

Diseño y fabricación de un metamaterial con resonadores, encargado de disipar las vibraciones mecánicas

Juan David Gómez Castellanos, Andrés Felipe Velásquez Vargas

Director

Heller Guillermo Sánchez Acevedo

PhD en Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional

Universidad Industrial de Santander  
Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas  
Escuela de Ingeniería Mecánica  
Bucaramanga

2022

### Dedicatoria

*Dedico este proyecto de grado a Dios por otorgarme una hermosa familia, por guiarme y acompañarme a lo largo de esta vida. También dedico este triunfo a mis padres, porque siempre estuvieron a mi lado y con sus enseñanzas forjaron en mí una mejor persona. Agradezco a mi familia y amigos, ya que me motivan constantemente para cumplir mis metas. Por último, a mi compañero de tesis ya que fue una persona indispensable para culminar este proceso. Agradezco a todos esos seres queridos que hacen parte de mi vida, los cuales creyeron en mí.*

*Juan David Gómez Castellanos*

*Quiero dedicarle este trabajo de grado a mis padres los cuales han sido parte fundamental de mi vida brindándome su apoyo en los momentos más difíciles de mi carrera universitaria. También a mi compañero de proyecto de grado por que sin él no hubiera sido posible culminar este proyecto. A mis amigos y compañeros que siempre me apoyaron a lo largo de mi carrera profesional.*

*Andrés Felipe Velásquez Vargas*

### **Agradecimientos**

Queremos expresar nuestro agradecimiento a Heller Guillermo Sánchez Acevedo, quien fue el director de este trabajo de investigación, el cual nos brindó su apoyo y conocimiento para culminar de manera exitosa este trabajo de grado. Del mismo modo agradecemos al profesor German Adolfo Díaz Ramírez, por ofrecernos su tiempo y dedicación a lo largo de este proceso. También damos un reconocimiento especial a Brian Farid Morales Hernández, por orientarnos en la realización de las pruebas de laboratorio. Además, expresamos nuestra gratitud a todos los profesores que fueron partícipe de nuestra formación académica, debido a que nos inculcaron valores que ayudaron a nuestro crecimiento personal y profesional. Por último, dar las gracias a la Universidad Industrial de Santander y a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por permitirnos ser partícipe de su hermosa comunidad.

## Tabla de contenido

Introducción .....	12
1. Objetivos.....	14
1.1 Objetivo general .....	14
1.2 Objetivos específicos.....	14
2. Marco teórico.....	15
2.1 Antecedentes .....	15
2.2 Estudio bibliométrico .....	20
2.3 Referentes teóricos .....	24
3. Metodología.....	44
3.1 Diseño de alternativas .....	44
3.2 Análisis y simulaciones numéricas .....	46
3.3 Selección de alternativas .....	57
3.4 Acondicionamiento del banco de ensayos .....	57
3.5 Análisis modal experimental.....	57
3.6 Fabricación de las alternativas .....	57
3.7 Análisis de transmisibilidad .....	58
4. Diseño de alternativas.....	59
4.1 Diseño de la estructura celular .....	59
4.2 Diseño de los resonadores .....	62
4.3 Diseño del resonador de prueba .....	64
4.4 Alternativas de estructuras con resonadores .....	65
4.5 Diseño del material original .....	67
5. Análisis numérico de las alternativas .....	68
5.1 Análisis estático.....	68
5.2 Análisis modal.....	70
5.3 Análisis armónico.....	74
6. Selección de alternativas .....	78
6.1 Requerimientos del consumidor.....	78
6.2 Parámetros de diseño del metamaterial.....	79
6.3 Matriz de calidad.....	80
6.4 Selección de la alternativa de estructura con resonador.....	82
7. Acondicionamiento del banco de ensayos.....	84
7.1 Placa inferior .....	84
7.2 Placa intermedia .....	86
7.3 Soporte superior de las varillas .....	87
7.4 Ensamblaje del banco de ensayos .....	88
7.5 Estructura metálica.....	89
8. Análisis modal experimental .....	92
8.1 Análisis modal experimental del resonador de prueba.....	92

8.2	Análisis modal experimental de la placa intermedia.....	93
9.	Fabricación de alternativas .....	96
9.1	Instrumentos requeridos para la fabricación .....	96
9.2	Proceso de fabricación de las alternativas.....	97
10.	Ensayo de transmisibilidad .....	99
10.1	Materiales necesarios para el ensayo de transmisibilidad.....	99
10.2	Montaje del ensayo de transmisibilidad.....	101
10.3	Resultados del ensayo de transmisibilidad.....	102
11.	Análisis de resultados del ensayo de transmisibilidad.....	111
12.	Conclusiones .....	113
13.	Recomendaciones .....	115
	Referencias.....	116

### Lista de figuras

Figura 1	<i>Documentos publicados por año sobre metamateriales con resonadores</i>	21
Figura 2	<i>Documentos publicados por países sobre metamateriales con resonadores</i>	22
Figura 3	<i>Diagrama de torta de documentos publicados por área de metamateriales con resonador</i>	23
Figura 4	<i>Tipos de geometría del metamaterial</i>	24
Figura 5	<i>Tipos de metamateriales</i>	25
Figura 6	<i>Metamaterial con barreras y aisladores de energía</i>	26
Figura 7	<i>Metamateriales con resonador</i>	26
Figura 8	<i>Nodos y mallas utilizando el método de elementos finitos</i>	27
Figura 9	<i>Ejemplo de un análisis modal en el software Ansys</i>	28
Figura 10	<i>Gráfica de amplitud VS frecuencia de un tornillo</i>	29
Figura 11	<i>Cualidades de la impresión con PLA</i>	31
Figura 12	<i>Propiedades físicas y mecánicas del PLA</i>	31
Figura 13	<i>Caso 1. Aislamiento desde la fuente de vibración</i>	33
Figura 14	<i>Caso 2. Aislamiento desde el equipo o sistema de vibración</i>	34
Figura 15	<i>Conjugado de un número complejo</i>	36
Figura 16	<i>Péndulo compuesto</i>	40
Figura 17	<i>Diagrama de cuerpo libre de un péndulo compuesto</i>	41
Figura 18	<i>Análisis estructural, modal y armónico en ANSYS</i>	47
Figura 19	<i>Propiedades mecánicas del PLA</i>	47
Figura 20	<i>Propiedades mecánicas del PLA con grafeno</i>	48
Figura 21	<i>Propiedades mecánicas del acero estructural</i>	48
Figura 22	<i>Asignación del material y parámetros de la simulación</i>	49
Figura 23	<i>Ejemplo de resolución del mallado utilizado</i>	50
Figura 24	<i>Parámetros y resolución del mallado</i>	50
Figura 25	<i>Selección de la fuerza y apoyo en el análisis estático</i>	51
Figura 26	<i>Parámetros de deformación del material</i>	52
Figura 27	<i>Parámetros utilizados para realizar el análisis estático</i>	52
Figura 28	<i>Parámetros para el cálculo de la frecuencia natural</i>	53
Figura 29	<i>Creación de análisis de deformación a cada una de las frecuencias naturales</i>	54
Figura 30	<i>Parámetros utilizados para el análisis modal</i>	54
Figura 31	<i>Rango de frecuencias del análisis armónico</i>	55
Figura 32	<i>Parámetros de la respuesta en frecuencia del material</i>	56
Figura 33	<i>Parámetros utilizados para el análisis armónico</i>	56
Figura 34	<i>Vista isométrica y frontal de la alternativa circular</i>	59
Figura 35	<i>Vista isométrica y frontal de la alternativa cuadrada</i>	60
Figura 36	<i>Vista isométrica y frontal de la alternativa hexagonal</i>	61
Figura 37	<i>Vista isométrica y frontal de la alternativa octagonal</i>	61
Figura 38	<i>Vista isométrica y frontal alternativa del resonador hexagonal</i>	62
Figura 39	<i>Vista isométrica y frontal alternativa del resonador rectangular</i>	63
Figura 40	<i>Vista isométrica y frontal alternativa del resonador trapezoidal</i>	63
Figura 41	<i>Vista isométrica y frontal alternativa del resonador triangular</i>	64
Figura 42	<i>Vista isométrica y vista frontal alternativa del resonador de prueba</i>	65
Figura 43	<i>Estructuras celulares con resonadores</i>	66

Figura 44 Vista isométrica del material original macizo .....	67
Figura 45 Análisis estático del material macizo .....	70
Figura 46 Análisis modal del resonador de prueba .....	72
Figura 47 Análisis modal del material macizo .....	74
Figura 48 Análisis armónico del material macizo .....	77
Figura 49 Sistema de convenciones de la matriz de calidad .....	81
Figura 50 Matriz de calidad.....	81
Figura 51 Vista inferior e isométrica de la placa inferior .....	85
Figura 52 Análisis modal de la placa inferior .....	85
Figura 53 Vista isométrica y vista superior de la placa intermedia .....	86
Figura 54 Análisis modal de la base intermedia.....	87
Figura 55 Vista isométrica y superior del soporte superior de las varillas.....	87
Figura 56 Análisis modal del soporte superior.....	88
Figura 57 Vista isométrica del ensamblaje del banco de ensayos.....	89
Figura 58 Vista isométrica de la estructura metálica.....	90
Figura 59 Análisis estático de la estructura metálica.....	90
Figura 60 Análisis modal de la estructura metálica .....	91
Figura 61 Montaje del análisis modal del resonador de prueba .....	92
Figura 62 Resultado del análisis modal del resonador de prueba .....	93
Figura 63 Montaje del análisis modal experimental de la placa intermedia .....	94
Figura 64 Resultado del análisis modal experimental de la placa intermedia.....	94
Figura 65 Impresora 3D de referencia ENDER 3 V2 Creality.....	96
Figura 66 Vista isométrica y frontal del resonador de prueba impreso en PLA .....	97
Figura 67 Alternativas de metamaterial con y sin resonadores .....	98
Figura 68 Vista lateral y superior del shaker .....	99
Figura 69 Analizador oros OR35.....	100
Figura 70 Sensor 3056D2 de DYTRAN Instruments INC .....	101
Figura 71 Montaje de transmisibilidad de las alternativas fabricadas .....	102
Figura 72 Datos del ensayo de transmisibilidad para un voltaje de 100mV.....	103
Figura 73 Porcentaje de transmisibilidad de la estructura circular .....	104
Figura 74 Porcentaje de transmisibilidad de la estructura octagonal .....	106
Figura 75 Porcentaje de transmisibilidad de la estructura circular con resonadores.....	108
Figura 76 Porcentaje de transmisibilidad de la estructura octagonal con resonadores.....	110

**Lista de tablas**

Tabla 1	<i>Análisis estático de las estructuras para una fuerza de 30N</i> .....	68
Tabla 2	<i>Análisis estático de las estructuras con resonadores</i> .....	69
Tabla 3	<i>Análisis modal de las estructuras</i> .....	71
Tabla 4	<i>Análisis modal de los resonadores</i> .....	71
Tabla 5	<i>Análisis modal de las estructuras con los resonadores</i> .....	73
Tabla 6	<i>Análisis armónico de las estructuras sin resonadores</i> .....	75
Tabla 7	<i>Análisis armónico de las estructuras con los resonadores</i> .....	76
Tabla 8	<i>Selección de la alternativa de la estructura con resonador</i> .....	82
Tabla 9	<i>Datos del ensayo de transmisibilidad de la estructura circular</i> .....	103
Tabla 10	<i>Datos del ensayo de transmisibilidad de la estructura octagonal</i> .....	105
Tabla 11	<i>Datos del ensayo de transmisibilidad de la estructura circular con resonadores</i> .....	107
Tabla 12	<i>Datos del ensayo de transmisibilidad de la estructura octagonal con resonadores</i> ...	109

### **Lista de Apéndices**

*Apéndices A. Análisis Estático*

*Apéndices B. Análisis Modal*

*Apéndices C. Análisis Armónico*

*Apéndices D. Ensayo de transmisibilidad*

Estos apéndices pueden ser consultados en la base de datos de la Biblioteca UIS

## Resumen

**Título:** Diseño y fabricación de un metamaterial con resonadores, encargado de disipar las vibraciones mecánicas

**Autor:** Juan David Gómez Castellanos, Andrés Felipe Velásquez Vargas

**Palabras Clave:** Metamaterial, resonadores, vibraciones, transmisibilidad

### Descripción:

Las vibraciones mecánicas han sido un problema recurrente en el desarrollo reciente de la tecnología. Esto debido a problemas de desequilibrio, desalineación y desgaste de una máquina o elementos de ella. Los materiales tradicionales industriales empleados en el control pasivo de vibraciones tienen un comportamiento limitado, ya que cuentan con una relativa baja capacidad para disipar vibraciones.

Este trabajo de grado expone el proceso de diseño de un metamaterial, empleando el método de los elementos finitos y su fabricación con manufactura aditiva. Esto con el fin de mejorar la capacidad de disipación de energía de vibración con respecto al material original, a través de la implementación de resonadores en su arquitectura celular.

La metodología que se llevó a cabo en este proyecto de investigación consistió en, diseñar las alternativas de los metamateriales, esto incluye el diseño de la estructura celular y los resonadores. Después se realizó los análisis numéricos a cada alternativa, los cuales fueron análisis estático, modal y armónico. Luego se seleccionaron las mejores alternativas, por medio de una matriz de calidad, con la ayuda de los resultados obtenidos. Posteriormente se acondicionó el banco de pruebas, se efectuó un análisis modal experimental, para validar las frecuencias naturales, una vez verificadas se fabricaron los metamateriales, para finalmente ejecutar el ensayo de transmisibilidad.

Gracias a los recursos de la Universidad Industrial de Santander y a la Escuela de Ingeniería Mecánica, se logró caracterizar los metamateriales, mediante el análisis de transmisibilidad. Con ello se determina el porcentaje de disipación de energía vibratoria de los materiales a determinada frecuencia, donde se logra evidenciar la eficiencia de disipación de energía respecto a los materiales convencionales.

### **Abstract**

**Title:** Design and manufacture of a metamaterial with resonators, responsible for dissipating mechanical vibrations

**Author:** Juan David Gómez Castellanos, Andrés Felipe Velásquez Vargas

**Key Words:** Metamaterial, vibrations, transmissibility

#### **Description:**

The mechanical vibrations have been a recurring problem in recent technology development. This is due to problems of imbalance, misalignment and wear of a machine or elements of it. Traditional industrial materials used in passive vibration control have a limited behaviour, as they have a relatively low capacity to dissipate vibrations.

This degree work exposes the process of designing a metamaterial, using the finite element method and its manufacture with additive manufacturing. This in order to improve the ability of energy dissipation of vibration with respect to the original material, through the implementation of resonators in its cellular architecture.

The methodology that was carried out in this research project consisted of, designing the alternatives of metamaterials, this includes the design of the cellular structure and resonators. Then, numerical analyses were performed for each alternative, which were static, modal and harmonic analyses. The best alternatives were then selected, using a quality matrix, with the help of the results obtained. Subsequently, the test bench was conditioned, an experimental modal analysis was carried out, to validate the natural frequencies, once verified the metamaterials were manufactured, to finally execute the transmissibility test.

Thanks to the resources of the Universidad Industrial de Santander and the School of Mechanical Engineering, metamaterials were characterized through transmissibility analysis. This determines the percentage of dissipation of vibratory energy of materials at a certain frequency, where it is possible to demonstrate the efficiency of energy dissipation with respect to conventional materials.

## Introducción

Las sociedades a través de la historia han evolucionado y se han desarrollado a partir de la capacidad de sus miembros para producir y conformar los materiales necesarios para satisfacer sus necesidades. En el campo de la ingeniería, se han utilizado polímeros elásticos como el caucho, material de aislamiento vibratorio. El caucho soporta grandes deformaciones por poco tiempo y provee un aislamiento vibratorio que no satisface todas las necesidades requeridas hoy en día. (Itu et al., 2022)

En la actualidad con el uso de nuevas tecnologías se han venido desarrollando nuevos materiales artificiales, los cuales poseen mejores propiedades mecánicas que los tradicionales, a estos se les llamó metamateriales. Este es un material inteligente que posee gran variedad de aplicaciones en la ingeniería, debido a sus atributos y comportamientos inusuales que son de utilidad para la solución de problemas. (Kushwaha et al., 2021)

Una de estas aplicaciones ingenieriles es la disipación de energía vibratoria, estos materiales permiten controlar varios problemas causados por la vibración, por ejemplo, el desgaste en diferentes elementos mecánicos. Este problema reduce el tiempo de vida útil de la máquina o incluso puede provocar daños irreparables en el equipo, lo que provoca un mayor consumo de energía o rupturas causadas por la fatiga. (Kodama et al., 2021)

A lo largo del tiempo se han realizado estudios de como los resonadores pueden mejorar las propiedades mecánicas y de aislamiento vibratorio de los metamateriales, debido a que gran parte de la energía de vibración a la que se somete el material se disipa por medio de los resonadores. (Comi & Driemeier, 2018)

Este trabajo de investigación consistió en el diseño y la fabricación de un metamaterial con el fin de mejorar la capacidad de disipación de energía de vibración con respecto a el material

original, esto se logró a través de la implementación de resonadores en su arquitectura celular. Por lo tanto, se plantearon y probaron diferentes alternativas de estructuras celulares y geometrías de los resonadores.

En el proceso de selección de las alternativas a caracterizar en el laboratorio, este proceso se realizó mediante el uso de una matriz de calidad, donde se establecieron parámetros de diseño, buscando obtener la capacidad de disipación de energía del metamaterial. Esta capacidad de disipación se midió a través de un análisis de transmisibilidad, donde se determinó que modelo disipó una mayor cantidad de energía.

En las conclusiones se evidencia el potencial que tienen los metamateriales encargados de disipar energía vibratoria, en comparación con materiales tradicionales. dando la posibilidad de cambiar el paradigma en el diseño de máquinas o mecanismos móviles, debido a que su implementación incrementara la vida útil de los mismos y por consiguiente la reducción de costos.

## 1. Objetivos

### 1.1 Objetivo general

Diseñar, empleando el método de los elementos finitos, y fabricar con manufactura aditiva un metamaterial con el fin de mejorar la capacidad de disipación de energía de vibración del material original a través de la implementación de resonadores en su arquitectura celular.

### 1.2 Objetivos específicos

- Definir la arquitectura celular de un metamaterial mediante el análisis de elementos finitos con la ayuda del software Ansys, con el propósito de mejorar la capacidad del material original para disipar la energía de vibración y a su vez que dicha estructura celular permita albergar resonadores.
- Diseñar los resonadores a utilizar en la arquitectura celular del metamaterial, por medio de un método de elementos finitos, que permita aumentar la capacidad de disipación energética de vibración mecánica en un rango de frecuencia de 27 Hz - 33 Hz.
- Fabricar el metamaterial en un volumen de 10cmx10cmx2cm mediante un proceso de manufactura aditiva por medio de una impresora 3D, empleando hilos de PLA, para caracterizar los prototipos en el laboratorio.
- Caracterizar el metamaterial en el laboratorio sometiéndolo a un ensayo de transmisibilidad para comprobar la fracción de energía de vibración que puede ser disipada.

## 2. Marco teórico

Para diseñar y construir el metamaterial con resonadores se consultaron varias fuentes de información, tomando como criterio de investigación: primero consultar los antecedentes, avances científicos y literatura a nivel internacional; segundo, los antecedentes a nivel nacional y tercero los antecedentes y desarrollos a nivel local en el departamento de Santander. Con la recopilación de todo el material de consulta se obtuvo una idea clara sobre cómo diseñar y construir un metamaterial con resonadores para disipar las vibraciones mecánicas.

### 2.1 Antecedentes

Enseguida se presentan diferentes artículos y trabajos de investigación que sirven como antecedentes al proyecto a desarrollar. En estos se encuentra información relevante acerca de los metamateriales y sus diferentes aplicaciones, así como la implementación de resonadores con el fin de aumentar la eficiencia de la disipación de energía de vibración mecánica. A su vez, se evidencia diferentes geometrías de estructuras celulares que sirvieron como referencia para construir los diseños planteados en el proyecto.

#### 2.1.1 Antecedentes en el ámbito internacional

*“A brief review of dynamic mechanical metamaterials for mechanical energy manipulation”* (Wu et al., 2021). Los metamateriales han sido objeto de estudio debido a sus propiedades inusuales como el camuflaje acústico, que genera una región invisible para las ondas acústicas a una frecuencia específica, este efecto se da gracias a que el material posee rigidez cero.

Este artículo de investigación contiene información relevante acerca de los metamateriales y sus diferentes aplicaciones en el ámbito de la ingeniería. El estudio cuenta con conceptos teóricos acerca de los metamateriales. Además, recopila algunos trabajos representativos con el fin de categorizar la estructura celular del metamaterial según la dirección y la magnitud de la energía.

Así mismo, tiene en cuenta algunos factores como la frecuencia de operación, el ancho de banda y el tamaño característico del elemento.

Algunos resultados de la investigación que se evidencian algunas estructuras celulares capaces de atenuar tanto ondas acústicas como ondas sísmicas. Estas geometrías se pueden acoplar para disipar energía de vibración mecánica. A su vez, permite conocer las limitaciones financieras y de tamaño que se pueden llegar a presentar en su manufactura.

El artículo concluye que estos materiales son capaces de disipar, confinar, redirigir o transferir la energía en otras formas de energía. Los metamateriales tienen algunas limitaciones como por ejemplo un metamaterial para filtrar el ruido del tráfico o las ondas sísmicas suelen contener enormes resonadores que resultan costosos y difíciles de instalar.

**“Diseño y fabricación de dispositivos basados en metamateriales para incrementar la absorbanza en el rango de Terahertz”** (Cuevas Lara, 2017). Como objetivo general de este trabajo de investigación se tiene el diseño y la fabricación de dispositivos basados en metamateriales con el fin de aumentar la absorbanza en un rango de Tera Hertz, se pretende aprovechar las propiedades mecánicas que tienen los metamateriales y sus características inusuales. “Este trabajo de investigación está enfocado en aprovechar las propiedades de los metamateriales en una región del espectro electromagnético específica que ha sido poco estudiada hasta ahora”. (pág. 6)

El estudio muestra que Uno de los factores más importantes para lograr mejores propiedades mecánicas en los metamateriales es el diseño de su estructura celular y la geometría que está presente, ya que de ella depende las frecuencias y el grado de absorbanza. “La característica más importante a destacar de estos materiales es que deben su comportamiento a su geometría y no a las propiedades químicas del material”. (pág. 7)

La investigación plantea un aspecto importante para la construcción de materiales con resonadores que puede ser aprovechado. Se trata de conocer el comportamiento y la efectividad del diseño a desarrollar se hace necesario realizar una simulación del metamaterial antes de realizar su fabricación, para ello se recurre el método de elementos finitos (MEF), los autores utilizan el software COMSOL Multiphysics el cual facilita el modelado de sistemas físicos usando una interfaz que permite obtener una solución a través de la combinación de distintos fenómenos físicos.

Este trabajo de investigación aporta favorablemente al proyecto a desarrollar, ya que proporciona información acerca del diseño y fabricación de los metamateriales. De igual manera, evidenció la importancia de la geometría utilizada y también el uso de software de simulación que será útil para comprobar la efectividad de los diseños desarrollados.

*“Wave propagation in celular locally resonant metamaterials”* (Comi & Driemeier, 2018). Este artículo realiza un análisis modal utilizando el método de elementos finitos para determinar las propiedades dinámicas de los metamateriales 2D constituidos por una celosía metálica celular, rellena de un material suave y ligero con inclusiones pesadas o resonadores. Se explora la influencia de los parámetros del material y la geometría de la celda en el ancho de banda prohibida y el nivel de frecuencia.

El ancho y los límites de frecuencia de la banda prohibida dependen de la rigidez y la fracción de llenado. Además, el uso de un material más rígido y pesado para la estructura celular amplía la banda prohibida y por lo tanto se recomienda para aplicaciones de absorción de impactos.

Esta investigación brinda los parámetros necesarios para diseñar un metamaterial capaz de absorber impactos teniendo en cuenta el tamaño de los orificios de la estructura celular del metamaterial y la rigidez del material seleccionado al momento de su fabricación.

El artículo plantea aspectos de los metamateriales acústicos, pues estos suelen exhibir un comportamiento dinámico inusual con espacios de banda donde se inhibe la propagación de ondas, se pueden utilizar resonadores con el fin de proporcionar una atenuación efectiva de ondas armónicas a frecuencias relativamente bajas.

En este sentido, se evidencia la implementación de los resonadores en los metamateriales con el fin de aumentar la disipación de energía de vibración y la filtración de algunas frecuencias prohibidas, cuando la frecuencia este cerca de la frecuencia de resonancia local de la masa resonante.

### *2.1.2 Antecedentes en el ámbito nacional*

**“Diseño y construcción de elementos absorbentes selectivos con frecuencia de resonancia variable”** (Castellanos Garzón & Cortés Pinzón, 2010). El objetivo general de este trabajo de investigación es Construir elementos absorbentes selectivos (resonadores) con frecuencia de resonancia variable, con el fin de obtener una gran absorción a frecuencias bajas y reducir sustancialmente los valores del tiempo de reverberación.

Para ello los autores diseñaron resonadores con frecuencia de resonancia variable, el cual permite al usuario escoger a qué frecuencia desea su máximo nivel de absorción; si bien los resonadores pueden utilizarse de forma independiente o como complemento a los materiales absorbentes.

Los parámetros que los autores tuvieron en cuenta para la fabricación del resonador fueron la frecuencia natural, densidad del panel, diámetro y longitud de las ranuras volumen de la cámara, y densidad de ranuras, por lo tanto, se concluyó que el uso de los resonadores garantiza una buena absorción de frecuencias no deseadas, teniendo en cuenta el parámetro de porcentaje de perforación de los paneles.

### *2.1.3 Antecedentes en el ámbito local*

**“Diseño de un metamaterial para disipación de vibraciones con análisis de la propiedad de transmisibilidad”** (Pérez Monsalve & Olarte Rivero, 2021). El objetivo general de este proyecto de investigación es evaluar la transmisibilidad unidireccional de un metamaterial cuya arquitectura celular es diseñada para ser fabricada mediante modelado por deposición fundida.

En este trabajo de investigación se plantearon varias configuraciones de estructura celular, las cuales fueron evaluadas en un software por medio del método de elementos finitos (MEF) para poder así seleccionar la geometría que tenga una mejor disipación de energía de vibración mecánica.

Los autores plantearon la posibilidad de implementar resonadores dentro de la configuración celular del metamaterial para analizar si aumenta la eficiencia de disipación de energía cinética de vibración.

Teniendo en cuenta que el método de fabricación de estas estructuras es mediante manufactura aditiva, los materiales a analizar fueron polímeros generalmente usados para impresión 3D, como el ácido poliláctico (PLA) y poliuretano termoplástico (TPU).

Los autores implementaron el método de elementos finitos (MEF) para analizar las distintas geometrías planteadas, por medio del software Inventor de Autodesk se analizó la respuesta dinámica de cada estructura, que permite dar una solución bastante aproximada.

Se concluyó que la estructura con resonadores presenta transmisibilidades más bajas en comparación con los demás elementos disipativos, por lo tanto, para este tipo de aplicaciones es recomendable que el metamaterial cuente con resonadores.

