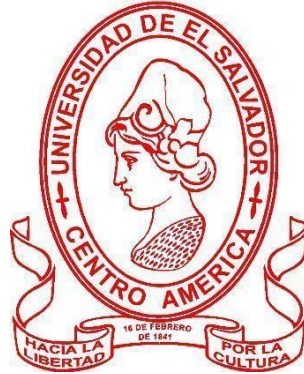


UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERÍA ELÉCTRICA



**SIMULACIÓN DE SISTEMAS DE  
AMORTIGUAMIENTO DE MASA SINTONIZADA**

PRESENTADO POR:

**GONZÁLEZ IBAÑEZ, JORGE MARIO  
MATUTE GÁLVEZ, MARLON JOSUÉ**

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:  
**INGENIERO ELECTRICISTA**

CIUDAD UNIVERSITARIA, OCTUBRE 2024

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR**

**RECTOR:**

MSC. JUAN ROSA QUINTANILLA

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

**DECANO:**

ING. LUIS SALVADOR BARRERA MANCÍA

**SECRETARIO:**

ARQ. RAUL ALEXANDER FABIÁN ORELLANA

ESCUELA DE INGENIERÍA ELÉCTRICA

**DIRECTOR INTERINO:**

ING. WERNER DAVID MELÉNDEZ VALLE.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERÍA ELÉCTRICA

TRABAJO DE GRADUACIÓN PREVIO A LA OPCIÓN  
AL GRADO DE  
**INGENIERO ELECTRICISTA**

TÍTULO:

**SIMULACIÓN DE SISTEMAS DE  
AMORTIGUAMIENTO DE MASA SINTONIZADA**

PRESENTADO POR:

**GONZÁLEZ IBAÑEZ, JORGE MARIO  
MATUTE GÁLVEZ, MARLON JOSUÉ**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

APROBADO POR:

DOCENTE ASESOR:

**Dr. CARLOS EUGENIO MARTÍNEZ CRUZ**

CIUDAD UNIVERSITARIA, OCTUBRE 2024  
TRABAJO DE GRADUACIÓN APROBADO POR:

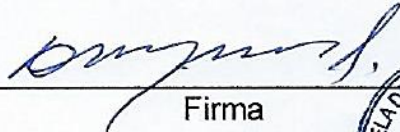
DOCENTE ASESOR:

**Dr. CARLOS EUGENIO MARTÍNEZ CRUZ**

## NOTA Y DEFENSA FINAL

En esta fecha, viernes 11 de octubre de 2024, en la Sala de Lectura de la Escuela de Ingeniería Eléctrica, a las 3:30 p.m. horas, en presencia de las siguientes autoridades de la Escuela de Ingeniería Eléctrica de la Universidad de El Salvador:

1. Ing. Werner David Meléndez Valle  
Director Interino

  
Firma

2. MSc. José Wilber Calderón Urrutia  
Secretario

  
Firma



Y, con el Honorable Jurado de Evaluación integrado por las personas siguientes:

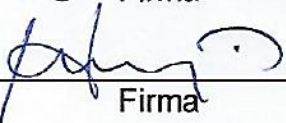
- DR. CARLOS EUGENIO MARTÍNEZ CRUZ  
(Docente Asesor)

  
Firma

- ING. JOSÉ MIGUEL HERNÁNDEZ

  
Firma

- MSC. HUGO MIGUEL COLATO RODRÍGUEZ

  
Firma

Se efectuó la defensa final reglamentaria del Trabajo de Graduación:

**SIMULACIÓN DE SISTEMAS DE AMORTIGUAMIENTO DE MASA SINTONIZADA**

A cargo de los Bachilleres:

- GONZÁLEZ IBAÑEZ JORGE MARIO
- MATUTE GÁLVEZ MARLON JOSUÉ

Habiendo obtenido en el presente Trabajo una nota promedio de la defensa final: 9.2  
( NUEVE PUNTO DOS )

## **AGRADECIMIENTOS.**

Agradecimientos primeramente a Dios que ha permitido llegar hasta este momento, en el cual finalizamos el trabajo de graduación, que no ha sido fácil, pero que con esfuerzo valentía y su sabiduría permite poder culminar la carrera de Ingeniería Eléctrica que con tanto anhelo se eligió, por lo cual se entiende que, él es la parte clave para poder lograr cualquier objetivo, siempre el tener en primer lugar Aquel que todo lo hace posible.

Por otra parte, cabe mencionar un agradecimiento especial a la familia, esa familia que ha estado batallando junto a nosotros, brindándonos lo necesario para poder alcanzar aquello que soñamos, ellos quienes sufrieron cada desvelo, cada victoria y fracaso que se tuvo a lo largo de los años en la carrera y que hoy junto a nosotros celebran el poder culminarla. Asimismo, a cada ingeniero y docentes quienes nos regalaron la oportunidad de participar en cada una de sus clases, escuchándonos y adquiriendo mucho del conocimiento que cada uno de ellos tiene para poder impartir en sus diferentes materias, las cuales nos serán útiles en nuestra presente y futura vida.

De igual forma agradecer al asesor el Dr. Carlos Martínez por creer en nosotros y brindarnos el apoyo necesario para poder desarrollar correctamente el trabajo de graduación, sin su ayuda se pudo haber tornado complicado, pero sin duda alguna merece nuestros agradecimientos.

Cabe resaltar también un agradecimiento aquellos amigos cercanos que siempre creyeron en nosotros a pesar de todo y que ahora celebran con mucha alegría lo que hemos logrado, a los compañeros que nos dio la carrera, quienes batallaron junto a nosotros, que dieron su mayor esfuerzo aun cuando se tenía cansancio y que cada momento demostraron la capacidad enorme que cada uno tiene, quienes esperamos que al igual que nosotros culminen con éxito su carrera y alcancen aquello que siempre han soñado.

Por último y no menos importante a la Universidad de El Salvador, aquellos que forman parte de la institución y que hacen posible que el estudiante pueda alcanzar una meta más en la vida, a la Facultad de Ingeniería y Arquitectura y a la Escuela de Ingeniería Eléctrica, pilares importantes para la formación de cada uno de nosotros.

# CONTENIDO

CAPÍTULO 1 .....	1
1.1 Introducción .....	1
1.2 Interés de la investigación.....	2
1.3 Antecedentes .....	2
1.4 Objetivos.....	3
1.4.1 General .....	3
1.4.2 Específicos .....	3
1.5 Organización.....	4
CAPÍTULO 2 .....	5
2.1 Sistema de masa amortiguada.....	5
2.2 Cambios importantes en el prototipo mesa de vibración.....	7
2.2.1 Cambios en hardware.....	7
2.2.2 Cambios en software.....	9
2.3 Análisis del funcionamiento del prototipo.....	12
2.4 Integración de dispositivos.....	15
CAPÍTULO 3 .....	18
3.1 Sistemas con un grado de libertad.....	18
3.2 Determinación de frecuencia natural en cada estructura.....	19
3.3 Determinación de frecuencia natural para cada amortiguador de masa sintonizada.....	22
3.4 Diseño de amortiguador de masa sintonizada.....	24
3.4.1 Masa modal.....	24
3.4.2 Especificaciones para la fabricación de amortiguadores de masa sintonizada.....	24
3.4 Relación de sistemas.....	26
CAPÍTULO 4.....	27
4.1 Procedimiento para obtener los valores teóricos de frecuencias naturales para estructuras.....	27
4.2 Procedimiento para obtener los valores experimentales de frecuencias naturales para estructuras.....	32
4.3 Comparación de datos obtenidos.....	37
4.3.1 Errores relativos.....	37
CAPÍTULO 5 .....	38
5.1 Procedimiento para obtener los valores eficaces de los amortiguadores de masa sintonizada en dependencia de las frecuencias naturales.....	38
5.2 Experimentación para obtener el amortiguador de masa sintonizada eficiente en cada	

estructura.....	39
5.3 Resultados.....	43
5.3.1 Resultados en la construcción de los amortiguadores de masa sintonizada. ....	43
5.4 Amortiguamiento por fricción. ....	44
CAPÍTULO 6. ....	46
6.1 Conclusiones.....	46
6.2 Línea futura.....	47
BIBLIOGRAFIA.....	48
ANEXOS.....	49
Anexo 1: Posible réplica de prototipo mesa de vibración. ....	49

## ILUSTRACIONES.

Fig. 1 Esquema representativo de prototipo mesa de vibración. ....	6
Fig. 2 Estructuras de ensayo. ....	8
Fig. 3 Esquema de amortiguador de masa sintonizada. ....	9
Fig. 4 Funcionamiento basado en los movimientos generados por el sistema .....	12
Fig. 5 Sistema del prototipo analizado con ondas periódicas. ....	14
Fig. 6 Esquema de circuito para prototipo. ....	17
Fig. 7 Representación de estructura de ensayo bajo efecto oscilatorio. ....	19
Fig. 8 Representación de estructura de ensayo bajo efecto oscilatorio adsorbido por AMS. .....	19
Fig. 9 Sistema masa resorte. ....	20
Fig. 10 Esquema de amortiguador de masa sintonizada. ....	22
Fig. 11 Diseño de amortiguador de masa sintonizada. ....	25
Fig. 12 Regresión lineal para obtención de constante k en varilla de 40 cm. ....	29
Fig. 13 Regresión lineal para obtención de constante k en varilla de 50 cm. ....	30
Fig. 14 Regresión lineal para obtención de constante k en varilla de 60 cm. ....	31
Fig. 15 Datos obtenidos de diferentes frecuencias para encontrar el valor de frecuencia natural en estructura de 40 cm. ....	32
Fig. 16 Grafico de frecuencia natural para estructura de 13 Hz. ....	33
Fig. 17 Datos obtenidos de diferentes frecuencias para encontrar el valor de frecuencia natural en estructura de 50 cm. ....	34
Fig. 18 Grafico de frecuencia natural para estructura de 8.5 Hz. ....	35
Fig. 19 Datos obtenidos de diferentes frecuencias para encontrar el valor de frecuencia natural en estructura de 60 cm. ....	35
Fig. 20 Grafico de frecuencia natural para estructura de 6 Hz. ....	36
Fig. 21 Datos de cada masa modal para obtener el amortiguador de masa sintonizada optimo en estructura de 40 cm. ....	40
Fig. 22 Grafico con menor amplitud para estructura de 40 cm. ....	40
Fig. 23 Datos de cada masa modal para obtener el amortiguador de masa sintonizada optimo en estructura de 50 cm. ....	41
Fig. 24 Grafico con menor amplitud para estructura de 50 cm. ....	41
Fig. 25 Datos de cada masa modal para obtener el amortiguador de masa sintonizada optimo en estructura de 60 cm. ....	42
Fig. 26 Grafico con menor amplitud para estructura de 60 cm. ....	42
Fig. 27 Mecanismo que sostiene los AMS a las estructuras. ....	45
Fig. 28 Mesa móvil para el prototipo. ....	51
Fig. 29 Componentes electrónicos para el prototipo. ....	51

## TABLAS

Tabla 1 Conexión de pines en circuito. ....	15
Tabla 2 Valores para dispersión de datos en varilla de 40 cm. ....	29
Tabla 3 Valores para dispersión de datos en varilla de 50 cm. ....	30
Tabla 4 Valores para dispersión de datos en varilla de 60 cm. ....	31
Tabla 5 Frecuencias naturales para cada estructura de ensayo.....	32
Tabla 6 Datos de mediciones en aceleraciones terrestres.....	33
Tabla 7 Datos de mediciones en aceleraciones terrestres.....	34
Tabla 8 Datos de mediciones en aceleraciones terrestres.....	36
Tabla 9 Errores relativos de valores en frecuencia de cada estructura.....	37
Tabla 10 Valores para la longitud de soporte que uno estructuras con masa.....	38
Tabla 11 Masa de los amortiguadores (masa modal).....	39
Tabla 12 Valores de amortiguamiento en estructuras.....	43
Tabla 13 Porcentajes del error relativo de los resultados para las frecuencias naturales....	43
Tabla 14 Reducción de amplitudes caudas por las frecuencias naturales encontradas.....	44
Tabla 15 Comparación de atenuación para las vibraciones usando amortiguamiento por fricción.....	45
Tabla 16 Componentes para la construcción de la réplica del prototipo.....	49
Tabla 17 Mesas de vibración existentes en el mercado.....	50

# CAPÍTULO 1

## 1.1 Introducción

En el uso e implementación del prototipo de una mesa de vibración que permita la simulación de movimientos provocados por frecuencias generadas mediante señales sinusoidales para poder analizar fenómenos enfocados a pequeña escala, que en este caso específico son los fenómenos de frecuencia natural y resonancia sobre algunas estructuras de ensayo. Dadas las características del prototipo este puede ser adaptado para diversos estudios, el interés está en añadir dentro de cada estructura contrapesos que permitan la simulación del efecto Amortiguador de Masa Sintonizada o por sus siglas AMS, el cual consiste en reducir las vibraciones en cada estructura ocasionadas por los movimientos de las señales sinusoidales provocadas por el prototipo.

Existen en general amortiguadores activos y pasivos, siendo el pasivo el de interés para la construcción y el estudio de AMS, que por lo general se basa en una masa oscilante anclada a una estructura accionada mediante fuerzas externas. Para poder tener un acercamiento al funcionamiento, se crean AMS para cada estructura de ensayo. Debe tenerse en cuenta que la base en cada estructura debe estar firmemente soportada o anclado al sistema de vibración con el fin de analizar de forma correcta cada AMS simple. Así mismo es significativa la relación entre la masa de la estructura y del AMS, una adecuada longitud para que su respuesta dinámica adaptativa sea óptima y permita observar la reducción de en amplitudes vibracionales de cada estructura. Cabe mencionar que la construcción de los sistemas de amortiguación sintonizada es mediante un grado de libertad, lo que facilita la interpretación de su funcionamiento, ya que expresa su posición geométrica en cualquier instante mediante un solo número.

En la simulación de las vibraciones y la atenuación de las mismas mediante los AMS es fácil de percibir visualmente sus cambios mediante el fenómeno de la frecuencia natural acompañado de del fenómeno de resonancia en cada estructura, sin embargo, es necesario obtener datos con mayor precisión por ello se implementa mediciones evaluadas de manera electrónica haciendo uso de un sensor. Es de interés poder desarrollar un análisis comparativo teórico y práctico para la validación de desempeño del prototipo. El lenguaje de programación Micro Python es el entorno donde se ejecutarán las acciones de movimientos vibratorios y censado de datos para poder alcanzar los objetivos trazados.

Realizados todas las modificaciones adecuadas al prototipo, este cumplirá con la finalidad de encontrar la frecuencia natural de la estructura para la incorporación de un sistema de amortiguado óptimo que comprobará que el diseño es el adecuado para la estructura al cual se le realizará el estudio.

## **1.2 Interés de la investigación.**

La importancia del proyecto de investigación es el del poder incorporar nuevo un análisis acerca del sistema de masa amortiguado sintonizado (AMS) teniendo en cuenta el funcionamiento de una mesa de vibración, con la cual se han realizado el estudio de señales para la provocación de movimientos que generen resonancia en una o más estructuras.

Un sistema de masa amortiguado sintonizado (AMS), evita la resonancia en las estructuras, o reduce en un porcentaje significativo en cuanto al movimiento que se genera mediante ese fenómeno, por lo cual se intenta recrear y construir en pequeña escala este sistema, con ello realizar pruebas y analizar su funcionamiento por medio de señales, con lo que se espera lograr observar la atenuación de manera gráfica y poder explicar básicamente la utilización del sistema de masa amortiguado. Nunca perdiendo el enfoque de volver esta mesa fácilmente utilizable, con materiales que estén al alcance de cualquier estudiante que requiera realizar dichos estudios.

## **1.3 Antecedentes.**

Las investigaciones hechas por estudiantes en sus trabajos de graduación con respecto a la construcción y funcionamiento de una mesa de vibración, en un principio era la implementación de una señal a una estructura que se volviera una oscilación medible y controlable por medio de diversos dispositivos electrónicos, como lo fue el primer desafío en el trabajo de ingeniería titulado “Diseño y construcción de un simulador de resonancia en estructuras” [1] el cual tuvo excelentes aportes, ya que permitió que el dispositivo cumpliera con lo necesario que era recrear un artefacto a escala en el cual ingresando una señal permitiera que este provocara un movimiento a la mesa y este a una estructura entrando este en el fenómeno de resonancia, tal sistema tuvo la implementación de el microprocesador ESP32 quien se encargó de realizar las operaciones para que el simulador funcionara de manera óptima, con lo cual se presentó el análisis de los datos en tiempo real de las aceleraciones de esta forma se consiguió conocer las frecuencias de cada estructuras, por medio de la implementación de la programación en Python.

Fuera de obtener un funcionamiento correcto del simulador con la estructura se pensó en realizar mejoras al sistema agregándole un control remoto, siempre teniendo en cuenta que se intentaba crear un sistema a escala para la utilización en laboratorio con los estudiantes, por lo que se buscó la alternativa de poder hacer uso de dicha mesa desde un dispositivo móvil y en una ubicación distinta a la mesa de vibración, dichas investigaciones se realizaron en el trabajo de graduación “Control de mesa para analizar resonancia en estructuras” [2] y que llevaron a la utilización de Jupyter Notebook, junto a Micro Python para la implementación del código y realizar que la mesa de vibración obtuviese el funcionamiento correcto, esto presentó diversos cuestionamientos por solucionar, entre ellos la toma de datos y el almacenamiento de ellos, como la utilización para poder realizar su respectivo análisis gráficamente o su tratamiento de la señal mediante Python, en perspectiva la mesa de vibración diseñada y creada a escala obtuvo buenos resultados los cuales permite hoy en día poder seguir haciendo uso de ella, sin embargo el abanico de temáticas que puede analizarse utilizando dicha mesa es grande y para este trabajo es el caso la implementación de un nuevo

sistema de análisis.

Un amortiguador de masa sintonizada por sus siglas (AMS), el cual al implementarse a sistemas que están sometidos a vibraciones y en este caso resonantes, cuando este sistema es acoplado, se logra controlar y reducir la respuesta dinámica de las estructuras a una frecuencia determinada, tal frecuencia señalada como una frecuencia natural del sistema o de la estructura. Dada la implementación de este sistema para su respectivo análisis, se realizaron modificaciones a la estructura, recreando una estructura compuesta por cuatro varillas y ya no de dos varillas como se analizó en las investigaciones anteriores, acopladas a sus dos bases, logrando así, una semejanza a una estructura más realista a lo que puede ser una edificación.

La implementación de un péndulo simple, permite observar una masa suspendida en el aire sostenida por un cable el cual permite moverse de una manera similar a la estructura cuando este es sometido al movimiento vibratorio de la mesa, el cual acopla la estructura en su frecuencia y el amortiguador evita el movimiento anormal del sistema, es entonces donde se parte para poder profundizar en el amortiguador de masa sintonizada y su incidencia en la frecuencia natural del sistema.

## **1.4 Objetivos.**

### **1.4.1 General**

Realizar simulaciones sobre el prototipo mesa de vibración utilizando la construcción de modelos para sistemas amortiguados de masa sintonizada a escala

### **1.4.2 Específicos**

- Acondicionar el prototipo mesa de vibración para realizar las pruebas pertinentes con las estructuras de ensayo y amortiguadores de masa sintonizada, con el fin de evaluar el comportamiento dinámico, mitigación parcial de vibraciones corroborando el control preciso de las frecuencias, aceleraciones y desplazamientos en el prototipo para su correspondiente validación en desempeño con propósitos didácticos.
- Asegurar que el prototipo a utilizar es capaz de realizar las funciones básicas para las cuales fue diseñado, de modo que para corroborar lo anterior, se realizan cálculos teóricos que predigan los resultados y estos sean validos mediante la experimentación para el diseño de los sistemas de amortiguación de masa sintonizada.
- Garantizar que la construcción escala de amortiguadores de masa sintonizada tenga las especificaciones adecuadas para la mitigación parcial del fenómeno de resonancia en las estructuras de ensayo vibrando en su frecuencia resonante.
- Obtener datos veraces con las métodos y tecnologías a usar, reflejando precisión en

los valores a obtener con el comportamiento de las estructuras y amortiguadores de masa sintonizada teniendo en cuenta las condiciones y elementos limitantes que se disponen del sistema de mediciones.

