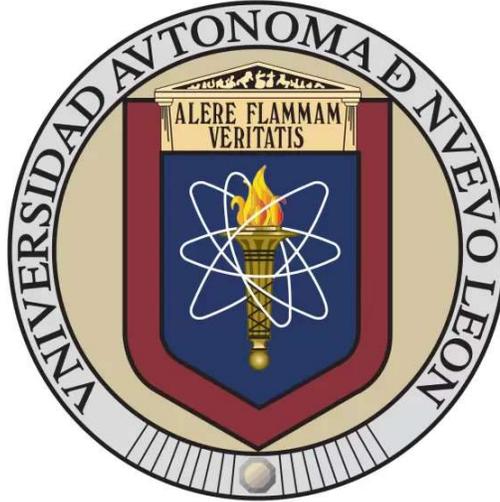


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



**DISEÑO DE UN AMORTIGUADOR DINÁMICO CON
PROPIEDADES VARIABLES PARA CONTROL DE
FLUTTER.**

TESIS

**EN OPCIÓN AL GRADO DE
MAESTRÍA EN INGENIERÍA AERONÁUTICA CON ORIENTACIÓN
EN ESTRUCTURAS**

PRESENTA

SALVADOR CHAIREZ GARCIA

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, NUEVO LEON, DICIEMBRE 2022

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



**DISEÑO DE UN AMORTIGUADOR DINÁMICO CON
PROPIEDADES VARIABLES PARA CONTROL DE
FLUTTER.**

TESIS

**EN OPCIÓN AL GRADO DE
MAESTRÍA EN INGENIERÍA AERONÁUTICA CON ORIENTACIÓN
EN ESTRUCTURAS**

PRESENTA

SALVADOR CHAIREZ GARCIA

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, NUEVO LEON, DICIEMBRE 2022

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Posgrado

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis "Diseño de un amortiguador dinámico con propiedades variables para control de flutter", realizada por el estudiante Salvador Chairez García, con número de matrícula 2082182, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ingeniería Aeronáutica con Orientación en Estructuras.

El Comité de Evaluación de Tesis

Dr. Diego Francisco Ledezma Ramírez
Director

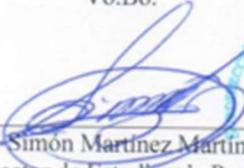
Dr. Pablo Ernesto Tapia Gonzalez
Co-director

Dr. Martín Castillo Morales
Revisor

Dr. Luis Amézquita Brooks
Revisor

Dr. Jesús Gabino Puente Córdova
Revisor

Vo.Bo.


Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

Institución 190001

Programa 563511

Acta Núm. 4391

Ciudad Universitaria, a 11 de Julio de 2024.

TABLA DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCION	12
1.1	Antecedentes.	12
1.2	Estado del arte.	13
1.3	Planteamiento del problema.	17
1.4	Justificación.	17
1.5	Hipótesis.....	17
1.6	Objetivo.....	17
1.7	Objetivos específicos.....	18
1.8	Metodología.....	18
1.9	Limitantes del trabajo.	19
1.10	Contenido de la tesis.....	19
2.	MARCO TEORICO.....	20
2.1	Introducción.....	20
2.2	Sistemas MKC uno y dos grados de libertad.....	20
2.3	Amortiguamiento de vibraciones.....	23
2.3.1	Vibración libre.	23
2.3.2	Vibración libre no amortiguada.....	23
2.3.3	Vibración libre amortiguada.....	24
2.3.4	Amortiguamiento crítico.	25
2.3.5	Sistema subamortiguado.....	26
2.3.6	Sistema críticamente amortiguado.....	26
2.3.7	Sistema sobre amortiguado.	26
2.3.8	Vibración forzada	27
2.3.9	Vibración forzada no amortiguada.....	28

2.3.10	Vibración forzada amortiguada.....	29
2.3.11	Función de respuesta en frecuencia.	30
2.3.12	Grados de libertad y modos de vibración.	33
2.3.13	Dos grados de libertad.	33
2.4	Amortiguadores dinámicos de vibración (DVA).....	37
2.4.1	DVA amortiguado.....	39
2.4.2	Aplicación de los DVA.....	43
2.5	Respuesta Aeroelásticas.....	44
2.5.1	Flutter.....	45
2.5.2	Aerodinámica inestable.....	45
2.6	Metaestructuras con rigidez quazi-zero,.....	46
2.7	Elastómeros magnetoreologicos (MRE).....	49
2.7.1	Matriz, aditivo y partículas magnéticas.....	49
2.7.2	Metodología de fabricación.	50
2.8	Conclusiones.....	52
3.	MANUFACTURA Y CARACTERIZACIÓN DE ELASTÓMEROS MAGNETOREOLÓGICOS.	53
3.1	Introducción.....	53
3.2	Muestras MRE.....	53
3.3	Caracterización experimental.	55
3.3.1	Prueba de compresión.	55
3.3.2	Electroimán en muestras MRE.....	60
3.3.3	Respuesta en frecuencia.	61
3.3.4	Análisis de módulo elástico.....	63
3.4	Conclusiones.....	66
4.	SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	67
4.1	Introducción.....	67

