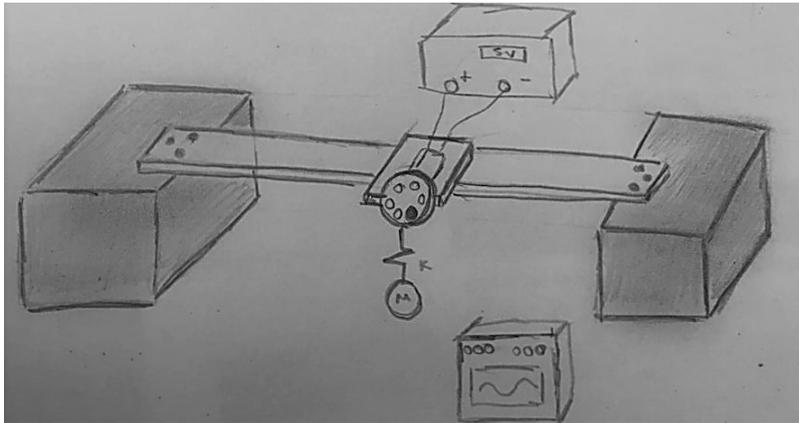


Figura 3.1: Dibujo conceptual.

3.3. Dibujo CAD preliminar

Se realizó un dibujo CAD como primera propuesta de diseño, tomando en cuenta los elementos más importantes, a partir de este diseño se comienzan a considerar el ensamblaje y las dimensiones de cada componente.

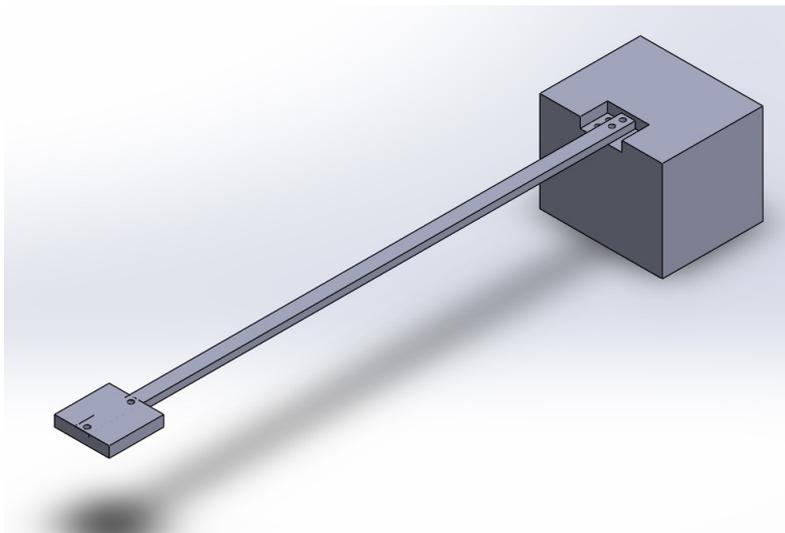


Figura 3.2: Dibujo CAD preliminar.

3.4. Matrices morfológicas

El análisis morfológico permite realizar la identificación de variables y los enlaces, así como comparar entre las diferentes opciones [24], por lo que se comparan los materiales, las medidas, tipos de apoyos, velocidad, muescas o empotramiento; y finalmente se realiza la selección de la opción que se considera mas viable. Se realizan posteriormente las matrices del sistema mecánico, electrónico y de control (la cual se presenta en el diseño del absorbedor) considerando las ventajas y desventajas de cada opción.

3.4.1. Matriz morfológica general del proyecto

La Tabla 3.4 contiene las piezas requeridas para la construcción del dispositivo, considerando diferentes opciones, y resaltando las que se consideran viables.

Tabla 3.4: Matriz morfológica general.

Requerimientos			
Soporte.	Empotramiento Simple.	Empotramiento Doble.	Simplemente apoyada.
Base	Acero.	Madera.	
Base(Relleno).	Arena.	Cemento.	
Vigas.	Acero.	Aluminio.	
Base del Motor.	Madera.	Impresión 3D.	
Masa descentrada.	Tornillo sin cabeza.	Tornillo.	
Ejes.	Acero.	Bronce.	
Tornillos.	3/8" x 1.5"	5/16" x 1.5"	
Prisioneros	4x4 mm	4x8 mm	
Motor	500 rpm.	1000rpm.	1500 rpm
Absorbedor.	Acero.	Aluminio.	
Control.	Absorbedor.		
Absorbedor	Lineal.	Pendular.	Viga.
Sensor velocidad (Encoder)	25 muescas	75 muescas	100 muescas
Sensor para la amplitud de onda	Posición.	Velocidad.	Aceleración
Pijas.	1.25mm x 8mm	1mm x 8mm	1.5mm x 8mm
Soleras grosor	3/16"	1/2" o 1/4"	3/8" o 1/8"
Soleras ancho.	1"	2"	3"

3.4.2. Matriz morfológica: Sistema mecánico

En la Tabla 3.5 se muestran las ventajas y desventajas de los materiales considerados para el diseño de la viga ya sea en empotramiento simple o doble.

Tabla 3.5: Ventajas y desventajas.

Aluminio	Acero
Ventajas.	
El aluminio se puede fabricar con el grosor deseado.	Es maleable, se puede transformar en láminas delgadas.
Permite la fabricación de piezas por fundición, forja y extrusión.	Permite una buena mecanización en máquinas herramientas.
Ligero.	Control de ruido y vibraciones.
La recuperación del aluminio al final de su vida útil necesita poca energía.	El acero puede ser reciclado.
Desventajas.	
El aluminio no es tan resistente.	Se deforma al sobrepasar su límite elástico.
No es fácil de conseguir en la zona.	Corrosión .

En la Tabla 3.6 se muestra el criterio de evaluación junto con la matriz morfológica

Tabla 3.6: Criterio de evaluación.

Aspectos	Puntuación máx	Aluminio	Acero
Facilidad de maquinar	2	2	2
Disponibilidad	3	1	2
Rigidez	1	0.5	1
Resistencia	2	1	1.5
Calificación final	8	4.5	6.5

3.4.3. Matriz morfológica: Sistema electrónico

La Tabla 3.7 muestra las ventajas y desventajas de los microcontroladores y dispositivos programables que se consideraron para el sistema de adquisición de datos.

Tabla 3.7: Ventajas y desventajas.

Arduino nano	ATMEGA	FPGA
Ventajas.		
Fácil implementación.	Variedad de modelos.	Fácil programación.
Lenguaje de programación amplio.	Implementación sencilla.	Lenguaje de programación sencillo.
Económico.	Fácil adaptación en circuitos.	Económico.
Desventajas.		
Limitantes en cuanto a cantidad de actuadores.	Límite de soporte de actuadores y sensores.	Limitado a entradas y salidas de señales. Tamaño de la placa ya definido.

En la Tabla 3.8 se muestra el criterio de evaluación y la matriz morfológica desarrollada para el sistema electrónico.

Tabla 3.8: Criterio de evaluación.

Aspectos	Máx	Arduino nano	ATMEGA	FPGA
Fácil programación	1	1	1	0.5
Número amplio de pines de entrada/salida	3	2	2.5	1.5
Manejo de actuadores	1.5	1.5	1	1
Tamaño de la placa base	3.5	3	3	1
Bajo costo	1	1	1	0.25
Total	10	8.5	8.5	4.25

3.5. Funcionamiento

3.5.1. Grafcet

En la Figura 3.3 se muestra el diagrama funcional del sistema utilizando un GRAFCET, en éste se observan las 7 etapas, desde el inicio del proceso hasta la adquisición de datos.

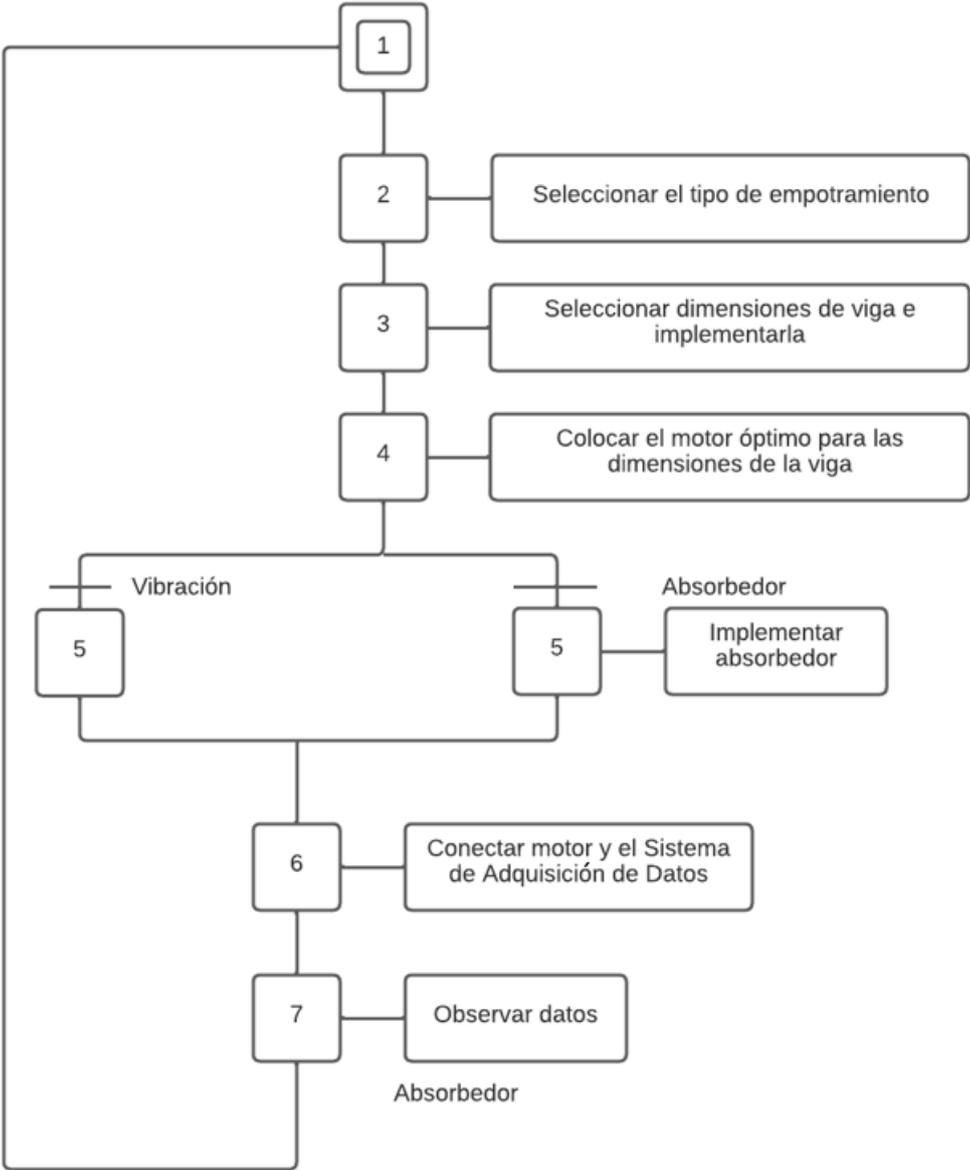


Figura 3.3: Grafcet.

3.5.2. Arquitectura general

La Figura 3.4 muestra las conexiones entre los elementos del sistema y su interacción. Las líneas punteadas color morado indican una conexión por contacto, las flechas de color azul indican una conexión por flujo de información. Las flechas negras indican una conexión electrónica.

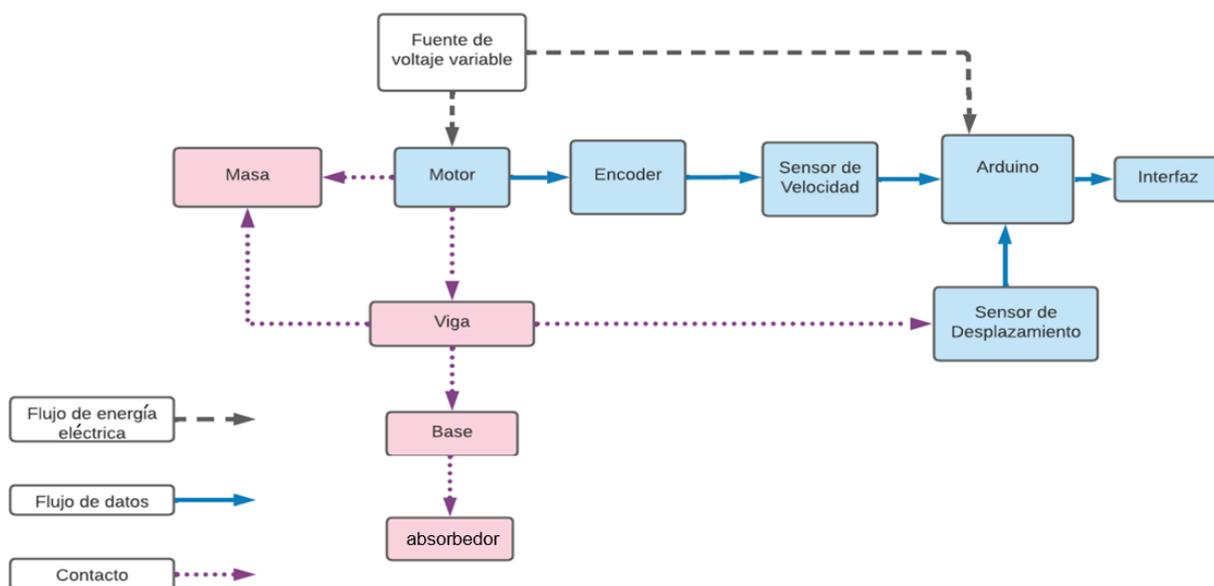


Figura 3.4: Arquitectura general.

Para complementar la información de la Figura 3.4 se muestra en la Tabla 3.9 los elementos modulares e integrales.

Tabla 3.9: Elementos modulares e integrales.

Modular	Integral
Tornillos	Sujetadores (Omega)
Prisioneros	Soleras
Motores	Ejes
Sensores	Masa descentrada
Pijas	Absorbedor

3.6. Cálculos y simulaciones numéricas

Para el diseño del sistema se deben de considerar las dimensiones de los elementos, por lo que se calcula la frecuencia de resonancia, empleando la ecuación (2.5.15). Con la finalidad de conocer si las dimensiones definidas permiten observar el fenómeno y así evitar que se perciba a velocidades mayores que la velocidad máxima del motor seleccionado.

De acuerdo a la ecuación (2.5.15) se debe de determinar la constante del resorte K , ésta depende del tipo de empotramiento que tendrá el sistema por lo que para el sistema con vigas en voladizo se emplea la ecuación (2.3.7), en el caso de los sistemas con empotramiento doble se emplea la ecuación (2.3.8).

El cálculo de la masa debe de considerar la masa descentrada, el peso del motor, y el peso de la viga de acuerdo a la Figura 2.4. En la Tabla 3.10 se muestran los resultados para obtener la frecuencia de resonancia de un sistema hipotético.

Tabla 3.10: Parámetros para el sistema de primer orden.

Parámetro		Dimensiones	
Longitud (m)		1	
Ancho (m)		0.0254 (1in)	
Espesor (m)		0.0127 (0.5in)	
Empotramiento		Simple	
Material		Acero	
Densidad (kg/m^3)		7850	
K		M	
Parámetro		Parámetro	
Factor	3	M. equivalente	0.23*masa
Módulo Elástico (GPa)	206.8	Masa del motor (kg)	0.0959
Inercia(m^4)	$\frac{1}{12}bc^3 = 4,3x10^{-9}$	Volumen(m^3)	a b c= $3,2x10^{-4}$
Largo(m)	1	Masa barra(kg)	$\rho/v = 2.5323$
K= $2,6899x10^3N/m$		M= $0.8303 kg$	
56.917 rad/s = 543.522 rpm = 9.059 Hz			

En el Anexo A “Código” A.1.1 se encuentra el código para el cálculo de la frecuencia de resonancia del sistema de primer orden, de acuerdo al tipo de empotramiento se modifican los parámetros de masa equivalente dada la ecuación (3.6.1) y de k dada la ecuación (3.6.2).

Se realizaron cálculos para vigas de acero y vigas de aluminio, modificando valores de densidad y módulo elástico dependiendo del material propuesto. En el Apéndice A se incluye la Tabla A.2 en la cual se presentan los datos obtenidos de sistemas de viga en voladizo, posteriormente se muestra la Tabla A.4 para los sistemas con doble empotramiento.

$$m_{eq} = 0,5m \quad (3.6.1)$$

$$k = \frac{192EI}{l^3} \quad (3.6.2)$$

Para simular el comportamiento del sistema cuando el sistema está sometido a la frecuencia de resonancia, se diseñó el diagrama de bloques mostrado en la Figura 3.5, el cual se probó con una entrada sinusoidal, en la salida se observa el comportamiento del sistema en el dominio del tiempo. Posteriormente se probó con un barrido frecuencial el cual va variando las frecuencias como se muestra en la Figura 3.6, para comprobar dónde se encuentra la resonancia en el sistema. En la salida, se aplicó una transformada de Fourier para poder observar, en el dominio de la frecuencia, el pico de resonancia.

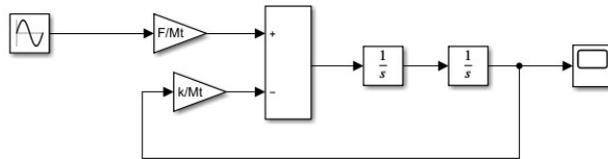


Figura 3.5: Entrada sinusoidal.

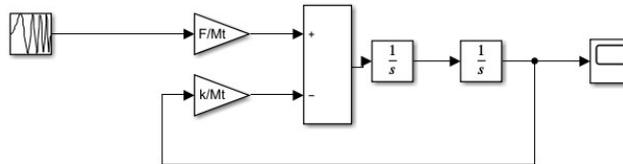


Figura 3.6: Barrido frecuencial.

Se realizó una simulación del sistema a una frecuencia menor a la frecuencia de resonancia, y a una frecuencia mayor, con la finalidad de observar el comportamiento del sistema en el tiempo y en el dominio de la frecuencia, para ello la amplitud se determinó de acuerdo a la magnitud de la fuerza dada por la ecuación (3.6.3) la cual está en función de la frecuencia.

$$F = mew^2 \quad (3.6.3)$$

Donde:

m= masa descentrada

e= excentricidad dada por el radio de la órbita que sigue la masa descentrada

w=frecuencia del sistema

Los resultados obtenidos con la entrada sinusoidal se presentan en la Figura 3.7, en estas se observa cómo la frecuencia de resonancia se amplifica de forma lineal, mientras que en una frecuencia mayor o menor, la amplitud de la onda es constante. Una vez obtenida la respuesta en el tiempo, se obtiene la respuesta en el dominio de la frecuencia,

en la Figura 3.7 se puede observar que la frecuencia de resonancia es independiente de la frecuencia a la cuál se excite al sistema.

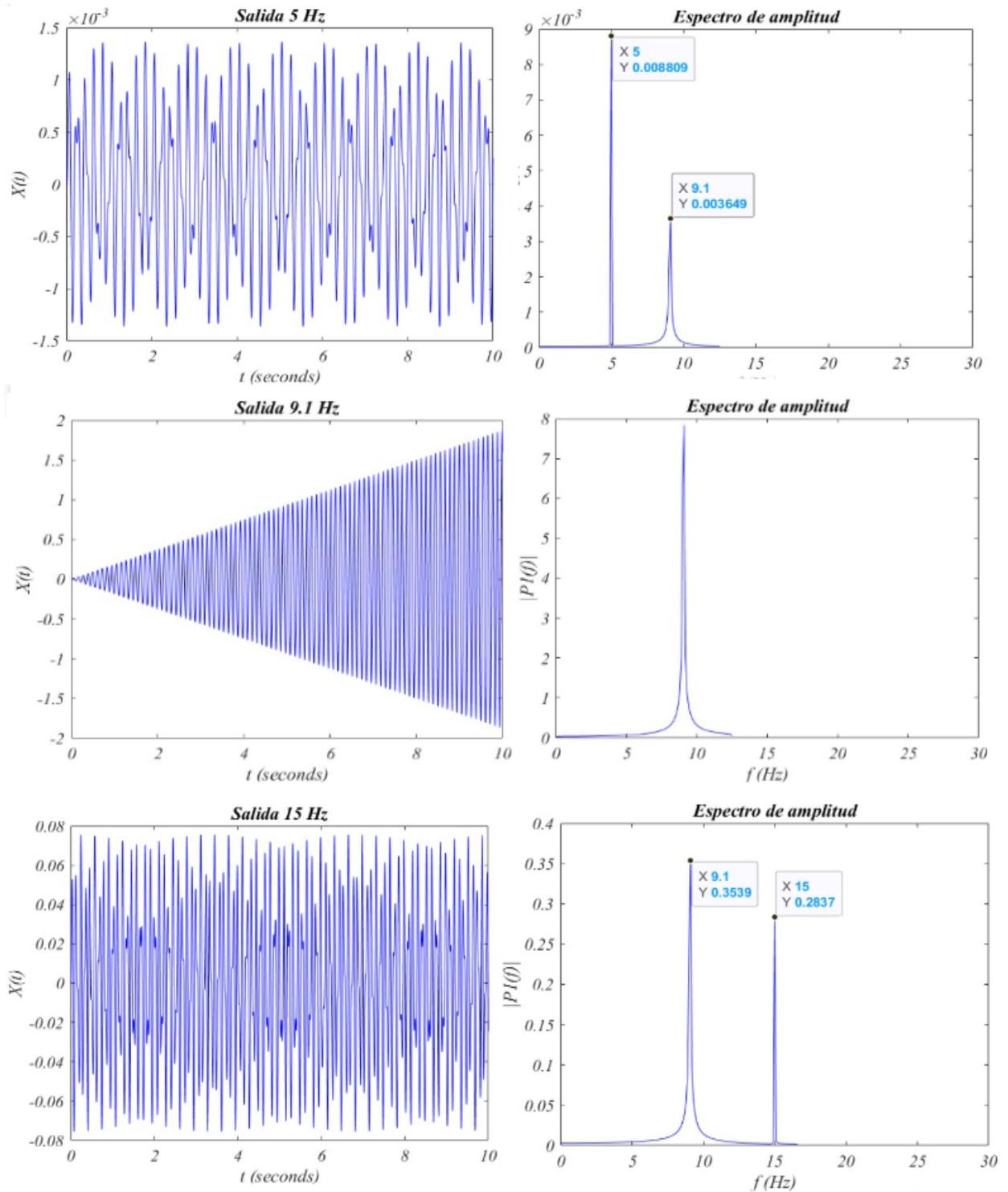


Figura 3.7: Salida del sistema excitado a las siguientes frecuencias: a) 5 Hz, b) 9.1 Hz, c) 15 Hz.

Los resultados del sistema sometido con el barrido frecuencial se presentan en la Figura 3.8 a), al ser un módulo que recorre el sistema a diferentes frecuencias sólo se ve afectado en su amplitud, por lo que la Transformada de Fourier que representa la frecuencia de resonancia debería de coincidir sin importar la frecuencia a la que está sometido el sistema, esto se comprueba con la Figura 3.8 b)

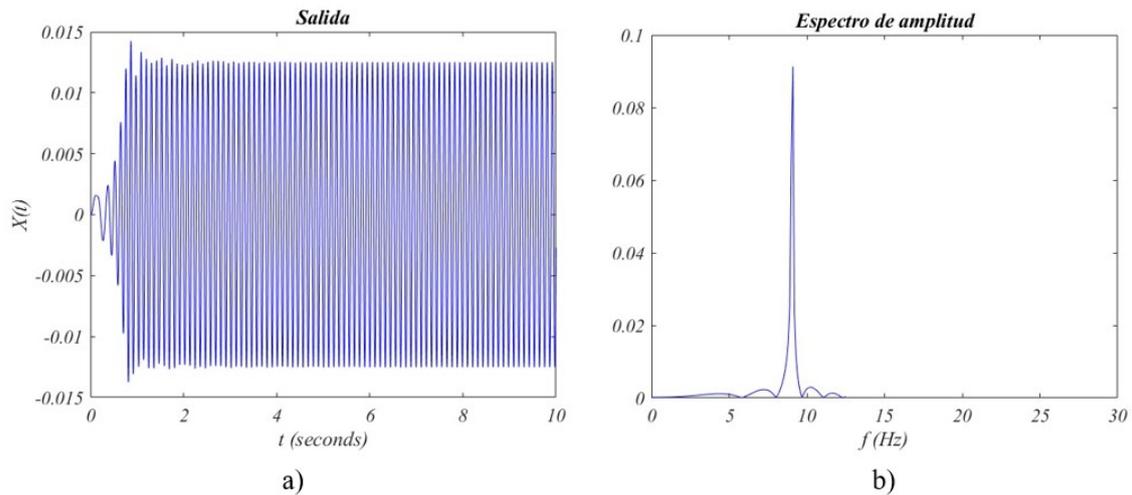


Figura 3.8: Salida del sistema excitado con un barrido frecuencial: a) salida en función del tiempo b) salida en función de la frecuencia.

3.7. Diseño en CAD

Una vez obtenida la frecuencia de resonancia de sistemas con diferentes dimensiones, basándose en las Tablas A.2 y A.4 se determina cuál es la velocidad mínima del motor y las dimensiones de las vigas, para poder observar el efecto de la resonancia y cómo la vibración disminuye aún cuando aumente la frecuencia a la que está sometido el sistema.

En la Figura 3.9 se observa el dibujo CAD representando el sistema con dos apoyos para empotramiento y un soporte para el excitador del sistema en el centro.

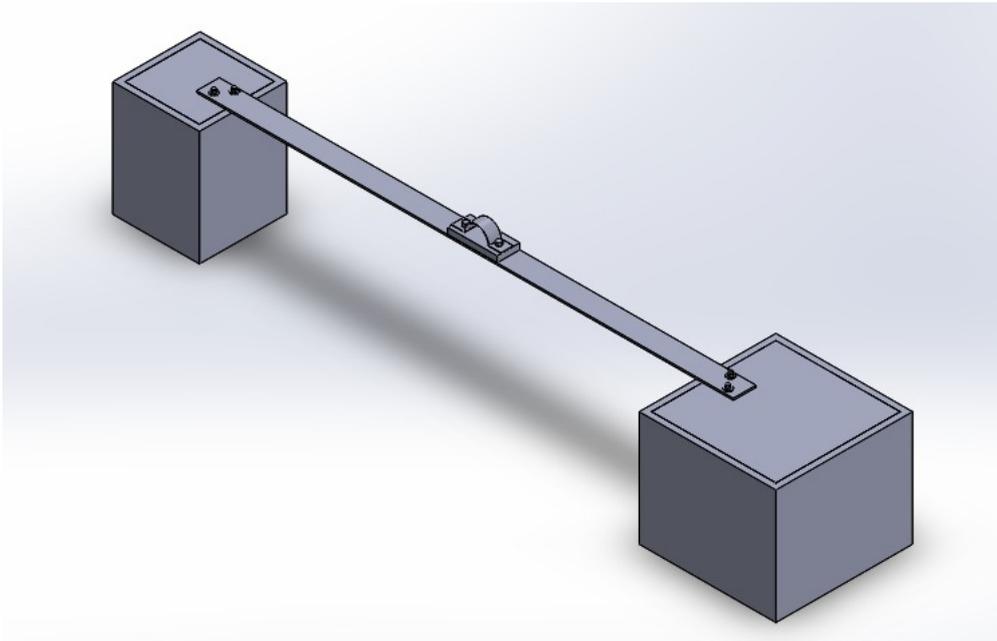


Figura 3.9: Sistema en empotramiento doble.

En la Figura 3.10 se presenta el sistema con empotramiento simple, y el soporte para el excitador del sistema.

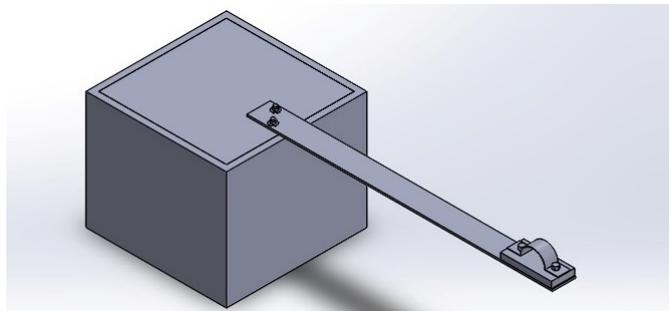


Figura 3.10: Sistema en empotramiento simple.

Dibujo Explosionado

En el Apéndice B se muestran los dibujos técnicos de las piezas necesarias, posteriormente se realiza el ensamble de las piezas, mostrando el dibujo explosionado en la sección B.0.1 el sistema con la viga en voladizo, y en la sección B.0.2 se muestra el dibujo explosionado de la viga con empotramiento doble.

En el dibujo se presenta una tabla con las piezas necesarias para realizar el ensamble

Características de las piezas

Tabla 3.11: Características de las piezas

Pieza	Material	Cantidad	Modelo/manufactura
Paredes del soporte fijo	Panel de madera MDF	1	15 mm de espesor
Paredes del soporte removible	Panel de madera MDF	1	15 mm de espesor
Tapa superior del soporte fijo	Panel de madera MDF	1	15 mm de espesor
Tapa superior del soporte removible	Panel de madera MDF	1	15 mm de espesor
Tapa inferior del soporte fijo	Panel de madera MDF	1	15 mm de espesor
Tapa inferior del soporte removible	Panel de madera MDF	1	15 mm de espesor
Viga doble	Acero al 2% de carbono	1	Solera taladrada
Viga simple	Acero al 2% de carbono	1	Solera taladrada
Abrazadera	Aluminio	1	Voltech
Tornillo	Acero chapado en zinc	4	Hillman 5/16"
Rondana	Acero	4	Hillman 5/16"
Tuerca	Acero de gran resistencia	4	Fierro 5/16"
Eslabón	Filamento de PLA	20	Impresión 3d

Lista de materiales

En la Tabla 3.12 se muestran los materiales definidos con los que se puede realizar cada pieza del sistema, en la Tabla 3.13 se determinaron los componentes electrónicos y sus especificaciones.

Tabla 3.12: Materiales.

Elemento	Material	
Base	Arena	MDF
Viga	Soleras de acero	
Ejes	Acero	
Acoplador del motor	Aluminio	
Masa descentrada	Rosca de tornillo	
Base Motor	Madera	
Abrazadera	Aluminio	
Bases para sensor	PLA*	
Base para absorbedor	PLA	
Estructura para sistema Electrónico	PLA	
Absorbedor		
Masa 1	PLA	Arena
Resorte 1	Acero	
Masa 2	PLA	Rondana
Resorte 2	Viga de Acero	

Nota: PLA: (ácido poliláctico) empleado para realizar impresiones 3D

Tabla 3.13: Componentes electrónicos.

Componente	Especificaciones	
Motor	1000rpm	550
Sensor de Distancia	Sharp 1030	
Encoder	PLA	75 ranuras
Acelerómetro	$\pm 8g$	
Arduino	MEGA	
Pantalla LCD	16x2	
Cable	Unifilar	
Cable Arduino	1m	
Puntas para Fuente	Caiman	

3.8. Diseño del circuito eléctrico

Para la adquisición de datos se diseñó el circuito con un Arduino MEGA, para la adquisición de datos del acelerómetro, y el sensor de velocidad. En la Figura 3.11 se muestra el diseño del circuito con una placa Arduino Uno con fines ilustrativos.

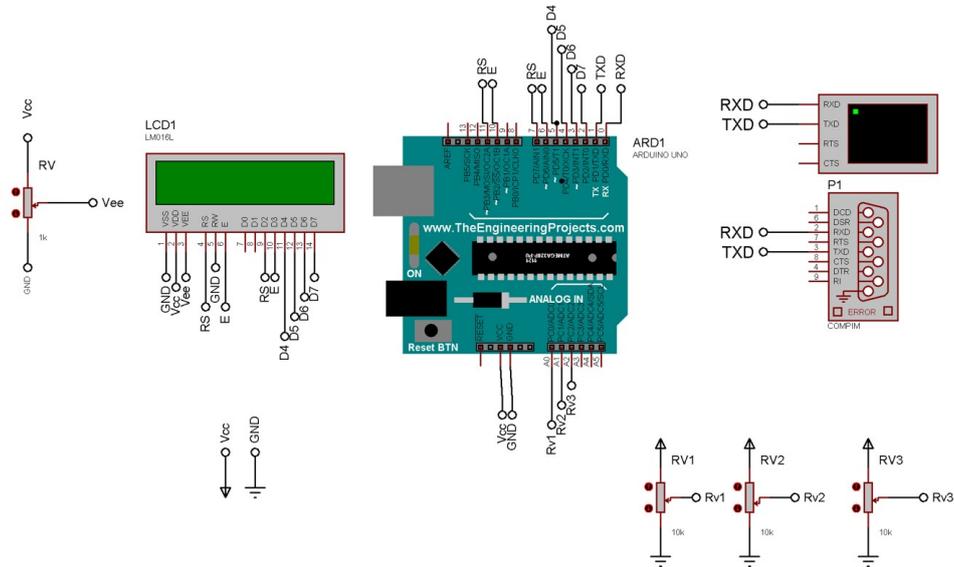


Figura 3.11: Circuito electrónico.

Capítulo 4

Construcción y validación del dispositivo

En este capítulo se presenta el proceso para la construcción del dispositivo, la manufactura de los elementos, las adaptaciones necesarias para el ensamble de las piezas y la implementación del sistema de adquisición de datos, lo que requirió el desarrollo del sistema electrónico y la programación de la interfaz gráfica que permite realizar las lecturas y permite calcular la frecuencia de resonancia y los parámetros del absorbedor del sistema deseado. Posteriormente se presenta el dispositivo ensamblado y la implementación del sistema de adquisición de datos.

4.1. Manufactura

En esta sección se presenta la manufactura de las bases, el adaptador entre el motor y el acoplador en el cual se monta la masa descentrada, las vigas y los sujetadores.

4.1.1. Operaciones

En la Tabla 4.1 se muestran las operaciones y las especificaciones necesarias para la manufactura de las piezas.

Tabla 4.1: Especificaciones de las operaciones.

Operaciones	Herramienta	Broca/Temperatura	Velocidad	Espesor
Corte	Segueta			
Taladrado	Broca	5/16"	440 rpm	3/16"
Torneado	Buril	1/2"	375 rpm	7 mm
Fresado	Fresa	1/4"	1200 rpm	1.2 mm
Impresión 3D	Extrusor	210°		

4.1.2. Construcción de las bases

Para determinar el tamaño de las bases se empleó la ecuación (4.1.1), al no tener el valor de la densidad del material, en este caso arena, se obtuvo el valor de la densidad a partir de la medición del volumen de un kilogramo de arena, el cual fue de $1028,80 \frac{kg}{m^3}$.

$$\rho = \frac{masa}{volumen} \quad (4.1.1)$$

$$volumen = \frac{masa}{\rho}$$

Para determinar la masa necesaria para las bases se calculó la fuerza necesaria de forma aproximada, dada por la ecuación (3.6.3) la cual es de $2,6N$, (se debe de considerar que esta fuerza es inducida por la frecuencia de resonancia). Una vez establecido este parámetro y considerado el peso de los elementos, se estimó un aproximado de la masa necesaria, como se muestra en la ecuación (4.1.2), por lo que el peso mínimo de cada base se estimó en $5,3873 kg$.

$$masa = (F/9,81) + Masa\ extra + Masa\ Barra \quad (4.1.2)$$

Calculando el volumen necesario ($5,3873kg/1028,8 \frac{kg}{m^3} = 0,0052m^3$) se determinaron las medidas de la base de: $18cm$ por lado, lo que implicaría que la base podría almacenar un volumen de $0,0058cm^3$. Sin embargo, ante una prueba con la viga en voladizo, se observó vibración de la base ante la excitación del sistema, por lo que se incrementaron $12 cm$ a lo largo y ancho de la base para obtener mejores resultados.

Para la construcción de las bases se empleó madera MDF de $12mm$ de espesor, se consideró el ancho del material para poder obtener el volumen interno de $30cm$ por lado y $18cm$ de alto. Posteriormente se implementó una tapa removible, para la cual se emplearon pijas de $1.25 \times 8 mm$. De forma interna se implementó un soporte para los tornillos de $5/16 \times 1.5 in$ con la finalidad de que queden fijos y así evitar retirar la tapa de la base cada que se desea realizar un cambio de viga. El resultado se muestra en la Figura 4.1.



Figura 4.1: Bases del sistema.

4.1.3. Base del motor

Para la base del motor, se utilizó una madera de 10x10 cm, para determinar las dimensiones, se consideró que el sistema permite implementar motores de diferentes tamaños. Posteriormente se perforó con dos orificios a una distancia de 8cm, para los tornillos que sujetarán la base a la viga, posteriormente se realizaron perforaciones para los sujetadores del motor, se adaptaron 3 sujetadores para diferentes motores con diámetros de 3 in, 2 in, y 1 in. En las Figura 4.2 y en la Figura 4.3 se muestra que la base permite sujetar dos motores con diámetros diferentes.

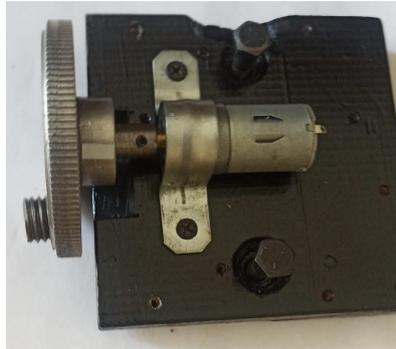


Figura 4.2: Base del motor (1 in).



Figura 4.3: Base del motor (3 in).

4.1.4. Adaptación de las vigas

Se adaptaron 3 vigas con las dimensiones mostradas en la Tabla 4.2, las cuales se perforaron con el taladro de banco, de acuerdo a los orificios necesarios para poder fijarlas en las bases y sujetar en ellas la base del motor, en la Figura 4.4 se muestra la adaptación para la viga en voladizo, en la Figura 4.5 la adaptación de la viga en doble empotramiento.

Tabla 4.2: Especificaciones de las operaciones.

Ancho	Alto	Largo
2"	5/16"	0.7 m
2"	5/16"	1.3m
3"	5/16	1.5m

La Tabla 4.3 muestra las propiedades del Acero al 0.2 de carbono, mejor conocido como acero dulce, del cual están compuestas las vigas.

Tabla 4.3: Especificaciones del material de Trabajo.

Material de trabajo: Acero Dulce	
Propiedades	Sistema Métrico
Resistencia a la tracción	420 MPa
Fuerza de producción	350 MPa
Módulo de elasticidad	205 GPa
Módulo de corte (típico del acero)	80 GPa
Coefficiente de Poisson	0.29
Alargamiento a la rotura (en 50 mm)	0.15
Dureza, Brinell	121



Figura 4.4: Viga de 2 in (Voladizo).



Figura 4.5: Viga de 2 in (Doble empotramiento).

4.1.5. Manufactura de los ejes

Los ejes se manufacturaron en el torno (Figura 4.6) a partir de una varilla de acero de 1/2", la cual se desbastó para obtener dos ejes con diámetro de 12 mm, posteriormente, con la fresadora se realizó un desbaste de 1.2 mm para poder adaptarlo al acoplador (Figura 4.7). Debido a que los motores tienen ejes de diferente diámetro, uno de los ejes fue perforado para obtener un diámetro de 6 mm y el otro eje fue perforado para ser adaptado a un eje de 4 mm, se realizó un barrenado para un prisionero de 3 mm con una broca de 1/8" y finalmente se realizó la rosca con un machuelo, en la Figura 4.8 se muestra el eje manufacturado.



Figura 4.6: Maquinado en torno.



Figura 4.7: Ensamble del eje.



Figura 4.8: Eje.

4.1.6. Masa descentrada

Para la masa descentrada se empleó un tornillo con un diámetro nominal de 0.5 in, el cual se cortó como se muestra en la Figura 4.9 debido a que el desbalance generado por el peso de la cabeza afecta el rendimiento del motor.



Figura 4.9: Masa descentrada.

4.1.7. Sujetadores

Se modificaron los sujetadores tipo omega de acuerdo a los diámetros de los motores empleando un tornillo de banco, con el cual se aplanaron los dobleces del sujetador y posteriormente con la dobladora de lámina, se realizaron los dobleces de acuerdo al diámetro del motor como se muestra en la Figura 4.10.



Figura 4.10: Sujetador.

Se realizaron diversas piezas con impresión 3D para la cual se empleó filamento de 2 mm a una temperatura de 210°, la temperatura promedio en la que se calentó la cama fue de 60°:

- Base para el sistema electrónico
- Soporte para absorbedor
- Soporte para el acelerómetro
- Encoder
- Masa para el absorbedor

Las Figuras 4.11 y 4.12 muestran alguno de los elementos que fueron impresos.

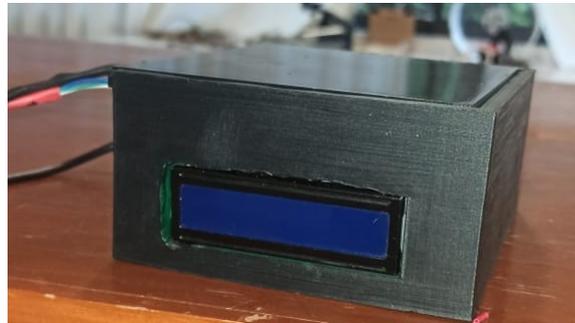


Figura 4.11: Base para el sistema electrónico.



Figura 4.12: Masa con adaptación para el soporte.

4.1.8. Ensamble

Para el proceso de ensamble, en la Tabla 4.4 se muestra los elementos ensamblados entre sí, las letras representan el tipo de unión sugerida de acuerdo a la Tabla 4.5.

Tabla 4.4: Actividades de manufactura.

Componentes	Base	Viga	Base motor	Motor	Eje	Acoplamiento	Masa	Resorte	Masa	PCB	Base2
Base	D	A									
Viga	-	-	B					A			
Base motor	-	-	D	C							
Motor	-	-	-	-	B						
Eje	-	-	-	-	-	B					
Acoplamiento para motor	-	-	-	-	-	-	E				
Masa descentrada	-	-	-	-	-	-	-				
resorte	-	-	-	-	-	-	-	-	F		
masa	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
PCB	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	A
Base2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	G	-

Tabla 4.5: Simbología.

Unión	Símbolo
Tornillos	Sujetadores (Omega)
Tornillo	A
Pernos	B
Abrazadera	C
Pija	D
Roscado	E
Presión	F
Soldadura	G

4.2. Sistema de adquisición de datos

Para el sistema de adquisición de datos, se diseñó una interfaz gráfica y se optó por el uso de un Arduino MEGA el cual envía los datos a la interfaz gráfica por medio del puerto serial. Se implementaron dos sensores, un acelerómetro “MPU 6050” con el cual se mide la aceleración del movimiento vibratorio, la interfaz recibe y procesa la señal obtenida por el acelerómetro para poder observar el valor de resonancia a través de la transformada de Fourier. La medición de la velocidad del motor, se muestra en una pantalla LCD, para realizar la medición se utilizó un sensor de interrupción y un encoder.

4.2.1. Prototipo virtual

Se realizó la co-simulación entre el sistema electrónico (Figura 4.13) y la interfaz gráfica con la finalidad de observar el comportamiento del sistema de adquisición de datos, previo a la implementación. Para ello fue necesaria la conexión de los puertos “COM” de forma virtual (Figura 4.14), para poder obtener una simulación de la lectura del Arduino, esto permitió observar los datos que se estaban enviando desde la tarjeta y eran recibidos de forma correcta en la interfaz gráfica.

Se modificaron los sensores por resistencias variables, debido a que el modelo del sensor “MPU6050” y el sensor de velocidad, no se encuentran en el software, con esta simulación se comprobó que la lectura del sensor de velocidad se muestre de forma correcta en la pantalla LCD.

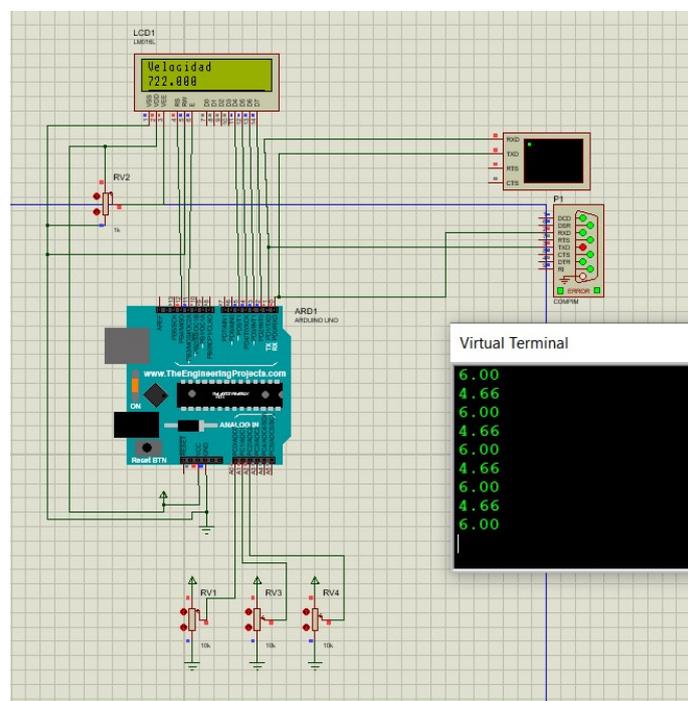


Figura 4.13: Circuito electrónico.

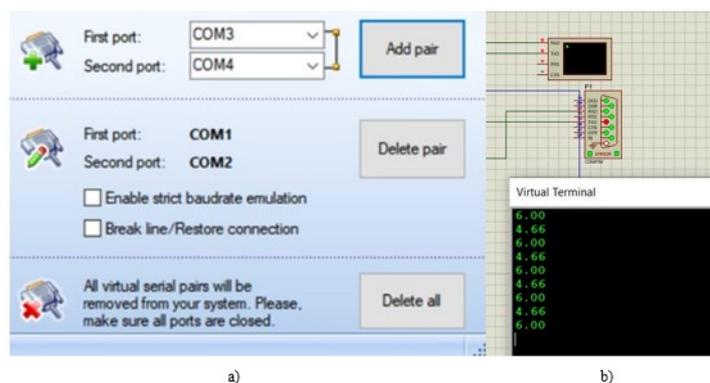


Figura 4.14: Conexión del puerto “COM” virtual.