## **1.5 Organización**

Esta organización se divide en varios capítulos que abordan de manera sistemática los diferentes aspectos para la construcción de los sistemas amortiguados de masa sintonizada. La simulación de los sistemas de masa sintonizada se realiza mediante el uso de una mesa de vibración en conjunto con estructuras de ensayo y es dentro de estas estructuras donde se incorpora los amortiguadores.

Capítulo 1: En este capítulo se introduce el tema principal, los sistemas de amortiguación de masa sintonizada. Se presentan los antecedentes, interés y objetivos de la investigación realizando la visión general de las metodologías a utilizar.

Capítulo 2: Cambios y funcionamiento del sistema, en este punto se revelan los cambios en el prototipo original para la simulación de los sistemas de amortiguación de masa sintonizada, explicando su funcionamiento y operación. Se evalúa el funcionamiento del sistema en general para dar paso a deducciones sobre las características y comportamiento en la construcción de los sistemas de amortiguamiento de masa sintonizada.

Capítulo 3: Sustentación teórica, se presenta una revisión sobre la teoría que será útil en el momento de encontrar los valores de frecuencias naturales de las estructuras y los amortiguadores las cuales están íntimamente relacionadas, con ello posteriormente se podrá diseñar los sistemas de amortiguamiento sintonizado.

Capítulo 4: Procedimientos para obtener resultados, este apartado describe procedimientos teóricos y experimentales para obtener las frecuencias naturales y/o resonantes. En las secciones teóricas se describen los recursos matemáticos utilizados para obtener los valores correspondientes, mientras que en las secciones de experimentación se describen los métodos utilizados, materiales y equipos.

Capítulo 5: En esta sección se comparan los valores teóricos y experimentales de las frecuencias obtenidas en capítulo 4. La comparación se realiza mediante la estimación del error relativo de los valores encontrados indicar la calidad de los datos experimentales para dar paso a la creación de los amortiguadores de masa sintonizada. Se incluye los parámetros adecuados para la obtención de los amortiguadores de masa sintonizada óptimos en la mitigación de las vibraciones especificadas en la frecuencia natural de las estructuras, en este punto se demuestra si los valores y métodos utilizados fueron los correctos. Se presentan y analizan los resultados obtenidos tanto de los procedimientos teóricos como experimentales. Se comparan estos resultados y se interpretan los datos, discutiendo la efectividad de los sistemas de amortiguación de masa sintonizada.

Capítulo 6: Se resumen los hallazgos presentando conclusiones y se discuten las limitaciones encontradas. También se sugieren áreas y correcciones para futuras investigaciones.

## CAPÍTULO 2

### **Adecuaciones y funcionamiento del sistema.**

Los cambios en el prototipo original son un acondicionamiento para la simulación de los sistemas de amortiguamiento de masa sintonizada. Los esfuerzos se han centrado en la incorporación de las estructuras de ensayo para tener un diseño conveniente y que las mismas estén soportadas adecuada en el sistema. En cuanto a los amortiguadores se declararán posteriormente los factores a considerar para su diseño y los cambios a nivel software toman importancia en su correcta implementación la cual se verá representada en la calidad de datos que se obtengan en cada medición.

#### **2.1 Sistema de masa amortiguada.**

El concepto de amortiguador de masa sintonizada se basa en transferir energía introducida en forma de vibraciones, siendo así que las fuerzas vibratorias son adsorbidas por el amortiguador asegurándose que el sistema restante se mantenga en reposo. Existen dos tipos de amortiguadores pasivos y activos, siendo pasivos los amortiguadores de masa sintonizada (AMS) el cual, por lo general es una masa oscilante anclada a la estructura que es accionada únicamente mediante fuerzas que afectan a la estructura.

Los sistemas de masa amortiguada sintonizada pueden abordarse por medio del diseño de modelos a escala, estos modelos frecuentemente son estudiados en base a la mecánica y dinámica de vibraciones; siendo así que los sistemas vibratorios usualmente son alterados por fuerzas externas y en ocasiones necesitan ser atenuados con una fuerza con la misma magnitud, pero en amplitud contraria, es por esta razón que se crean sistemas que permiten minimizar las vibraciones en las estructuras tal como los amortiguadores de masa sintonizada [3].

Particularmente el relacionamiento de fenómenos puede emerger como punto focal para ciertos análisis debido a la influencia que estos mismos aportan, siendo así que, para revelar aspectos importantes en la implementación de los sistemas a escala para amortiguadores de masa sintonizada en este caso se hace uso de los fenómenos de resonancia y frecuencia natural, ambos fenómenos sirven para ser relacionarse entre sí, siendo un atributo conveniente para posibles explicaciones deductivas.

La resonancia es un fenómeno físico que se produce cuando un objeto vibra a una frecuencia específica, que para este caso debe coincidir con la frecuencia natural del objeto; es decir que el fenómeno sucede cuando el objeto en cuestión comienza a vibrar en sintonía en respuesta a la primer vibración lo que resulta en una amplificación de la onda máxima [3].

Estos fenómenos pueden ser observados en diferentes campos uno de ellos es la ingeniería, por ejemplo, en el campo estructural de edificaciones se involucran estos fenómenos, específicamente en el uso de los sistemas amortiguados de masa sintonizada (AMS) siendo una tecnología que se utiliza para reducir las vibraciones ocasionadas por sismos. Por

ejemplo, en los sistemas antisísmicos frecuentemente implementada en lugares de Asia y Europa tal como es el caso de rascacielos de Taipei101 en Taiwán donde se instaló un péndulo de 660 toneladas para contrarrestar vibraciones por sismos o incluso por vientos. La tecnología de los amortiguadores de masa sintonizada en estas edificaciones funciona mediante la utilización de un sistema de masas o masa que se ajusta a la frecuencia de las vibraciones de la estructura; cuando la estructura vibra una parte considerable de la energía es adsorbida por masa del amortiguador que comienza a vibrar en fase con la señal que provoca las vibraciones en sintonización precisa haciendo que las vibraciones de la estructura se vean reducidas de forma significativa. [3]

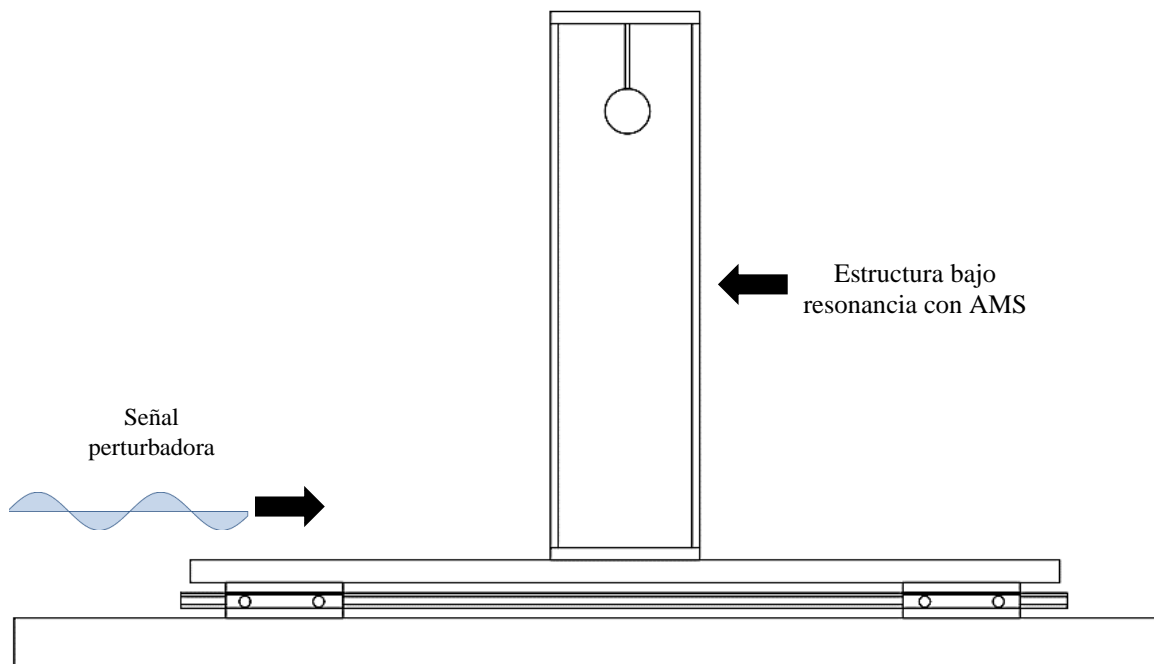


Fig. 1 Esquema representativo de prototipo mesa de vibración.

En el prototipo mesa de vibración que se utilizará en las pruebas para la incorporación de los sistemas a escala de amortiguadores de masa sintonizada, dicha mesa consta de diferentes partes tales como mecánicas, eléctricas, sistema de control, estructuras de ensayo, amortiguador de masa sintonizada AMS, adquisición de datos y que en general tiene como propósito simular movimientos periódicos [2].

En la Fig. 1 muestra una señal periódica o perturbadora de entrada que hará mover los actuadores de la mesa móvil. La señal por medio de resonancia se sintoniza con la frecuencia natural de la estructura de ensayo, mientras que el amortiguador de masa sintonizada AMS

al poseer un diseño que se basa en la frecuencia de la señal perturbadora, adsorbe y anula de forma parcial las vibraciones en la estructura.

## **2.2 Cambios importantes en el prototipo mesa de vibración.**

En el prototipo se realizarán cambios como la incorporación de las nuevas estructuras de ensayo y amortiguadores de masa sintonizada, donde se implementará una metodología que será descrita en los siguientes capítulos esperando que, al realizar pruebas vibratorias basadas en el fenómeno de resonancia para la mitigación de la misma a través del amortiguador de masa sintonizada se obtengan datos racionales para posibles deducciones.

Los cambios hardware y software representan una estrategia para potenciar el rendimiento del prototipo, ya que en la incorporación de los mismos se espera tener una adecuada adaptación para poder procesar los datos de forma eficiente.

### **2.2.1 Cambios en hardware.**

Los cambios hardware hacen referencia a los cambios de elementos agregados al sistema en cuanto a aspectos físicos y rendimiento, de manera que estos cambios ayuden a cubrir las necesidades requeridas para las diferentes pruebas a realizar.

#### **2.2.1.1 Estructuras de ensayo.**

Las estructuras están construidas con cuatro varillas de bronce con diámetro de 1/8 pulgada y dos rectángulos de madera en sus extremos (ver Fig.2), se escogieron estos materiales debido a que sus características son suficientes para que pueda encontrarse la frecuencia natural en cada una de ellas. La frecuencia natural cambia únicamente por las alturas de cada estructura siendo estas de 60 cm, 50 cm y 40 cm, así mismo al hacerlas entrar en resonancia específicamente en su frecuencia natural se observará como el fenómeno afecta a las tres diferentes longitudes o altura.

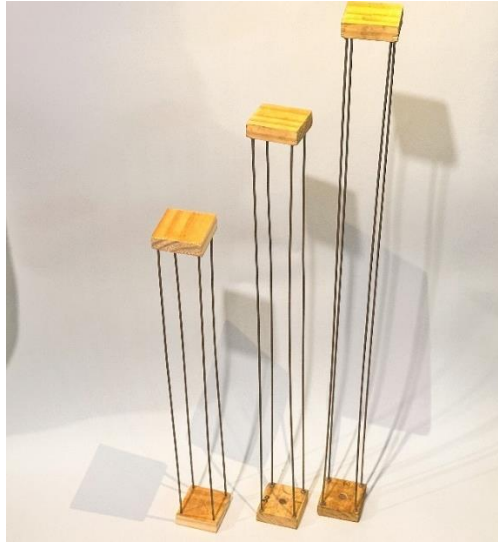


Fig. 2 Estructuras de ensayo.

### 2.2.1.2 Amortiguadores de masa sintonizada.

Los amortiguadores de masa sintonizada son un componente en el sistema el cual serán diseñados en capítulo 3 considerando los hallazgos realizados en [4] [5]. Se harán tres diseños [6], uno para cada estructura donde los factores a considerar son:

- Se especificarán con las diferentes frecuencias de entrada del sistema de vibración para absorber o anular parcialmente las vibraciones de frecuencia natural en las tres diferentes estructuras,
- Los diseños tendrán la forma de péndulo simple que, mediante las oscilaciones, su masa debe responder de tal manera que reduzca las vibraciones
- La masa del péndulo debe ser significativa en relación a la masa de estructura.
- La longitud del péndulo debe ajustarse al periodo descrito por la frecuencia natural de cada estructura.
- Incorporar amortiguamiento adicional de fricción para poder disipar la energía de una forma más efectiva.

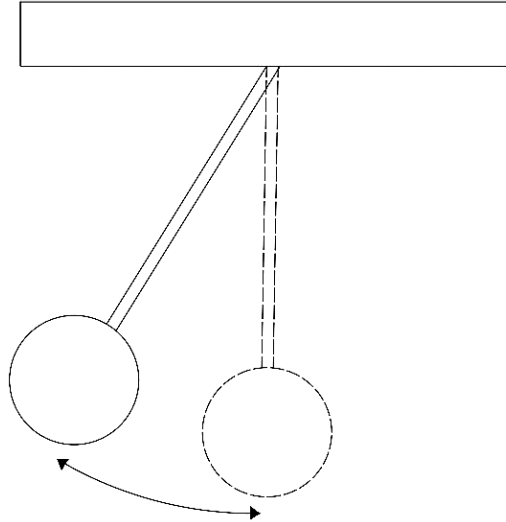


Fig. 3 Esquema de amortiguador de masa sintonizada.

En Fig. 3 muestra el esquema para los amortiguadores de masa sintonizada, los cuales tendrán diferente valor de masa considerada entre 1 y 10 por ciento [6], como también diferente valor longitud de soporte (elemento que sostiene la masa) para poder sintonizarse en amplitud con las vibraciones de cada estructura.

### 2.2.2 Cambios en software.

En cuanto a los cambios software se realizarán únicamente a nivel de código, agregando funcionalidades a través de módulos estandarizado para realizar adecuadas mediciones con el sensor (acelerómetro mpu6050) [2]. Las necesidades del manejo de parámetros para el almacenamiento de datos en el código fuente no recurre a la nube sino únicamente en la computadora (ver [2] para mayor detalle el almacenamiento de datos que se implementa en ese código fuente).

En el código se tiene que dentro del entorno de Jupyter notebook para inicializar la conexión entre la computadora y el microprocesador ESP32, se tiene la siguiente línea de código.

```
%serialconnect to --port=COM3 --baud=11520 # Conecta al puerto serial
COM3 con una velocidad de 11520 baudios
```

Una vez inicializada el microprocesador puede realizarse las acciones para generar movimientos y censar los datos.

```
import _thread as th # Importa el módulo _thread para el uso de hilos
import time # Importa el módulo time para gestionar el tiempo
from machine import Pin, SoftI2C # Importa Pin y SoftI2C del módulo machine
```

```

class accel():
    def __init__(self, i2c, addr=0x68):
        self.iic = i2c
        self.addr = addr
        self.iic.start()
        self.iic.writeto(self.addr, bytearray([107, 0])) # Inicializa el
acelerómetro
        self.iic.stop()

        # Acelerómetro en escala de ±4g
        self.iic.start()
        self.iic.writeto(self.addr, bytearray([0x1C, 0x08])) # 0x08
establece la escala en ±4g
        self.iic.stop()

        # Acelerómetro en escala de ±8g
        self.iic.start()
        self.iic.writeto(self.addr, bytearray([0x1C, 0x10])) # 0x10
establece la escala en ±8g
        self.iic.stop()

        # Acelerómetro en escala de ±16g
        self.iic.start()
        self.iic.writeto(self.addr, bytearray([0x1C, 0x18])) # 0x18
establece la escala en ±16g
        self.iic.stop()

    def bytes_toint(self, firstbyte, secondbyte):
        if not firstbyte & 0x80:
            return firstbyte << 8 | secondbyte # Combina los bytes si el
bit más significativo no está encendido
        return -(((firstbyte ^ 255) << 8) | (secondbyte ^ 255) + 1) #
Convierte a número negativo si el bit está encendido

    def get_values(self):
        self.iic.start()
        raw_ints = self.iic.readfrom_mem(self.addr, 0x3B, 14) # Lee 14
bytes de datos desde la dirección 0x3B
        self.iic.stop()

        vals = {}
        vals["AcX"] = self.bytes_toint(raw_ints[0], raw_ints[1]) #
Convierte bytes de AcX a entero
        vals["AcY"] = self.bytes_toint(raw_ints[2], raw_ints[3]) #
Convierte bytes de AcY a entero
        vals["AcZ"] = self.bytes_toint(raw_ints[4], raw_ints[5]) #
Convierte bytes de AcZ a entero
        vals["Tmp"] = self.bytes_toint(raw_ints[6], raw_ints[7]) / 340.00
+ 36.53 # Convierte bytes de temperatura a grados Celsius
        vals["GyX"] = self.bytes_toint(raw_ints[8], raw_ints[9]) #
Convierte bytes de GyX a entero
        vals["GyY"] = self.bytes_toint(raw_ints[10], raw_ints[11]) #
Convierte bytes de GyY a entero