4.2	Geometría del CAD.....	67
4.3	Características del amortiguador.....	68
4.4	Simulación.....	69
4.5	Solución de la simulación.....	71
4.5.1	Gráficas esfuerzo deformación.....	75
4.6	Discusión y conclusiones.....	77
5.	DISEÑO DEL AMORTIGUADOR Y CARACTERIZACION EXPERIMENTAL.....	78
5.1	Introducción.....	78
5.2	Manufactura.....	79
5.3	Caracterización experimental.....	81
5.3.1	Prueba de compresión.....	81
5.3.2	Masa del DVA.....	83
5.3.3	Prueba de movilidad.....	84
5.4	Discusión y conclusiones.....	87
6.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	88
6.1	Introducción.....	88
6.2	Módulos elásticos.....	88
6.3	Comportamiento auxetico.....	89
6.4	Trabajos futuros.....	90
7.	Referencias.....	92

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1:	Sistema amortiguado de un grado de libertad en traslación.....	21
Figura 2.2:	Variables en el resorte debido a la fuerza aplicada.....	22
Figura 2.3:	Variables en amortiguador debido a la fuerza aplicada.....	22

Figura 2.4: Onda sinusoidal que representa vibración libre sin amortiguamiento de una masa	24
Figura 2.5: Gráfica de amplitud con respecto al tiempo que ilustra el comportamiento de los diferentes tipos de amortiguamiento en un sistema.....	27
Figura 2.6 Respuesta en frecuencia magnitud y fase en un sistema amortiguado, a): gráfica de magnitud de un sistema amortiguado con 1, 5, 10, 15, 30, 50, 70% de amortiguamiento, b): gráfica de ángulo de fase de un sistema amortiguado con 1, 5, 10, 15, 30, 50, 70% de amortiguamiento.	32
Figura 2.7. Gráficas de receptancia, movilidad y acelerancia, donde se observa el pico resonante en cada una de las gráficas.	33
Figura 2.8: Sistema con dos masas y resortes sin amortiguamiento representando dos grados de libertad	34
Figura 2.9. a) Primer forma modal b) segunda forma modal.....	36
Figura 2.10: Sistema primario masa, resorte acoplado al sistema secundario masa, resorte DVA (amortiguador dinámico de vibraciones).....	37
Figura 2.11. Línea punteada resonancia del sistema primario sin DVA, línea continua anti-resonancia del sistema primario debido al DVA.....	39
Figura 2.12: Sistema primario masa, resorte acoplado al sistema secundario masa, resorte, amortiguador DVA (amortiguador dinámico de vibraciones).....	40
Figura 2.13: Variación de la amplitud normalizada $XXst$ con diferentes valores de amortiguamiento.	43
Figura 2.14. Triángulo de Collar, que explica las fuerzas involucradas en la Aeroelasticidad dinámica.	44
Figura 2.15: Ejemplo de estructura auxética.	47
Figura 2.16: Prototipo de un aislador <i>quasi-zero</i> , se muestra la masa y los resortes que dan la rigidez positiva (resorte vertical) y negativa (resortes laterales) [21].	48
Figura 2.17. Gráfica fuerza desplazamiento donde se muestra la región de rigidez negativa (área marcada con el círculo rojo).....	48
Figura 2.18. Metodología para crear muestras isotrópicas y anisotrópicas de elastómeros magnetoreológicos.....	51

Figura 3.1: De izquierda a derecha caucho de silicón P-85 y P-53, partículas de hierro carbonilo y lubricante.	54
Figura 3.2: Molde para muestras de elastómeros magnetoreológicos, a) CAD del molde realizado en SolidWorks, b) Molde realizado mediante manufactura aditiva.	54
Figura 3.3. a) Muestras de silicón P-53 con 0% CIP. b) Muestras de silicón P-53 con 10% CIP c) Muestras de silicón P-53 con 30% CIP.	55
Figura 3.4: Prueba de compresión en muestras de elastómeros magnetoreológicos en máquina universal Shimadzu AGS 10KN.	56
Figura 3.5. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P53 con 0% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.	57
Figura 3.6. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P53 con 10% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.	58
Figura 3.7. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P53 con 30% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.	58
Figura 3.8. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P85 con 0% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.	59
Figura 3.9. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P85 con 10% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.	59
Figura 3.10. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P85 con 30% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.	60
Figura 3.11: Electroimán utilizado en pruebas de respuesta en frecuencia en muestras MRE.....	61
Figura 3.12 Prueba de movilidad en las muestras de elastómeros magnetoreológicos en Shaker, utilizando imán permanente.....	62
Figura 3.13. Diagrama de procedimiento de análisis de respuesta en frecuencia.	63
Figura 4.1. Modelo geométrico de la metaestructura auxética reentrante, realizado en el programa SolidWorks.	68
Figura 4.2. CAD de la metaestructura auxética reentrante.	69