4.2.2. Sistema electrónico

Para la conexión del acelerómetro, se tomó como guía el diagrama de conexión mostrado en la Figura 4.15, el cual indica que los cables SCL y SDA van conectados a los pines con el mismo nombre con los que cuenta el Arduino MEGA. Por otro lado para el sensor de velocidad fotoeléctrico se empleó el diagrama de conexión mostrado en la Figura 4.16 cuyo cable para la señal del sensor va conectado al PIN digital 2 del Arduino.

MÓDULO MPU6050: ACELERÓMETRO, GIROSCOPIO

- ROJO - VOLTAJE
- GRIS - GND
- SCL - NARANJA
- SDA - AMARILLO

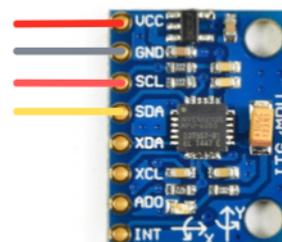


Figura 4.15: Conexión del acelerómetro.

SENSOR DE VELOCIDAD FOTOELÉCTRICO ENCODER 100 PULSOS:

- ROJO - VOLTAJE
- BLANCO - GND
- AMARILLO - SEÑAL



Figura 4.16: Conexión del sensor de interrupción.

En la Figura 4.17 se observa la implementación de los sensores en el Arduino MEGA, en la Figura 4.18 se muestra el sistema electrónico terminado, el cual se conecta a una computadora donde se ejecuta la interfaz gráfica y a los sensores, los cuales se pueden desconectar sin la necesidad de abrir la base, para evitar problemas de conexión.

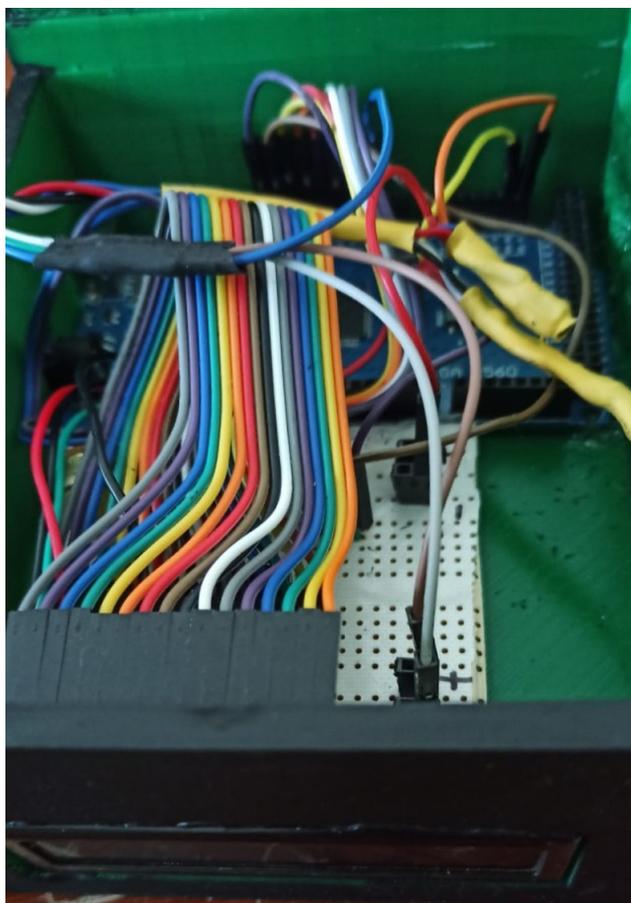


Figura 4.17: Sistema electrónico.

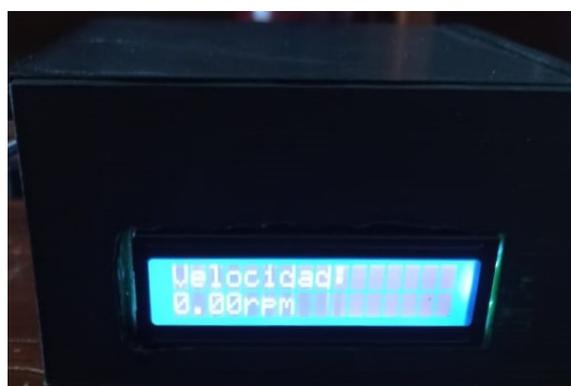


Figura 4.18: Sistema electrónico.

4.2.3. Sensor de desplazamiento

Se realizaron mediciones con un sensor de proximidad “*Eddy Current Proximity Probe (SQPPC)*” [26], el cual se montó en una base magnética como se muestra en la Figura 4.19, debido a que el sensor debe de estar a máximo 5 mm de la viga. Se posicionó en los extremos, debido a que la vibración alcanza movimientos transversales mayores al rango de lectura del sensor.

Para poder adquirir la señal se necesita de un amplificador de señales, el cual se conecta a un osciloscopio para observar la señal y guardar los datos en una memoria USB, los cuales se guardan en un archivo “.csv” en dos arreglos, uno de amplitud y otro de tiempo. La interfaz permite abrir este archivo para realizar la Transformada de Fourier y poder observar la frecuencia de resonancia. La hoja de datos del sensor se muestra en el Apéndice C en la Figura B.1.



Figura 4.19: Sensor de distancia.

4.2.4. Interfaz gráfica

Se diseñó la interfaz gráfica, la cual se muestra en la Figura 4.20, con la finalidad de que el usuario pueda ingresar las dimensiones del sistema, seleccionar el tipo de empotramiento y las características del sistema primario para calcular la frecuencia de resonancia. Así mismo ingresar las características del resorte para determinar la masa necesaria del absorbedor. Esto le permite al usuario poder comprobar cálculos teóricos y observar el cambio de características al modificar los parámetros. Al realizar los cálculos permite mostrar las salidas del sistema que se obtienen del diagrama de bloques, para ello se debe de seleccionar el tipo de entrada con la que se excitará el sistema (entrada senoidal, o barrido de frecuencia), así mismo permite elegir si se desea observar la respuesta en el tiempo o la respuesta frecuencial (Transformada de Fourier).

La interfaz gráfica se diseñó con la finalidad de poder adquirir los datos del sistema, por lo que permite realizar la lectura del acelerómetro y obtener la Transformada de Fourier de la señal obtenida, para observar la frecuencia de resonancia del sistema físico. Con el fin de realizar varios experimentos, incluye la opción de poder guardar las lecturas en un archivo csv, y abrir una lectura guardada, así como comparar las lecturas realizadas del sistema primario y las lecturas realizadas con el absorbedor implementado.

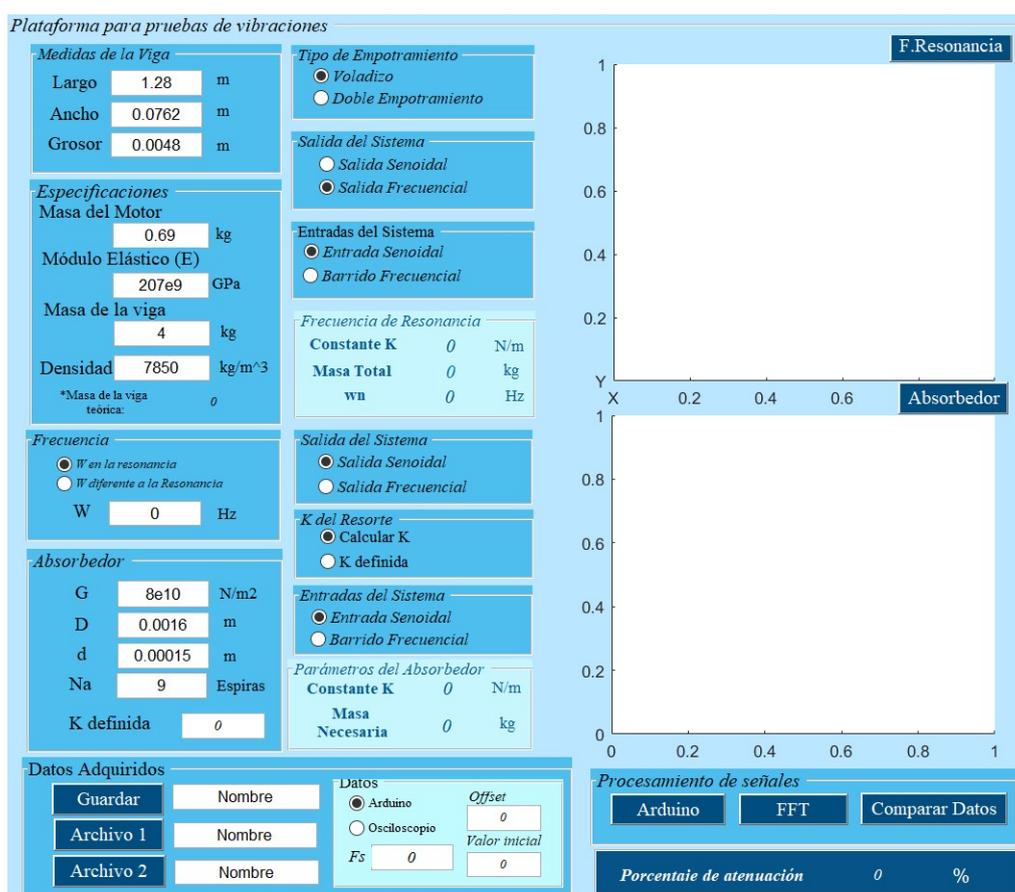


Figura 4.20: Interfaz.

4.3. Prototipo

Finalmente, las piezas fueron ensambladas de acuerdo al diseño en la Figura 3.9, el dispositivo adaptado para realizar las pruebas de vigas en voladizo se muestra en la Figura 4.21, para las pruebas con doble empotramiento de acuerdo a la Figura 3.10 se muestra el resultado en la Figura 4.22. En la Figura 4.23 se muestra implementado el sistema de adquisición de los datos.



Figura 4.21: Sistema con viga en voladizo.



Figura 4.22: Sistema con viga en empotramiento doble.

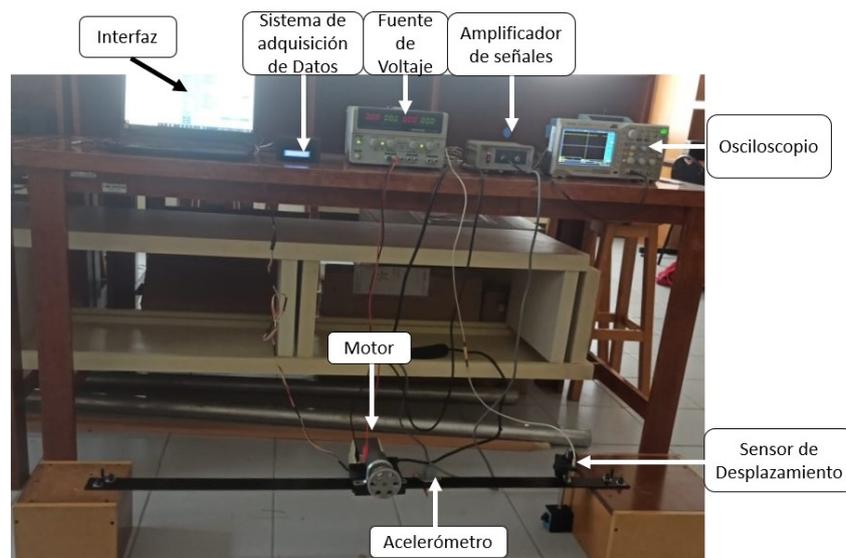


Figura 4.23: Elementos del sistema.

Capítulo 5

Validación del sistema primario

Al finalizar la construcción de la plataforma se realizaron pruebas de funcionamiento, primero se comprobó que el sistema permitiera observar el primer modo de vibración de forma visual. Posteriormente, se calculó la frecuencia de resonancia considerando los parámetros reales del sistema, para comparar los datos obtenidos de forma teórica y experimental. Para ello se realizó la simulación numérica empleando el diagrama de bloques de la Figura 3.5 y finalmente se realizó la simulación modal del sistema.

Una vez implementado el sistema de adquisición de datos, se realizaron dos experimentos para obtener la frecuencia de resonancia, el primero se realizó llevando al sistema desde el reposo hasta una velocidad de operación por arriba de la resonancia, en aceleración, el segundo, el sistema se excitó a una frecuencia por encima de la resonancia, se inició la lectura, y se apagó la fuente de voltaje, para así poder observar un barrido frecuencial hasta que el sistema llega al reposo, en desaceleración. Los sensores se ubicaron en diferentes puntos de la viga, el acelerómetro, se posicionó cerca del motor con la finalidad de registrar una mayor amplitud de vibración, el sensor de distancia por su rango de medición se posicionó cerca de la base debido a que la amplitud del movimiento de la viga era mayor a su rango de medición y esto podría llegar a golpear al sensor.

5.1. Sistema de viga en voladizo (2in).

En la Figura 5.1 se muestra el sistema con viga en voladizo y los elementos necesarios para realizar la adquisición de la señal.

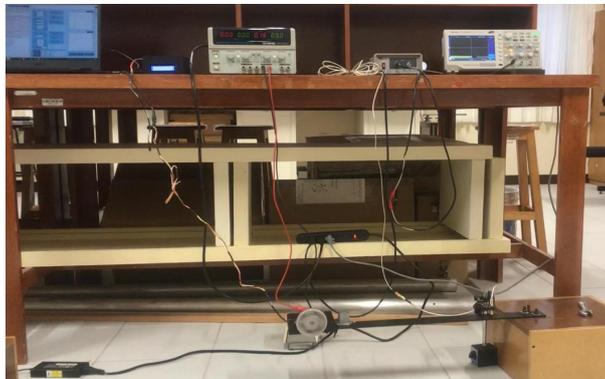


Figura 5.1: Sistema con viga en voladizo.

5.1.1. Cálculo de la frecuencia de resonancia

En la Tabla 5.1 se capturaron los parámetros del sistema con viga en voladizo. Para realizar el cálculo de forma correcta es importante considerar el factor con el que se calcula K igual a 3, y el porcentaje de masa que se considera de la viga de 0,23.

Tabla 5.1: Parámetros del sistema con viga en voladizo.

Parámetro		Dimensiones	
Longitud (m)		0.65	
Ancho (m)		0.0508 (2 in)	
Alto (m)		0.0048 (3/16in)	
Empotramiento		Simple	
Material		Acero	
Densidad (kg/m^3)		7850	
K		M	
Parámetro		Parámetro	
Factor	3	M. barra teórica (kg)	$\rho/v= 1.1395$
Módulo Elástico (GPa)	206,8	Masa del motor(kg)	0.070
Inercia (m^4)	$\frac{1}{12}c^3b = 4,68^{-10}$	Volumen (m^3)	a b c= $1,58x10^{-4}$
Largo (m)	0.65	Masa barra (kg)	1.5
K= $1,05764x10^3N/m$		M= 0.8420 kg	
$\omega_n = 36.9418 \text{ rad/s} = 352.7682 \text{ rpm} = 5.8794 \text{ Hz.}$			

La salida del sistema en empotramiento simple (voladizo) del diagrama de bloques en función del tiempo se muestra en la Figura 5.2 a), la salida en función de la frecuencia, la cual permite apreciar la frecuencia de resonancia del sistema y comprobar que coincide con los datos obtenidos se muestra en la Figura 5.2 b).

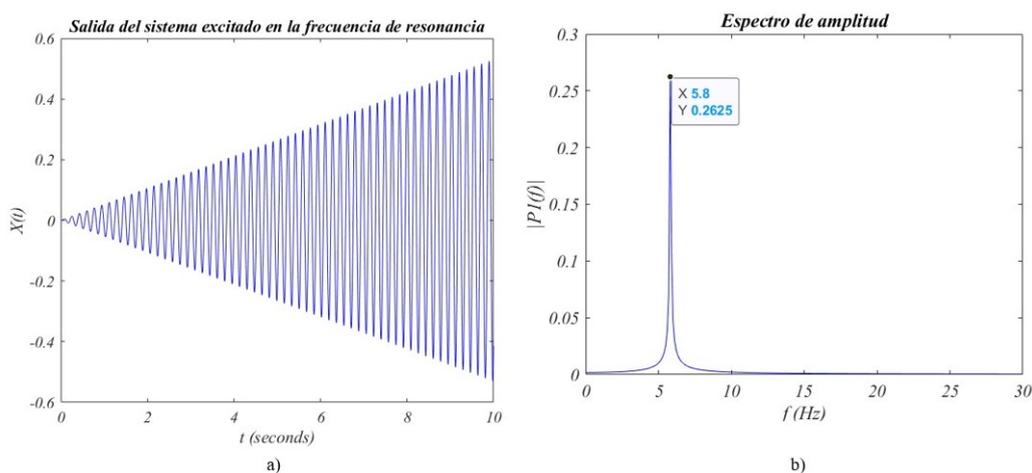


Figura 5.2: Salida del sistema a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.

Resultados obtenidos por la Interfaz

En la Figura 5.3 se presentan los resultados obtenidos en la interfaz, con la finalidad de validar su funcionamiento.



Figura 5.3: Cálculo realizado por la interfaz

5.1.2. Análisis modal del sistema

Para verificar el valor de la primer frecuencia en el primer modo de vibración obtenido con los cálculos, se realizó el análisis modal, considerando las medidas de la viga, el módulo elástico y la densidad. Se implementó un objeto en el extremo para simular la masa del motor, para ello se empleó el módulo elástico de la madera y la densidad se obtuvo a partir de la masa y del volumen. En la Figura 5.4 se presenta el resultado numérico del análisis modal de la viga en voladizo en ANSYS, así como la frecuencia natural asociada al primer modo de vibración en flexión, en la Figura 5.5 se muestra como se deforma la viga en la primera resonancia ($f_{n_1} = 5,82Hz$)

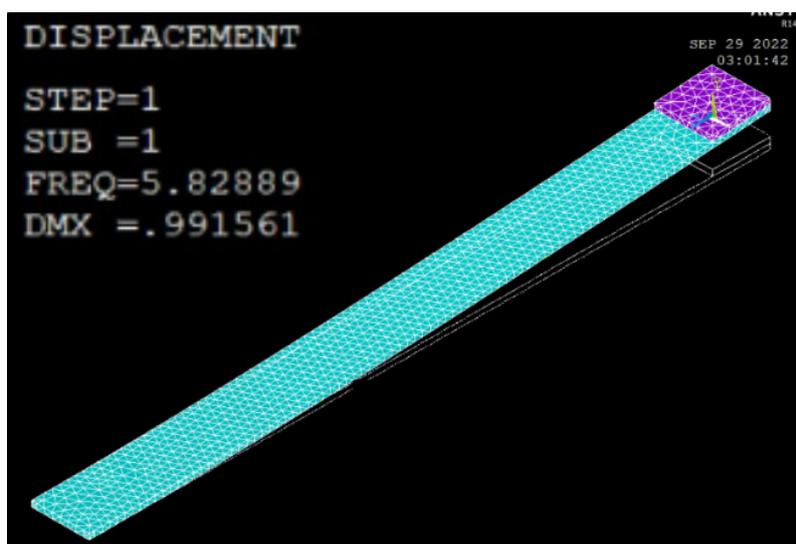


Figura 5.4: Simulación del sistema primario en voladizo.

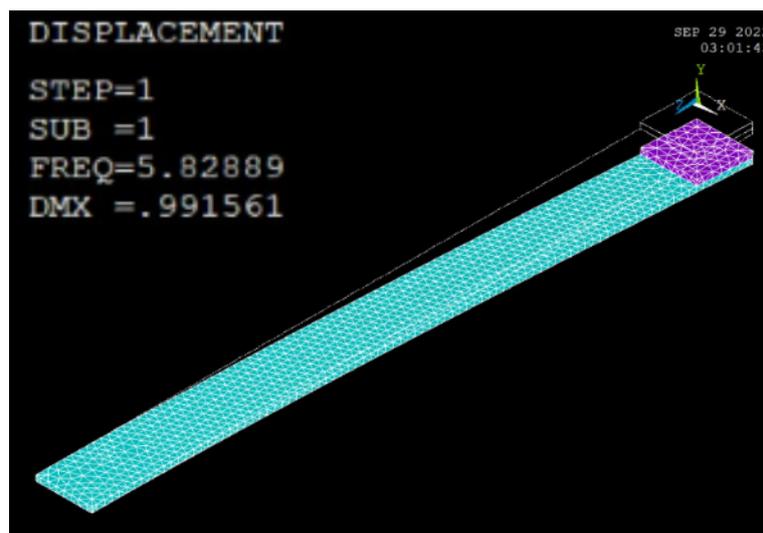


Figura 5.5: Desplazamiento.

5.1.3. Medición con el acelerómetro

A continuación, se presenta la medición de los experimentos con el acelerómetro, el cual se ubica como se muestra en la Figura 5.6, el acelerómetro envía los datos directamente de la placa Arduino a la interfaz, por lo que se pueden manipular instantáneamente o bien las lecturas se pueden guardar y abrir en la misma interfaz, ya sea para mostrar la lectura en el dominio de la frecuencia o la comparación de ese resultado con el obtenido con el absorbedor.

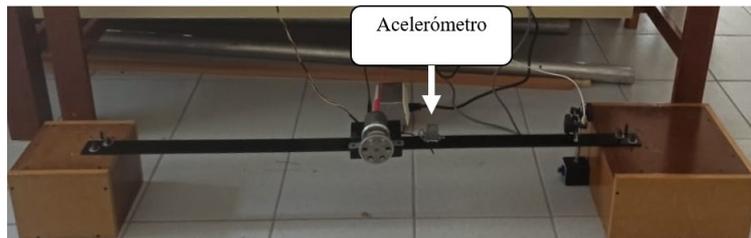


Figura 5.6: Acelerómetro implementado en el sistema.

Experimento en aceleración

En la Figura 5.7 se presenta el funcionamiento de la interfaz como sistema de adquisición de datos, la cual muestra la lectura obtenida del Arduino, procesa la señal eliminando el offset y aplicando la transformada de Fourier, para poder observar la frecuencia de resonancia de la lectura.

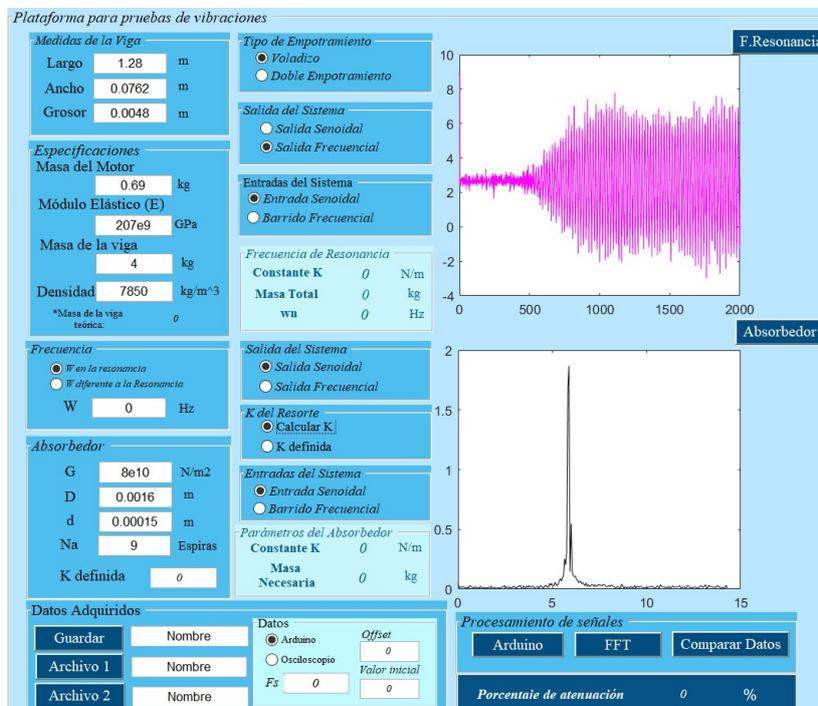


Figura 5.7: Lectura realizada con el acelerómetro del sistema con la viga en voladizo.

En la Figura 5.8 se muestra una gráfica auxiliar, para poder observar los resultados con mayor detalle, la cual presenta la lectura realizada con el acelerómetro, la eliminación del offset, y la transformada de Fourier.

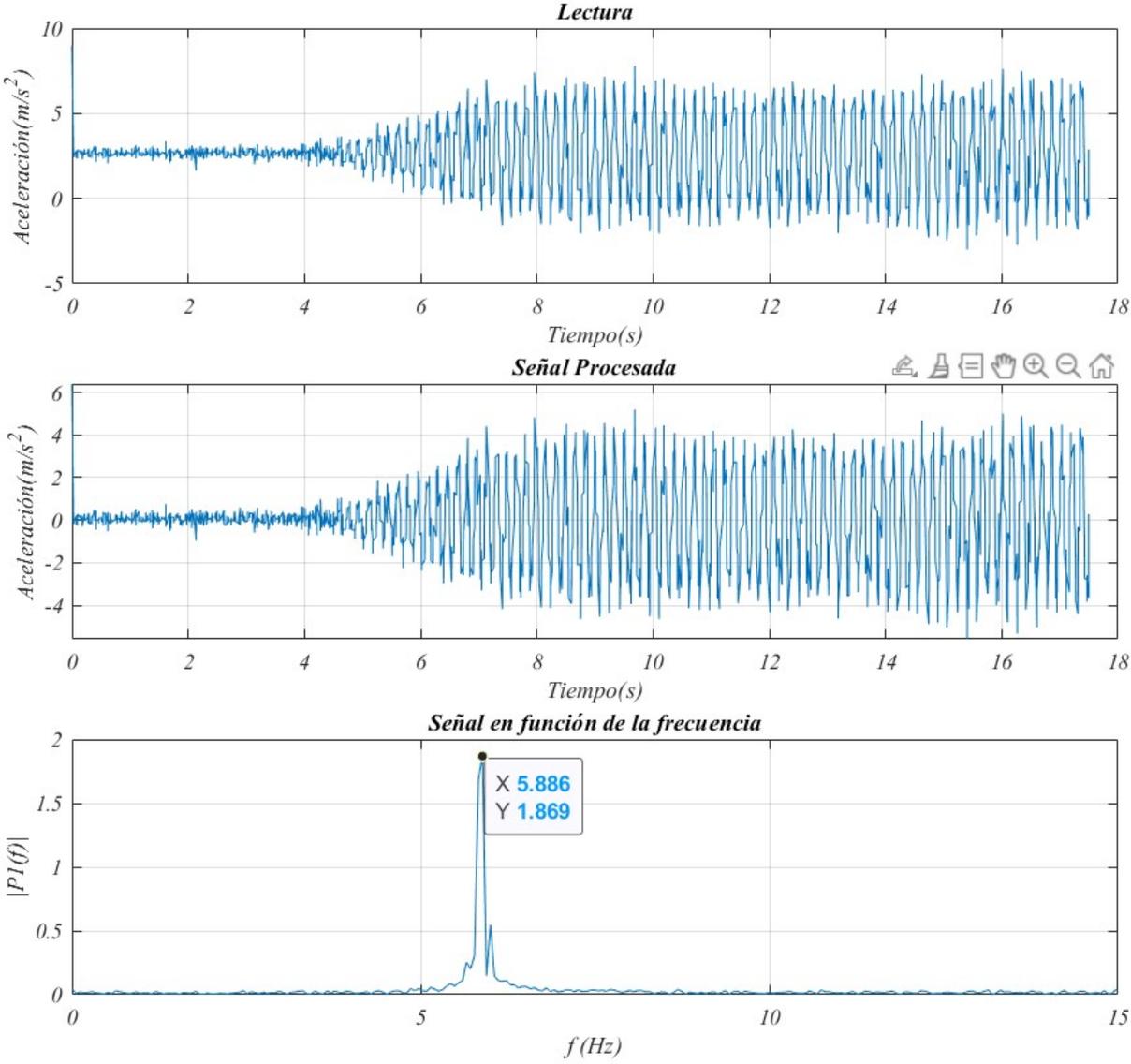


Figura 5.8: Lectura realizada con el acelerómetro (aceleración).

Experimento en desaceleración

En la Figura 5.9 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje de alimentación del motor a 0 volts.

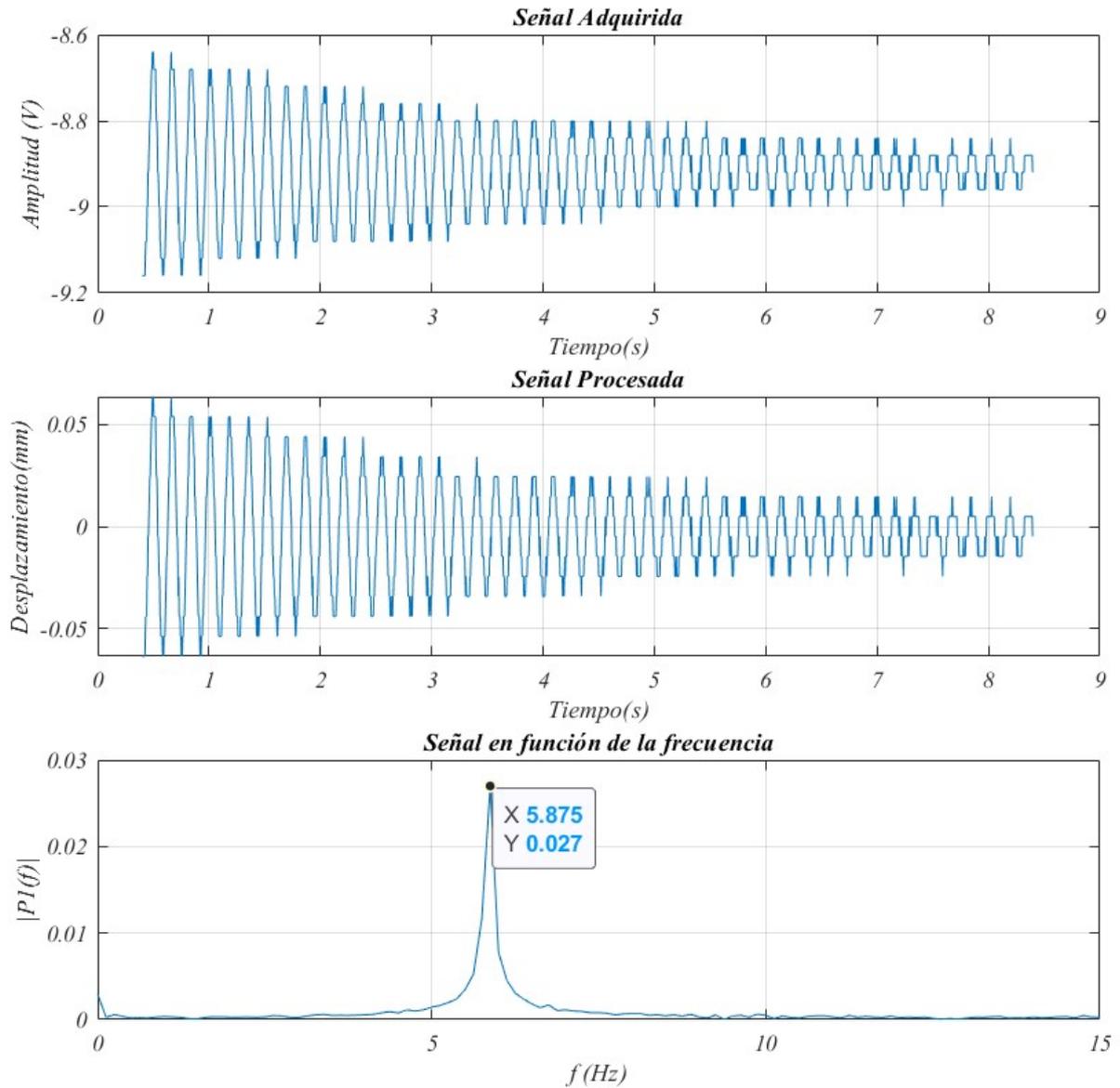


Figura 5.9: Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).

5.1.4. Medición con el sensor de distancia

Para la medición de las amplitudes, el sensor se implementó en los extremos de la viga, como se muestra en la Figura 5.10, este sensor necesita de un acondicionador de señales y un osciloscopio el cual permite guardar archivos “.csv”, en una memoria “USB”. La interfaz permite abrir el archivo con la lectura (Figura 5.11), seleccionado la opción “osciloscopio” e indicando el valor inicial debido a que la lectura incluye un rango de valores con menor offset al inicio o al final de la lectura (Figura 5.12).



Figura 5.10: Sensor de distancia implementado en el sistema.

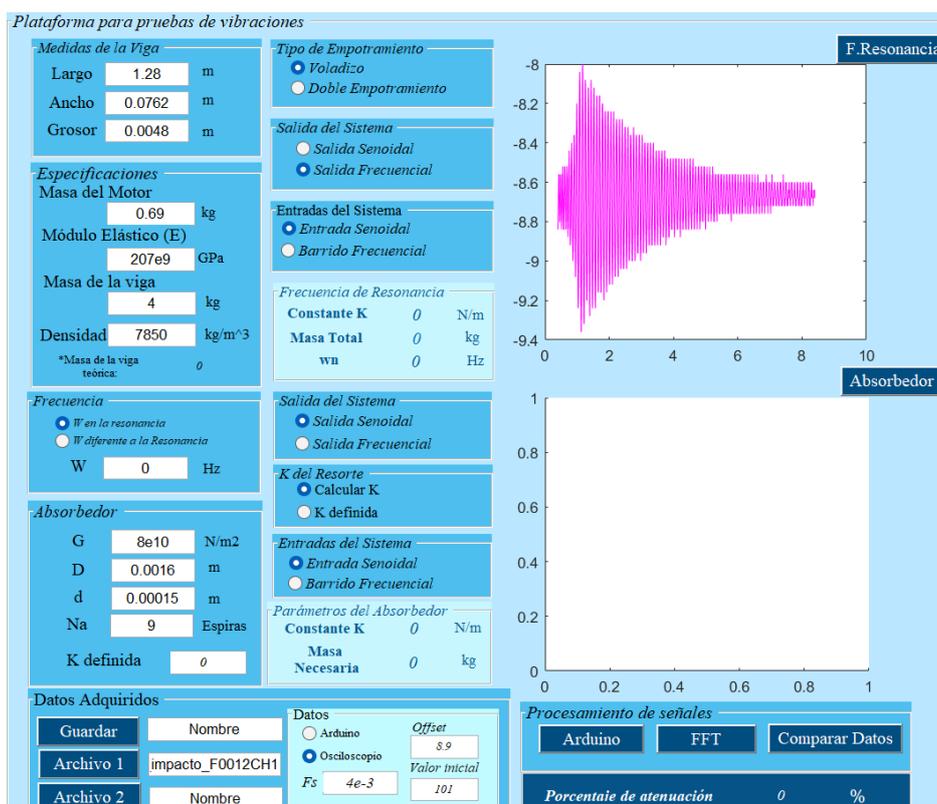


Figura 5.11: Lectura realizada con el sensor de distancia del sistema con la viga en voladizo.

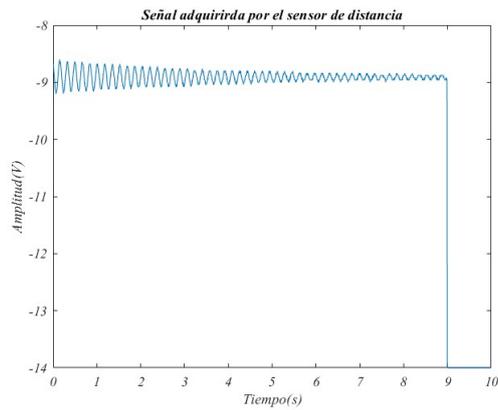


Figura 5.12: Lectura completa realizada por el osciloscopio.

Para poder calcular la Transformada de Fourier de la lectura adquirida se debe ingresar en la interfaz la frecuencia de muestreo que se configuró en el osciloscopio y el offset de la señal (Figura 5.13).

Plataforma para pruebas de vibraciones

Medidas de la Viga

Largo: 1.28 m

Ancho: 0.0762 m

Grosor: 0.0048 m

Especificaciones

Masa del Motor: 0.69 kg

Módulo Elástico (E): 207e9 GPa

Masa de la viga: 4 kg

Densidad: 7850 kg/m³

*Masa de la viga teórica: 0

Frecuencia

W en la resonancia

W diferente a la Resonancia

W: 0 Hz

Absorbedor

G: 8e10 N/m²

D: 0.0016 m

d: 0.00015 m

Na: 9 Espiras

K definida: 0

Datos Adquiridos

Guardar: Nombre

Archivo 1: impacto_F0012CH1

Archivo 2: Nombre

Datos

Arduino Offset: 5.9

Osciloscopio Valor inicial: 101

Fs: 4e-3

Tipo de Empotramiento

Voladizo

Doble Empotramiento

Salida del Sistema

Salida Senoidal

Salida Frecuencial

Entradas del Sistema

Entrada Senoidal

Barrido Frecuencial

Frecuencia de Resonancia

Constante K: 0 N/m

Masa Total: 0 kg

wn: 0 Hz

Salida del Sistema

Salida Senoidal

Salida Frecuencial

K del Resorte

Calcular K

K definida

Entradas del Sistema

Entrada Senoidal

Barrido Frecuencial

Parámetros del Absorbedor

Constante K: 0 N/m

Masa Necesaria: 0 kg

F.Resonancia

Absorbedor

Procesamiento de señales

Arduino FFT Comparar Datos

Porcentaje de atenuación: 0 %

Figura 5.13: Lectura realizada con el sensor de distancia del sistema con la viga en voladizo.

Experimento en aceleración

En la Figura 5.14 se muestra la lectura realizada, en el archivo obtenido por el osciloscopio se indica cuál fue el offset con el que se leyó la señal o bien este se puede ajustar observando la lectura. Es importante que el offset sea cercano a cero, ya que este parámetro afecta en la amplitud de la respuesta en frecuencia, a mayor offset, menor amplitud.

A diferencia del acelerómetro, la lectura realizada por el sensor de distancia requiere que se procese la señal para obtener la distancia en milímetros, por lo que se estableció que la amplitud de la señal sea de 1V, multiplicando los valores de la señal por un factor de $\frac{1}{(4,09468)}$ de acuerdo a la hoja de datos del sensor (Figura B.1 Apéndice C).

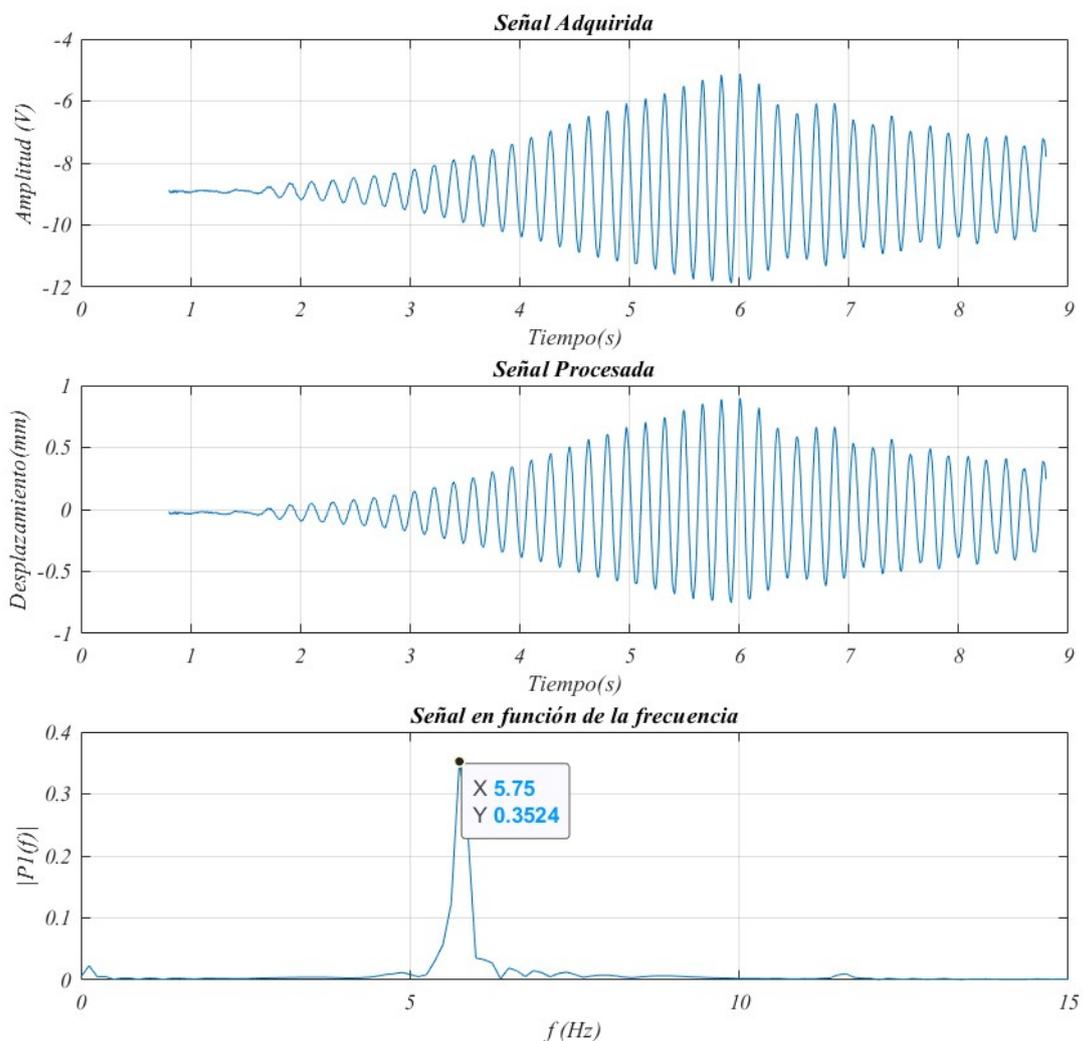


Figura 5.14: Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).

Experimento en desaceleración

En la Figura 5.15 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje a 0 volts.

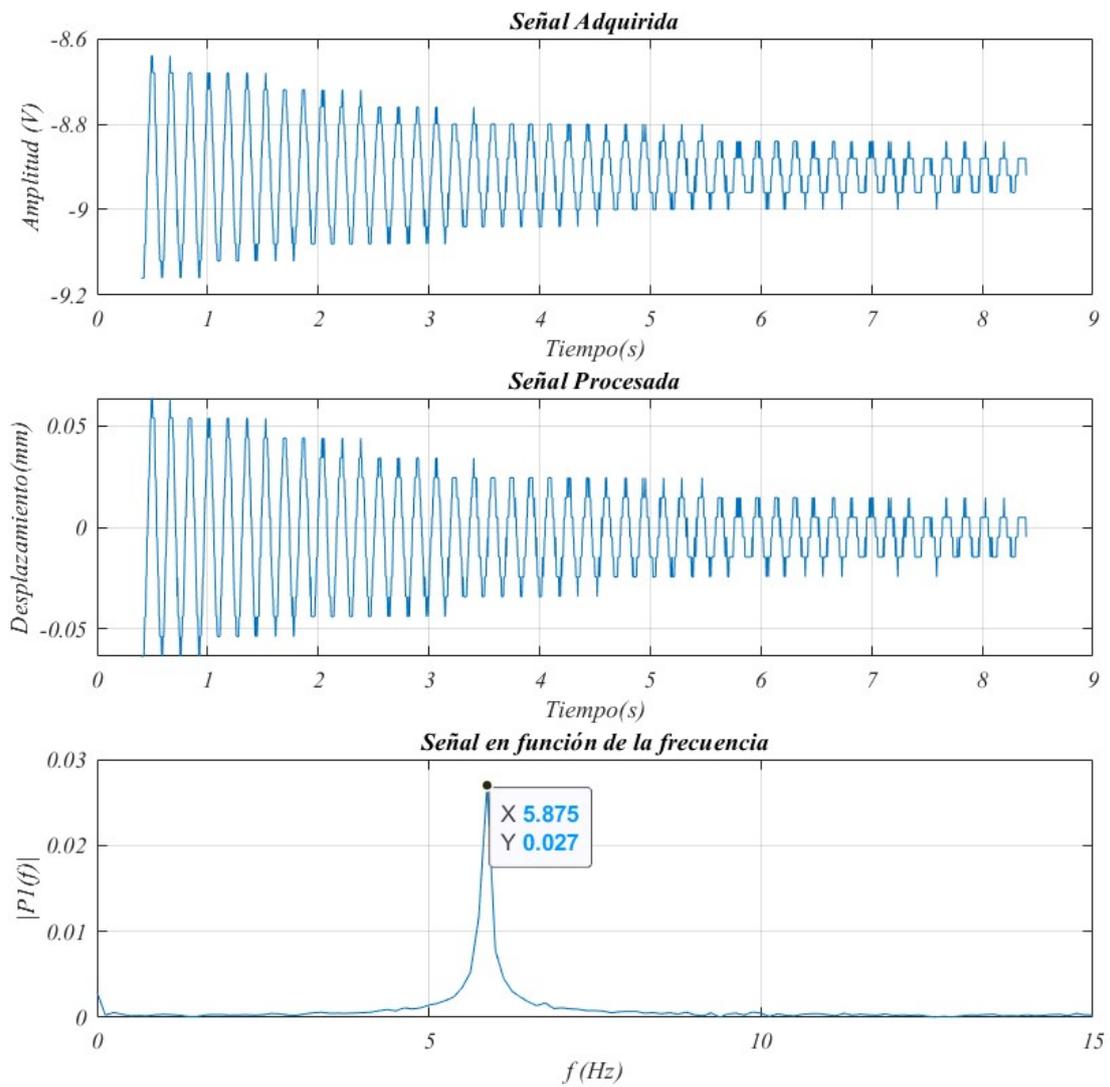


Figura 5.15: Lectura realizada con el sensor de distancia(desaceleración).

5.2. Sistema de viga en doble empotramiento (3 in)

El sistema en doble empotramiento cuya viga es de un ancho de 3 in se muestra en la Figura 5.16 y los elementos necesarios para realizar la adquisición de la señal.