## 2.2 Estudio bibliométrico

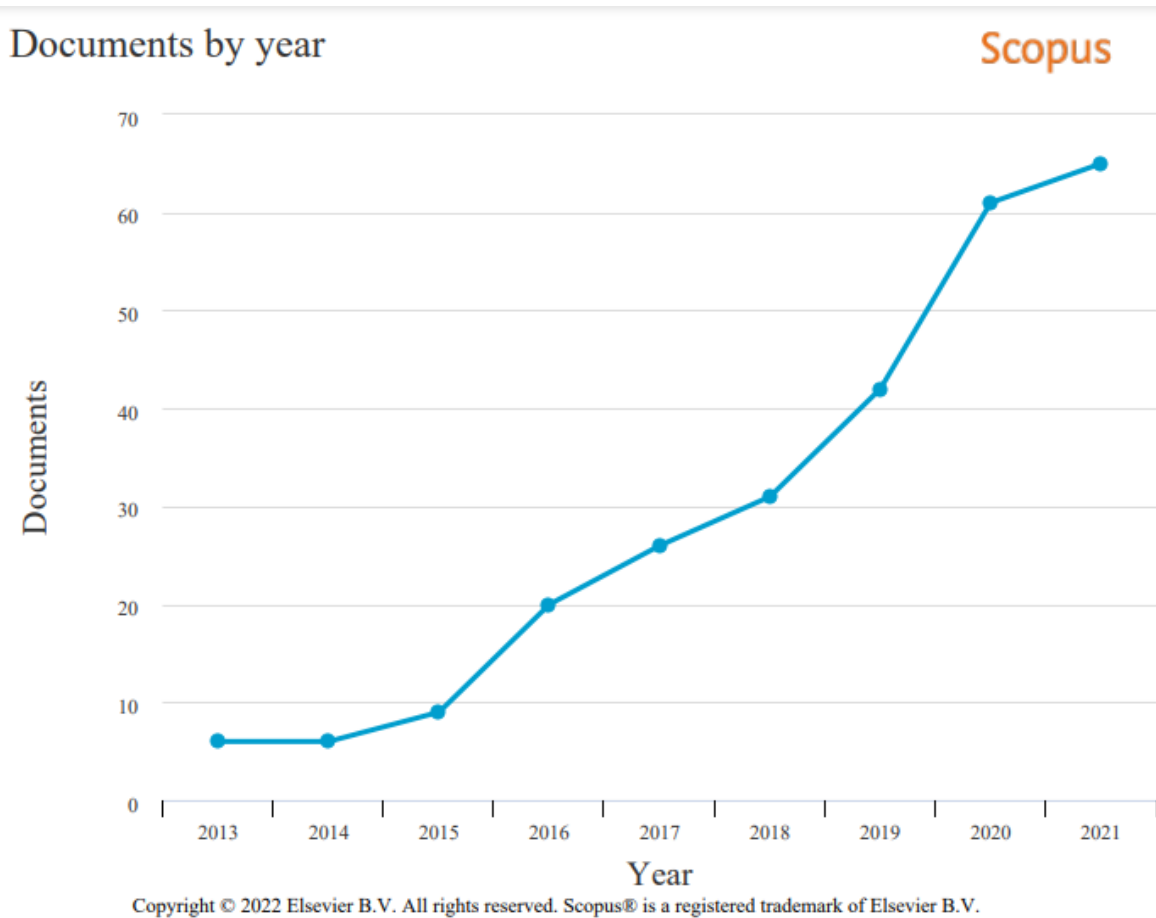
El estudio de los metamateriales con resonadores utilizados en vibraciones son temas actuales y se encuentran en materia de investigación durante estos últimos años. Se realizó un estudio de los documentos publicados acerca de este tema y se encontraron un total de 262 documentos publicados hasta el año 2021, con un incremento significativo durante la última década.

Este estudio se realizó por medio de una base de datos que tiene la herramienta Scopus. Esta es una herramienta utilizada para estudios bibliométricos y evaluaciones de producción científica. Este recurso se encontró en la Biblioteca Virtual UIS y es de gran utilidad para analizar el impacto de un trabajo de investigación.

Para realizar la búsqueda se colocó “*metamaterial resonator vibrations*”, para poder filtrar los documentos con estas palabras claves. Hasta el año 2021, se encontró un total 262 documentos publicados relacionados con este tema, con un aumento de publicaciones cada año. Este comportamiento se ilustra en la Figura 1, donde se evidencia la relación que existe entre publicaciones realizadas por año. El año con mayor número de publicaciones fue el 2021, donde se realizaron 62 publicaciones sobre el tema.

**Figura 1**

*Documentos publicados por año sobre metamateriales con resonadores*

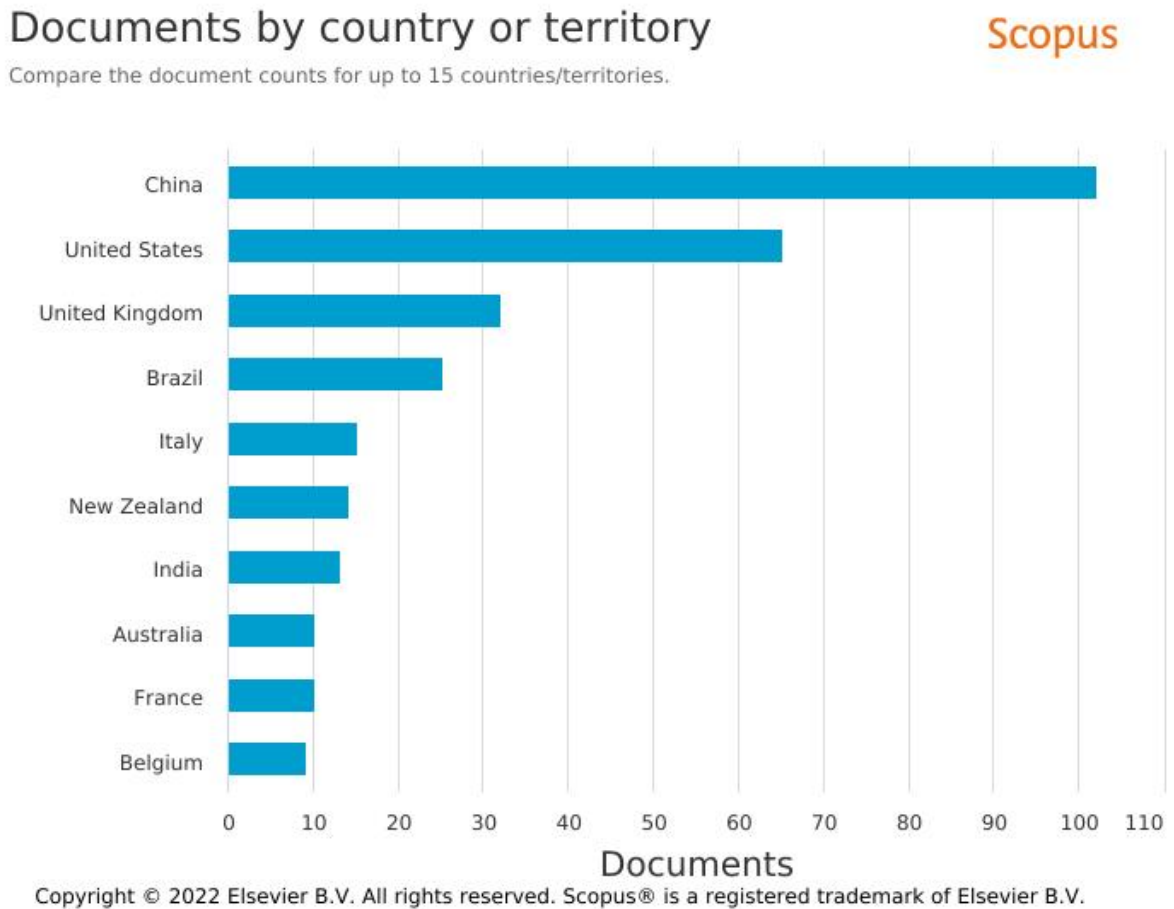


*Nota.* (Scopus, 2022a)

En la Figura 2, se ilustra los 10 países con mayor número de publicaciones realizadas acerca de este tema, hasta el año 2021. El país que encabeza la lista y ha realizado mayor número de publicaciones acerca de este tema es China, con un total de 102 publicaciones, seguido por Estados Unidos con 65 publicaciones.

**Figura 2**

*Documentos publicados por países sobre metamateriales con resonadores*

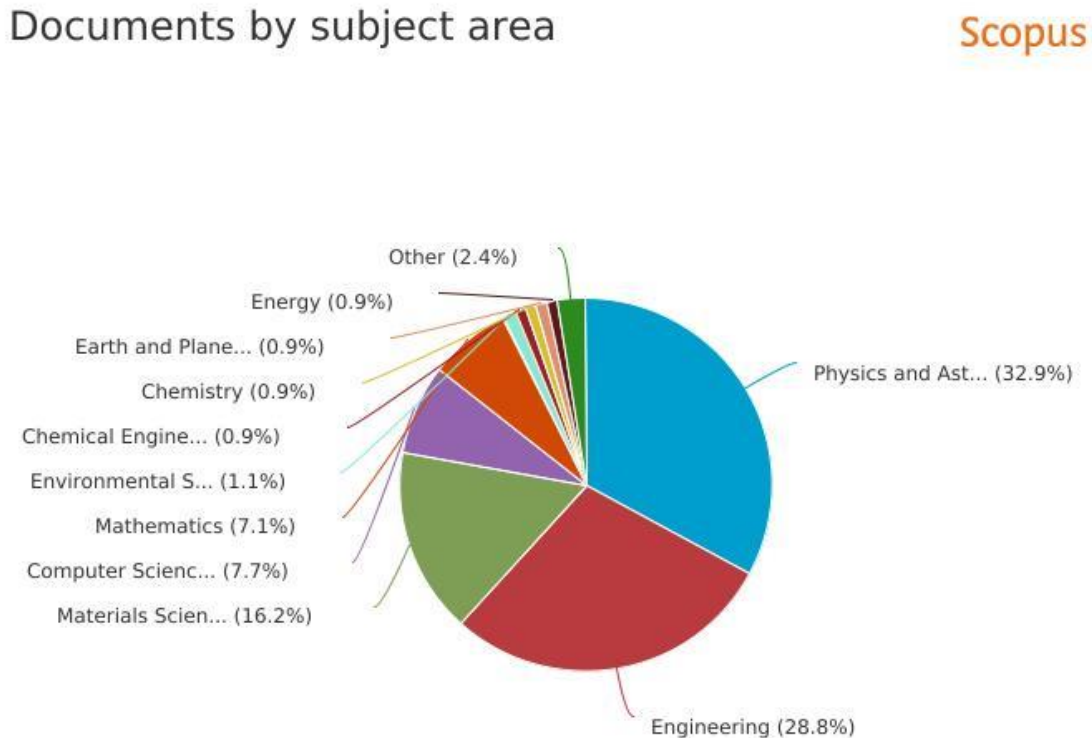


*Nota.* (Scopus, 2022b)

En la Figura 3, se observa un diagrama de torta, dividiendo los documentos publicados en su respectiva área de aplicación. De los 262 documentos publicados acerca de este tema, el área de ingeniería ocupa el segundo lugar, con un porcentaje de 28,4% y con un total de 150 documentos publicados.

**Figura 3**

Diagrama de torta de documentos publicados por área de metamateriales con resonador



Copyright © 2022 Elsevier B.V. All rights reserved. Scopus® is a registered trademark of Elsevier B.V.

*Nota.* (Scopus, 2022c)

En Colombia no se registran publicaciones realizadas acerca de este tema de investigación y por tal razón este país no se encuentra en esta lista. Este país se encuentra atrasado, porque no ha realizado publicaciones al respecto. Por tal razón vale la pena seguir investigando acerca del tema y es una fecha oportuna para publicar estudios relacionados al respecto.

## 2.3 Referentes teóricos

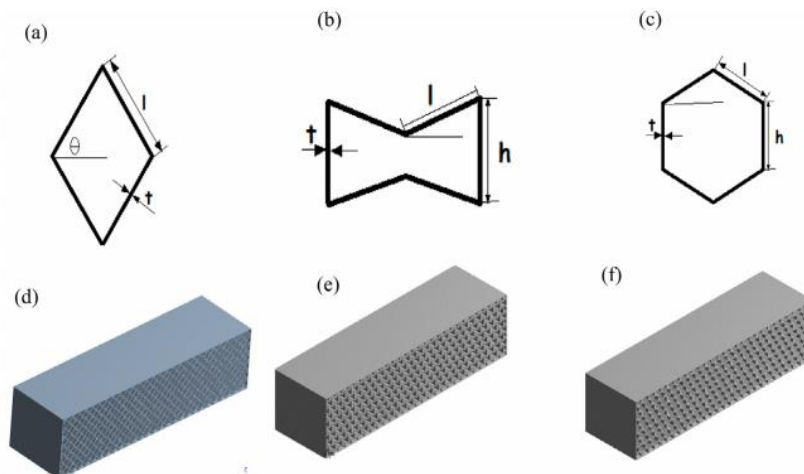
### 2.3.1 Definición de los metamateriales

Los Metamateriales son una clase de material celular artificial no convencional que exhibe propiedades extraordinarias en comparación con los materiales tradicionales, su desempeño incluye comportamientos inusuales con una combinación única de rigidez, resistencia y rendimiento de absorción de energía.

Estos materiales están compuestos de una matriz de celdas unitarias con una geometría esbelta que le permite al material obtener unas propiedades excepcionales. Estas propiedades varían según la geometría de las celdas unitarias y la forma de la matriz, existen diferentes tipos de geometría, según la aplicación que se desee. En la Figura 4, se evidencia 3 tipos de estructuras celulares. (META Go Beyond, 2021)

#### Figura 4

*Tipos de geometría del metamaterial*



*Nota.* (Kushwaha et al., 2021)

### 2.3.2 Tipos de metamateriales

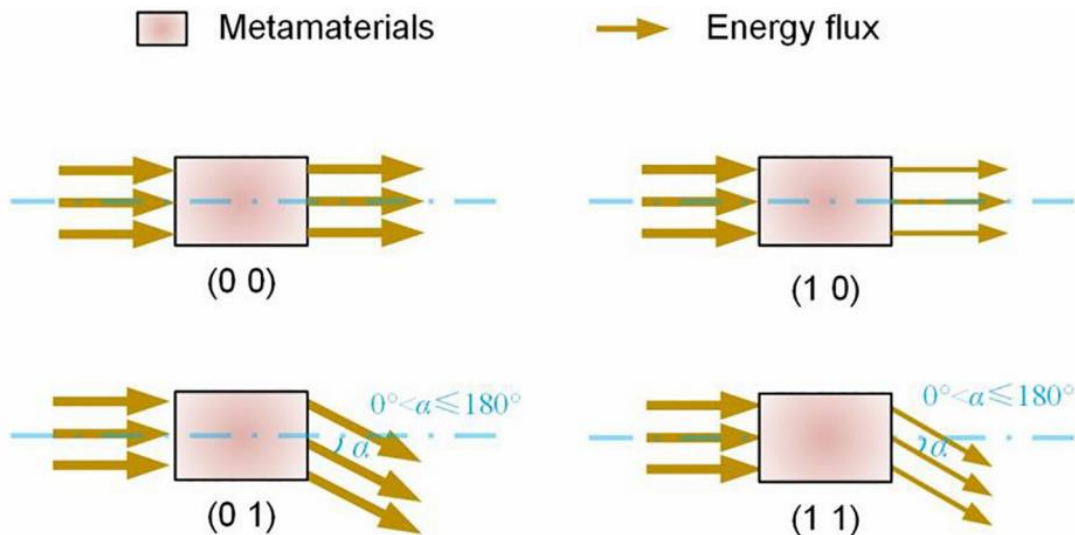
Los metamateriales tienen aplicaciones variadas según el flujo de energía y la dirección de la energía que pasa a través de este. Entre estas aplicaciones se puede encontrar: estructuras

invisibles, lentes ópticos, materiales para atenuar vibraciones y materiales para absorber energía.

En la Figura 5, se puede observar los diferentes 4 tipos de metamateriales existentes.

**Figura 5**

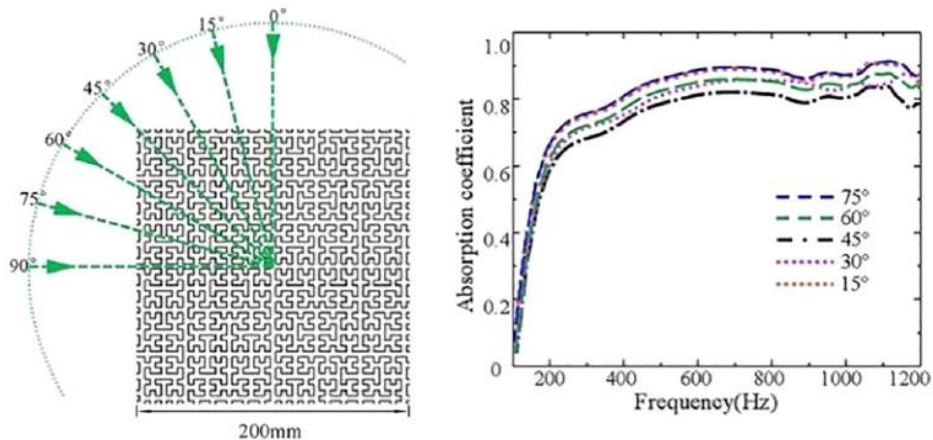
*Tipos de metamateriales*



*Nota (Wu et al., 2021). Clase (0 0) Metamaterial con camuflaje acústico: La magnitud y la dirección del flujo de energía permanece constante. Clase (0 1) Metamaterial guiado por haz de ondas: La magnitud de la energía permanece constante, pero la dirección varía. Clase (1 0) Metamaterial con barreras y aisladores de energía mecánica: Cambia la magnitud de la energía, pero la dirección del flujo permanece constante. Clase (1 1) agujero negro acústico: Varía tanto la dirección como la magnitud del flujo de la energía.*

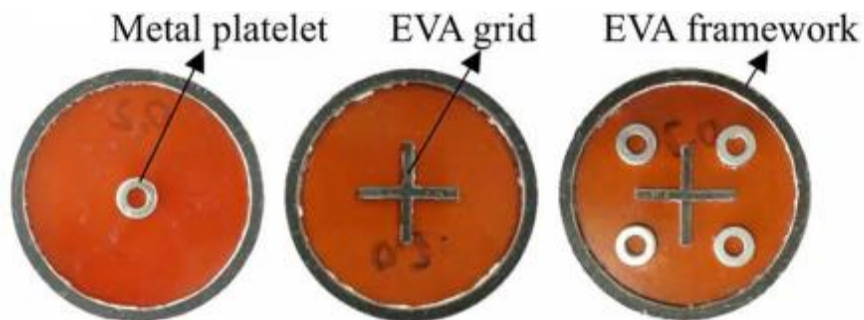
El tipo de metamaterial que se usó en este trabajo de investigación fue el metamaterial con barreras y aisladores de energía mecánica. Este tipo de material se encarga de disipar energía. Los cuales son utilizados en máquinas o estructuras sometidas a vibraciones mecánicas.

El coeficiente de absorción de energía vibratoria varía según la frecuencia que incida sobre este material. Este comportamiento se puede observar en la Figura 6, donde se da un ejemplo de Metamaterial con barreras y aisladores de energía.

**Figura 6***Metamaterial con barreras y aisladores de energía**Nota* (Song et al., 2016)

### 2.3.3 Beneficios de utilizar resonadores en los metamateriales

Los metamateriales pueden albergar resonadores con el fin de mejorar la eficiencia de disipación de la energía de vibración mecánica. Los resonadores actuarán cuando la frecuencia este cerca de la frecuencia de resonancia local de la masa resonante. Estos absorberán y almacenarán la energía cinética creando un mecanismo de amortiguación. (Zhou et al., 2019). En la Figura 7, se presentan 3 ejemplos de metamateriales con distintas geometrías de resonadores.

**Figura 7***Metamateriales con resonador**Nota* (Zhou et al., 2019)

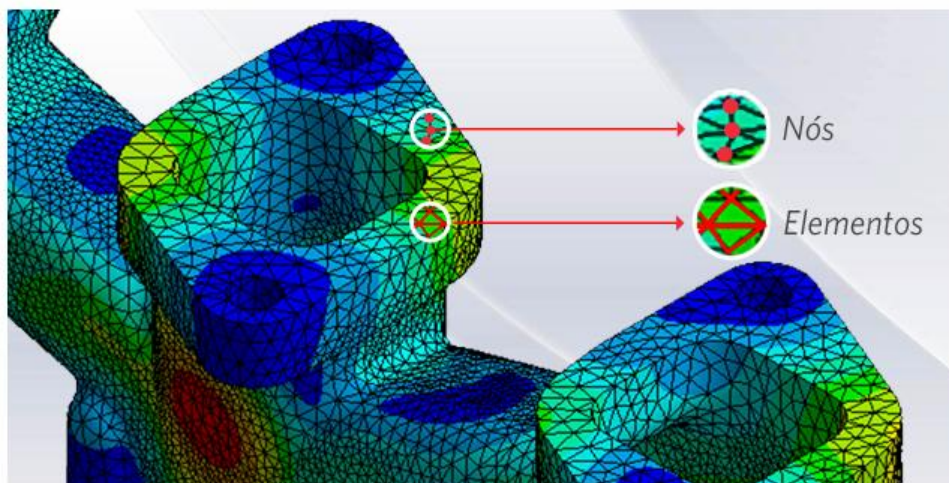
Los resonadores tienen una geometría definida y se ubican de manera periódica en el metamaterial. Es posible colocar más de un resonador en el metamaterial para filtrar un rango más amplio de frecuencias. (Xu et al., 2019)

### 2.3.4 Método de elementos finitos

Este método consiste en dividir la geometría en pequeños elementos resolviendo un problema complejo al subdividirlo en problemas más simples. Esto permite a el computador resolver los problemas con más eficiencia. El método propone un número infinito de variables desconocidas, para ser sustituidas por un número limitado de elementos. Los elementos finitos están conectados por puntos también llamados nodos, al conjunto de elementos y nodos se les denomina malla debido a las subdivisiones de la geometría. La precisión de este método depende el número de elementos que conforman la malla, entre más elementos tenga la malla, más preciso es este método. (Mirlisenna, 2016). En la Figura 8, se puede evidenciar los nodos y elementos de una malla, utilizando el método de elementos finitos.

#### Figura 8

*Nodos y mallas utilizando el método de elementos finitos*



*Nota.* (Mirlisenna, 2016)

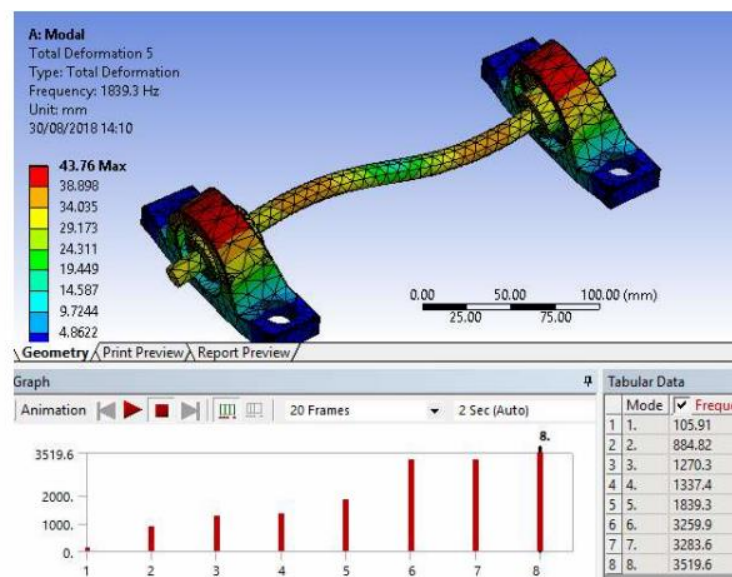
**Análisis estático.** El análisis estático, es el estudio de una estructura que se encuentra fija, pero está bajo la acción de distintas fuerzas. Este análisis se realiza para determinar la rigidez de la estructura y determinar su comportamiento bajo la presencia de varios esfuerzos. Además, permite apreciar la deformación que presenta el material y poder determinar así los posibles puntos críticos. (Wei et al., 2021)

**Análisis modal.** Es una técnica de análisis dinámico de estructuras que tiene como objetivo la estimación de propiedades dinámicas como las frecuencias y modos de vibrar de un objeto o estructura durante una vibración libre. Un método común para desarrollar este análisis es el método de elementos finitos porque permite analizar objetos o estructuras con formas arbitrarias.

Las propiedades dinámicas dependen de la masa, la rigidez, la distribución de la amortiguación de la estructura y determinan la respuesta de la vibración estructural durante la exposición a las cargas operativas (Siemens, 2020). En la Figura 9, se evidencia un análisis modal realizado a una estructura por medio del software Ansys.

### Figura 9

*Ejemplo de un análisis modal en el software Ansys*

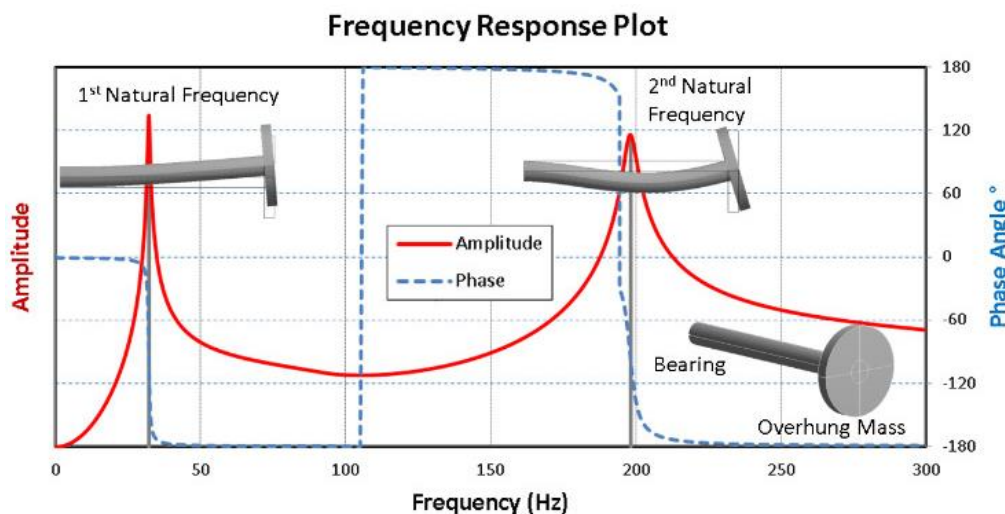


*Nota.* (Cedamano, 2019)

**Análisis armónico.** El análisis armónico es una rama del análisis dinámico que resuelve las ecuaciones del movimiento aceleración, velocidad y desplazamiento como un problema en el dominio de la frecuencia en vez del dominio del tiempo. En la Figura 10, se evidencia la respuesta dinámica de un tornillo, sometido a diferentes frecuencias una vez realizado el análisis armónico. En ella se puede observar las diferentes frecuencias naturales y su deformación a dichas frecuencias.

**Figura 10**

*Gráfica de amplitud VS frecuencia de un tornillo*



*Nota* (Stamper, 2018)

### 2.3.5 Impresión 3D

Una de las técnicas modernas para la impresión en 3D es el modelado por deposición fundida FDM (Fused Deposition Modeling) y los materiales que más se emplean son policaprolactona (PCL), polipropileno (PP), ABS y PLA. Cada material tiene características diferentes, que afectan directamente a las propiedades mecánicas, térmicas y químicas del modelo que se desee construir. (García et al., 2020)

Las propiedades del modelo pueden mejorarse usando una adecuada configuración estructural, para ello la impresión 3D maneja ciertos parámetros, los cuales son: la porosidad, espesor de capas, espacio entre filamentos, ángulo de inclinación y la geometría externa de las piezas. Existen una relación entre los parámetros de impresión y las propiedades del material, se demostró que el módulo de compresión disminuye cuando el nivel de porosidad es mayor y aumenta a medida que lo hace la esbeltez de las probetas.

**2.3.6 Ácido poliláctico (PLA).** El PLA, también llamado ácido poliláctico, se deriva de materias primas naturales y renovables, como el maíz, raíces de tapioca o caña de azúcar. A diferencia de otros materiales de la industria hechos principalmente a base de petróleo. Debido a sus orígenes ecológicos se ha popularizado dentro de la industria médica y alimenticia.

Este es uno de los materiales de impresión 3D más populares y utilizados para las impresoras 3D FDM, es fácil de imprimir en comparación con otros materiales, lo que lo convierte en un material ideal para los que están iniciándose en la fabricación aditiva.

Este material tiene un punto de fusión de 180°C, algo relativamente bajo si se compara con el filamento ABS que puede ascender a 260°C, lo que permite que al imprimir con PLA no sea necesaria la utilización de una bandeja de impresión calefactora, tampoco es necesaria la cámara cerrada. El único inconveniente con este material es su alta viscosidad lo que puede atascar el cabezal de impresión si no se tiene mucho cuidado (Abax Innovation Technologies, 2021). En la Figura 11, se detalla cuáles son las cualidades del PLA.

**Figura 11***Cualidades de la impresión con PLA*

<b>Cualidad</b>	<b>PLA</b>
Facilidad de impresión	Muy alta
Temperatura de extrusión (°C)	200-240
Temperatura de cama caliente (°C)	0-40
Potencia del ventilador	100%
Olor al imprimir	Nada
Adhesión entre capas	Media
Precio (euros/kg)	23,50

*Nota (Abax Innovation Technologies, 2021)*

El PLA tiene buenas propiedades mecánicas en comparación con las de los materiales termoplásticos estándar. Tiene baja resistencia al impacto, comparable al cloruro de polivinilo - PVC no plastificado. Dureza, rigidez, resistencia impacto y elasticidad del PLA, son similares a las de PET. En la Figura 12, se especifica las propiedades físicas y mecánicas del PLA.