Figura 4.3. a) Soporte fijo en la metaestructura color azul. b) Desplazamiento descendente en la parte superior de la metaestructura.....	70
Figura 4.4. Tipo de elemento y tipo de mallado.	70
Figura 4.5. Mallado de la metaestructura.....	71
Figura 4.6. Distribución de esfuerzo equivalente en la metaestructura con silicón P53 y 0% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor concentración de esfuerzo.	72
Figura 4.7. Distribución de esfuerzo equivalente en la metaestructura con silicón P53 y 10% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor concentración de esfuerzo.	72
Figura 4.8. Distribución de esfuerzo equivalente en la metaestructura con silicón P53 y 30% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor concentración de esfuerzo.	73
Figura 4.9. Distribución de la deformación en la metaestructura con silicón P53 y 0% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor deformación.....	73
Figura 4.10. Distribución de la deformación en la metaestructura con silicón P53 y 10% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor deformación.....	74
Figura 4.11. Distribución de la deformación en la metaestructura con silicón P53 y 30% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor deformación.....	74
Figura 4.12. Grafica esfuerzo deformación de metaestructura de silicón P53 con 0% de CIP, obtenida mediante simulación numérica, donde se muestra el punto de esfuerzo equivalente máximo.....	75
Figura 4.13. Grafica esfuerzo deformación de metaestructura de silicón P53 con 10% de CIP, obtenida mediante simulación numérica, donde se muestra el punto de esfuerzo equivalente máximo.....	76
Figura 4.14. Gráfica esfuerzo deformación de metaestructura de silicón P53 con 30% de CIP, obtenida mediante simulación numérica, donde se muestra el punto de esfuerzo equivalente máximo.....	76
Figura 5.1. CAD del molde para la manufactura de la metaestructura de elastómeros magnetoreológicos. Base donde se vierte la mezcla.	79
Figura 5.2. CAD del molde para la manufactura de la metaestructura de elastómeros magnetoreológicos, tapa que se coloca sobre la base con la mezcla, que da la forma de auxética a la metaestructura.....	80

Figura 5.3. Molde para la metaestructura impreso en 3D.....	81
Figura 5.4. Metaestructura de elastómeros magnetoreológicos de silicón P53, a) metaestructura con 0% de CIP, b) metaestructura con 10% de CIP, c) metaestructura con 30% de CIP.	81
Figura 5.5. Pruebas de compresión en Metaestructura de elastómeros magnetoreológicos, a) metaestructura con 0% de CIP, b) metaestructura con 10% de CIP, c) metaestructura con 30% de CIP.....	82
Figura 5.6. Resultados promedio para pruebas de compresión en metaestructuras auxéticas reentrante de material MRE, a) Fuerza desplazamiento en metaestructura MRE con silicón P53 y 0% de CIP, b) Fuerza desplazamiento en metaestructura MRE con silicón P53 y 10% de CIP, c) Fuerza desplazamiento en metaestructura MRE con silicón P53 y 30% de CIP.	83
Figura 5.7. Arreglos para las pruebas de movilidad en Metaestructura de elastómeros magnetoreológicos, utilizando la masa del electroimán, a) metaestructura con 0% de CIP, b) metaestructura con 10% de CIP, c) metaestructura con 30% de CIP.	84
Figura 5.8. Pruebas de movilidad en Metaestructura de elastómeros magnetoreológicos con 10% de CIP, utilizando masa del electroimán, y aplicando campo magnético mediante imanes permanentes, a) vista frontal b) vista lateral.	85
Figura 5.9. Pruebas de movilidad en metaestructura de elastómeros magnetoreológicos con 30% de CIP, utilizando masa del electroimán, y aplicando campo magnético mediante imanes permanentes, a) vista frontal b) vista lateral.	86
Figura 6.1 Prueba de compresión y comportamiento auxético en metaestructura MRE, a) metaestructura con 0% de CIP, b) metaestructura con 10% de CIP, c) metaestructura con 30% de CIP.....	90

LISTA DE TABLAS

Tabla 3.1. Módulo de Elasticidad de las muestras, debido a pruebas de compresión, para los diferentes porcentajes de CIP.	57
Tabla 3.2. Módulo elástico de las muestras, aplicando diferentes voltajes al electroimán, en pruebas de respuesta en frecuencia.	64

Tabla 3.3. Comparativa de pruebas de compresión y pruebas de respuesta en frecuencia, donde se observa el porcentaje de error de los diferentes módulos elásticos.....	65
Tabla 4.1. Módulos elásticos de metaestructuras obtenidos mediante simulación numérica.	77
Tabla 5.1 Modulo elástico de cada metaestructura, obtenidos de las pruebas de compresión.	82
Tabla 5.2 Frecuencias naturales y módulos elásticos de las metaestructuras con sus diferentes porcentajes de CIP e imanes permanentes, resultados obtenidos en las pruebas de respuesta en frecuencia.....	86
Tabla 6.1 Módulos Elásticos en metaestructura auxética reentrante con silicón P53 y diferentes porcentajes de CIP, los módulos elásticos se obtuvieron en diferentes pruebas siendo de simulación numérica, pruebas de compresión y pruebas de respuesta en frecuencia.	88