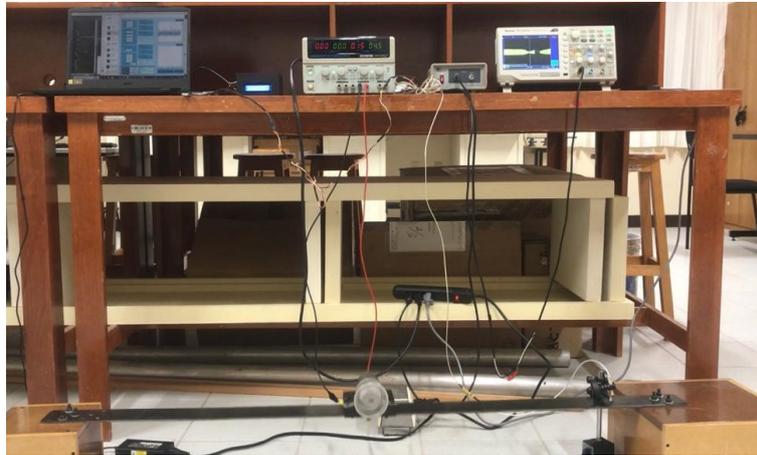


Figura 5.16: Sistema con viga en empotramiento doble (3 in).

5.2.1. Cálculo de la frecuencia de resonancia

Para realizar el cálculo de forma correcta es importante considerar el factor con el que se calcula K igual a 192, y el porcentaje de masa que se considera de la viga de 0,5, se capturaron los parámetros en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2: Parámetros para el sistema con viga en empotramiento doble.

Parámetro		Dimensiones	
Longitud (m)		1.28	
Ancho (m)		0.0762 (3 in)	
Alto (m)		0.0048 (3/16 in)	
Empotramiento		Doble	
Material		Acero	
Densidad (kg/m^3)		7850	
K		M	
Parámetro		Parámetro	
Factor	192	M. barra teórica (kg)	$\rho/v = 3.675$
Módulo Elástico (GPa)	206,8	Masa del motor (kg)	0.690
Inercia (m^4)	$\frac{1}{12}c^3b = 7,02 \cdot 10^{-10}$	Volumen (m^3)	a b c = $4,64 \cdot 10^{-4}$
largo (m)	1.28 m	Masa barra (kg)	4.4
K = $1,3308 \cdot 10^4 N/m$		M = 3.25 kg	
$\omega_n = 63.9923 \text{ rad/s} = 611.0817 \text{ rpm} = 10.1847 \text{ Hz}$			

La salida del sistema excitado a la frecuencia de resonancia en doble empotramiento del diagrama de bloques en función del tiempo se muestra en la Figura 5.17 **a**). La salida en función de la frecuencia se muestra en la Figura 5.17 **b**), la cual permite apreciar la frecuencia de resonancia del sistema y comprobar que coincide con los datos obtenidos.

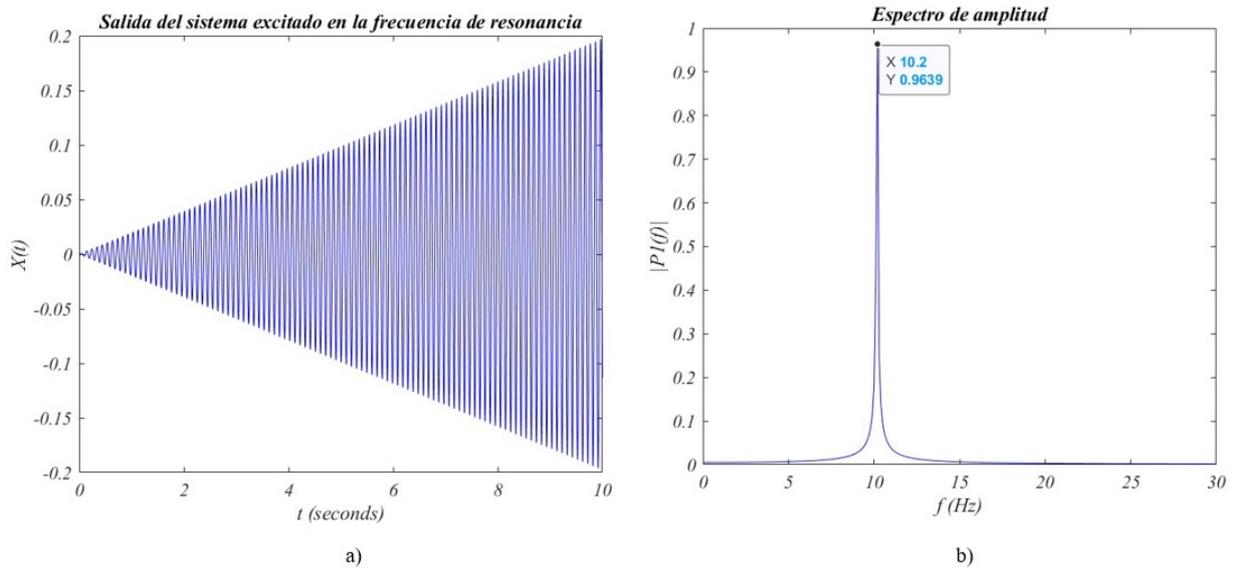


Figura 5.17: Salida del sistema en empotramiento doble a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.

5.2.2. Análisis modal del sistema

Para verificar el valor de la primer frecuencia en el primer modo de vibración obtenido con los cálculos, se realizó el análisis modal, considerando las medidas de la viga, el módulo elástico y la densidad. Se implementó un objeto en el centro para simular la masa del motor, para ello se empleó el módulo elástico de la madera y la densidad se obtuvo a partir de la masa y del volumen. En la Figura 5.17 se presenta el resultado numérico del análisis modal de la viga en voladizo en ANSYS, así como la frecuencia natural asociada al primer modo de vibración en flexión, en las Figuras 5.18 y 5.19 se muestra la deformación de la viga en resonancia ($f_{n_1} = 10,62Hz$)

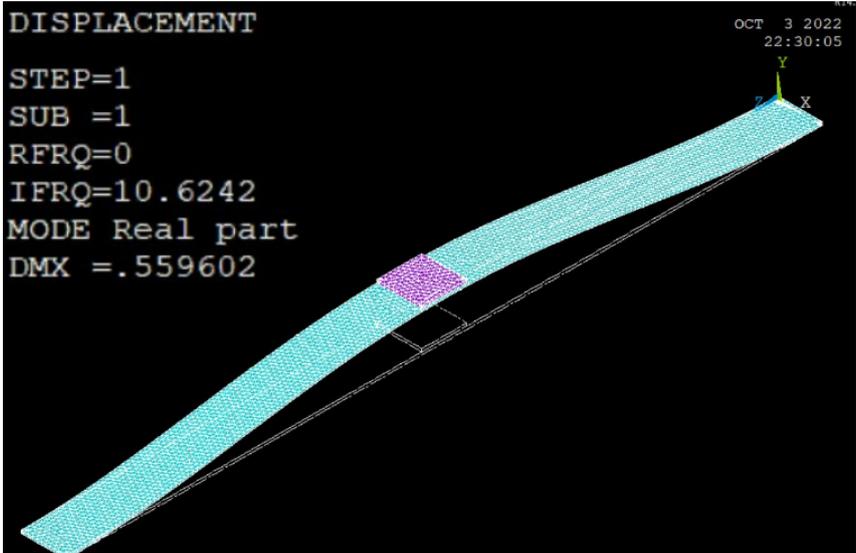


Figura 5.18: Simulación del sistema primario en empotramiento doble.

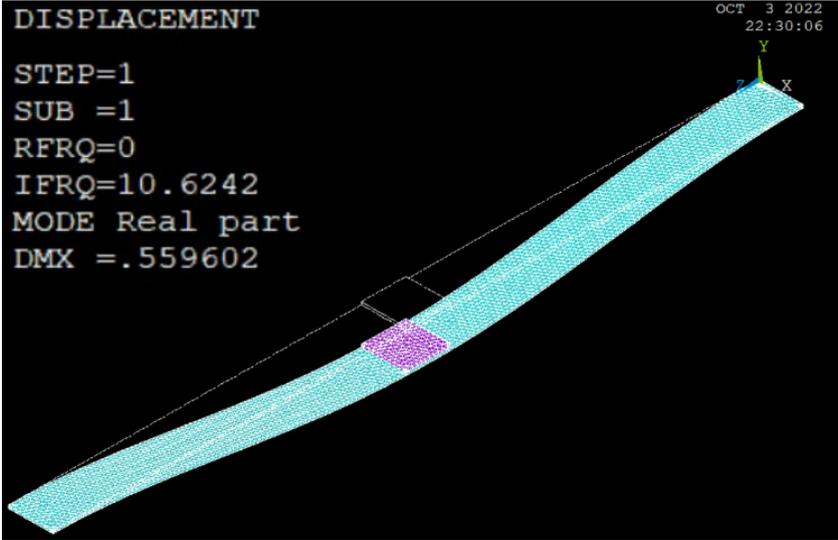


Figura 5.19: Desplazamiento del sistema en empotramiento doble.

5.2.3. Medición con el acelerómetro

Se realizó la medición con el acelerómetro, el cual se posicionó a un lado del motor, sobre la viga, para obtener la frecuencia de resonancia al procesar la señal en la interfaz gráfica.

En la Figura 5.20 se presenta en la interfaz gráfica la función para obtener respuesta en frecuencia de los datos teóricos, en la parte inferior se muestra la Transformada de Fourier de la lectura realizada, con la cual se puede comprobar que el sistema tuvo una respuesta en una frecuencia cercana al valor teórico de 10 Hz.

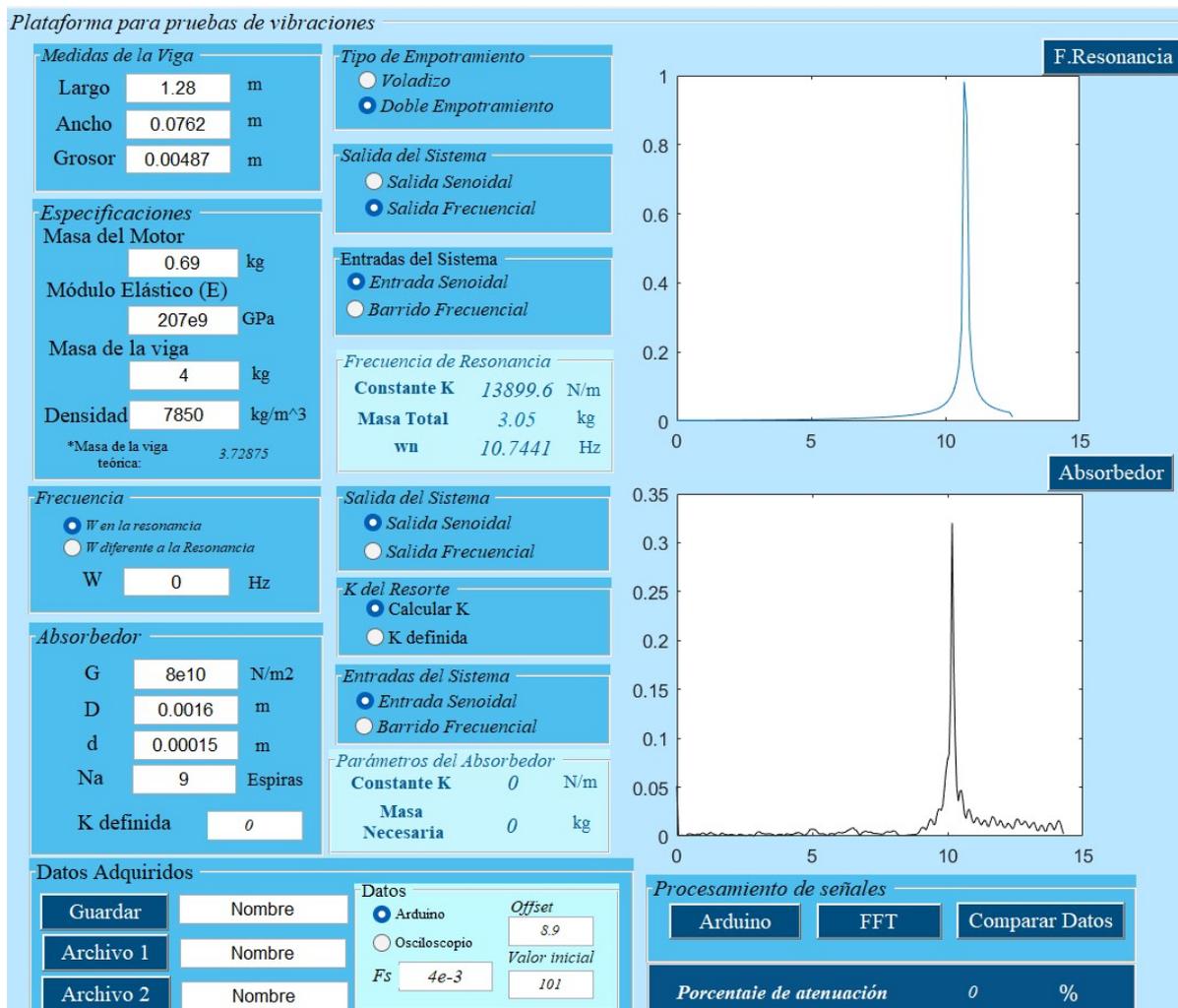


Figura 5.20: Lectura realizada con el acelerómetro del sistema en empotramiento doble.

Experimento en aceleración

En la Figura 5.21 se muestra la gráfica auxiliar la cual muestra la lectura realizada con el acelerómetro, la eliminación del offset, y Transformada de Fourier.

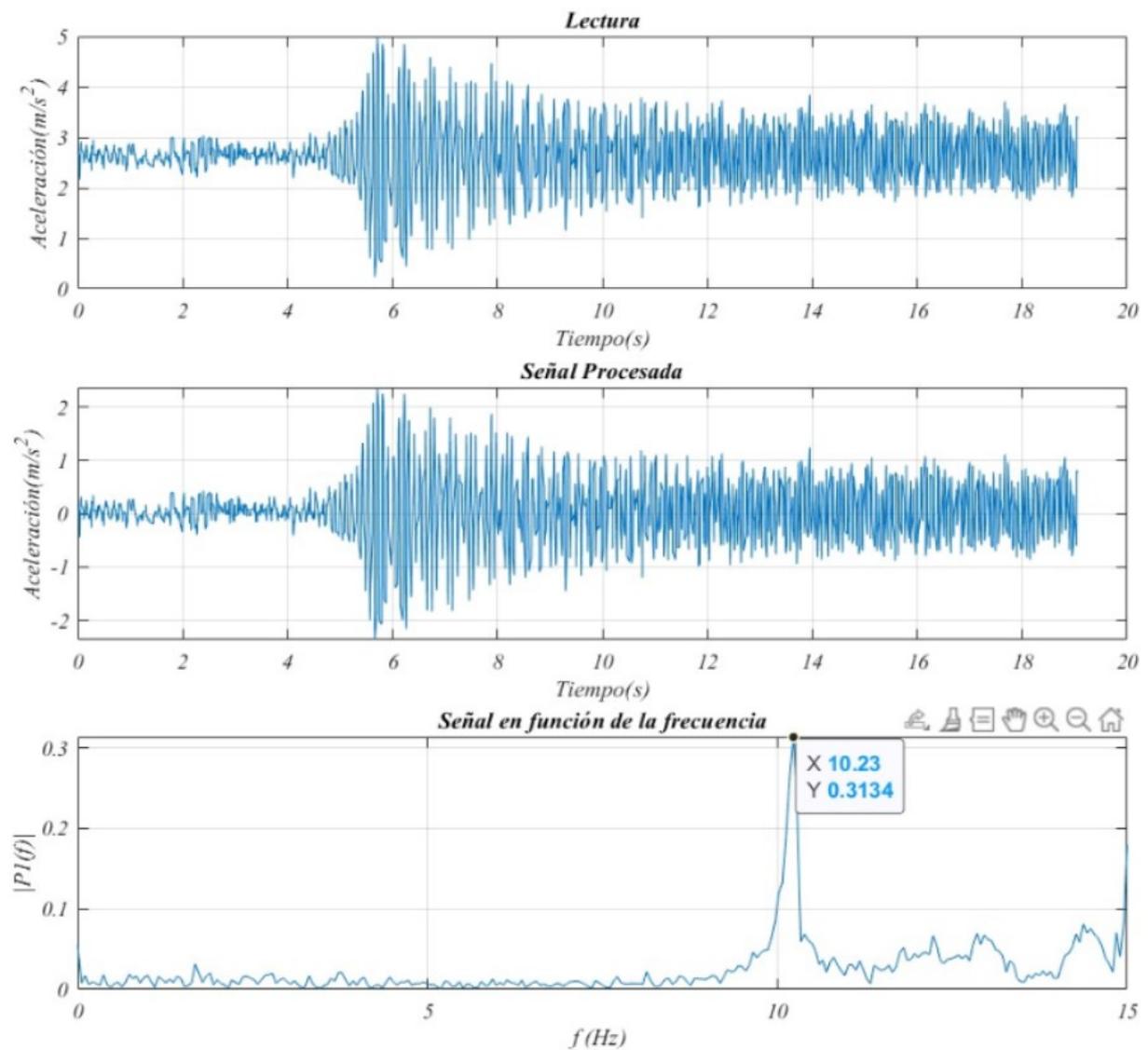


Figura 5.21: Lectura realizada con el acelerómetro (aceleración).

Experimento en desaceleración

En la Figura 5.22 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje a 0 volts.

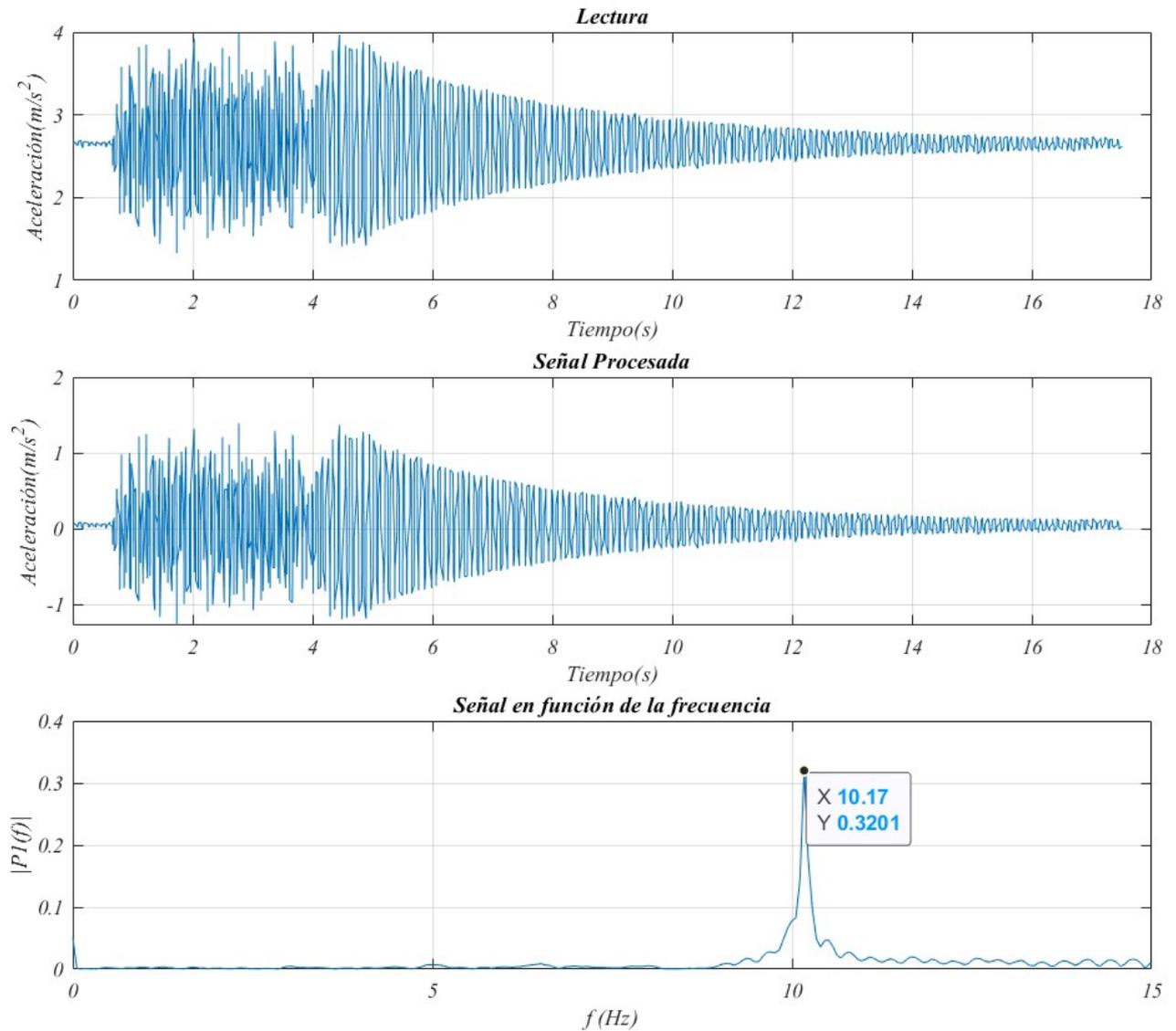


Figura 5.22: Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).

5.2.4. Medición con el sensor de distancia

Se realizaron los experimentos con el sensor de distancia obteniendo la señal procesada por el acondicionador de señales y con el osciloscopio el archivo “.csv” el cual contiene la información de la señal, para poder realizar el posprocesamiento de la lectura realizada con la interfaz, para ello se ingresa la frecuencia de muestreo que se configuró en el osciloscopio y el offset para obtener la transformada de Fourier de la lectura.

Experimento en aceleración

En la Figura 5.23 se muestra la lectura realizada, la lectura sin el offset, posteriormente la conversión a milímetros y por último la Transformada de Fourier de la señal.

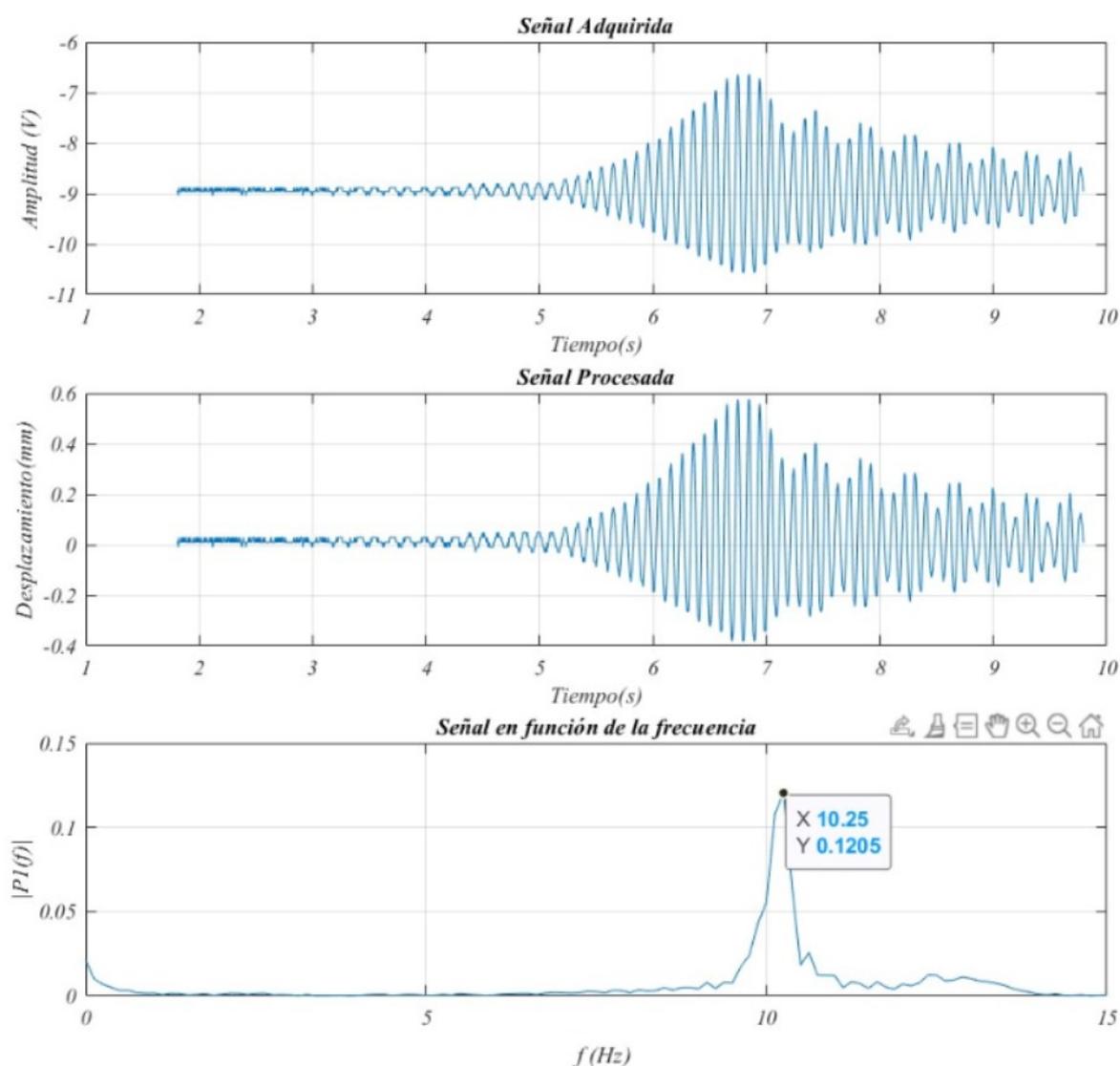


Figura 5.23: Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).

Experimento en desaceleración

En la Figura 5.24 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje de alimentación del motor a 0 volts.

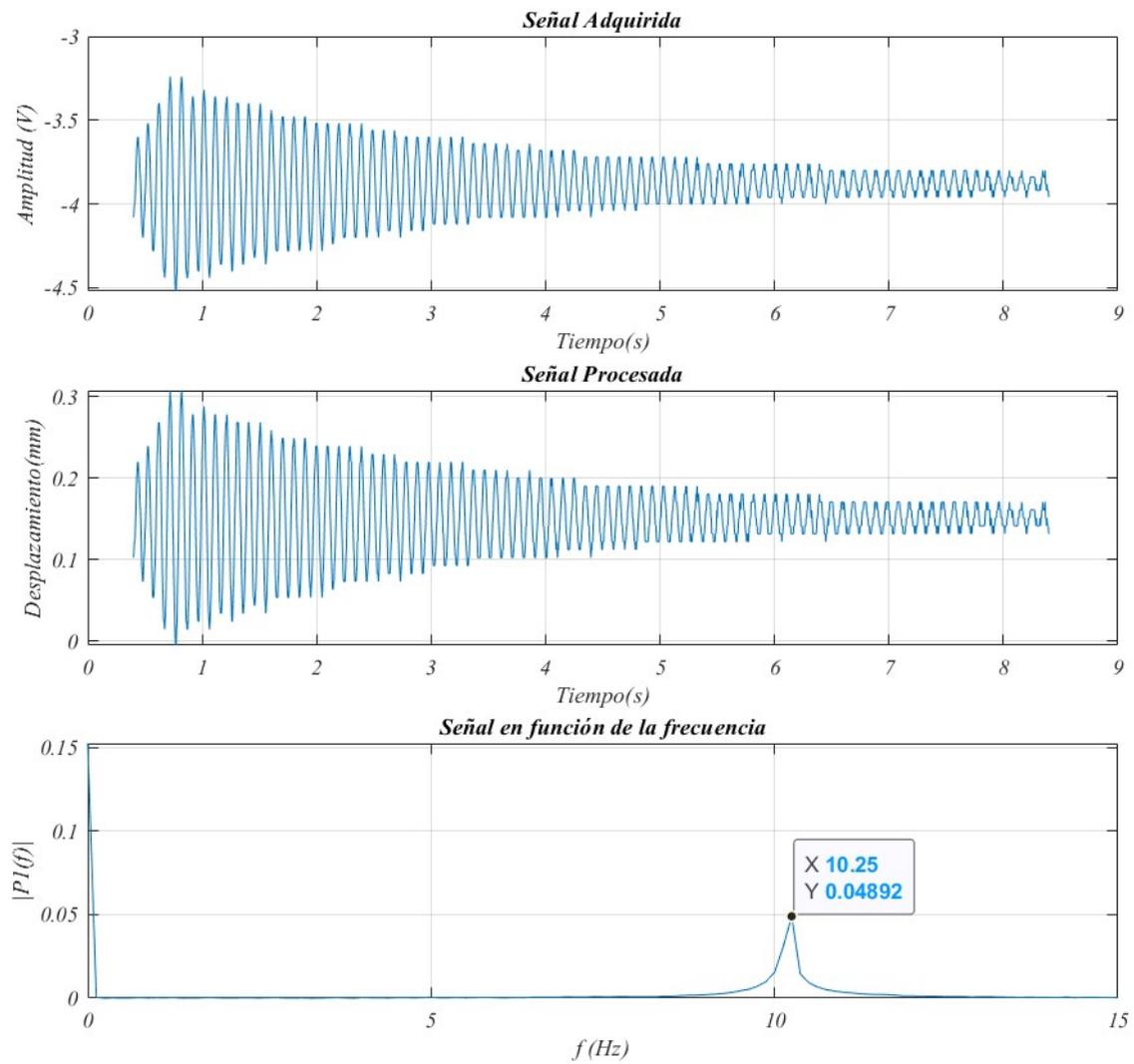


Figura 5.24: Lectura realizada con el sensor de distancia(desaceleración).

5.3. Sistema de viga en doble empotramiento (2in)

El sistema de viga de 2 in de ancho con doble empotramiento, así como, los elementos necesarios para la adquisición de su respuesta vibratoria, se muestran en la Figura 5.25.

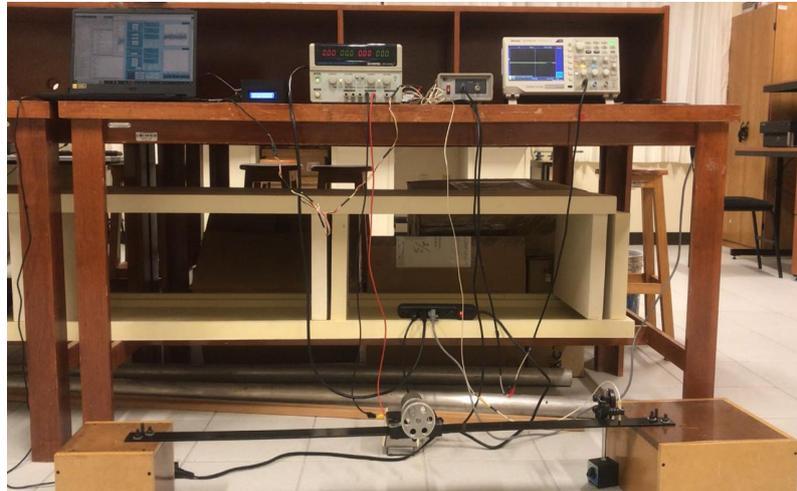


Figura 5.25: Sistema con viga en empotramiento doble (3 in).

5.3.1. Cálculo de la frecuencia de resonancia

Para el sistema con viga en doble empotramiento de 2 in, únicamente cambian los parámetros de largo, ancho, y masa de la viga, estos parámetros se capturaron en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3: Parámetros para el sistema con viga en empotramiento doble.

Parámetro		Dimensiones	
Longitud (m)		1.14	
Ancho (m)		0.0508 (3 in)	
Alto (m)		0.0048 (3/16 in)	
Empotramiento		Doble	
Material		Acero	
Densidad (kg/m^3)		7850	
K		M	
Parámetro		Parámetro	
Factor	192	M. barra teórica(kg)	$\rho/v = 2.1821 \text{ kg}$
Módulo Elástico (GPa)	206,8	Masa del motor (kg)	0.690
Inercia (m^4)	$\frac{1}{12}c^3b = 4,68^{-10}$	Volumen(m^3)	a b c= $2,7798x10^{-4}$
largo(m)	1.14	Masa barra(kg)	2.8
K= $1,2547x10^4N/m$		M= 2.45 kg	
$\omega_n = 71.5630 \text{ rad/s} = 683.3765 \text{ rpm} = 11.3896 \text{ Hz}$			

La salida del sistema en doble empotramiento del diagrama de bloques en función del tiempo se muestra en la Figura 5.26 **a)**. En la Figura 5.26 **b)** se muestra la salida en función de la frecuencia, la cual permite apreciar la frecuencia de resonancia del sistema y comprobar que coincide con los datos obtenidos.

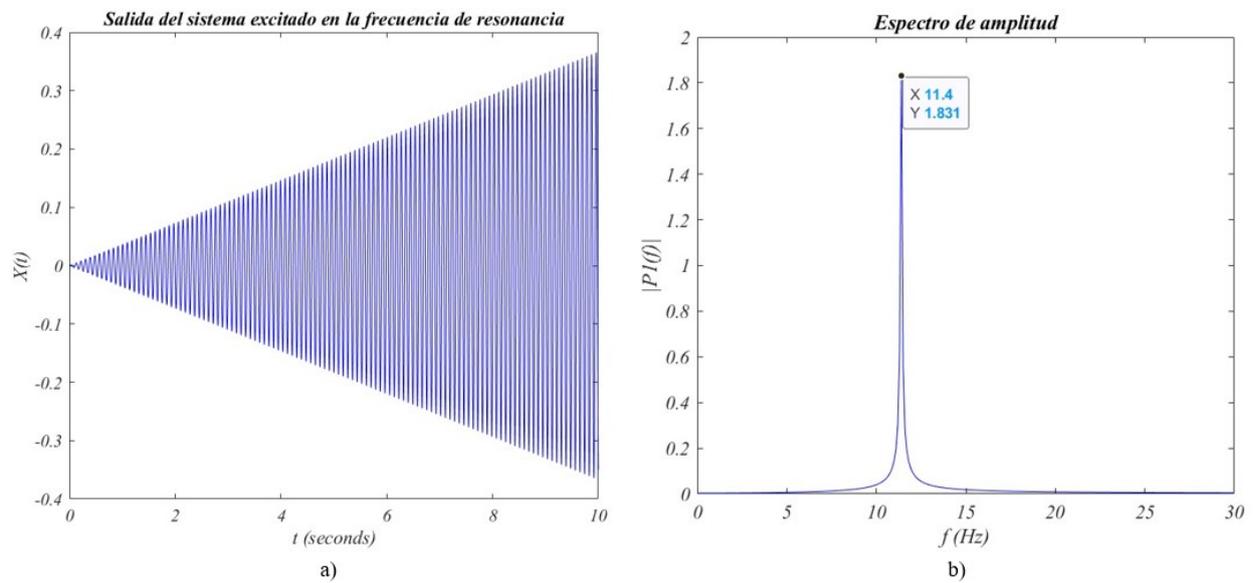


Figura 5.26: Salida del sistema en empotramiento doble a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.

5.3.2. Análisis modal del sistema

Para verificar el valor de la primer frecuencia en el primer modo de vibración obtenido con los cálculos, se realizó el análisis modal, considerando las medidas de la viga, el módulo elástico y la densidad. Se implementó un objeto en el extremo para simular la masa del motor, para ello se empleó el módulo elástico de la madera y la densidad se obtuvo a partir de la masa y del volumen. En la Figura 5.27 se presenta el resultado numérico del análisis modal de la viga en empotramiento doble en ANSYS, así como la frecuencia natural asociada al primer modo de vibración en flexión, en la Figura 5.28 se muestra como se deforma la viga ($f_{n_1} = 11,24Hz$)

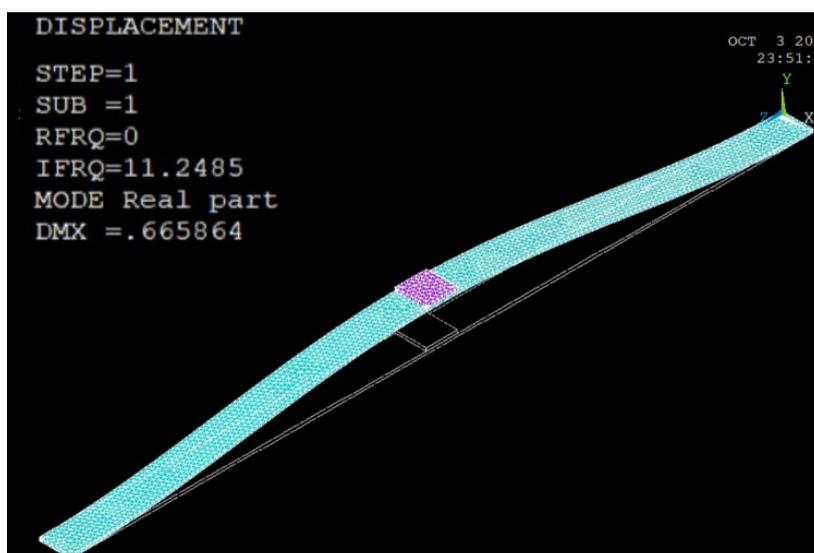


Figura 5.27: Simulación del sistema primario en empotramiento doble.

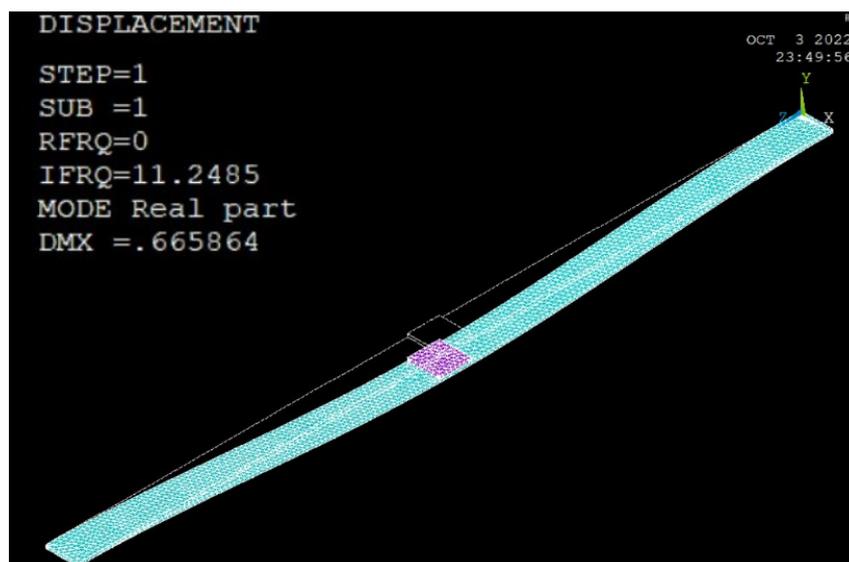


Figura 5.28: Desplazamiento del sistema en empotramiento doble.

5.3.3. Medición con el acelerómetro

Se realizó la medición con el acelerómetro, el cual se posicionó a un lado del motor, sobre la viga, para obtener la frecuencia de resonancia al procesar la señal en la interfaz.

En la Figura 5.29 se presenta la función para recuperar lecturas realizadas previamente, al ingresar la dirección y el nombre del archivo, en la casilla frente al boton guardar y posteriormente ingresar el nombre de la lectura realizada frente al boton archivo, el cual muestra en la gráfica superior la señal en función del tiempo, y posteriormente la Transformada de Fourier de la lectura, en la cual se observa que el sistema tuvo una respuesta en una frecuencia cercana al valor teórico de 11.4 Hz.

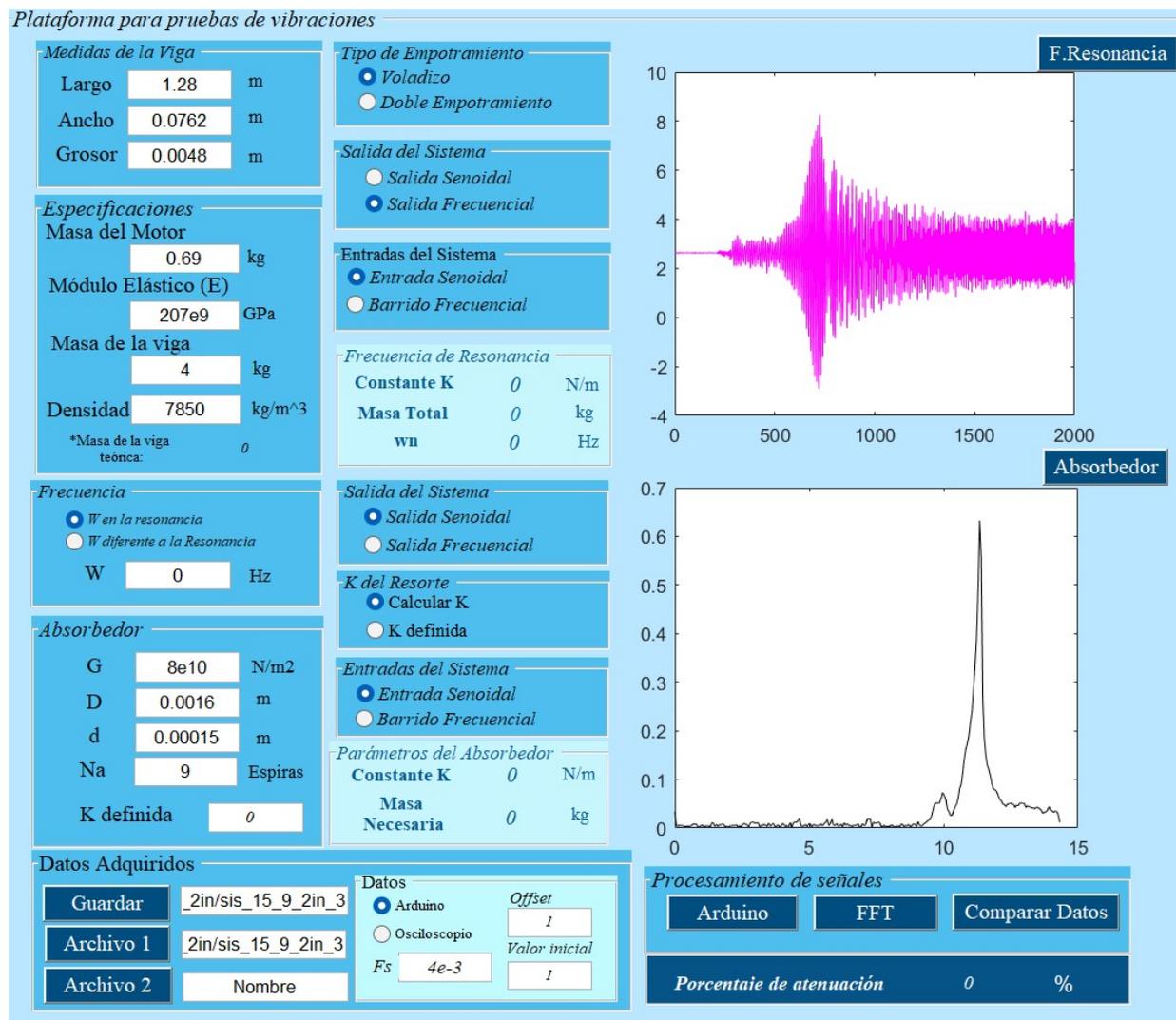


Figura 5.29: Lectura realizada con el acelerómetro del sistema en empotramiento doble.

Experimento en aceleración

En la Figura 5.30 se muestra la gráfica auxiliar de la lectura realizada con el acelerómetro, la eliminación del offset, y la transformada de Fourier.

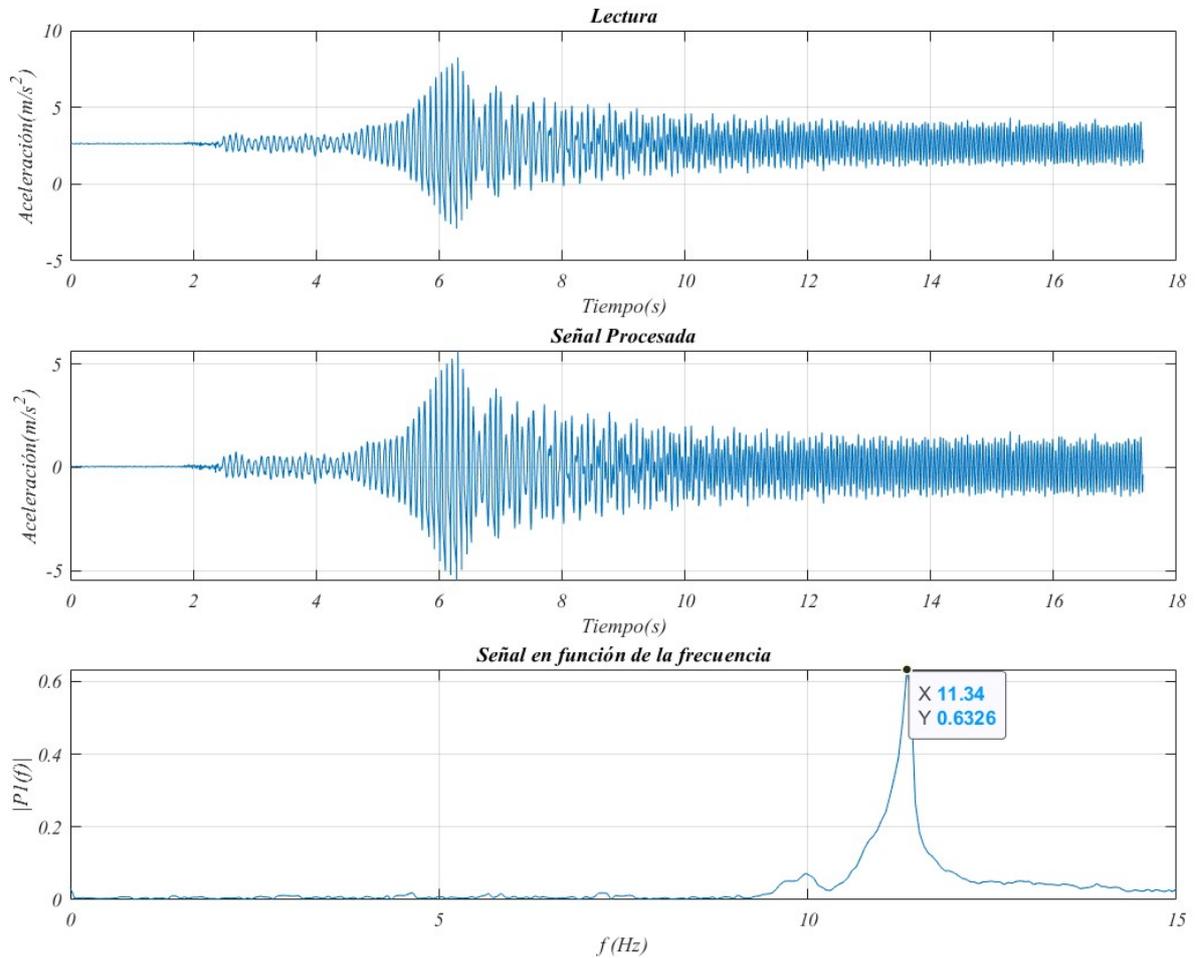


Figura 5.30: Lectura realizada con el acelerómetro (aceleración).