```

```

        vals["GyZ"] = self.bytes_toint(raw_ints[12], raw_ints[13]) #
Convierte bytes de GyZ a entero

        return vals

control_motor = True
i2c = SoftI2C(scl=Pin(22), sda=Pin(21)) # Configura I2C con los pines 22
y 21
mpu = accel(i2c) # Inicializa la clase accel con la conexión I2C
configurada
hz = 10 # Frecuencia de operación en Hz
t_trabajo = 10 # Tiempo de trabajo en segundos
controll = 20 * t_trabajo # Control del número de mediciones basadas en
el tiempo de trabajo
derecha = Pin(12, Pin.OUT) # Configura el pin 12 como salida para el motor
derecho
izquierda = Pin(13, Pin.OUT) # Configura el pin 13 como salida para el
motor izquierdo

def frecuencia(delay):
    while control_motor:
        derecha.value(1) # Enciende el motor derecho
        time.sleep(delay) # Espera por el tiempo del delay
        derecha.value(0) # Apaga el motor derecho
        izquierda.value(1) # Enciende el motor izquierdo
        time.sleep(delay) # Espera por el tiempo del delay
        izquierda.value(0) # Apaga el motor izquierdo

def medicion():
    data_array = [] # Lista para almacenar los valores de la medición.
    for i in range(controll): # Itera el número de veces calculado por
'controll'.
        valores = mpu.get_values() # Obtiene los valores del
acelerómetro.
        conver = valores["AcX"] # Obtiene la aceleración en el eje X.
        conversion1 = round(conver * 8 / 32767, 2) # Convierte el valor
basado en la escala definida (aquí ±8g).
        data_array.append(conversion1) # Agrega el valor convertido a la
lista.
        time.sleep(4 / hz) # Asegura la frecuencia de muestreo.
        print(data_array) # Imprime la lista de datos al finalizar la
recolección.

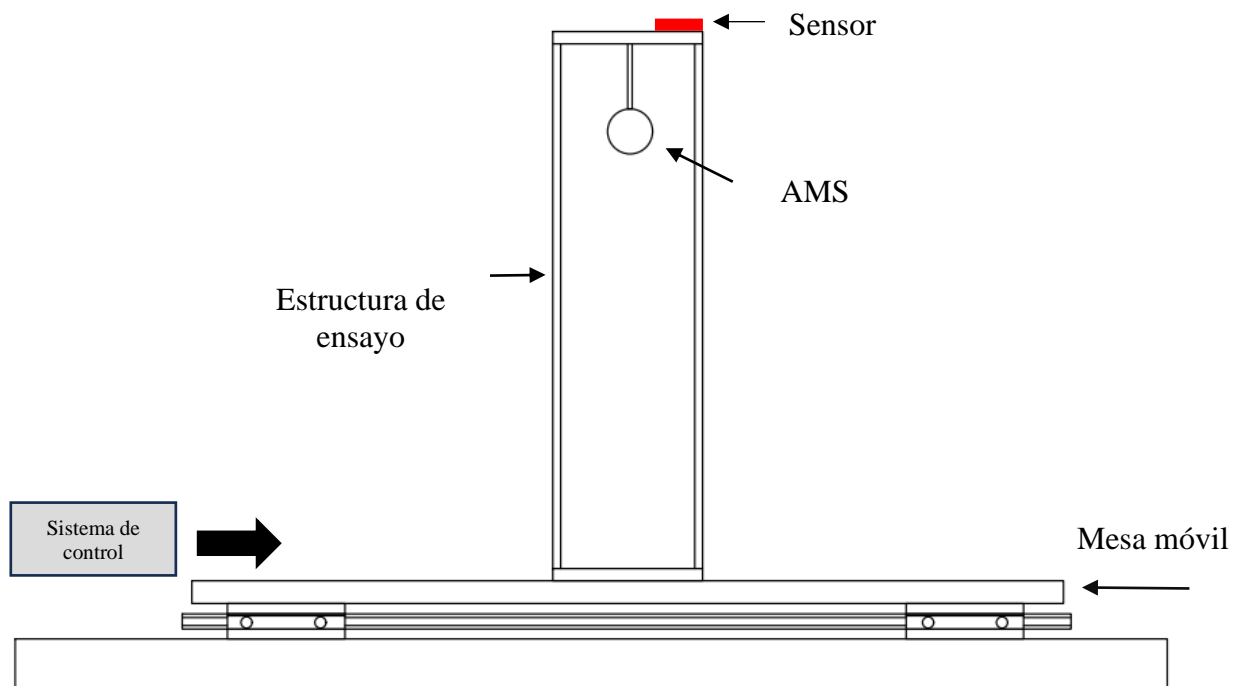
th.start_new_thread(frecuencia, (1/hz,)) # Inicia el hilo para la
frecuencia de los motores
th.start_new_thread(medicion, ()) # Inicia el hilo para la medición de
valores
time.sleep(t_trabajo) # Espera el tiempo de trabajo definido
control_motor = False # Detiene el control del motor

```

El código anterior es un script retomado de [2] con algunos cambios para poder realizar mediciones un solo eje (eje de las abscisas para este caso), elección de aceleraciones entre 2g, 4g y 16g según las necesidades adaptativas del sensor de aceleraciones.

### 2.3 Análisis del funcionamiento del prototipo.

El sistema prototipo funcionará de forma que se debe ingresar una señal sinusoidal (computadora-código hacia sistema mesa móvil) con frecuencia específica de entrada enfocándose en la frecuencia natural mediante el fenómeno de resonancia y los efectos vibratorios ocasionados son medidos en amplitudes con el sensor de aceleraciones.



*Fig. 4 Funcionamiento basado en los movimientos generados por el sistema*

En la Fig. 4 se muestra algunos cambios generados en el sistema de la mesa de vibración para la simulación de los amortiguadores de masa sintonizada. En cuanto a su funcionamiento específico se tiene que:

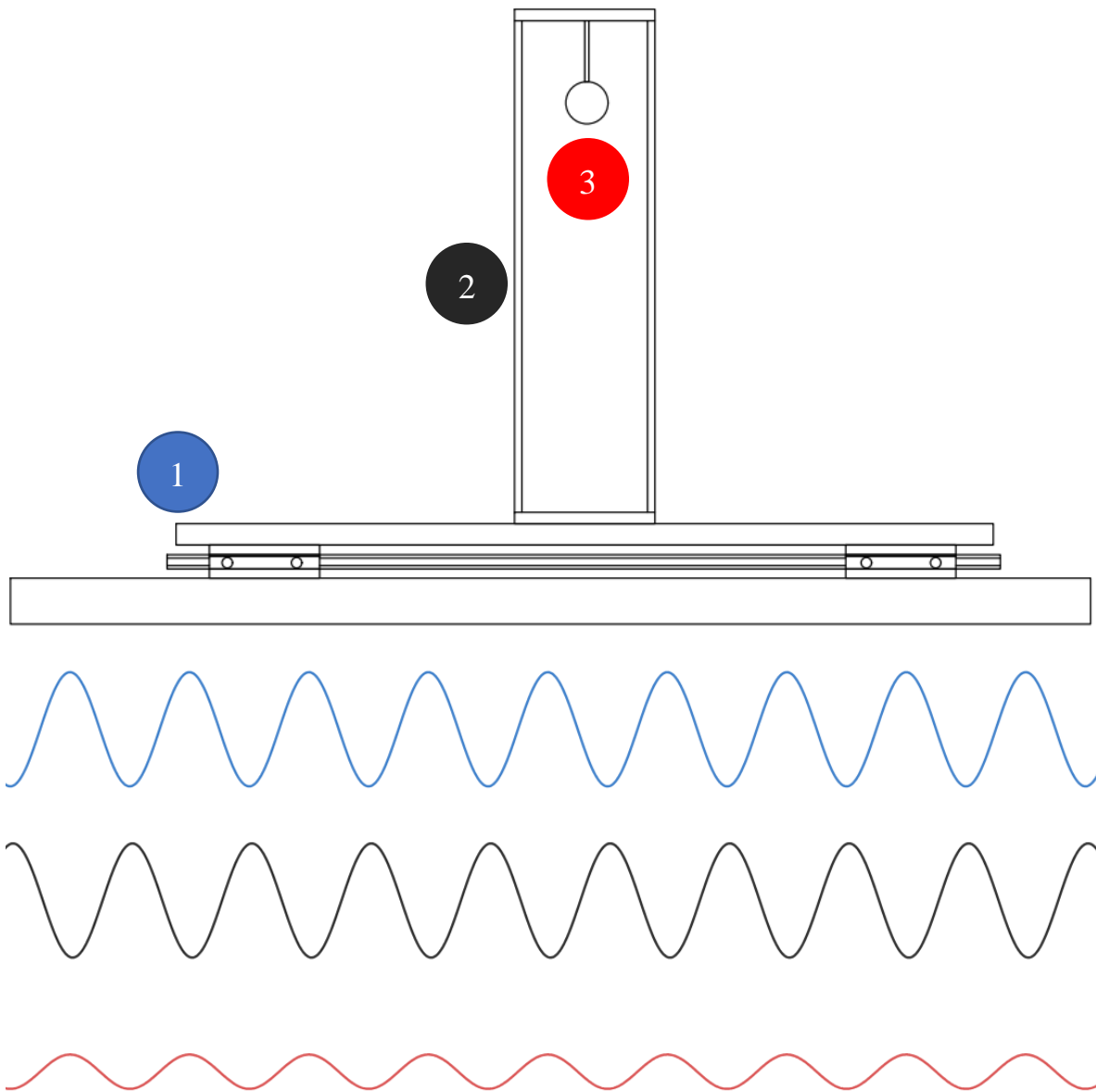
- Al sistema se ingresa mediante código el valor de frecuencia específica para accionar el sistema de control generando una señal sinusoidal con los cambios del giro del motor [2].
- La mesa móvil previamente diseñada con controladores proporcionales transfiere la señal sinusoidal de entrada hacia las estructuras ensayo y en consecuencia también se verá afectado el amortiguador de masa sintonizada [7].

- Al especificar de forma correcta la señal de entrada como frecuencia natural de la estructura, por medio del fenómeno de resonancia la estructura debe vibrar en amplitud máxima siendo esto comprobado mediante las mediciones con el sensor.
- Al conseguir que la señal de entrada tenga el valor de frecuencia natural de la estructura y consiguiendo un diseño del sistema de amortiguador de masa sintonizada optimo, debido al fenómeno de resonancia el amortiguador se sintonizará con la frecuencia de entrada adsorbiendo las vibraciones ocasionadas por el sistema, AL igual que las amplitudes máximas, las atenuaciones de las mismas pueden ser comprobadas por medio de las mediciones del sensor.

El sistema hace uso principalmente del fenómeno de resonancia, cuando se sintonizan las vibraciones de las estructuras y los AMS se anularán parcialmente. Se evidenciará mediante la comparación de cálculos teóricos y experimentación la correcta o no validación del prototipo. En el mejor de los casos el valor calculado será el que haga mover con mayor amplitud cada estructura de ensayo cumpliéndose el fenómeno que describe a las frecuencias naturales. Una vez encontrando cada valor de frecuencia natural, sirve como punto de partida para el diseño los sistemas de amortiguadores de masa sintonizada como se verá más adelante y como ya se mencionó, se analizarán los datos de manera gráfica, siendo así que se observarán los valores máximos en amplitudes y también su atenuación por medio del amortiguamiento consiguiendo resultados precisos.

Realizando la comparación de los valores calculados con la experimentación se espera conseguir la correcta validación para el desempeño del prototipo ya que, en el caso contrario, donde los valores que se buscan sean desacordes, se estaría teniendo un prototipo incapaz de realizar pruebas de rigor académico para este caso.

También el funcionamiento puede abordarse con los cambios de periodo de la señal que transita por el sistema, (ver Fig. 5).



*Fig. 5 Sistema del prototipo analizado con ondas periódicas.*

El cambio ideal en la señal periódica de entrada durante el efecto de resonancia en la mesa móvil, estructuras y amortiguador de masa sintonizada manifiesta detalles importantes para el análisis y diseño para los sistemas de masa amortiguado. Siguiendo los puntos marcados en Fig.5 puede verse que en todo momento la señal posee la misma frecuencia específica.

1. La señal de entrada (color azul) analógica en consideración ideal, mantiene las mismas características al pasar a la mesa móvil sin pérdidas.
2. La señal de entrada luego de ser transferida (color negro) de la mesa móvil a la estructura por medio del efecto de resonancia, se observa que tiene la misma

frecuencia, pero diferente periodo sobre la estructura, donde de forma ideal su desfase será de 180°.

3. En la señal (color rojo) se analiza el movimiento del amortiguador de masa sintonizada para funcionar como absorber reduciendo las amplitudes, estando sintonizado en frecuencia con la señal de entrada en frecuencia y con un desfase en referencia a la señal de la estructura.

Como se verá más adelante, es clave para el diseño del amortiguador de masa sintonizada considerar que la estructura y el amortiguador mantienen la misma frecuencia con cierto desfase. El desfase entre las señales puede sustentarse en la tercera ley de Newton donde toda acción tiene una reacción opuesta de igual magnitud; esto se debe cumplir al implementar un AMS simple.

## 2.4 Integración de dispositivos.

Los antecedentes no presentan la integración de los dispositivos con las últimas modificaciones del prototipo [2] tanto en la parte de control como medición para este caso en la búsqueda de la creación de los sistemas de masa amortiguada sintonizada teniendo como recurso el prototipo, donde se hace uso de elementos electrónicos como mecánicos, esencialmente los componentes electrónicos originan los movimientos vibratorios mecánicos y el elemento principal es el microprocesador ESP32 (ver [2] para mayor detalle sobre las características del microprocesador).

Configuración de pines			
ESP32	Pin módulo	Módulo	Función
GND	GND	L298N	Aislamiento
12	IN3	L298N	Control de giro
13	IN4	L298N	Control de giro
14	ENB	L298N	Activa el motor
3V3	VCC	MPU6050	Alimentación
GND	GND	MPU6050	Aislamiento
21	SCL	MPU6050	Señal reloj
22	SDA	MPU6050	Datos

Tabla 1 Conexión de pines en circuito.

Los componentes en su configuración para conformar el circuito y sus interconexiones se muestran en Tabla 1. La interacción efectiva entre los componentes que controlan el motor, sensor y microprocesador son esenciales para el funcionamiento del sistema.

Es esencial que los movimientos vibratorios del sistema específicamente de las estructuras sean medibles; esta acción se realiza mediante el sensor, componente que permite detectar los cambios de movimiento. Es en este punto el acoplamiento del sensor requiere que sea efectivo tanto su conectividad como colocación estratégica (parte superior de cada estructura) debido a que la correcta comunicación otorgará mediciones confiables.

La placa controladora se encarga de convertir la señal sinusoidal de la red eléctrica en una señal lineal con la finalidad de generar los cambios de giro en el motor de modo que los giros crean los movimientos que pueden ser interpretados como una señal de entrada hacia el sistema general [7]. Por otra parte, el microcontrolador es el cerebro del sistema, este chip contiene dos unidades de procesamiento que permiten ejecutar los movimientos y toma de datos [2].

Las interconexiones del sistema en Tabla 3 también son mostradas en forma esquemática en Fig. 6. Dentro de los aspectos importantes en la realización del esquema se destaca la documentación informativa en el prototipo. El registro de diseño permite la posible reproducción y modificación en caso de necesidades futuras.

En cuanto a sus conexiones a pines empleados (ver [2]) se utilizan los pines de alimentación, polaridad y pines con enlace interno del ESP32 para la conversión digital analógico en el circuito. La guía para el proceso de instalación puede verse con mayor detalle en [2], aunque debe tenerse en cuenta que la instalación de dependencias se realizan mediante la terminal host de la computadora siendo esta una pequeña desventaja puesto que no todos los sistemas operativos son iguales, sin embargo, para la solución de problemas puede recurrirse a sitios como [8] [9], como también el comando -help dentro de la terminal.

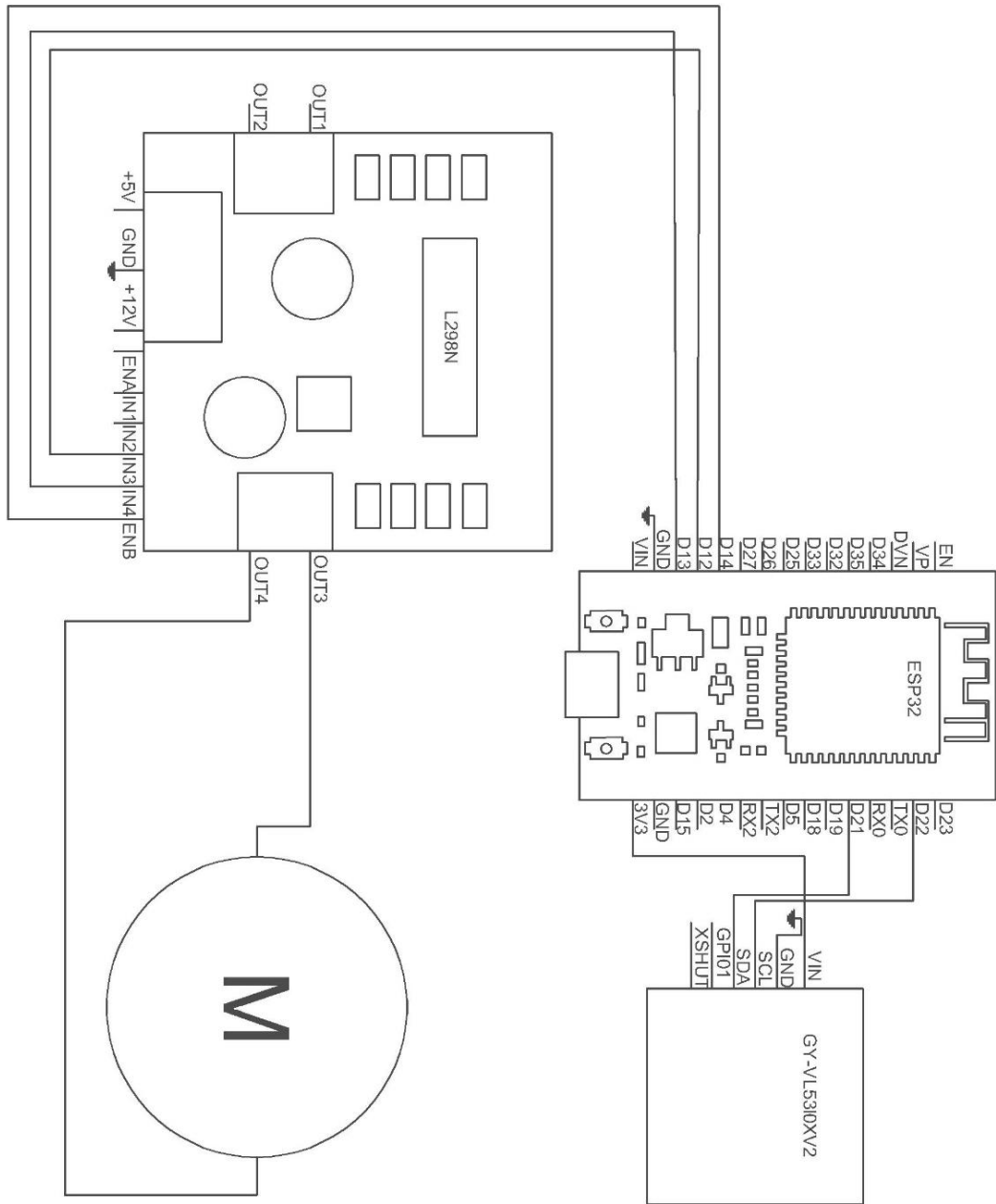


Fig. 6 Esquema de circuito para prototipo.

## CAPÍTULO 3

### **Sustentación teórica para la simulación y diseño de sistemas amortiguados.**

La correcta sustentación teórica es fundamental, ésta proporciona el marco conceptual necesario para comprender y contextualizar en este caso el fenómeno de la frecuencia natural y resonancia en las estructuras de ensayo en conjunto con los amortiguadores.

#### **3.1 Sistemas con un grado de libertad.**

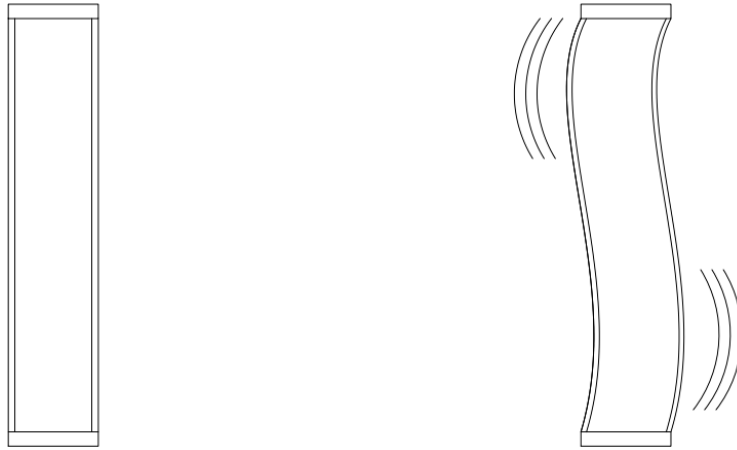
Un sistema con un grado de libertad puede utilizarse para analizar el comportamiento mecánico vibratorio de un sistema, expresando su posición geométrica en cualquier instante mediante un solo número [3].

Para lograr comprender estos sistemas de un grado de libertad en este caso se toma en cuenta el movimiento vibratorio, abordado con el sistema de masa resorte. La especificación en cualquier instante para el sistema debe ser con un solo número, tendiendo en que existe una constante de elasticidad que reacciona en forma contraria, atrayendo el sistema o la masa a su posición original denominada constante de elasticidad “k”.