CAPITULO 1

1. INTRODUCCION

1.1 Antecedentes.

Las vibraciones mecánicas están presentes en cada aspecto de nuestra vida cotidiana, en ocasiones son imperceptibles, pero tienen efectos relevantes que determinan el equilibrio de la naturaleza. Las vibraciones mecánicas son perturbaciones que sufren los cuerpos sólidos alrededor de su posición de equilibrio, estas vibraciones ocurren por el contacto de un excitador externo que perturba al sólido, dicho contacto puede ser un pulso o puede tener frecuencia y amplitud por lo cual empieza a oscilar, debido a este contacto y a la naturaleza del sólido, estas oscilaciones pueden llegar a ser un gran problema para el sólido que se perturba, las fallas más comunes son fractura, resonancia, etc. Para contrarrestar estas vibraciones, existen varios métodos para su mitigación, uno de ellos es el control pasivo, el cual consiste de agregar una masa sintonizada a la estructura para que absorba la vibración que entra en contacto con la estructura, otro de los métodos es el método activo el cual consiste en aplicar una fuerza que contrarreste las vibraciones en la estructura, y el método semiactivo, el cual consiste en cambiar las propiedades mecánicas con lo cual se logra aislar vibraciones específicas. En aeronáutica al diseñar una aeronave la velocidad máxima que podrá desarrollar es un factor que se ve limitado entre otras causas porque en altas velocidades ocurren oscilaciones elásticas desfavorables debido al fenómeno aeroelástico conocido como *flutter* (aleteo) que puede ocasionar el fallo en la estructura del ala. Este fenómeno ocurre debido a la coincidencia de dos modos de vibración de la estructura sujeta a un flujo de aire, básicamente *flutter* es una vibración autoinducida donde la estructura extrae energía del aire circundante y provoca la falla sobre la estructura [1]. Para calcular la velocidad de *flutter* en un ala y mitigar esta vibración es necesario conocimiento previo de aeroelasticidad.

La aerodinámica estudia el comportamiento de los sólidos que están en contacto con un fluido en movimiento, en este caso aire. Las fuerzas aerodinámicas dependen de la forma del sólido, así como de las propiedades del aire y la velocidad relativa entre el aire y el sólido, pero asume que el sólido no sufre deformaciones [2], lo que contradice a la mecánica de sólidos que establece que un sólido sufre deformaciones cuando es sometido a cargas [3], para considerar ambas disciplinas se tiene a la aeroelasticidad donde cada subdivisión depende de la fuerza analizada. Principalmente la aeroelasticidad dinámica estudia la respuesta de la estructura y las fuerzas aerodinámicas en función del tiempo, los principales fenómenos que afectan a la estabilidad estructural son: *flutter*, divergencia, cargas debido a la respuesta de la aeronave a turbulencias, maniobras de vuelo en aire y tierra, entre otras. Debido a que las fuerzas aerodinámicas dependen de la velocidad, el *flutter* sucede a una velocidad específica, por debajo de esta velocidad las oscilaciones son amortiguadas, pero al sobrepasar esta velocidad uno de los modos es amortiguado negativamente, produciendo oscilaciones inestables, para evitar la falla, se debe aumentar la velocidad de *flutter* y mitigar las vibraciones [1], existiendo varios métodos, uno es el método pasivo como el balanceo de masa y sintonizado de la rigidez, el método activo el cual utiliza las superficies de control como actuadores para contrarrestar las fuerzas aerodinámicas [4], y el método semiactivo que combina el control pasivo con el activo para cambiar las propiedades de la estructura, para este método en especial se utilizan materiales inteligentes que también se conocen como materiales avanzados, como los elastómeros magneto reológicos (MRE) [5]. En este trabajo se desarrolla un amortiguador dinámico con propiedades variables, mediante el método de control semiactivo, utilizando materiales inteligentes MRE, para aumentar la velocidad de *flutter*.

1.2 Estado del arte.

El *flutter* es un fenómeno que se produce cuando estructuras ligeras están en contacto con cargas aerodinámicas, hay una velocidad crítica conocida como velocidad de *flutter* en la que la estructura extrae energía del aire y provoca una falla

sobre la estructura. Este fenómeno es una vibración autoinducida que conlleva la unión de varios modos de vibración del ala, como torsión y flexión [1]. En las aeronaves este fenómeno es altamente peligroso. De los primeros estudios de *flutter* más importante fue el realizado por Lanchester y Bairstow que estudiaron las vibraciones antisimétricas y violentas, en el fuselaje y empenaje de un bombardero biplano de la primera guerra mundial [6]. Este estudio abrió puertas para entender y seguir investigando el fenómeno de *flutter* en las aeronaves. Karpel en 1981 [7], estableció el proceso en el diseño para reducir los efectos del *flutter*, utilizando aislamiento de vibraciones mediante control pasivo y activo.