Experimento en desaceleración

En la Figura 5.31 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la frecuencia de resonancia y abruptamente bajar el voltaje de alimentación del motor a 0 volts.

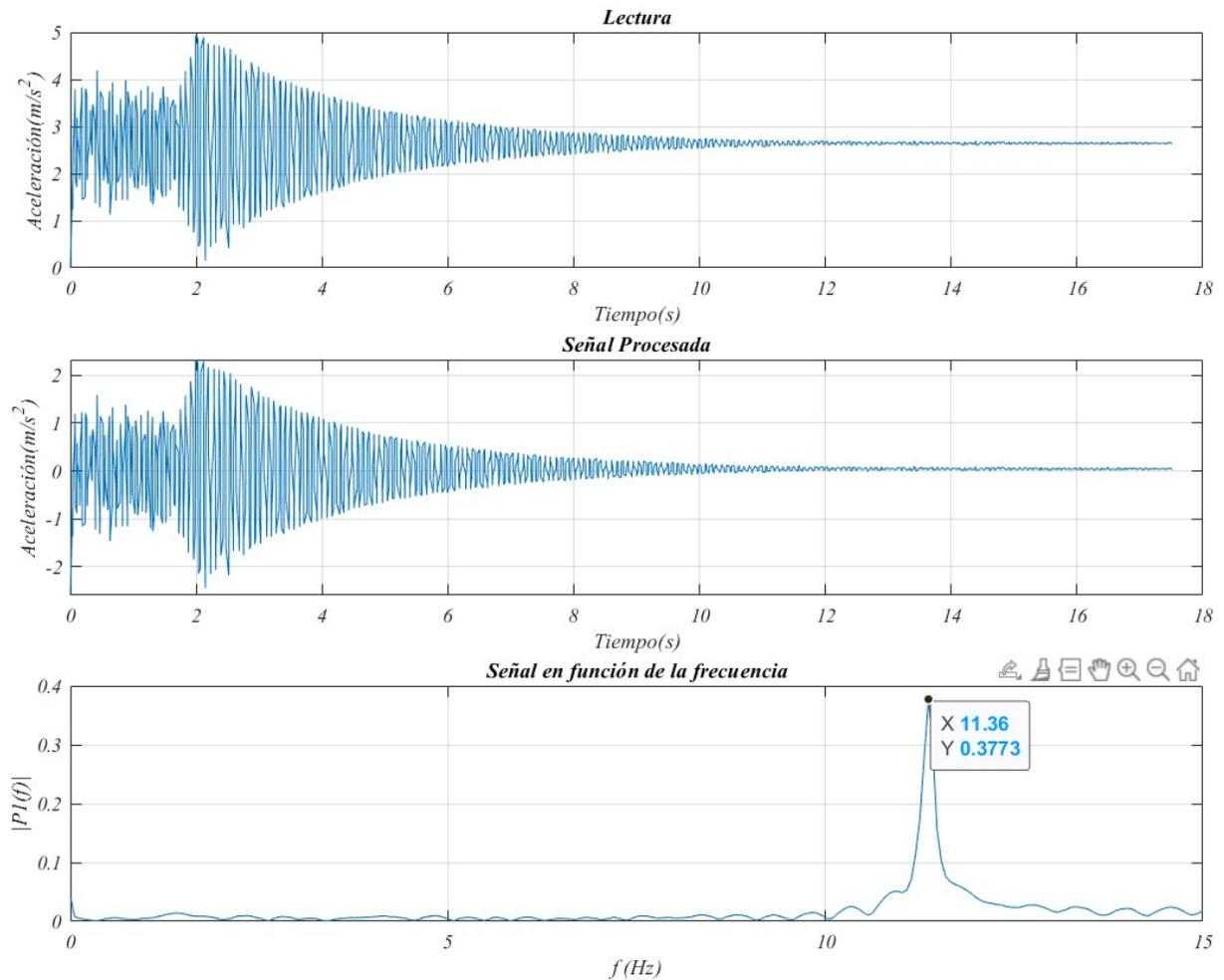


Figura 5.31: Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).

5.3.4. Medición con el sensor de distancia

Se realizaron las lecturas de la amplitud con el sensor de distancia obteniendo la señal procesada por el acondicionador y posteriormente obtener la frecuencia de resonancia en Hz con la interfaz.

Experimento en aceleración

En la Figura 5.32 se muestra la lectura realizada, la lectura sin el offset, la conversión a milímetros y por último la Transformada de Fourier de la señal.

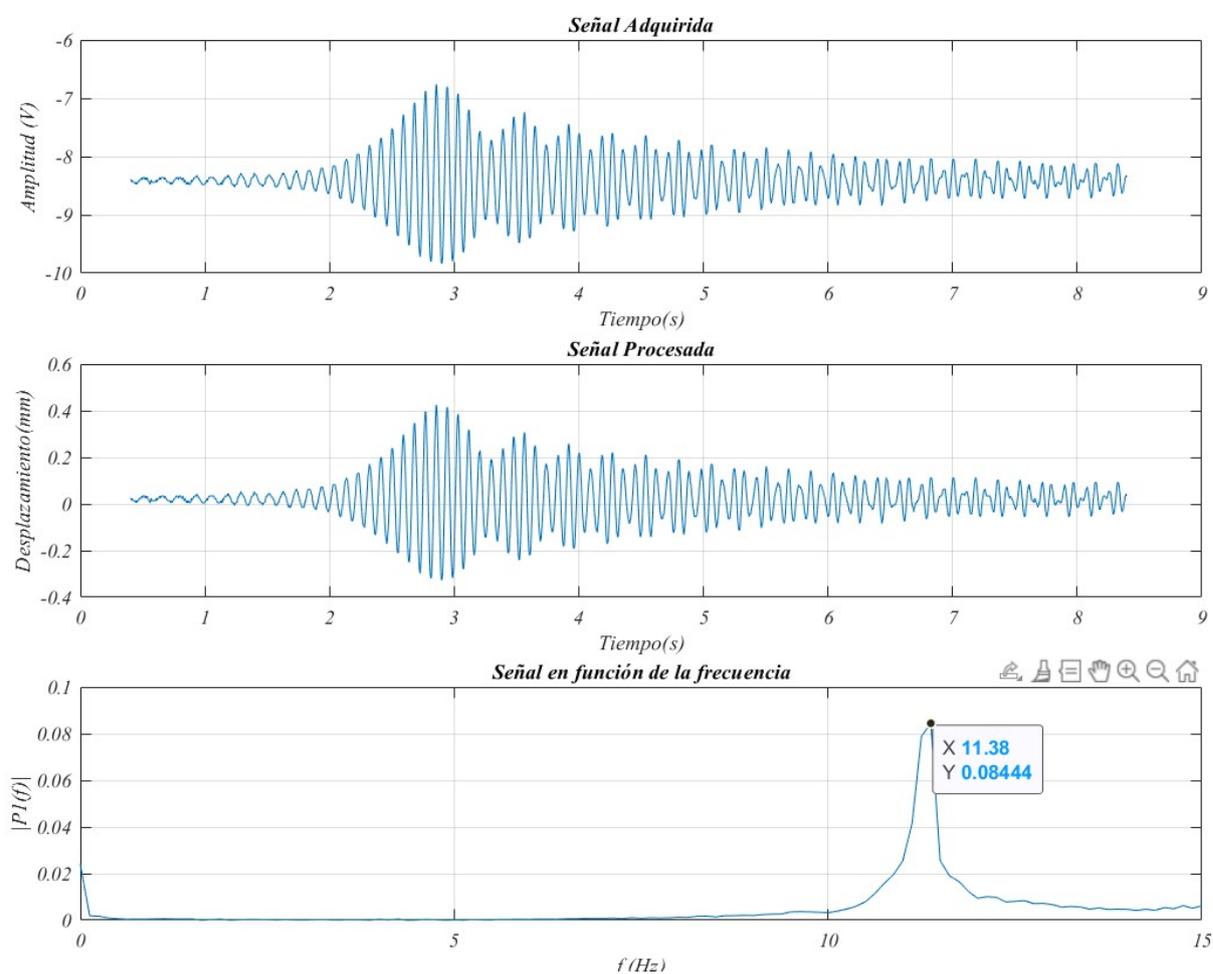


Figura 5.32: Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).

Experimento en desaceleración

En la Figura 5.33 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje de alimentación del motor a 0 volts.

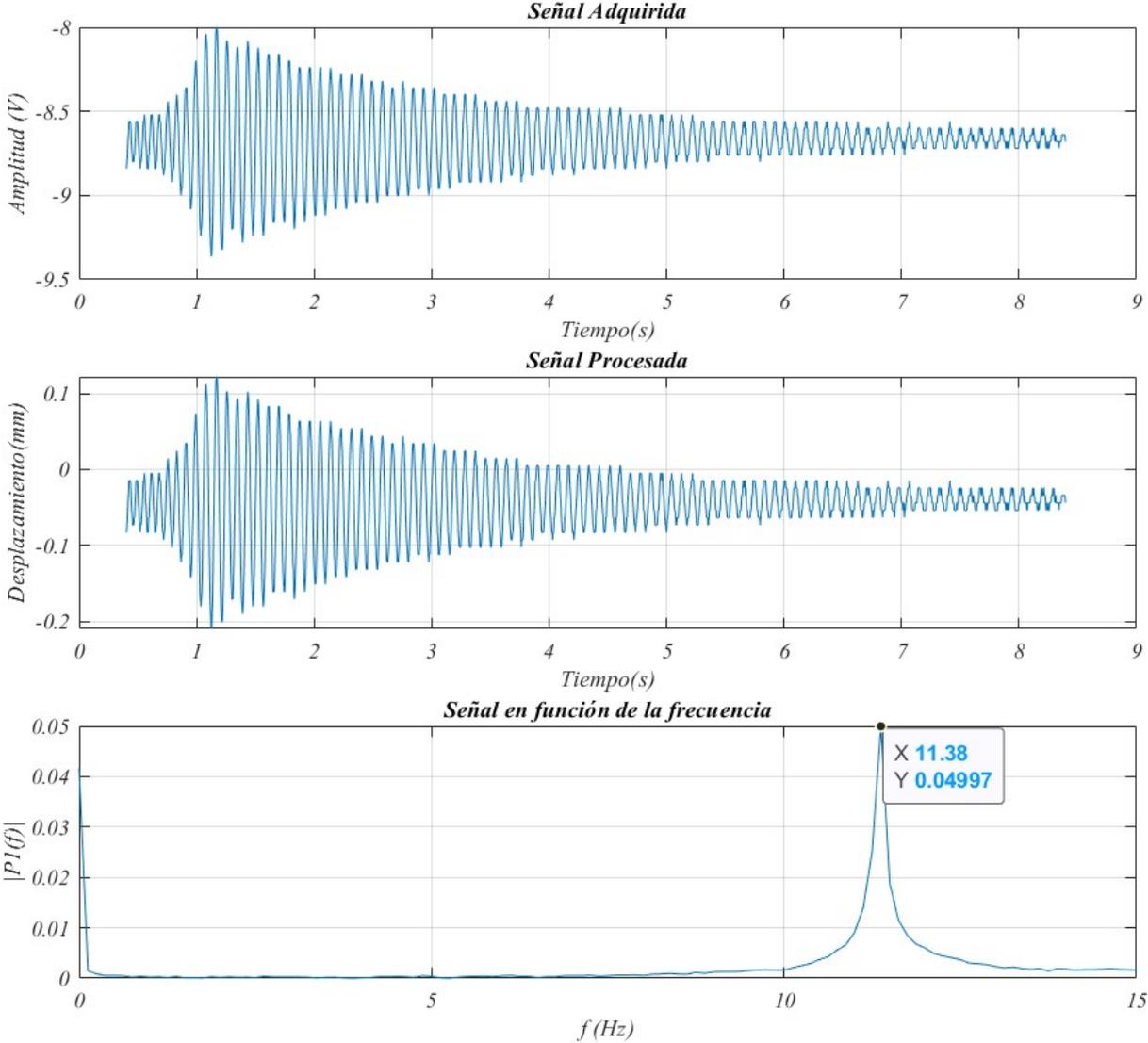


Figura 5.33: Lectura realizada con el sensor de distancia(desaceleración).

Capítulo 6

Diseño e implementación con el absorbedor

En este capítulo se presenta el diseño del absorbedor, los cálculos y simulaciones realizados para determinar los parámetros de rigidez del resorte y la masa necesarios. Posteriormente, se presenta la manufactura del absorbedor y las adaptaciones para poder implementarlo, finalmente se presentan los resultados obtenidos al implementarlo en el sistema primario.

6.1. Matriz morfológica del sistema de control

La Tabla 6.1 muestra las ventajas y desventajas de los sistemas de control considerados para el sistema.

Tabla 6.1: Ventajas y desventajas de los esquemas de control de vibraciones.

Pasivo	Activo
Ventajas	
Amortigua la vibración en la frecuencia de resonancia	Amortigua en diferentes frecuencias
No utiliza ninguna fuente de energía externa	Ancho de banda mayor para la atenuación
Desventajas	
Solo funciona a una frecuencia	Solo son efectivos para frecuencias no resonantes
Agrega nuevas frecuencias resonantes al sistema	El sistema por sí mismo es capaz de disipar frecuencias no resonantes

En la Tabla 6.2 se muestra el criterio de evaluación y la matriz morfológica desarrollada para el sistema de control

Tabla 6.2: Criterio de evaluación.

Aspectos	Punt. Máx	Pasivo	Activo
Atenuación de la vibración	3	3	3
Ancho de banda	2	1	1.5
Atenuación en la frecuencia de resonancia	4	4	1
Ajuste de parámetros	1	1	1
Calificación final	10	9	6.5

6.2. Diseño del sistema de control

El absorbedor tiene como finalidad disminuir el efecto no deseado de las vibraciones cuando el sistema se excita a la frecuencia de resonancia. El diseño consiste en un sistema masa-resorte, cuyo movimiento ocurre en la misma dirección que la vibración que se desea atenuar (Figura 6.1), la masa se diseñó como un contenedor, el cual permite disminuir o aumentar la masa dependiendo de la frecuencia a la que se diseña el absorbedor.

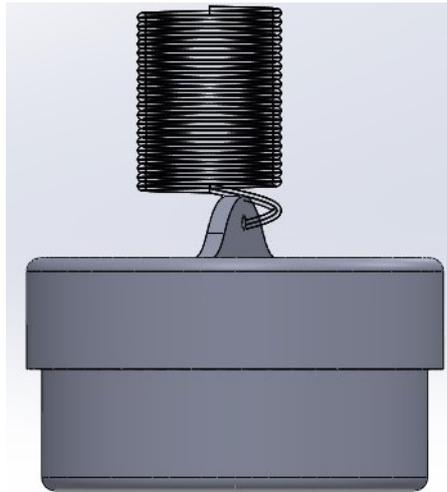


Figura 6.1: Absorbedor masa-resorte.

6.3. Cálculo de los parámetros del absorbedor

Para diseñar un absorbedor que funcione cuando el sistema opera cerca de su frecuencia de resonancia se parte de la ecuación (6.3.1) por lo que una vez obtenida la frecuencia de resonancia en el sistema de primer orden, se determinan los parámetros del absorbedor dada la ecuación 6.3.2 la cual se deriva de la ecuación (2.8.36).

$$\omega^2 = \omega_1 = \omega_2 \quad (6.3.1)$$

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (6.3.2)$$

Donde: ω es la frecuencia para la cual se desean calcular los parámetros del absorbedor, ω_1 es la frecuencia de resonancia del sistema primario y ω_2 la frecuencia natural del sistema secundario (absorbedor).

k_1 = constante de rigidez del sistema primario.

m_1 = masa del sistema primario

k_2 = constante de rigidez necesaria para el absorbedor

m_2 = masa necesaria para el absorbedor

El cálculo de los parámetros del absorbedor se realizan empleando la ecuación (2.8.36), la cual depende de la masa y la constante del resorte. Para el cálculo de la constante del resorte en compresión se emplea la ecuación (6.3.3) y los datos de la Tabla 6.3

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3N_a} \quad (6.3.3)$$

donde G= es el Módulo de cizallamiento del material

d = Diámetro de Alambre (metros)

D = Diámetro medio (metros)

Na = Número de Vueltas activas

Tabla 6.3: Módulo de cizallamiento del material [25].

Metal	Módulo de cizallamiento G en GPa
Cobre estirado en frío	48
Aluminio	25.0-26.0
Acero al carbono	8
Acero aleado	80
Zinc laminado	31
Latón estirado en frío	34.0-36.0
Latón naval laminado	36
Bronce de aluminio	41
Titanio	44
Níquel	79
Plata	30.3

Se realizaron los cálculos con el código del Anexo A.1.3, para determinar el valor k del resorte y el valor de la masa para el diseño del absorbedor de cada sistema, para realizar las simulaciones numéricas que permitan observar el efecto del absorbedor en el sistema, se utilizó el diagrama de bloques que se muestra en la Figura 6.2.

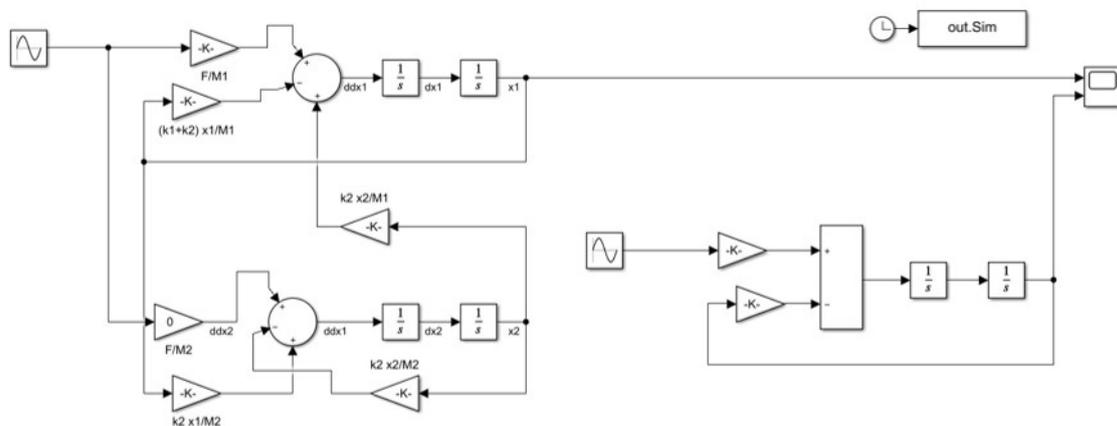


Figura 6.2: Diagrama de bloques de dos grados de libertad con entrada sinusoidal.

6.3.1. Sistema de viga en voladizo

Se empleó un resorte de extensión para el diseño del absorbedor del sistema con viga en voladizo, al realizar los cálculos con un resorte de compresión se estimaba que la masa debería de ser mayor a un kilogramo para su funcionamiento, por lo que se optó por un resorte menos rígido. Debido a que no se puede calcular la constante k , se realizó la caracterización del resorte la cual se presenta en el Apéndice D, de acuerdo a los resultados obtenidos, con un 95% de coincidencia el valor medio es de $k = 287,3N/m$, en un rango de $(212.5N/m, 362.1N/m)$, al realizar pruebas con el valor mínimo, el valor medio y el valor máximo, se obtuvieron mejores resultados con $k = 362,1N/m$, en la Tabla 6.4 se presentan los parámetros necesarios para el cálculo de la masa necesaria que es de 0.265 kg.

Se considera como regla general la relación de masa debe de estar entre 0,05 y 0,25 [14], ya que los valores más grandes que 0.25 tienden a indicar un diseño deficiente, por lo que se evaluó si el absorbedor cumple con esta regla, considerando que la viga pesa $1,5kg$ y la masa del absorbedor es de 0.265 kg, la relación de masa es de 0.176, al tener una relación de masa menor al 0.25 cumple con dicho requerimiento.

Tabla 6.4: Parámetros para el cálculo del absorbedor.

Sistema de primer orden con $\omega_n = 5.879$ Hz		Absorbedor Masa-Resorte	
Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Longitud (m)	0.65	G (N/m^2)	*
Ancho (m)	0.0508 (2in)	d (m)	*
Espesor (m)	0.0048	D (m)	*
Masa viga(kg)	1.5 kg	Na(Espiras)	*
K= $1,05764 \times 10^3 N/m$	M = 0.7750 kg	K= 362.1 N/m	M = 0.265 kg

Nota: El cálculo de la rigidez se realizó únicamente por medio de la caracterización.

En la Figura 6.3 a) se puede observar la salida en función del tiempo del sistema primario (color azul), y la salida del sistema de segundo orden (color negro), cuya amplitud disminuyó debido al efecto del absorbedor. En la Figura 6.3 b) se puede observar el efecto del absorbedor en el dominio de la frecuencia, en el cual la magnitud en la frecuencia de resonancia del sistema primario ha disminuido. En la Figura 6.4 se presenta la función de la interfaz, empleando un valor de k conocido.

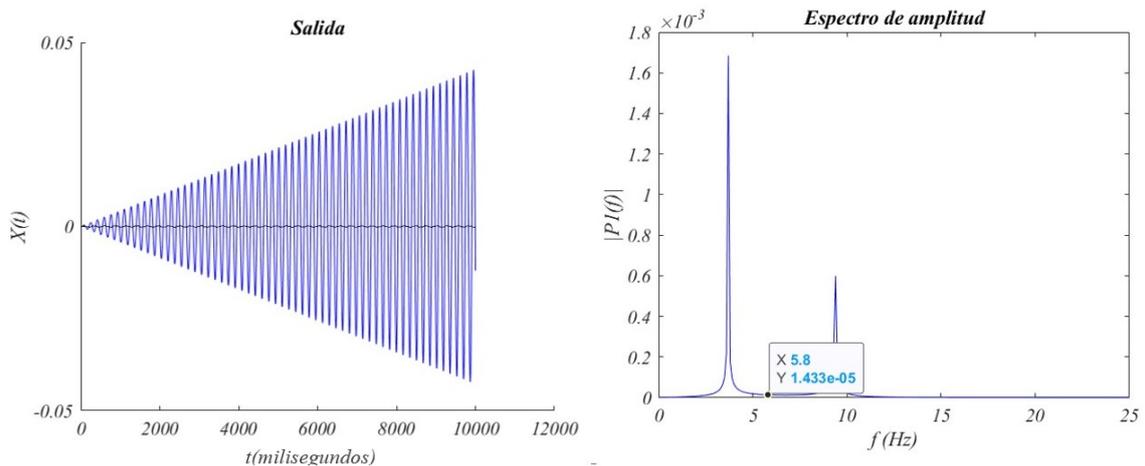


Figura 6.3: Salida del sistema con el absorbedor (masa-resorte) en función del tiempo

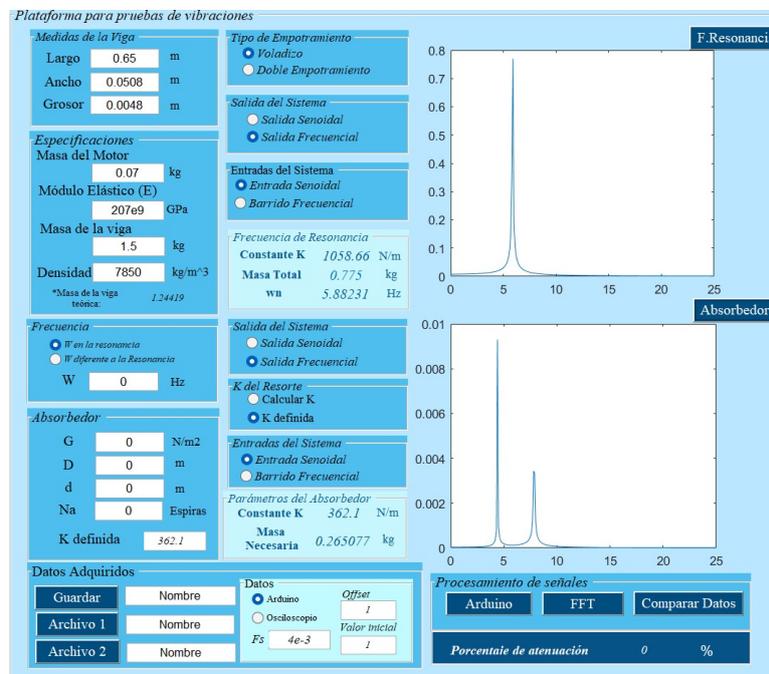


Figura 6.4: Función de la interfaz para el calculo del absorbedor.

6.3.2. Sistema de viga en empotramiento doble (3in)

Se empleó un resorte de compresión para el diseño del absorbedor del sistema con viga en doble empotramiento. Se calculó la constante k con la ecuación (6.3.3) empleando los parámetros presentados en la Tabla 6.5, se realizó la caracterización del resorte (Apéndice E), una vez que se determinó la constante k , se calculó el valor de la masa necesaria, la cual es de 0.351 kg. Se evaluó si la masa del absorbedor cumple con la relación de masa, considerando que la viga pesa 4,4kg y la masa del absorbedor es de 0.351 kg, la relación de masa es de 0.079, al tener una relación de masa menor al 0.25 y mayor 0.05 cumple con el requerimiento.

Tabla 6.5: Parámetros para el cálculo del absorbedor.

Sistema de primer orden con $\omega_n = 10.1847$ Hz		Absorbedor Masa-Resorte	
Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Longitud (m)	1.28	G (N/m ²)	8×10^{10}
Ancho (m)	0.0762 (3 in)	d (m)	0.00153
Espesor (m)	0.0048	D(m)	0.01618
Masa viga (kg)	4.4 kg	Na(Espiras)	9
K= 13308,8 N/m	M = 3.25 kg	K= 1437.43 N/m	M = 0.351 kg

En la Figura 6.5 a) se presenta la salida en función del tiempo del sistema primario (color azul), y la salida del sistema de segundo orden (color negro), cuya amplitud disminuyó debido al efecto del absorbedor. En la Figura 6.5 b) se puede observar el efecto del absorbedor en la frecuencia de resonancia del sistema primario. En la Figura 6.6 se presenta la función de la interfaz para obtener el valor de k y de la masa necesarios para el absorbedor.

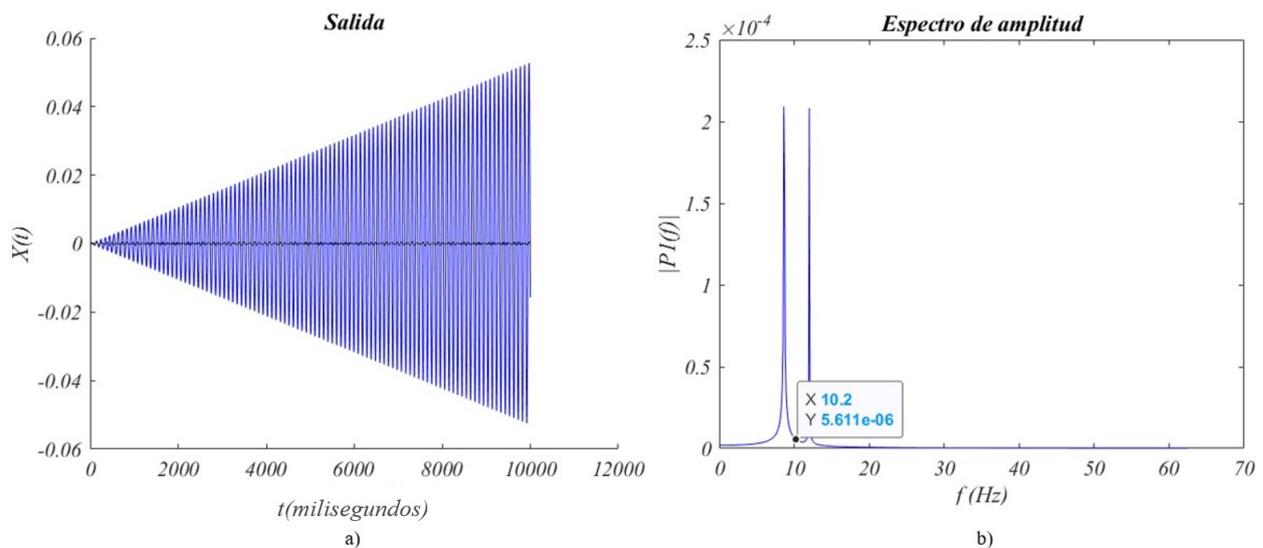


Figura 6.5: Salida del sistema a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.

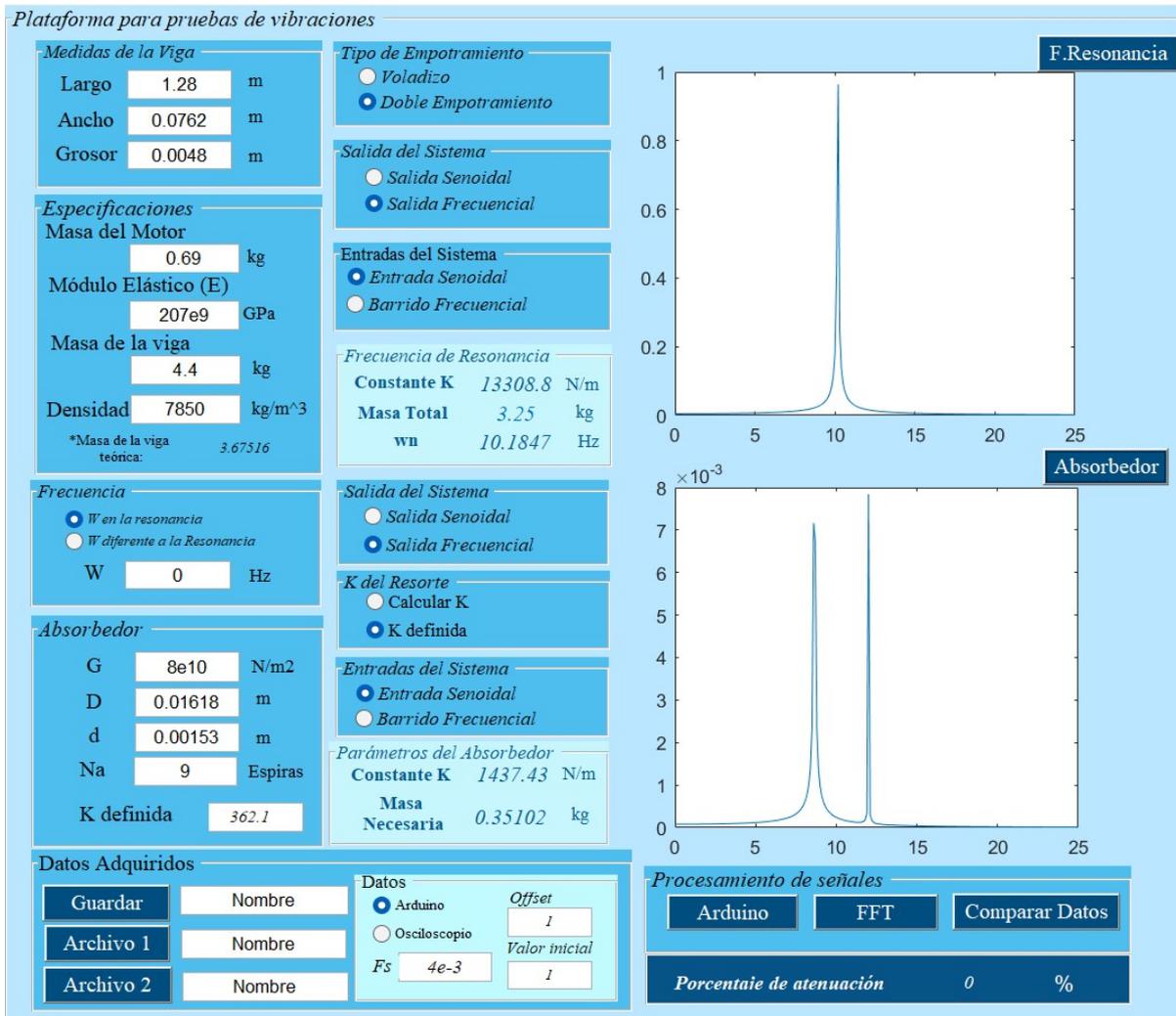


Figura 6.6: Función de la interfaz para el cálculo del absorbedor.

6.3.3. Sistema de viga en empotramiento doble (2in)

Se empleó el resorte de compresión para el diseño del absorbedor, se calculó la constante k con la ecuación (6.3.3), los parámetros del sistema de segundo orden se muestran en la Tabla 6.7 y se calculó el valor de la masa (0.2804 kg).

Se evaluó si la masa del absorbedor cumple con la relación de masa, considerando que la viga pesa 2,8kg y la masa del absorbedor es de 0.280 kg, la relación de masa es de 0.1, al tener una relación de masa menor al 0.25 y mayor 0.05 cumple con el requerimiento.

Tabla 6.6: Parámetros para el cálculo del absorbedor.

Sistema de primer orden con $\omega_n = 11.3896$ Hz		Absorbedor Masa-Resorte	
Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Longitud (m)	1.14	G (N/)	8×10^{10}
Ancho (m)	0.0508 (2in)	d (m)	0.00153
Espesor (m)	0.0048	D(m)	0.01618
Masa viga(kg)	2.8 kg	Na(Espiras)	9
K= 12559,2N/m	M = 2.45 kg	K= 1437.43 N/m	M = 0.2804 kg

En la Figura 6.7 a) se puede observar la salida en función del tiempo del sistema primario (color azul), y la salida del sistema de segundo orden (color negro), en el cual se observa que disminuye la amplitud. En la Figura 6.7 b) se puede observar el efecto del absorbedor en la frecuencia de resonancia del sistema primario. En la Figura 6.8 se presenta la función de la interfaz para obtener el valor de k y de la masa necesarios para el absorbedor.

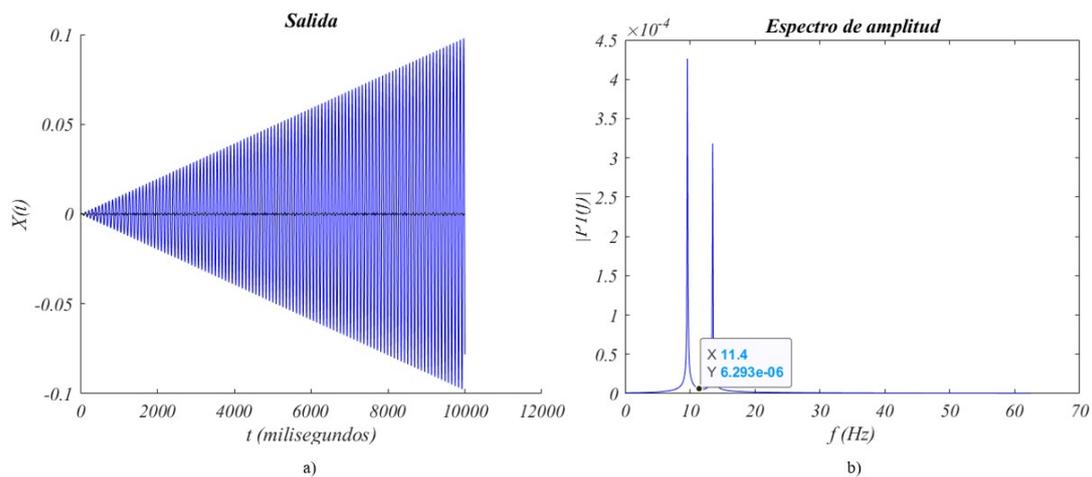


Figura 6.7: Salida del sistema a) en función del tiempo b) en función de la frecuencia.

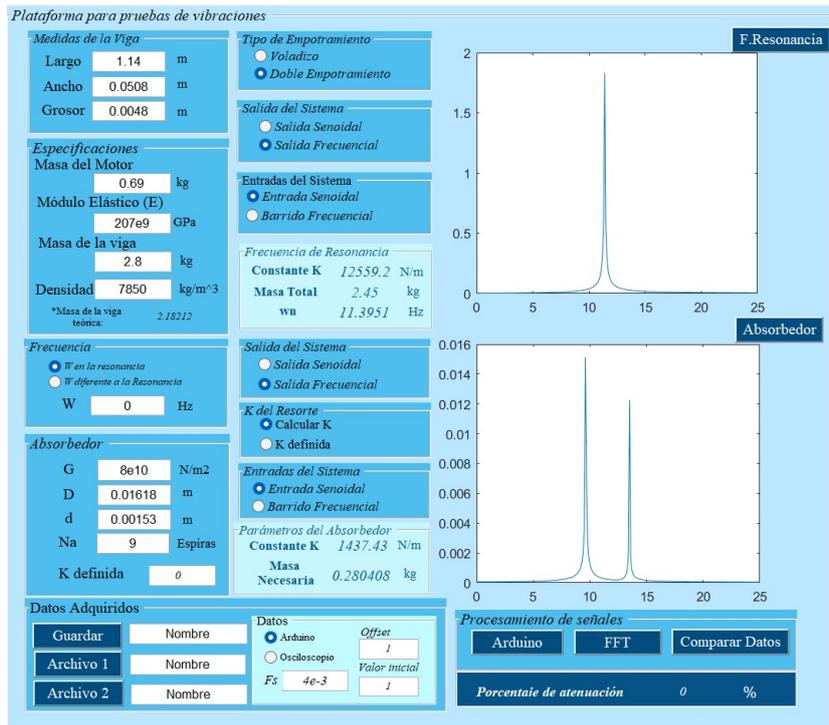


Figura 6.8: Función de la interfaz para el cálculo del absorbedor.

6.4. Implementación del absorbedor

Para la construcción del absorbedor, se realizó un soporte (Figura 6.9) el cual se coloca en la viga en la parte de abajo del motor, para sujetarlo se aprovecharon los orificios y los tornillos que sujetan la base del motor. Se emplearon dos resortes, uno de compresión y uno de extensión. Para la masa se utilizó un contenedor al cual se le adaptó un sujetador, el absorbedor se muestra en la Figura 6.10.

Una vez que se obtuvo el absorbedor, se realizaron los mismos experimentos que en el sistema primario (en aceleración y desaceleración) empleando el acelerómetro y el sensor de distancia.

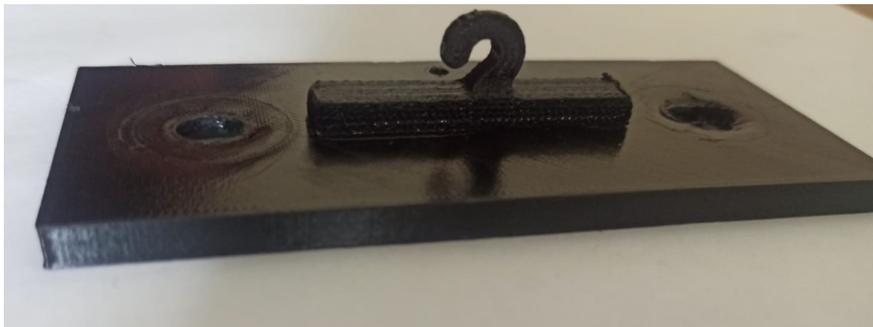


Figura 6.9: Soporte para el absorbedor.

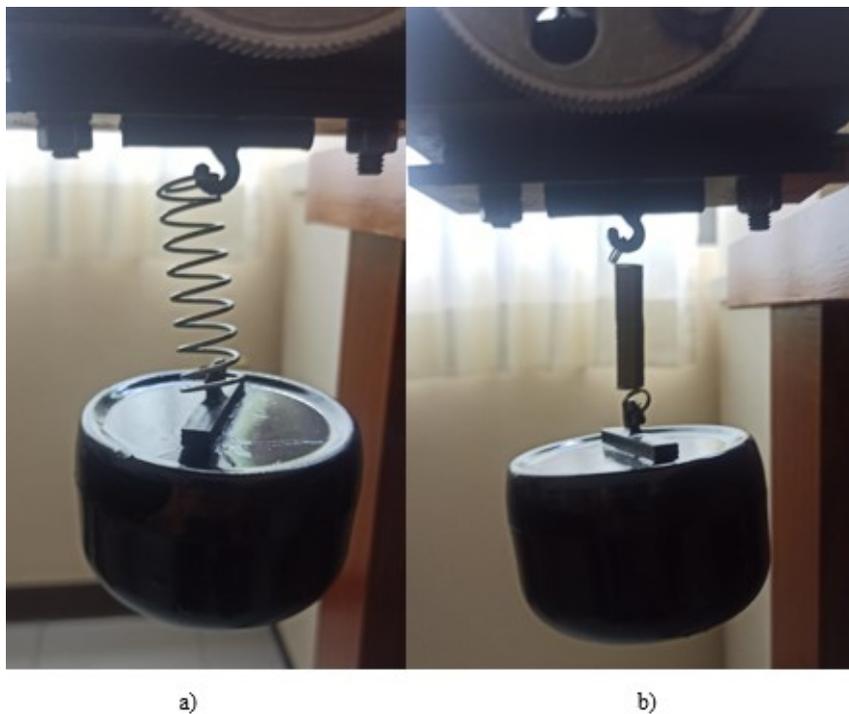


Figura 6.10: Absorbedor con tipo de resorte a) compresión b) extensión.

6.5. Sistema en voladizo con el absorbedor

En la Figura 6.11 se muestra el sistema de viga en voladizo con el absorbedor implementado junto con el sistema de adquisición de datos, el cual consta de la interfaz, el amplificador de señales y el osciloscopio.

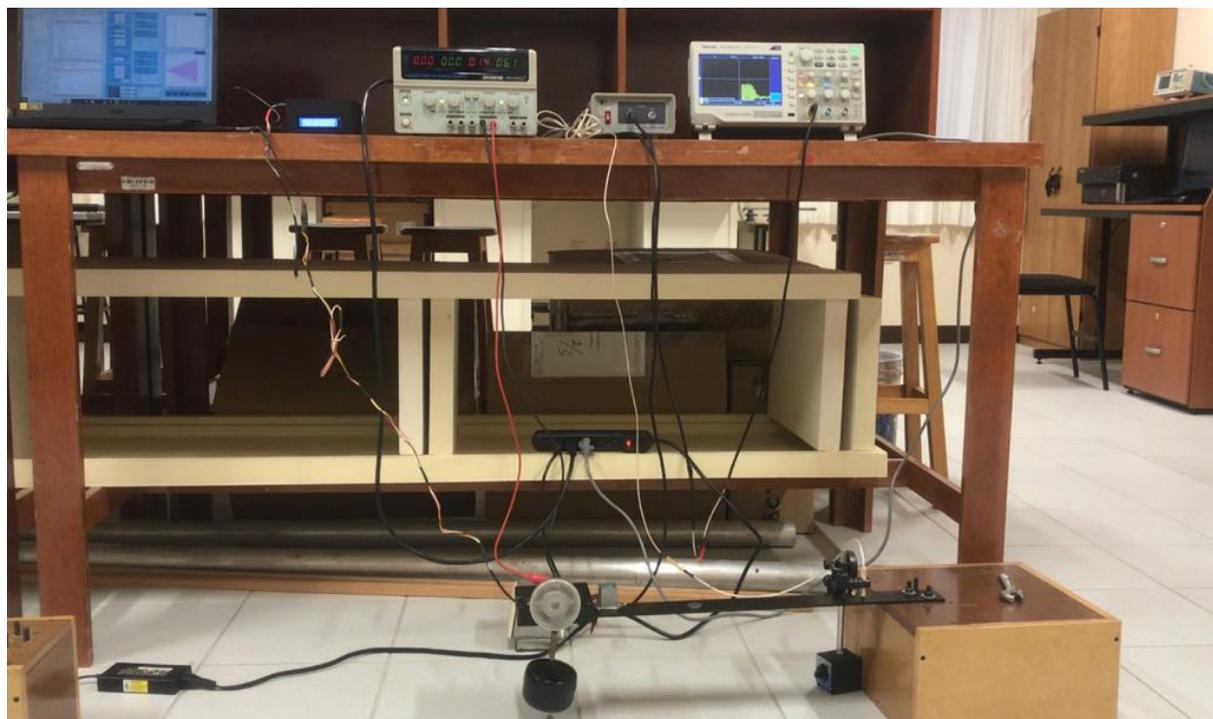


Figura 6.11: Sistema con viga en voladizo.

6.5.1. Medición con el acelerómetro

Para la medición de la aceleración del sistema el sensor se posicionó a un lado del motor sobre la viga, a partir de esta medición se obtuvo la respuesta en frecuencia del sistema.

Experimento en aceleración

En la Figura 6.12 se muestra la señal obtenida con el acelerómetro, del sistema con el absorbedor implementado, se observa que la amplitud disminuyó en 5.88 Hz la cual es la frecuencia de resonancia y de sintonización del absorbedor, como se muestra en la Figura 5.8.