Dentro del análisis de un grado de libertad para los sistemas amortiguados de masa sintonizada se puede partir desde el punto en que las vibraciones transversales ocasionadas por la frecuencia natural de cada estructura, son útiles para comprender como sistemas amortiguados responden a fuerzas externas vibratorias y como estos pueden diseñarse para controlar dichas fuerzas.

Un sistema de amortiguamiento de masa sintonizada con un grado de libertad es un modelo básico dentro la dinámica de sistemas mecánicos el cual consiste en una masa que puede moverse en una sola dirección en presencia de fuerzas vibratorias. Utilizando un péndulo simple como amortiguador este se sintoniza con las vibraciones adsorbiendo una parte de ellas, pero para que esto suceda debe tenerse especial cuidado con la elección de la longitud y masa del péndulo [3].

En este caso específico para conocer la posición en un grado de libertad de las estructuras en sus amplitudes máximas y reducidas debido al sistema de amortiguamiento serán analizadas gráficamente.



*Fig. 7 Representación de estructura de ensayo bajo efecto oscilatorio.*



*Fig. 8 Representación de estructura de ensayo bajo efecto oscilatorio adsorbido por AMS.*

En la Fig. 7 se muestra la asociación en cuanto el comportamiento esperado de las estructuras de ensayo (ver Fig. 4), conforme cualquiera de las estructuras sea afectada por una vibración con frecuencia natural especificando sus movimientos en solo eje, esta vibrará en resonancia siendo importantes las variables de masa y constante elástica para el análisis de un grado de libertad. [3]. Mientras que en Fig. 8 se muestran las atenuaciones de las vibraciones debidas a la instalación de sistema de amortiguación de masa sintonizada debidamente especificado bajo el análisis de un grado de libertad

### **3.2 Determinación de frecuencia natural en cada estructura.**

Habiendo partido de la explicación de un sistema de un grado de libertad, y el movimiento simple de un sistema de masa resorte, cabe destacar que dicho sistema se puede ver afectado por diversos factores, uno de los principales y hacia donde se intenta llevar este análisis es una fuerza externa que provoque el movimiento, esta fuerza vibratoria permite observar uno

de los principales fenómenos que pueden llegar afectar a el sistema de masa resorte, siendo esta la frecuencia natural.

La frecuencia natural en una estructura hace referencia a la frecuencia en la cual una estructura vibrará con la mayor amplitud sí ésta es perturbada de su posición de equilibrio. Esta frecuencia depende de ciertas propiedades de la estructura, como su forma, tamaño, material, y como esta soportada [3].

Considerando las vibraciones que harán entrar en resonancia las estructuras de ensayo, en conjunto con el enfoque bajo el análisis de un grado de libertad debe encontrarse una ecuación que especifique los valores de frecuencia natural con un solo número, es decir, deben centrarse los esfuerzos en encontrar la frecuencia natural que especifique el movimiento en desplazamientos de las estructuras de ensayo para este caso en el eje de las abscisas. Al encontrar las frecuencias naturales teóricas en cada estructura puede tomarse como punto de partida para el diseño del sistema a escala del amortiguador de masa sintonizada.

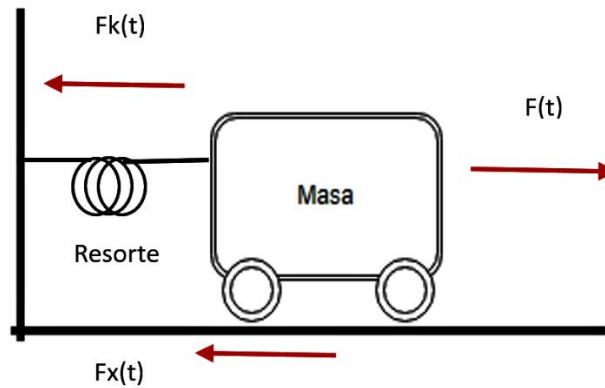


Fig. 9 Sistema masa resorte.

En la Fig.9 se muestra un sistema masa resorte que tiene un comportamiento semejante al de las estructuras de ensayo en un estado oscilatorio. Tomado en cuenta que ambos sistemas tienen características similares desde el punto de vista dentro de la física clásica, es admisible que generar el análisis basándose en las leyes de Hooke para un sistema masa resorte [3].

Se determina que en los sistemas (ver Fig. 9), influyen fuerzas tales como fuerza externa  $F_x(t)$ , Fuerza de inercia  $F_k(t)$  y Fuerza elástica  $F_k(t)$  [10]

La fuerza elástica  $F_k(t)$  que tiende a mantener la masa en la posición de equilibrio [10]

$$F_k(t) = m \cdot u(t) \quad (1)$$

Donde  $k$  es la constante elástica y  $u(t)$  es la velocidad respecto al tiempo.

La fuerza de inercia  $F_x(t)$  que expresa los cambios de velocidad [10].

$$F_x(t) = m \cdot \ddot{u}(t) \quad (2)$$

Donde  $m$  es la masa del sistema y  $\ddot{u}(t)$  es la aceleración respecto al tiempo.

A partir de la segunda ley y de Newton empleando equilibrio de fuerzas, se puede obtener la relación de todas las fuerzas en el sistema [10].

$$F(t) = (k \cdot u(t)) \cdot (m \cdot \ddot{u}(t)) \quad (3)$$

Al incluir los desplazamientos en velocidad de los movimientos periódicos en la masa [10].

$$u(t) = (U \sin(\sin(\omega t + \varphi))) \quad (4)$$

Considerando la aceleración del movimiento periódico en la masa y desarrollando la segunda deriva de (4). Tomando únicamente en consideración el momento en que la masa por el punto de equilibrio para posteriormente sustituir los valores de velocidad y aceleración periódicos en (3).

$$0 = (U \sin(\sin(\omega t + \varphi))) \cdot (k - \omega^2 m) \quad (5)$$

El instante de desplazamiento de la masa de interés es cuando  $k - \omega^2 m$  sea igual a cero, por el contrario, si la velocidad  $U$  vale cero significaría que la masa no se mueve. Entonces, de lo anterior y manipulando (5) se obtiene [10] :

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6)$$

Donde  $k$  es la constante elástica de cada varilla en las estructuras de ensayo,  $m$  es la masa de cada estructura. (7) expresada en ciclos por segundo viene dado por:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7)$$

La frecuencia natural en cada estructura estará dada por (7). Sí se conoce la constante elástica  $k$  de cada varilla y el valor de masa  $m$ , puede predecirse de forma teórica el posible valor de frecuencia natural donde las estructuras vibraran con amplitud máxima [3]. Una vez encontrado el valor correcto de la frecuencia natural en cada estructura puede realizarse el cálculo para hallar el valor de cada sistema a escala del amortiguador de masa sintonizado, que para ser constatado se realizarán pruebas experimentales que al ser cotejadas con los resultados teóricos consiguiendo un resultado válido no solo se consigue un amortiguador óptimo sino también se estaría demostrando que en el prototipo pueden realizarse pruebas con resultados precisos.

### 3.3 Determinación de frecuencia natural para cada amortiguador de masa sintonizada.

La acción en cuanto a la sintonía entre la frecuencia de entrada y la frecuencia natural de las estructuras no es nada más que el fenómeno de resonancia [11]. Por ejemplo, esto sucedería en la naturaleza cuando un sismo con un rango de diferentes frecuencias hace mover un edificio, en un supuesto que, dentro del rango de frecuencias del sismo exista la frecuencia natural del edificio, cuando estas se sintonicen el edificio podría colapsar y por ello se hacen estudios de frecuencias naturales en estructuras complejas; una manera de evitar el colapso de un edificio por efectos de resonancia es implementar amortiguadores de masa sintonizada.

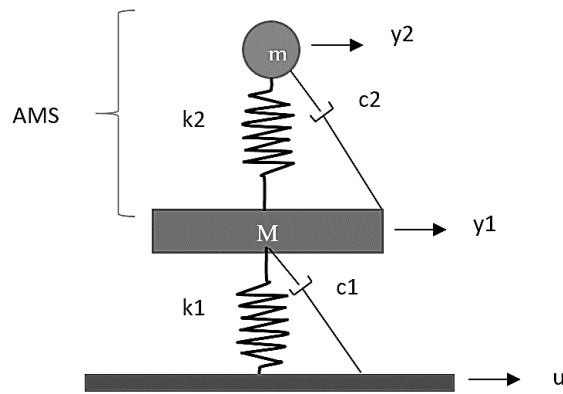


Fig. 10 Esquema de amortiguador de masa sintonizada.

El amortiguador de masa sintonizada reduce las vibraciones en las estructuras [3]. En la Fig. 10 se muestra el esquema para un amortiguador de masa sintonizada donde el análisis también se fundamenta en las leyes de Hooke y en un grado de libertad, se incluye la masa sintonizada  $m$  y la masa de la estructura  $M$  [12]. Al aplicar una fuerza transversal en el sistema las masas irán hacia lados opuestos, de manera que la ecuación de movimiento para  $m$  es [12]:

$$m\ddot{y}_2 = k_2(y_2 - y_1) + c_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \quad (8)$$

Si se aplica la transformada de Laplace (ref Laplace) y factorizando (8) (ver [12] para mayor detalle) se tiene que:

$$(mc_2s - k_2)Y_2 = (c_2s + k_2)Y_1 \quad (9)$$

Realizando cambios de variable para (9).

$$EY_2 = DY_1 \quad (10)$$

Ahora la ecuación de movimiento para la masa  $M$  [12].

$$m\ddot{y}_1 = k_2(y_2 - y_1) + c_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - k_1(\dot{y}_2 - u) - c_2(\dot{y}_1 - \dot{u}) \quad (11)$$

Nuevamente aplicando transformada de Laplace y factorizando (11).

$$[Ms^2(c_1 + c_2)s + k_1 + k_2]Y_1 = (c_2s + k_2)Y_2 + (c_1s + k_1)U \quad (12)$$

Haciendo cambios de variable en (12).

$$BY_1 = DY_2 + AU \quad (13)$$

Para encontrar el desplazamiento mínimo de la estructura representado por  $M$  se desprecia el amortiguamiento viscoso, a su vez para aligerar los cálculos y también se tiene en cuenta que el diseño final del amortiguador de masa sintonizada es un amortiguador simple [13] Sin amortiguamiento viscoso se tiene que  $c_2 = 0$  por lo tanto  $E = 0$  [12]; todo lo anterior se traduce en:

$$-ms^2 + k_2 = 0 \quad (14)$$

La variable  $s$  en el dominio de la frecuencia contiene  $\omega j$  de forma que (14) puede reescribirse de la siguiente forma:

$$\omega = \sqrt{\frac{k_2}{m}} \quad (15)$$

Al expresar (15) en ciclos por segundo.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2}{m}} \quad (16)$$

Al observar (7) para la frecuencia natural de las estructuras de ensayo y (16) para la frecuencia natural del amortiguador de masa sintonizada, las cuales han sido planteadas bajo el análisis de un grado de libertad puede notarse que ambas dependen de las variables  $k$  y  $m$  respectivamente. Entonces, teóricamente si ambas ecuaciones poseen los mismos valores al igualarse de forma matemática se anularían y es exactamente el objetivo del sistema a escala del amortiguador de masa sintonizada [3] [12], atenuar parcialmente las vibraciones en cada estructura. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que este es un análisis con un grado de libertad y esto es solo la abstracción simplificada del fenómeno complejo en estudio.

En el sistema se emplea un amortiguador de masa sintonizada simple, al llevar (16) a su aplicación como AMS simple (ver para más detalle [3] [14] se obtiene:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l}} \quad (17)$$

Donde  $g$  es la gravedad terrestre y  $l$  es longitud de soporte para la masa sintonizada. El comportamiento del sistema a escala del amortiguador de masa sintonizada bajo las vibraciones ocasionadas por el prototipo en resonancia es similar al comportamiento de un péndulo de gravedad, donde también la relación de  $g/l$  funciona como la fuerza de restitución de manera que puede relacionarse fundamentalmente con un sistema masa resorte [3] [10].

### **3.4 Diseño de amortiguador de masa sintonizada.**

En el diseño se basa en la mecánica y dinámica del sistema en general. Con el objetivo de minimizar las vibraciones en cada estructura de ensayo debe encontrarse la frecuencia natural de cada una, apoyándose en el fenómeno de resonancia. El procedimiento para el diseño debe corresponder a encontrar una metodología fiable que presente resultados veraces, evidenciando haber logrado un diseño eficiente.

Para cada amortiguador de masa sintonizada debe considerarse el comportamiento bajo un grado de libertad, frecuencia natural, relacionamiento de la masa de la estructura y masa del amortiguador.

#### **3.4.1 Masa modal.**

El análisis modal es un proceso en el cual se describe a un objeto en términos de sus propiedades dinámicas o parámetros modales. Una masa modal refiriéndose a la masa del amortiguador de masa sintonizada es una medida en la cantidad de reducción vibrante que la misma contribuye a un modo particular cuando la estructura sea sometida a vibraciones. Los modos de vibración en este caso serán una serie simple de onda senoidal (señal de entrada al sistema) descrita en amplitud y periodos individuales. Por ejemplo, si se aborda el sistema como un sistema de múltiples grados de libertad, cada modo de vibración (frecuencia específica) puede considerarse como un sistema de un solo grado de libertad [15].

Para cada sistema de amortiguamiento sintonizado con un grado de libertad, la masa modal se recomienda estar entre el 1% y 10% en relación a la masa de cada estructura [6] para que puede ser efectiva.

#### **3.4.2 Especificaciones para la fabricación de amortiguadores de masa sintonizada.**

En la fabricación del amortiguador el diseño debe ajustarse se modo que reduzca las amplitudes al ser instalado en las estructuras para que esto suceda las frecuencias deben coincidir de forma precisa.

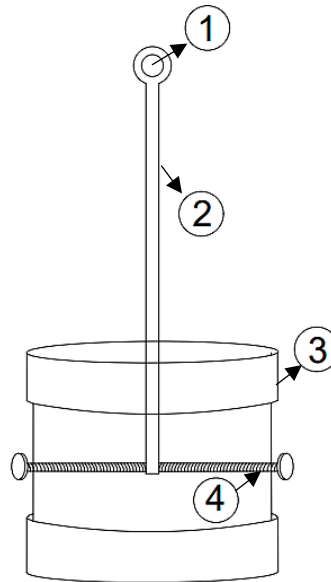


Fig. 11 Diseño de amortiguador de masa sintonizada.

En la Fig. 11 se muestran las partes que conforman al amortiguador de masa sintonizada, recordando que su diseño se basa en un péndulo simple, donde:

1. Argolla para sujetar y las permitir oscilaciones del amortiguador de masa sintonizada con cada estructura correspondiente.
2. Soporte vertical que une la argolla con la masa significativa del amortiguador.
3. La porción de péndulo en cuanto a su masa que brinda mayor peso es una unión simple o camisa usada en fontanería, esta ofrece las condiciones necesarias para poder realizar pruebas teniendo en cuenta la relación del 1 al 10 por ciento antes mencionado.
4. En la camisa se hacen un orificio con rosca para poder introducir un tornillo con el fin de por sujetar el soporte vertical, realizando una especie de prisionero y así tener evitar que la sujeción ceda ante las vibraciones.

Los parámetros de los valores importantes del amortiguador, en cuanto a su funcionamiento practico, se tiene en primera instancia la longitud del soporte vertical, la medida que va desde el perímetro externo de la argolla y la cara o arista circular superior de la camisa (en forma de cilindro).

Recordando que la forma del amortiguador de masa sintonizada es un péndulo simple, en la determinación de su longitud que oscilará a una frecuencia específica, utilizando las leyes de movimiento armónico simple utilizando (17), despejando la variable  $l$  (longitud de un péndulo simple para un amortiguador de masa sintonizada).

$$l = \frac{g}{(2\pi * f)^2} \quad (18)$$

En (18) se muestra el despeje de (17) para obtener el valor de longitud del amortiguador de masa sintonizada para estructura, es fácil darse cuenta que depende de la gravedad y la

frecuencia a la cual debe resonar la estructura en máxima amplitud en cada periodo de oscilación.

En cuanto a los valores de la masa modal para el amortiguador de masa sintoniza, como ya se mencionó teniendo en cuenta la tercera ley de Newton y que la masa modal debe estar el 1% y 10% para reducción óptima de las vibraciones esto asegura no afectar la dinámica y el comportamiento de la estructura general para coincidir o estar cerca de la frecuencia natural de manera que el ángulo formado por la frecuencia debe coincidir con los ángulos que se formen entre la estructura y el péndulo simple para este caso.

Posteriormente se realizarán pruebas experimentales en dichas pruebas se analizarán diferentes masas para proporcionar diferentes valores de masa, siendo estas comparadas mostrando cuales valores se adapta de forma eficaz a las vibraciones de la estructura en su frecuencia natural.

### **3.4 Relación de sistemas.**

Como se mencionó en el capítulo I el relacionamiento de los fenómenos de resonancia y frecuencia natural es el punto de partida para el análisis del sistema, dentro de este relacionamiento están inmersas las frecuencias naturales de las estructuras y el amortiguador de masa sintonizada que de forma teórica sus valores fueron encontrados en las secciones anteriores de este capítulo, abordado mediante un análisis sencillo que aporta el sistema de un grado de libertad.

Los elementos que conforman el prototipo “mesa de vibración, estructuras de ensayo y amortiguador de masa sintonizada” hacen uso del fenómeno de resonancia en busca de la frecuencia natural de las estructuras y en consecuencia la frecuencia natural de los amortiguadores de masa sintonizada puesto que la especificación del amortiguamiento se basa en las vibraciones de las estructuras.

Entonces encontrando la frecuencia natural de la estructura puede generarse un diseño de amortiguamiento sintonizado eficiente ya que se basa en las frecuencias naturales antes mencionadas; es decir que el amortiguador se especifica en dependencia de la frecuencia natural de la estructura.

Para poder comprobar si el diseño del modelo a escala para los amortiguadores de masa sintonizada es eficiente se hará una comparación entre resultados teóricos y experimentales.

## CAPÍTULO 4.

### **Procedimientos y comparación de frecuencias naturales teóricas contra frecuencias experimentales para estructuras de ensayo.**

Los procedimientos para la obtención de resultados se dividen en los procedimientos teóricos y procedimientos experimentales, cabe aclarar que en algunos casos se recurre a experimentación dentro procedimientos teóricos y viceversa, sin embargo, nunca debe perderse de vista el valor final (teórico u experimental) que se está buscando. Por ello no debe confundirse la búsqueda de un dato que forma parte de la metodología con el valor final. En el siguiente apartado se observará un ejemplo de ello. También se realiza la comparación entre los resultados teóricos y experimentales de las frecuencias naturales para cada estructura.

#### **4.1 Procedimiento para obtener los valores teóricos de frecuencias naturales para estructuras.**

Deben determinarse las frecuencias naturales de las estructuras con alturas de 40 cm, 50 cm y 60 cm, donde las variables importantes a encontrar son las masas  $m$  y las constantes elásticas  $k$  con estas variables puede hacerse uso de (7) y conocer los diferentes valores teóricos de las frecuencias naturales en cada estructura.

El ejercicio para encontrar valor  $m$  (masa de la estructura) basta con pesar en una báscula las diferentes estructuras, en este punto puede observarse que se recurre a un método experimental para obtener un valor que será introducido en una ecuación (7) y de la cual se obtendrá un dato teórico.

Realizando el pesaje se obtuvieron los siguientes resultados:

- La masa para la estructura de 40 cm es de 0.095 kg.
- La masa para la estructura de 50 cm es de 0.1096 kg.
- La masa para la estructura de 60 cm es de 0.1234 kg.