Los sistemas de aislamiento de vibraciones pueden ser pasivo y activo, un control pasivo está formado por un elemento elástico (rigidez) y un elemento disipador de energía (amortiguamiento) [8], ejemplos de control pasivo son: balanceo de masa y sintonizado de rigidez en este método se agrega peso a la estructura, un muelle metálico y resortes neumáticos. Un control activo de vibración está formado por un servomecanismo que incluye un sensor, un procesador de señal y un actuador. El control mantiene constante una distancia entre la masa vibrante y un plano de referencia. Cuando la fuerza aplicada al sistema varía esa distancia, el sensor lo detecta y genera una señal proporcional a la magnitud de la excitación o del sistema. Esta señal llega al procesador que envía una orden al actuador para que desarrolle un movimiento o fuerza proporcional a dicha señal [8], para el método activo se utilizan las superficies de control como actuadores para contrarrestar las fuerzas aerodinámicas. Verstraelen en 2018 [9] fundamentó que el *flutter* ocurre por la unión de frecuencias, y que la frecuencia de *flutter* puede ser determinada. Al conocer la frecuencia a la que ocurre *flutter* y considerando el uso de amortiguadores dinámicos usados en ingeniería civil, se logra mitigar el *flutter*.

Se han propuesto diferentes métodos de control de *flutter*, en 1995 Yang [10], propuso utilizar control semiactivo con rigidez variable, para *flutter* estructural no lineal, logrando aumentar la velocidad de *flutter* un 20% sin aumento de masa. Kwon en 2004 [11] para el control de *flutter* en vigas utiliza un amortiguador de masa sintonizado y cambia la velocidad de *flutter*, logrando un aumento del 36% con un aumento de la masa del ala de 2.3%. El método de control semiactivo ha sido

investigado y validado para la supresión de flutter, como en la investigación realizada por H. J. Liu 1999 [12], donde mediante simulación numérica y pruebas en el túnel de viento, implementó un esquema de supresión semiactiva de flutter mediante el cambio de rigidez externo. Debido a que el flutter ocurre mediante la unión de diferentes modos de vibración un amortiguador dinámico de vibraciones (DVA) puede ser la alternativa adecuada para suprimir estas vibraciones, ya que consiste en un sistema secundario masa resorte sintonizado a un sistema primario con masa resorte amortiguador (MKC), la frecuencia de resonancia del sistema secundario se sintoniza a una frecuencia en el rango de frecuencias modales que deben suprimirse y su amortiguamiento interno se elige para minimizar la respuesta resonante de banda ancha de los modos controlados [13].

Se han realizado investigaciones de control semiactivo con materiales inteligentes utilizando elastómeros magnetoreológicos (MRE) [14,15], que son

un compuesto de matriz elastomérica con partículas ferromagnéticas, Jesús G. Puente en 2018 [16] utilizó partículas de carbonilo de hierro (CIP) este material compuesto tiene la capacidad de cambiar rápidamente sus propiedades mecánicas al someterse a campos magnéticos externos. El trabajo de Zuguang Ying 2016 [17] presenta una revisión de avances recientes en cuanto a la manufactura, caracterización y aplicaciones de estos elastómeros, demostrando la capacidad de los MRE para el control de vibraciones con ajuste de amortiguamiento y rigidez mediante la aplicación de campos magnéticos. Rustighi, et al, 2021 [18] analizan el módulo elástico de muestras cilíndricas de MRE bajo cargas axiales, calculando la relación de esfuerzo deformación magnética en los MRE, y la función de respuesta en frecuencia de los MRE. De esta manera es posible predecir el cambio de rigidez teórico bajo diferentes niveles de campo magnético conociendo las propiedades mecánicas de la matriz, de las partículas de CIP y su concentración para fines de modelaje. Otras aplicaciones recientes como la de Charles El-Helou 2019 [19] consideró el uso de estructuras no convencionales tipo auxética aplicando materiales magnetoreológicos caracterizando las propiedades estáticas y dinámicas de las estructuras tipo celda con materiales magnetoreológicos, estas estructuras se han utilizado ampliamente por sus cualidades de *quasi-cero* rigidez donde

Carrella en 2007 [20] analizó montajes no lineales de aislantes y realizó un estudio de un sistema simple compuesto de un resorte vertical en paralelo con dos resortes oblicuos, mostrando la relación única entre la geometría y la rigidez de los resortes que produce un sistema con rigidez dinámica *quasi-cero* en la posición de equilibrio estático. Haigui Fan en 2020 [21] analizó y diseñó una metaestructura que consta de numerosas celdas unitarias con propiedades de rigidez *quasi-cero*, mediante experimentación y simulación para determinar las propiedades estáticas y verificar la solución teórica, dando como resultado buenas propiedades de rigidez *quasi-cero* y presentando un excelente rendimiento de aislamiento de vibraciones. Anvar en 2018 [22] estudió los aisladores tipo domo con propiedades *quasi-cero*, notó que el comportamiento en grupo no coincide con el comportamiento de un solo aislante, concluye que la eficiencia de los aisladores de vibración con rigidez *quasi-cero* puede incrementarse mediante un análisis y diseño cuidadoso. En cuanto a aplicaciones específicas para supresión de *flutter*, los estudios presentados son pocos, uno de ellos es el de Jia-liang Hu en 2007 [23], en el cual establece las ecuaciones aeroelásticas para un alargamiento alto en el ala y presentó un modelo de control semi activo para control de *flutter*, utilizando múltiples amortiguadores magnetoreológicos. En la investigación realizada por Alfonso Uribe Ramírez en 2020 [24], se analizó la frecuencia natural y modo de una placa de 1m x 1m utilizando el software de elemento finito ANSYS para determinar la velocidad crítica de *flutter*. Considerando las muestras de MRE desarrolladas por Rustighi et al [18] se realizaron pruebas en shaker para obtener la respuesta en frecuencia de éstas al ser aplicadas como amortiguadores de masa sintonizado, considerando un electroimán para generar un campo magnético y a la vez actuar como masa del amortiguador. También se realizó una simulación de CFD (Computational Fluid Dynamics) en la cual se agregaron las propiedades del amortiguador dinámico con lo cual se pudo comprobar el aumento de la velocidad de *flutter*, utilizando el método pasivo aumentó la velocidad de 10 m/s a 10.5m/s con solo un aumento del 4.57 % de la masa del ala. Con el método semi-activo no hubo aumento de velocidad en comparación al método pasivo, pero si una mejora en cuanto a la disipación de energía utilizando el amortiguador con 30% de concentración de partículas