**Figura 12***Propiedades físicas y mecánicas del PLA*

<b>Cualidad</b>	<b>PLA</b>
Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	1,24
Resistencia a tracción (MPa)	Alta: 3309
Resistencia a flexión (kg/cm <sup>2</sup> )	Muy alta: 485
Resistencia al impacto (KJ/m <sup>2</sup> )	Muy baja: 20
Temperatura de deformación (°C)	Baja: 55
Resistencia UVA y humedad	Muy baja
Reciclabilidad	Buena
Ópticas	Exactitud en el color

*Nota (Abax Innovation Technologies, 2021)*

### **2.3.7 Transmisibilidad**

“La transmisibilidad indica qué fracción de la vibración se transmite, por ejemplo, desde el asiento a la cabeza. La transmisibilidad del cuerpo depende en gran medida de la frecuencia de vibración, el eje de vibración y la postura del cuerpo.” (Griffin, 2001)

La transmisión directa de vibración desde la fuente a una persona o una estructura puede llegar a ser crítico y molesto en muchos casos. Entonces surge la necesidad de aisladores o atenuador de vibraciones con el fin de mitigar los efectos de la fuente vibratoria. La función del atenuador será reducir tanto como se pueda la magnitud de la fuerza o del movimiento transmitido por la fuente. Existen dos maneras de aislar las vibraciones. (Ringegni et al., 2018)

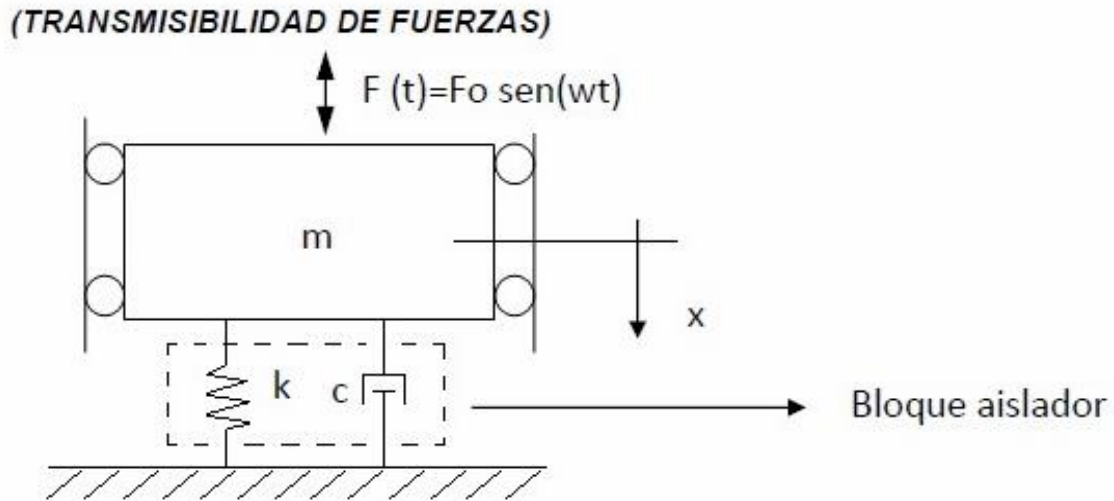
### **2.3.8 Casos de transmisibilidad**

A continuación, se detalla cómo se debe realizar el ensayo de transmisibilidad en el laboratorio según la situación o caso que se pueda presentar, además muestra las bases teóricas del ensayo para cada caso.

En el primer caso se diseña un sistema para suprimir la fuente de vibración de la mayor forma posible. Este sistema busca reducir la fuerza transmitida por la fuente a los puntos de montaje sobre la base. En la Figura 13, donde ilustra el caso 1 de trasmisibilidad, donde se realiza un aislamiento desde la fuente de vibración.

**Figura 13**

*Caso 1. Aislamiento desde la fuente de vibración*



*Nota (Ringegni et al., 2018)*

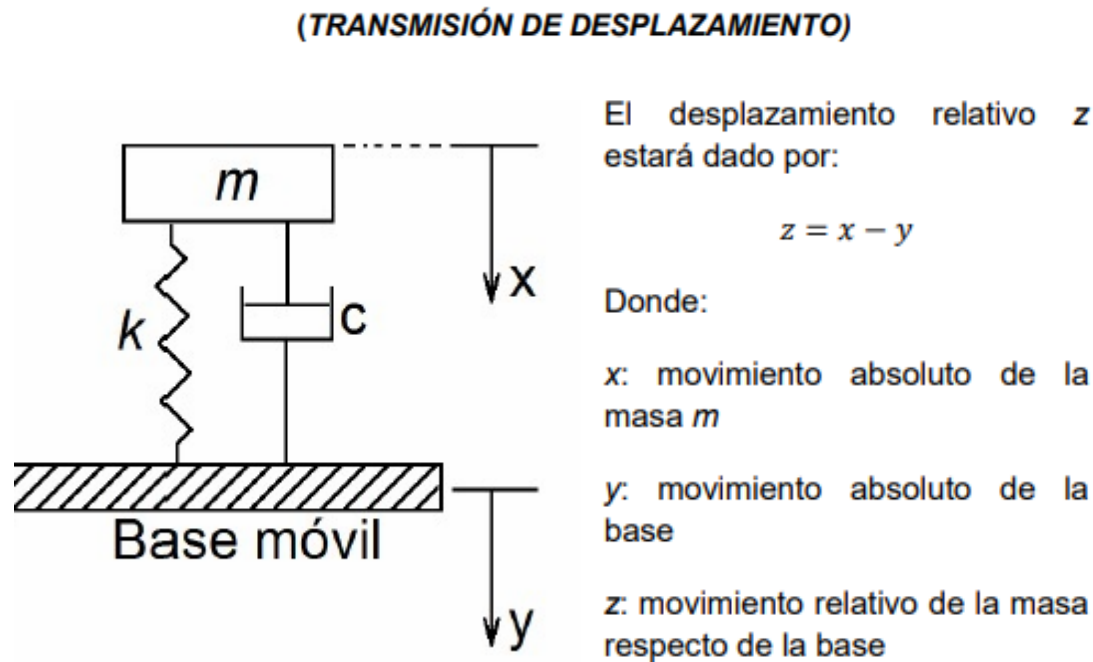
Donde:

- $m$  = Desplazamiento de la masa
- $F$  = Fuerza actuante
- $k$  = Constante del resorte
- $c$  = Constante del amortiguador

En el segundo caso se diseña un sistema para aislar el equipo o sistema de la fuente de vibración. Este sistema permite reducir el desplazamiento de la vibración transmitido desde la base que se mueve hacia el equipo o sistema. En la Figura 14, se ilustra el segundo caso de transmisibilidad.

**Figura 14**

Caso 2. Aislamiento desde el equipo o sistema de vibración



Nota. (Ringegni et al., 2018)

Donde:

- $m =$  Desplazamiento de la masa
- $k =$  Constante del resorte
- $c =$  Constante del amortiguador

### 2.3.9 Definición de espectro

Un espectro es una representación gráfica de la señal en función de una variable dependiente. Por lo general, se presenta como un gráfico de potencia o presión en función de la frecuencia. La potencia o presión generalmente se mide en decibelios y la frecuencia se mide en vibraciones por segundo (o hercios, abreviatura Hz) o miles de vibraciones por segundo.

(Gjelstrup, 2021)

### 2.3.10 Densidad Espectral de Potencia PSD

*“La Densidad Espectral de Potencia (siglas DEP, en inglés Power Spectral Density) de una señal es una función matemática que da a conocer la distribución de la potencia de dicha señal sobre las distintas frecuencias en donde está formada. Así, se puede establecer el rango de frecuencias donde se concentran las variaciones de potencia. La observación del comportamiento de señales en el dominio de la frecuencia resulta de gran ayuda, ya que se pueden discriminar las variaciones más fácilmente que en el dominio del tiempo.”* (Luengas C. & Toloza, 2020)

Con el fin determinar la eficiencia del material para disipar energía de vibración, se estableció una relación Entrada vs Salida como se evidencia en la ecuación (1), donde la entrada es la energía a la que está sometido el material y la salida es la porción de energía que no fue disipada por el metamaterial, esto se iguala a una función de transferencia.

$$\frac{X}{F} = H[\omega] \quad (1)$$

La función de autocorrelación promedio en el tiempo y la densidad espectral de potencia están estrechamente relacionadas y dicha relación es descrita por el teorema de Wiener-Khinchin, el cual indica que la función de autocorrelación promedio en el tiempo de una señal y su densidad espectral de potencia son pares transformadas de Fourier, como se aprecia en las ecuaciones (2) y (3).

$$X(j\omega) = F[x(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (2)$$

$$F(j\omega) = F[f(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-j\omega t} dt \quad (3)$$

Al realizar el análisis experimental es necesario acotar el rango de la función a un tiempo establecido. Se deben establecer los límites de la integral como se describe en las ecuaciones (4) y (5).

$$X(j\omega) = \frac{1}{t} \int_0^t x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (4)$$

$$F(j\omega) = \frac{1}{t} \int_0^t f(t) e^{-j\omega t} dt \quad (5)$$

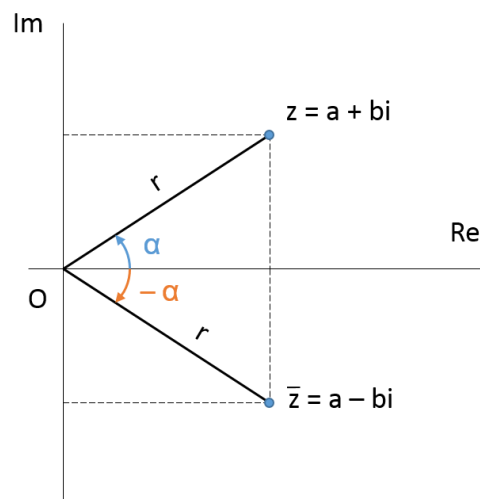
En un análisis experimental, el ruido es un componente que siempre estará presente al realizar una medición en un sistema de entrada y salida única. Como se observa en la ecuación (6) la función de entrada tiene asociado un ruido  $M(j\omega)$  y la salida un ruido  $N(j\omega)$ .

$$\phi_m(j\omega) = \frac{X(j\omega) + N(j\omega)}{F(j\omega) + M(j\omega)} \quad (6)$$

**2.3.11 Conjugado de un número complejo** “El conjugado de un número complejo, es aquel que es su simétrico respecto al eje real. Tienen mismo módulo, y la misma parte real, pero la parte imaginaria del conjugado tiene distinto signo al del número complejo. Sus argumentos son opuestos; si el argumento de  $z$  es  $\alpha$ , el de su conjugado será  $-\alpha$ . Siendo el número complejo  $z = a + bi$ , su conjugado sería  $z' = a - bi$ .” (Casariego, 2013). La Figura 15, muestra la gráfica del conjugado de un numero complejo.

**Figura 15**

Conjugado de un número complejo



Nota. (Lagrangianos, n.d.)

### 2.3.12 Auto espectro y espectro cruzado

Son una función grafica avanzada que se utiliza para comparar señales, específicamente muestra la distribución de potencia de un par de señales a lo largo de un espectro de frecuencia. Con esta información es posible determinar la influencia de una señal en relación con la otra. Como se muestra en las ecuaciones (7) y (8), el auto espectro utiliza funciones complejas, por lo tanto, es necesario multiplicar por el conjugado de la misma señal en cada una de las señales.

$$F(j\omega)F^*(j\omega) = S_{ff} \quad (7)$$

$$X(j\omega)X^*(j\omega) = S_{xx} \quad (8)$$

Al igual que el auto espectro, el espectro cruzado utiliza 2 señales complejas, pero cada una se multiplica por el conjugado de la otra como se aprecia en las ecuaciones (9) y (10).

$$F(j\omega)X^*(j\omega) = S_{fX} \quad (9)$$

$$X(j\omega)F^*(j\omega) = S_{XF} \quad (10)$$

La coherencia se utiliza para estimar la causalidad entre la entrada y la salida, sin embargo, al realizar ensayos experimentales es muy esporádica la ocasión en la que se presenta un sistema ideal. Se utiliza la desigualdad de *Cauchy-Schwarz*, para satisfacer la siguiente condición  $0 \leq C_{fx} \leq 1$ .  $C_{fx}$ , si el valor es cero la medición tiene tanto ruido que no se puede distinguir la señal de entrada de la señal de salida, si el sistema es ideal el valor será de uno.

Para disminuir el ruido entre la señal de entrada y la señal de salida, se utiliza el auto espectro y espectro cruzado como se muestra en la ecuación (11) y (12).

$$\phi_{m1}(j\omega) = \frac{X(j\omega) + N(j\omega)}{F(j\omega) + M(j\omega)} * \frac{F^*(j\omega) + M^*(j\omega)}{F^*(j\omega) + M^*(j\omega)} \quad (11)$$

$$\phi_{m2}(j\omega) = \frac{X(j\omega) + N(j\omega)}{F(j\omega) + M(j\omega)} * \frac{X^*(j\omega) + N^*(j\omega)}{X^*(j\omega) + N^*(j\omega)} \quad (12)$$

Al aplicar el espectro cruzado de las 2 señales, se evidencia que el ruido de una señal multiplicado por el conjugado del ruido de la otra señal es despreciable, por lo tanto, se elimina, como se evidencia en la ecuación (13) y (14).

$$\phi_{m1}(j\omega) = \frac{X(j\omega)F^*(j\omega)}{F(j\omega)F^*(j\omega) + M(j\omega)M^*(j\omega)} \quad (13)$$

$$\phi_{m1}(j\omega) = \frac{X(j\omega)X^*(j\omega) + N(j\omega)N^*(j\omega)}{X(j\omega)F^*(j\omega)} \quad (14)$$

Para simplificar la ecuación esta se deja en términos de S, como se muestra en la ecuación (15) Y (16).

$$\phi_{m1}(j\omega) = \frac{S_{xf}(j\omega)}{S_{ff}(j\omega) + S_{mm}(j\omega)} \quad (15)$$

$$\phi_{m2}(j\omega) = \frac{S_{xx}(j\omega) + S_{nn}(j\omega)}{S_{xf}(j\omega)} \quad (16)$$

Para simplificar la ecuación se divide el numerador y el denominador por la señal de entrada, como se muestra en la ecuación (17) y (18).

$$\phi_{m1}(j\omega) = \frac{\frac{S_{xf}(j\omega)}{S_{ff}(j\omega)}}{\frac{S_{ff}(j\omega)}{S_{ff}(j\omega)} + \frac{S_{mm}(j\omega)}{S_{ff}(j\omega)}} \quad (17)$$

$$\phi_{m1}(j\omega) = \frac{\frac{S_{xx}(j\omega)}{S_{xx}(j\omega)} + \frac{S_{nn}(j\omega)}{S_{xx}(j\omega)}}{\frac{S_{xf}(j\omega)}{S_{xx}(j\omega)}} \quad (18)$$

Los términos  $\frac{S_{mm}(j\omega)}{S_{ff}(j\omega)}$ ,  $\frac{S_{nn}(j\omega)}{S_{xx}(j\omega)}$ , son despreciables al realizar un análisis experimental de manera correcta, debido a que el valor del ruido se multiplica por su conjugado dando como resultado un valor tan pequeño que termina siendo despreciable como se muestra en las ecuaciones (19) y (20).

$$\phi_{m1}(j\omega) = \frac{S_{xf}}{S_{ff}} \quad (19)$$

$$\phi_{m2}(j\omega) = \frac{S_{xx}}{S_{xf}} \quad (20)$$

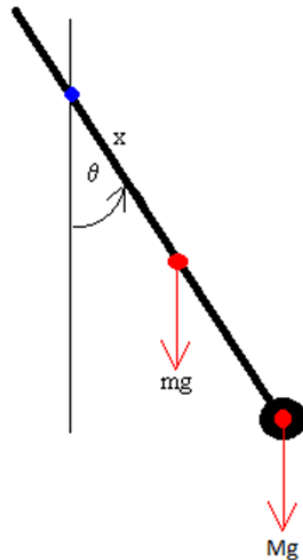
Para obtener la función de coherencia, se dividen los resultados obtenidos una vez procesadas las señales por medio de la técnica de autoespectro y espectro cruzado, como se muestra en la ecuación (21). Si el ensayo se llevó a cabo correctamente el valor debería ser cercano a uno.

$$\frac{\phi_{m1}}{\phi_{m2}} = \frac{\frac{S_{xf}}{S_{ff}}}{\frac{S_{xx}}{S_{xf}}} = \frac{S_{xf}^2}{S_{xx} * S_{ff}} \cong 1 \quad (21)$$

### 2.3.13 Resonador en forma de péndulo

El péndulo compuesto es un sólido en rotación alrededor de un eje fijo. Cuando el péndulo se desplaza de la posición de equilibrio un ángulo  $\theta$  y se suelta, como se evidencia en la Figura 16. Sobre el sólido actúa el momento del peso, que tiene signo contrario al desplazamiento. La ecuación (22) describe la dinámica de rotación del péndulo.

$$(I_m + I_M) * \ddot{\alpha} = -(m + M)gx \text{sen}(\theta) \quad (22)$$

**Figura 16***Péndulo compuesto*

Donde

$I_M$  = Momento de inercia del cuerpo respecto al eje de rotación

$I_m$  = Momento de inercia de la cuerda respecto al eje de rotación

$\alpha$  = Aceleración angular

$m$  = Masa de la cuerda

$M$  = Masa suspendida

$g$  = Gravedad

$x$  = Distancia entre el centro de masa y el centro de oscilación

$\theta$  = Desplazamiento angular

Se expresa la ecuación de dinámica rotacional en forma de ecuación diferencial, como se muestra en la ecuación (23) pero esta no es la ecuación de un movimiento armónico simple, debido a que está presente el término seno en ella.

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{(m + M)gx}{(I_m + I_M)} \text{sen}(\theta) = 0 \quad (23)$$

Para llegar a la ecuación (24) de un movimiento armónico simple es necesario realizar la siguiente aproximación. Si la amplitud es pequeña se puede aproximar el seno del ángulo medido en radianes  $\text{sen}(\theta) \approx \theta$ . La ecuación diferencial se describe entonces de la siguiente forma.

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \frac{(m + M)gx}{(I_m + I_M)} \theta = 0 \quad (24)$$

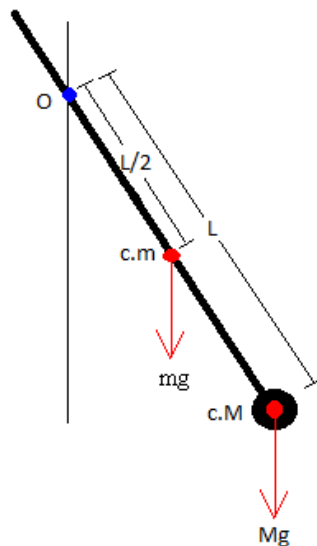
Una vez resuelta la ecuación diferencial de movimiento armónico simple, se puede obtener la frecuencia angular o la frecuencia del sistema como se evidencia en la ecuación (25).

$$f^2 = \omega^2 = \frac{(m + M)gx}{(I_m + I_M)} \quad (25)$$

En la Figura 17, se observa el diagrama de cuerpo libre de un péndulo compuesto para realizar sumatoria de momentos alrededor del pivote O.

### Figura 17

*Diagrama de cuerpo libre de un péndulo compuesto*



En la ecuación (26), se establece la relación del centro de oscilación (Pivote O) y los centros de masa de la cuerda y la masa suspendida (c.m y c.M).

$$x = \frac{m \frac{l}{2} + Ml}{m + M} \quad (26)$$

Se reemplaza  $x$  en la ecuación (27) de movimiento armónico simple, para que la frecuencia quede en términos de la masa, la gravedad, la longitud de la cuerda y la inercia.

$$f^2 = \frac{(m + M)g \left( \frac{m \frac{l}{2} + Ml}{m + M} \right)}{(I_m + I_M)} \quad (27)$$

Se simplifica el valor de  $(m + M)$ , dando como resultado la ecuación (28).

$$f^2 = \frac{g \left( m \frac{l}{2} + Ml \right)}{(I_m + I_M)} \quad (28)$$

Es posible reducir la expresión aplicando la ley de extremos y medios como se evidencia en la ecuación (29).

$$f^2 = \frac{g(2ml + Ml)}{2(I_m + I_M)} \quad (29)$$

Por último, se despeja la frecuencia aplicando raíz cuadrada a ambos lados de la igualdad, como se muestra en la ecuación (30).

$$f = f_0 \sqrt{\frac{g(2ml + Ml)}{2(I_m + I_M)}} \quad (30)$$

La inercia de la masa suspendida descrita en la ecuación (31) depende de la masa y la geometría de la misma, mientras la inercia de la cuerda referida en la ecuación (32) depende de la longitud y la masa de ella.

$$I_M = MG^2 \quad (31)$$

$$I_m = \frac{1}{3} ml^2 \quad (32)$$

Al reemplazar la inercia de la masa suspendida y la inercia de la cuerda en la ecuación de la frecuencia, esta dependería de la masa y la geometría, como se describe en la ecuación (33).

$$f = f_0 \sqrt{\frac{g(2ml + Ml)}{2\left(\frac{1}{3}ml^2 + MG^2\right)}} \quad (33)$$

Al analizar la ecuación se puede inferir que las variables que más inciden en el cálculo de la frecuencia natural son la longitud de la cuerda y la geometría de la masa suspendida, ya que estos se encuentran al cuadrado.

Se realizó el proceso de diseño del resonador basado en la ecuación de frecuencia de un péndulo, debido a que para que la frecuencia natural del péndulo este entre 27 Hz a 33 Hz es necesario establecer una proporción entre el momento de inercia del péndulo y la barra que lo sostiene, por lo tanto, se plantearon 4 geometrías sencillas para lograr la frecuencia requerida y para que al deformarse no choque con las paredes del resonador.

### 3. Metodología

#### 3.1 Diseño de alternativas

Se modelaron las estructuras celulares, los resonadores, el resonador de prueba, las estructuras con resonadores y el material original en el software SolidWorks. El diseño de estas alternativas fueron inspiradas en artículos de investigación y figuras tradicionales.

##### 3.1.1 Diseño de la estructura celular

Se plantearon diferentes arquitecturas celulares de metamateriales, las cuales fueron inspiradas en artículos de investigación leídos previamente. Se seleccionaron 4 alternativas de estructuras, las cuales están conformadas por geometrías tradicionales, que tienen forma circular, cuadrada, hexagonal y octagonal.

Los parámetros que se siguieron para la selección de estas alternativas fueron los siguientes:

A. Geometría: las estructuras deben ser simétricas, compuestas por geometrías sencillas, para que la manufactura de estas no sea compleja.

B. Dimensionamiento: las estructuras deben permitir albergar resonadores, para ello se requiere que las alternativas se compongan por una matriz con agujeros de al menos de 32mm de diámetro. También se desea que el volumen de estas estructuras esté alrededor de unas dimensiones de 100X100X20mm.

C. Rigidez: Se requiere que las estructuras no sean robustas, para que la estructura tenga baja rigidez, lo que permite una mayor deformación. Además, el gasto de materia prima es menor, por lo tanto, es posible economizar en tiempo y costos de manufactura.

Después de seleccionar las diferentes alternativas de arquitectura celular, se modelo cada una de ellas en el software CAD SolidWorks, siguiendo los parámetros establecidos. Además, se

diseñó y modelo en SolidWorks una estructura metálica necesaria para completar el banco de laboratorio, donde se van a realizar las pruebas de transmisibilidad. Esta base se diseñó para soportar el peso del shaker, y además permite graduar su altura por medio de unas varillas roscadas que se ajustan a diferentes tamaños.

### ***3.1.2 Diseño de los resonadores***

Se plantearon diferentes tipos de resonadores según los requerimientos mencionados en los objetivos. Luego se seleccionaron 4 alternativas de resonadores, que están conformadas por geometrías comunes. Estas tienen forma hexagonal, rectangular, triangular y de trapecio. Los parámetros que se siguieron para la selección de estos resonadores fueron los siguientes:

A. Rango de frecuencias: Se requiere que el resonador tenga una frecuencia natural en un rango de 27 Hz a 33Hz.

B. Tamaño: El tamaño del resonador es importante, ya que estos van incrustados dentro de las estructuras celulares seleccionadas. Por lo tanto, no deben exceder las dimensiones que hay entre los espacios de la arquitectura celular y además debe existir una tolerancia, para que los resonadores no choquen con las paredes de la estructura, cuando estos empiecen a vibrar.

C. Geometría: Se prefieren resonadores que tengan geometrías sencillas, esto facilita el modelamiento y la manufactura de los mismos.

Después de seleccionar las diferentes alternativas de resonadores se modelo cada una de ellas en el software CAD SolidWorks.

### ***3.1.3 Diseño del resonador de prueba***

Se modeló un resonador de prueba, con el fin de validar los resultados del modelo numérico, mediante un análisis modal experimental. Debido a la incertidumbre que presenta el

sensor al medir bajas frecuencias, el resonador se diseñó con un tamaño mayor y una frecuencia natural cercana a los 100Hz.

### ***3.1.4 Alternativas de estructuras con resonadores***

Una vez diseñadas las alternativas de estructuras celulares y resonadores, se incrustaron los 4 tipos de resonadores en cada una de las estructuras propuestas, para un total de 16 alternativas. Mediante distintos análisis y simulaciones numéricas, se determinará cual es la alternativa que más se ajusta a los objetivos planteados.

### ***3.1.5 Diseño del material original***

El material original es un bloque cúbico, macizo, en PLA, con las dimensiones establecidas en los parámetros de diseño. Este se modeló con la finalidad de comprobar la efectividad de disipación de energía de vibración, con respecto a los metamateriales con resonadores.

## **3.2 Análisis y simulaciones numéricas**

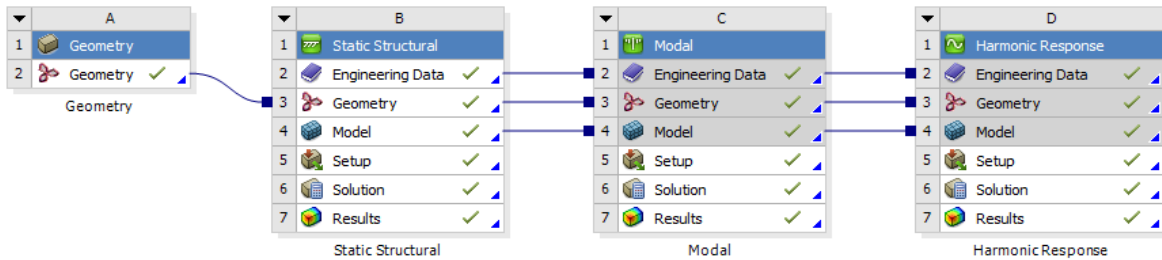
Una vez planteadas las estructuras celulares y los resonadores, se procede a realizar los análisis a cada una de las alternativas, para ello con la ayuda del software ANSYS se realizó un análisis modal, armónico y estático.

A la estructura metálica y al resonador de prueba se le realizó, un análisis modal y estático. Mientras que, a la base intermedia, donde se asegura el metamaterial para realizar el ensayo de transmisibilidad, se le realizó únicamente el análisis modal. Esto con el fin de que su frecuencia natural no se encuentre cercana a la frecuencia transmitida por la fuente.

En la Figura 18, se observa los análisis realizados a las alternativas planteadas, mediante el software Ansys.

**Figura 18**

*Análisis estructural, modal y armónico en ANSYS*



Para realizar estas simulaciones es necesario cargar el modelo a ANSYS. Para ello se guarda la pieza realizada de SolidWorks en formato .SAT y se importa al programa ANSYS.

Es importante agregar el material utilizado en cada simulación, en el software Ansys no se encontraba el material con el cual se iba a fabricar la pieza. Para ello se creó el material en el programa, con sus respectivas propiedades físicas y mecánicas. El laboratorio de vibraciones mecánicas, de la Escuela de Ingeniería Mecánica, cuenta con dos tipos de PLA. Por esa razón se elaboraron los dos tipos de materiales, uno de PLA y otro de PLA con grafeno, cada uno con sus respectivas propiedades físicas y mecánicas, las cuales se pueden observar en la Figura 19 y Figura 20 respectivamente.

**Figura 19**

*Propiedades mecánicas del PLA*

Properties of Outline Row 3: pla			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	1250	kg m <sup>-3</sup>
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	Coefficient of Thermal Expansion	0,00135	C <sup>-1</sup>
5	Isotropic Elasticity		
6	Derive from	Young's Modu...	
7	Young's Modulus	3,45E+09	Pa
8	Poisson's Ratio	0,39	
9	Bulk Modulus	5,2273E+09	Pa
10	Shear Modulus	1,241E+09	Pa

**Figura 20**

*Propiedades mecánicas del PLA con grafeno*

	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	1250	kg m <sup>-3</sup>
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	Coefficient of Thermal Expansion	0,000135	C <sup>-1</sup>
5	Isotropic Elasticity		
6	Derive from	Young's Modu...	
7	Young's Modulus	4,6E+09	Pa
8	Poisson's Ratio	0,32	
9	Bulk Modulus	4,2593E+09	Pa
10	Shear Modulus	1,7424E+09	Pa

Para el análisis de la estructura que soporta el shaker, se realizó con un material que estaba en la biblioteca del software Ansys, el cual es acero estructural y tiene las siguientes propiedades físicas y mecánicas, que se pueden observar en la Figura 21.