Para determinar la constante elástica  $k$  se exploraron diversas metodologías dentro de las cuales los mejores resultados se consiguieron empleando un método experimental [16]. Haciendo uso de la ley de Hooke donde la constante  $k$  representa la rigidez de un material elástico, estableciendo que, la fuerza aplicada a un elemento elástico es directamente proporcional a la deformación que experimente, siempre y cuando no se supere su límite elástico [16].

$$F = k \cdot x \quad (19)$$

Con la metodología experimental a implementarse busca encontrar los valores de (19) con la cual la fuerza  $F$  y el desplazamiento  $x$  puede encontrarse de forma teórica el valor de  $k$ .

Entonces, el desarrollo del experimento para encontrar las variables de  $F$  y  $x$ ; consta en colocar pesos del mismo valor en un extremo de las varillas por cada estructura de 40 cm, 50 cm y 60 cm, para que la fuerza de cada peso agregado genere un desplazamiento doblando la varilla (teniendo el cuidado de no llegar al límite elástico de la varilla). Puede apreciarse según la metodología que la variable " $F$ " ésta representada en los "pesos" aplicados y " $x$ " en los desplazamientos de las deformaciones de la varilla.

El experimento ofrece una dispersión de datos con la fuerza  $F$  que generan los pesos y el desplazamiento  $x$  con la deformación en uno de los extremos de la varilla [16]. De manera que si aplicamos una regresión lineal a la dispersión de datos para  $F$  y  $x$  puede obtenerse de forma matemática la pendiente, encontrando así el valor de  $k$  para cada varilla (ver [16] para mayor detalle).

El experimento a realizar es una adaptación de [16]; para encontrar las constantes elásticas en cada estructura continuación de detalla aún más el procedimiento realizado:

1. Se sujeta un extremo de la varilla para que la varilla quede estática. Tal es el caso, se usa un sargento tipo C para sujetar la varilla a una mesa y que esta no rote con la aplicación de los pesos.
2. Se aplican pesos de 0.0317 kilogramos consecuentes hasta alcanzar 9 mediciones en las deformaciones o desplazamientos de  $x$ .
3. Con el propósito de reducir los errores en las mediciones se utiliza cualquier dispositivo con cámara de video y así tener una sola perspectiva en la toma de datos. Una vez se tienen los datos de  $F$  y  $x$ , estos representarán una dispersión de datos a los cuales debe aplicárseles mínimos cuadrados para hacer una regresión lineal.
4. Se utiliza la siguiente ecuación a utilizar para obtener la pendiente de la recta, ya que la pendiente será el valor de la constante elástica  $k$  de cada varilla.

$$m = \frac{n * \sum(x + y) - \sum x * \sum y}{n * \sum x^2 - |\sum x|^2} \quad (20)$$

Para todas las pruebas se utiliza (20) con el fin de encontrar la constante  $k$ . Sin embargo, Excel permite obtener la pendiente de la dispersión de forma automática y de esa manera se encontrará el valor de  $k$

Realizando la tabulación y procesamiento de los datos experimentales, se obtienen los siguientes resultados para las varillas con longitud de 40 cm, 50 cm y 60 cm.

Fuerza	Desplazamientos	Varilla de 40 cm	
X	Y	X*Y	X^2
0.00031066	0.010	3.1066E-06	9.65096E-08
0.00062132	0.070	4.34924E-05	3.86039E-07
0.00093198	0.107	9.97219E-05	8.68587E-07
0.00124264	0.145	0.000180183	1.54415E-06
0.0015533	0.175	0.000271828	2.41274E-06
0.00186396	0.265	0.000493949	3.47435E-06
0.00217462	0.355	0.00077199	4.72897E-06
0.00248528	0.368	0.000914583	6.17662E-06
0.00279594	0.370	0.001034498	7.81728E-06
$\Sigma$ 0.0139797	$\Sigma$ 1.79	$\Sigma$ 0.003646	$\Sigma$ 2.750524E-05

Tabla 2 Valores para dispersión de datos en varilla de 40 cm.

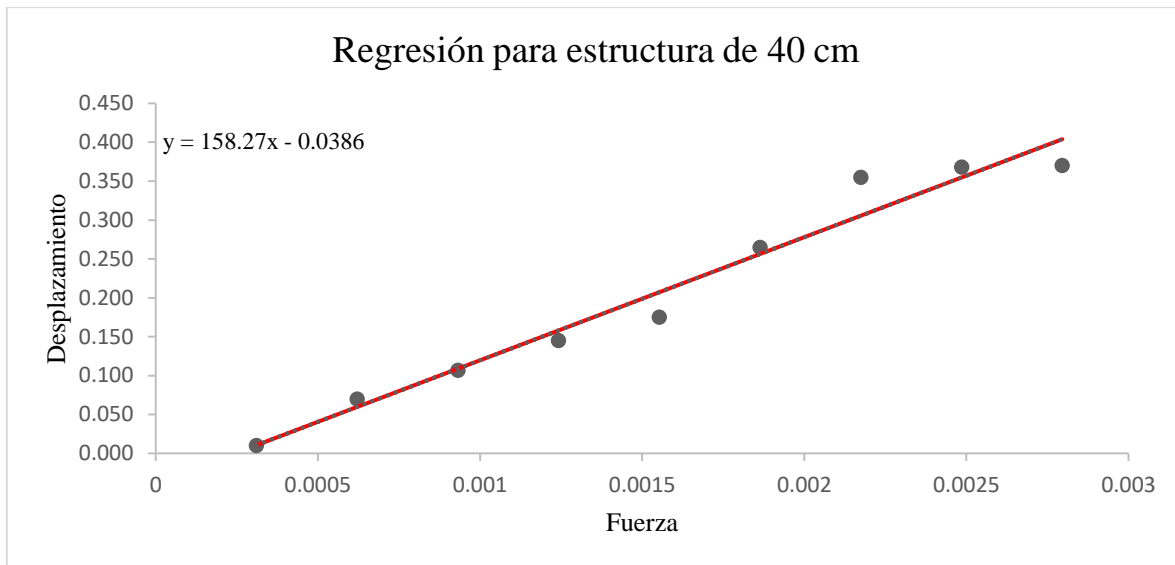


Fig. 12 Regresión lineal para obtención de constante k en varilla de 40 cm.

Fuerza	Desplazamientos	Varilla de 50 cm	
X	Y	X*Y	X^2
0.00031066	0.200	0.000062132	9.65096E-08
0.00062132	0.220	0.00013669	3.86039E-07
0.00093198	0.250	0.000232995	8.68587E-07
0.00124264	0.280	0.000347939	1.54415E-06
0.0015533	0.305	0.000473757	2.41274E-06
0.00186396	0.347	0.000646794	3.47435E-06
0.00217462	0.370	0.000804609	4.72897E-06
0.00248528	0.375	0.00093198	6.17662E-06
0.00279594	0.378	0.001056865	7.81728E-06
$\Sigma$ 0.0139797	$\Sigma$ 2.77	$\Sigma$ 0.0048124	$\Sigma$ 2.750524E-05

Tabla 3 Valores para dispersión de datos en varilla de 50 cm.

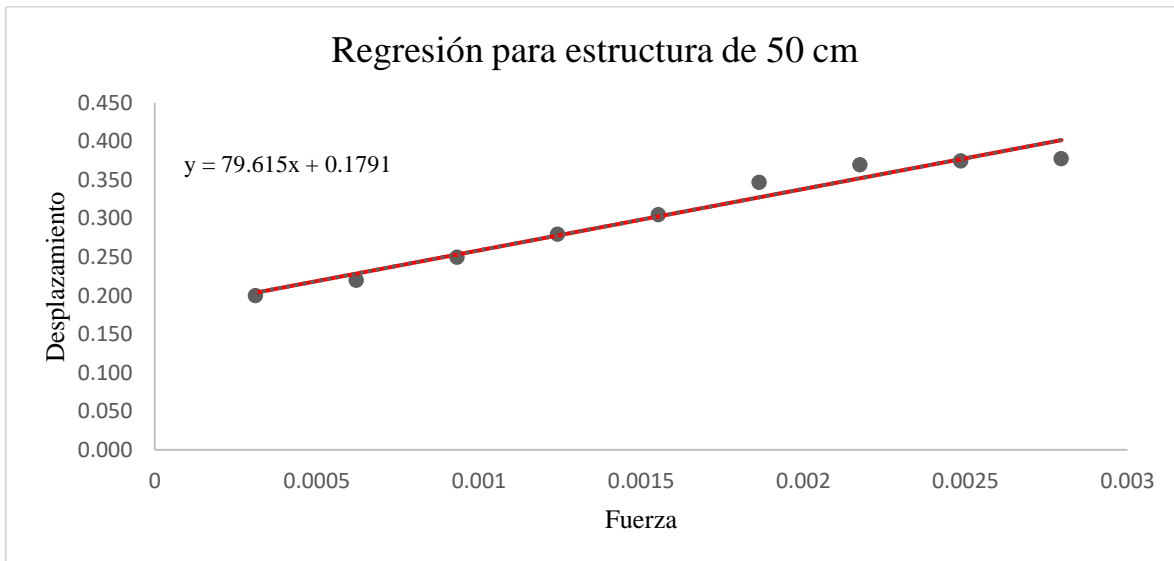


Fig. 13 Regresión lineal para obtención de constante k en varilla de 50 cm.

Fuerza	Desplazamientos	Varilla de 60 cm	
X	Y	X*Y	X^2
0.00031066	0.370	0.000114944	9.65096E-08
0.00062132	0.380	0.000236102	3.86039E-07
0.00093198	0.412	0.000383976	8.68587E-07
0.00124264	0.433	0.000538063	1.54415E-06
0.0015533	0.450	0.000698985	2.41274E-06
0.00186396	0.465	0.000866741	3.47435E-06
0.00217462	0.469	0.001019897	4.72897E-06
0.00248528	0.470	0.001168082	6.17662E-06
0.00279594	0.473	0.00132248	7.81728E-06
$\Sigma$ 0.0139797	$\Sigma$ 3.972	$\Sigma$ 0.006479	$\Sigma$ 2.750524E-05

Tabla 4 Valores para dispersión de datos en varilla de 60 cm.

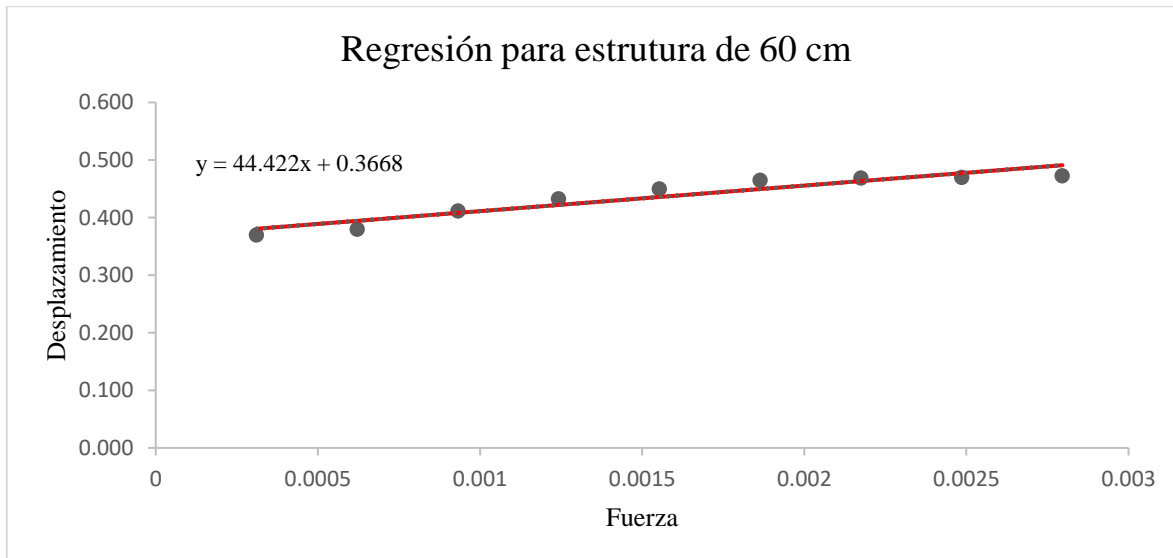


Fig. 14 Regresión lineal para obtención de constante k en varilla de 60 cm.

En Tabla 2, Tabla 3 y Tabla 4 se muestran las dispersiones de datos obtenidos del experimento para ser procesados con Excel de manera gráfica, consiguiendo así la pendiente de cada regresión lineal. Como puede observarse en las Fig.12, Fig.13 y Fig.14. El termino en las ecuaciones que acompaña a la variable "x" es la pendiente, siendo esta misma el valor de la constante elástica  $k$  para una varilla.

Una vez obtenido el valor de la constante elástica  $k$  debe tenerse en cuenta que las estructuras están conformadas por 4 varillas (ver Fig. 4). Considerando que en las estructuras las varillas están ubicadas en paralelo, basta con multiplicar los valores de k obtenidas respectivamente por cuatro [3] [16]. Los valores finales para las constantes elásticas  $k$  de cada estructura son

de 177.682 N/m para la estructura de 40 cm, 318.462 N/m para la estructura de 50 cm y 633.061 N/m para la estructura de 60 cm.

Al sustituir los valores de las constantes  $k$  y  $m$  en (7), los valores teóricos para las frecuencias naturales resultantes obtenidos son:

Frecuencia natural para estructura de 40 cm	Frecuencia natural para estructura de 50 cm	Frecuencia natural para estructura de 60 cm
12.992 Hz	8.597 Hz	6.039 Hz

Tabla 5 Frecuencias naturales para cada estructura de ensayo

Recordando que los valores de tabla (7) son los valores las frecuencias naturales teóricas en cada estructura para poder generar una posible correcta validación y construcción de los amortiguadores de masa sintonizada efectivos.

## 4.2 Procedimiento para obtener los valores experimentales de frecuencias naturales para estructuras.

En la obtención de los resultados experimentales en primer lugar se recurre al código de la sección 2.2.2 en el cual se especifica la señal o frecuencia de entrada teniendo en cuenta los valores que se muestran en Tabla 5, estos valores se toman de referencia para ingresar un rango de frecuencias cercanos al valor encontrado teóricamente. Posteriormente los valores de salida de las amplitudes en cada estructura serán verificados con los datos recolectados por medio del sensor, a su vez siendo estos mismos graficados para su interpretación.

Datos del sensor MPU6050

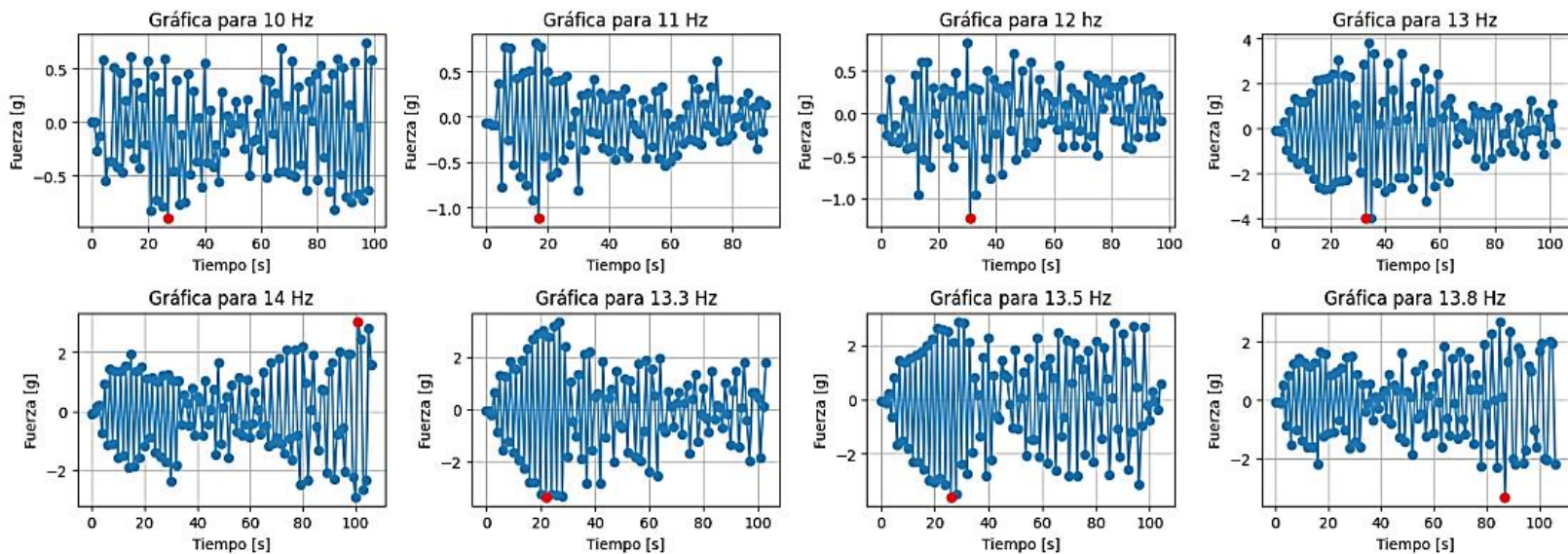


Fig. 15 Datos obtenidos de diferentes frecuencias para encontrar el valor de frecuencia natural en estructura de 40 cm.

Mediciones para estructura 40 cm		
Frecuencia (Hz)	Fuerza (g)	Aceleracion (m/s <sup>2</sup> )
10.00	0.89	8.73
11.00	1.11	10.89
12.00	1.22	11.97
13.00	3.97	38.95
14.00	3.03	29.72
13.30	3.34	32.77
13.50	3.58	35.12
13.80	3.30	32.37

Tabla 6 Datos de mediciones en aceleraciones terrestres.

En la Fig. 15 se presentan los datos tomados por medio del sensor de aceleraciones, para asegurar las mediciones se ha especificado cada medición a un cuarto de cada periodo en la señal de manera que la medición se realice cerca del punto donde la estructura ha ganado la mayor energía cinética posible (amplitud máxima sometida a vibraciones) es decir cuando esta se vea afectada por su frecuencia natural. Puede observarse que, con un punto rojo se marca la medición en fuerza g máxima, donde en tabla 6 se muestra cada uno de esos puntos correspondiese con la frecuencia que se ha utilizado respectivamente, como también la conversión a aceleraciones terrestres.

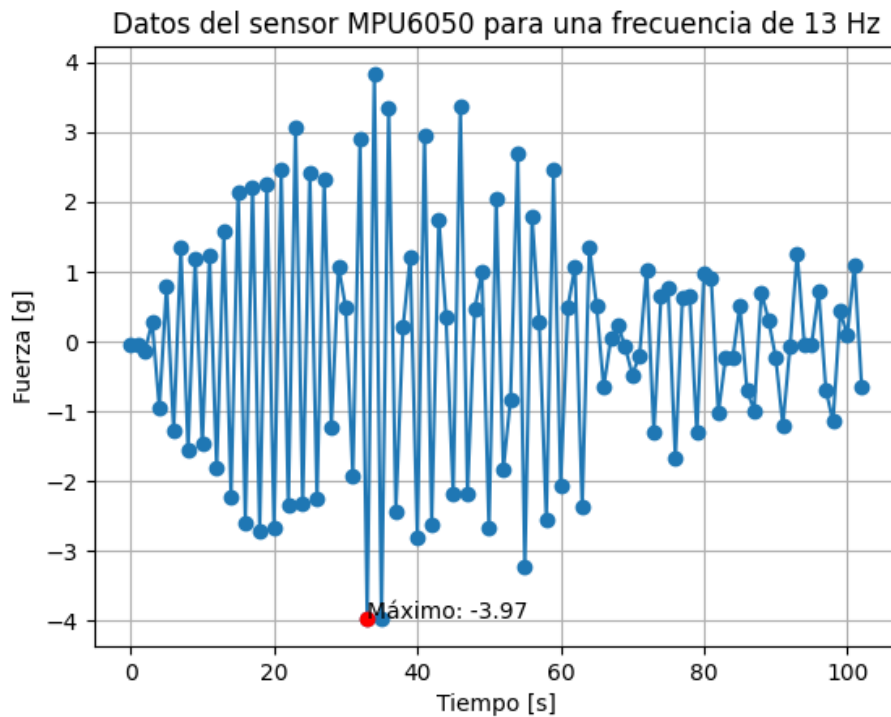


Fig. 16 Grafico de frecuencia natural para estructura de 13 Hz

La frecuencia natural encontrada de forma experimental para la estructura de 40 cm es de 13 Hz, esto puede constatare en Tabla 6 y Fig. 16 los datos dentro de esta figura son los mismos que se muestran en Fig. 15 para la frecuencia de 13 Hz respectivamente.