magnéticas. Actualmente no se han diseñado amortiguadores dinámicos para control de *flutter* con materiales MRE.

1.3 Planteamiento del problema.

Debido al aumento de la aplicación de estructuras más ligeras en aeronaves, y que estas son sometidas a cargas aerodinámicas, el *flutter* es un fenómeno inevitable en dichas estructuras, el cual llega a causar la fractura si no es controlado, por lo cual es importante proponer nuevas tecnologías para controlar este fenómeno y aumentar la velocidad de *flutter*.

1.4 Justificación.

Con la revisión de literatura realizada, se establece que solo existe un trabajo de investigación sobre el análisis y simulación de amortiguadores dinámicos para el control de *flutter* utilizando elastómeros magnetoreológicos, razón por la cual se propone el uso de una estructura auxética reentrante en el amortiguador dinámico, dando seguimiento al tema de estudio.

1.5 Hipótesis.

Basado en investigaciones previas es posible diseñar un amortiguador dinámico con propiedades de rigidez variable, utilizando materiales MRE y estructura auxética reentrante. Caracterizas las propiedades mecánicas del amortiguador mediante simulación numérica y pruebas mecánicas.

1.6 Objetivo.

El objetivo es preparar muestras MRE para caracterizar el material mediante pruebas mecánicas y pruebas de respuesta en frecuencia, así como diseñar y caracterizar un amortiguador dinámico cuya estructura sea tipo auxética reentrante de material MRE, realizar simulación numérica para determinar sus propiedades

mecánicas y validar los resultados de la simulación mediante pruebas mecánicas en maquina universal.

1.7 Objetivos específicos.

- Preparar muestras de MRE con silicón y porcentajes de CIP de 0, 10 y 30 % y mediante pruebas mecánicas en la máquina universal determinar el módulo elástico.
- Realizar pruebas en el shaker electrodinámico para determinar la respuesta en frecuencia, y el cambio de frecuencia debido al campo magnético.
- Diseñar la geometría con estructura tipo celda reentrante del amortiguador dinámico.
- Impresión 3D del molde de la estructura auxética reentrante, y vaciado de la mezcla de silicón y CIP, para obtener la estructura auxética reentrante.
- Realizar pruebas de compresión de la estructura auxética reentrante en la máquina universal, así como pruebas de respuesta en frecuencia en el shaker electrodinámico.
- Validar resultados obtenidos en las pruebas de compresión y de respuesta en frecuencia mediante simulación numérica.

1.8 Metodología.

- Manufactura aditiva de la base para realizar las muestras del polímero, sin partículas CIP y con diferentes concentraciones de éstas.
- Caracterización mecánica de las probetas de MRE. Realizar pruebas uniaxiales (compresión) para conocer el módulo elástico, de mezclas con y sin partículas magnéticas, así como la obtención de la respuesta en frecuencia de las muestras mediante prueba en shaker electrodinámico.
- Diseño y manufactura aditiva de la base que dará forma al amortiguador dinámico. La estructura del amortiguador será tipo celda reentrante, por lo cual se imprimirá un molde en 3D donde se verterá la mezcla de silicón y CIP.

- Realizar pruebas de compresión en la estructura auxética reentrante, y obtener gráfica de esfuerzo deformación
- Realizar pruebas de respuesta en frecuencia a la estructura auxética reentrante y conocer su respuesta en frecuencia y cambio de ésta debido al campo magnético.
- Validar los resultados de las pruebas de respuesta en frecuencia y de compresión mediante simulación numérica.

1.9 Limitantes del trabajo.

Se considera como limitante de este trabajo, el no utilizar una estrategia para el control de rigidez, al utilizar un electroimán e imanes permanentes no se está aplicando un control para regular el campo magnético y por lo tanto solamente se controla el cambio de rigidez del amortiguador de forma manual cambiando el voltaje de entrada del electroimán. De igual manera, debido a limitantes en tiempo y planteados, no se considera la caracterización en túnel de viento de la estructura en la cual se colocará el amortiguador dinámico.