**Figura 21**

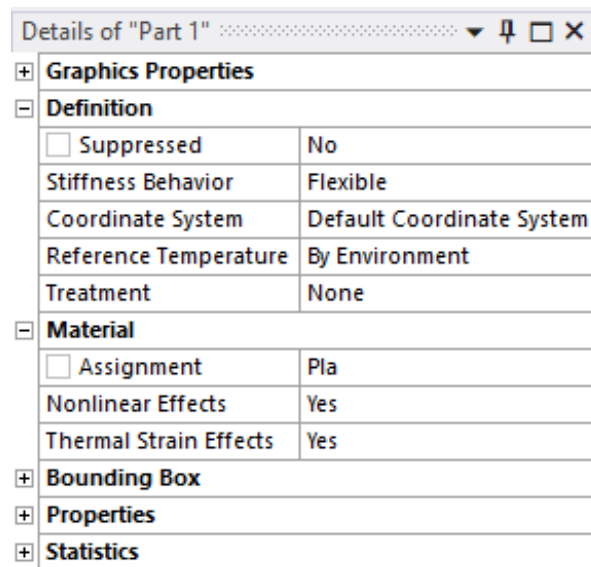
*Propiedades mecánicas del acero estructural*

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
3	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Mod...			
8	Young's Modulus	2E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0.3			
10	Bulk Modulus	1.6667E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7.6923E+10	Pa		
12	Strain-Life Parameters				
20	S-N Curve	Tabular			
24	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa		
25	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	4.6E+08	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		
28	Isotropic Thermal Conductivity	60.5	W m <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>		
29	Specific Heat Constant Pressure, C <sub>p</sub>	434	J kg <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>		
30	Isotropic Relative Permeability	10000			
31	Isotropic Resistivity	1.7E-07	ohm m		

Una vez asignado el material, se agregan los parámetros utilizados en la simulación como el sistema de coordenadas, comportamiento de la rigidez, efectos lineales, efectos de tensión térmica, entre otros, los cuales se pueden observar en la Figura 22.

### Figura 22

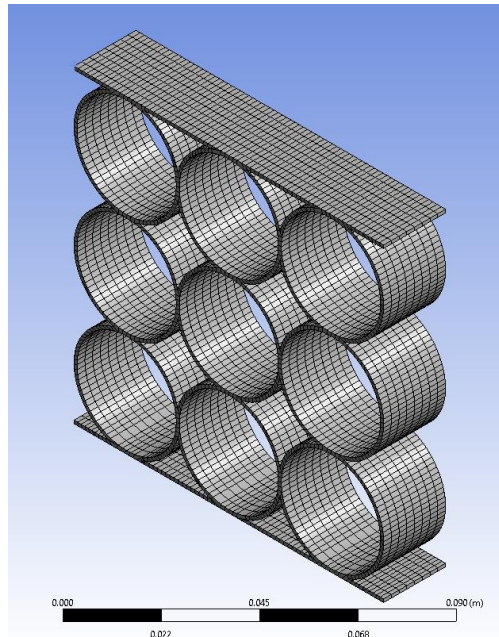
*Asignación del material y parámetros de la simulación*



Después se realiza el mallado de la pieza, para realizar cada uno de los análisis. Entre mayor resolución se le asigne el mallado, este será más fino y los resultados serán más exactos, pero el tiempo en calcular los valores aumentará. En este trabajo de investigación se usó una resolución de 5, la cual es apropiada para obtener unos buenos resultados. En la Figura 23, se ilustra la resolución del mallado utilizado en cada una de las alternativas seleccionadas, y en la Figura 24, se muestran los parámetros del mallado utilizado.

**Figura 23**

*Ejemplo de resolución del mallado utilizado*

**Figura 24**

*Parámetros y resolución del mallado*

Details of "Mesh" ▾ □ ×	
[-] <b>Display</b>	
Display Style	Use Geometry Setting
[-] <b>Defaults</b>	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	Default
[-] <b>Sizing</b>	
Use Adaptive Sizi...	Yes
Resolution	5
Mesh Defeaturing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Initial Size Seed	Assembly
Bounding Box Di...	0.14283 m
Average Surface ...	6.0702e-004 m <sup>2</sup>
Minimum Edge L...	1.e-003 m

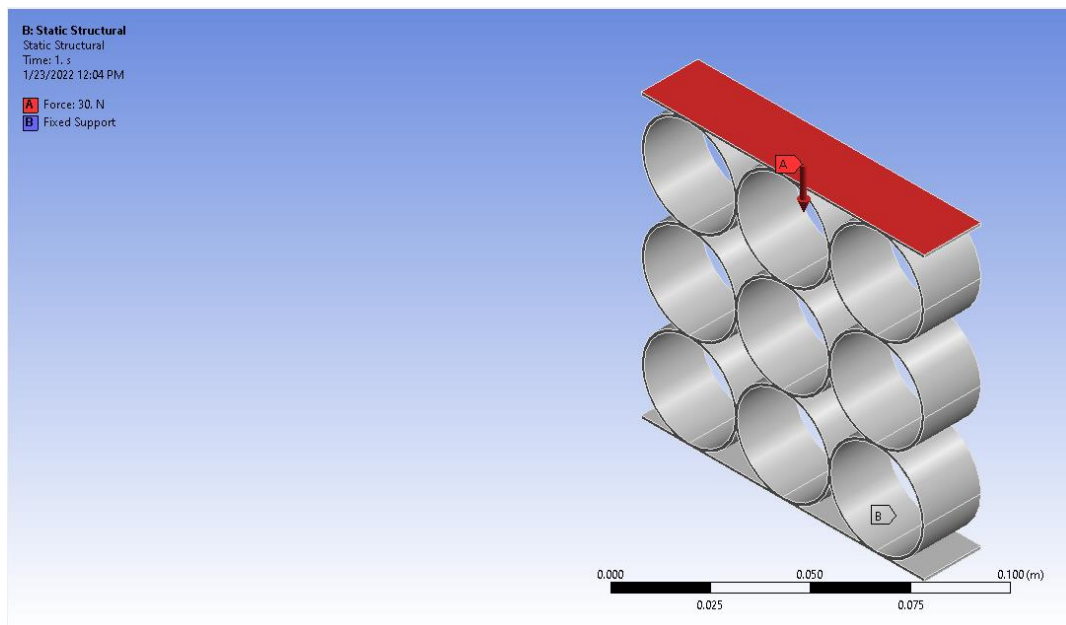
### 3.2.1 Análisis estático

El análisis estático permite observar el comportamiento que tiene cada una de las alternativas, cuando está expuesta bajo una carga (Wei et al., 2021). Al realizar esta simulación el programa muestra la deformación que sufre el material, revelando los puntos críticos con sus valores máximos y mínimos de desplazamiento.

Para realizar el análisis a cada una de las alternativas se seleccionó una carga uniformemente distribuida, con una fuerza de 30N. Ubicada en la parte superior de la estructura celular, con un apoyo fijo en su parte inferior, como se puede observar en la Figura 25.

#### Figura 25

*Selección de la fuerza y apoyo en el análisis estático*



Luego se seleccionan los parámetros de deformación, para realizar el análisis estático. Se seleccionó la deformación total que sufre el material, bajo una carga establecida. Estos parámetros se pueden evidenciar la Figura 26.

**Figura 26**

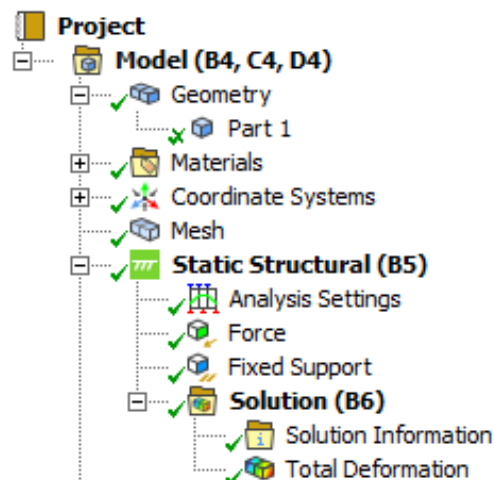
*Parámetros de deformación del material*

<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
<b>Definition</b>	
Type	Total Deformation
By	Time
<input type="checkbox"/> Display Time	Last
Calculate Time History	Yes
Identifier	
Suppressed	No
<b>Results</b>	
<input type="checkbox"/> Minimum	0. m
<input type="checkbox"/> Maximum	9.2609e-004 m
<input type="checkbox"/> Average	5.0196e-004 m
Minimum Occurs On	Part 1
Maximum Occurs On	Part 1
<b>Information</b>	

Una vez seleccionado el modelo, el material, la resolución de mallado, la fuerza, el tipo de apoyo y las propiedades de la simulación, es posible realizar el análisis estático. El software ANSYS muestra el proyecto con todos los parámetros introducidos para realizar este análisis, como se ilustra en la Figura 27.

**Figura 27**

*Parámetros utilizados para realizar el análisis estático*

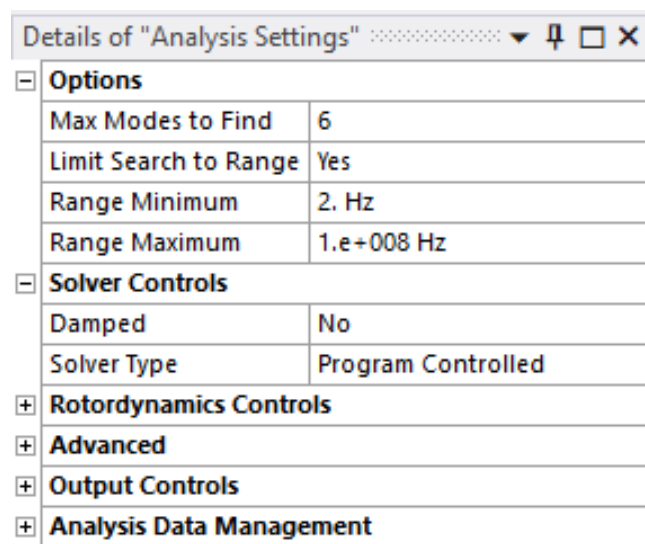


### 3.2.2 Análisis modal

El análisis modal permite calcular las frecuencias naturales de cada una de las alternativas, y observar la deformación del material a cada una de las frecuencias naturales encontradas (Tang et al., 2017). Luego se selecciona el número de frecuencias naturales que se desean encontrar y los rangos de búsqueda. Se seleccionó un rango mínimo de 2Hz para evitar la frecuencia natural de cuerpo rígido y un rango máximo de  $1 \times 10^8 \text{ Hz}$ , para encontrar los 6 primeros modos de vibración. Estos parámetros para calcular estas frecuencias se pueden observar en la Figura 28.

**Figura 28**

*Parámetros para el cálculo de la frecuencia natural*

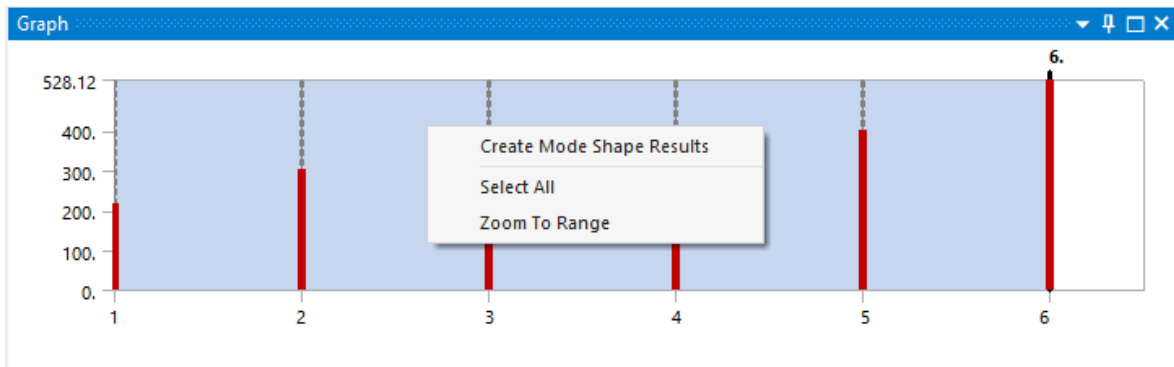


Details of "Analysis Settings"	
[-] <b>Options</b>	
Max Modes to Find	6
Limit Search to Range	Yes
Range Minimum	2. Hz
Range Maximum	1.e+008 Hz
[-] <b>Solver Controls</b>	
Damped	No
Solver Type	Program Controlled
[+] <b>Rotordynamics Controls</b>	
[+] <b>Advanced</b>	
[+] <b>Output Controls</b>	
[+] <b>Analysis Data Management</b>	

El programa ANSYS permite observar la deformación que sufre cada una de las alternativas a las frecuencias naturales calculadas. Para ello se seleccionan estas frecuencias y se analizan los modos de vibración, como se evidencia en la figura Figura 29.

**Figura 29**

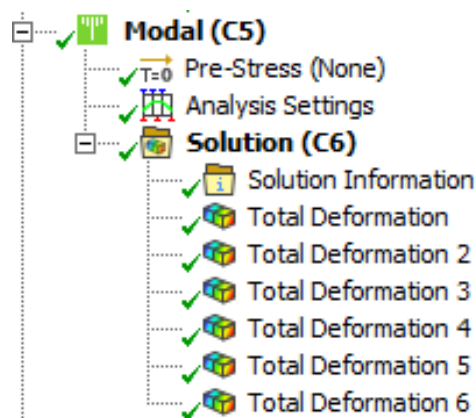
*Creación de análisis de deformación a cada una de las frecuencias naturales*



Una vez seleccionado el modelo, el material, la resolución de mallado, la cantidad de frecuencias naturales deseadas y los rangos de búsqueda, se procede a realizar el análisis modal en el software ANSYS. Antes de ver los resultados el programa muestra el proyecto con todos los parámetros introducidos en esta simulación, como se indica en la Figura 30.

**Figura 30**

*Parámetros utilizados para el análisis modal*



### 3.2.3 Análisis armónico

El análisis armónico permite calcular una relación de amplitud vs frecuencia, velocidad vs frecuencia o aceleración vs frecuencia (Tang et al., 2017). Además, es posible observar los puntos

máximos de amplitud, velocidad o aceleración que sufre el metamaterial a una frecuencia determinada.

En este trabajo de investigación se trabajó la relación de amplitud vs frecuencia, esta gráfica presenta un mejor comportamiento para las frecuencias cercanas a los 30Hz. Después se deben asignar los detalles de la configuración del análisis armónico. En ese caso se realizó un barrido con rango de frecuencias de 0Hz a 100Hz, usando 50 intervalos de solución. Estos parámetros se ilustran en la Figura 31.

### Figura 31

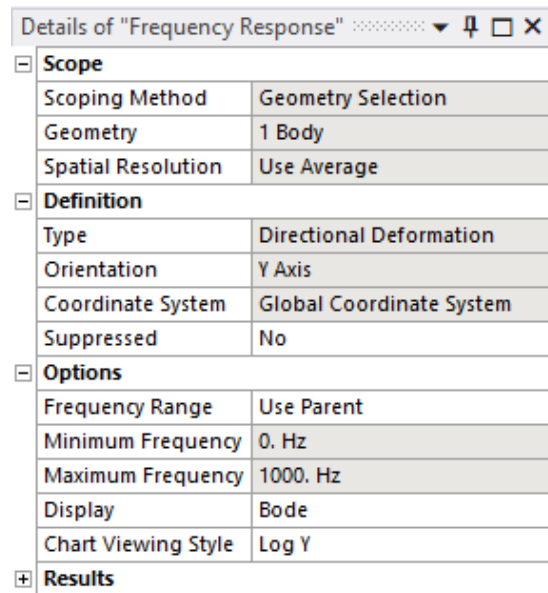
*Rango de frecuencias del análisis armónico*

Details of "Analysis Settings"	
<b>Step Controls</b>	
Multiple RPMs	No
<b>Options</b>	
Frequency Spacing	Linear
<input type="checkbox"/> Range Minimum	0. Hz
<input type="checkbox"/> Range Maximum	1000. Hz
<input type="checkbox"/> Solution Intervals	50
User Defined Frequencies	Off
Solution Method	Mode Superposit...
Include Residual Vector	No
Cluster Results	No
Modal Frequency Range	Program Controll...
Skip Expansion	No
Store Results At All Frequencies	Yes
<b>Rotordynamics Controls</b>	
<b>Advanced</b>	
<b>Output Controls</b>	
<b>Damping Controls</b>	
<b>Analysis Data Management</b>	

Después de establecer el rango de frecuencias se debe asignar el sistema de coordenadas y la orientación donde se desee realizar el análisis armónico. Para la simulación se escogió una orientación vertical, en la dirección Y. Ya que las pruebas de laboratorio se realizaron en la misma orientación. Estos parámetros se pueden observar en la Figura 32.

**Figura 32**

*Parámetros de la respuesta en frecuencia del material*

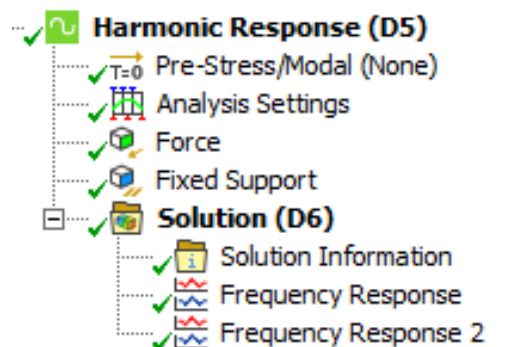


Details of "Frequency Response"	
<b>Scope</b>	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
Spatial Resolution	Use Average
<b>Definition</b>	
Type	Directional Deformation
Orientation	Y Axis
Coordinate System	Global Coordinate System
Suppressed	No
<b>Options</b>	
Frequency Range	Use Parent
Minimum Frequency	0. Hz
Maximum Frequency	1000. Hz
Display	Bode
Chart Viewing Style	Log Y
<b>Results</b>	

Una vez seleccionado el modelo, el material, la resolución de mallado, el rango de frecuencias que se deseen analizar y la orientación de la simulación, se procede a realizar el análisis armónico en el software ANSYS. Antes de calcular los resultados el programa permite observar el proyecto con todos los parámetros introducidos en la simulación, como se indica en la Figura 33.

**Figura 33**

*Parámetros utilizados para el análisis armónico*



### **3.3 Selección de alternativas**

Con el fin de determinar las alternativas que mayor porcentaje de energía vibratoria disipa, se construyó una matriz de calidad, mediante el uso de unos requerimientos del consumidor y unos parámetros de diseño. Esto nos determinó los ítems más importantes, a la cual se le asignaron un porcentaje para realizar la selección de alternativas.

### **3.4 Acondicionamiento del banco de ensayos**

Se diseñaron y fabricaron las placas necesarias para acondicionar el banco de transmisibilidad propuesto por el profesor, Heller Guillermo Sánchez Acevedo. Esto con el fin de sujetar de manera óptima el material a ensayar, y así evitar errores en la medición del porcentaje de transmisibilidad.

### **3.5 Análisis modal experimental**

Se realizó el análisis modal del resonador de prueba, para verificar la exactitud del análisis numérico del ensayo modal, con sus respectivas frecuencias naturales. Además, se determinó el análisis modal experimental de la placa intermedia, para comprobar que el banco de pruebas no va a interferir en el ensayo de transmisibilidad, ya que el rango de frecuencias del ensayo es lejano a la frecuencia natural del banco. Para estos análisis se utilizó el software modal oros, el cual calcula la frecuencia natural de un objeto mediante unos golpes a este, con un martillo de impacto especial.

### **3.6 Fabricación de las alternativas**

Una vez seleccionados los diseños que obtuvieron mejores resultados teóricos, se procedió a imprimir tanto las estructuras como las estructuras con resonadores. Estos metamateriales se imprimieron utilizando hilos de PLA reforzado con grafeno, por medio de una impresora 3D.

### **3.7 Análisis de transmisibilidad**

Para comprobar la eficiencia de disipación de energía vibratoria experimentalmente es necesario caracterizar el metamaterial por medio de pruebas de laboratorio. Para ello se realizó un ensayo de transmisibilidad, donde se muestra la cantidad de energía disipada por el metamaterial.

Para ello se sujetó el metamaterial al banco de pruebas de laboratorio, se colocaron 2 acelerómetros, uno en la placa superior y otro en la placa inferior. Con el fin de medir la energía de vibración en cada una de las placas del metamaterial, se procesaron las señales en el analizador Oros OR35 y se pasaron los datos al computador mediante el software NVGate.

#### 4. Diseño de alternativas

Se plantearon diferentes alternativas de estructuras y resonadores, las cuales fueron inspiradas en geometrías convencionales y en artículos de investigación sobre metamateriales. Se seleccionaron 4 diseños de estructura celular y 4 resonadores, que posteriormente fueron elaborados mediante el software CAD SolidWorks, al igual que el resonador de prueba, las estructuras con resonadores y el material original.

##### 4.1 Diseño de la estructura celular

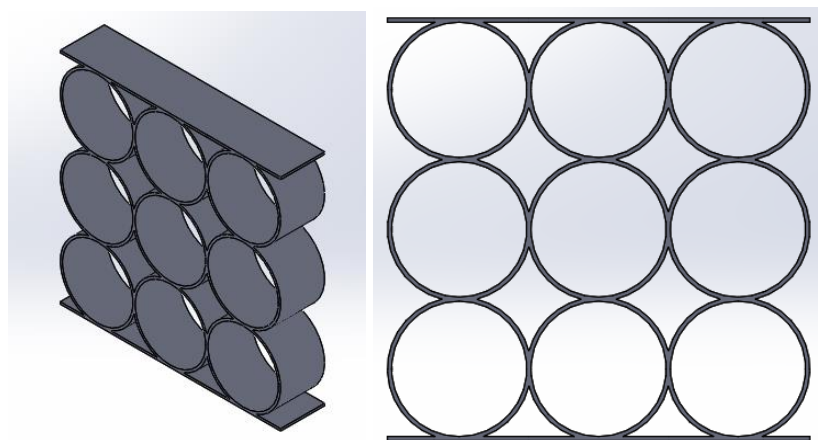
Se diseñaron 4 alternativas de estructuras de metamaterial con geometrías tradicionales, que fueron: circular, cuadrada, hexagonal y octagonal. Estas estructuras están compuestas por una matriz con las geometrías mencionadas anteriormente y tienen unas dimensiones aproximadas de 100X100X20mm.

##### 4.1.1 Alternativa estructura circular

Se compone por una matriz circular de 3X3 con un diámetro de 34mm, una profundidad de 20mm y un espacio entre círculos de 1mm. El volumen total de esta estructura es de 100X100X20mm, como se observa en la Figura 34.

**Figura 34**

*Vista isométrica y frontal de la alternativa circular*

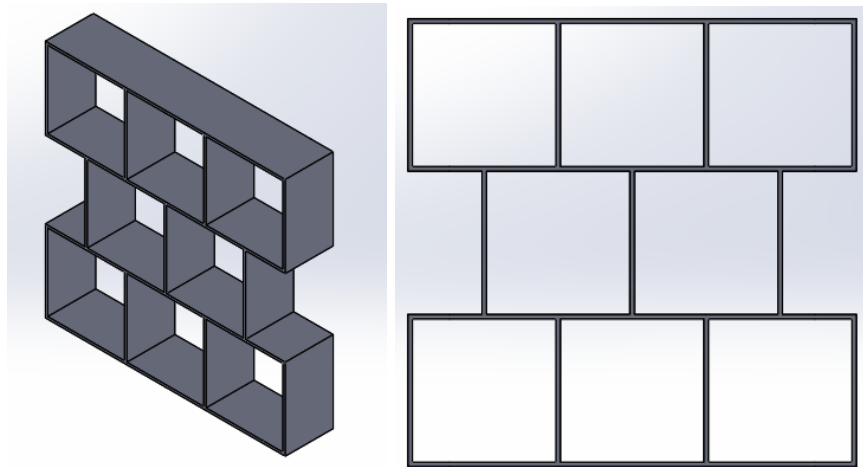


#### ***4.1.2 Alternativa estructura cuadrada***

Se compone por un patrón de 8 cuadrados con unas dimensiones de 32X32mm, una profundidad de 20mm y un espesor de un 1mm. La distribución de los cuadrados es de forma alternada similar a los bloques de ladrillo que conforman una pared, el volumen total de la estructura es de 100X100X20mm, como se evidencia en la Figura 35.

**Figura 35**

*Vista isométrica y frontal de la alternativa cuadrada*

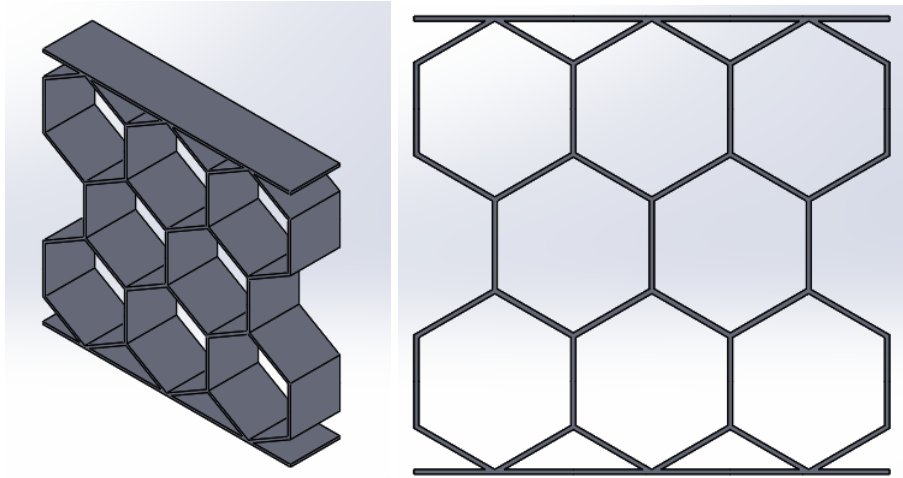


#### ***4.1.3 Alternativa estructura hexagonal***

Se compone por un patrón de 8 hexágonos regulares el cual está inscrito en un círculo de 32mm, con arista 18,48mm, tienen una profundidad de 20mm y un espesor de 1mm. La estructura tiene un volumen total de 100X96,25X20mm, como se ilustra en la Figura 36.

**Figura 36**

*Vista isométrica y frontal de la alternativa hexagonal*

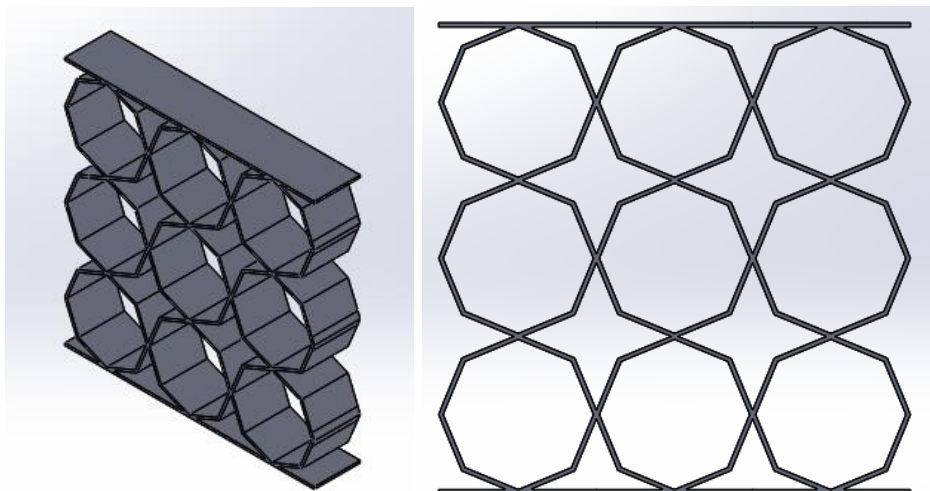


#### ***4.1.4 Alternativa estructura octagonal***

Se compone por un patrón de 8 octágonos regulares con aristas iguales de 13,25mm, inscritos en un círculo de 32mm, tienen una profundidad de 20mm y un espesor de 1mm, la estructura tiene un volumen total de 108,64X108,68X20mm como se muestra en la Figura 37.

**Figura 37**

*Vista isométrica y frontal de la alternativa octagonal*



Las cuatro alternativas en la parte superior e inferior tienen una placa de soporte con unas dimensiones de 100X20X1mm, el cual brinda estabilidad a cada una de las estructuras y sirve de soporte para el ensayo de transmisibilidad.

#### 4.2 Diseño de los resonadores

Se diseñaron 4 alternativas de resonadores con geometrías tradicionales, que fueron: hexagonal, rectangular, triangular y trapezoidal. Estos resonadores van incrustados dentro de las estructuras celulares planteadas, y se compone principalmente por 2 elementos: el soporte y una masa sostenida con las geometrías mencionadas.