Se destaca que este procedimiento se siguió para todas las estructuras tal y como se muestra a continuación.

Datos del sensor MPU6050

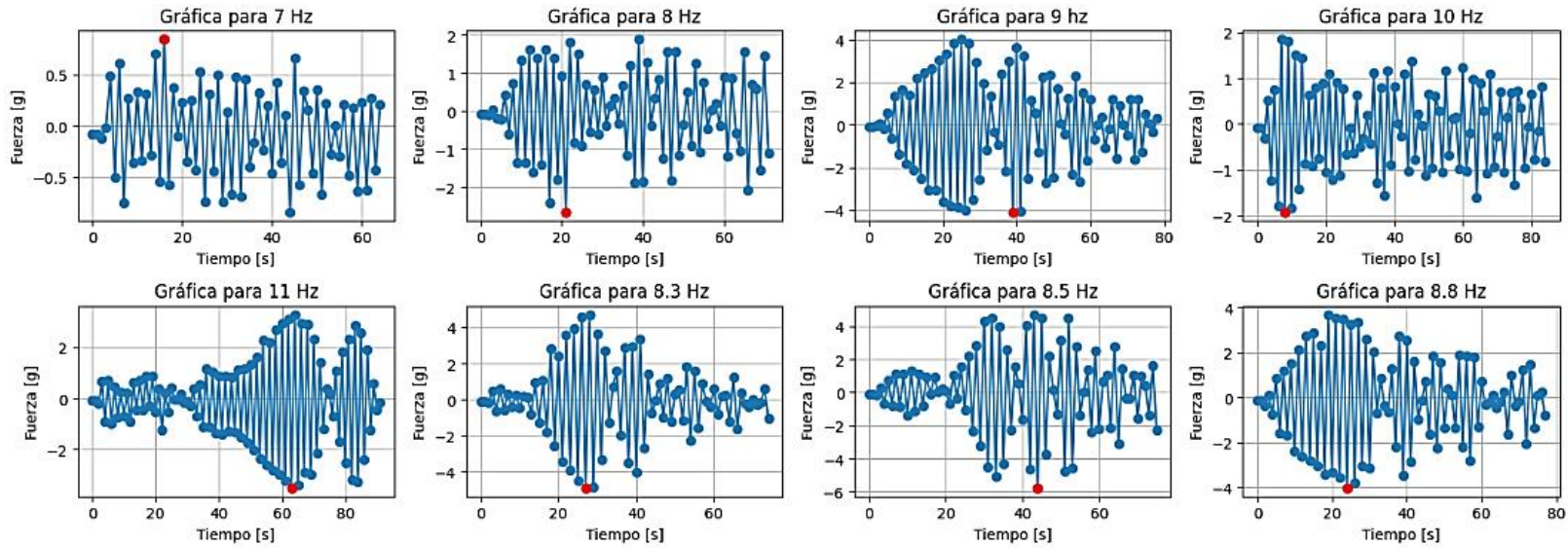


Fig. 17 Datos obtenidos de diferentes frecuencias para encontrar el valor de frecuencia natural en estructura de 50 cm

Mediciones para estructura 50 cm		
Frecuencia (Hz)	Fuerza (g)	Aceleracion (m/s <sup>2</sup> )
7.00	0.85	8.34
8.00	2.65	26.00
9.00	4.08	40.02
10.00	1.92	18.84
11.00	3.50	34.34
8.30	4.90	48.07
8.50	5.70	55.92
8.80	4.00	39.24

Tabla 7 Datos de mediciones en aceleraciones terrestres.

Datos del sensor MPU6050 con masa cuatro correspondiente a frecuencia de 8.5 Hz

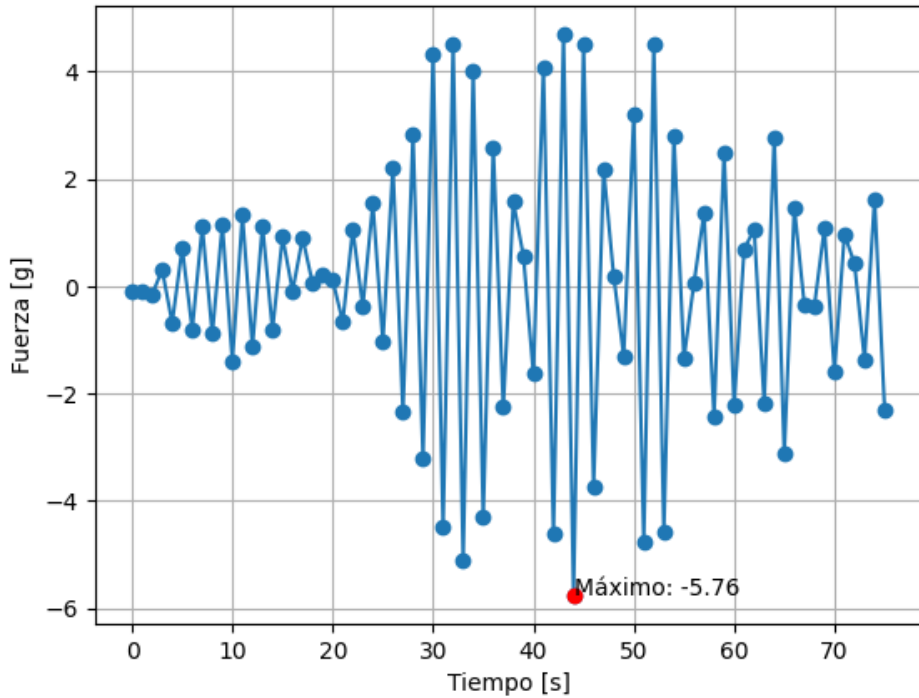


Fig. 18 Grafico de frecuencia natural para estructura de 8.5 Hz.

En cuanto a la estructura de 50 cm puede observarse en la Fig. 17 los datos obtenidos de las pruebas experimentales, obteniendo como frecuencia natural 8.5 Hz, tal y como puede verse en Tabla 7 y Fig. 18.

Datos del sensor MPU6050

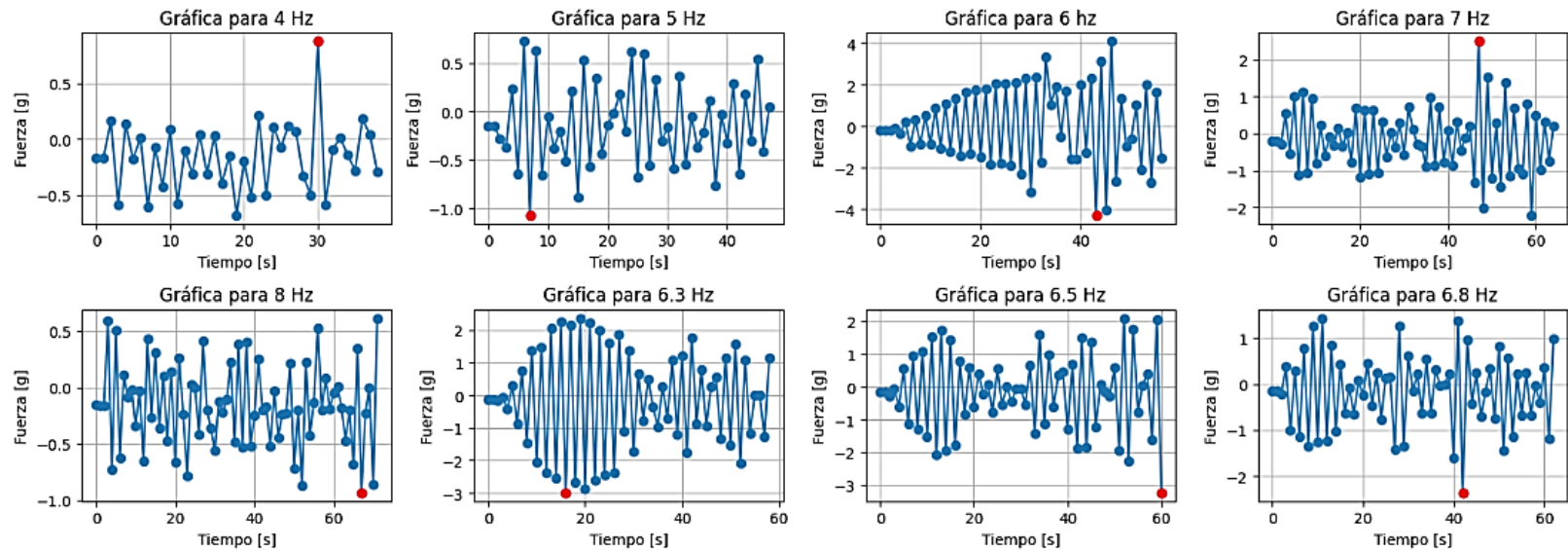


Fig. 19 Datos obtenidos de diferentes frecuencias para encontrar el valor de frecuencia natural en estructura de 60 cm

Mediciones para estructura 60 cm		
Frecuencia (Hz)	Fuerza (g)	Aceleracion (m/s <sup>2</sup> )
4.00	0.88	8.63
5.00	1.07	10.50
6.00	4.26	41.79
7.00	2.51	24.62
8.00	0.93	9.12
6.30	2.90	28.45
6.50	3.22	31.59
6.80	2.35	23.05

Tabla 8 Datos de mediciones en aceleraciones terrestres.

Datos del sensor MPU6050 con masa cuatro correspondiente a frecuencia de 6 Hz

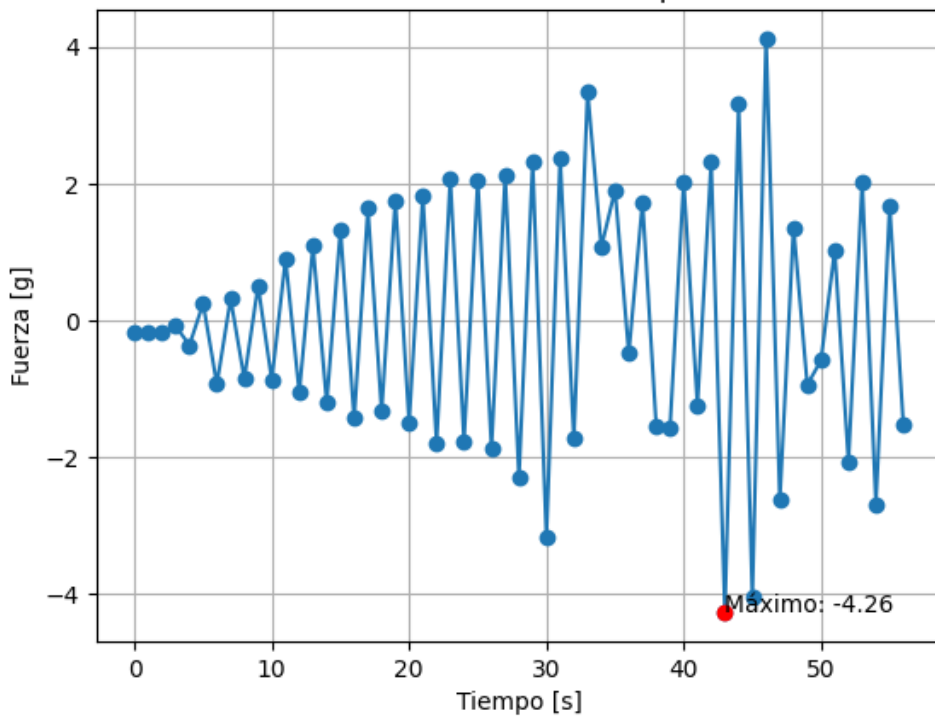


Fig. 20 Grafico de frecuencia natural para estructura de 6 Hz.

Para la estructura de 60 cm puede observarse en la Fig. 19 los datos obtenidos de las pruebas experimentales, obteniendo como frecuencia natural 6 Hz, tal y como puede verse en tabla 8 y la Fig. 20.

### 4.3 Comparación de datos obtenidos.

En este apartado se evalúa el error relativo entre los resultados teóricos y experimentales, tal comparación se realiza con el propósito de obtener amortiguadores de masa sintonizada efectivos para la atenuación de las vibraciones provocada por el sistema de la mesa de vibración.

#### 4.3.1 Errores relativos.

Se considera como valor verdadero el valor calculado teóricamente y como valor medido el obtenido de las mediciones [17]. Esto permite contextualizar la magnitud del posible error dentro de las mediciones experimentales de esa forma puede verificarse la calidad de las mediciones y resulta conveniente para posibles predicciones deductivas sobre el rendimiento del prototipo, además de ser útil para la construcción cada amortiguador de masa sintonizada eficiente para sus propósitos.

$$Error\ relativo = \frac{|Valor\ medido - Valor\ verdadero|}{|Valor\ verdadero|} \quad (21)$$

Utilizando 21 se obtienen los siguientes resultados del error relativo entre los valores obtenidos:

Estructura	Valor verdadero (Teórico)	Valor medido (Experimentación)	Error relativo
40 cm	12.992	13	0.000615764
50 cm	8.597	8.5	0.011283006
60 cm	6.039	6	0.006458023

Tabla 9 Errores relativos de valores en frecuencia de cada estructura.

Dentro de tabal 9 puede observarse que los valores del error relativo son para la estructura de 40 cm es de 0.062%, estructura de 50 cm 1.128% y para estructura de 60 cm 0.646%. es oportuno mencionar que los valores obtenidos de forma experimental su precisión es de un solo decimal a causa de no observar cambios significativos al tomar dos o más cifras significas en el momento de realizar las pruebas de experimentación.

## CAPÍTULO 5

### Obtención de los amortiguadores de masa sintonizada y resultados.

En la elaboración de los amortiguadores de masa sintonizada se tiene en cuenta los hallazgos de las secciones anteriores, tal como que la relación de la masa modal y la masa de las estructuras este dentro del 10%, la longitud del soporte sea la adecuada para sintonizarse en resonancia con la frecuencia generada por el prototipo mesa de vibración y la relación entre los valores en las pruebas teóricas y experimentales (error relativo).

#### 5.1 Procedimiento para obtener los valores eficaces de los amortiguadores de masa sintonizada en dependencia de las frecuencias naturales.

El comportamiento de los amortiguadores sintonizados es oscilar a la misma frecuencia de vibración natural en cada estructura, pero en fase opuesta reduciendo las vibraciones no deseadas [3].

Realizando un análisis modal al suponer una forma en las respuestas de las vibraciones en cada estructura se impone una metodología que cumpla con la reducción en las vibraciones del sistema, sin embargo, algunos procesos pueden ser largos y necesitar un sistema de varios grados de libertad [15].

Como se mencionó la masa modal (para este caso AMS) es la cantidad de reducción vibrante que la misma contribuye a un modo particular cuando la estructura sea sometida a vibraciones. En general al ser cada amortiguador de masa sintonizada un péndulo simple debe calcularse su masa y longitud de soporte debido a que el peso de la masa funcionara como amortiguador lo cual se sustenta con la tercera ley de Newton y la longitud adecuada aseguro un sintoniza con los periodos de las frecuencias naturales de cada estructura.

Longitud "l" para AMS a instalar en estructura de 40 cm	Longitud "l" para AMS a instalar en estructura de 50 cm	Longitud "l" para AMS a instalar en estructura de 60 cm
1.47 cm	3.44 cm	6.79 cm

Tabla 10 Valores para la longitud de soporte que uno estructuras con masa.

En Tabla 10 se presentan los valores del soporte que debe sostener la masa (camisa) sujeta a la parte superior de las estructuras (ver Fig. 8 y Fig. 11). Los valores de tabla son encontrados con (18) tomando las frecuencias en contradas de forma experimental tabla 9, de tal manera que al especificar la longitud con estos valores nos aseguramos que el análisis se lleve a cabo con el objeto de verificar si el prototipo ofrece valores adecuados para los fines que fue diseñado.

Por otra parte, la masa modal para la construcción de los amortiguadores es considerada tanto la masa de la camisa en conjunto con el soporte y tornillo que sujeta el amortiguador en cada estructura.

Valores de masa para los amortiguadores Acero galvanizado		
Medida de la camisa (pulg)	Masa modal	Masa (g)
1/4	Masa 1	20.4
3/8	Masa 2	27.3
1/2	Masa 3	49.1
3/4	Masa 4	68.6

Tabla 11 Masa de los amortiguadores (masa modal).

En Tabla 11 se presentan los valores de las posibles masas modales de cada amortiguador para atenuar las vibraciones en las estructuras siendo así que estos valores representan una porción equivalente alrededor del 10% de las masas de cada estructura [6]. El 10% es un parámetro basado en el principio para diseños en la construcción de los amortiguadores de masa sintonizada. En diversos estudios realizados para estructuras como edificios bajo la acción de fuerzas dinámicas donde se realizaron análisis con datos tomados durante sismos demostraron que la efectividad de los amortiguadores de masa sintonizada guardan una relación del 10% entre la masa del amortiguador y la masa de estructura analizada [6] [15].

Teniendo en cuenta que para este análisis se toma en cuenta la tercera ley de Newton donde toda acción de tiene una reacción contraria con la misma magnitud, es importante mencionar que no se busca atenuar la fuerza vibratoria vista como una fuerza cortante, desde la perspectiva del amortiguador en la estructura se desea tener ángulos pequeños que se adapten de forma dinámica a las frecuencias específicas que hacen mover la estructura [3] [6].

El procedimiento para encontrar los amortiguadores de masa sintonizada óptimos en cada estructura se basa en instalar cada una de las masas descrita en tabla 11 y verificar cuál de estas se adapta y atenúa de mejor manera las vibraciones.

La construcción final de cada amortiguador depende de dos factores, el primero es la longitud del soporte el cual ya ha sido definido mediante la frecuencia en cada estructura (ecuación (18)) para que uno de los periodos se sintonice, el segundo factor es el valor de la masa modal que será verificado mediante la experimentación, es decir que, se graficaran los valores obtenidos mediante el sensor dichos gráficos que pueden ser interpretados teniendo en cuenta los resultados de las frecuencias naturales puesto que con el amortiguamiento deben verse reducidos.

## 5.2 Experimentación para obtener el amortiguador de masa sintonizada eficiente en cada estructura.

En este punto todos los esfuerzos por encontrar las frecuencias naturales teóricas como también experimentales, presentar el error relativos entre ambos valores y señalar los factores importantes para el diseño de los amortiguadores. Con todo lo anterior se pretende tener un posible amortiguador de masa sintonizada capaz de atenuar las vibraciones ya que sus especificaciones dependen de las frecuencias que generan resonancia en las estructuras, los valores encontrados contienen un error relativo bajo siendo estos comprobables como certeros y tomando factores de diseño razonables.