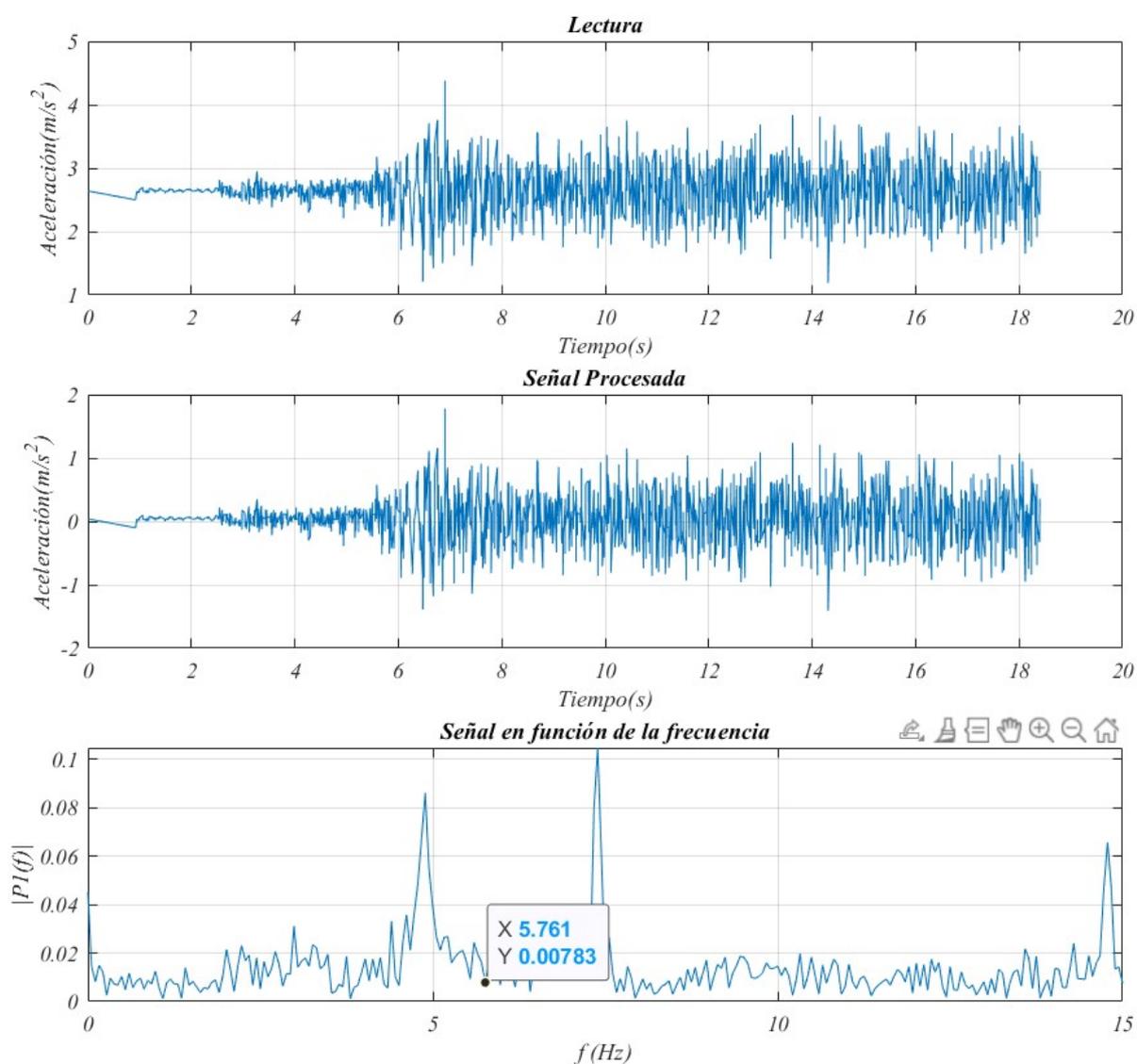


Figura 6.12: Salida del sistema con el absorbedor en aceleración

Experimento en desaceleración

En la Figura 6.13 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje a 0 volts observando que la amplitud de la frecuencia del sistema primario mostrada en la Figura 5.9 disminuyó en la frecuencia a la que se sintonizó el absorbedor.

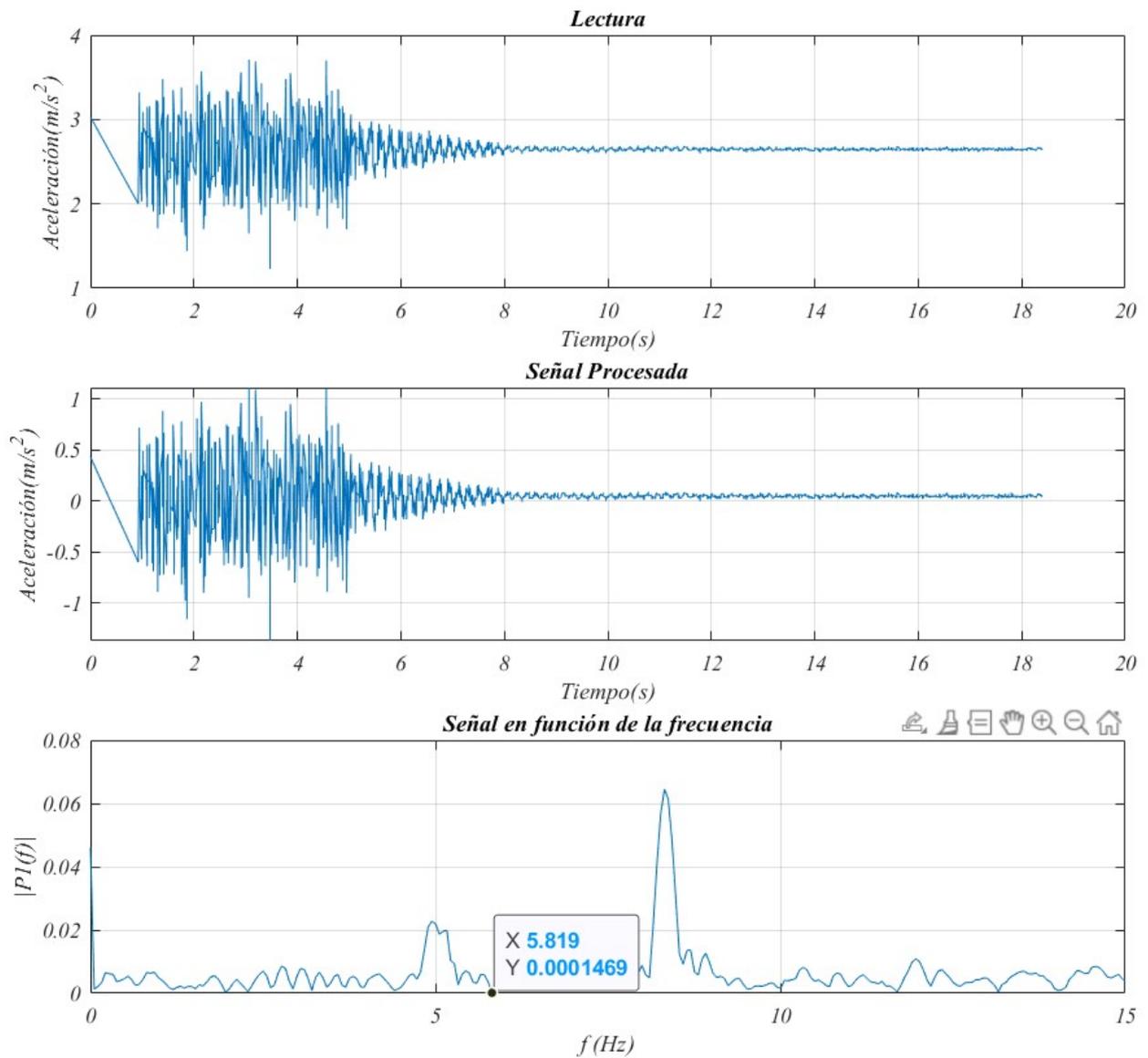


Figura 6.13: Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).

6.5.2. Medición con el sensor de distancia

Se realizaron los experimentos con el sensor de distancia obteniendo la señal procesada por el acondicionador de señal y postprocesada por la interfaz.

Experimento en aceleración

En la Figura 6.14 se puede observar que disminuyó la amplitud de la frecuencia de resonancia, la cual se obtuvo en el sistema primario (Figura 5.14) a la cual se sintonizó el absorbedor.

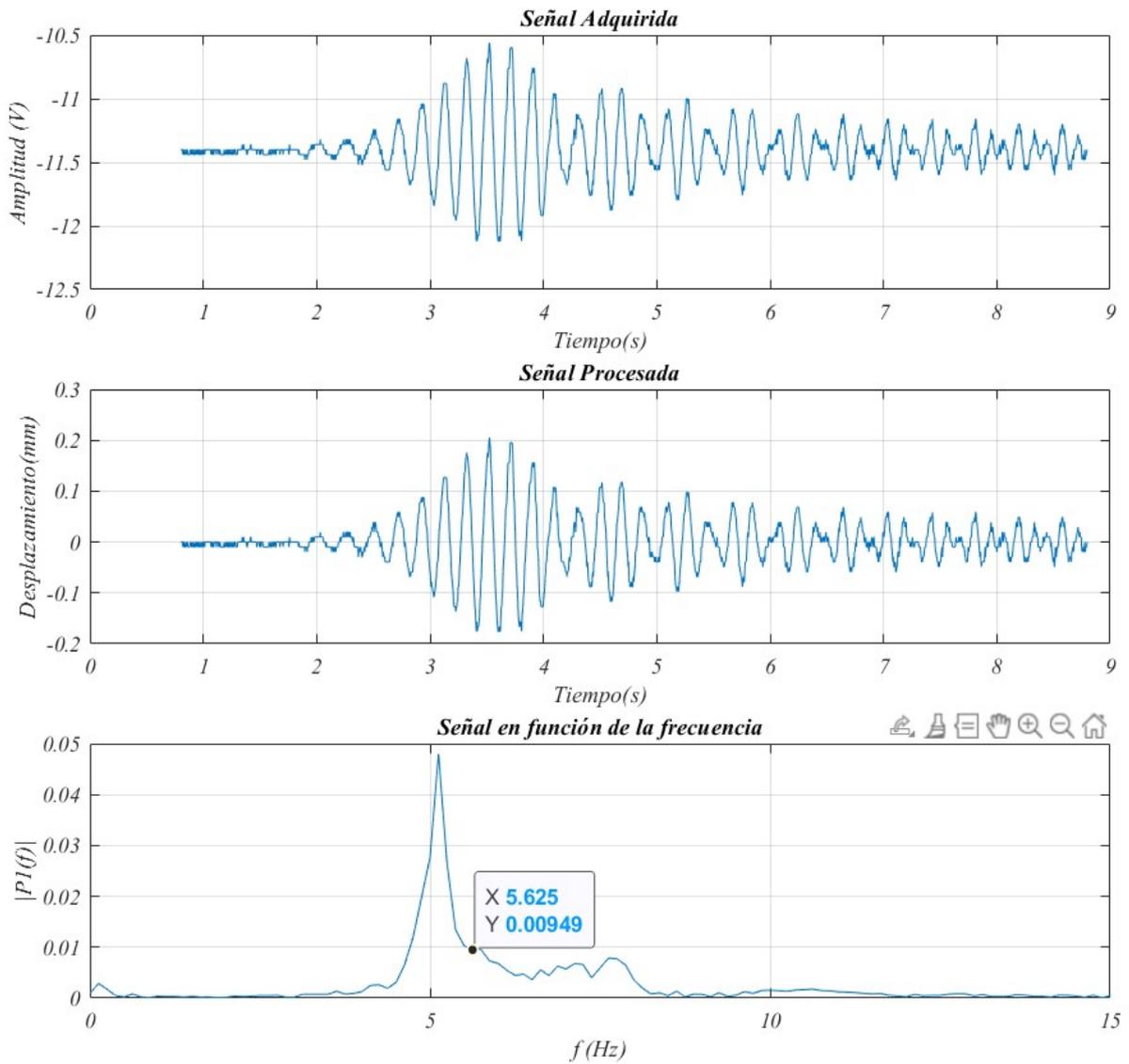


Figura 6.14: Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).

Experimento en desaceleración

En la Figura 6.15 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje a 0 volts observando que disminuyó la amplitud de la frecuencia de resonancia del sistema primario mostrada en la Figura 5.15.

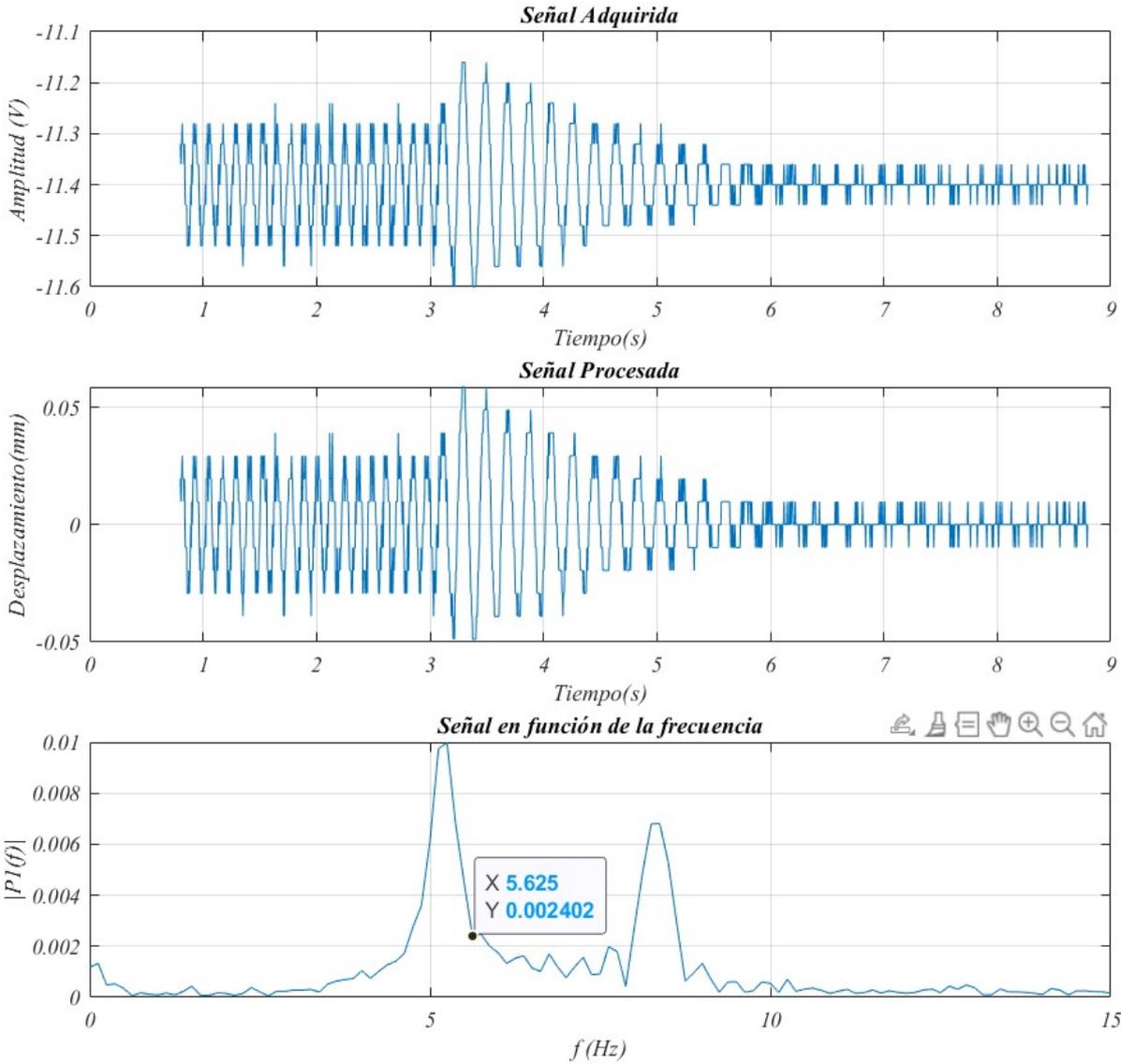


Figura 6.15: Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).

6.5.3. Efecto del absorbedor

Para poder observar el efecto del absorbedor se tomaron pruebas del sistema primario a velocidad constante en la frecuencia de resonancia (390 rpm), posteriormente se realizó la lectura del sistema con el absorbedor implementado. En este sistema, el acelerómetro se posicionó cercano a la base, para poder apreciar el efecto del absorbedor, en la Figura 6.16 a) se puede observar la comparación del sistema primario al implementar el absorbedor, en la Figura 6.16 b) se presentan los resultados del sensor de distancia.

Para cuantificar el efecto de atenuación se tomó el valor máximo de la señal obtenida del sistema primario y del sistema con el absorbedor implementado y se calculó el porcentaje con respecto al de la señal del sistema primario. En esta configuración se observó con el acelerómetro una atenuación del 68.29 % y con el sensor de distancia una atenuación del 91.5 %.

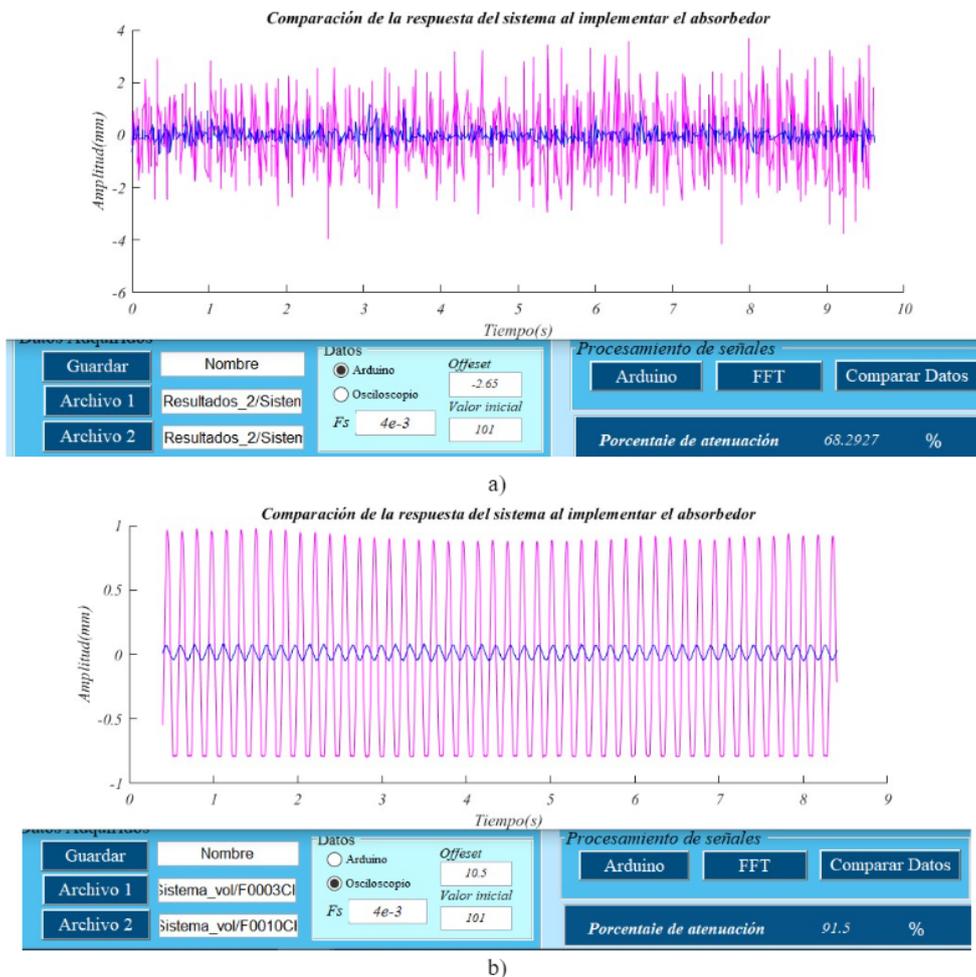


Figura 6.16: Comparación del sistema con y sin el absorbedor a) acelerómetro b) sensor de distancia

6.6. Sistema de viga en doble empotramiento (3 in)

En la Figura 6.17 se muestra el sistema con viga en empotramiento doble de 3 in con el absorbedor implementado y los elementos necesarios para realizar la adquisición de la señal.

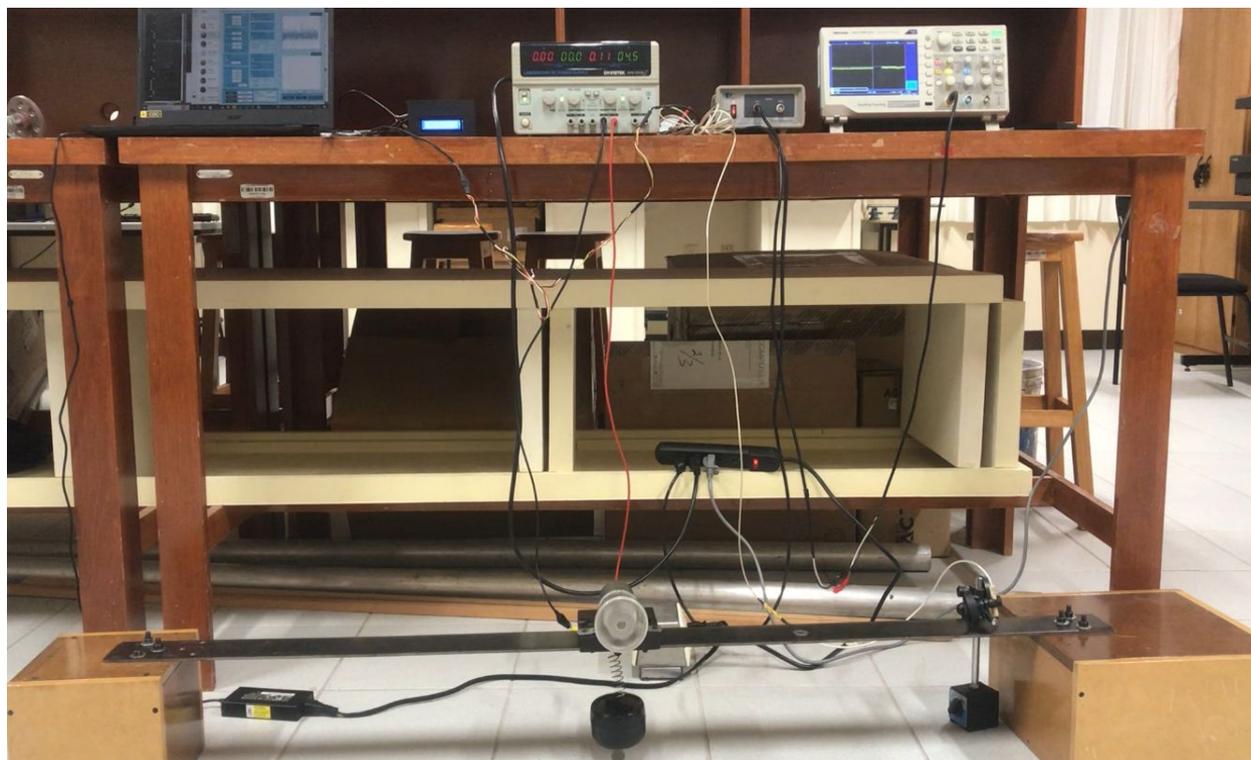


Figura 6.17: Sistema con viga (3in) en doble empotramiento.

6.6.1. Medición con el acelerómetro

Se realizó la medición con el acelerómetro, el cual se posicionó a un lado del motor, sobre la viga, a partir de esta medición se obtuvo la respuesta en frecuencia del sistema.

Experimento en aceleración

En la Figura 6.18 se muestra la señal obtenida con el acelerómetro, del sistema con el absorbedor implementado, se observa que la amplitud disminuyó en 10.2 Hz la cual es la frecuencia de resonancia como se muestra en la Figura 5.21.

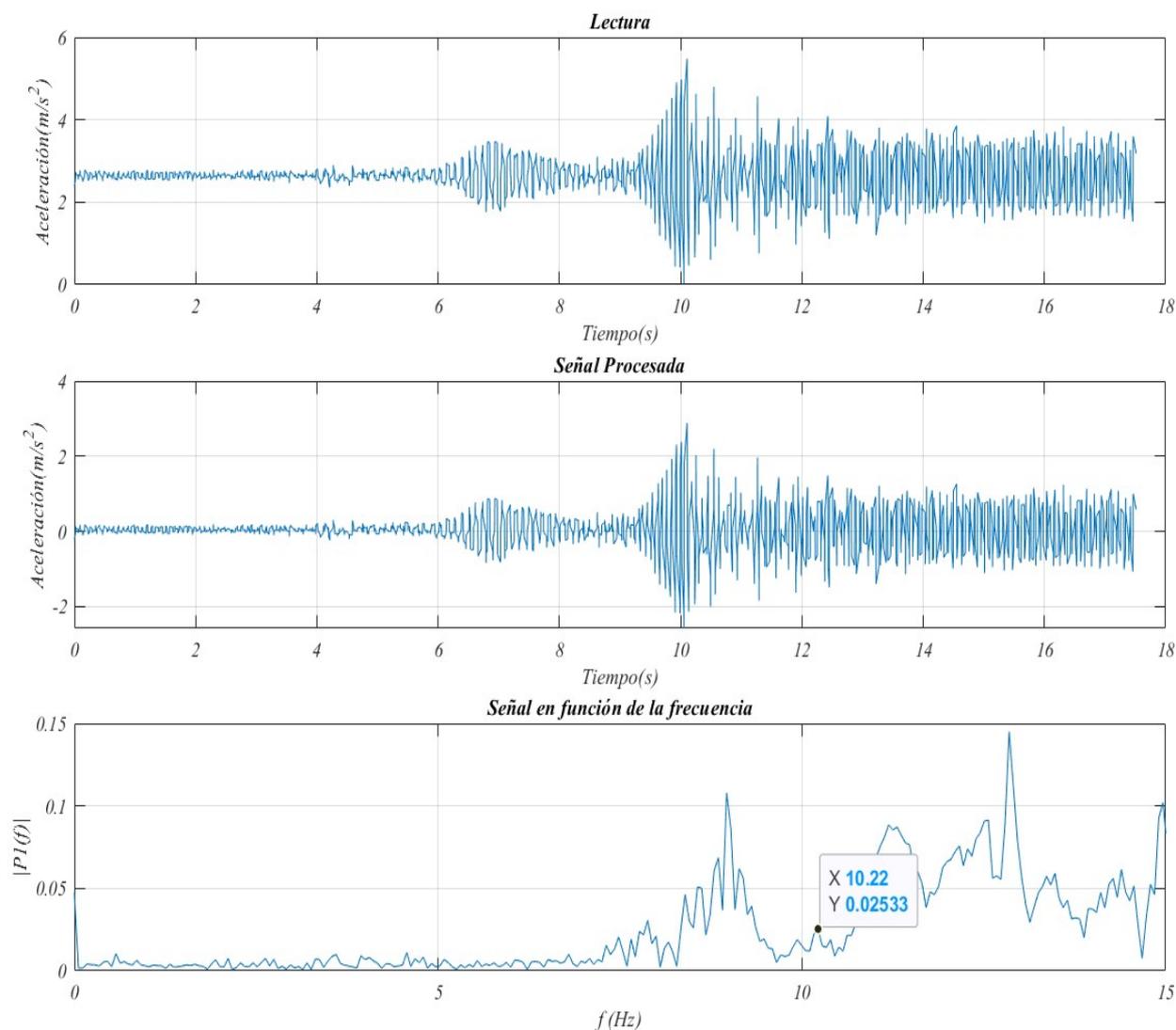


Figura 6.18: Salida del sistema con el absorbedor en aceleración

Experimento en desaceleración

En la Figura 6.19 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje de alimentación del motor a 0 volts observando que la amplitud de la frecuencia del sistema primario mostrada en la Figura 5.22 disminuyó a una amplitud cercana a 0.

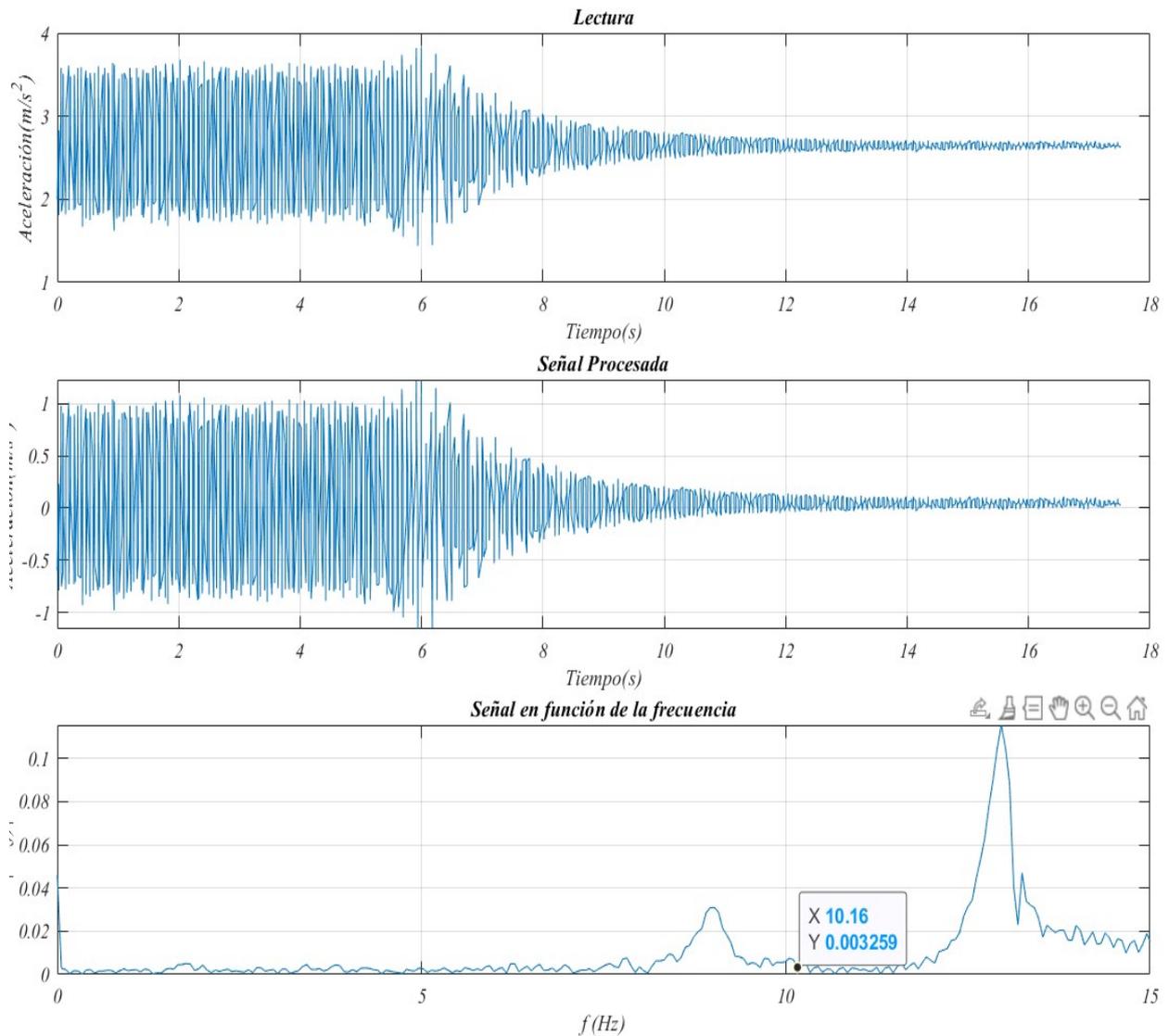


Figura 6.19: Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).

6.6.2. Medición con el sensor de distancia

Se realizaron los experimentos con el sensor de distancia obteniendo la señal procesada por el acondicionador de señal y postprocesada por la interfaz.

Experimento en aceleración

En la Figura 6.20 se puede observar que la frecuencia de resonancia mostrada en la Figura 5.23 fue atenuada por el absorbedor.

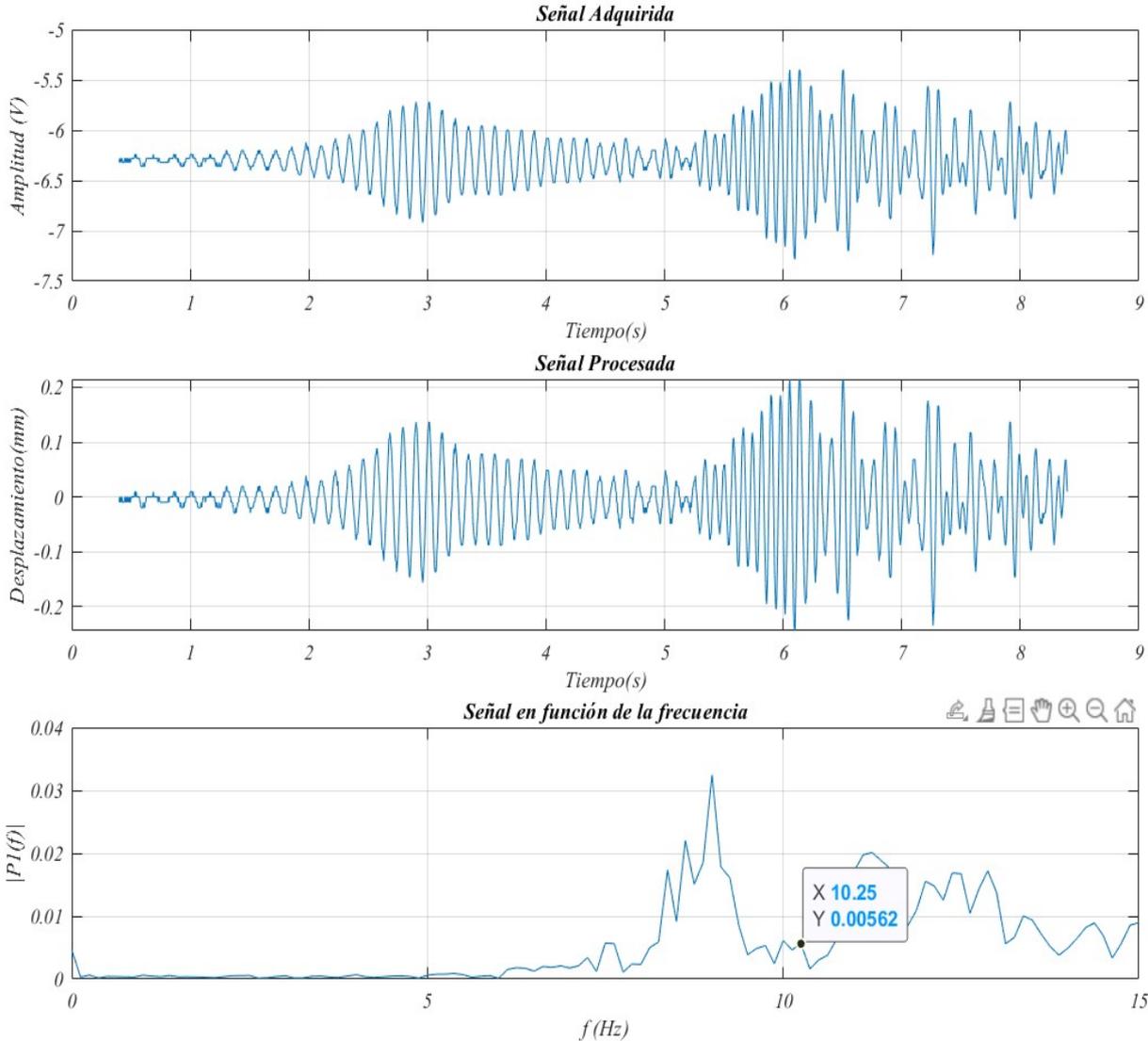


Figura 6.20: Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).

Experimento en desaceleración

En la Figura 6.21 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje de alimentación del motor a 0 volts observando que la amplitud de la frecuencia del sistema primario mostrada en la Figura 5.24 disminuyó a una amplitud cercana a 0.

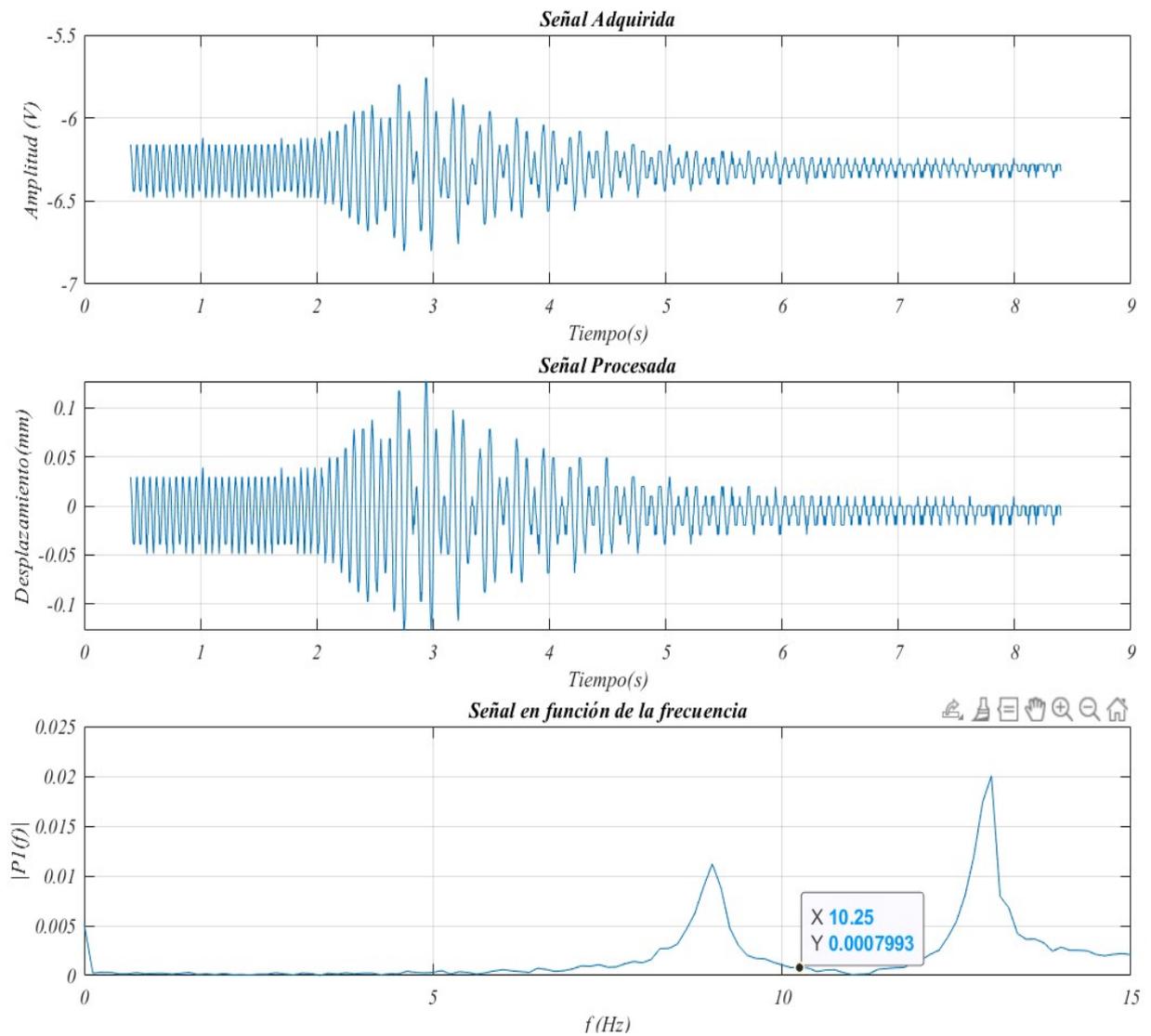


Figura 6.21: Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).

6.6.3. Efecto del absorbedor

Para poder observar el efecto del absorbedor se tomaron pruebas del sistema primario a velocidad constante en la frecuencia de resonancia (620 rpm), posteriormente se realizó la lectura del sistema con el absorbedor implementado, en la Figura 6.22 a) se puede observar el comportamiento del sistema primario en comparación con el absorbedor, en la Figura ?? b) se presentan los resultados del sensor de distancia.

En esta configuración se observó con el acelerómetro una atenuación del 91.02 % y con el sensor de distancia una atenuación del 91.97 %.

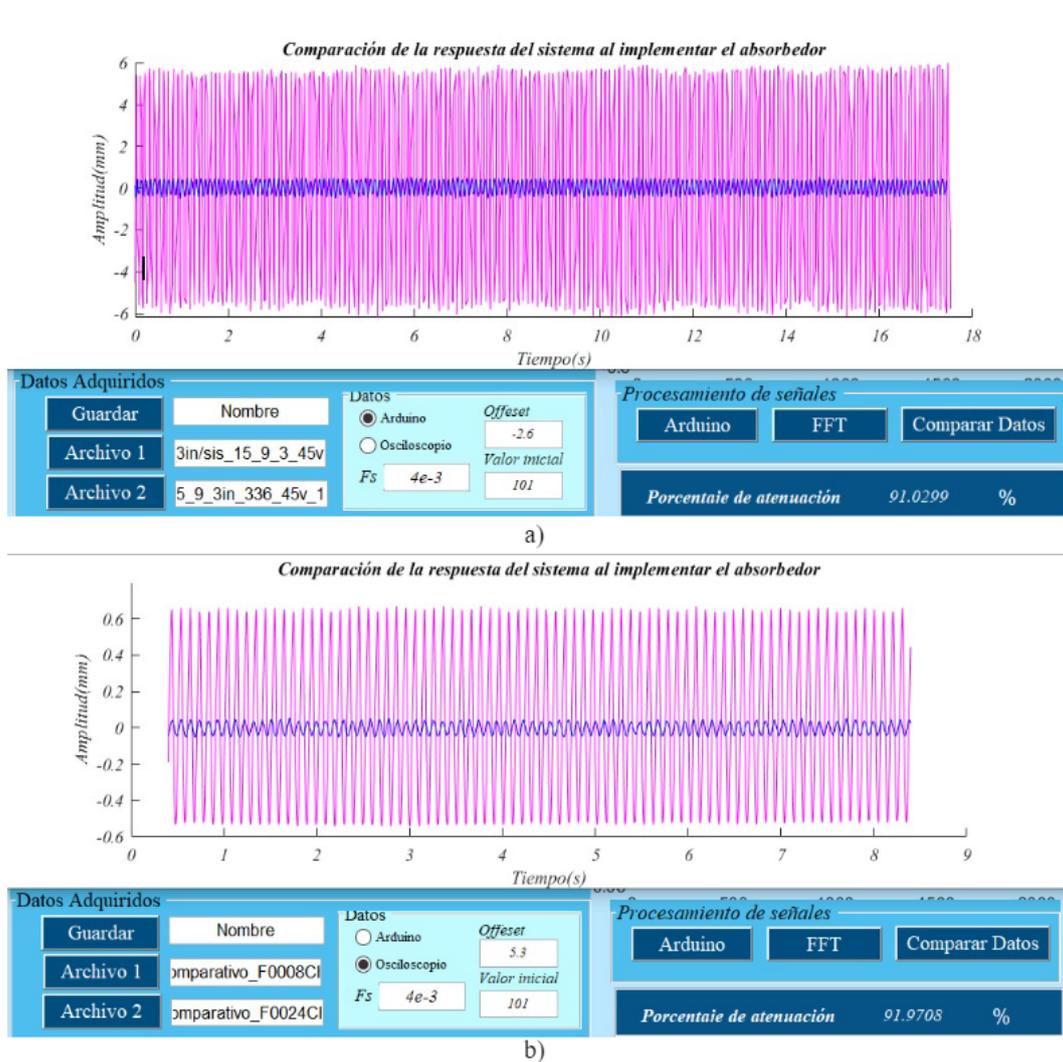


Figura 6.22: Comparación del sistema con y sin el absorbedor a) acelerómetro b) sensor de distancia

6.7. Sistema de viga en doble empotramiento (2 in)

En la Figura 6.23 se muestra el sistema con viga en empotramiento doble de 2 in con el absorbedor implementado y los elementos necesarios para realizar la adquisición de la señal.

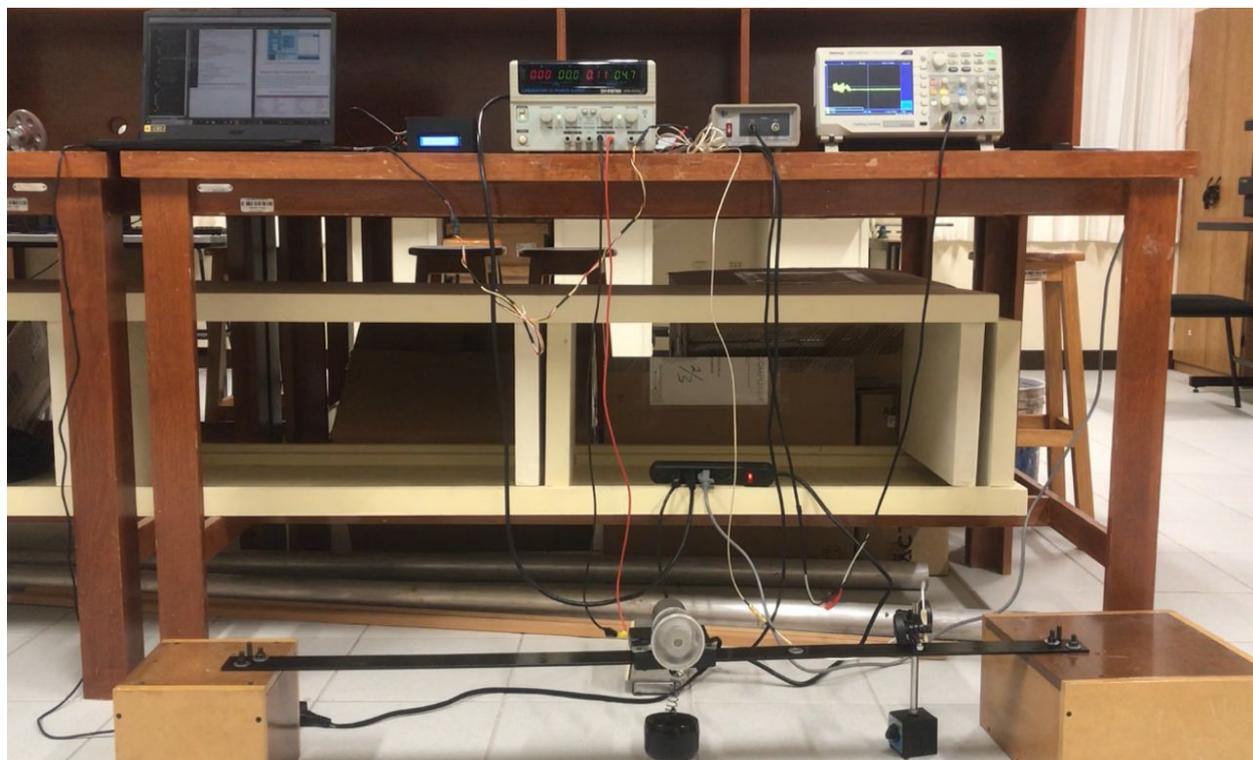


Figura 6.23: Sistema con viga (2in) en doble empotramiento.

6.7.1. Medición con el acelerómetro

Se realizó la medición de la aceleración del sistema con el acelerómetro, el sensor se posicionó a un lado del motor sobre la viga, a partir de esta medición se obtuvo la respuesta en frecuencia del sistema.

Experimento en aceleración

En la Figura 6.24 se muestra la señal obtenida con el acelerómetro del sistema con el absorbedor implementado, se observa que la amplitud disminuyó en 11.4 Hz la cual es la frecuencia de resonancia como se muestra en la Figura 5.30.