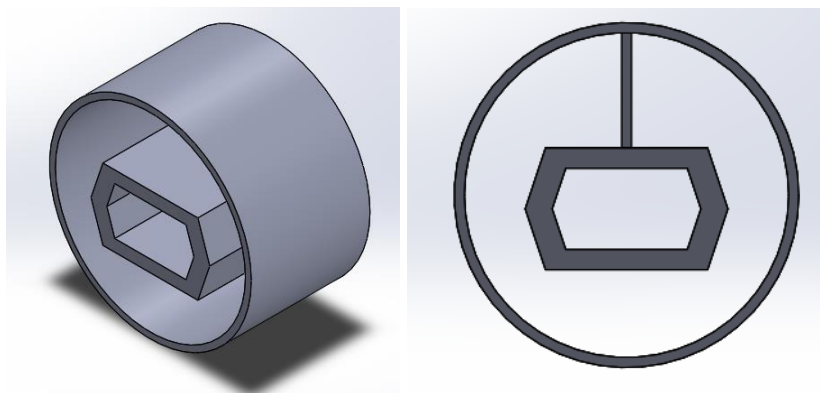
El conjunto del soporte y la masa sostenida se le denomina un péndulo, por que cumple con las especificaciones de este, el cual es: “que la masa suspendida a una varilla puede oscilar libremente de un lado a otro”. (RAE, n.d.)

##### 4.2.1 Alternativa resonador hexagonal

Conformado por un hexágono irregular con las siguientes dimensiones exteriores: 2 aristas de 16 mm y 4 aristas diagonales de 6,32mm. El hexágono es hueco, con un espesor de 2mm y una profundidad de 20mm, como se observa en la Figura 38.

#### Figura 38

*Vista isométrica y frontal alternativa del resonador hexagonal*

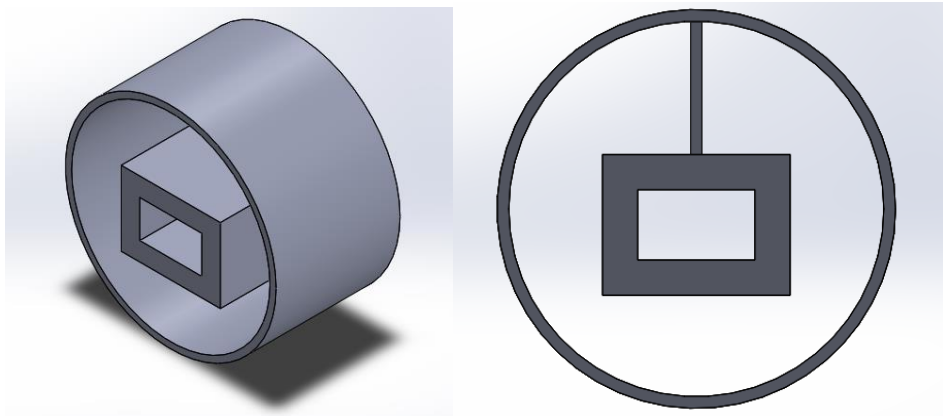


#### 4.2.2 Alternativa resonador rectangular

Este resonador tiene forma rectangular, con unas dimensiones interiores de 6X10mm y exteriores de 12X16mm, con una profundidad de 20mm, como ilustra en la Figura 39.

**Figura 39**

*Vista isométrica y frontal alternativa del resonador rectangular*

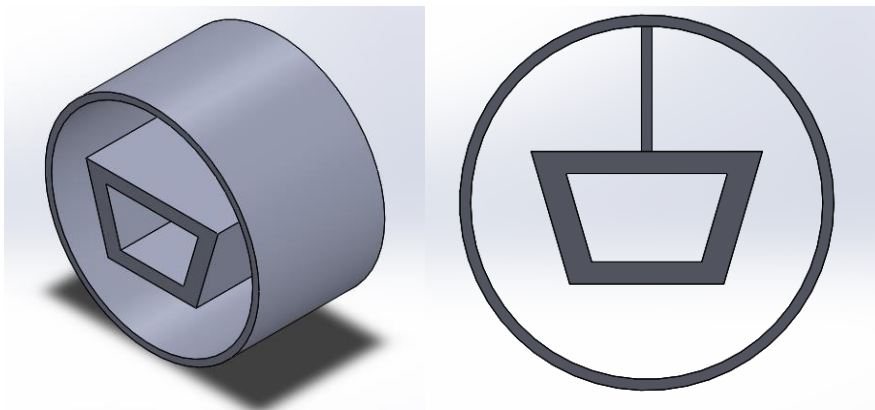


#### 4.2.3 Alternativa resonador trapezoidal

Esta alternativa tiene una forma de trapecio con unas dimensiones exteriores de: base menor de 14mm, base mayor de 21mm y altura de 12mm. El trapecio tiene un espesor de 2mm, con una profundidad de 20mm, como se evidencia en la Figura 40.

**Figura 40**

*Vista isométrica y frontal alternativa del resonador trapezoidal*



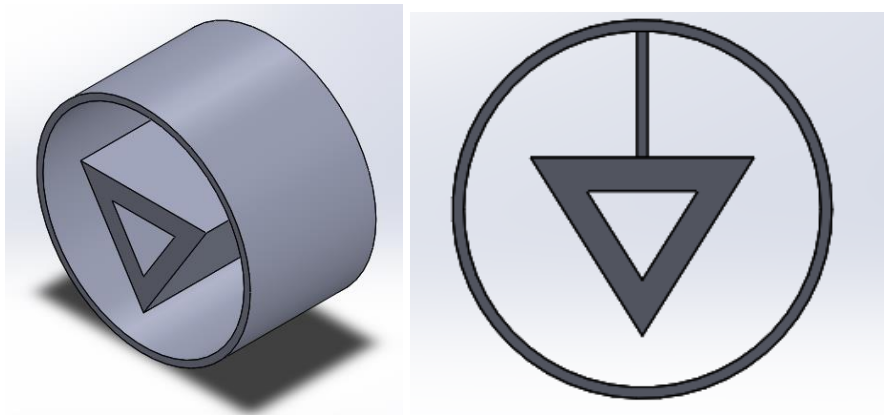
#### 4.2.4 Alternativa resonador triangular

Este resonador está compuesto por un triángulo isósceles, con unas dimensiones exteriores de: base 20mm y altura 16mm, e interiores de: base 10mm y altura 8mm, con una profundidad de 20mm, como se muestra en la Figura 41.

Las cuatro alternativas de resonadores se encuentran sostenidas mediante un soporte de dimensiones de: 12mm de largo, 0,96mm de ancho y 0,96mm de profundidad.

#### Figura 41

*Vista isométrica y frontal alternativa del resonador triangular*



Las cuatro alternativas de resonadores se encuentran sostenidas mediante un soporte de dimensiones de: 12mm de largo, 0,96mm de ancho y 0,96mm de profundidad.

Se combinaron las 4 alternativas de estructuras que tienen forma: circular, cuadrada, hexagonal y octagonal; con las 4 alternativas de resonadores: hexágono, rectangular, trapezoidal y triangular, para un total de 16 alternativas.

#### 4.3 Diseño del resonador de prueba

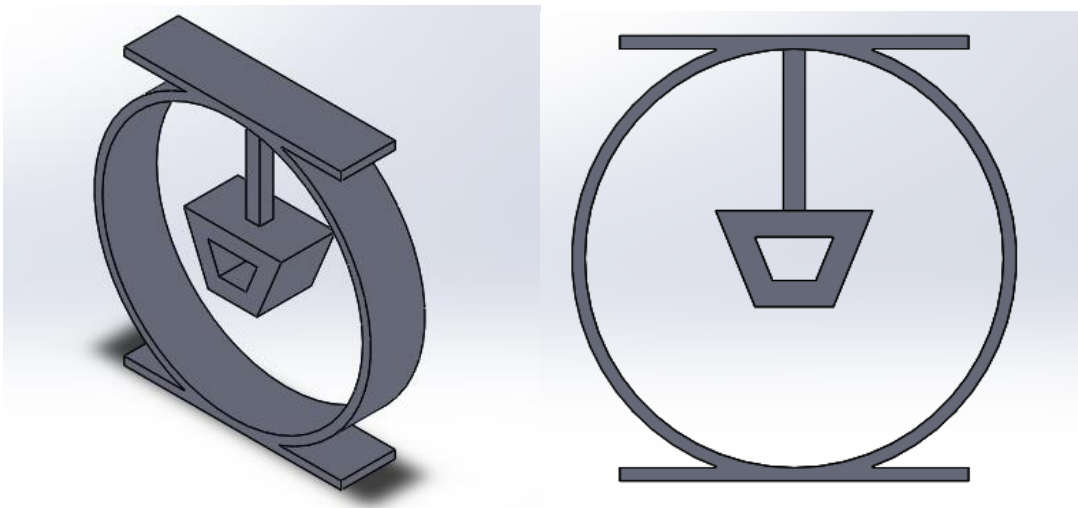
Se diseñó un resonador de prueba con la misma forma del resonador trapezoidal. Esto se realizó con la finalidad de alcanzar una frecuencia natural cercana a los 100Hz. Con el fin de

validar la frecuencia natural teórica con la frecuencia natural obtenida mediante un análisis experimental.

El resonador tiene una forma de trapecio con unas dimensiones exteriores de: base menor 18mm, base mayor 36mm y altura de 22mm. Tiene un espesor de 6mm, con una profundidad de 20mm. Además, se encuentra sostenido mediante un soporte de dimensiones de: 39mm de largo, 5mm de ancho y 5mm de profundidad. El resonador está dentro de un círculo de 102mm de diámetro exterior con un espesor de 3mm, con unas bases de 40mm de longitud, 3mm de ancho y 20mm de profundidad, como se observa en la Figura 42.

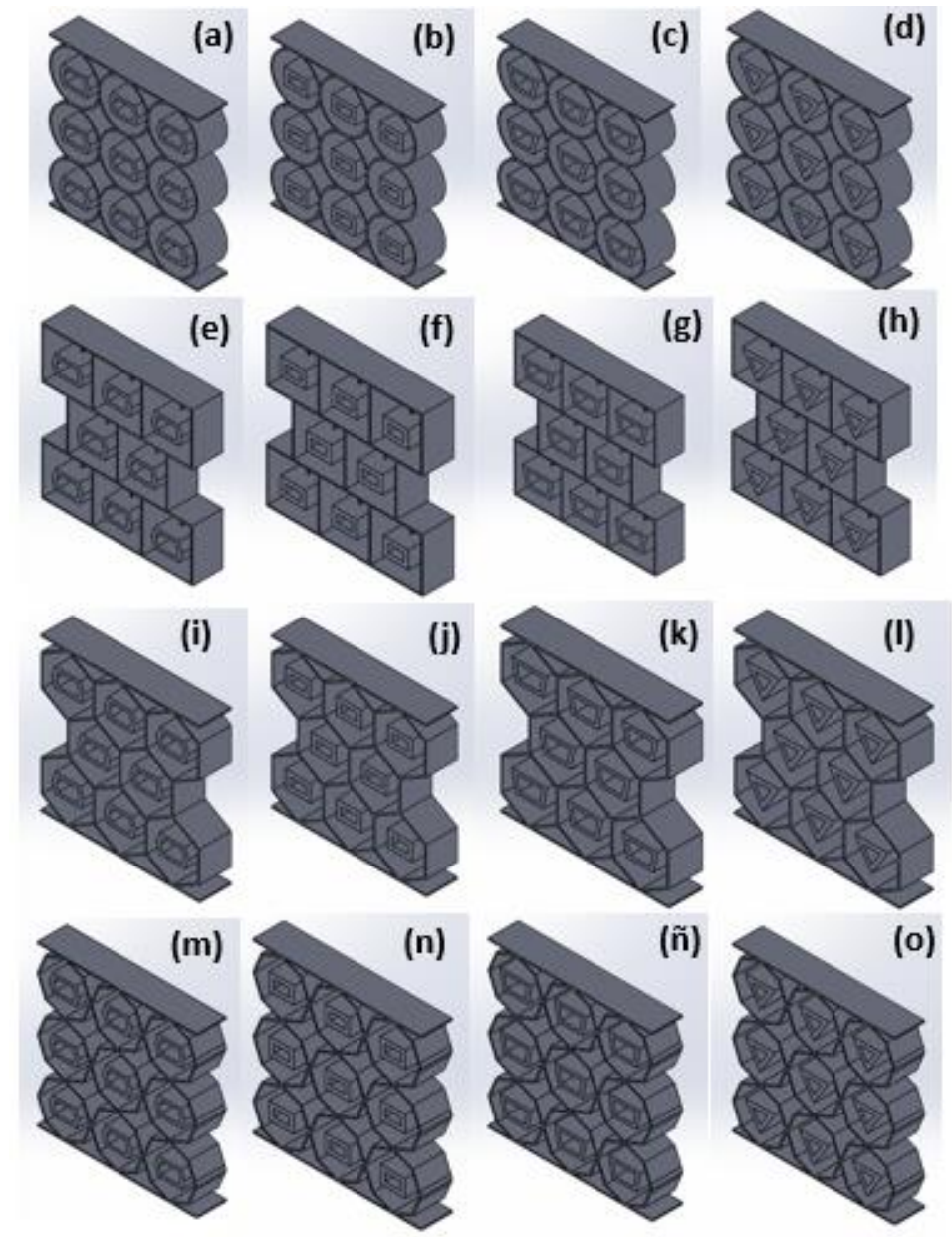
#### Figura 42

*Vista isométrica y vista frontal alternativa del resonador de prueba*



#### 4.4 Alternativas de estructuras con resonadores

Se combinaron las 4 estructuras que tienen forma: circular, cuadrada, hexagonal y octagonal; con las 4 alternativas de resonadores: hexagonal, rectangular, trapezoidal y triangular, para un total de 16 alternativas, las cuales se pueden observar en la Figura 43.

**Figura 43***Estructuras celulares con resonadores*

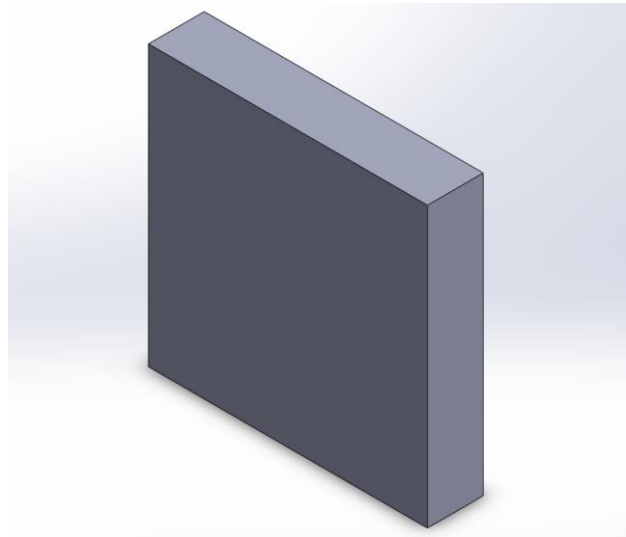
**Nota.** (a)estructura circular con resonador hexagonal (b)estructura circular con resonador rectangular (c)estructura circular con resonador trapezoidal (d)estructura circular con resonador triangular. (e)estructura cuadrada con resonador hexagonal (f)estructura cuadrada con resonador rectangular (g)estructura cuadrada con resonador trapezoidal (h)estructura cuadrada con resonador triangular. (i)estructura hexagonal con resonador hexagonal (j)estructura hexagonal con resonador rectangular (k)estructura hexagonal con resonador trapezoidal (l)estructura hexagonal con resonador triangular. (m)estructura octagonal con resonador hexagonal (n)estructura octagonal con resonador rectangular (ñ)estructura octagonal con resonador trapezoidal (o)estructura octagonal con resonador triangular.

#### 4.5 Diseño del material original

Se diseñó una estructura cúbica totalmente maciza de dimensiones 100x100x20mm en PLA. Estas medidas son equivalentes a las dimensiones de cada una de las alternativas con la finalidad de verificar la eficiencia del diseño de las estructuras propuestas. En la Figura 44, se muestra el modelo CAD del material original.

#### Figura 44

*Vista isométrica del material original macizo*



## 5. Análisis numérico de las alternativas

Una vez planteadas y establecidas las alternativas, de estructuras con resonadores, es necesario realizar un análisis estático, modal y armónico. Para determinar teóricamente que alternativa disipa una mayor cantidad de energía de vibración en un rango de 27Hz a 33Hz.

### 5.1 Análisis estático

Se realizó un análisis estructural de las alternativas sin resonadores y con cada uno de los resonadores seleccionados. Para este ensayo numérico se seleccionó una fuerza uniformemente distribuida de 30N sobre la placa superior de cada estructura.

#### 5.1.1 Análisis estático de las estructuras

En la Tabla 1, se evidencia la deformación de cada estructura, recopilando los datos de este análisis, tenemos que la alternativa que sufrió mayor deformación fue la estructura 4, con una deformación de 0,0023517m. Y la alternativa más rígida, que sufrió menor deformación fue la estructura 1, con una deformación de 0,00092609m.

**Tabla 1**

*Análisis estático de las estructuras para una fuerza de 30N*

Análisis estático de las estructuras		
Alternativa	Forma	Deformación máxima [m]
1	Circular	0,00092609
2	Cuadrada	0,001102
3	Hexagonal	0,0010555
4	Octagonal	0,0023517

#### 5.1.2 Análisis estático de las estructuras con resonadores

Se repitió el proceso realizado al análisis estático de las estructuras, pero ahora con la incrustación de los resonadores en la estructura celular. En la Tabla 2, se observa que la alternativa que sufrió mayor deformación fue la estructura 4, con el resonador 1, con una deformación máxima

de 0.0022752m. Por el contrario, la alternativa más rígida, fue la estructura 1, con cada uno de los resonadores propuestos, ya que tienen una deformación máxima de 0.00062278m.

**Tabla 2**

*Análisis estático de las estructuras con resonadores*

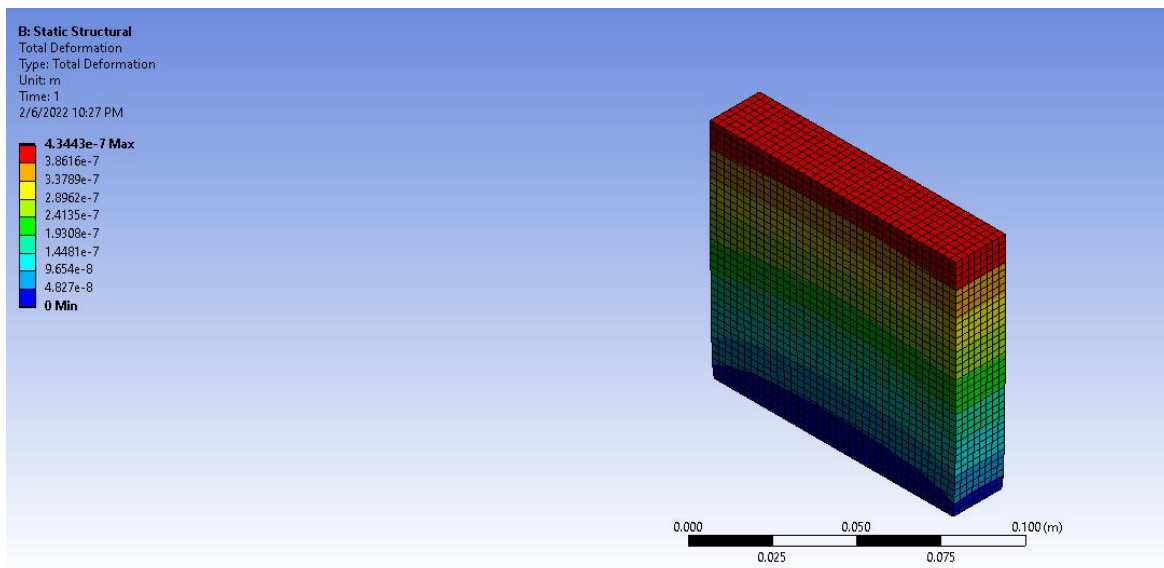
<b>Análisis estructural de las estructuras con resonadores</b>		
Estructura	Resonadores	Deformación máxima [m]
Circular	Hexagonal	0.00092192
	Rectangular	0.00092192
	Trapezio	0.00092192
	Triangular	0.00092192
Cuadrada	Hexagonal	0.0011119
	Rectangular	0.0011049
	Trapezio	0.0011098
	Triangular	0.0010928
Hexagonal	Hexagonal	0.0009395
	Rectangular	0.00093927
	Trapezio	0.00093938
	Triangular	0.00093947
Octagonal	Hexagonal	0.0022752
	Rectangular	0.0022745
	Trapezio	0.0022746
	Triangular	0.0022747

### **5.1.3 Análisis estático del material original**

Se le colocó una carga uniformemente distribuida en la cara superior con una fuerza de 30N, apoyado sobre la cara inferior. Se obtuvo una deformación máxima de  $4,3443 \times 10^{-7}$  m, como se ilustra en la Figura 45.

**Figura 45**

*Análisis estático del material macizo*



## 5.2 Análisis modal

Una vez planteadas las alternativas de las estructuras y los resonadores, se procede a realizar el análisis modal de cada una de ellas, mediante el uso del software ANSYS. Para ello se modelaron las alternativas y se agregaron las propiedades del PLA al software de simulación. Realizando el análisis modal obtenemos las frecuencias naturales de las estructuras y de los resonadores, y la deformación del material a la primera frecuencia natural.

### 5.2.1 Análisis modal de las estructuras

Se realizó el análisis modal de las 4 alternativas de estructuras. Se calcularon las frecuencias naturales de cada una de ellas y se realizó un análisis de deformación a la primera frecuencia natural. En la Tabla 3, se muestra la primera frecuencia natural de cada estructura.

**Tabla 3***Análisis modal de las estructuras*

<b>Análisis modal de las estructuras</b>		
Alternativa	Forma	Frecuencia natural [HZ]
Circular	Circular	217,82
Cuadrada	Cuadrada	99,265
Hexagonal	Hexagonal	192,77
Octagonal	Octagonal	215,89

En la Tabla 3, se evidencia que la estructura circular tiene la mayor frecuencia natural con un valor de 217,82Hz y la estructura cuadrada tiene la menor frecuencia natural con un valor de 99,265Hz.

### 5.2.2 Análisis modal de los resonadores

Se realizó el análisis modal de las 4 alternativas de los resonadores. Donde se obtuvo las frecuencias naturales de cada uno de ellos y la deformación a la primera frecuencia natural. Se analizaron los resonadores como si estuvieran sostenidos a las estructuras y por eso se diseñó el resonador inscrito en un círculo de diámetro de 32mm. En la Tabla 4, se observa el valor de la primera frecuencia natural de cada una de las estructuras.

**Tabla 4***Análisis modal de los resonadores*

<b>Análisis modal de los resonadores</b>		
Alternativa	Forma	Frecuencia natural [HZ]
Hexagonal	Hexagonal	31,115
Rectangular	Rectangular	28,859
Trapezio	Trapezio	31,893
Triangular	Triangular	31,615



**Tabla 5***Análisis modal de las estructuras con los resonadores*

<b>Análisis modal de las estructuras con los resonadores</b>		
<b>Estructura</b>	<b>Resonadores</b>	<b>Primera frecuencia natural [HZ]</b>
Circular	Hexagonal	29,534
	Rectangular	29,263
	Trapezio	29,269
	Triangular	30,15
Cuadrada	Hexagonal	29,696
	Rectangular	28,844
	Trapezio	29,362
	Triangular	29,7
Hexagonal	Hexagonal	30,309
	Rectangular	29,919
	Trapezio	30,293
	Triangular	30,859
Octagonal	Hexagonal	30,072
	Rectangular	29,821
	Trapezio	30,038
	Triangular	30,742

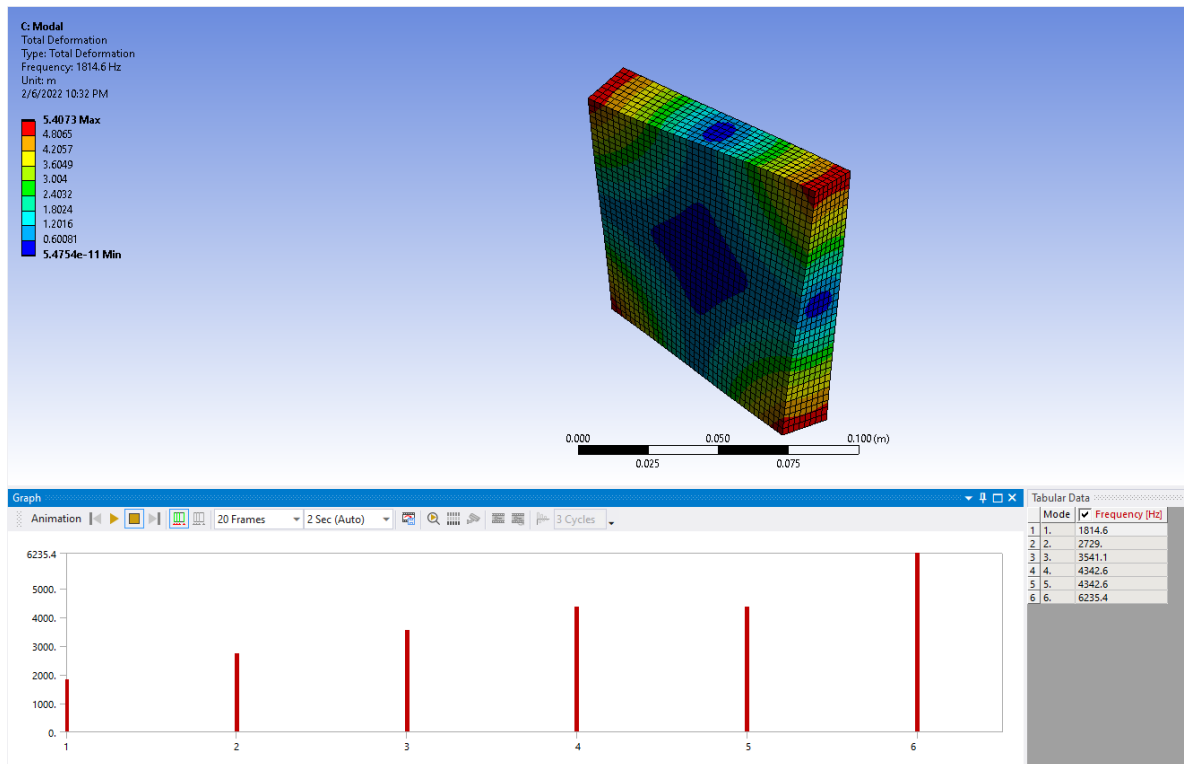
La frecuencia natural más alta fue la estructura 3, junto con el resonador 4, con un valor de 30,859Hz. Y la más baja fue la estructura 2, junto con el resonador 2, con un valor de 28,844 Hz.

### ***5.2.5 Análisis modal del material original***

Es necesario determinar las propiedades dinámicas del material, como los modos de vibración y las frecuencias naturales. Al ser completamente macizo es importante que su rango de operación se encuentre alejado de la frecuencia de resonancia. El valor de la primera frecuencia natural es de 1814,6 Hz, como se observa en la Figura 47.

**Figura 47**

*Análisis modal del material macizo*



### 5.3 Análisis armónico

Este análisis permite establecer la relación entre la deformación y la frecuencia, con la finalidad de determinar la cantidad de deformación del material en las frecuencias de resonancia. Se les realizó este análisis a las estructuras, a las estructuras con resonadores y a al material original.

#### 5.3.1 Análisis armónico de las estructuras

Con la ayuda del software ANSYS se realizó un análisis armónico de cada una de las alternativas propuestas de estructuras celulares, con y sin resonadores. Este estudio permite sacar una relación de deformación VS frecuencia, y mirar los puntos máximos de amplitudes que sufre el metamaterial. Los puntos máximos de deformación se localizan en las frecuencias naturales del modelo y en estos puntos la disipación de energía de vibración es mayor. Porque a mayor

deformación se disipa más energía vibratoria en forma de energía cinética, debido a que el material sufre una deformación plástica. En la Tabla 6, se muestra la deformación máxima que sufre el material a determinada frecuencia.

**Tabla 6**

*Análisis armónico de las estructuras sin resonadores*

<b>Análisis armónico de las estructuras</b>		
Estructura	Deformación máxima [m]	Frecuencia a la máxima deformación [HZ]
1	$7,1593 * 10^{-3}$	380
2	$1,8956 * 10^{-2}$	410
3	$5,1171 * 10^{-3}$	380
4	$2,121 * 10^{-2}$	735

La máxima deformación la presenta la estructura 4, con valor de  $2,121 * 10^{-2} m$  a una frecuencia de 735 HZ. Mientras que la mínima fue la estructura 3, con un valor de  $5,1171 * 10^{-3} m$  a una frecuencia de 380 HZ.