Datos del sensor MPU6050

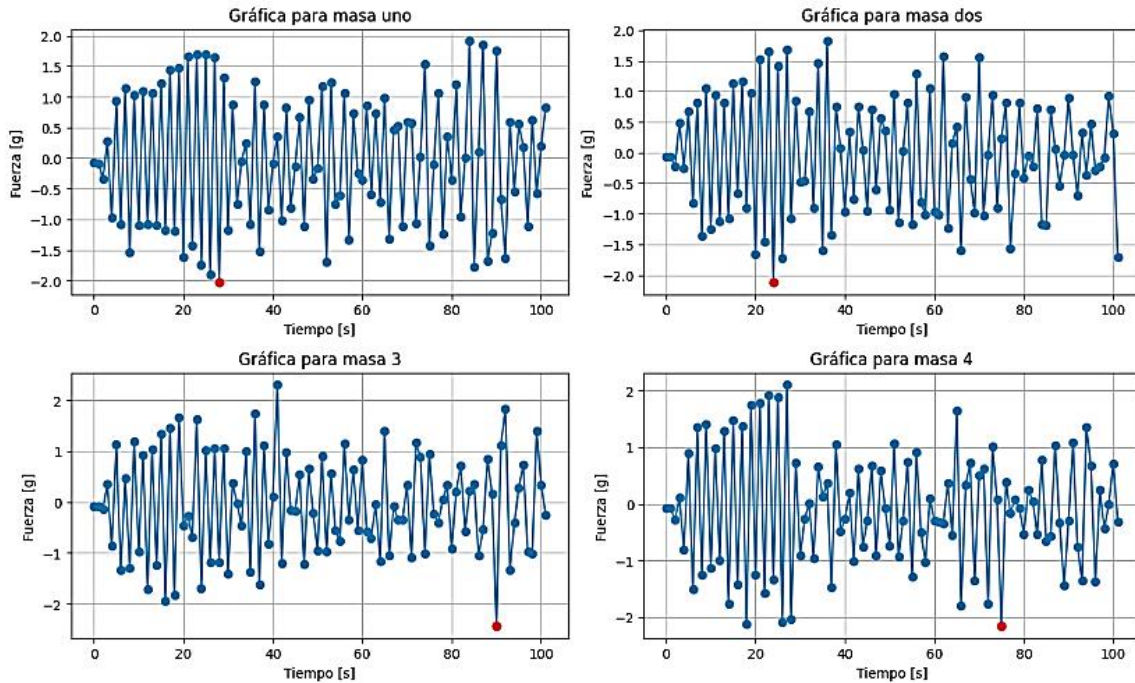


Fig. 21 Datos de cada masa modal para obtener el amortiguador de masa sintonizada optimo en estructura de 40 cm.

En la Fig. 21 se presentan los datos obtenidos mediante el sensor de aceleraciones, mostrando cuál de los amortiguadores según su masa modal (masa 1, ver tabla 11) se adapta de mejor manera a las vibraciones anulándola parcialmente.

Datos del sensor MPU6050 con masa uno correspondiente a frecuencia de 13 Hz

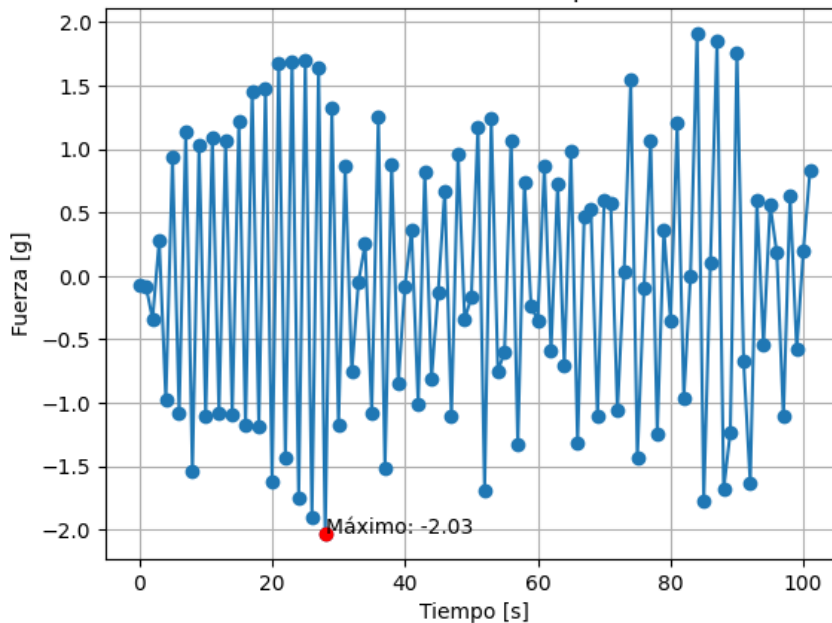


Fig. 22 Grafico con menor amplitud para estructura de 40 cm.

En la Fig. 22 se observa que la atenuación alcanzo los 2.03 g para una frecuencia resonante de 13 Hz (valor experimental) para la estructura de ensayo de 40 cm

De esta misma manera se presentarán los valores de amortiguamiento para las estructuras restantes.

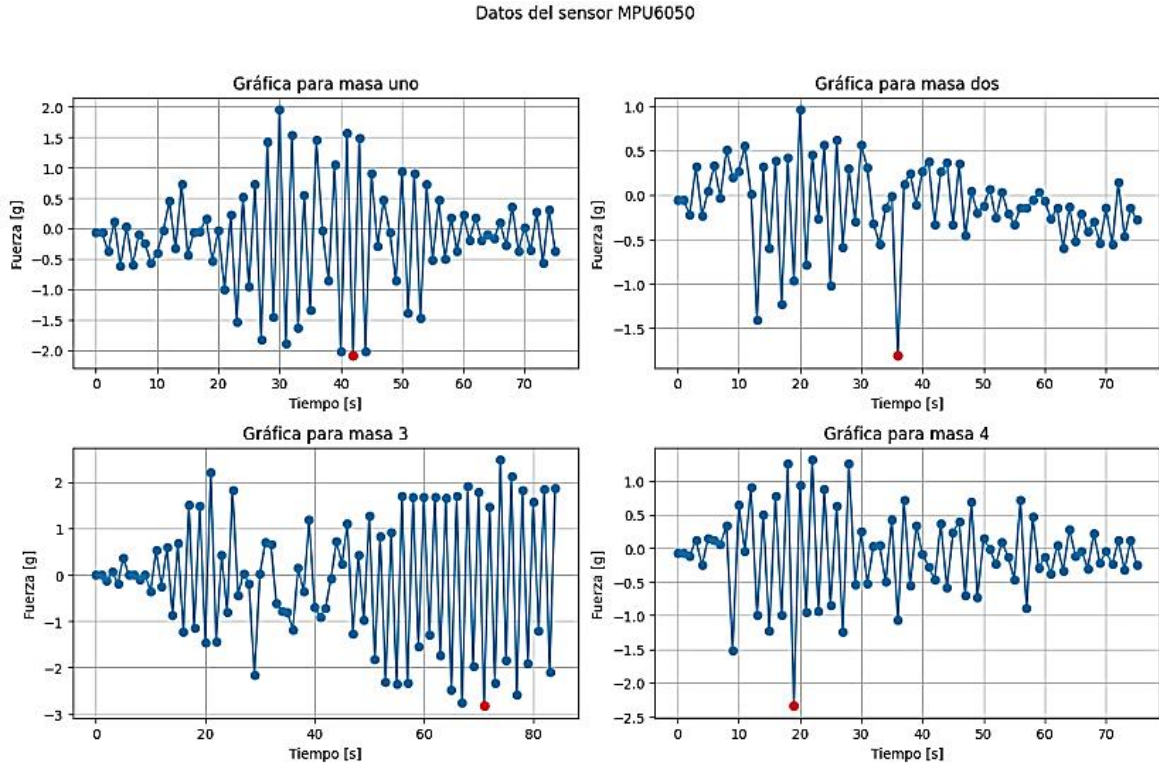


Fig. 23 Datos de cada masa modal para obtener el amortiguador de masa sintonizada optimo en estructura de 50 cm.

Datos del sensor MPU6050 con masa dos correspondiente a frecuencia de 8.5 Hz

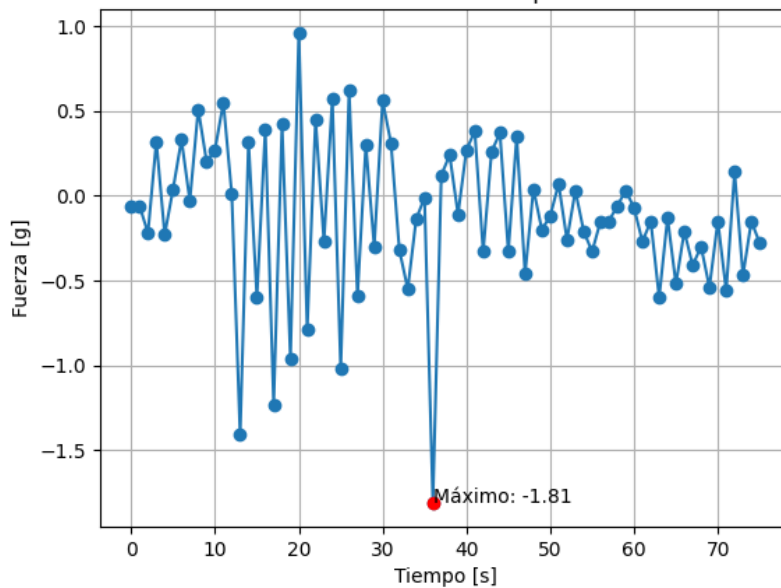


Fig. 24 Grafico con menor amplitud para estructura de 50 cm.

En la Fig. 23 se observa los datos obtenidos para estructura de 50 cm en cuanto a la atenuación causada por las masas modales, indicando que la masa modal que representa el amortiguador de masa sintonizada es la masa 2 con 1.81 g (ver Fig.24).

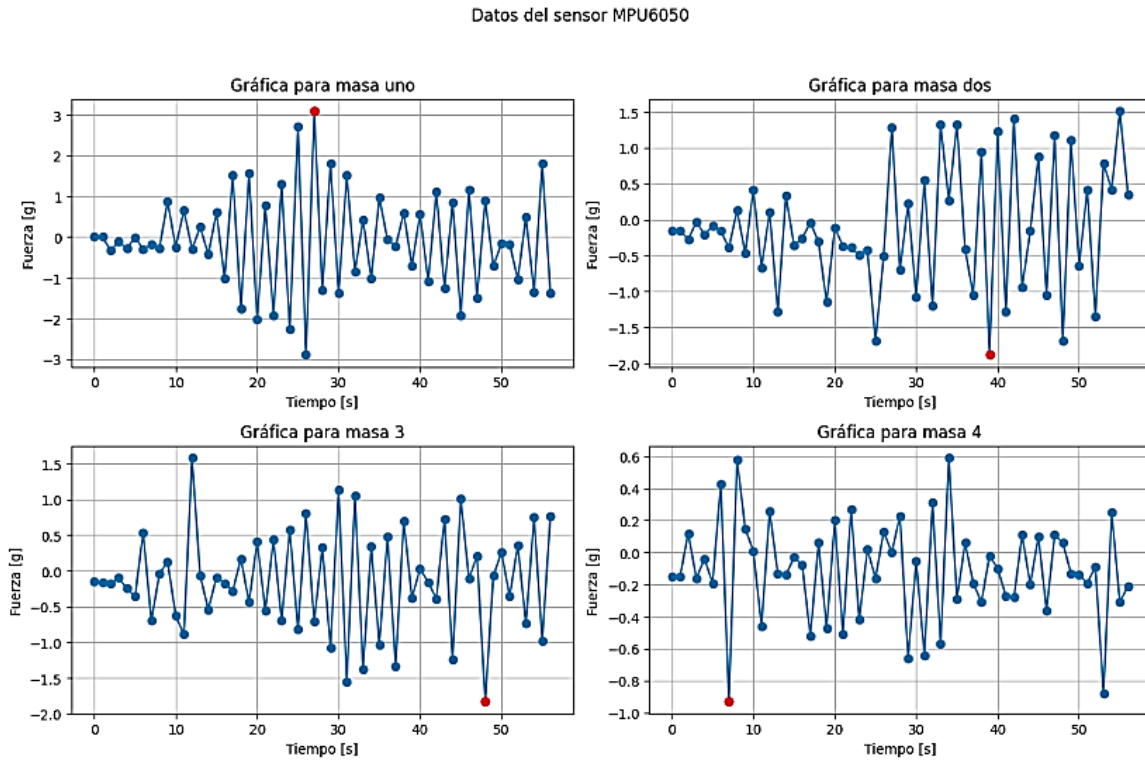


Fig. 25 Datos de cada masa modal para obtener el amortiguador de masa sintonizada optimo en estructura de 60 cm.

Datos del sensor MPU6050 con masa cuatro correspondiente a frecuencia de 6 Hz

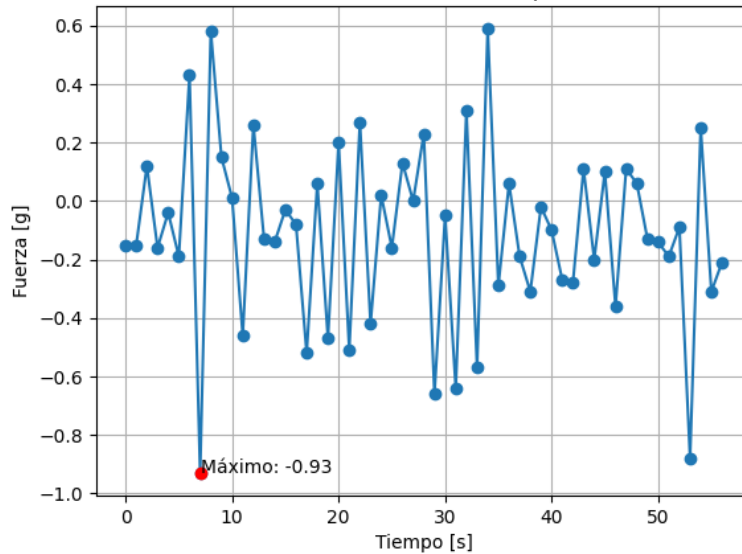


Fig. 26 Grafico con menor amplitud para estructura de 60 cm.

En la Fig. 25 se observa los datos obtenidos para estructura de 60 cm en cuanto a la atenuación causada por las masas modales, indicando que la masa modal que representa el amortiguador de masa sintonizada es la masa 2 con 0.93 g (ver Fig.26).

Amortiguadores de masa sintonizada eficientes				
Estructura (cm)	Masa modal	Relación de masa	Fuerza (g)	Aceleraciones (m/s <sup>2</sup> )
40	Masa 1	2%	2.03	19.91
50	Masa 2	2%	1.81	17.76
60	Masa 4	5%	0.93	9.12

Tabla 12 Valores de amortiguamiento en estructuras.

En Tabla 12 se muestran la porción del relacionamiento entre la masa de la estructura y la masa modal que representa a los amortiguadores de masa sintonizada que manifestaron atenuar de forma eficiente las vibraciones en cada estructura.

### 5.3 Resultados.

Con los valores teóricos y experimentales de las frecuencias naturales a su vez frecuencias resonantes dan lugar a la creación de los amortiguadores de masa sintonizada, siendo ese el punto de partida para el diseño eficaz de los mismos.

#### 5.3.1 Resultados en la construcción de los amortiguadores de masa sintonizada.

En este punto debe tenerse en cuenta la serie de pruebas realizadas para encontrar la frecuencia natural en las estructuras por medio de la teoría y experimentación, donde los resultados fueron:

Estructura (cm)	Error relativo
40	0.06%
50	1.13%
60	0.65%

Tabla 13 Porcentajes del error relativo de los resultados para las frecuencias naturales.

De Tabla 9 se obtienen los datos de Tabla 13 mostrando los resultados para los valores en frecuencia obtenidos. Observando detenidamente los valores en tabla 13 puede inferirse que los métodos utilizados a pesar de no caracterizarse por ser precisos en su aplicación, han arrojado valores de error relativos con un porcentaje bajo; teniendo así una calidad en los valores bastante aceptables para el propósito del diseño de los amortiguadores.

Recordando que un amortiguador de masa sintonizado se diseña en base a la frecuencia natural o resonante que se desea atenuar en cualquier estructura. Partiendo de estos datos se toma el valor experimental para determinar la longitud de soporte para el amortiguador (Tabla 10) para garantizar la sintonía entre los periodos de la frecuencia resonante y el amortiguador. El objetivo es confirmar si el prototipo ofrece datos fiables, es por ello que,

para encontrar la masa modal del amortiguador de masa sintonizada se realizan por medio de pruebas experimentales. Realizando pruebas controladas especificadas con las frecuencias experimentales (Tabla 13) encontramos que la eficiencia de los amortiguadores de masa sintonizada fue los siguientes:

Comparación de la efectividad de los AMS		
Estructura (cm)	Amplitud máxima en aceleraciones (m/s <sup>2</sup> )	Amplitud mínima en aceleraciones (m/s <sup>2</sup> )
40	38.95	19.91
50	56.51	17.76
60	41.79	9.21

*Tabla 14 Reducción de amplitudes caudas por las frecuencias naturales encontradas.*

En tabla 14 puede observarse la reducción de las vibraciones causadas por el fenómeno de resonancia en cada estructura. Los valores de aceleraciones son tomados por medio del sensor, examinando los valores señalan que existe una reducción del 49% en la estructura de 40cm, 69% en la estructura de 50 cm y 88% en la estructura de 60 cm.

Se destaca nuevamente que los datos son tomados de las pruebas experimentales para la validación precisamente del prototipo, por lo tanto, se reconoce la efectividad en los tres amortiguadores los cuales se diseñaron con los valores de la naturaleza antes mencionada.

Estos resultados dan lugar a afirmar que los métodos utilizados contienen un grado de exactitud evidentemente admisibles para los propósitos de una correcta validación del prototipo siendo esto comprobable por medio del diseño de los amortiguadores de masa sintonizada.

## **5.4 Amortiguamiento por fricción.**

El amortiguamiento forzado por fricción es un mecanismo de disipación de energía que utiliza la fricción entre dos superficies para reducir los movimientos vibracionales. Siendo así esta fuerza se opone al movimiento relativo entre el amortiguador de masa sintonizada y estructura en el punto donde se unen, disipando la energía cinética reduciendo la amplitud de las vibraciones.

El mecanismo que sujeta el amortiguador de masa sintonizada a cada estructura de ensayo es un perno argolla anclado a la estructura, donde se introduce un tornillo que será sujetado con arandelas planas una tuerca de seguridad.

La tuerca de seguridad aplica fuerza normal presionando contra la argolla generando fricción entre ambas superficies, con este mecanismo puede ajustarse la fricción para poder obtener la cantidad de fricción necesaria atenuando el movimiento relativo de las vibraciones ofreciendo una mejor disipación de energía.

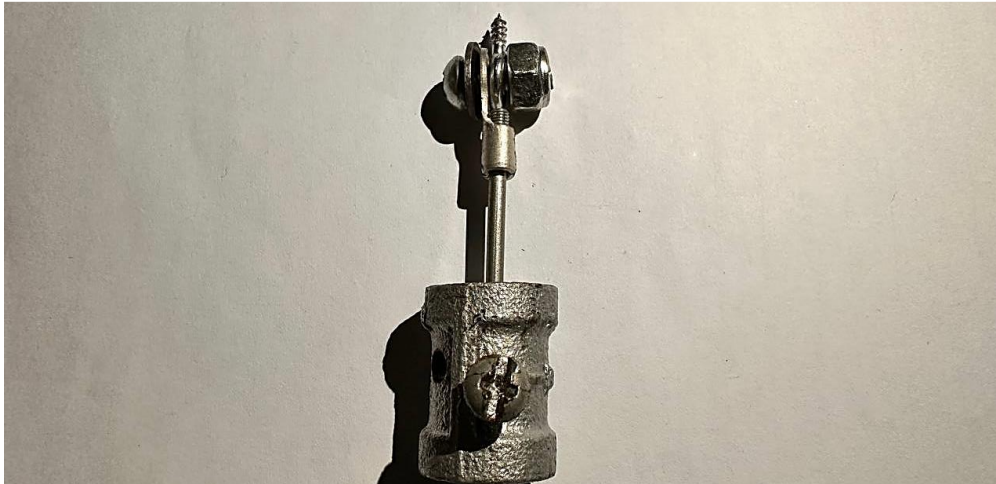


Fig. 27 Mecanismo que sostiene los AMS a las estructuras.