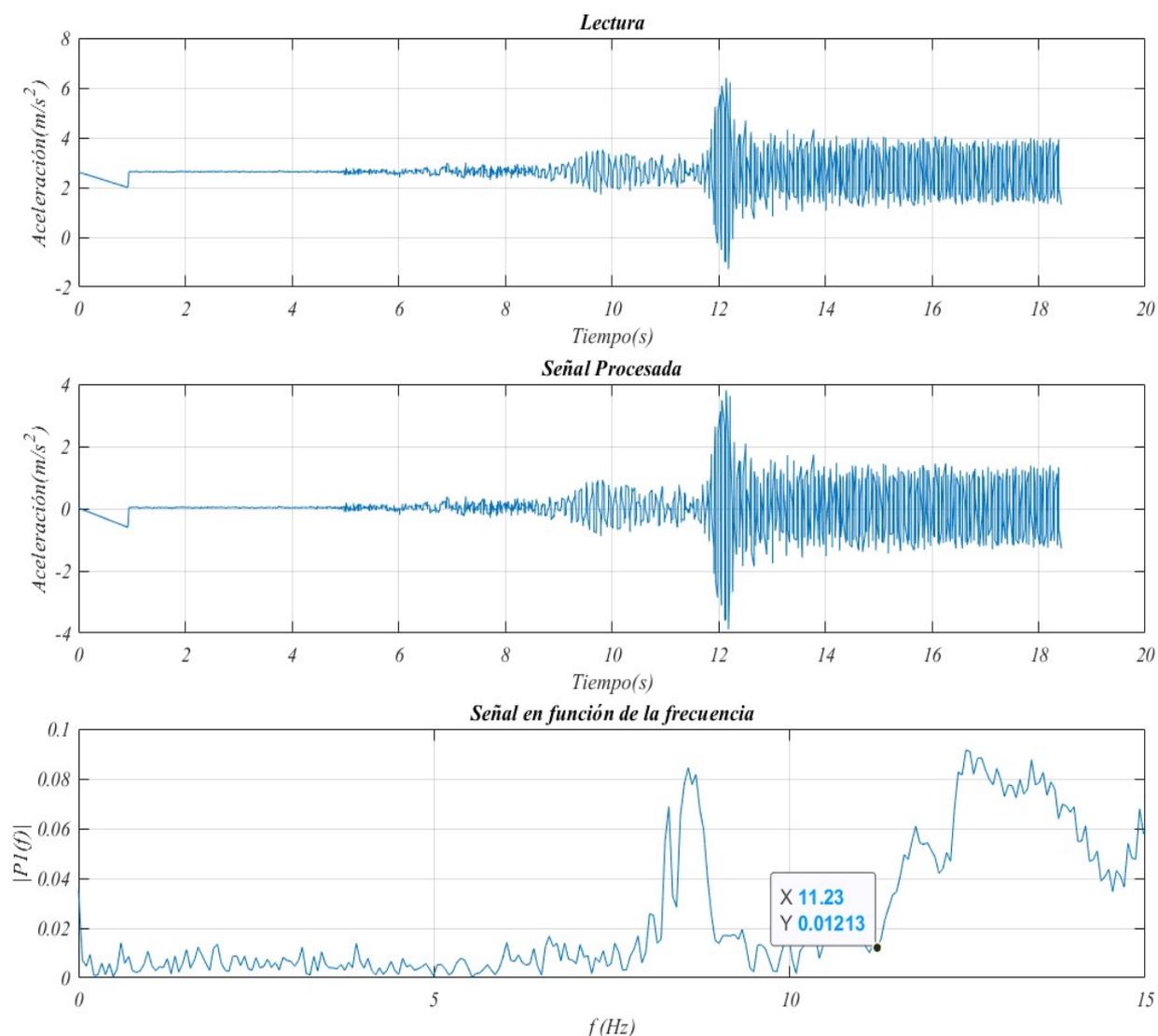


Figura 6.24: Salida del sistema con el absorbedor en aceleración

Experimento en desaceleración

En la Figura 6.25 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente disminuir el voltaje de alimentación del motor a 0 volts observando que la amplitud de la frecuencia del sistema primario mostrada en la Figura 5.31 disminuyó a una amplitud cercana a 0.

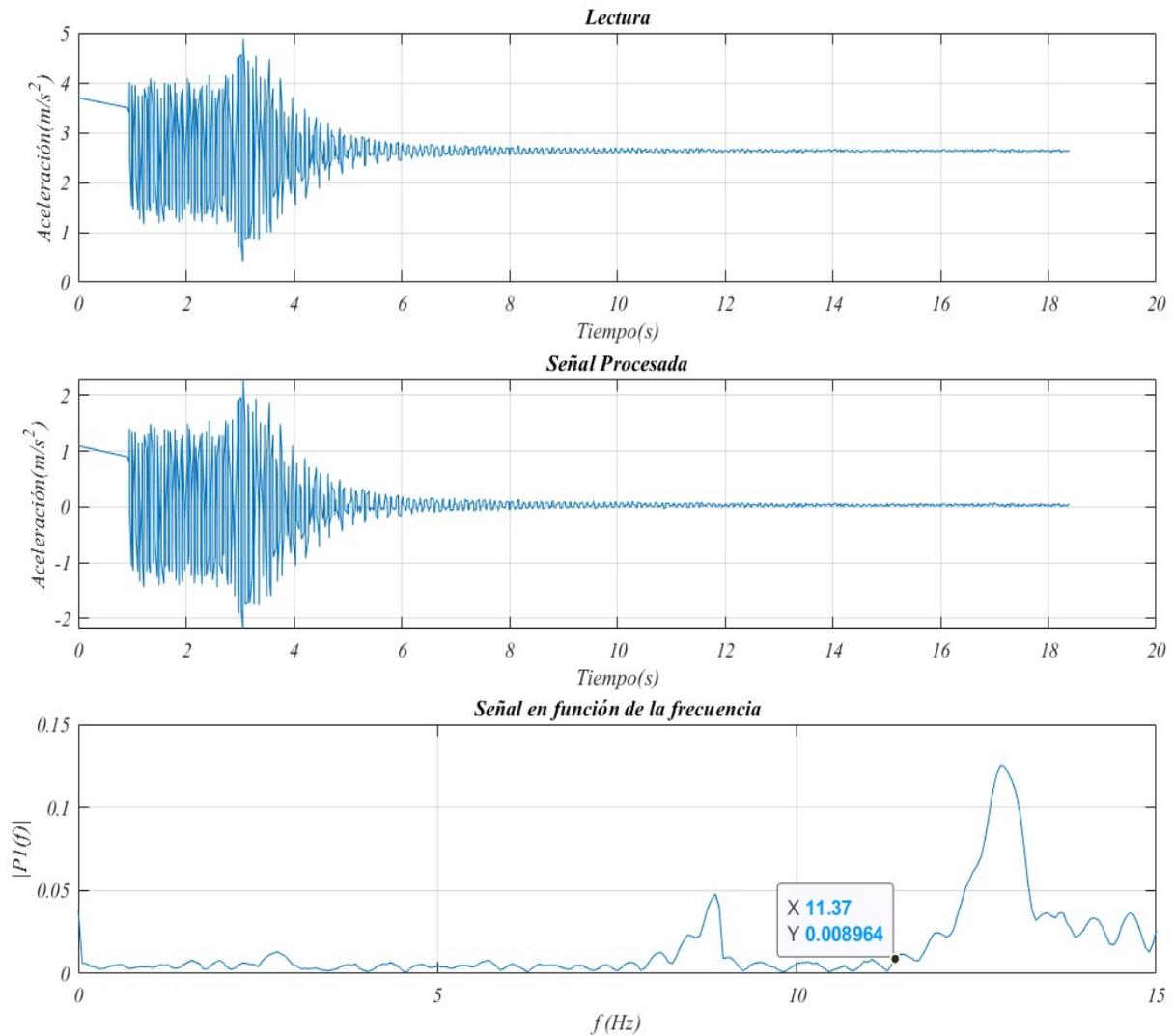


Figura 6.25: Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).

6.7.2. Medición con el sensor de distancia

Se realizaron los experimentos con el sensor de distancia obteniendo la señal procesada por el acondicionador, para obtener la frecuencia de resonancia en función de la frecuencia en la interfaz.

Experimento en aceleración

En la Figura 6.26 se puede observar que la frecuencia de resonancia mostrada en la Figura 5.32 fue atenuada por el absorbedor.

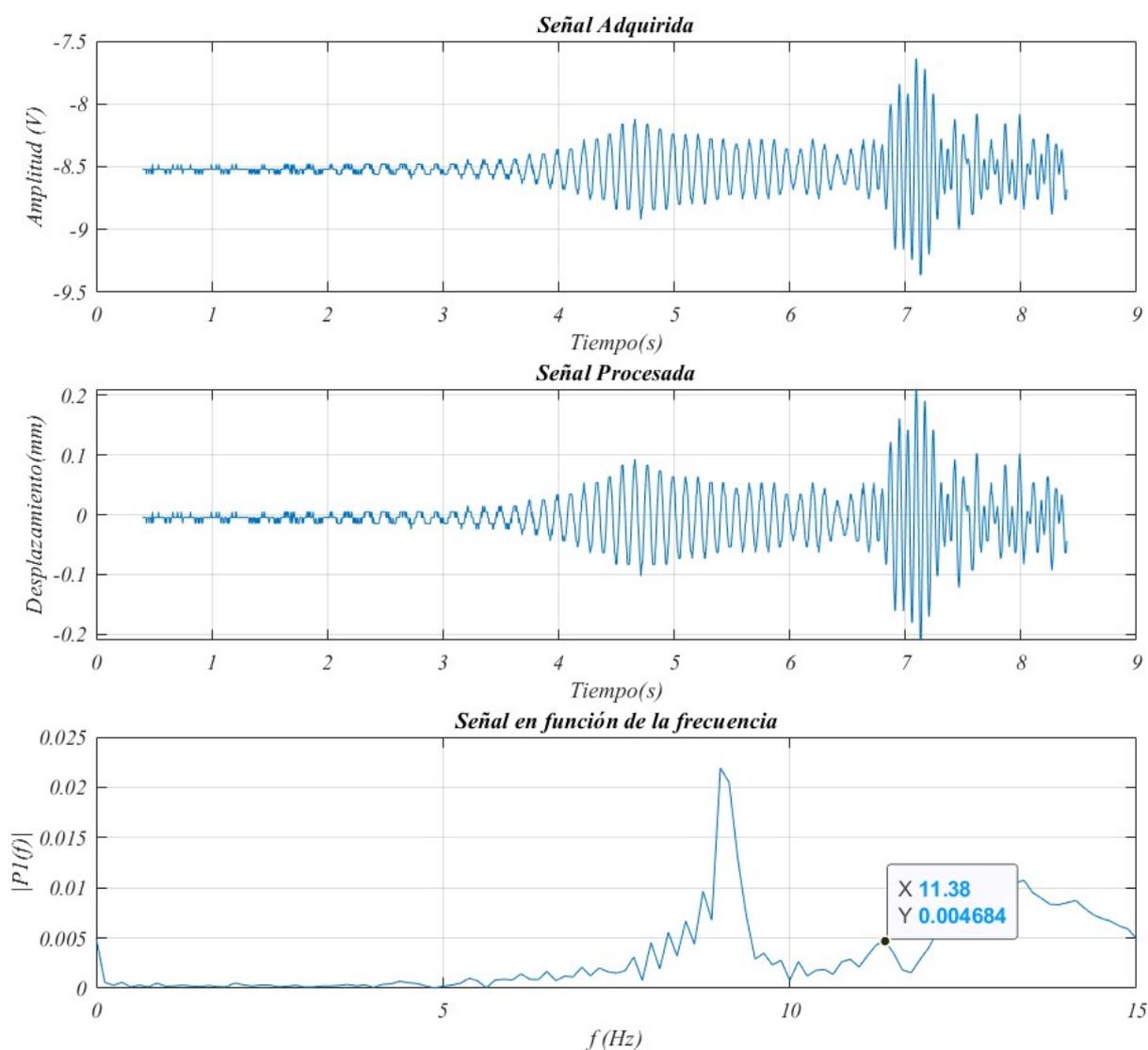


Figura 6.26: Lectura realizada con el sensor de distancia (aceleración).

Experimento en desaceleración

En la Figura 6.27 se presentan los datos obtenidos al excitar el sistema a una frecuencia mayor a la resonancia y abruptamente bajar el voltaje de alimentación del motor a 0 volts observando que la amplitud de la frecuencia del sistema primario mostrada en la Figura 5.33 disminuyó a una amplitud cercana a 0.

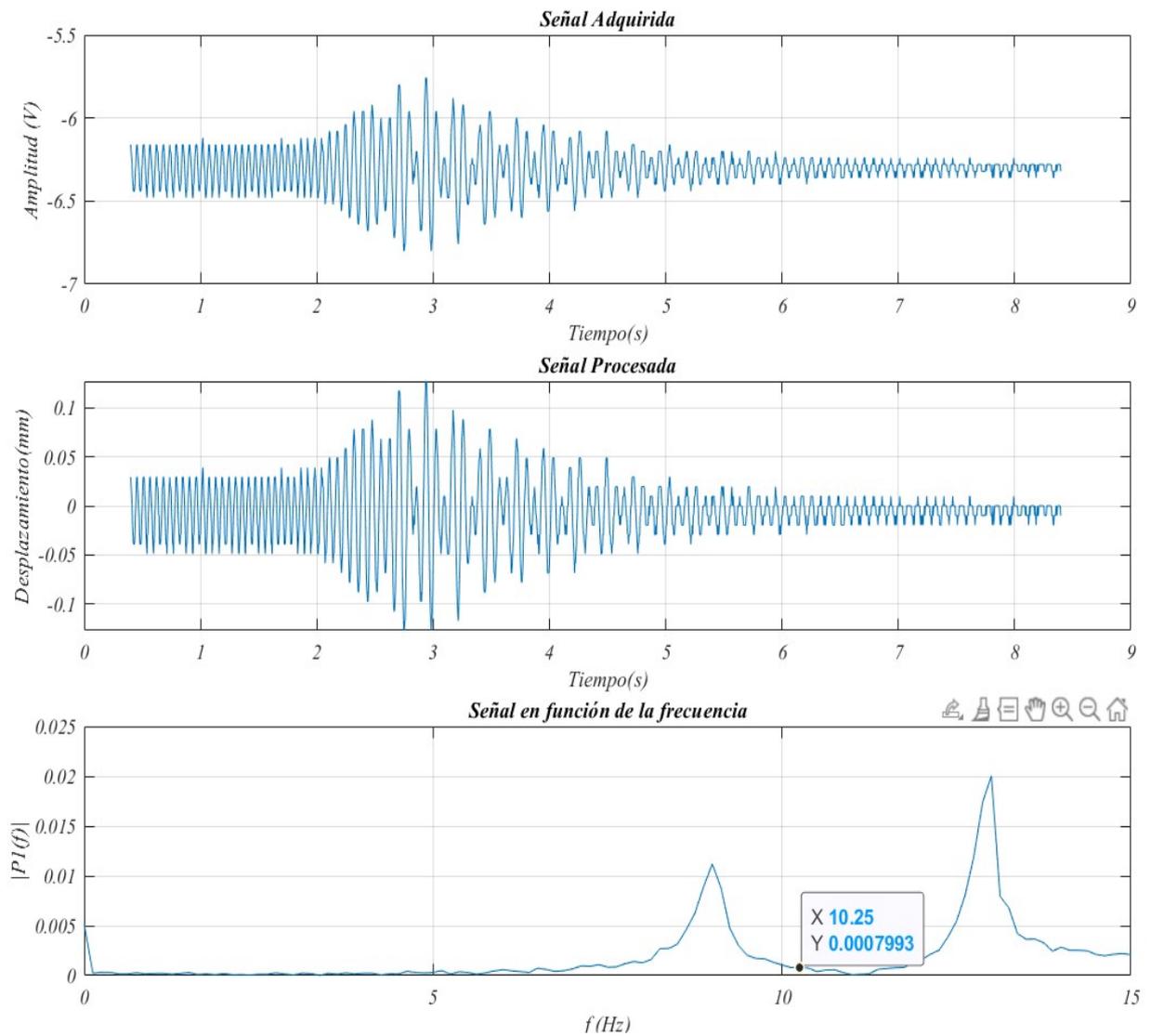


Figura 6.27: Lectura realizada con el acelerómetro (desaceleración).

6.7.3. Efecto del absorbedor

Para poder observar el efecto del absorbedor se tomaron pruebas del sistema primario a velocidad constante en la frecuencia de resonancia (620 rpm), posteriormente se realizó la lectura del sistema con el absorbedor implementado, en la Figura 6.28 a) se puede observar el comportamiento del sistema primario en comparación con el absorbedor, en la Figura 6.28 b) se presentan los resultados del sensor de distancia.

En esta configuración se observó con el acelerómetro una atenuación del 86.78 % y con el sensor de distancia una atenuación del 89.36 %.

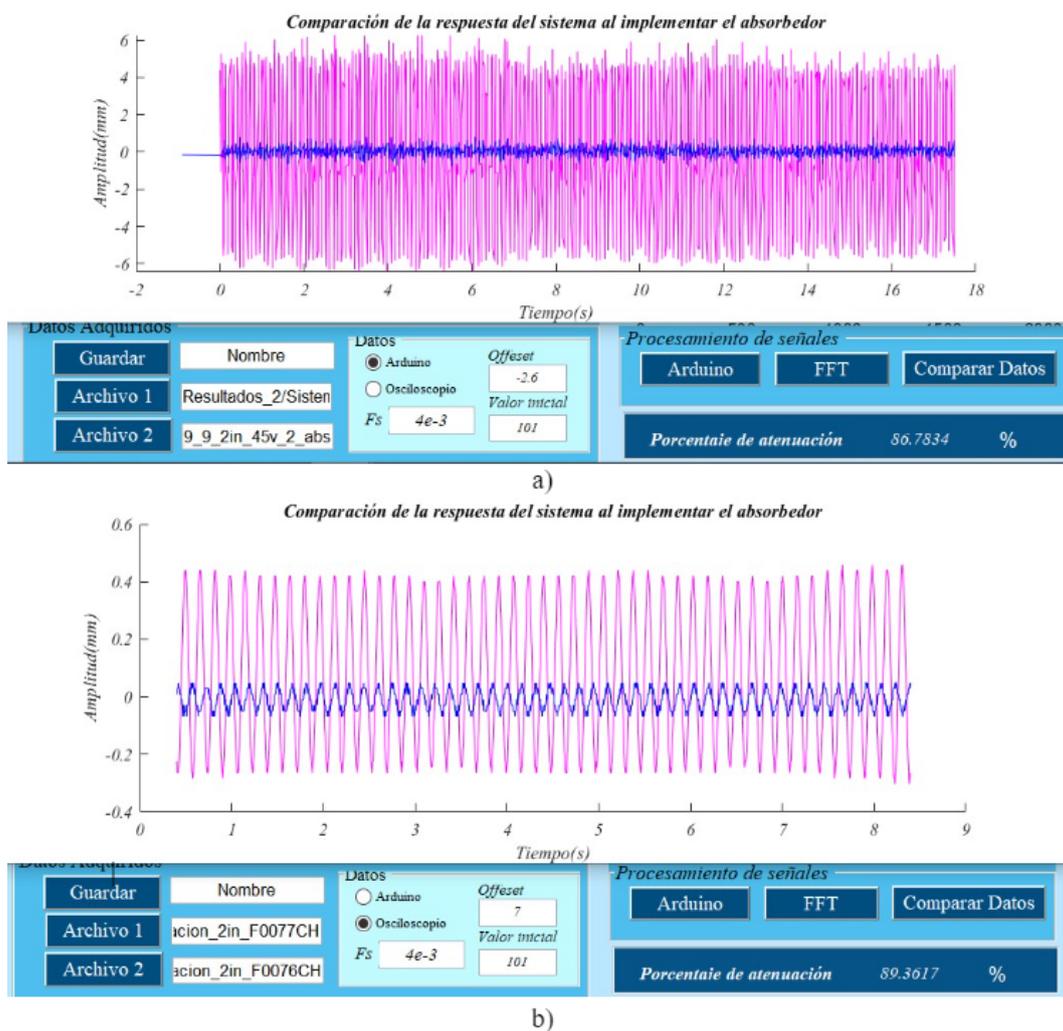


Figura 6.28: Comparación del sistema con y sin el absorbedor a) acelerómetro b) sensor de distancia

6.8. Resultados

Tabla 6.7: Resultados obtenidos en cada sistema

Sistema	Medición con el Acelerómetro	Medición con el sensor de distancia	Relación de masa
Viga en voladizo (2in)	68.2927	91.5	17.6 %
Sistema en empotramiento doble (2in)	86.7834	89.3617	10 %
Sistema en empotramiento doble (3in)	91.0299	91.9708	7.9 %

Capítulo 7

Conclusiones y trabajos futuros

El dispositivo diseñado en este proyecto permite realizar pruebas experimentales para observar los efectos vibratorios del primer modo de vibración, cuenta con tres configuraciones de tipo viga, una en empotramiento simple y dos en empotramiento doble, el diseño permite cambiar la configuración de los sistemas, los cuales cuentan con diferentes características físicas para observar cómo afectan en la frecuencia de resonancia.

El sistema de adquisición de datos junto con la interfaz implementados permite al usuario comprobar los cálculos teóricos, realizar las simulaciones numéricas, visualizar la frecuencia de resonancia del sistema físico y cuantificar la atenuación al implementar el absorbedor.

Se realizaron simulaciones numéricas y de elemento finito, para comprobar que los cálculos teóricos realizados fueron correctos. Posteriormente se realizó una co-simulación entre el sistema electrónico y la interfaz gráfica para observar la funcionalidad de la conexión entre ambos sistemas.

Se diseñó el absorbedor con la finalidad de que la implementación en el sistema primario sea sencilla y al variar la masa se sintonice a diferentes frecuencias y así pueda absorber la vibración en la frecuencia de resonancia de las diferentes configuraciones del sistema tipo viga y en diferentes frecuencias de excitación. Para ello, la interfaz permite calcular los parámetros del absorbedor, el sistema de adquisición de datos permite apreciar el fenómeno de absorción de la vibración con la interfaz gráfica.

De las mediciones realizadas por el acelerómetro se obtuvo una reducción del 67.37 % (sistema con viga en voladizo), 86.78 % (sistema en doble empotramiento con la viga de 2 in) y 91.03 % (sistema en doble empotramiento con la viga de 3 in). Por otro lado, de las mediciones realizadas con el sensor de desplazamiento se obtuvo una reducción del 91.82 % (sistema con viga en voladizo), 87.34 % (sistema en doble empotramiento con la viga de 2 in) y 90.98 % (sistema en doble empotramiento con la viga de 3 in). Por lo que se pudo observar que las mediciones realizadas con el sensor de desplazamiento dieron un mejor resultado en cuanto al porcentaje de absorción.

La relación de masa se cumplió en los tres sistemas, para el cálculo se consideró la masa del sistema y del absorbedor, obteniendo que el porcentaje del sistema de la viga en voladizo es del 17.6 %, el del sistema con empotramiento doble con viga de 2 in el 10 % y

del sistema con viga de 3 in del 7.9 %.

Debido a que en los cálculos teóricos no se pueden estimar todos los factores del medio que afectan la medición de la frecuencia de resonancia, los experimentos se pueden ver afectados, entre los factores que se percibieron que alteraban los resultados en la medición del sistema fue la estimación de la masa de la viga, determinar si se debía de realizar la medición de la distancia entre las bases o desde el punto donde se sujetó, y se observó que se deben de atornillar fuertemente las vigas y el motor, al alterar cualquiera de estos factores se presentaban lecturas con una frecuencia de resonancia incorrecta. También, se observó que es importante considerar la posición de los sensores y su calibración.

Como trabajos futuros se proponen las siguientes actividades:

- Realizar un diseño más compacto y ergonómico.
- Implementar un sistema que permita el análisis de más modos de vibración
- Diseñar un absorbedor tipo viga.

Anexo A

Código

A.1. Código para calcular la frecuencia de resonancia

A.1.1. Sistema de primer orden

```
1 clear
2 %Parametros
3 a=1; %largo
4 %metros
5 b=1/39.37; %ancho
6 %metros
7 c=(1/2)/39.37; %alto
8 %metros
9 Mmotor=.0959; % Peso Motor
10 %kg
11 densidad=7850; %Acero
12 %kg/m^3
13 %Modulo Elastico
14 E=206.8e9; %Acero
15 %GPa
16 volumen=a*b*c; %m^3
17
18 Mbarra=volumen*densidad; %kg
19 m=0.23*Mbarra; %kg
20 %Pesos de masa en el motor
21 R1=.100; %kg
22 R2=.101;
23 P1=0.052; %kg
24 P2=0.067;
25 P3=0.028;
26 %Constante del resorte
27 E=206.8e9; %Acero
28 I=(1/12)*(c^3)*b; %m^4
29 k1=3*E*I/(a^3); %Constante del resorte (N/m)
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100
101
102
103
104
105
106
107
108
109
110
111
112
113
114
115
116
117
118
119
120
121
122
123
124
125
126
127
128
129
130
131
132
133
134
135
136
137
138
139
140
141
142
143
144
145
146
147
148
149
150
151
152
153
154
155
156
157
158
159
160
161
162
163
164
165
166
167
168
169
170
171
172
173
174
175
176
177
178
179
180
181
182
183
184
185
186
187
188
189
190
191
192
193
194
195
196
197
198
199
200
201
202
203
204
205
206
207
208
209
210
211
212
213
214
215
216
217
218
219
220
221
222
223
224
225
226
227
228
229
230
231
232
233
234
235
236
237
238
239
240
241
242
243
244
245
246
247
248
249
250
251
252
253
254
255
256
257
258
259
260
261
262
263
264
265
266
267
268
269
270
271
272
273
274
275
276
277
278
279
280
281
282
283
284
285
286
287
288
289
290
291
292
293
294
295
296
297
298
299
300
301
302
303
304
305
306
307
308
309
310
311
312
313
314
315
316
317
318
319
320
321
322
323
324
325
326
327
328
329
330
331
332
333
334
335
336
337
338
339
340
341
342
343
344
345
346
347
348
349
350
351
352
353
354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365
366
367
368
369
370
371
372
373
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435
436
437
438
439
440
441
442
443
444
445
446
447
448
449
450
451
452
453
454
455
456
457
458
459
460
461
462
463
464
465
466
467
468
469
470
471
472
473
474
475
476
477
478
479
480
481
482
483
484
485
486
487
488
489
490
491
492
493
494
495
496
497
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555
556
557
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
586
587
588
589
590
591
592
593
594
595
596
597
598
599
600
601
602
603
604
605
606
607
608
609
610
611
612
613
614
615
616
617
618
619
620
621
622
623
624
625
626
627
628
629
630
631
632
633
634
635
636
637
638
639
640
641
642
643
644
645
646
647
648
649
650
651
652
653
654
655
656
657
658
659
660
661
662
663
664
665
666
667
668
669
670
671
672
673
674
675
676
677
678
679
680
681
682
683
684
685
686
687
688
689
690
691
692
693
694
695
696
697
698
699
700
701
702
703
704
705
706
707
708
709
710
711
712
713
714
715
716
717
718
719
720
721
722
723
724
725
726
727
728
729
730
731
732
733
734
735
736
737
738
739
740
741
742
743
744
745
746
747
748
749
750
751
752
753
754
755
756
757
758
759
760
761
762
763
764
765
766
767
768
769
770
771
772
773
774
775
776
777
778
779
780
781
782
783
784
785
786
787
788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808
809
810
811
812
813
814
815
816
817
818
819
820
821
822
823
824
825
826
827
828
829
830
831
832
833
834
835
836
837
838
839
840
841
842
843
844
845
846
847
848
849
850
851
852
853
854
855
856
857
858
859
860
861
862
863
864
865
866
867
868
869
870
871
872
873
874
875
876
877
878
879
880
881
882
883
884
885
886
887
888
889
890
891
892
893
894
895
896
897
898
899
900
901
902
903
904
905
906
907
908
909
910
911
912
913
914
915
916
917
918
919
920
921
922
923
924
925
926
927
928
929
930
931
932
933
934
935
936
937
938
939
940
941
942
943
944
945
946
947
948
949
950
951
952
953
954
955
956
957
958
959
960
961
962
963
964
965
966
967
968
969
970
971
972
973
974
975
976
977
978
979
980
981
982
983
984
985
986
987
988
989
990
991
992
993
994
995
996
997
998
999
1000
1001
1002
1003
1004
1005
1006
1007
1008
1009
1010
1011
1012
1013
1014
1015
1016
1017
1018
1019
1020
1021
1022
1023
1024
1025
1026
1027
1028
1029
1030
1031
1032
1033
1034
1035
1036
1037
1038
1039
1040
1041
1042
1043
1044
1045
1046
1047
1048
1049
1050
1051
1052
1053
1054
1055
1056
1057
1058
1059
1060
1061
1062
1063
1064
1065
1066
1067
1068
1069
1070
1071
1072
1073
1074
1075
1076
1077
1078
1079
1080
1081
1082
1083
1084
1085
1086
1087
1088
1089
1090
1091
1092
1093
1094
1095
1096
1097
1098
1099
1100
1101
1102
1103
1104
1105
1106
1107
1108
1109
1110
1111
1112
1113
1114
1115
1116
1117
1118
1119
1120
1121
1122
1123
1124
1125
1126
1127
1128
1129
1130
1131
1132
1133
1134
1135
1136
1137
1138
1139
1140
1141
1142
1143
1144
1145
1146
1147
1148
1149
1150
1151
1152
1153
1154
1155
1156
1157
1158
1159
1160
1161
1162
1163
1164
1165
1166
1167
1168
1169
1170
1171
1172
1173
1174
1175
1176
1177
1178
1179
1180
1181
1182
1183
1184
1185
1186
1187
1188
1189
1190
1191
1192
1193
1194
1195
1196
1197
1198
1199
1200
1201
1202
1203
1204
1205
1206
1207
1208
1209
1210
1211
1212
1213
1214
1215
1216
1217
1218
1219
1220
1221
1222
1223
1224
1225
1226
1227
1228
1229
1230
1231
1232
1233
1234
1235
1236
1237
1238
1239
1240
1241
1242
1243
1244
1245
1246
1247
1248
1249
1250
1251
1252
1253
1254
1255
1256
1257
1258
1259
1260
1261
1262
1263
1264
1265
1266
1267
1268
1269
1270
1271
1272
1273
1274
1275
1276
1277
1278
1279
1280
1281
1282
1283
1284
1285
1286
1287
1288
1289
1290
1291
1292
1293
1294
1295
1296
1297
1298
1299
1300
1301
1302
1303
1304
1305
1306
1307
1308
1309
1310
1311
1312
1313
1314
1315
1316
1317
1318
1319
1320
1321
1322
1323
1324
1325
1326
1327
1328
1329
1330
1331
1332
1333
1334
1335
1336
1337
1338
1339
1340
1341
1342
1343
1344
1345
1346
1347
1348
1349
1350
1351
1352
1353
1354
1355
1356
1357
1358
1359
1360
1361
1362
1363
1364
1365
1366
1367
1368
1369
1370
1371
1372
1373
1374
1375
1376
1377
1378
1379
1380
1381
1382
1383
1384
1385
1386
1387
1388
1389
1390
1391
1392
1393
1394
1395
1396
1397
1398
1399
1400
1401
1402
1403
1404
1405
1406
1407
1408
1409
1410
1411
1412
1413
1414
1415
1416
1417
1418
1419
1420
1421
1422
1423
1424
1425
1426
1427
1428
1429
1430
1431
1432
1433
1434
1435
1436
1437
1438
1439
1440
1441
1442
1443
1444
1445
1446
1447
1448
1449
1450
1451
1452
1453
1454
1455
1456
1457
1458
1459
1460
1461
1462
1463
1464
1465
1466
1467
1468
1469
1470
1471
1472
1473
1474
1475
1476
1477
1478
1479
1480
1481
1482
1483
1484
1485
1486
1487
1488
1489
1490
1491
1492
1493
1494
1495
1496
1497
1498
1499
1500
1501
1502
1503
1504
1505
1506
1507
1508
1509
1510
1511
1512
1513
1514
1515
1516
1517
1518
1519
1520
1521
1522
1523
1524
1525
1526
1527
1528
1529
1530
1531
1532
1533
1534
1535
1536
1537
1538
1539
1540
1541
1542
1543
1544
1545
1546
1547
1548
1549
1550
1551
1552
1553
1554
1555
1556
1557
1558
1559
1560
1561
1562
1563
1564
1565
1566
1567
1568
1569
1570
1571
1572
1573
1574
1575
1576
1577
1578
1579
1580
1581
1582
1583
1584
1585
1586
1587
1588
1589
1590
1591
1592
1593
1594
1595
1596
1597
1598
1599
1600
1601
1602
1603
1604
1605
1606
1607
1608
1609
1610
1611
1612
1613
1614
1615
1616
1617
1618
1619
1620
1621
1622
1623
1624
1625
1626
1627
1628
1629
1630
1631
1632
1633
1634
1635
1636
1637
1638
1639
1640
1641
1642
1643
1644
1645
1646
1647
1648
1649
1650
1651
1652
1653
1654
1655
1656
1657
1658
1659
1660
1661
1662
1663
1664
1665
1666
1667
1668
1669
1670
1671
1672
1673
1674
1675
1676
1677
1678
1679
1680
1681
1682
1683
1684
1685
1686
1687
1688
1689
1690
1691
1692
1693
1694
1695
1696
1697
1698
1699
1700
1701
1702
1703
1704
1705
1706
1707
1708
1709
1710
1711
1712
1713
1714
1715
1716
1717
1718
1719
1720
1721
1722
1723
1724
1725
1726
1727
1728
1729
1730
1731
1732
1733
1734
1735
1736
1737
1738
1739
1740
1741
1742
1743
1744
1745
1746
1747
1748
1749
1750
1751
1752
1753
1754
1755
1756
1757
1758
1759
1760
1761
1762
1763
1764
1765
1766
1767
1768
1769
1770
1771
1772
1773
1774
1775
1776
1777
1778
1779
1780
1781
1782
1783
1784
1785
1786
1787
1788
1789
1790
1791
1792
1793
1794
1795
1796
1797
1798
1799
1800
1801
1802
1803
1804
1805
1806
1807
1808
1809
1810
1811
1812
1813
1814
1815
1816
1817
1818
1819
1820
1821
1822
1823
1824
1825
1826
1827
1828
1829
1830
1831
1832
1833
1834
1835
1836
1837
1838
1839
1840
1841
1842
1843
1844
1845
1846
1847
1848
1849
1850
1851
1852
1853
1854
1855
1856
1857
1858
1859
1860
1861
1862
1863
1864
1865
1866
1867
1868
1869
1870
1871
1872
1873
1874
1875
1876
1877
1878
1879
1880
1881
1882
1883
1884
1885
1886
1887
1888
1889
1890
1891
1892
1893
1894
1895
1896
1897
1898
1899
1900
1901
1902
1903
1904
1905
1906
1907
1908
1909
1910
1911
1912
1913
1914
1915
1916
1917
1918
1919
1920
1921
1922
1923
1924
1925
1926
1927
1928
1929
1930
1931
1932
1933
1934
1935
1936
1937
1938
1939
1940
1941
1942
1943
1944
1945
1946
1947
1948
1949
1950
1951
1952
1953
1954
1955
1956
1957
1958
1959
1960
1961
1962
1963
1964
1965
1966
1967
1968
1969
1970
1971
1972
1973
1974
1975
1976
1977
1978
1979
1980
1981
1982
1983
1984
1985
1986
1987
1988
1989
1990
1991
1992
1993
1994
1995
1996
1997
1998
1999
2000
2001
2002
2003
2004
2005
2006
2007
2008
2009
2010
2011
2012
2013
2014
2015
2016
2017
2018
2019
2020
2021
2022
2023
2024
2025
2026
2027
2028
2029
2030
2031
2032
2033
2034
2035
2036
2037
2038
2039
2040
2041
2042
2043
2044
2045
2046
2047
2048
2049
2050
2051
2052
2053
2054
2055
2056
2057
2058
2059
2060
2061
2062
2063
2064
2065
2066
2067
2068
2069
2070
2071
2072
2073
2074
2075
2076
2077
2078
2079
2080
2081
2082
2083
2084
2085
2086
2087
2088
2089
2090
2091
2092
2093
2094
2095
2096
2097
2098
2099
2100
2101
2102
2103
2104
2105
2106
2107
2108
2109
2110
2111
2112
2113
2114
2115
2116
2117
2118
2119
2120
2121
2122
2123
2124
2125
2126
2127
2128
2129
2130
2131
2132
2133
2134
2135
2136
2137
2138
2139
2140
2141
2142
2143
2144
2145
2146
2147
2148
2149
2150
2151
2152
2153
2154
2155
2156
2157
2158
2159
2160
2161
2162
2163
2164
2165
2166
2167
2168
2169
2170
2171
2172
2173
2174
2175
2176
2177
2178
2179
2180
2181
2182
2183
2184
2185
2186
2187
2188
2189
2190
2191
2192
2193
2194
2195
2196
2197
2198
2199
2200
2201
2202
2203
2204
2205
2206
2207
2208
2209
2210
2211
2212
2213
2214
2215
2216
2217
2218
2219
2220
2221
2222
2223
2224
2225
2226
2227
2228
2229
2230
2231
2232
2233
2234
2235
2236
2237
2238
2239
2240
2241
2242
2243
2244
2245
2246
2247
2248
2249
2250
2251
2252
2253
2254
2255
2256
2257
2258
2259
2260
2261
2262
2263
2264
2265
2266
2267
2268
2269
2270
2271
2272
2273
2274
2275
2276
2277
2278
2279
2280
2281
2282
2283
2284
2285
2286
2287
2288
2289
2290
2291
2292
2293
2294
2295
2296
2297
2298
2299
2300
2301
2302
2303
2304
2305
2306
2307
2308
2309
2310
2311
2312
2313
2314
2315
2316
2317
2318
2319
2320
2321
2322
2323
2324
2325
2326
2327
2328
2329
2330
2331
2332
2333
2334
2335
2336
2337
2338
2339
2340
2341
2342
2343
2344
2345
2346
2347
2348
2349
2350
2351
2352
2353
2354
2355
2356
2357
2358
2359
2360
2361
2362
2363
2364
2365
2366
2367
2368
2369
2370
2371
2372
2373
2374
2375
2376
2377
2378
2379
2380
2381
2382
2383
2384
2385
2386
2387
2388
2389
2390
2391
2392
2393
2394
2395
2396
2397
2398
2399
2400
2401
2402
2403
2404
2405
2406
2407
2408
2409
2410
2411
2412
2413
2414
2415
2416
2417
2418
2419
2420
2421
2422
2423
2424
2425
2426
2427
2428
2429
2430
2431
2432
2433
2434
2435
2436
2437
2438
2439
2440
2441
2442
2443
2444
2445
2446
2447
2448
2449
2450
2451
2452
2453
2454
2455
2456
2457
2458
2459
2460
2461
2462
2463
2464
2465
2466
2467
2468
2469
2470
2471
2472
2473
2474
2475
2476
2477
2478
2479
2480
2481
2482
2483
2484
2485
2486
2487
2488
2489
2490
2491
2492
2493
2494
2495
2496
2497
2498
2499
2500
2501
2502
2503
2504
2505
2506
2507
2508
2509
2510
2511
2512
2513
2514
2515
2516
2517
2518
2519
2520
2521
2522
2523
2524
2525
2526
2527
2528
2529
2530
2531
2532
2533
2534
2535
2536
2537
2538
2539
2540
2541
2542
2543
2544
2545
2546
2547
2548
2549
2550
2551
2552
2553
2554
2555
2556
2557
2558
2559
2560
2561
2562
2563
2564
2565
2566
2567
2568
2569
2570
2571
2572
2573
2574
2575
2576
2577
2578
2579
2580
2581
2582
2583
2584
2585
2586
2587
2588
2589
2590
2591
2592
2593
2594
2595
2596
2597
2598
2599
2600
2601
2602
2603
2604
2605
2606
2607
2608
2609
2610
2
```

```

26 Mt1=M+m; %Masa total %kg
27
28 w=sqrt(k1/Mt1); %Frec. de resonancia (%rad/s)
29 rpm=w*30/pi; %rpm
30
31
32 e=2.5/100; %Excentricidad %m
33 F=P3*e*w^2; %Fuerza %N

```

A.1.2. Gráficas

```

1 out=sim('Frec_Nat_comprobacion_s_mk');
2 plot(out.G1(:,1),out.G1(:,2))
3 p=max(out.G1,[],1); p(2)
4
5 %%Comprobacion con barrido frecuencial
6 Fs = 100; % Sampling frequency
7 L = 1000; % Length of signal
8 Y = abs(fft(out.G1(:,2))/L);
9 P1 = Y(1:L/2+1);
10 P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
11 f = Fs*(0:(L/2))/L;
12 figure(4);plot(f,P1)
13
14 title('Espectro de amplitud (De un solo lado)');
15 xlabel('f (Hz)'); ylabel('|P1(f)|')
16 [y1,x1]=max(P1);
17 fr=x1*2*pi;

```

A.1.3. Control

```

1
2 %dimensiones del resorte
3 G=8e9;
4 d= 0.3/100;
5 D=(1.9/100)-d;
6 Na=20;
7 k2=(G*(d^4))/(8*(D^3)*Na);
8 Mt2=(k2/w^2)

```

A.2. Lectura con arduino

```

1  muestras=1000;
2  delete(instrfind({'port'},{'COM6'}));
3  pserial=serial('COM6','BaudRate',9600,'Terminator','CR/LF');
4  fopen(pserial);
5  fwrite(pserial,'a');
6  figure('Name','Grafica de valores obtenidos')
7  title('LECTURA ANALOGICA CON ARDUINO');
8  xlabel('Muestra');
9  ylabel('Voltaje de Salida');
10 val=zeros(1,muestras);
11 grid off;
12
13
14 for i=1:muestras
15     i
16     ylim([-20 20]);
17     %xlim([i-100 i+10]);
18     xlim([i-100 i+10]);
19     %lectura=fscanf(pserial);
20     lectura=fscanf(pserial,'%f')
21     val(i)=lectura(1);
22
23     hold on
24
25     plot(i,val(i),'.'');
26     drawnow
27 end
28 for i=1:muestras/2
29     val1(i)=val(2*i);
30 end
31 val2(1)=val(1);
32 for i=1:((muestras/2)-1)
33
34     val2(i)=val(2*i+1);
35 end

```

Anexo B

Sensor de distancia



Proximity Probes

A proximity probe is a displacement transducer, providing an output voltage directly proportional to the distance between the probe tip and the observed conductive surface. It is capable of both static (position) and dynamic (vibration) measurements, and is primarily used for vibration and position measurement applications on fluid-film bearing machines, as well as in speed measurement applications.

Eddy Current Proximity Probe (SQPPC)

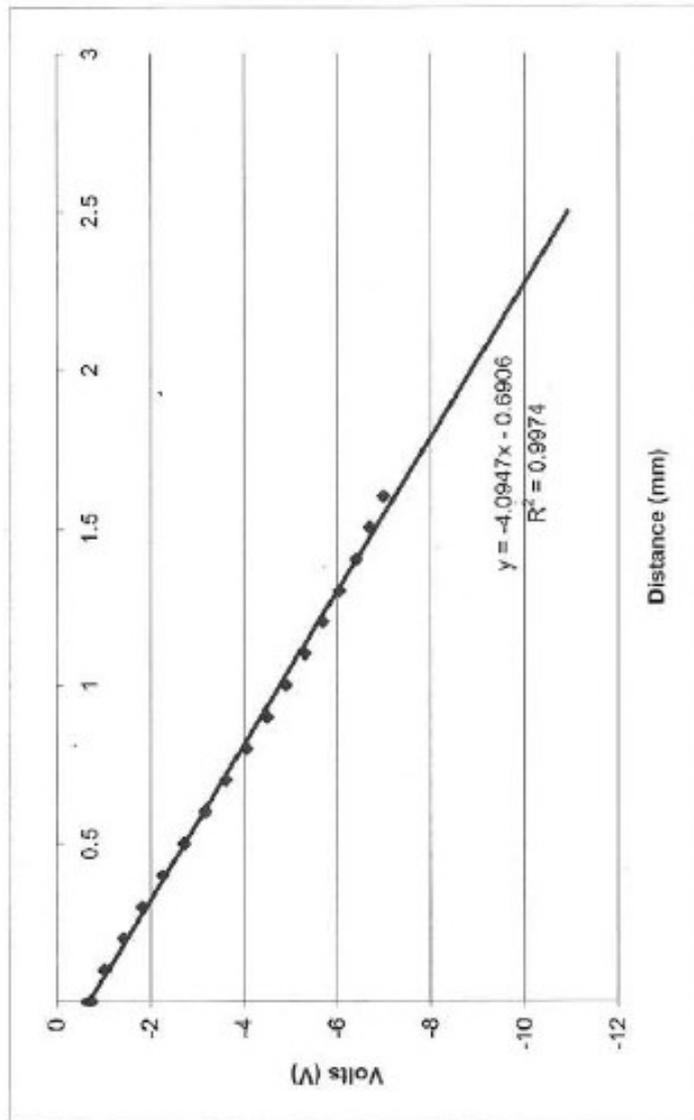
- Probe diameter: 6 mm
- Thread length 2-inch (with probe tip)
- Probe length: 0.5 m
- Extension cable length: 4.5 m
- Probe-extension connector: L6
- Each signal conditioner takes two (2) probes.
- Signal conditioner output: BNC (female)
- Power supply: 110 V – 60 Hz/ 220 V-50 Hz
- Voltage output : 0 ~ -10 V
- Linear range: 0 ~ 2 mm
- Non-linearity error: <2%
- Sensitivity: 4.5 mV/ μm (nominal)
- Resolution: 1 μm
- Frequency response: 0 ~ 5kHz, ± 3 dB
- Temperature range: -30 ~ 120 °C for probe, 0 ~ 65 °C for signal conditioner
- This kit consists of one 5mm proximity probe, one extension cable, one signal conditioner, and one power supply.
- Comes in 2 pack and 4 pack



Figura B.1: Hoja de datos del sensor de distancia. Tomado de [26]

Distance (mm)	Volts (V)
0	-0.702
0.1	-1.022
0.2	-1.418
0.3	-1.83
0.4	-2.267
0.5	-2.725
0.6	-3.178
0.7	-3.625
0.8	-4.065
0.9	-4.502
1	-4.915
1.1	-5.311
1.2	-5.701
1.3	-6.056
1.4	-6.411
1.5	-6.7
1.6	-7
1.7	
1.8	
1.9	
2	
2.1	
2.2	
2.3	
2.4	
2.5	

Slope v / mm -4.09468



04753 - Channel 1

Figura B.2: Caracterización del sensor de distancia. Tomado de [26]

Anexo C

Caracterización del resorte de extensión

Figura C.1: Datos para determinar la constante del resorte.