### **5.3.2 Análisis armónico de estructuras con resonadores**

Se realizó el análisis armónico a cada una de las alternativas de estructuras con sus respectivos resonadores. Obteniendo una gráfica que relaciona la deformación VS frecuencia, sacando los picos de máxima amplitud a determinada frecuencia. En la Tabla 7, se muestra la deformación máxima de cada alternativa a su respectiva frecuencia.

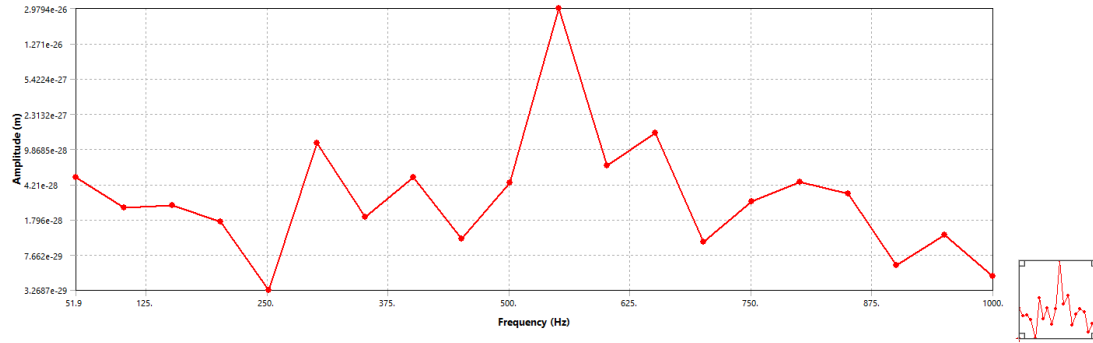
**Tabla 7***Análisis armónico de las estructuras con los resonadores*

<b>Análisis armónico de las estructuras con los resonadores</b>			
Estructura	Resonadores	Deformación máxima [m]	Frecuencia a la máxima deformación [HZ]
1	1	$2,0224 * 10^{-5}$	29,534
	2	$5,5689 * 10^{-6}$	29,263
	3	$2,3056 * 10^{-5}$	30,269
	4	$1,6989 * 10^{-5}$	30,15
2	1	$1,621 * 10^{-3}$	29,696
	2	$5,5401 * 10^{-4}$	29,844
	3	$2,5255 * 10^{-5}$	29,362
	4	$1,732 * 10^{-5}$	29,7
3	1	$1,0667 * 10^{-5}$	30,309
	2	$6,1897 * 10^{-5}$	29,919
	3	$2,0247 * 10^{-5}$	30,293
	4	$2,2346 * 10^{-3}$	30,859
4	1	$3,0503 * 10^{-4}$	30,072
	2	$3,7428 * 10^{-3}$	29,821
	3	$1,582 * 10^{-3}$	30,038
	4	$2,831 * 10^{-4}$	30,742

La máxima deformación la presenta la estructura 4, junto con el resonador 3, obteniendo una deformación de  $2,5634 * 10^{-4}$  m a una frecuencia de 30,115 HZ. La mínima deformación fue la estructura 3, junto con el resonador 2, logrando una deformación de  $8,6617 * 10^{-6}$  m a una frecuencia de 30,115 HZ.

### **5.3.3 Análisis armónico del material original**

Al efectuar el análisis armónico, se obtuvieron diferentes valores de deformación a distintas frecuencias. El valor máximo de deformación fue de  $2,9794 * 10^{-26}$  m a una frecuencia cercana a 540Hz, como se evidencia en la Figura 48.

**Figura 48***Análisis armónico del material macizo*

## 6. Selección de alternativas

Una vez realizado el análisis estático, modal y armónico de cada una de las alternativas se procede a seleccionar la mejor opción, para la disipación de energía vibratoria. Para ello mediante la construcción de un QFD (despliegue de la función calidad), se seleccionaron los metamateriales que obtuvieron un mayor puntaje. Para la construcción del QFD se tomó en cuenta los requerimientos del consumidor y los parámetros de diseño del metamaterial.

### 6.1 Requerimientos del consumidor

1. Económico: Se busca que la estructura del metamaterial sea lo más económica posible, para ello la manufactura debe ser sencilla y se debe optimizar el material utilizado para obtener una buena rentabilidad.
2. Aislamiento vibratorio: La alternativa seleccionada debe disipar la mayor cantidad de energía vibratoria posible, para ello la deformación del metamaterial debe ser máxima, para disipar energía de vibración en forma de energía cinética.
3. Buen aspecto: El acabado de la pieza debe ser el mejor, para que el diseño sea estético y tenga la mejor apariencia posible.
4. Tamaño: La alternativa debe tener el tamaño requerido y un diseño esbelto, para incrementar la eficiencia del metamaterial.
5. Rigidez: La estructura debe ser capaz de soportar las cargas a las que sea expuesta, pero debe permitir un buen rango de deformación. Las estructuras muy rígidas no disipan mucho la energía vibratoria, provocando altas transmisibilidades.
6. Fácil limpieza: Se busca que el diseño de la estructura tenga una fácil limpieza de cada una de las partes que las componen, para que así se mantenga en las mejores condiciones posibles.

7. Seguro: La estructura seleccionada debe ser segura, debe soportar todos los esfuerzos a la que sea sometida y no debe sufrir fracturas, para evitar posibles accidentes, provocados por la vibración.
8. Ciclo de vida útil: El metamaterial debe tener una buena resistencia a la fatiga, para este tenga una buena durabilidad en el tiempo.
9. Forma de instalación: La instalación del metamaterial debe ser sencilla, se recomienda tener un manual para ejecutarlo de manera correcta.
10. Rango de operación: La alternativa debe cumplir con el rango de operación especificado, para ello las frecuencias naturales de las alternativas deben estar cercanas a la frecuencia de operación.

## **6.2 Parámetros de diseño del metamaterial**

1. Deformación: La deformación del material debe ser la mayor posible, pero no debe sobrepasar la parte elástica. A mayor deformación se disipa más energía vibratoria en forma de energía cinética, provocando una menor transmisibilidad.
2. Arquitectura celular: La arquitectura celular debe ser lo más esbelta posible para que el metamaterial tenga una mayor deformación y así disipe una mayor cantidad de energía.
3. Gasto de materia prima: Se busca que el volumen de la pieza sea lo menor posible, para ahorrar materia prima y así reducir costos de fabricación.
4. Tiempo de manufactura: La geometría de la alternativa debe ser de forma sencilla, ocupando poco volumen, para que así el tiempo de fabricación en la impresora 3D sea menor.
5. Carga que puede soportar: La estructura seleccionada debe tener la capacidad de soportar los diferentes esfuerzos a la que sea sometida, aguantando los diferentes tipos de carga.

6. Rango de frecuencias: La alternativa debe estar en unas frecuencias optimas de operación, que en este caso se encuentre entre 27 y 33 HZ.
7. Fuente de perturbación: Se busca que la alternativa sea funcional y no se afecte de manera significativa por las perturbaciones de su entorno. Ya que puede estar expuesto a diferentes tipos de perturbaciones encontradas en el ambiente.
8. Condiciones de trabajo: Se busca que el material se ajuste a las condiciones de trabajo, soporte cualquier carga a la que sea expuesta y no llegue a deformaciones plásticas o a una ruptura.
9. Dimensionamiento adecuado al espacio: La alternativa debe tener un tamaño optimo, donde sea funcional y ocupe el espacio necesario.
10. Resistencia a la fatiga: El modelo debe tener una buena resistencia a la fatiga, para que el material no falle bajo cargas cíclicas.

### **6.3 Matriz de calidad**

Se relacionaron los requerimientos del cliente, con los parámetros de diseño del metamaterial, para poder seleccionar los ítems más importantes al momento de escoger la alternativa ganadora. Para ello en la matriz se asignó un sistema de convenciones, un círculo con una línea en el centro significa que tienen una relación fuerte y otorga un valor de 9 puntos. Un círculo significa una relación moderada y asigna un valor de 3 puntos. Un triángulo, significa que tienen una baja relación y otorga 1 punto. Si no hay relación entre los 2 parámetros, se deja la casilla vacía y no asigna puntos. En la Figura 49 se muestra el QFD realizado, para establecer los parámetros de diseño más importantes.

Las relaciones que se pueden encontrar en esta matriz son: correlación fuerte, correlación moderada, correlación débil, Maximizar el objetivo, Minimizar el objetivo, objetivo en el blanco, los símbolos de cada uno se pueden observar en la Figura 50.

Figura 49

Sistema de convenciones de la matriz de calidad

Legend		
⊕	Strong Relationship	9
○	Moderate Relationship	3
▲	Weak Relationship	1
▼	Objective Is To Minimize	
▲	Objective Is To Maximize	
X	Objective Is To Hit Target	

Figura 50

Matriz de calidad

Row #	Max Relationship Value in Row	Relative Weight	Weight / Importance	Demanded Quality (a.k.a. "Customer Requirements" or "Whats")	Column #									
					Direction of Improvement: Minimize (▼), Maximize (▲), or Target (X)									
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
					Deformación	Arquitectura celular	Gasto de materia prima	Tiempo de manufactura	Carga que puede soportar	Rango de frecuencias	Fuente de perturbación	Condiciones de trabajo	Dimensionamiento adecuado al espacio	Resistencia a la fatiga
1	9	18.2	10.0	Aislamiento vibratorio	⊕	⊕	▲	▲	○	⊕	⊕	⊕	○	▲
2	9	16.4	9.0	Rango de operación	⊕	⊕	▲		○	⊕	⊕	⊕	⊕	▲
3	9	14.5	8.0	Tamaño	▲	○	⊕	⊕	⊕	⊕	○		⊕	▲
4	9	12.7	7.0	Económico	▲	▲	⊕	⊕	▲	○			⊕	⊕
5	9	10.9	6.0	Rigidez	⊕	○	○	▲	⊕	⊕	⊕	▲	○	
6	9	9.1	5.0	Ciclo de vida util	⊕	○	▲	▲	○	▲	▲	⊕	▲	⊕
7	9	7.3	4.0	Seguro	⊕	▲	▲		○	▲	⊕	⊕		⊕
8	9	5.5	3.0	Forma de instalación	▲	▲						▲	⊕	○
9	9	3.6	2.0	Facil limpieza		⊕	▲							
10	1	18	1.0	Buen aspecto	▲	▲								
Target or Limit Value														
Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)					7	8	3	2	4	7	9	8	3	5
Max Relationship Value in Column					9	9	9	9	9	9	9	9	9	9
Weight / Importance					590.9	474.5	332.7	283.6	394.5	594.5	527.3	474.5	538.2	327.3
Relative Weight					13.0	10.5	7.3	6.3	8.7	13.1	11.6	10.5	11.9	7.2

Una vez establecida la relación entre los requerimientos del cliente y los requerimientos funcionales de diseño, se llega a la conclusión de que los ítems más importantes para la selección del diseño del metamaterial con resonadores son los siguientes: deformación, rango de frecuencias y dimensionamiento adecuado al espacio.

#### 6.4 Selección de la alternativa de estructura con resonador

Los ítems más importantes para la selección del metamaterial con resonadores son: deformación, rango de frecuencias y dimensionamiento. Se le asignó un porcentaje a cada uno de los parámetros seleccionados, con valores de 40%, 40% y 30% respectivamente. Se creó la Tabla 8 con cada una de las alternativas y se le fueron dando valores de 1 a 10, siendo 10 lo mejor y 1 lo peor. Para poder así seleccionar las mejores alternativas.

**Tabla 8**

*Selección de la alternativa de la estructura con resonador*

Selección de la alternativa de la estructura con resonador								
Parámetros		Deformación		Rango de frecuencias		Dimensionamiento adecuado al espacio		TOTAL
		Porcentaje	40%	Porcentaje	30%	Porcentaje	30%	
Estructura	Resonador	Valor [m]	Puntaje	Valor [Hz]	Puntaje	Valor [mm <sup>3</sup> ]	Puntaje	
a	a	$2,0224 * 10^{-5}$	8	29,534	9	100x100x20	10	8,9
	b	$5,5689 * 10^{-6}$	7,5	29,263	8	100x100x20	10	8,4
	c	$2,3056 * 10^{-5}$	8,5	30,269	10	100x100x20	10	9,4
	d	$1,6989 * 10^{-5}$	8	30,15	10	100x100x20	10	9,2
b	a	$1,621 * 10^{-3}$	9	29,696	8,5	100x100x20	10	9,15
	b	$5,5401 * 10^{-4}$	9	29,844	8,5	100x100x20	10	9,15
	c	$2,5255 * 10^{-5}$	8,5	29,362	8	100x100x20	10	8,8
	d	$1,732 * 10^{-5}$	8	29,7	9	100x100x20	10	8,9
c	a	$1,0667 * 10^{-5}$	8	30,309	9	100x96,25x20	9,5	8,75
	b	$6,1897 * 10^{-5}$	8,5	29,919	10	100x96,25x20	9,5	9,25
	c	$2,0247 * 10^{-5}$	8	30,293	9	100x96,25x20	9,5	8,75
	d	$2,2346 * 10^{-3}$	9,5	30,859	8	100x96,25x20	9,5	9,05
d	a	$3,0503 * 10^{-4}$	9	30,072	9,5	108,64x108,68x20	9	9,15
	b	$3,7428 * 10^{-3}$	9,5	29,821	9	108,64x108,68x20	9	9,2
	c	$1,582 * 10^{-3}$	9	30,038	10	108,64x108,68x20	9	9,3
	d	$2,831 * 10^{-4}$	8,5	30,742	9	108,64x108,68x20	9	8,8

Todas las alternativas propuestas tienen un buen puntaje ya que superan el valor de 8. Pero hay dos que resaltan sobre las demás. Las cuales son la estructura 1 y 4, con resonador 2. Estas dos alternativas obtuvieron un puntaje final de 9,4 y 9,3 respectivamente. Por lo tanto, se procede a realizar la fabricación de estas dos estructuras, con y sin resonadores. Para determinar la efectividad de los resonadores en un rango de frecuencia de 27Hz a 33Hz.

## 7. Acondicionamiento del banco de ensayos

Se acondicionó el banco de pruebas propuesto por Heller Guillermo Sánchez Acevedo, con el fin de realizar el ensayo de transmisibilidad. Para ello se diseñó cada una de las piezas necesarias y así realizar un montaje óptimo de las alternativas. Estas se diseñaron con una frecuencia natural lejana a la frecuencia de resonancia de los metamateriales a ensayar. A continuación, se muestra el diseño de cada una de las piezas, que componen el banco.

### 7.1 Placa inferior

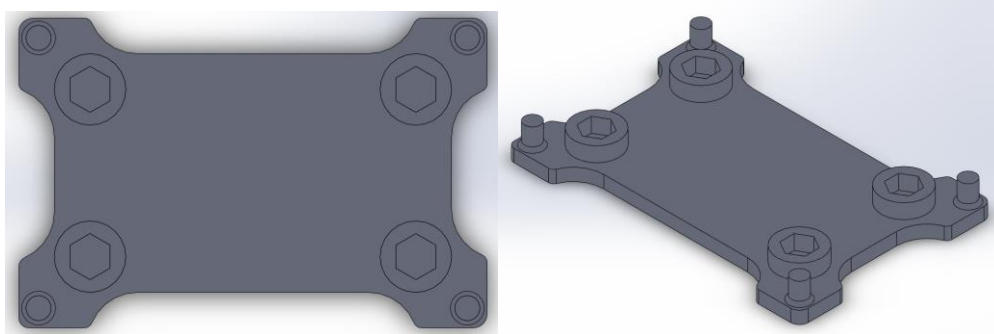
Se diseñó una base que brinda estabilidad durante el análisis de transmisibilidad, el cual evita errores en las mediciones experimentales. Esta base se fija mediante unas varillas las cuales se ajustan por medio de 2 tuercas. Además, la base posee 4 salientes circulares de diámetro  $\frac{1}{2}$  " para ajustar unas chupas, evitando que la base se deslice en medio del análisis experimental a causa de la vibración.

#### 7.1.1 Diseño de la placa inferior

La placa inferior del banco de pruebas tiene unas dimensiones de 120,90mm de ancho, 200,78mm de largo y 10mm de espesor. Esta tiene 4 huecos de 12,71 mm de diámetro, en las esquinas la base se le colocó un cuadrado de 36mm de arista, por 10mm de profundidad., donde se añadieron unos soportes de diámetro de 17,20mm y una profundidad de 17mm. Se le acondicionó la forma de la tuerca, para ello se creó un hexágono regular con una de arista de 11,70mm. Por último, se le aplicó un redondeo en las esquinas formadas, como se observa en la Figura 51.

**Figura 51**

*Vista inferior e isométrica de la placa inferior*

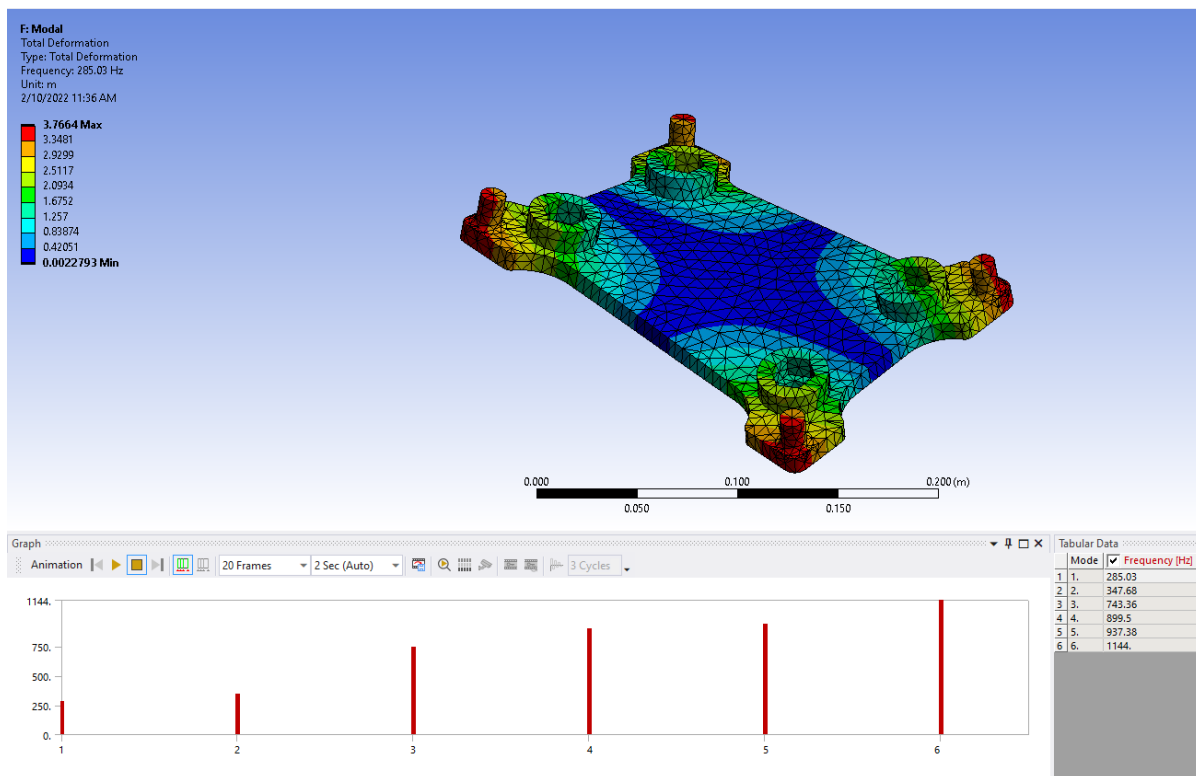


### 7.1.2 Análisis modal de la placa inferior

Realizando el análisis modal de la placa inferior, se obtuvieron diferentes frecuencias naturales. El valor de la primera frecuencia natural fue 285,03 Hz, como se ilustra en la Figura 52.

**Figura 52**

*Análisis modal de la placa inferior*



## 7.2 Placa intermedia

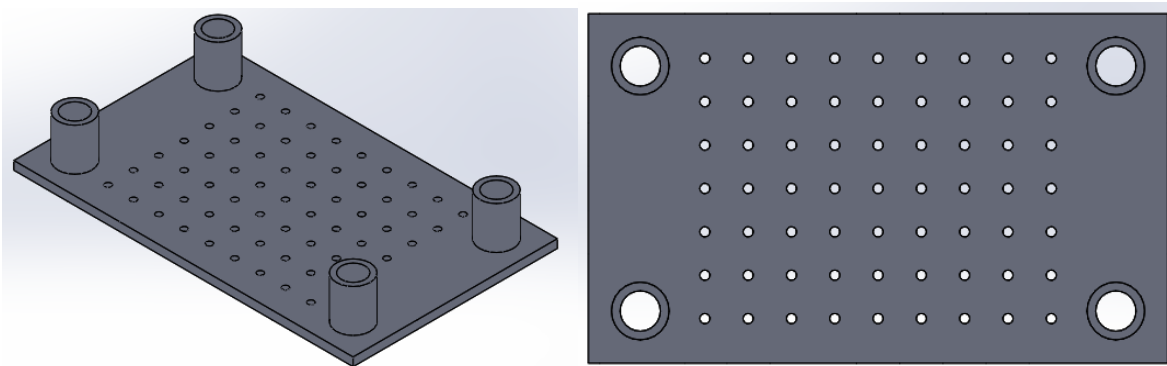
Se diseñó una placa intermedia con el fin de impedir errores en el ensayo transmisibilidad. Las alternativas se sujetan a están placa, para prevenir desplazamientos durante la prueba y así evitar la incertidumbre de los datos obtenidos durante el análisis.

### 7.2.1 Diseño de la placa intermedia

La placa tiene una longitud de 200,78 mm, un ancho de 120,90mm y una profundidad de 5mm. A su vez tiene matriz de agujeros de 7X9, con un diámetro de 3,5mm. También cuenta con cuatro cilindros de diámetro interior de 13,95mm, un diámetro exterior de 19,95mm y una profundidad de 25mm, como se ilustra en la Figura 53.

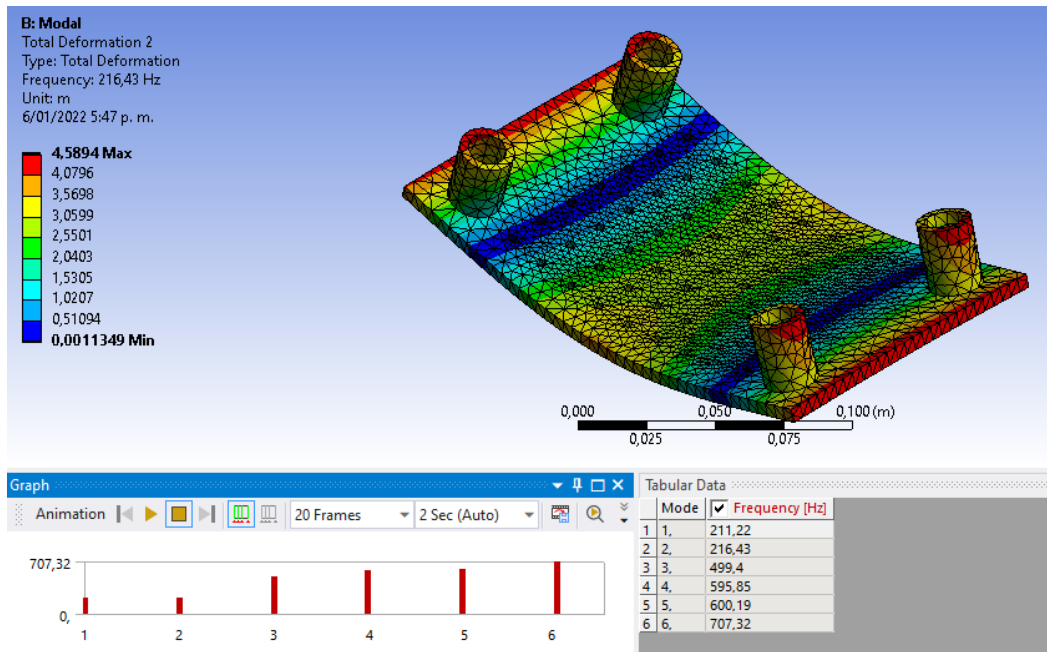
#### Figura 53

*Vista isométrica y vista superior de la placa intermedia*



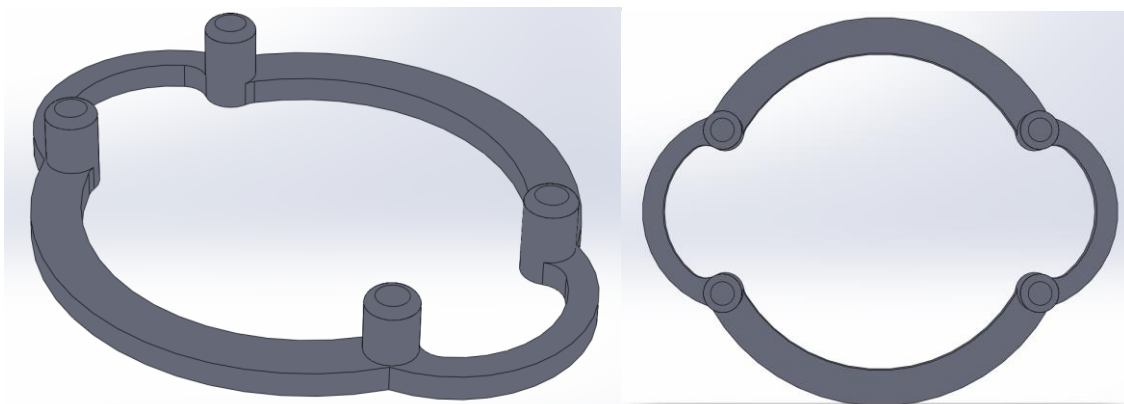
### 7.2.2 Análisis modal de la placa intermedia

Se realizó el análisis modal de esta base, para determinar la frecuencia natural y comprobar que esta frecuencia no este cercana a la frecuencia natural del metamaterial. Ya que sí se encuentra cercana puede interferir en el ensayo de transmisibilidad, debido a que la placa entraría en resonancia. Realizando el análisis modal de la base intermedia, se obtuvieron diferentes frecuencias naturales, el valor de la primera frecuencia natural fue 211,22 Hz, como se muestra en la Figura 54.

**Figura 54***Análisis modal de la base intermedia*

### 7.3 Soporte superior de las varillas

Con la finalidad de mantener las varillas lo más estable posible, se diseñó un soporte donde se incrustaron las varillas. Esta base se construyó a base de semi círculos, los cuales sirven para ubicar el shaker y los sensores, como se ilustra en la Figura 55.

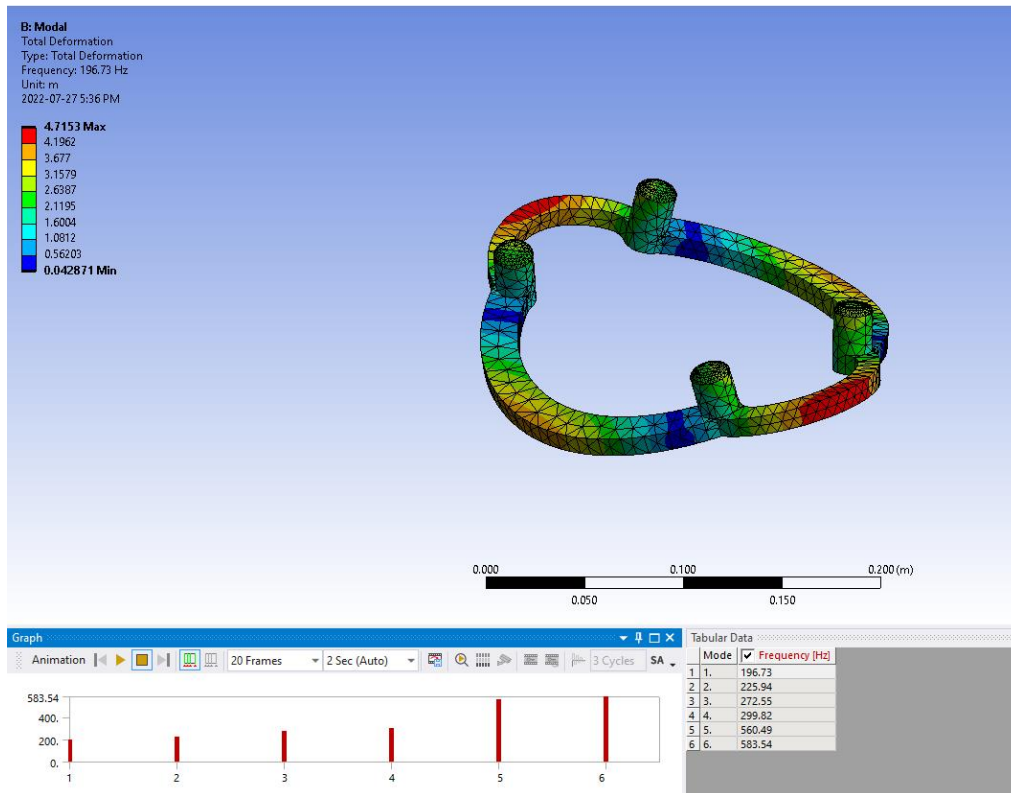
**Figura 55***Vista isométrica y superior del soporte superior de las varillas*

### 7.3.1 Análisis modal del soporte superior

Realizando el análisis modal del soporte superior, se obtuvieron diferentes frecuencias naturales, el valor de la primera frecuencia natural fue 196,73Hz como se observa en la Figura 56.