1.10 Contenido de la tesis.

En el Capítulo 2 se presenta la teoría de los sistemas MKC de uno y dos grados de libertad, amortiguadores dinámicos, respuesta aeroelstica, materiales y estructuras inteligentes. En el Capítulo 3 se presenta la fabricación de las muestras con material MRE y las pruebas mecánicas y de respuesta en frecuencia que se realizaron. En el Capítulo 4 se presenta la elección de la metaestructura auxética reentrante y las pruebas mecánicas mediante simulación numérica mientras que en el capítulo 5 se presenta la fabricación de la metaestructura, así como las pruebas mecánicas y de repuesta en frecuencia, la tesis finaliza en el Capítulo 6 presentando conclusiones generales y recomendaciones para trabajos futuros.

CAPÍTULO 2

2. MARCO TEORICO

2.1 Introducción.

Un amortiguador dinámico con propiedades variable para control de flutter conlleva varias disciplinas de la ciencia que es necesario dominar para el diseño correcto del mismo, entre dichas disciplinas están: sistemas dinámicos, estructuras dinámicas, aeroelasticidad, materiales y estructuras inteligentes. Estos temas son sumamente extensos y complejos por lo que se analizarán brevemente y haciendo énfasis en los aspectos que son más relevantes para la comprensión del funcionamiento del amortiguador dinámico y del fenómeno que debe de mitigar, así como de los elastómeros magnetoreológicos (MRE) que son materiales innovadores con propiedades mecánicas variables, y de metaestructuras tipo auxéticas reentrantes que se caracterizan por presentar un coeficiente de Poisson negativo. Debido a esto se considera un diseño innovador en el amortiguador dinámico que proporciona la característica de cambio de rigidez y por ende cambio en la frecuencia natural. En este capítulo se presenta la teoría de sistemas dinámicos con uno y dos grados de libertad, temas necesarios para comprender cómo actúa un sistema bajo vibraciones y cómo atenuarlas. Se explican los diferentes tipos de vibraciones y el efecto del amortiguamiento, se profundiza en la comprensión de los amortiguadores dinámicos de vibración (DVA por sus siglas en inglés Dynamic Vibration Absorbers). Para comprender el fenómeno de flutter se explica la naturaleza de este fenómeno aeroelástico. El diseño del amortiguador dinámico conlleva materiales y estructuras inteligentes por lo que en este capítulo se explica la composición funcionamiento y manufactura de los MRE también se explica el funcionamiento cualidades y características de las estructuras auxéticas reentrantes.

2.2 Sistemas MKC uno y dos grados de libertad.

Un sistema dinámico es aquel que muestra la idea de movimiento o cambio a lo largo del tiempo y está presente en áreas como termodinámica, aerodinámica, dinámica de vuelo, sistemas eléctricos, sistemas biológicos entre otros. Los sistemas dinámicos se construyen teóricamente mediante variables (las que cambian con el tiempo) constantes (no cambian con el tiempo) y un conjunto de reglas para describir como interactúan y se relacionan las variable y constantes, así como el cambio de las variables a través del tiempo [25]. Al analizar los componentes que constituyen un sistema dinámico de traslación y rotación se toma en cuenta la Figura 1 como un sistema dinámico de traslación constituido por la masa m unida a un resorte k y aun amortiguador c cuya entrada es aplicada en la masa del sistema por $F(t)$ y la salida es el desplazamiento de la masa a partir del reposo $X(t)$.

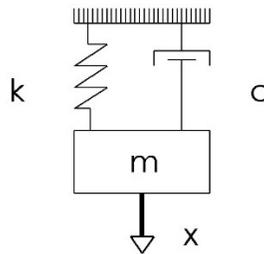


Figura 2.1: Sistema amortiguado de un grado de libertad en traslación

Donde la ecuación diferencial que describe al sistema de traslación está dada por:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad 2.1$$

El sistema dinámico presentado es de un grado de libertad (SDOF, por sus siglas en ingles Single Degree Of Freedom) el cual describe el movimiento de un sistema y es una variable independiente del sistema. La ecuación 2.1 representa la suma de fuerzas y momentos conforme a la segunda ley de Newton la cual explica “que la fuerza neta que es aplicada sobre un cuerpo es proporcional a la aceleración que

adquiere dicho cuerpo” [26] se muestra en las ecuaciones 2.2 y 2.3. para una fuerza externa, o bien un momento externo para un sistema bajo movimiento lineal o angular respectivamente.

$$F(t) = m\ddot{x} \quad 2.2$$

$$M(t) = J_0\ddot{\theta} \quad 2.3$$

Una fuerza aplicada en un resorte relaciona dos variables mostrado en la Figura 2.2.

$$F = k(x_2 - x_1) \quad 2.4$$

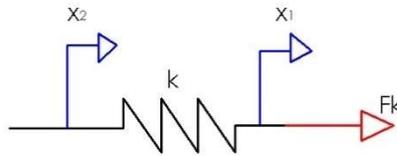


Figura 2.2: Variables en el resorte debido a la fuerza aplicada

Con una fuerza proporcional a su velocidad relativa de desplazamiento en un amortiguador relaciona dos variables mostrado en la Figura 2.3.