Medición			Conversión	
Longitud (mm)	Enlongación (mm)	Peso (g)	Longitud (m)	Fuerza (N)
39.5	0.33	300	0.0003	2.943
41.24	2.07	400	0.0021	3.924
43.49	4.32	450	0.0043	4.4145
44.44	5.27	470	0.0053	4.6107
44.83	5.66	480	0.0057	4.7088
45.49	6.32	490	0.0063	4.8069
45.83	6.66	500	0.0067	4.905

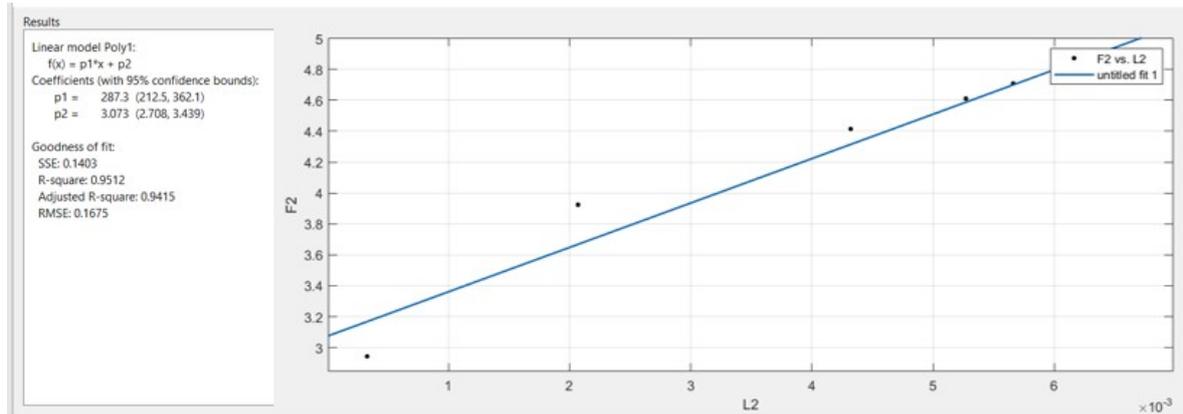


Figura C.2: Regresión lineal

Anexo D

Caracterización del resorte de compresión

Figura D.1: Datos para determinar la constante del resorte.

Medición			Conversión	
Longitud (<i>mm</i>)	Enlongación (<i>mm</i>)	Peso (<i>g</i>)	Longitud (<i>m</i>)	Fuerza (<i>N</i>)
54.7	0.001	200	0.001	1.962
53.78	0.0019	300	0.0019	2.943
53.41	0.0023	400	0.0023	3.924
53.08	0.0026	500	0.0026	4.905
52.28	0.0034	600	0.0034	5.886
51.57	0.0041	700	0.0041	6.867
50.76	0.0049	800	0.0049	7.848
49.73	0.006	900	0.006	8.829
49.1	0.0066	1000	0.0066	9.81
48.88	0.0068	1100	0.0068	10.791
48.6	0.0071	1200	0.0071	11.772

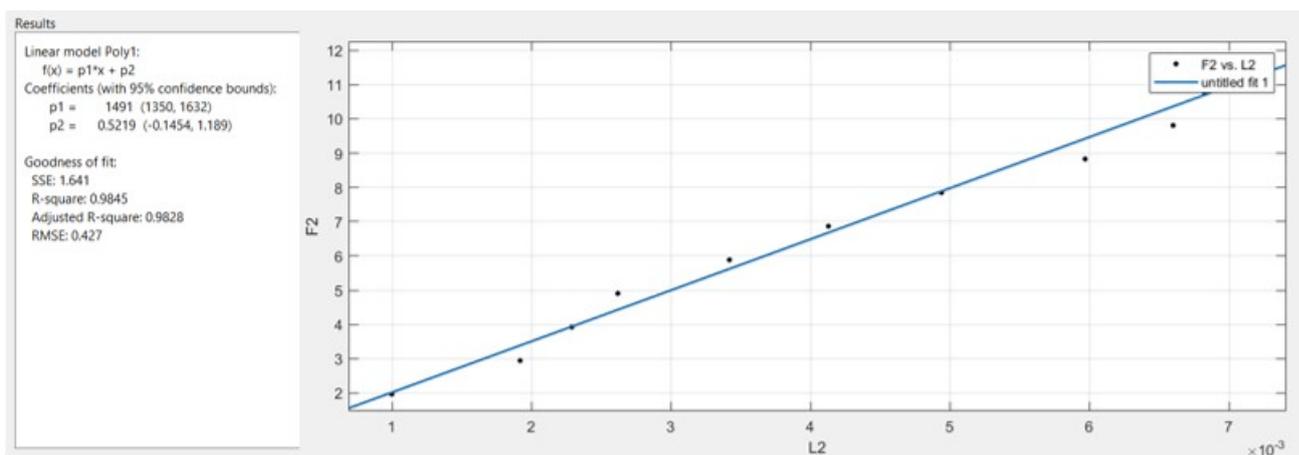


Figura D.2: Regresión lineal.

Anexo E

Caracterización de los motores

Tabla E.1: Motor de 1000rpm

Masa: 70 g		
Voltaje (V)	Velocidad con masa(<i>rpm</i>)	Velocidad sin masa (<i>rpm</i>)
0	0	0
1	68	85
2.3	100	112
2.5	114	120
2.8	140	143
3	148	149
3.3	169	170
3.5	193	190
3.8	212	221
4	222	222
4.3	240	239
4.5	258	251
4.8	275	273
5	288	283
5.3	308	303
5.5	319	313
5.8	343	335
6	360	350
6.3	374	370
6.5	390	389
6.8	403	404
7	420	418
7.5	454	452
8	485	486

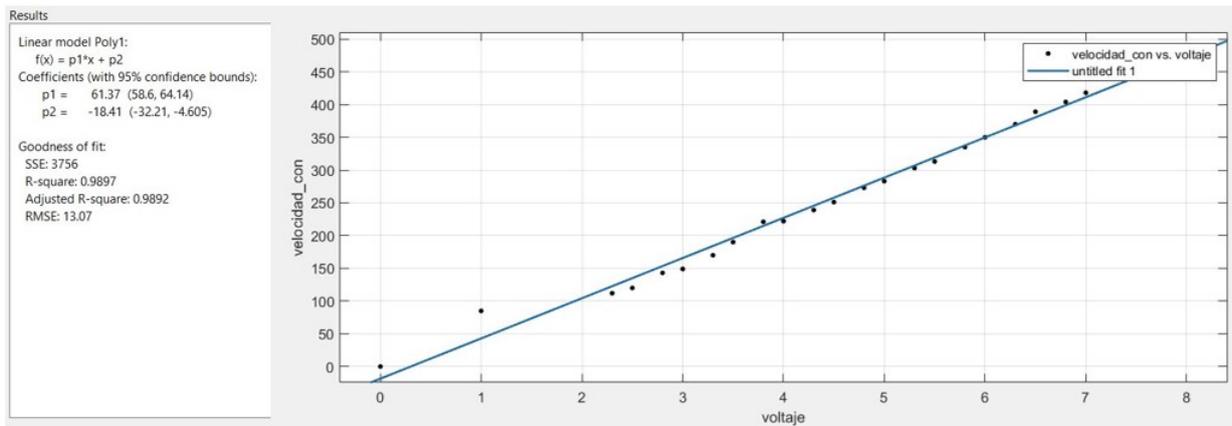


Figura E.1: Regresión lineal del motor 1000 rpm (sin masa)

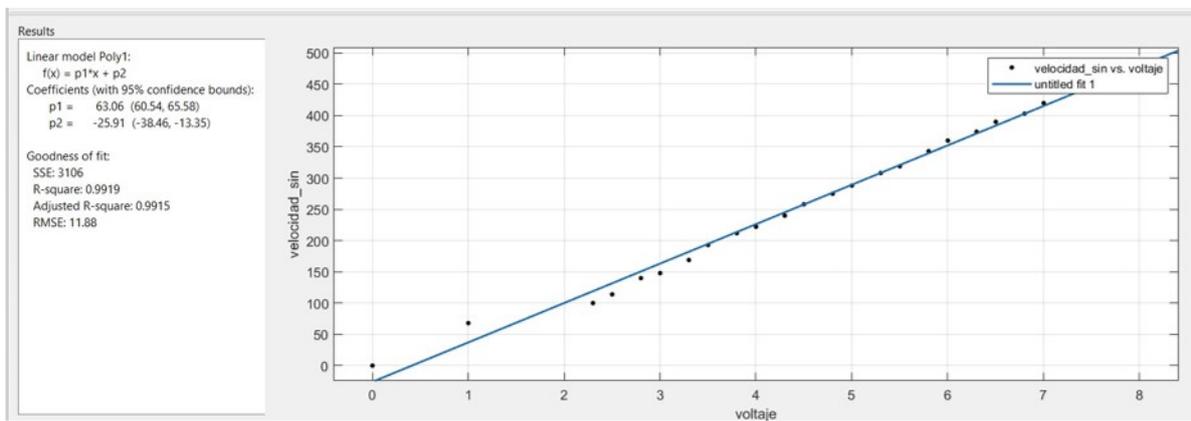


Figura E.2: Regresión lineal del motor 1000 rpm (con masa)

No se cuenta con las características de fábrica del motor, por lo que para conocer la velocidad en relación al voltaje se realizó la siguiente caracterización.

Tabla E.2: Motor sin masa

Masa: 690g		
Voltaje (V)	Medición con encoder(<i>rpm</i>)	Medición con tacómetro (<i>rpm</i>)
1	97	108
1.3	135	157
1.5	155	175
1.8	188	226
2	200	246
2.3	256	298
2.5	287	326
2.8	320	384
3	346	415
3.3	396	445
3.5	412	479
4	464	550
4.3	512	612
4.5	540	636
4.8	564	670
5	593	700
5.3	616	704

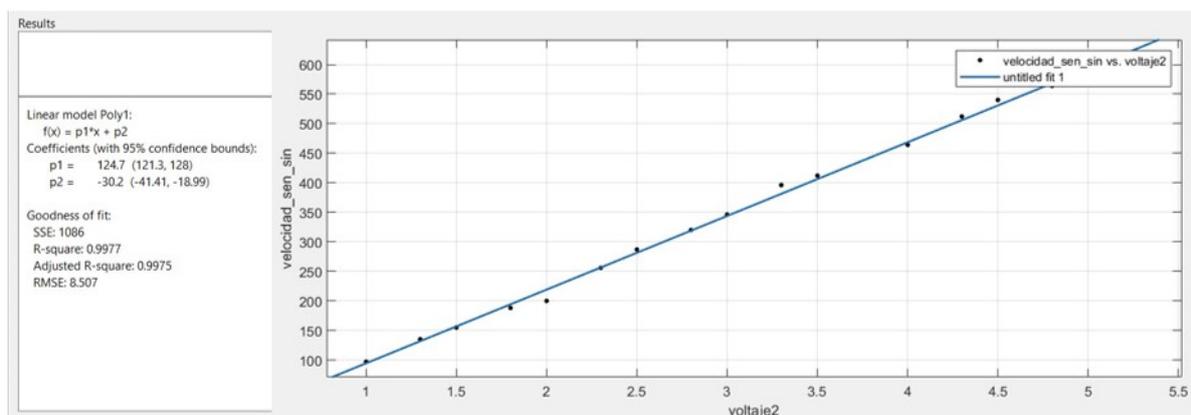


Figura E.3: Regresión lineal del motor (medición con el tacómetro)

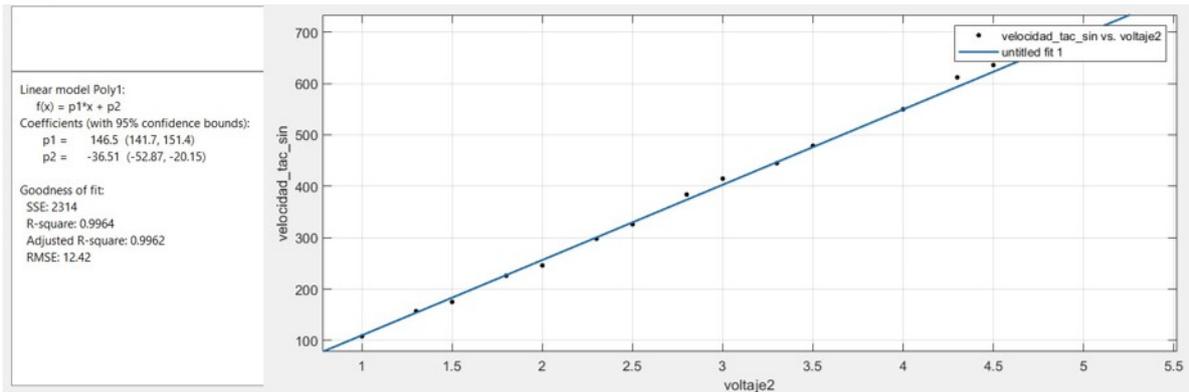


Figura E.4: Regresión lineal del motor (medición con el encoder)

Tabla E.3: Motor con masa

Masa: 690 g		
Voltaje (V)	Medición con encoder (<i>rpm</i>)	Medición con tacómetro (<i>rpm</i>)
1	92	102
1.3	120	150
1.5	142	172
1.8	283	260
2	260	306
2.3	278	325
2.5	328	375
2.8	352	395
3	390	442
3.3	424	486
3.5	460	529
4	483	552
4.3	530	620
4.5	584	654
4.8	602	670
5	620	745
5.3	674	850

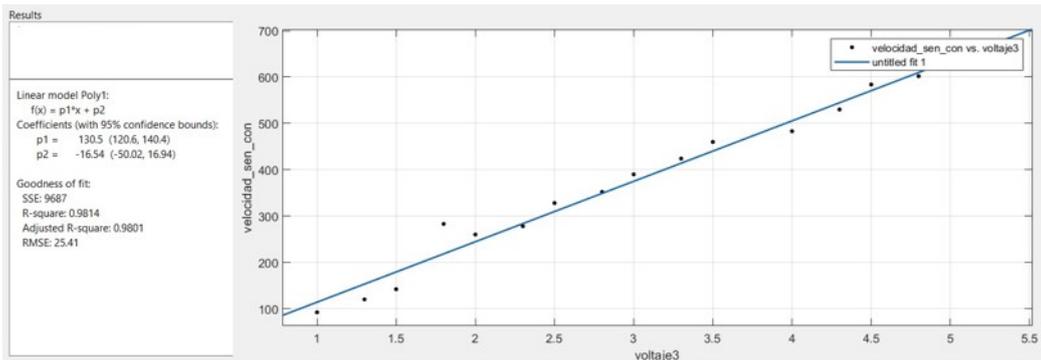


Figura E.5: Regresión lineal del motor (medición con el tacómetro)

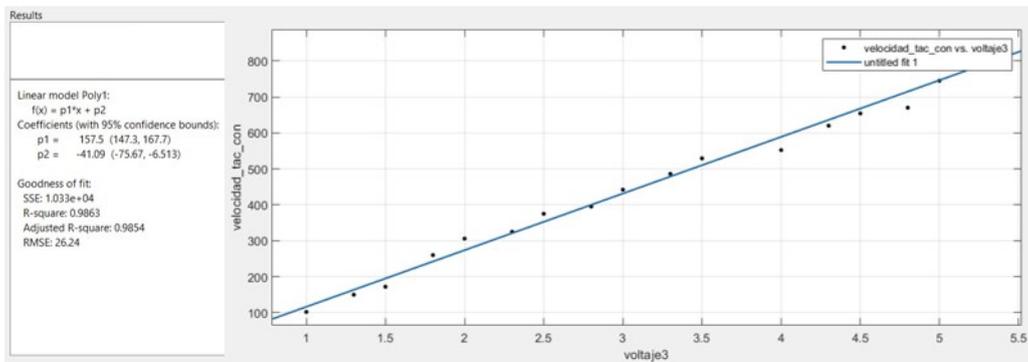


Figura E.6: Regresión lineal del motor (medición con el encoder)

Apéndice A

Tablas

En las tablas siguientes se muestran los resultados obtenidos al probar diferentes dimensiones de vigas, con la finalidad de determinar un rango de frecuencias para la selección del motor.

A.1. Viga en voladizo

Tabla A.1: Datos obtenidos para sistemas de vigas en voladizo (Acero 207Gpa)

Largo (m)	Alto (m)	Ancho (m)	M.Barra (kg)	Masa (kg)	Fuerza	ω_n rad/s	rpm	Motor
1.00	0.01	0.02	1.570	0.531	19.469N 1.985 kg	88.247	842.701	1000 0.18 kg
1.00	0.01 (0.5in)	0.03 (1in)	2.532	0.752	35.750N 3.644 kg	119.583	1141.933	1500 0.052kg
1.25	0.01 (0.5in)	0.03 (1in)	3.165	0.914	15.068N 1.536 kg	77.635	741.356	1000 0.18 kg
1.50	0.01 (0.5in)	0.03 (1in)	3.798	1.138	7.007N 0.714 kg	52.940	505.536	600 0.0959kg
1	0.0127 (0.5in)	0.0508 (2in)	5.064	1.412	4.951 N 0.505kg	61.709	589.28	600 0.0959kg
1.25	0.0127 (0.5in)	.0508 (2in)	6.330	1.629	2.198 N 0.224kg	41.120	392.666	400 0.021kg
1.5	0.0127 (0.5in)	.0508 (2in)	7.596	1.920	1.079 N 0.110kg	28.811	275.130	400 0.021kg
1	0.0127 (0.5in)	0.0762 (3in)	7.597	1.9172	5.472 N 0.558kg	64.87	619.527	1000 0.18 kg
1.5	0.0127 (0.5in)	0.0762 (3in)	11.395	2.784	2.279 N 0.232kg	29.301	279.808	300 0.12kg
1	0.00952 (3/8in)	0.0254 (1in)	1.899	0.685	2.155 N 0.220kg	40.71	388.756	600 0.0959kg
1.25	0.00952 (3/8in)	0.0254 (1in)	2.374	0.710	1.064 N 0.108kg	28.606	273.169	300 0.12kg

1.5	0.00952 (3/8in)	0.0254 (1in)	2.848	0.852	0.513 N 0.052kg	19.863	189.679	200 0.045kg
1	0.00952 (3/8in)	0.0508 (2in)	3.798	1.121	2.631 N 0.268kg	44.985	429.578	600 0.0959kg
1.25	0.00952 (3/8in)	0.0508 (2in)	4.748	1.256	1.203 N 0.123kg	30.416	290.456	300 0.12kg
1.5	0.00952 (3/8in)	0.0508 (2in)	5.697	1.474	0.593 N 0.060kg	21.356	203.937	300 0.12kg
1	0.00952 (3/8in)	0.0762 (3in)	5.697	1.558	2.840 N 0.290kg	46.74	446.335	600 0.0959kg
1.25	0.00952 (3/8in)	0.0762 (3in)	7.122	1.802	1.257 N 0.128kg	31.1009	296.991	300 0.12kg
1.5	0.00952 (3/8in)	0.0762 (3in)	8.546	2.130	0.616 N 0.063kg	21.763	207.826	300 0.12kg
1	0.019 (3/4in)	0.0254 (1in)	3.798	1.043	11.309 N 1.153kg	93.268	890.644	1000 0.018kg
1.25	0.019 (3/4in)	0.0254 (1in)	4.747	1.339	4.510 N 0.460kg	58.897	562.432	600 0.0959kg
1.5	0.019 (3/4in)	0.0254 (1in)	5.698	1.558	2.244 N 0.229 kg	41.547	396.743	600 0.0959kg
1	0.019 (3/4in)	0.0508 (2in)	7.596	1.995	12.311 N 1.255kg	97.315	929.292	1000 0.018kg
1.25	0.019 (3/4in)	0.0508 (2in)	9.495	2.431	4.969 N 0.507kg	61.827	590.402	600 0.0959kg
1.5	0.019 (3/4in)	0.0508 (2in)	11.395	2.868	2.438 N 0.249kg	43.305	413.529	600 0.0959kg
1	0.019 (3/4in)	0.0762 (3in)	7.596	2.791	12.686 N 1.293kg	98.786	943.337	1000 0.018kg
1.25	0.019 (3/4in)	0.0762 (3in)	14.244	3.446	5.260 N 0.536kg	63.612	607.447	1000 0.018kg
1.5	0.019 (3/4in)	0.0762 (3in)	17.092	4.179	2.510 N 0.256kg	43.942	419.617	600 0.0959kg

Tabla A.2: Datos obtenidos para sistemas de vigas en voladizo (Aluminio 71,7Gpa)

Largo (m)	Alto (m)	Ancho (m)	M.Barra (kg)	Masa (kg)	Fuerza	ω_n rad/s	rpm	Motor
1	0.0127 (0.5in)	.0254 (1in)	0.87	0.448	2.705 N 0.276kg	45.61	435.59	600 0.0959kg
1.25	0.0127 (0.5in)	.0254 (1in)	1.089	0.423	1.466 N 0.149kg	33.586	320.688	400 0.021kg
1.5	0.0127 (0.5in)	.0254 (1in)	1.306	0.464	0.773 N 0.079kg	24.391	232.918	300 0.12kg
1	0.0127 (0.5in)	0.0508 (2in)	1.742	0.649	3.739 N 0.381kg	53.629	512.118	600 0.0959kg
1.25	2.177 (0.5in)	0.0508 (2in)	2.177	0.674	1.843 N 0.188kg	37.647	359.507	400 0.021kg
1.5	0.0127 (0.5in)	.0.0508 (2in)	2.613	0.765	0.939 N 0.096kg	26.879	256.674	300 0.12kg
1	0.0127 (0.5in)	0.076 (3in)	2.613	0.849	4.285 N 0.437kg	57.411	548.233	600 0.0959kg
1.25	0.0127 (0.5in)	0.076 (3in)	3.266	0.924	2.015 N 0.205kg	39.370	375.954	400 0.021kg
1.5	0.0127 (0.5in)	0.076 (3in)	3.919	1.065	1.011 N 0.103kg	27.894	266.368	300 0.12kg
1	0.00952 (3/8in)	.0254 (1in)	0.653	0.323	1.582 N 0.161 kg	34.888	333.160	400 0.021kg
1.25	0.00952 (3/8in)	.0254 (1in)	0.817	0.352	0.744 N 0.076 kg	23.929	228.509	300 0.12kg
1.5	0.00952 (3/8in)	.0254 (1in)	0.980	0.422	0.359 N 0.037 kg	16.614	158.649	200 0.045kg
1	0.00952 (3/8in)	0.0508 (2in)	1.306	0.473	2.161 N 0.220 kg	40.767	389.295	400 0.021kg
1.25	0.00952 (3/8in)	0.0508 (2in)	1.633	0.540	0.971 N 0.099 kg	27.325	260.933	300 0.12kg
1.5	0.00952 (3/8in)	0.0508 (2in)	1.960	0.648	0.468 N 0.048 kg	18.973	181.175	200 0.045kg
1	0.00952 (3/8in)	0.0762 (3in)	1.960	0.699	2.196 N 0.224 kg	41.104	392.514	600 0.0959kg
1.25	0.00952 (3/8in)	0.0762 (3in)	2.450	0.727	1.080 N 0.110 kg	28.824	275.248	300 0.12kg
1.5	0.00952 (3/8in)	0.0762 (3in)	2.450	0.727	1.080 N 0.110 kg	28.824	275.248	300 0.12kg

1	0.019 (3/4in)	0.0254 (1in)	1.306	0.470	8.697 N 0.887 kg	81.793	781.069	1000 0.018kg
1.25	0.019 (3/4in)	0.0254 (1in)	1.633	0.624	3.360 N 0.343 kg	50.840	485.486	600 0.0959kg
1.5	0.019 (3/4in)	0.0254 (1in)	1.960	0.624	1.944 N 0.198 kg	38.668	369.256	400 0.021kg
1	0.019 (3/4in)	0.0508 (2in)	2.613	0.771	10.615 N 1.082 kg	90.362	862.896	1000 0.018kg
1.25	0.019 (3/4in)	0.0508 (2in)	3.266	0.999	4.194 N 0.428 kg	56.798	542.382	600 0.0959kg
1.5	0.019 (3/4in)	0.0508 (2in)	3.919	1.074	2.257 N 0.230 kg	41.665	397.875	600 0.0959kg
1	0.019 (3/4in)	0.0762 (3in)	3.919	1.071	11.457 N 1.168 kg	93.878	896.471	1000 0.018kg
1.25	0.019 (3/4in)	0.0762 (3in)	4.899	1.375	4.572 N 0.466 kg	59.303	566.306	600 0.0959kg
1.5	0.019 (3/4in)	0.0762 (3in)	5.879	1.600	2.273 N 0.232 kg	41.816	399.314	600 0.0959kg

A.2. Barra doble empotramiento

Tabla A.3: Datos obtenidos para sistemas de vigas en doble empotramiento(Acero 207Gpa)

Largo (m)	Alto (m)	Ancho (m)	M.Barra (kg)	M.motor (kg)	Fuerza	ω_n	rpm	Motor
1	0.0127 (0.5in)	.0254 (1in)	2.532	1.868	119.799N 12.212 kg	303.568	2898.859	3000 0.45kg
1.25	0.0127 (0.5in)	.0254 (1in)	3.165	2.185	52.450N 5.347 kg	200.864	1918.110	3000 0.45kg
1.5	0.0127 (0.5in)	.0254 (1in)	3.798	2.103	31.529N 3.214 kg	155.734	1487.147	1500 0.052kg
1	0.0127 (0.5in)	0.0508 (2in)	5.065	3.184	140.567N 14.329 kg	328.829	3140.085	3000- 6000 0.5kg
1.25	2.177 (0.5in)	0.0508 (2in)	6.331	3.767	60.832N 6.201 kg	216.318	2065.685	3000 0.45kg
1.5	0.0127 (0.5in)	.0.0508 (2in)	7.597	3.960	33.487N 3.414 kg	160.498	1532.638	2000 0.01kg
1	0.0127 (0.5in)	0.076 (3in)	7.597	4.450	150.864N 15.379 kg	340.660	3253.061	3000- 6000 0.5kg
1.25	0.0127 (0.5in)	0.076 (3in)	9.496	5.350	64.254N 6.550 kg	222.320	2122.999	3000 0.45kg
1.5	0.0127 (0.5in)	0.076 (3in)	11.395	5.860	33.950N 3.461 kg	161.603	1543.195	2000 0.01
1	0.0063 (0.25in)	.0254 (1in)	1.266	0.795	35.186N 3.587 kg	164.518	1571.029	2000 0.01kg
1.25	0.0063 (0.25in)	.0254 (1in)	1.583	0.995	14.390N 1.467 kg	105.212	1004.701	1500 0.052kg
1.5	0.0063 (0.25in)	.0254 (1in)	1.899	1.154	7.185N 0.732 kg	74.345	709.940	1000 0.018kg
1	0.0063 (0.25in)	0.0508 (2in)	3.165	1.787	16.034N 1.634 kg	111.056	1060.509	3000- 6000 0.5kg
1.25	0.0063 (0.25in)	0.0508 (2in)	6.331	3.767	60.832N 6.201 kg	216.318	2065.685	1500 0.052kg
1.5	0.0063 (0.25in)	.0.0508 (2in)	3.798	2.069	8.012N 0.817 kg	78.504	749.658	1000 0.018kg
1	0.0063 (0.25in)	0.076 (3in)	3.798	2.061	40.717N 4.151 kg	176.976	1690.000	2000 0.01kg
1.25	0.0063 (0.25in)	0.076 (3in)	4.748	2.578	16.668N 1.699 kg	113.232	1081.285	1500 0.052kg

1.5	0.0063 (0.25in)	0.076 (3in)	5.698	3.019	8.237N 0.840 kg	79.602	760.138	1000 0.018kg
1	0.0031 (1/8in)	.0254 (1in)	0.633	0.487	7.187N 0.733 kg	74.356	710.043	1000 0.018kg
1.25	0.0031 (1/8in)	.0254 (1in)	0.791	0.644	2.782N 0.284 kg	46.260	441.753	600 0.0959kg
1.5	0.0031 (1/8in)	.0254 (1in)	0.950	0.648	1.599N 0.163 kg	35.076	334.953	400 0.021kg
1	0.0031 (1/8in)	0.0508 (2in)	1.266	0.803	8.709N 0.888 kg	81.848	781.592	1000 0.018kg
1.25	0.0031 (1/8in)	0.0508 (2in)	1.583	1.039	3.446N 0.351 kg	51.483	491.626	600 0.0959kg
1.5	0.0031 (1/8in)	0.0508 (2in)	1.899	1.123	1.846N 0.188 kg	37.682	359.838	600 0.0959kg
1	0.0031 (1/8in)	0.076 (3in)	1.266	0.803	8.709N 0.888 kg	81.848	781.592	1000 0.018kg
1.25	0.0031 (1/8in)	0.076 (3in)	1.583	1.039	3.446N 0.351 kg	51.483	491.626	600 0.0959kg
1.5	0.0031 (1/8in)	0.076 (3in)	1.899	1.123	1.846N 0.188 kg	37.682	359.838	600 0.0959kg
1	0.0031 (1/8in)	0.076 (3in)	1.899	1.120	9.370N 0.955 kg	84.898	810.719	1000 0.018kg
1.25	0.0031 (1/8in)	0.076 (3in)	2.374	1.435	3.743N 0.382 kg	53.660	512.420	600 0.0959kg
1.5	0.0031 (1/8in)	0.076 (3in)	2.849	1.597	1.946N 0.198 kg	38.689	369.452	400 0.021kg
1	0.00762 (3/16in)	.0254 (1in)	1.266	0.795	35.186N 3.587 kg	164.518	1571.029	1500 0.052kg
1.25	0.00762 (3/16in)	.0254 (1in)	1.187	0.763	7.914N 0.807 kg	78.026	745.089	1000 0.018kg
1.5	0.00762 (3/16in)	.0254 (1in)	1.424	0.960	3.642N 0.371 kg	52.931	505.455	600 0.0959kg
1	0.00762 (3/16in)	0.0508 (2in)	1.899	1.154	20.461N 2.086 kg	125.457	1198.024	1500 0.052kg
1.25	0.00762 (3/16in)	0.0508 (2in)	2.374	1.357	8.906N 0.908 kg	82.769	790.384	1000 0.018kg
1.5	0.00762 (3/16in)	0.0508 (2in)	2.849	1.672	4.182N 0.426 kg	56.719	541.625	600 0.0959kg
1	0.00762 (3/16in)	0.076 (3in)	2.849	1.628	21.743N 2.216 kg	129.326	1234.975	1500 0.052kg
1.25	0.00762 (3/16in)	0.076 (3in)	3.561	1.950	9.294N 0.947 kg	84.553	807.422	1000 0.018kg
1.5	0.00762 (/16in)	0.076 (3in)	4.273	2.384	4.400N 0.448 kg	58.174	555.524	600 0.0959kg

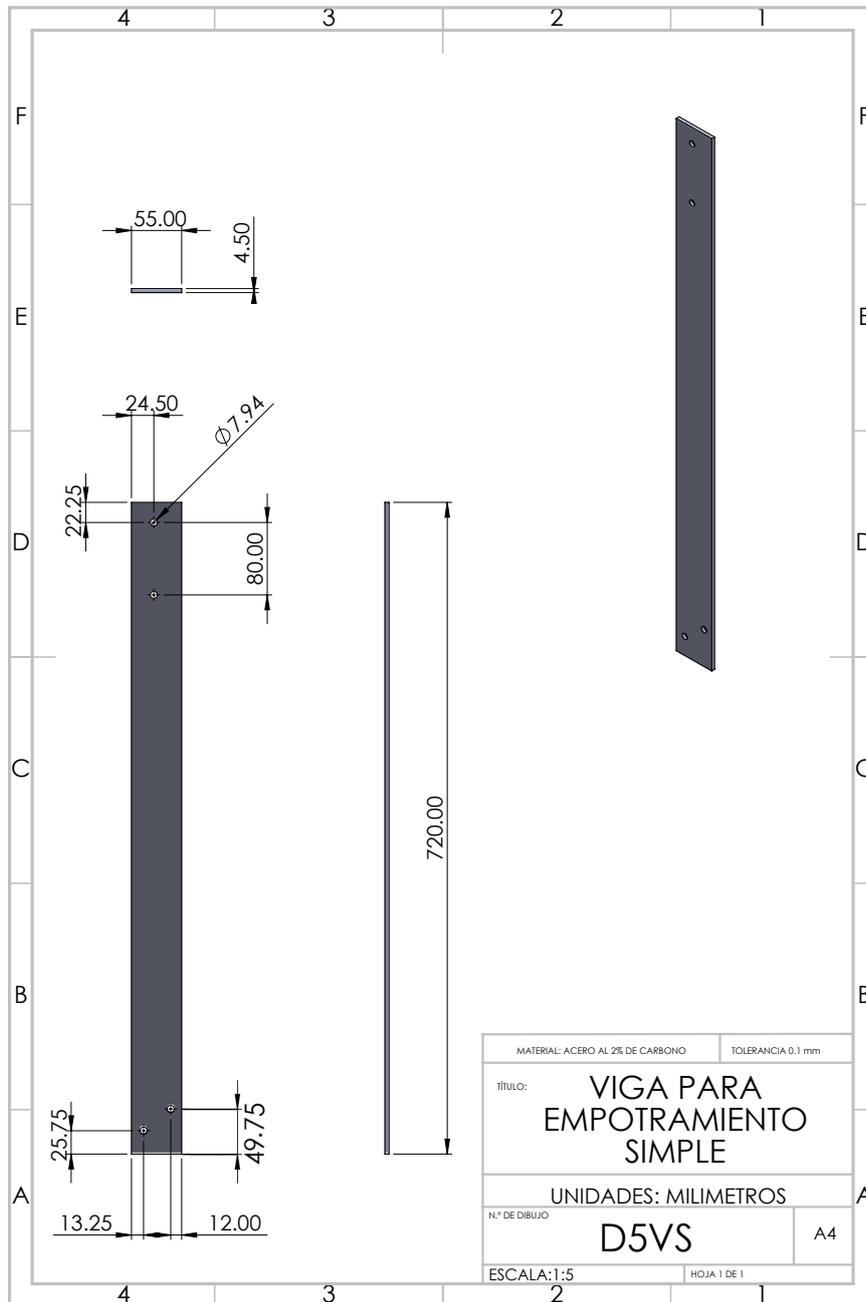
Tabla A.4: Datos obtenidos para sistemas de vigas en doble empotramiento(Aluminio 71,7Gpa)

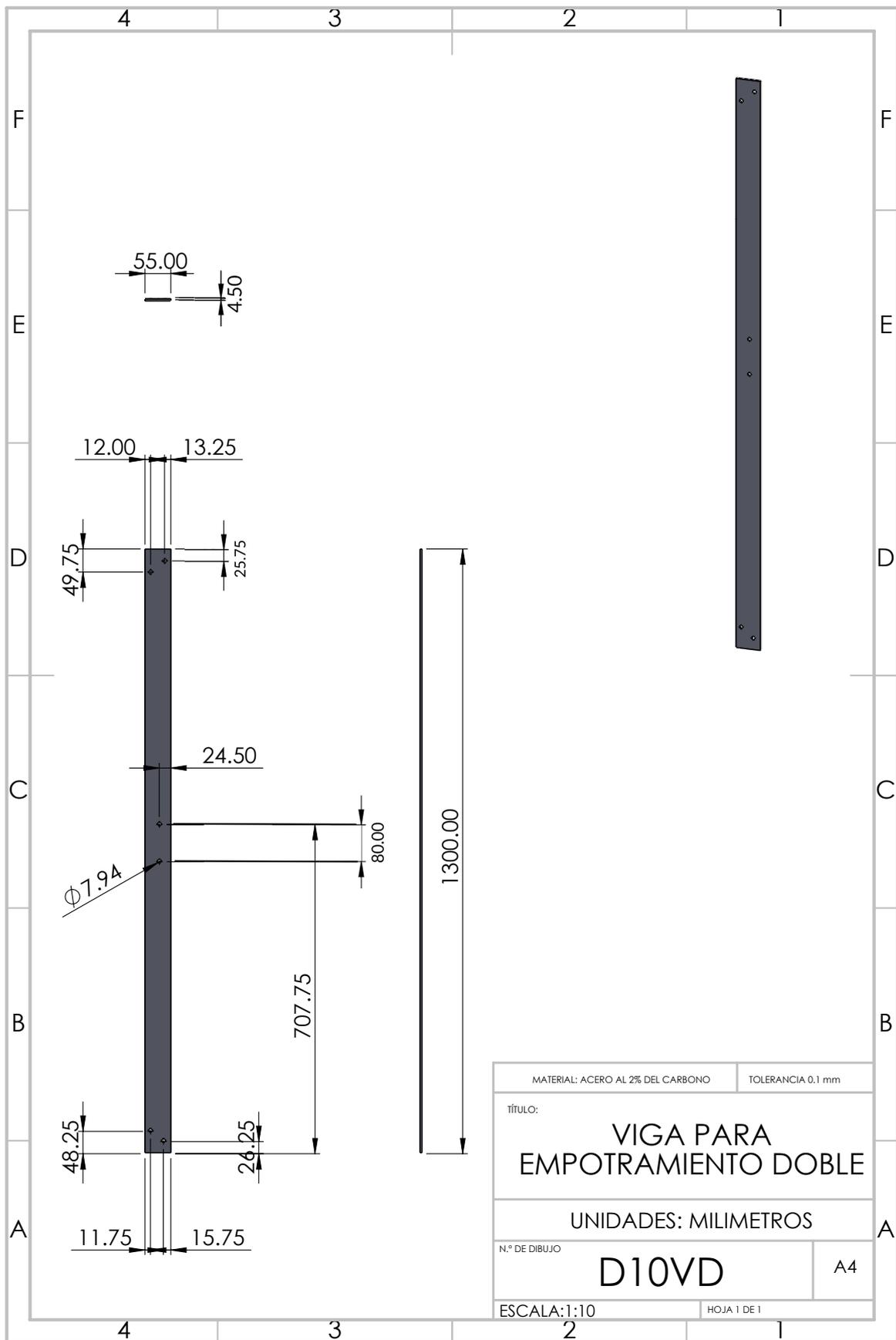
Largo (m)	Alto (m)	Ancho (m)	M.Barra (kg)	M.motor (kg)	Fuerza	ω_n	rpm	Motor
1	0.0127 (0.5in)	.0254 (1in)	0.435	0.422	22.998N 2.344 kg	133.007	1270.125	1500 0.052kg
1.25	0.0127 (0.5in)	.0254 (1in)	0.544	0.442	11.231N 1.145 kg	92.947	887.578	1000 0.018kg
1.5	0.0127 (0.5in)	.0254 (1in)	0.653	0.575	5.002N 0.510 kg	62.031	592.356	600 0.0959kg
1	0.0063 (0.25in)	0.0508 (2in)	0.871	0.639	30.335N 3.092 kg	152.756	1458.714	1500 0.052kg
1.25	0.0063 (0.25in)	0.0508 (2in)	1.089	0.714	13.904N 1.417 kg	103.417	987.558	1000 0.018kg
1.5	0.0063 (0.25in)	.0.0508 (2in)	1.306	0.823	6.982N 0.712 kg	73.285	699.823	1000 0.018kg
1	0.0063 (0.25in)	0.076 (3in)	1.306	0.815	35.693N 3.638 kg	165.699	1582.310	2000 0.01kg
1.25	0.0063 (0.25in)	0.076 (3in)	1.633	1.021	14.598N 1.488 kg	105.969	1011.934	1500 0.052kg
1.5	0.0063 (0.25in)	0.076 (3in)	1.960	1.150	7.498N 0.764 kg	75.946	725.229	1000 0.018kg
1	0.0031 (1/8in)	.0254 (1in)	0.218	0.357	3.398N 0.346 kg	51.128	488.237	600 0.0959kg
1.25	0.0031 (1/8in)	.0254 (1in)	0.272	0.309	2.008N 0.205 kg	39.305	375.334	400 0.021kg
1.5	0.0031 (1/8in)	.0254 (1in)	0.327	0.327	1.098N 0.112 kg	29.056	277.467	300 0.12kg
1	0.0031 (1/8in)	0.0508 (2in)	0.435	0.388	6.254N 0.637 kg	69.358	662.321	1000 0.018kg
1.25	0.0031 (1/8in)	0.0508 (2in)	0.544	0.520	2.387N 0.243 kg	42.852	409.205	600 0.0959kg
1.5	0.0031 (1/8in)	0.0508 (2in)	0.653	0.500	1.438N 0.147 kg	33.259	317.604	400 0.021kg
1	0.0031 (1/8in)	0.076 (3in)	0.653	0.497	7.324N 0.747 kg	75.059	716.764	1000 0.018kg
1.25	0.0031 (1/8in)	0.076 (3in)	0.817	0.656	2.838N 0.289 kg	46.724	446.184	600 0.0959kg
1.5	0.0031 (1/8in)	0.076 (3in)	0.980	0.663	1.626N 0.166 kg	35.363	337.690	400 0.021kg
1	0.00762 (3/16in)	.0254 (1in)	0.327	0.333	12.277N 1.251 kg	97.178	927.983	1000 0.018kg
1.25	0.00762 (3/16in)	.0254 (1in)	0.408	0.452	4.635N 0.472 kg	59.709	570.180	600 0.0959kg
1.5	0.00762 (3/16in)	.0254 (1in)	0.490	0.493	2.460N 0.251 kg	43.500	415.397	600 0.0959kg

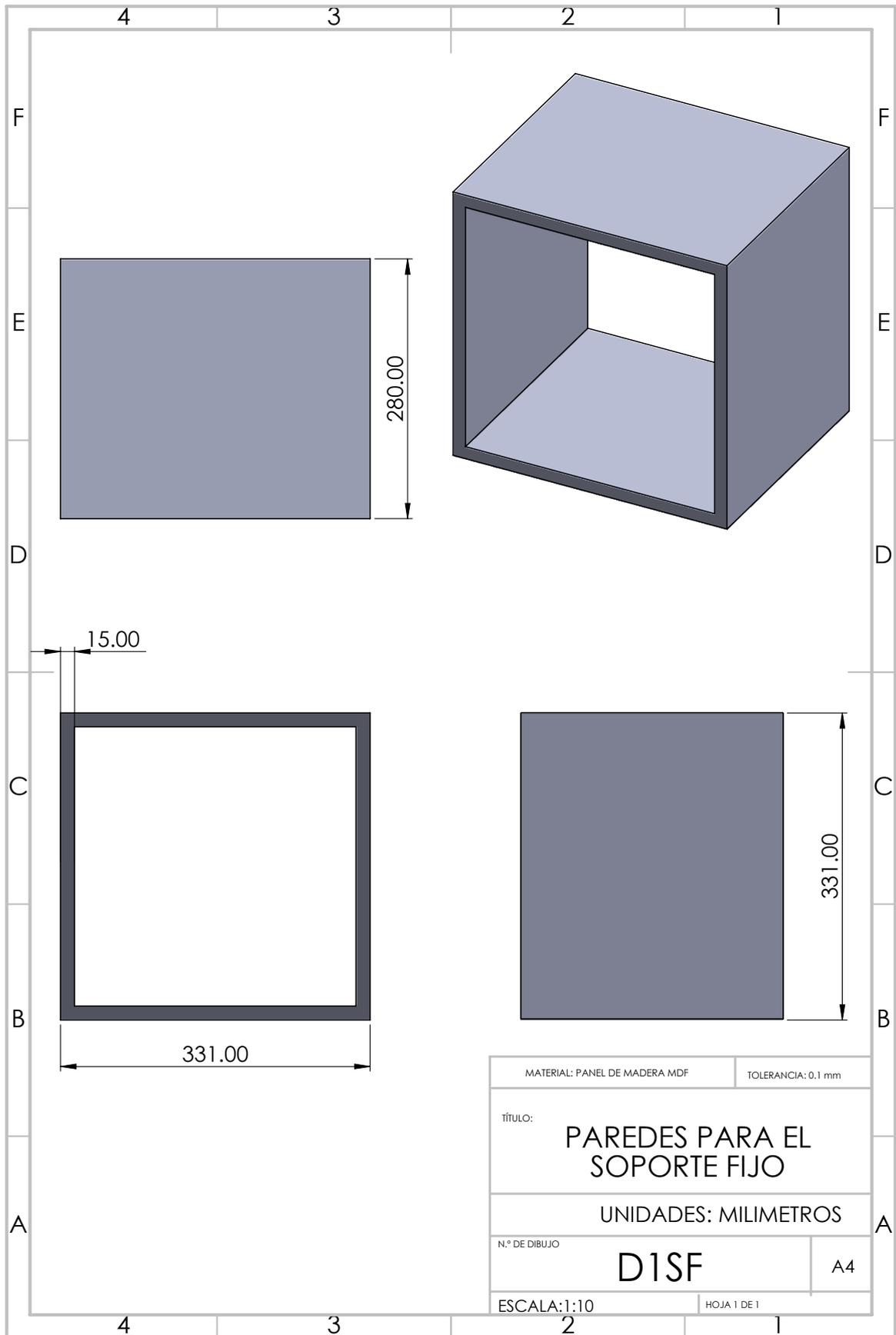
1	0.00762 (3/16in)	0.0508 (2in)	0.653	0.531	15.423N 1.572 kg	108.922	1040.131	1500 0.052kg
1.25	0.00762 (3/16in)	0.0508 (2in)	0.817	0.578	7.246N 0.739 kg	74.658	712.932	1000 0.018kg
1.5	0.00762 (3/16in)	0.0508 (2in)	0.980	0.738	3.286N 0.335 kg	50.280	480.137	600 0.0959kg
1	0.00762 (3/16in)	0.076 (3in)	0.980	0.694	17.690N 1.803 kg	116.653	1113.956	1500 0.052kg
1.25	0.00762 (3/16in)	0.076 (3in)	1.225	0.782	8.033N 0.819 kg	78.609	750.660	1000 0.018kg
1.5	0.00762 (/16in)	0.076 (3in)	1.470	0.983	3.701N 0.377 kg	53.356	509.516	600 0.0959kg