**Figura 56**

*Análisis modal del soporte superior*

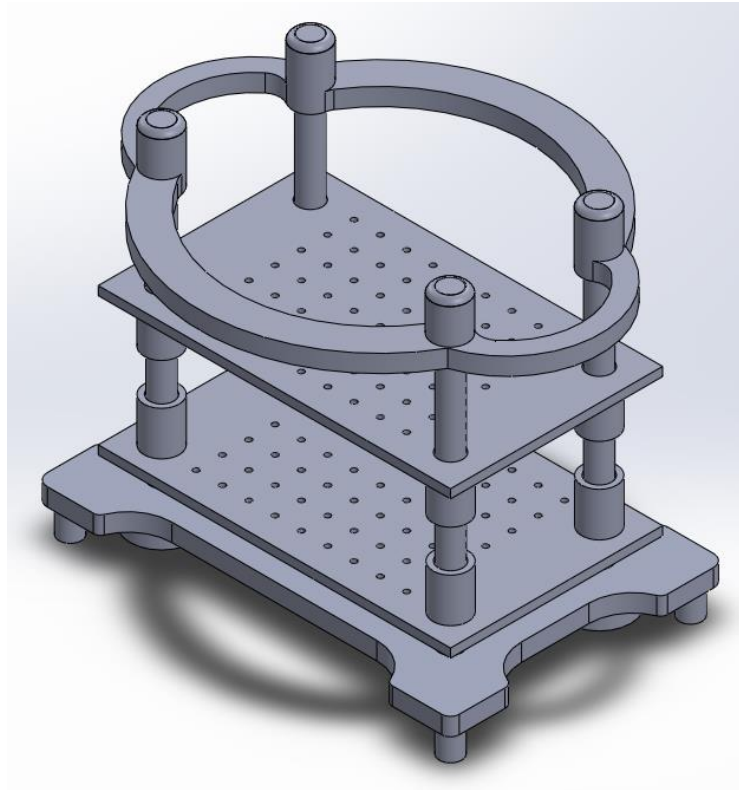


## 7.4 Ensamblaje del banco de ensayos

Una vez diseñadas cada una de las piezas que componen el banco de ensayos, se procede a realizar el ensamblaje. En primer lugar, se ajustaron las varillas a la placa inferior mediante tuercas, luego se insertaron las dos placas intermedias en donde se ubicará el metamaterial y por último se acopla el soporte superior para que las varillas permanezcan alineadas. Como se evidencia en la Figura 57.

**Figura 57**

*Vista isométrica del ensamblaje del banco de ensayos*

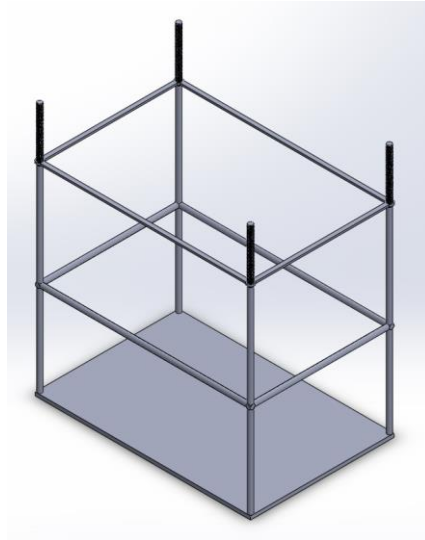


### **7.5 Estructura metálica**

Se mandó a construir una base metálica donde va soportado el shaker, esta estructura metálica tiene una base rectangular de 60cmX40cm, con 4 varillas soldadas de altura 70cm y un diámetro de  $\frac{1}{2}$ ". En la parte superior las varillas tienen una rosca de 15cm esto con el fin de ajustar el shaker a la medida requerida, se le coloco tuerca a ambos lados para asegurarla y evitar movimientos inadecuados. Además, se encuentra una platina de dimensiones externas de 60cmx40cm y dimensiones internas de 49cmx29cm con un espesor de 5mm, como se ilustra en la Figura 58.

**Figura 58**

*Vista isométrica de la estructura metálica*

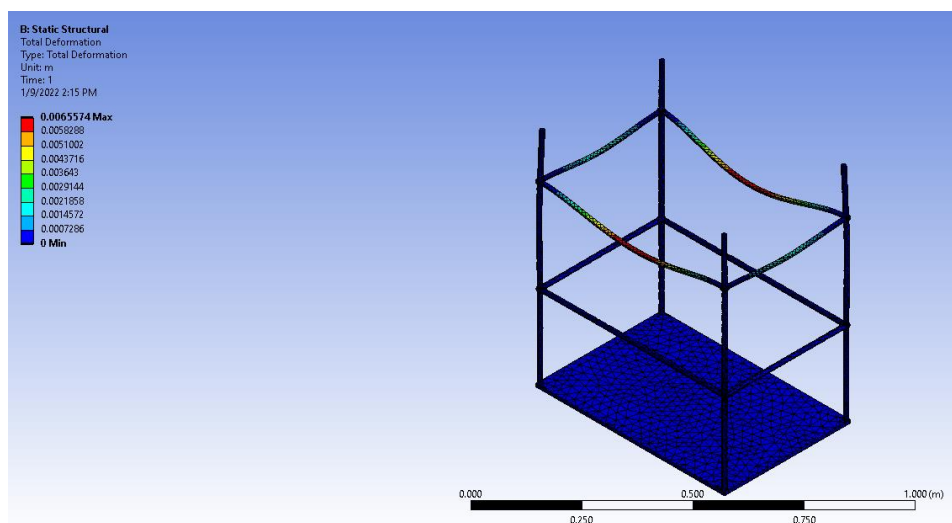


### **7.5.1 Análisis estático de la base metálica**

Se realizó el análisis estático donde va soportado el shaker, se le puso una carga distribuida de 30N en cada lateral, con un apoyo fijo en la base inferior de la estructura. Realizando el análisis estático se obtuvo una deformación máxima de 0,00065574m, como se muestra en la Figura 59.

**Figura 59**

*Análisis estático de la estructura metálica*

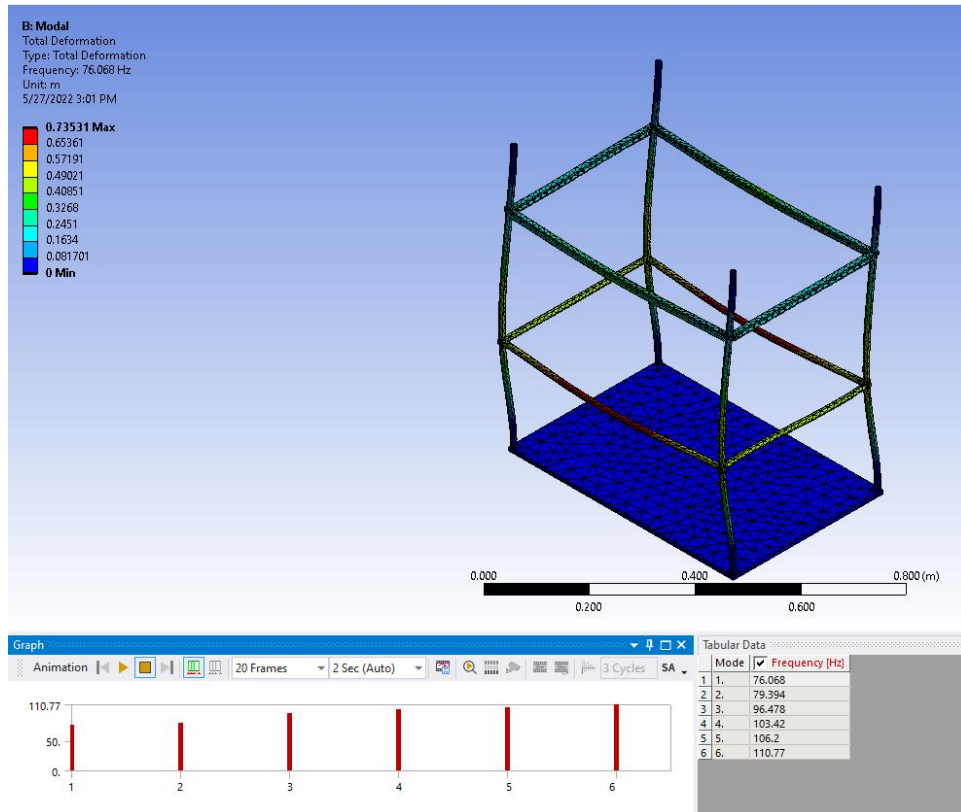


### 7.5.2 *Análisis modal de la base metálica*

Una de las consideraciones más importantes al momento de diseñar la base es que la frecuencia natural sea superior a la frecuencia natural de las estructuras a probar. Evitando que las pruebas den resultados erróneos por entrar en resonancia. En el análisis modal de la estructura metálica se obtuvieron diferentes frecuencias naturales, el valor de la primera frecuencia natural fue de 246,31 Hz, como se observa en la Figura 60.

**Figura 60**

*Análisis modal de la estructura metálica*



## 8. Análisis modal experimental

Se compararon las frecuencias naturales experimentales y teóricas, para calcular la exactitud entre los valores obtenidos mediante la simulación en Ansys y los valores experimentales. Se sacó el porcentaje de error, para determinar así la desviación que existe entre los dos resultados, para validar la exactitud del modelo numérico del resonador de prueba y de la placa intermedia.

### 8.1 Análisis modal experimental del resonador de prueba

Para el ensayo del análisis modal, se requiere sostener el resonador, de forma horizontal, mediante el uso de unas ligas, como se observa en la Figura 61. Luego en el software modal se dibuja la figura del resonador, con los respectivos puntos de impacto. Después se le dan 3 golpes a cada punto, utilizando un martillo de impacto especial, se utilizó la punta de cerámica ya que se usa para medir frecuencias medias. Al terminar todos los impactos, el software calcula la frecuencia natural del modelo, con su respectiva deformación. En la Figura 62, se observa que la frecuencia natural del resonador es de 98,35Hz.

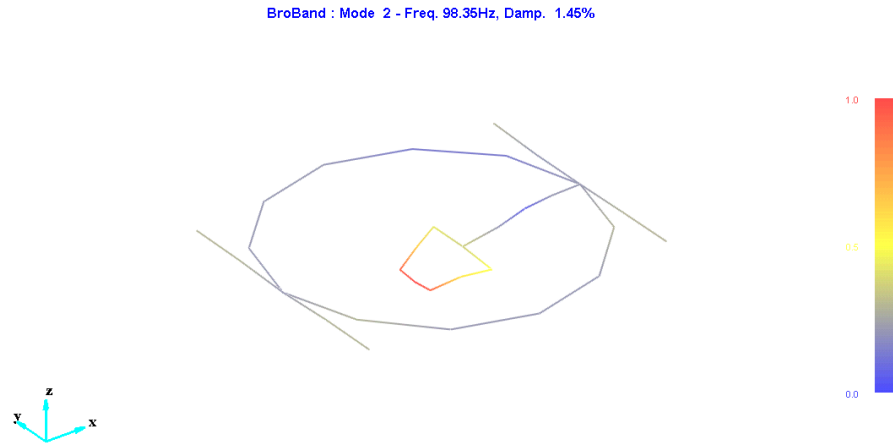
#### Figura 61

*Montaje del análisis modal del resonador de prueba*



**Figura 62**

*Resultado del análisis modal del resonador de prueba*

**8.1.1 Validación del modelo teórico del resonador de prueba**

La primera frecuencia natural calculada en el programa ANSYS del resonador de prueba fue de 99,011Hz y la frecuencia natural obtenida mediante las pruebas de laboratorio fue de 98,35Hz. A continuación, la ecuación (34) muestra el porcentaje de error, entre el análisis teórico y experimental del resonador de prueba.

$$\left| \frac{98,35 - 99,011}{98,35} \right| * 100 = 0,672\% \quad (34)$$

Se observa que el porcentaje de error es menor al 1%, por lo tanto, los datos numéricos calculados en el programa ANSYS son aproximados a los obtenidos experimentalmente.

**8.2 Análisis modal experimental de la placa intermedia**

Se colocó la base sostenida mediante unas ligas, luego se marcaron los puntos de impacto en la placa, como se evidencia en la Figura 63. En el software modal oros, se dibujó la figura de la base con sus respectivos puntos de impacto. Después se le dieron 3 golpes a cada punto con el martillo de impacto, que tenía una punta de cerámica, la cual usada para medir frecuencias medias.

Por último, con la ayuda del software se calculó la frecuencia natural de la base, que dio una frecuencia natural de 204 HZ, como se observa en la Figura 64.

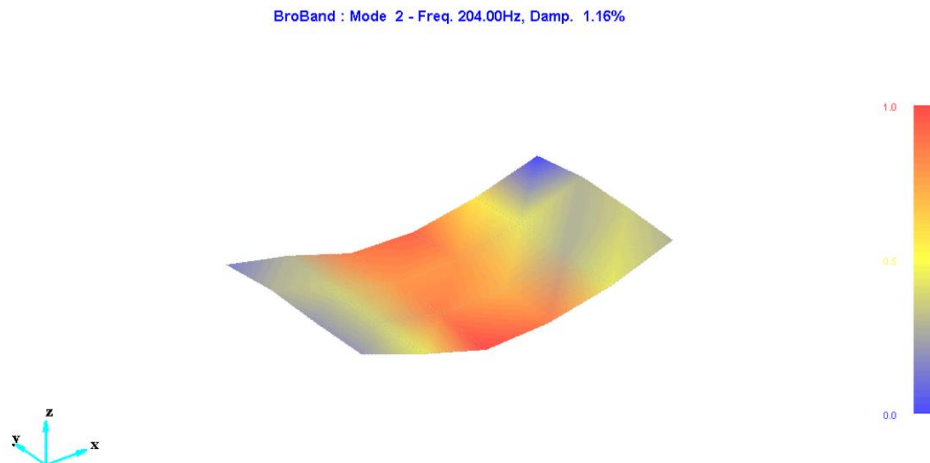
### Figura 63

*Montaje del análisis modal experimental de la placa intermedia*



### Figura 64

*Resultado del análisis modal experimental de la placa intermedia*



#### 8.1.1 Validación del modelo teórico de la placa intermedia

La segunda frecuencia natural calculada en el programa ANSYS de la base fue de y la frecuencia natural obtenida mediante las pruebas de laboratorio fue de 204 HZ.

Se escogió la segunda frecuencia natural de 216,43 HZ, ya que con esta frecuencia el análisis de deformación es similar a la realizada en el laboratorio. A continuación, en la ecuación (35) se muestra porcentaje de error de la frecuencia natural experimental y teórica de la placa intermedia.

$$\left| \frac{204 - 216,43}{204} \right| * 100 = 6,093\% \quad (35)$$

Se observa que el porcentaje de error es aproximadamente del 6%, este es mayor al porcentaje de error, obtenido en el resonador de prueba, pero aun así se considera un porcentaje aceptable.

## 9. Fabricación de alternativas

Una vez obtenido el modelo numérico de cada una de las estructuras, se realizó la selección de alternativas. Las alternativas ganadoras fueron la circular y octagonal, ambas con resonador trapezoidal. Se fabricaron estas estructuras con y sin resonadores, mediante el modelado por deposición fundida, utilizando hilos de PLA.

### 9.1 Instrumentos requeridos para la fabricación

En el laboratorio de vibraciones mecánicas, de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, se realizó la fabricación de los metamateriales. Los prototipos se fabricaron, por medio de manufactura aditiva y se usó una impresora 3D de referencia ENDER 3 V2 Creality, el cual utilizó hilos de PLA para su proceso de fabricación. En la Figura 65, se observa la impresora 3D utilizada y el hilo de PLA utilizado.

#### Figura 65

*Impresora 3D de referencia ENDER 3 V2 Creality.*



## 9.2 Proceso de fabricación de las alternativas

Una vez diseñado el metamaterial en SolidWorks se convirtieron los archivos a una extensión de. STL, después se pasó el modelo al programa cura, donde se cuadraron los parámetros de impresión. Luego de tener listas las propiedades de impresión, se aplicó pegante en barra a la superficie de vidrio, para que el material no quede adherido directamente sobre el vidrio. Por último, se imprimió la pieza y se esperó el tiempo para que la pieza quedará totalmente lista.

En primera instancia, se imprimió el resonador de prueba el cual se puede apreciar en la Figura 66. Esto para poder realizarle un análisis modal. Luego se imprimió las estructuras 1 y 4 sin resonador y con el resonador 3, para realizarle el análisis de transmisibilidad. Esto con el fin de analizar la disipación de energía de la estructura sola y la estructura con resonadores. Estas estructuras fabricadas se observan en la Figura 67.

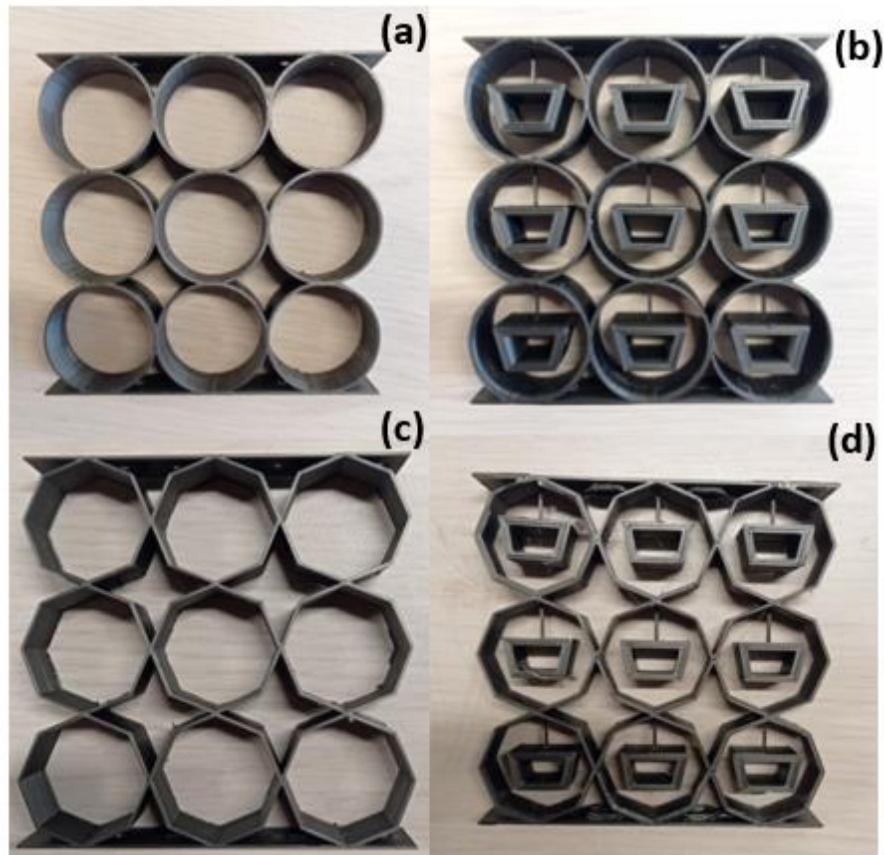
### Figura 66

*Vista isométrica y frontal del resonador de prueba impreso en PLA*



**Figura 67**

*Alternativas de metamaterial con y sin resonadores*



*Nota. a) Estructura circular (b) Estructura circular con resonador hexagonal (c) Estructura octagonal (d) Estructura octagonal con resonador hexagonal*

## 10. Ensayo de transmisibilidad

El ensayo de transmisibilidad permite conocer el porcentaje de energía de vibración disipada por el metamaterial, en un rango de frecuencias de 10Hz a 60Hz. Se le realizó a la estructura circular y octagonal, con y sin resonador. Para determinar la influencia que tienen los resonadores en el metamaterial.

### 10.1 Materiales necesarios para el ensayo de transmisibilidad

Para realizar el ensayo de transmisibilidad se contó con sensores de 100mV/g y 50g de alcance, además de un analizador Oros Or35 el cual procesa las señales, un mini Shaker encargado de excitar el metamaterial.

#### 10.1.1 Shaker

El shaker es un instrumento utilizado para ensayos de vibraciones, también se le conocen como excitador de vibraciones. A este instrumento se le asigna una potencia eléctrica, la cual está asociada a su intensidad de vibración y una frecuencia de operación. El shaker utilizado fue el Mini-Shaker de la empresa Sentek Dynamics, el cual se aprecia en la Figura 68.

#### Figura 68

*Vista lateral y superior del shaker*



### ***10.1.2 Analizador Oros***

El analizador de vibraciones empleado durante las pruebas de transmisibilidad fue un Oros OR35. A este analizador se le conecta el shaker, los sensores y el computador. Es el encargado de recibir los datos recolectados por los analizadores, guardarlos y analizarlos. Estos datos son transmitidos a un computador por medio de un cable patch cord; y las gráficas de estos datos se hicieron en el programa de NV Gate. En la Figura 69, se ilustra el analizar oros utilizado.

#### **Figura 69**

*Analizador oros OR35*



### ***10.1.3 Sensores***

Los sensores de vibraciones son utilizados para registrar la información obtenida. Se utilizaron 2 sensores que se encontraban en el laboratorio de vibraciones mecánicas de la UIS. Estos se ubicaron en las placas superior e inferior que soportaban la estructura del metamaterial y registró los datos de la potencia espectral, en forma de aceleración. Los 2 sensores que se utilizaron fueron modelo 3056D2 de la empresa DYTRAN Instruments INC con seriales de 17171 y 17183. Este se puede apreciar en la Figura 70.

**Figura 70**

*Sensor 3056D2 de DYTRAN Instruments INC*



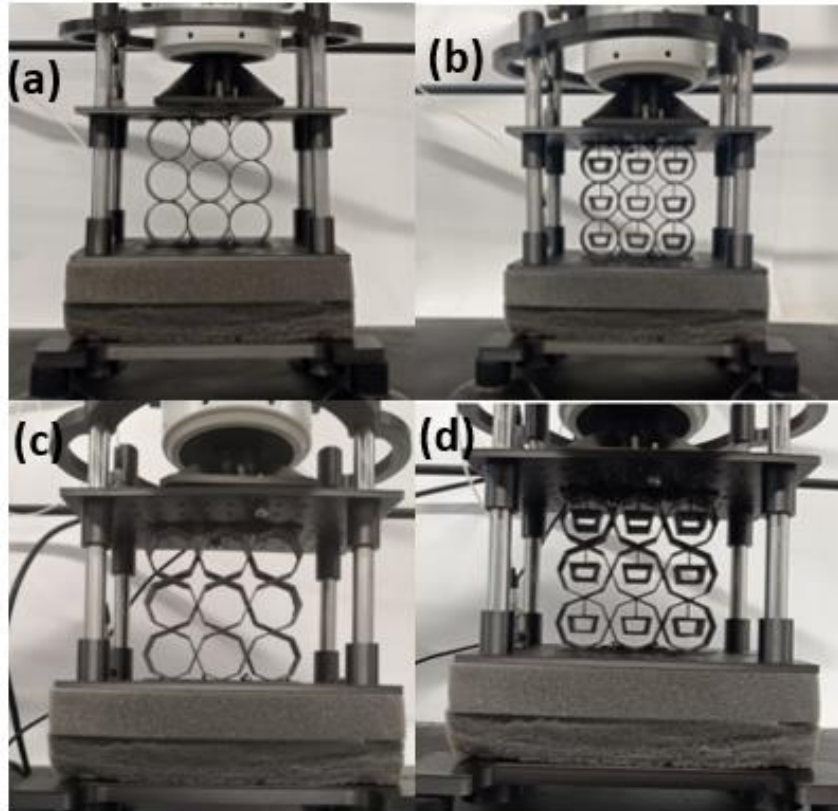
## 10.2 Montaje del ensayo de transmisibilidad

El banco del ensayo de transmisibilidad cuenta con una base a la cual se le atornillaron 4 varillas de acero inoxidable, a esta base se le añadieron 4 chupas para mejorar la estabilidad del banco. Además, cuenta con una espuma gris de densidad de  $26 \text{ gr/cm}^3$ , que sirve para atenuar las vibraciones residuales durante la medición. Esta se ubica entre la placa inferior y la placa intermedia.

Para realizar el análisis de transmisibilidad se debe sujetar el metamaterial mediante unos tornillos de  $1/8''$  a las placas intermedias, con el fin de que la alternativa no se corra y haya inconsistencias en la medida. Se soporta el Shaker a la base metálica por medio de unos cordones elásticos. A su vez el shaker va atornillado a la placa superior mediante unos tornillos de  $3/16''$ . Se colocaron 2 acelerómetros, uno en la placa superior y otro en la placa inferior, con el fin de medir la energía de vibración en cada una de las placas del metamaterial. Estos van conectados a una tarjeta de adquisición NI 9232, la cual permite a procesar las señales y pasar los datos al computador mediante el software NVGate. En la Figura 71, se observa el montaje de transmisibilidad de cada una de las alternativas.

**Figura 71**

*Montaje de transmisibilidad de las alternativas fabricadas*



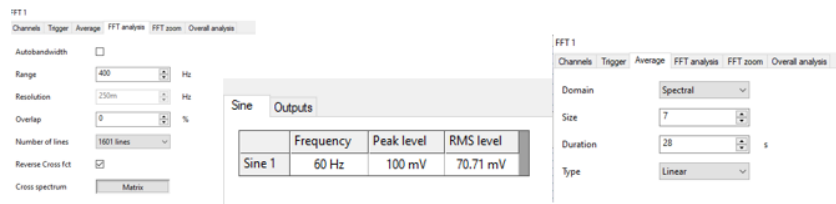
*Nota. (a) Estructura circular (b) Estructura circular con resonador hexagonal (c) Estructura octagonal (d) Estructura octagonal con resonador hexagonal*

### **10.3 Resultados del ensayo de transmisibilidad**

Una vez listo el montaje, se procede a realizar el análisis de transmisibilidad. Para ello se conecta el Shaker, se hace un barrido de frecuencias de 10Hz a 40Hz, a un valor pico de 100mV. Otros parámetros que se le agregaron fue un tiempo de ensayo de 28 segundos, a una resolución de 1601 líneas, los cuales se ven en la Figura 72. Los acelerómetros van tomando datos de energía vibratoria y se van guardando en el software NVGate. Para luego calcular el porcentaje de transmisibilidad por medio de la relación de las señales de entrada y salida.

**Figura 72**

*Datos del ensayo de transmisibilidad para un voltaje de 100mV*



### 10.3.1 Estructura circular

La Tabla 9, muestra el comportamiento de transmisibilidad de la estructura circular, en un rango de frecuencias de 10Hz a 40Hz, con un voltaje de 100mV. Se puede observar que a 12Hz la estructura tiene el mejor porcentaje de disipación, ya que a esta frecuencia la estructura disipa un 62,93%, mientras que el menor porcentaje se presenta a los 32Hz aumentando un valor de 9,29%.