En la Fig. 27 puede observarse el mecanismo de sujeción donde la tuerca de seguridad permite el amortiguamiento por fricción puesto que no sedera ante los desplazamientos en el recorrido del amortiguador de masa sintonizada, sino al contrario los limitara por medio de la fricción.

Comparación de los AMS con amortiguamiento por fricción		
Estructura (cm)	Amplitud sin fricción en aceleraciones ( $m/s^2$ )	Amplitud con fricción en aceleraciones ( $m/s^2$ )
40	19.91	10.79
50	17.76	8.04
60	9.21	8.63

Tabla 15 Comparación de atenuación para las vibraciones usando amortiguamiento por fricción.

En Tabla 15 los valores por la atenuación mediante el amortiguamiento a través de fricción, en comparación con los valores sin fricción denotan una significativa reducción. El amortiguamiento forzado forma parte de una de las técnicas más eficaces en las atenuaciones vibracionales.

## CAPÍTULO 6.

### 6.1 Conclusiones

1. Los cambios implementados a nivel hardware como una posición adecuada del sensor en la toma de datos, adecuamiento de la mesa móvil para la forma de anclar las nuevas estructuras y los cambios software a nivel de código para obtener los valores pertinentes en aceleraciones demostraron ser satisfactorios para la experimentación como punto focal del diseño de los amortiguadores de masa sintonizada; de ello se obtienen valores confiables y consistentes.
2. La comparación entre los resultados teóricos y experimentales de las frecuencias naturales mostró tener un bajo error relativo de manera que al otorgar pequeñas variaciones; se valida correctamente el comportamiento mecánico y dinámico de la mesa de vibración. Lo anterior es comprobado con el diseño de los amortiguadores de masa sintonizada, siendo estos especificados mediante los valores experimentales que en concordancia a la efectiva atenuación las frecuencias naturales en las estructuras, todos los métodos utilizados se realizaron de forma correcta, validando el desempeño del prototipo mesa de vibración para los propósitos que fue creado (didácticos).
3. Las mediciones con el sensor de aceleraciones mostraron corresponder con los valores teóricos encontrados sin embargo debe admitirse que existen leves errores en las mediciones, estos se deben a la construcción del prototipo en conjunto a las estructuras utilizadas debido a que las estructuras al ganar demasiada energía cinética recorren del punto inicial la mesa al vibrar con lo cual se introducen errores, si bien se han generado pequeñas inconsistencias pero también podemos asegurar que los resultados son aceptables al ser comparados y verificados con la construcción de los amortiguadores de masa sintonizada.
4. Se destaca que los datos recolectados a través del sensor de aceleraciones para confirmar las frecuencias naturales y su atenuación mediante los amortiguadores de masa sintonizada son la base para asegurar que el prototipo en conjunto con el sistema general son apropiados para realizar experimentos, no obstante, a pesar de obtener resultados favorables se tiene un número limitado de datos debido a las restricciones en las capacidades del microprocesador, el cual no es capaz de procesar un alto volumen de datos y realizar el proceso para los movimientos vibracionales; esta limitación afecta la resolución temporal de las mediciones y la manera de solucionarlo fue especificar las mediciones a un cuarto del periodo para cada frecuencia natural, asegurando la amplitud máxima en las mediciones.

## 6.2 Línea futura.

1. **Hardware:** Dentro de la experimentación pudo notarse que en los movimientos vibracionales de las estructuras existían leves desplazamientos de la mesa móvil en su posición inicial, lo anterior es porque la energía cinética que gana la estructura al vibrar corre la mesa móvil en los ejes haciendo que algunas mediciones sean erráticas, para mejorar ese aspecto se sugiere agregar unos topes que corrijan es desplazamiento.
2. **Software:** Jupyter notebook ofrece un entorno amigable y una consola ejecutable en línea, pero aún no contiene librerías incorporadas a su vez son difíciles de incorporarlas. El lenguaje Micro Python aun no desarrolla de forma adecuada alguna herramienta para mostrar gráficos los datos obtenidos en el código, siendo así que al menos para esta etapa del proyecto, implementándolo tal y como lo se hace en este documento, se recomienda declinarse por el lenguaje Python.
3. **Estructuras y amortiguamiento:** Haciendo un análisis sobre los fenómenos de frecuencia natural y resonancia encontramos los amortiguadores de masa sintonizada que atenúan las vibraciones, se sugiere a futuro realizar un amortiguamiento viscoso con los amortiguadores de masa sintonizada teniendo mediciones más complejas apegadas análisis transitorios que pueden ser convenientes para realizar diversos laboratorios dentro de la IEI.
4. **Mediciones:** El prototipo demostró tener resultados fiables sin embargo pueden existir mejoras incluyendo un sensor de mediciones no invasivas, tal como lo es el sensor VL53L0X el cual realiza mediciones de velocidad por medio de tecnología ToF.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] C. H. Fabian y C. Cepeda Isidro, Prototipo a escala de un modelo de resonancia en edificaciones para el laboratorio de ingeniería civil, Bogotá, 2016.
- [2] C. Salguero García, Control remoto de una mesa para analizar resonancia en estructuras, San Salvador, 2022.
- [3] J. P. Den Harton, Mecánica de las vibraciones, Mexico: Continental, S. A., 1976.
- [4] J. M. González y M. J. Matute, «Proyecto de ingeniería I,» San Salvador, 2023.
- [5] González y J. Mario, «Proyecto de ingeniería II,» San Salvador, 2023.
- [6] L. Tophoj, G. Nikola y O. H. Svend, «MDPI,» 30 julio 2018. [En línea]. Available: [www.mdpi.com](http://www.mdpi.com). [Último acceso: 5 junio 2024].
- [7] A. Mira Trigueros, Diseño y construcción de simulados de resonancia en estructuras, San Salvador, 2021.
- [8] ESPRESSIF, «Espressif,» 2008. [En línea]. Available: [www.espressif.com/](http://www.espressif.com/). [Último acceso: 12 noviembre 2023].
- [9] GitHub, «github,» 2006. [En línea]. Available: [www.github.com](http://www.github.com). [Último acceso: 15 marzo 2024].
- [10] J. Peralta Antonio, P. Reyes López y A. Godínez Muñoz, «"El fenómeno de la resonancia",» *LAPEN*, vol. 1, p. 7, 2009.
- [11] F. Mtnez Oliva, S. García Dally y M. Navarro Fernández, «"La resonancia: un unico fenómeno, pero con muchas manifestaciones",» *Revista Cubana de física*, vol. 28, nº 1, p. 3, 2011.
- [12] L. Breschi y A. Castillo, «"Uso de amortiguador de masa sintonizada en energia estructural",» *Alternativas*, vol. 17, nº 3, p. 6, 2016.
- [13] G. Martínez, B. John y L. Lara, «Amortiguadores de masa sintonizada: una revision general,» *Politécnica*, vol. 18, nº 35, 2022.
- [14] Opentax, «opentax,» 1999. [En línea]. Available: <https://openstax.org>. [Último acceso: 20 noviembre 2023].
- [15] M. Rodríguez Súnico, Análisis modal: Teoría y practica, España: Raíz.
- [16] A. Garcia, «Scehues, Muelle elástico,» [En línea]. Available: [www.sc.chu.es](http://www.sc.chu.es). [Último acceso: 30 Enero 2023].
- [17] B. Di Filippo, «Errores que se pueden cometer cuando se hacen mediciones,» Scribd, 19 Marzo 2019. [En línea]. Available: <https://es.scribd.com/document/405645464/Error-Absoluto-y-Error-Relativo-Teoria-y-Ejercicios-2>. [Último acceso: 15 agosto 2024].
- [18] G. I. Jorge Mario y M. G. Marlon Josué, «Preliminary Performance Validation on Prototype Vibration Table,» *IEEEExplore*, vol. 1, p. 5, 2023.
- [19] Amazon, «Amazon,» Julio 1994. [En línea]. Available: [www.amazon.com](http://www.amazon.com). [Último acceso: 1 Enero 2023].
- [20] I. D. Tomasov Silva, Modelo para la estimacion de una frecuencia natural a partir de la respuesta vibratoria en un sistema sometido a un barrido sinusoidal, Concepción, Chile, 2016.

## ANEXOS.

### Anexo 1: Posible réplica de prototipo mesa de vibración.

Una mesa de vibración es un dispositivo que puede ser utilizado para pruebas vibratorias en diversos objetos y estructuras de ensayo, estas pruebas son esenciales en los campos de ingeniería, como también una herramienta útil para fines prácticos en cuanto a lo académico.

La creación de una réplica de un prototipo mesa de vibración busca reproducir las condiciones de prueba originales (prototipo inicial) de la manera más precisa, dentro de ese proceso es fundamental garantizar resultados consistentes con pruebas para validar el diseño y funcionamiento asegurando que su desempeño es igual o mejor que el del prototipo inicial.

#### Adquisición de componentes.

En la adquisición de componentes para la réplica del prototipo mesa de vibración se debe tener en cuenta la cuidadosa selección de compra de elementos para obtener una eficiente funcionalidad y precisión. Teniendo en cuenta los componentes que conforman el prototipo inicial, en la selección de los nuevos componentes se mantuvieron los actuadores lineales, motor eléctrico, componentes electrónicos y mecánicos con ligeros cambios.

N°	Componente	Proveedor	Precio
1	Ejes ópticos lineales	Aliexpress, China	\$ 54.63
2	PinBoar ESP32	Ebay, China	\$ 3.31
3	Sensor GY-VL53L0XV2	Ebay, China	\$ 6.26
4	Motor DC	Aliexpress, China	\$ 12.07
5	Microcontrolador ESP32	Svelectronics, San salvador El Salvador	\$ 9.75
6	Controlador para motor L298	Svelectronics, San salvador El Salvador	\$ 3.80
7	Lamina de metal rectangular	Reciclaje de metal, Ahuachapán El Salvador	\$ 1.00
8	Tabla de madera	Vidri, Santa Ana El Salvador	\$ 9.50
9	Tornillos para sujeción	Auto supply, Ahuachapán El Salvador	\$ 3.40
10	Cables para conexiones	****	****
11	Amortiguador de masa sintonizada	****	****
Total			\$ 103.72

Tabla 16 Componentes para la construcción de la réplica del prototipo.

En tabla 1 se muestran datos generales para la adquisición de componentes para la réplica del prototipo que tiene como objeto poder implementar sistemas amortiguados de masa sintonizada.

Uno de los requerimientos para conseguir un prototipo fácil de replicar es adquirir los componentes dentro del país, sin embargo, en tabla 1 puede observarse que hay componentes importados desde China, esto se retribuye a que nuestro país pueda existir poca demanda

sobre estos componentes resultando en la escases de los mismo, generando un inconveniente en los tiempos de construcción.

### **Comparación de costos entre prototipos mesa de vibración.**

En tabla 1 también puede observarse que se incluye el precio total de los componentes, en este punto resulta relevante realizar una comparación entre los prototipos existentes del mercado con la posible replica a realizar.

Descripción	Precio
Mesa de vibración Vibro Pro Kinetic-VPK2DCSW	\$ 569.00
Mesa de vibración LeTkingok T-350x350MM	\$ 269.99
Mesa de vibración Orbital-Genie Shaker	\$ 535.92

*Tabla 17 Mesas de vibración existentes en el mercado.*

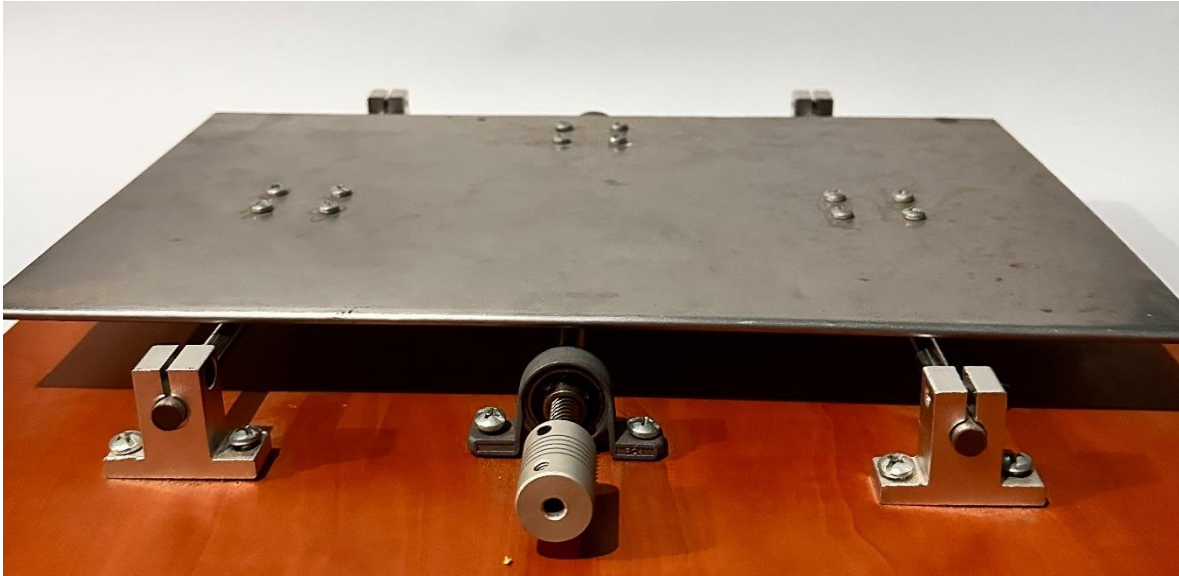
La comparación de precios en el mercado puede convertirse en un aspecto importante para el desarrollo de una investigación. En tabla 2 se muestran diferentes precios de mesas de vibración recolectados de [19]. Cualquiera de las mesas mostradas en tabla 2 podría simular sistemas de masa amortiguada, pero al comparar cualquiera los precios con el obtenido de tabla 1 es fácil darse cuenta que el costo de este último es bastante menor.

El tener un prototipo de bajo costo además ahorrar recursos financieros proporciona una buena iteración en lo que concierne a reajustar en respuesta de ciertas necesidades, también al tener un enfoque didáctico puede promover a la creatividad en cuanto a soluciones ingeniosas frente a desafíos.

### **Construcción del prototipo.**

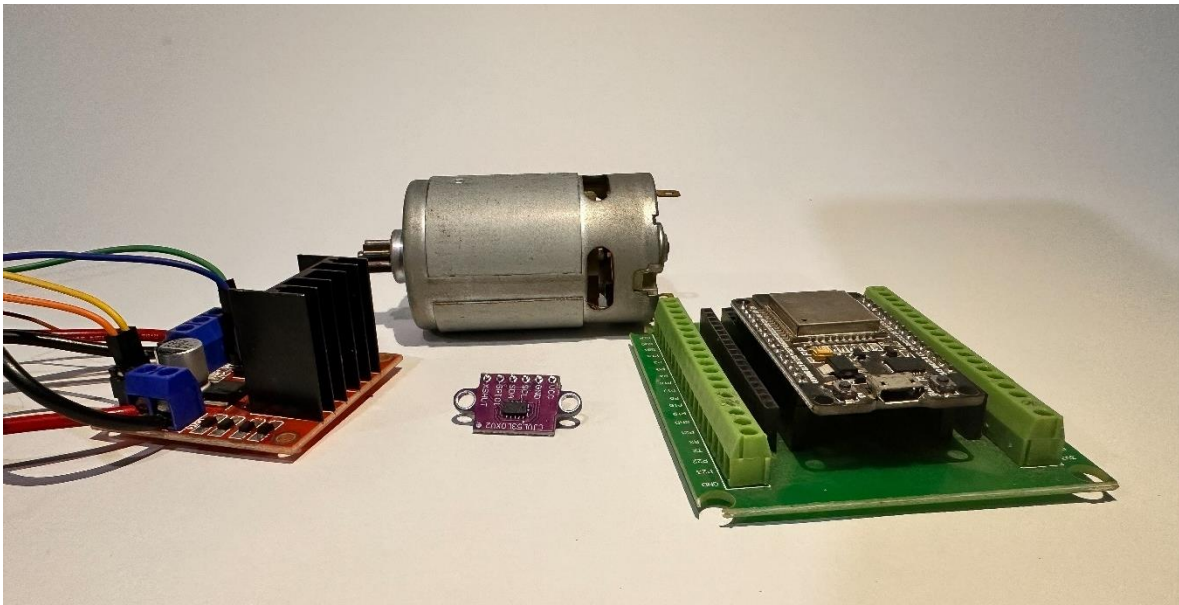
La construcción del nuevo prototipo tal como el prototipo inicial incluye partes para el movimiento mecánico y adquisición de datos mediante mediciones.

El procedimiento inicial en la construcción de la réplica del prototipo debe consistir en montar los ejes lineales sobre una base y a su vez implementar una superficie sobre los ejes lineales para conformar la mesa móvil.



*Fig. 28 Mesa móvil para el prototipo.*

En Fig. 28 puede observarse la instalación de la mesa móvil para la réplica del prototipo. Una vez realizado el montaje de la mesa móvil pueden instalarse los componentes eléctricos y electrónicos para poder hacer mover la mesa móvil, los cuales son: micro controlador ESP32, placa L298N, motor DC y sensor VL230X (ver componentes en Fig. 2).



*Fig. 29 Componentes electrónicos para el prototipo.*

Una vez todos los dispositivos estén interconectados se procede a realizar instalaciones de dependencias software tales como aplicación de desarrollo Jupyter Notebook, Python, Micro Python y el flasheo del microprocesador para que pueda ser codificado mediante una computadora (ver [2] para mayor de detalle).

En este punto cabe aclarar que el desarrollo de construcción para un prototipo mesa de vibración puede llevar a enfrentar desafíos y obstáculos que afectan el cronograma en el tiempo como también la calidad. En la experiencia obtenida sobre la construcción del nuevo prototipo puede destacarse dos puntos críticos: la demora en la adquisición de dispositivos y los atrasos debido a cambios en las dependencias de la instalación software.

Los aspectos antes mencionados no solo impactan los tiempos de entrega, sino también pueden comprometer su funcionalidad y confiabilidad. Siendo más específicos la disponibilidad de algunos dispositivos como el sensor de distancia VL230X y los ejes lineales en el país genero un retraso significativo en la construcción, como también la adaptación de la placa móvil sobre dichos ejes por su costo. En cuanto la parte software debe tenerse en cuenta que su configuración y descarga se realiza a través de la terminal de la computadora debido a la compleja compatibilidad existente entre los modelos de computadoras, según la guía de instalación [2] es necesario realizar cambios, siendo necesario buscar alternativas o incluso reescribir partes del software convirtiéndose también en un retraso de tiempo. Replicar el prototipo tratando de innovar ciertos aspectos del prototipo original a demandando demasiado tiempo y recursos destinados a resolver problemas, es esta la razón por la cual en esta investigación se pudo apreciar que simplemente se realizaran leves cambios de acondicionamiento al prototipo original para poder implementar los sistemas de masa amortiguada.