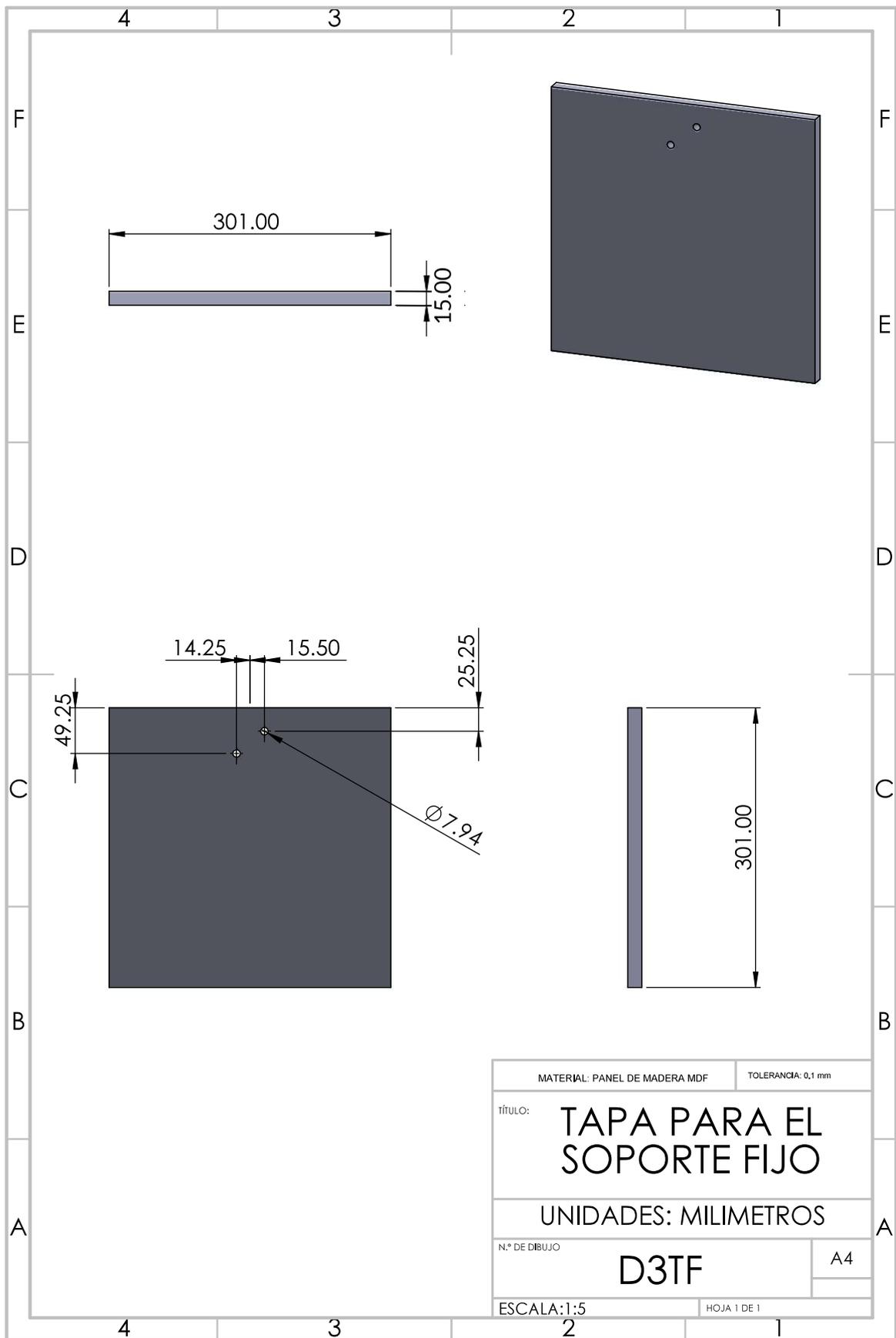
Apéndice B

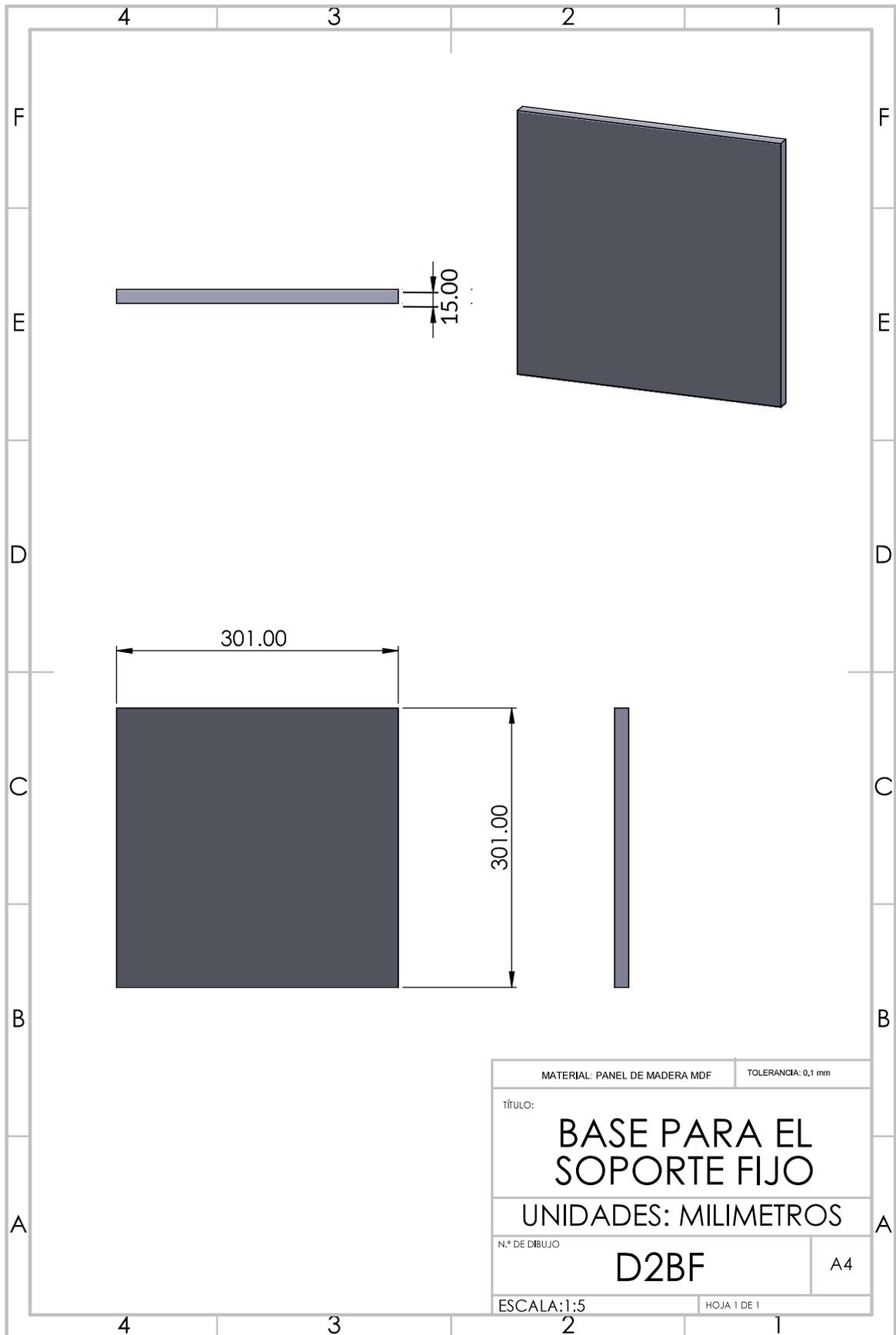
Dibujos técnicos

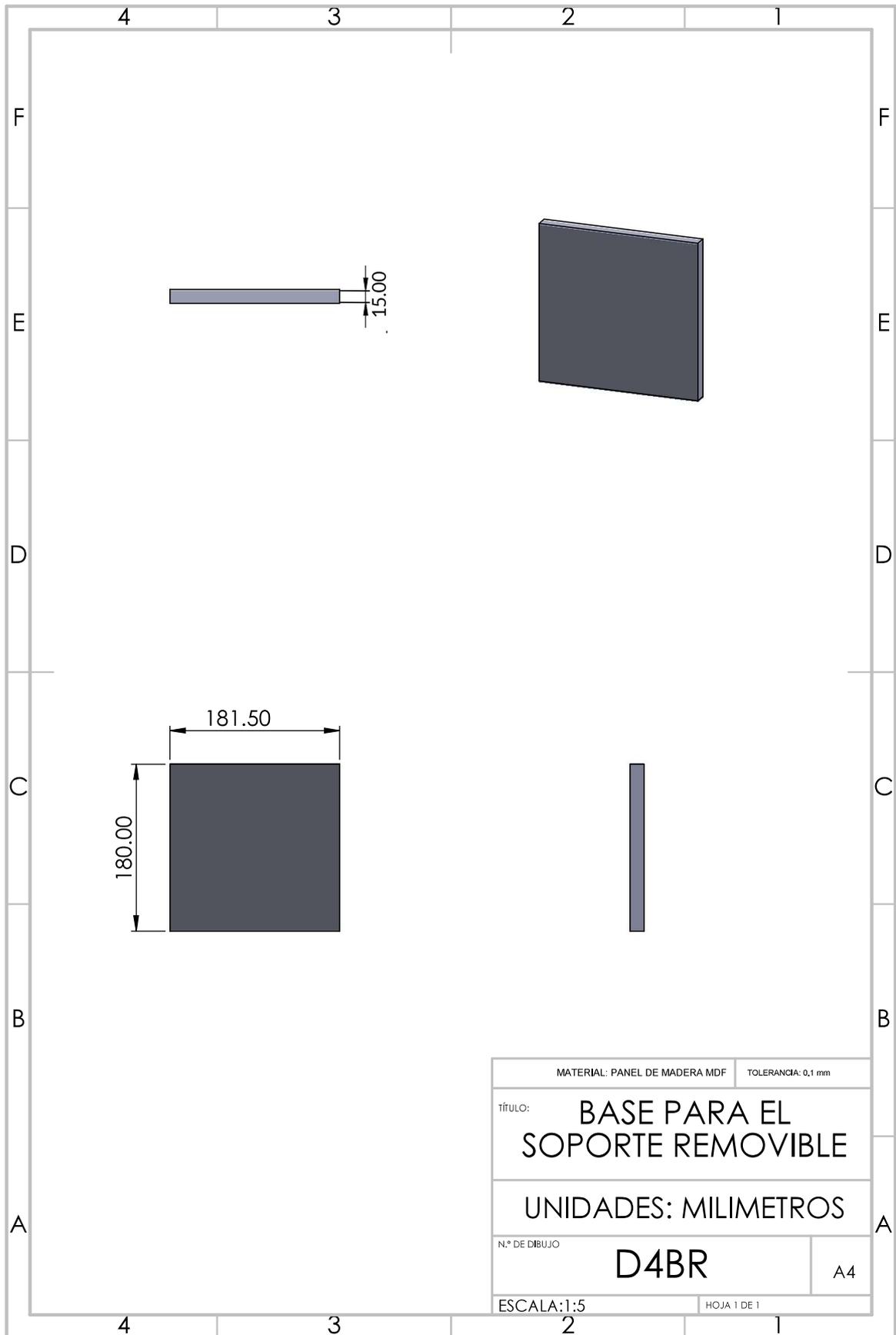


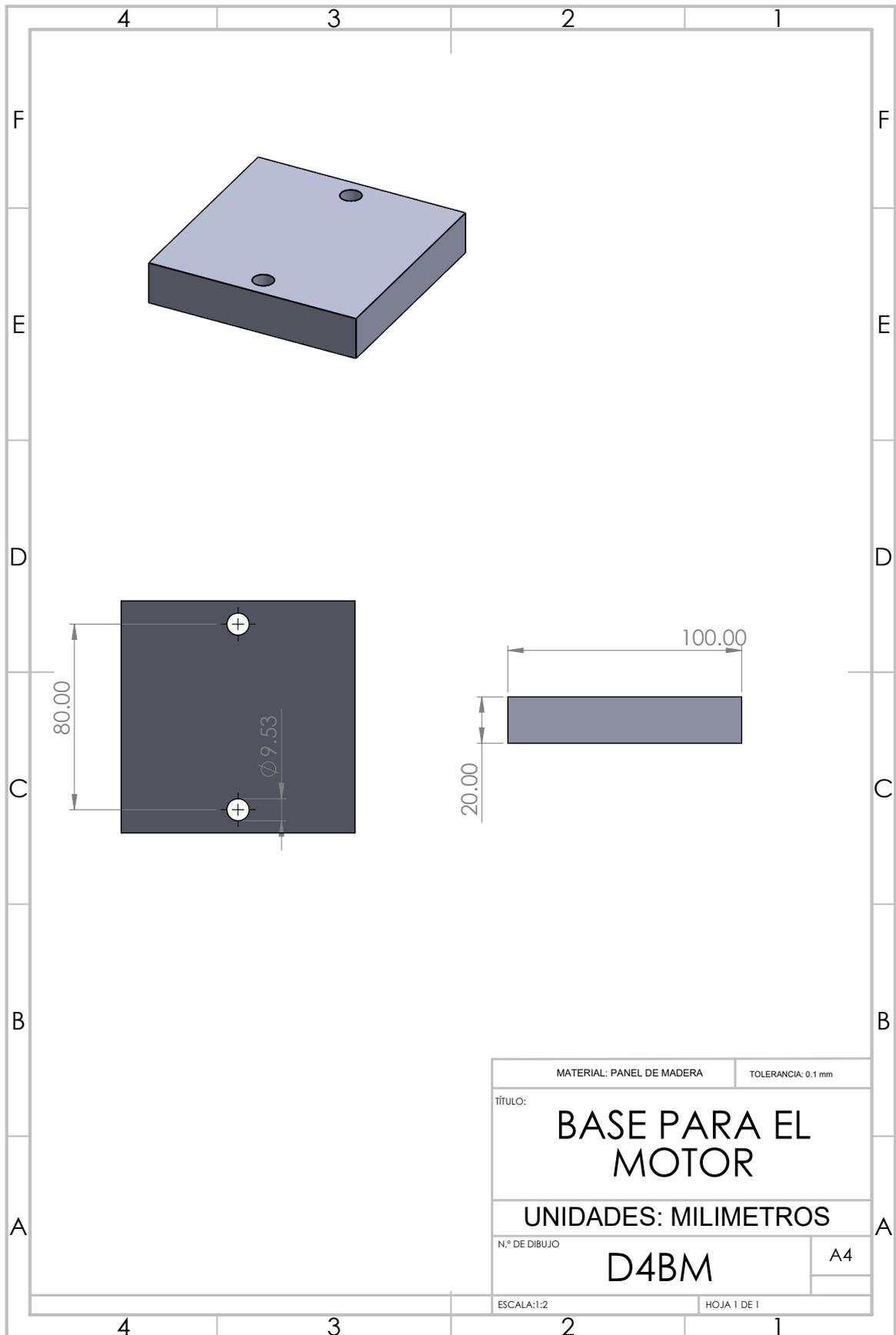


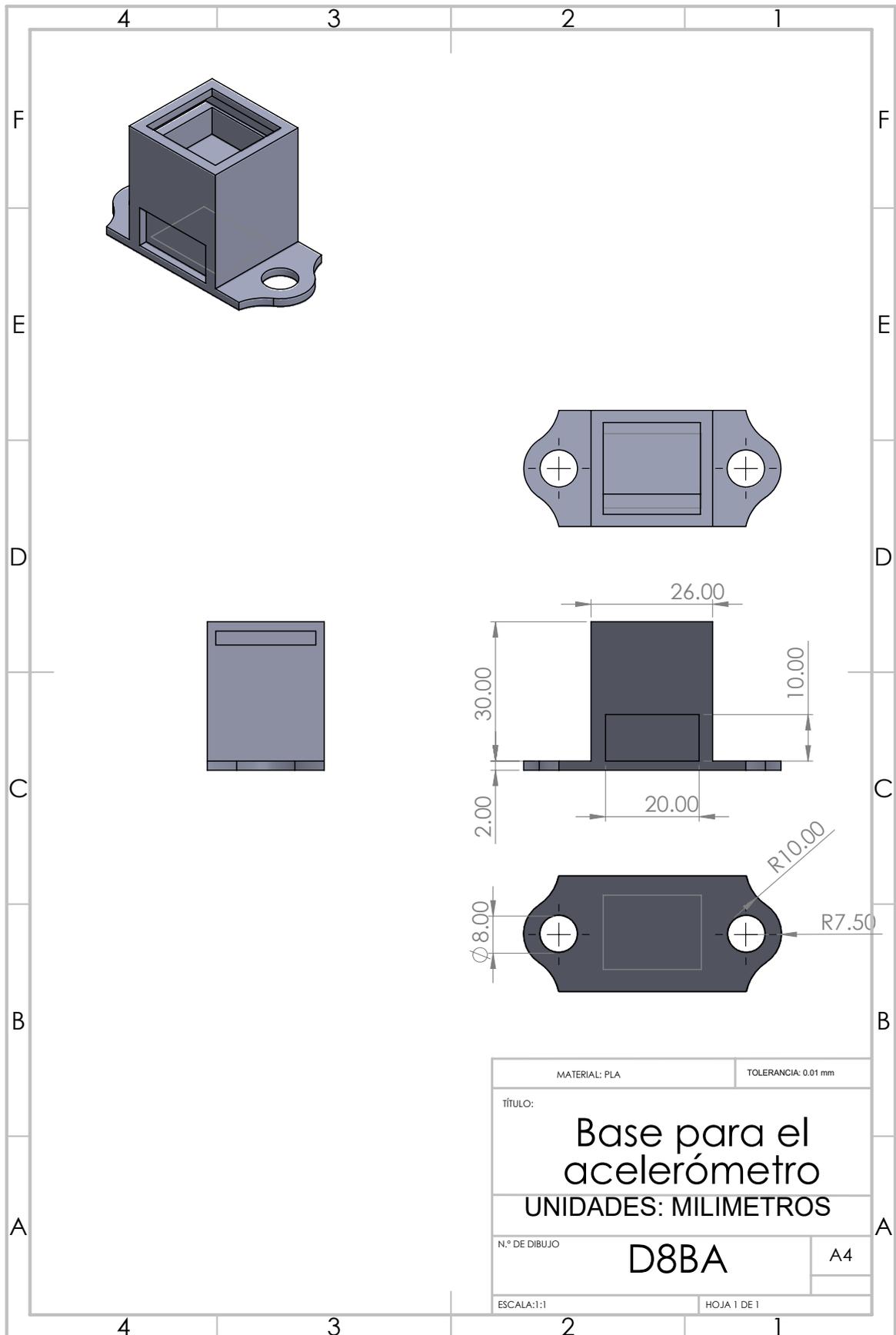


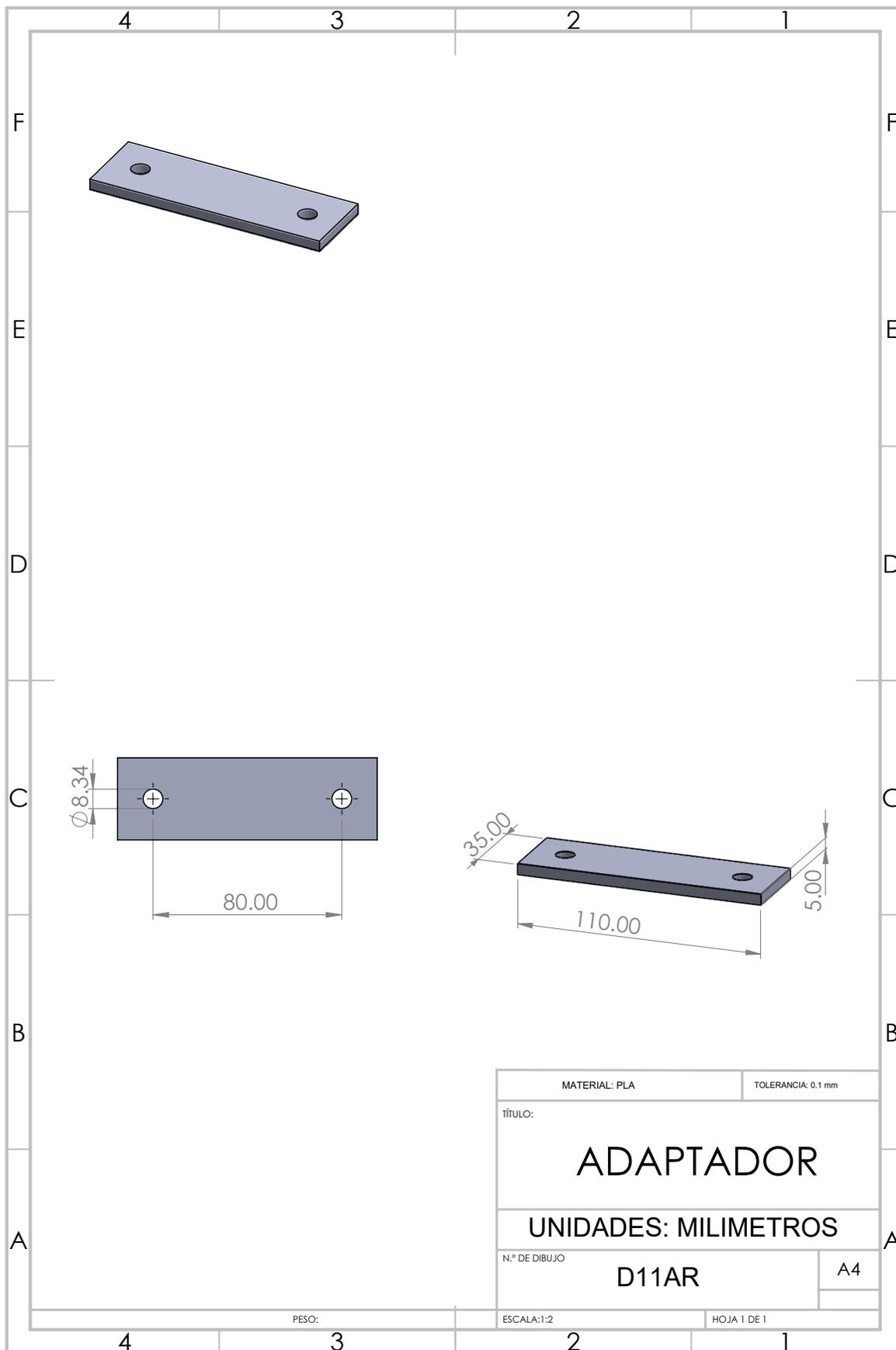




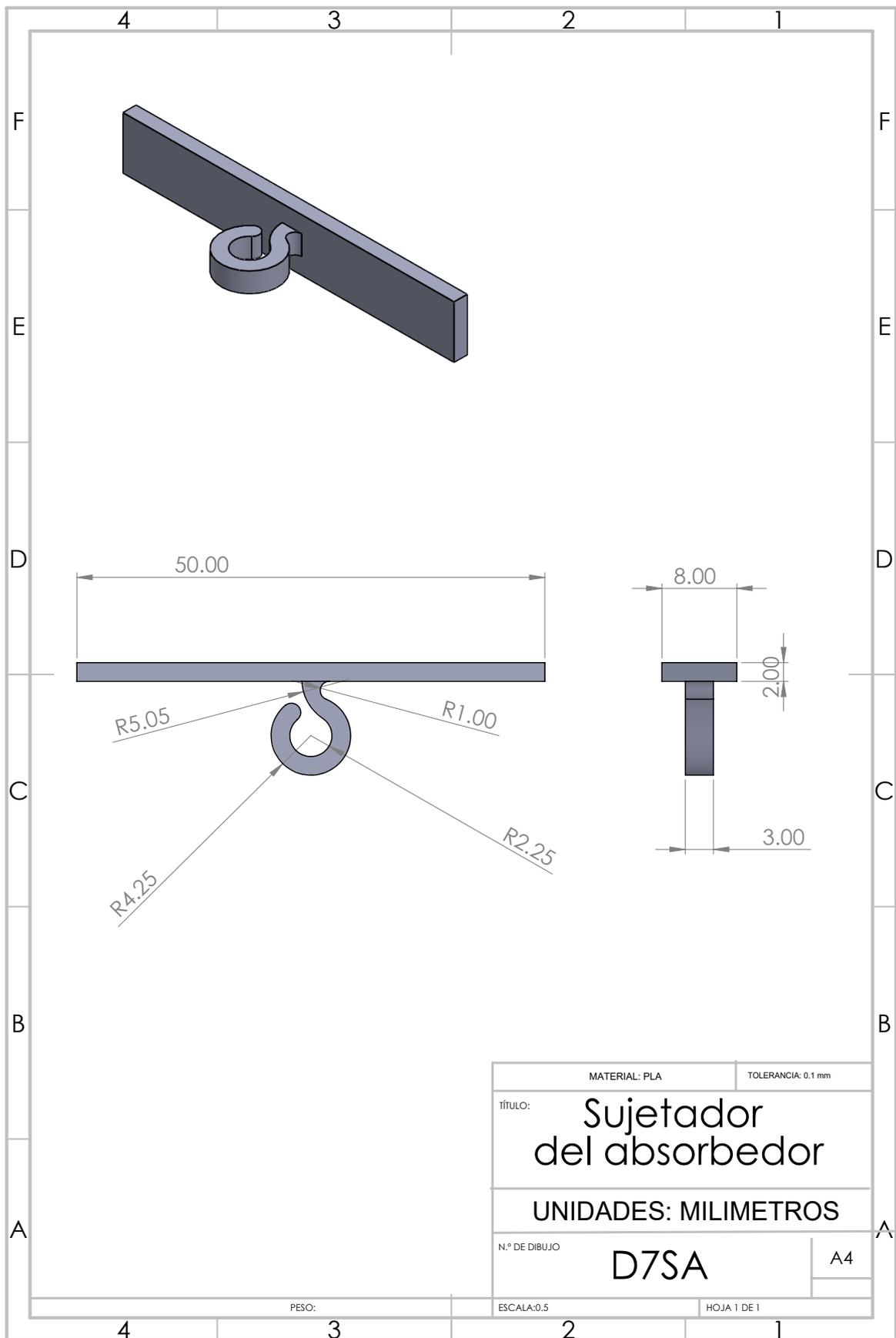




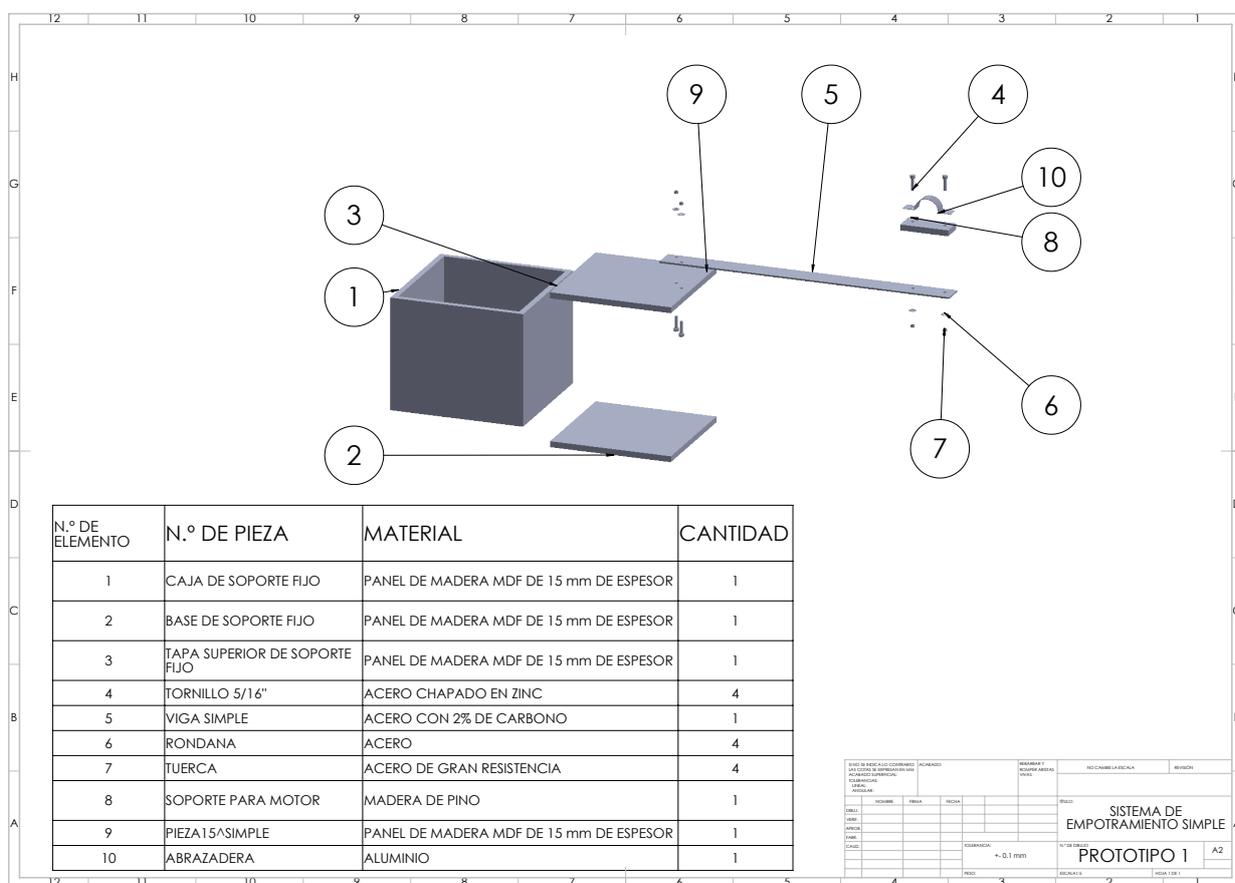




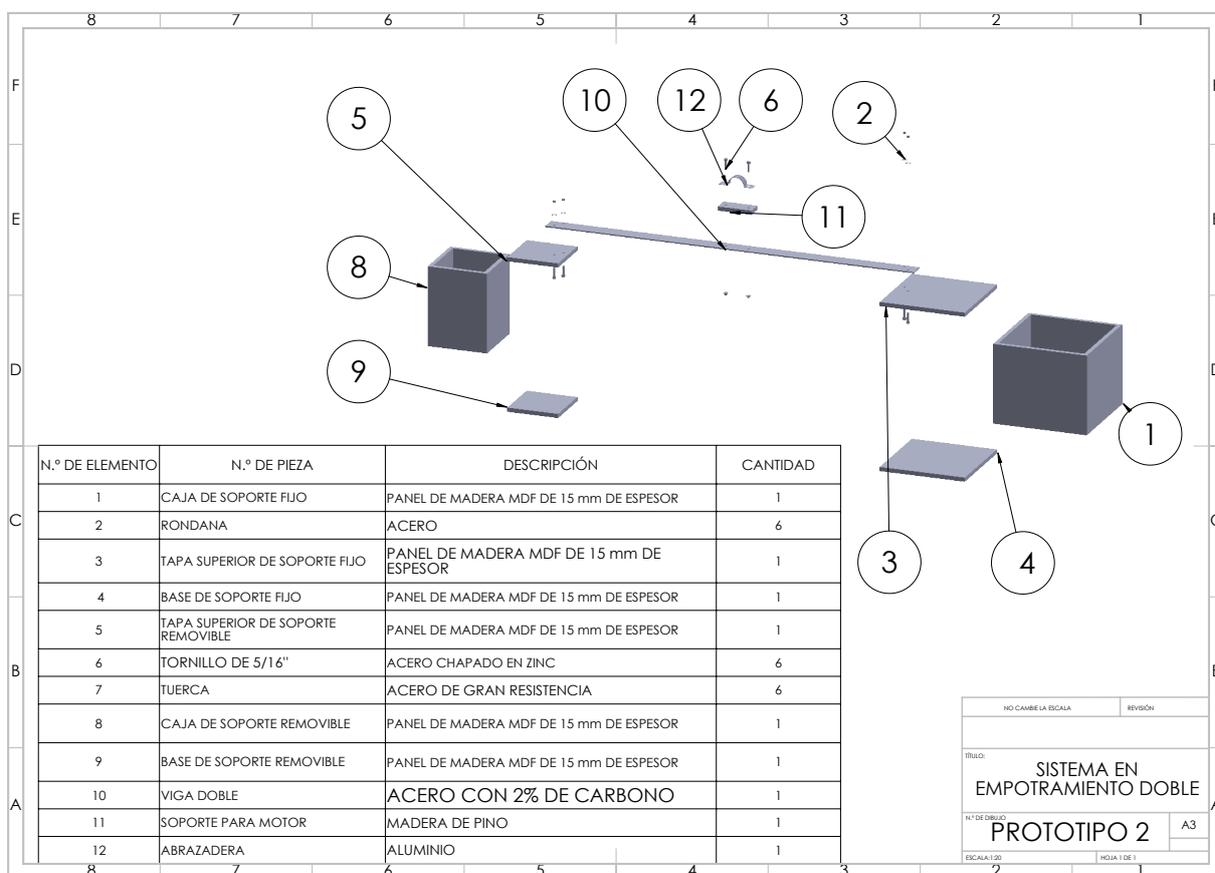
MATERIAL: PLA	TOLERANCIA: 0.1 mm
TÍTULO:	
ADAPTADOR	
UNIDADES: MILIMETROS	
N.º DE DIBUJO	A4
D11AR	
PESO:	HOJA 1 DE 1
ESCALA:1:2	

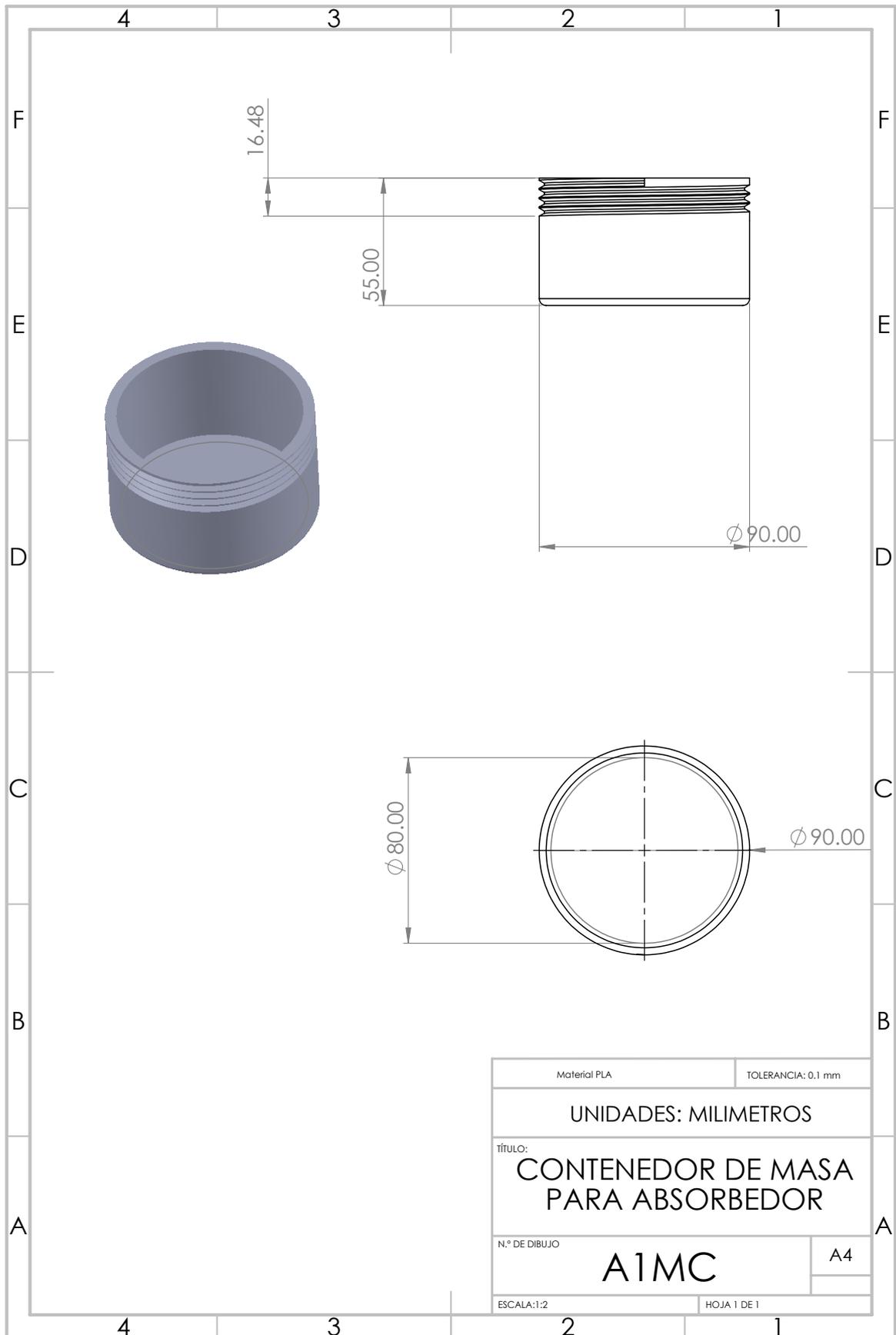


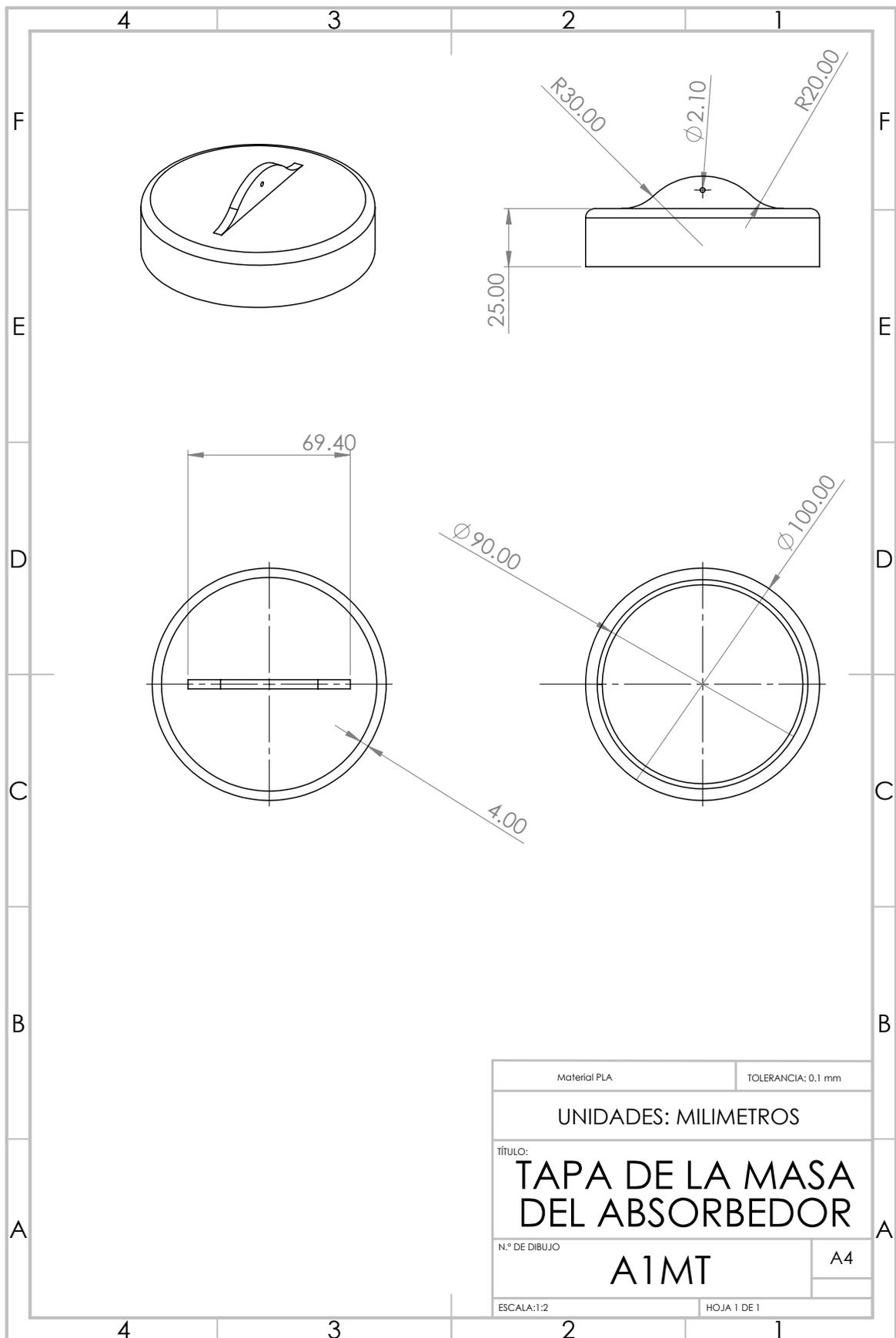
B.0.1. Explosionado viga en voladizo



B.0.2. Explosionado viga empotramiento doble







Bibliografía

- [1] M. J. Griffin y E. M. Whitham, "The discomfort produced by impulsive whole-body vibration", *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 65, no. 5, 1980. , págs. 1277-1284.
- [2] S. S. Rao, "Vibraciones Mecánicas", 5a ed. México, Pearson Educación, 2012.
- [3] "Compact Vibration Damper | T2 Portal," Nasa.gov, 2021. <https://technology.nasa.gov/patent/LAR-TOPS-189> (accessed Nov. 06, 2021)
- [4] "Sandvik Coromant," Sandvik Coromant, 2021. https://www.sandvik.coromant.com/es-es/products/silent_tools/pages/default.aspx (accessed Nov. 06, 2021).
- [5] J.P. Den Hartog, "Mechanical Vibrations", 4a ed. Nueva York, McGraw-Hill, 1956
- [6] E. Esmailzadeh, N. Jalili, "Optimum design of vibration absorbers for structurally damped timoshenko beams". *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 120 no. 4, pp. 833–841, 1998
- [7] "Vibraciones libres de una viga voladiza", TecQuipment, 2021. <https://www.tecquipment.com/es/free-vibrations-of-a-cantilever> (accessed Dec. 07, 2021).
- [8] "Vibraciones libres y forzadas", TecQuipment, 2021. <https://www.tecquipment.com/es/free-and-forced-vibrations> (accessed Dec. 07, 2021).
- [9] J. Cosano García, "Análisis y diseño de un absorbedor de vibraciones autoparamétrico", e-Reading, Universidad de Sevilla. Biblus. Retrieved December 14, 2021, from <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/60111/fichero/proyecto.pdf>
- [10] P. Bordalí, R.Pascual, Pontificia Universidad Católica de Chile, "Reducción de vibraciones a través de absorbedor dinámico", *Investigaciones de los alumnos*, pags. 72-79, Retrieved from https://i3.investigacion.ing.uc.cl/wp-content/uploads/2017/02/JI32014n04_sci07-1.pdf
- [11] T. Majewski, "Experimentos con vibraciones y efectos de las fuerzas vibratorias", En: *Memorias del XXVI Congreso Internacional Anual De La SOMIM*, Morelia, Michoacán, 2020. Universidad de las Americas, Educación en Ingeniería Mecánica.
- [12] E. Lugo-González, A. Velarde-Galván, M. Arias-Montiel. Capítulo 2 "Diseño mecatrónico implementado en el desarrollo de prototipos virtuales y físicos", En *Handbook T-V CIERMMI Mujeres en la Ciencia Ingeniería*. A. Marroquín, J. Olivares, L. Cruz y A. Bautista (Eds.), ECORFAN-México, pp. 22-39, 2020.
- [13] R.C. Hibbeler, *Ingeniería Mecánica - Dinámica*, 12a ed. México, Pearson Educación, 2010.
- [14] D. J. Inman, "Engineering Vibration", 4a ed. United States of America, Pearson, 2014

- [15] R. Resnick, D. Halliday, K.S. Krane, “Física, Vol. 1”, 4a ed. México, Compañía Editorial Continental, 2001.
- [16] R. W. Fitzgerald, “Mechanics of Materials”, 2nd ed., Addison-Wesley, Reading, Mass., 1982.
- [17] I. Cochín y W. Cadwallender, “Analysis and Design of Dynamic Systems” 3a. ed. Addison-Wesley, Reading, MA, 1997.
- [18] W. Romero Restrepo, F. Acuña Garrido, M. Sanjuán Mejía, “Modelamiento, simulación y construcción de un absorbedor de vibraciones no viscoso”. Ingeniería y Desarrollo [en línea], Vol. 13. pp. 58-68, 2003.
- [19] V. Steffen, Jr. and D. Rade, “Absorbers Vibration”, Encyclopedia of Vibration: A-E, Simon G. Braun, D. J. Ewins, S. S. Rao Academic Press, pp. 9-26, 2002
- [20] “Aparato para ensayar vigas y estudiar su comportamiento,” TecnoEdu.com, 2021. <https://tecnoedu.com/Civil/SM1004.php> (accessed Oct. 19, 2021).
- [21] H. F. Quintero Riaza y j. E. Álvarez Naranjo, “Diseño, construcción y modelado de un banco de pruebas para el estudio de las vibraciones generadas por desbalanceo de rotores en voladizo.” Trabajo de Grado, Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia, 2013.
- [22] M. Filograno et al., “A study of deformation and vibrations in a cantilever using Bragg gratings.” Accessed: Oct. 22, 2021. [Online]. Available: https://digital.csic.es/bitstream/10261/23201/1/OPTOEL2009_2.pdf.
- [23] J. Torres, G. Rodríguez y S. Díaz, “Caracterización de un banco de pruebas para la enseñanza de vibraciones mecánicas”, Revista Ciencia e Ingeniería, vol. 29, no. 3, 2008.
- [24] T. Ritchey, “General morphological analysis as a basic scientific modelling method,” Technological Forecasting and Social Change, vol. 126, pp. 81–91, 2018.
- [25] “Medida del módulo de cizallamiento,” Sc.ehu.es, 2021. http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/solido/din_rotacion/torsion/torsion.htm (accessed Nov. 25, 2021).
- [26] A. Ramírez Macías, “Diseño, construcción e instrumentación de un sistema rotor - chumaceras basado en el modelo Jeffcott para el análisis de vibraciones”, Tesis de licenciatura, Instituto de Electrónica y Mecatrónica, Universidad Tecnológica de la Mixteca, Huajuapán de León, Oax. 2013.