**Tabla 9**

*Datos del ensayo de transmisibilidad de la estructura circular*

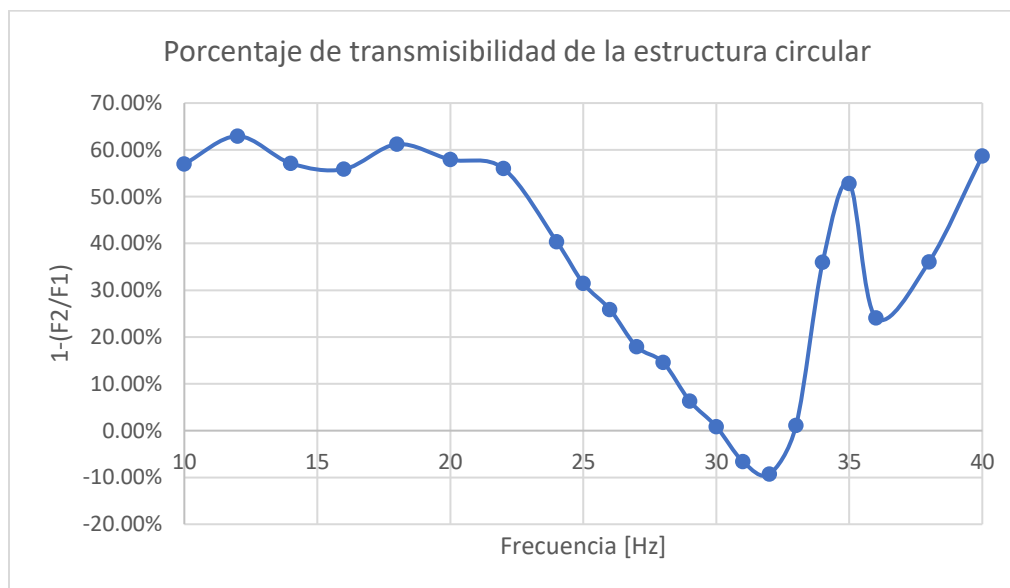
Estructura circular			
Frecuencia [Hz]	F1 [mg]	F2[mg]	1-(F2/F1)
10	104,6	45	56,98%
12	131,1	48,6	62,93%
14	157,2	67,4	57,12%
16	214,1	94,5	55,86%
18	332	128,8	61,20%
20	467,1	196,5	57,93%
22	651,9	286,8	56,01%
24	794,9	474	40,37%
25	917,4	628,7	31,47%
26	1070,6	793,2	25,91%
27	1069	876,8	17,98%
28	1047,7	895	14,57%
29	946,7	886,7	6,34%
30	822,2	815,1	0,86%
31	698,6	744,7	-6,60%
32	607,2	663,6	-9,29%
33	577	570,4	1,14%
34	821,9	526	36,00%

Estructura circular			
Frecuencia [Hz]	F1 [mg]	F2[mg]	1-(F2/F1)
35	1103,9	520,8	52,82%
36	284	215,5	24,12%
38	439,2	280,8	36,07%
40	772,6	319,2	58,68%

Para observar el comportamiento que tiene la estructura circular para disipar energía, se graficó el porcentaje de transmisibilidad de 10Hz a 40Hz, los cuales se ilustran en la Figura 73. En el intervalo de 27Hz a 33Hz la gráfica tiene diferentes porcentajes de disipación el más alto es a 27Hz con 17,98% y el más bajo es a 32Hz aumentando un 9,29%.

**Figura 73**

*Porcentaje de transmisibilidad de la estructura circular*



### 10.3.2 Estructura octagonal

En la Tabla 10, se evidencia el porcentaje de transmisibilidad de la estructura octagonal, en un rango de frecuencias de 10Hz a 40Hz, con un voltaje de 100mV. Se puede observar que a 26Hz la estructura tiene el mejor porcentaje de disipación de energía con un valor de 56,01%, mientras que el menor porcentaje se presenta a los 31Hz con un valor de 5,90%.

**Tabla 10***Datos del ensayo de transmisibilidad de la estructura octagonal*

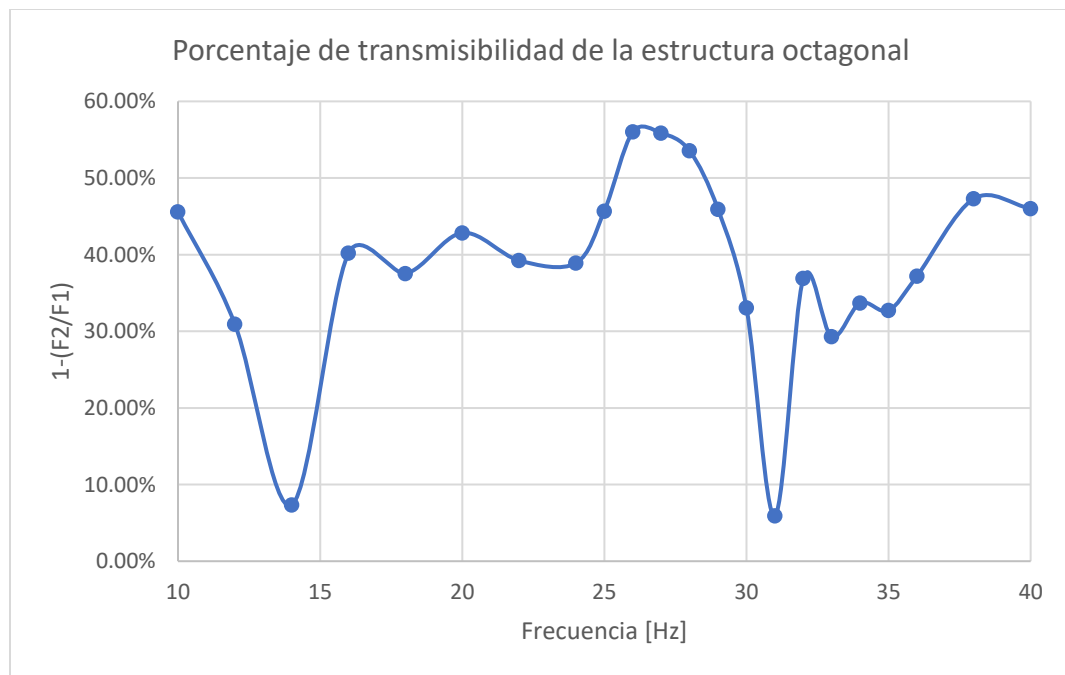
<b>Estructura octagonal</b>			
Frecuencia [Hz]	F1 [mg]	F2[mg]	1-(F2/F1)
10	98,5	53,6	45,58%
12	66,9	46,2	30,94%
14	55,8	51,7	7,35%
16	126,6	75,7	40,21%
18	156,9	98	37,54%
20	249,8	142,8	42,83%
22	284,9	173,1	39,24%
24	470,4	287,4	38,90%
25	559,3	303,8	45,68%
26	595,2	261,8	56,01%
27	705,6	311,4	55,87%
28	838,3	389,4	53,55%
29	860,1	465,1	45,92%
30	810,7	542,6	33,07%
31	647,5	609,3	5,90%
32	853,1	538,5	36,88%
33	727,8	514,6	29,29%
34	682,1	452,3	33,69%
35	617,8	415,7	32,71%
36	587	368,7	37,19%
38	526,9	277,7	47,30%
40	421,4	227,5	46,01%

A partir de los datos obtenidos en la Tabla 10 se evidencia el porcentaje de transmisibilidad de la estructura octagonal, en un rango de frecuencias de 10Hz a 40Hz, con un voltaje de 100mV. Se puede observar que a 26Hz la estructura tiene el mejor porcentaje de disipación de energía con un valor de 56,01%, mientras que el menor porcentaje se presenta a los 31Hz con un valor de 5,90%.

En la Figura 74, se graficó el comportamiento de transmisibilidad de la estructura octagonal, en el rango de frecuencias especificado. En el intervalo de 27Hz a 33Hz la gráfica se comporta de manera variante, a 27Hz la estructura disipa la mayor cantidad de energía con un valor de 55,87%, mientras que el menor es a 31Hz con un valor de 5,90%.

**Figura 74**

*Porcentaje de transmisibilidad de la estructura octagonal*



### 10.3.3 Estructura circular con resonadores

En la Tabla 11, se evidencia el comportamiento de transmisibilidad de la estructura circular con resonadores trapezoidales, en un rango de frecuencias de 10Hz a 40Hz y con un voltaje de 100mV. Es posible observar que a 30Hz la estructura con resonadores tiene el mejor porcentaje de disipación con un valor de 66,18%, mientras que el menor se presenta a los 40Hz con un valor de 37,74%.

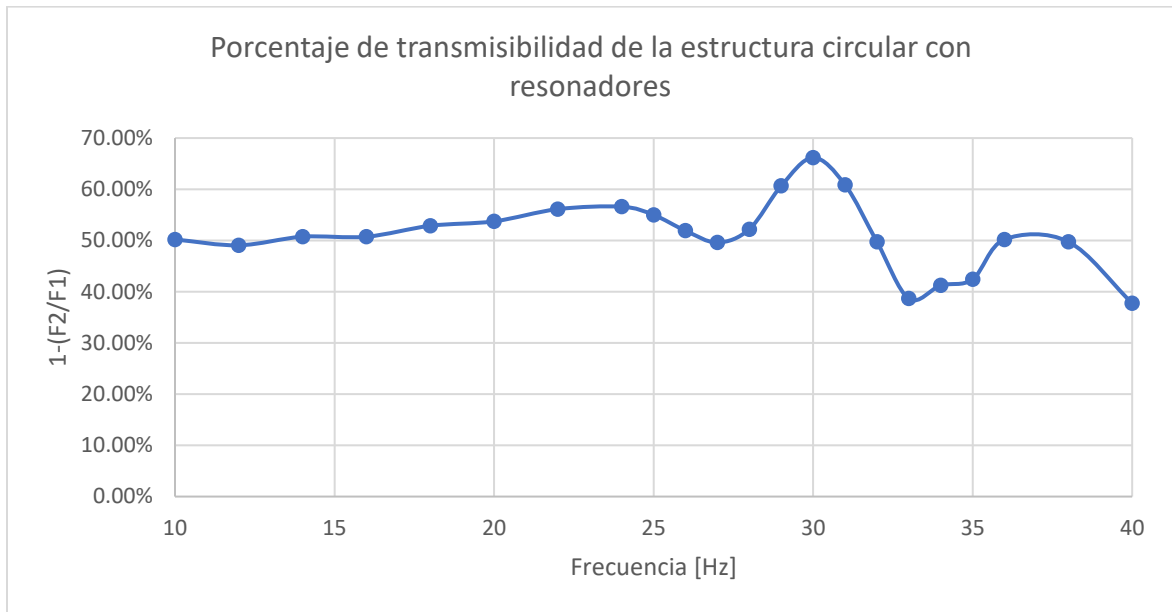
**Tabla 11***Datos del ensayo de transmisibilidad de la estructura circular con resonadores*

<b>Estructura circular con resonadores</b>			
Frecuencia [Hz]	F1 [mg]	F2[mg]	1-(F2/F1)
10	102,4	51	50,20%
12	128,4	65,4	49,07%
14	156,1	76,9	50,74%
16	156,1	76,9	50,74%
18	254,4	119,9	52,87%
20	389,1	180	53,74%
22	600,3	263,4	56,12%
24	977,8	424,4	56,60%
25	1177,9	530,1	55,00%
26	1112	534,8	51,91%
27	1037,6	522,9	49,60%
28	857,9	410	52,21%
29	847,9	333,6	60,66%
30	926,6	313,4	66,18%
31	970,2	379,6	60,87%
32	846,9	425,6	49,75%
33	648,2	397,6	38,66%
34	520,3	305,8	41,23%
35	448	257,9	42,43%
36	500,3	249,1	50,21%
38	733,9	368,8	49,75%
40	842,6	524,6	37,74%

Se graficó el porcentaje de transmisibilidad Vs frecuencia, en un rango de 10Hz a 40Hz. Para comparar los resultados con los otros metamateriales y así observar la eficiencia que tiene para disipar energía vibratoria. En los intervalos de 27Hz a 33Hz se tienen diferentes porcentajes de trasmisibilidad, a 30Hz se disipó la mayor cantidad de energía con un valor de 66,18%, mientras que el menor fue a 33Hz con un valor 38,66%, como se observa en la Figura 75.

**Figura 75**

*Porcentaje de transmisibilidad de la estructura circular con resonadores*



### ***10.3.4 Estructura octagonal con resonadores***

En la Tabla 12, se evidencia el comportamiento de transmisibilidad de la estructura octagonal con resonadores, en un rango de frecuencias de 10Hz a 40Hz, con un voltaje de 100mV. Es posible observar que a 24Hz esta alternativa tiene el mejor porcentaje de disipación de energía vibratoria con un valor de 65,49%, mientras que el menor porcentaje se presenta a los 34Hz con un valor de 3,97%.

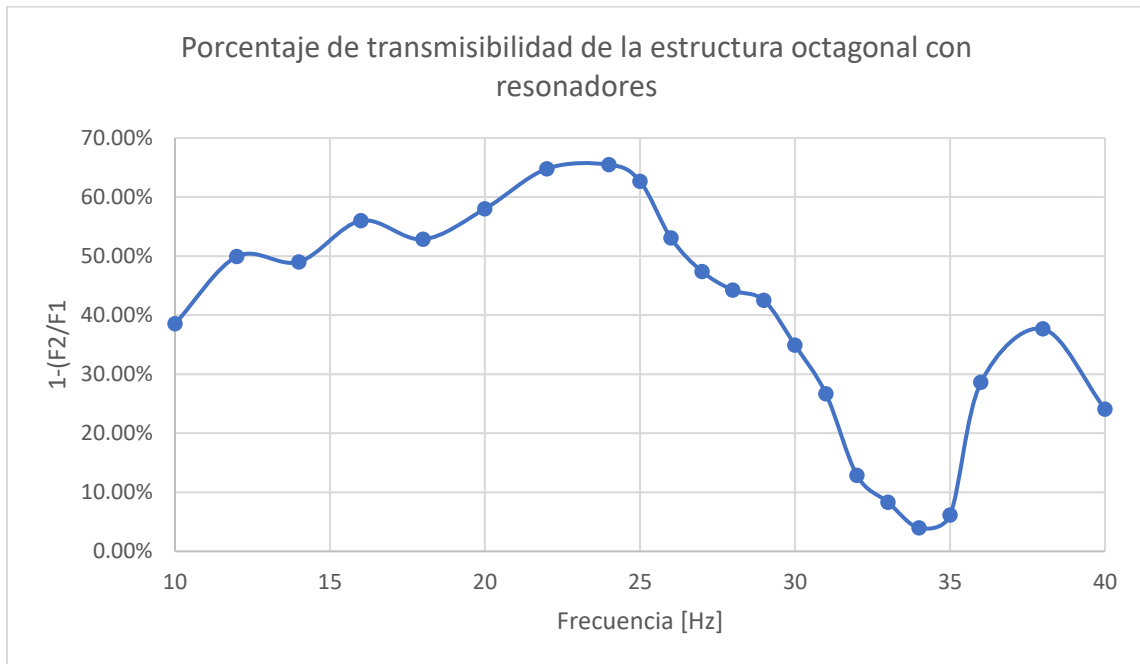
**Tabla 12***Datos del ensayo de transmisibilidad de la estructura octagonal con resonadores*

<b>Estructura octagonal con resonadores</b>			
Frecuencia [Hz]	F1 [mg]	F2[mg]	1-(F2/F1)
10	199	122,3	38,54%
12	281,1	140,7	49,95%
14	373,4	190,3	49,04%
16	560,9	246,8	56,00%
18	791	373	52,84%
20	1157,6	486	58,02%
22	1425,1	501,5	64,81%
24	1281,8	442,3	65,49%
25	1212,6	452,6	62,68%
26	1116,4	524	53,06%
27	1042,1	548,1	47,40%
28	984,3	548,9	44,23%
29	888,9	511,1	42,50%
30	845,8	550,4	34,93%
31	796,9	584,4	26,67%
32	704,2	613,4	12,89%
33	623,3	571,4	8,33%
34	553,5	531,5	3,97%
35	563,4	528,9	6,12%
36	616,5	440,1	28,61%
38	724,6	451,7	37,66%
40	688,1	522,2	24,11%

Al igual que en la estructura octagonal, se graficó el porcentaje de transmisibilidad de esta alternativa con resonadores, en el rango de frecuencias de 10Hz a 40Hz, En los intervalos de 27Hz a 33Hz la gráfica se comporta de manera descendente disminuyendo su porcentaje de disipación de energía, a 27Hz disipó un 47,40%, mientras que a 33Hz alcanzó un valor de 8,33%, como se puede observar en la Figura 76.

**Figura 76**

*Porcentaje de transmisibilidad de la estructura octagonal con resonadores*



### 11. Análisis de resultados del ensayo de transmisibilidad

Se puede observar que las alternativas con resonadores tienen una mayor eficiencia, ya que su valor máximo de energía disipada aumenta. Por ejemplo, la alternativa circular paso de 62,93% a un 66,18%, mientras que la estructura octagonal paso de 56,01% a 65,49%. La estructura circular con resonadores fue la que alternativa que disipó una mayor cantidad de energía de vibración, esta disipó un total de 66,18% a una frecuencia de 30Hz. Se realizó una buena selección de alternativas ya que esta estructura obtuvo los mejores resultados en la matriz de calidad, con un puntaje general de 9,4.

En el rango de 27Hz a 33hz la estructura circular aumentó su eficiencia con la incrustación de los resonadores, ya que pasó de un valor máximo de 17,98% a una frecuencia de 27Hz, a un 66,18% a una frecuencia de 30Hz. También es posible evidenciar que la estructura circular aumentó la energía vibratoria a una frecuencia de 31Hz y 32Hz, siendo esta la mayor incrementando un 9,29%.

La estructura octagonal con y sin resonadores, en el rango de 27Hz a 33hz se comportó de manera inusual, debido a que la alternativa con resonadores disminuyó el porcentaje de disipación de energía comparado con la estructura octagonal sin resonadores. El valor máximo de la estructura con resonadores en este rango fue de 47,40% a una frecuencia de 27Hz, mientras que el máximo de la alternativa sin resonadores fue de 55,87% a una frecuencia de 27Hz. Esto puede ocurrir debido a que la frecuencia natural del resonador cambio durante el proceso de fabricación, ya que este entra en resonancia a 24Hz, por ese motivo a esta frecuencia la disipación con resonadores es máxima con un 65,49%.

Los valores mínimos de porcentaje de disipación de energía, para las estructuras circular y octagonal sin resonadores, se dieron en el rango de 27Hz a 33Hz, ya que la estructura circular

aumentó un -9,29% de energía a 32Hz y la estructura octagonal disminuyó un 5,90% a 31Hz. Esto no les ocurre a las estructuras con resonadores, ya que el valor mínimo se encuentra fuera del rango de interés, para la estructura circular con resonadores fue de 37,74% a una frecuencia de 40Hz y para la estructura octagonal con resonadores fue de 3,97% a una frecuencia de 34Hz.

Es importante moderar la intensidad del voltaje durante el ensayo de transmisibilidad, ya que este puede afectar los resultados de la prueba, debido al ruido que se presenta durante el ensayo si la calidad del montaje durante la prueba no es la mejor. Por lo tanto, se hace indispensable realizar un buen montaje para estas pruebas, para que la energía vibratoria se transmita a través del metamaterial de manera lineal y no se transmita en otras direcciones o en los soportes del banco del ensayo, evitando el desalineamiento de las placas del banco.

Durante el ensayo se observó que los resonadores vibraban con mayor intensidad a unas frecuencias específicas, debido a que estos entran en resonancia a esta frecuencia. El movimiento de los resonadores y la deformación del metamaterial son los elementos claves para la disipación de energía, ya que la deformación y la disipación de energía son directamente proporcionales. Por esta razón el material original es poco efectivo para disipar energía vibratoria, debido a que al realizar el análisis armónico a una frecuencia alrededor de 30Hz, esta se deforma aproximadamente  $4,21 * 10^{-28}m$ , mientras que la estructura octagonal con resonadores  $1,582 * 10^{-3}m$  y la circular con resonadores  $2,3056 * 10^{-5}m$ .

## 12. Conclusiones

- Al aplicar el diseño de una arquitectura celular mediante un análisis de elementos finitos, por medio del software Ansys, se mejoró la capacidad de disipar energía vibratoria con respecto al material original, debido a que este tiene bastante rigidez y su deformación es casi nula, ya que en el rango de frecuencias de interés se deforma aproximadamente  $4,21 * 10^{-28}m$ .
- Se aumentó la capacidad de disipación de energía vibratoria en el rango de 27Hz a 33Hz, por medio de la implementación de resonadores, los cuales se albergan dentro de la estructura celular. Para ello es necesario que la frecuencia natural de los resonadores se encuentre cercana a los 30Hz.
- Una vez diseñadas las alternativas de los metamateriales, se le realizaron los respectivos análisis estático, modal y armónico, para determinar las mejores alternativas por medio de un QFD, las cuales fueron la estructura circular y octagonal con resonadores trapezoidales. Estas alternativas se fabricaron con y sin resonadores, mediante un proceso de manufactura aditiva por medio de una impresora 3D, empleando hilos de PLA.
- Los metamateriales se sometieron a un ensayo de transmisibilidad, para caracterizar las alternativas y determinar la fracción de energía de vibración que puede ser disipada. Al realizar este ensayo se encontró los siguientes comportamientos:
  - Se evidenció un incremento en la disipación de energía de las estructuras, por medio de la implementación de resonadores. Este incremento se presenta en un rango específico, para la estructura circular a una frecuencia de 30Hz y para la octagonal a 24Hz.
  - Se comprobó que los metamateriales se comportan de manera diferente a los materiales convencionales, ya que presenta características inusuales. Por ejemplo, el porcentaje de disipación de energía depende de la frecuencia a la que se expuesta, estos valores oscilan y no

tienen un comportamiento lineal, además varían drásticamente en las frecuencias donde existan resonancias o anti-resonancias.

- El ruido es un factor que incide en la calidad de los resultados de las pruebas de transmisibilidad, debido a que disminuye la coherencia de los resultados obtenidos en el ensayo. Se observó que menores frecuencias, la coherencia disminuye cierto porcentaje, pero este no es significativo para estropear los resultados obtenidos.

- Debido a al comportamiento inusual que tienen los metamateriales y el ruido presente en el ensayo de transmisibilidad, la estructura circular aumentó la energía vibratoria a los 31Hz y 32Hz.

### **13. Recomendaciones**

Es recomendable realizar un proceso de optimización topológica a cada una de las alternativas, para optimizar el gasto del material, pero manteniendo las mismas condiciones en el ensayo de transmisibilidad.

Los resonadores poseen un soporte esbelto con un cambio de sección drástico, lo que hace que esta zona sea crítica ante las cargas de impacto, por lo tanto, es indispensable rediseñar el soporte para que este sea más resistente al realizar aplicaciones prácticas.

Para determinar la influencia que tiene el material en el ensayo de transmisibilidad, es necesario realizar la fabricación de las alternativas con distintos materiales, que tengan diferentes propiedades mecánicas.

Los metamateriales están expuestos a cargas repetitivas en el ensayo de transmisibilidad, por lo tanto, se sugiere realizar un ensayo de fatiga, para así calcular el número de ciclos que resiste a ciertas frecuencias, y así determinar la resistencia que ofrece cada una de las alternativas ante cargas cíclicas.

### Referencias

- Abax Innovation Technologies. (2021, September 1). *PLA y PETG: características, diferencias y aplicaciones*. <https://Abax3dtech.Com/2020/12/15/Pla-y-Petg-Characterísticas-Diferencias-y-Aplicaciones/>.
- Casariogo, L. (2013, December 19). *Conjugado y opuesto de un número complejo*. <https://www.geogebra.org/material/show/id/HFkqb22z>
- Castellanos Garzón, J. A., & Cortés Pinzón, S. F. (2010). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE ELEMENTOS ABSORBENTES SELECTIVOS CON FRECUENCIA DE RESONANCIA VARIABLE*. Universidad de San Buenaventura.
- Cedamanos, R. (2019). Ansys estructural. *Universidad Nacional de Ingeniería*, 4.
- Comi, C., & Driemeier, L. (2018). Wave propagation in cellular locally resonant metamaterials. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 15(4). <https://doi.org/10.1590/1679-78254327>
- Cuevas Lara, J. A. (2017). *Diseño y Fabricación de Dispositivos Basados en Metamateriales para Incrementar la Absorbancia en el Rango de Terahertz*. Universidad Autónoma de San Luis Potosí.
- García, E., Núñez, P. J., Chacón, J. M., Caminero, M. A., & Kamarthi, S. (2020). Comparative study of geometric properties of unreinforced PLA and PLA-Graphene composite materials applied to additive manufacturing using FFF technology. *Polymer Testing*, 91. <https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2020.106860>
- Gjelstrup, S. L. (2021, March 19). *Analizadores de vibraciones: Analizadores de espectro para análisis de sonido y vibraciones*. <https://dewesoft.com/es/daq/analizadores-de-vibraciones-vs-analizadores-de-espectro>
- Griffin, M. J. (2001). Vibraciones. In J. Finklea, J. Messite, G. Coppée, S. Sauter, V. Hunt, J. Spiegel, R. Kraus, C. Soskolne, L. Wolfgang, B. Terracini, & M. Myers (Eds.), *Enciclopedia de Salud y Seguridad en el Trabajo* (4th ed., Vol. 2, pp. 50.2-50.4). Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales Subdirección General de Publicaciones.
- Itu, C., Vlase, S., & Marin, M. (2022). A Vibration Analysis of the Rubber Inertial Dampers Used in Electrical Vehicles. *Polymers*, 14(5). <https://doi.org/10.3390/polym14050953>
- Kodama, K., Morinaga, A., Shimomoto, Y., Yamamoto, I., & Matuda, H. (2021). Vibration damping control for mobile scaffolding device based on skyhook damper theory. *Sensors and Materials*, 33(3 1), 959–972. <https://doi.org/10.18494/SAM.2021.3206>
- Kushwaha, Y. S., Hemanth, N. S., Badgayan, N. D., & Sahu, S. K. (2021). Free vibration analysis of PLA based auxetic metamaterial structural composite using finite element analysis. *Materials Today: Proceedings*, 2–2. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.09.482>
- Lagrangianos. (n.d.). *Número Complejo Conjugado*. Retrieved January 29, 2022, from <https://lagrangianos.blogspot.com/2015/08/numero-complejo-conjugado.html>
- Luengas C., L. A., & Toloza, D. C. (2020). Análisis frecuencial y de la densidad espectral de potencia de la estabilidad de sujetos amputados. *TecnoLógicas*, 23(48), 1–16. <https://doi.org/10.22430/22565337.1453>
- META Go Beyond. (2021, December 15). *META - Smart Materials and Nanocomposites*. <https://Metamaterial.Com/>.
- Mirlisenna, G. (2016, January 22). *Método de los elementos finitos: ¿qué es?* <https://Www.Esss.Co/Es/Blog/Metodo-de-Los-Elementos-Finitos-Que-Es/>  
<https://www.esss.co/es/blog/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>

- Pérez Monsalve, L. J., & Olarte Rivero, J. N. (2021). *DISEÑO DE UN METAMATERIAL PARA DISIPACIÓN DE VIBRACIONES CON ANÁLISIS DE LA PROPIEDAD DE TRANSMISIBILIDAD*. Universidad Industrial de Santander.
- RAE. (n.d.). *péndulo, péndula*. Diccionario de La Lengua Española - Edición Del Tricentenario. Retrieved January 5, 2022, from <https://dle.rae.es/p%C3%A9ndulo>
- Ringegni, P. L., Martínez, A., & Revisión, D. P. (2018). *VIBRACIONES TRANSMISIBILIDAD Mecánica y Mecanismos*.
- Scopus. (2022a). *Análisis bibliométrico por año*. Tomado de Scopus
- Scopus. (2022b). *Análisis bibliométrico por área*. Tomado de Scopus
- Scopus. (2022c). *Análisis bibliométrico por país*. Tomado de Scopus
- Siemens. (2020). *Análisis modal*. <https://www.Plm.Automation.Siemens.Com/Global/Es/Our-Story/Glossary/Modal-Analysis/13172>.
- Song, G. Y., Cheng, Q., Huang, B., Dong, H. Y., & Cui, T. J. (2016). Broadband fractal acoustic metamaterials for low-frequency sound attenuation. *Applied Physics Letters*.
- Stamper, E. (2018, March 10). *Harmonic Response Analysis Phase Angle Relationships*. <https://www.linkedin.com/pulse/harmonic-response-analysis-phase-angle-relationships-eric-stamper>
- Tang, Y., Yu, Y., Shi, J., & Zhang, S. (2017). Modal and harmonic response analysis of key components of robotic arm based on ANSYS. *Vibroengineering Procedia*, 12, 109–114. <https://doi.org/10.21595/vp.2017.18703>
- Wei, W., Peng, F., Li, Y., Chen, B., Xu, Y., & Wei, Y. (2021). Optimization design of extrusion roller of rp1814 roller press based on ansys workbench. *Applied Sciences (Switzerland)*, 11(20). <https://doi.org/10.3390/app11209584>
- Wu, L., Wang, Y., Chuang, K., Wu, F., Wang, Q., Lin, W., & Jiang, H. (2021). A brief review of dynamic mechanical metamaterials for mechanical energy manipulation. In *Materials Today* (Vol. 44, pp. 168–193). Elsevier B.V. <https://doi.org/10.1016/j.mattod.2020.10.006>
- Xu, X., Barnhart, M. v., Li, X., Chen, Y., & Huang, G. (2019). Tailoring vibration suppression bands with hierarchical metamaterials containing local resonators. *Journal of Sound and Vibration*, 442, 237–248. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.10.065>
- Zhou, G., Wu, J. H., Lu, K., Tian, X., Huang, W., & Zhu, K. (2019). Broadband low-frequency membrane-type acoustic metamaterials with multi-state anti-resonances. *Applied Physics Letters*.