$$F = c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad 2.5$$

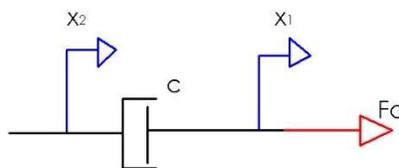


Figura 2.3: Variables en amortiguador debido a la fuerza aplicada

Todos los sistemas reales tienen algún tipo de mecanismo de amortiguamiento, por ejemplo, fricción seca, amortiguamiento fluido, efecto viscoelástico, amortiguamiento estructural, radiación acústica, etc. [27]

2.3 Amortiguamiento de vibraciones.

Las vibraciones en una estructura pueden ser mitigadas o reducidas, ya sea reduciendo la excitación o la respuesta de la estructura debido a la excitación y en ocasiones aplicando ambos casos. Las vibraciones estructurales en general se producen cuando la estructura se perturba de su posición de equilibrio ya sea por un impulso o por una excitación periódica.[28]

2.3.1 Vibración libre.

La vibración libre ocurre cuando una estructura es perturbada de su posición estática debido a una excitación tipo impulso, ocurre un desplazamiento en la masa y se deja vibrar libremente. La masa oscila alrededor de su punto de equilibrio. Cada estructura tiene una o varias frecuencias naturales también conocidas como frecuencias de resonancia, en esta frecuencia la rigidez y las fuerzas de inercia se anulan entre sí.[29]

2.3.2 Vibración libre no amortiguada.

La ecuación que representa el movimiento de un sistema lineal de un grado de libertad está dada por:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \qquad 2.6$$

La masa oscila con su frecuencia natural alrededor del punto de equilibrio de forma indeterminada porque no hay disipación de energía, la gráfica en función del tiempo

de la vibración resultante sin amortiguamiento se muestra en la Figura 2.4 como una onda senoidal, cuya frecuencia natural está dada por.[29]

$$\omega_n = \sqrt{k/m}$$

2.7

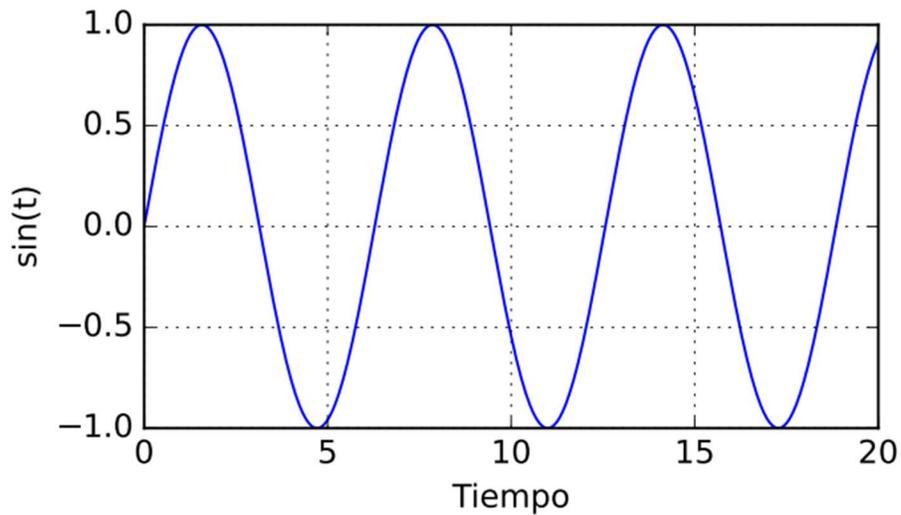


Figura 2.4: Onda sinusoidal que representa vibración libre sin amortiguamiento de una masa

2.3.3 Vibración libre amortiguada.

En la vibración libre amortiguada, la masa vibra libremente en su punto de equilibrio, y la magnitud de la frecuencia natural tiende a cero. El amortiguamiento se introduce en la ecuación como la constante de amortiguamiento c multiplicado por la velocidad.[29]

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

2.8

La ecuación muestra los elementos de masa, amortiguamiento y rigidez, la solución está dada por:

$$x(t) = ce^{st} \quad 2.9$$

Al insertar esta ecuación en la ecuación 2.8 se obtiene:

$$ms^2 + cs + k = 0 \quad 2.10$$

Las raíces de la ecuación característica son las siguientes:

$$s_{1,2} = \frac{-c \pm \sqrt{c^2 - 4mk}}{2m} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \quad 2.11$$

Resultando dos soluciones donde c_1 y c_2 son constantes:

$$x_1(t) = c_1 e^{s_1 t} \quad y \quad x_2(t) = c_2 e^{s_2 t} \quad 2.12$$

2.3.4 Amortiguamiento crítico.

Matemáticamente hablando es el límite entre raíces complejas y raíces reales, físicamente hablando es la diferencia entre un sistema oscilatorio y un sistema que deja de ser oscilatorio. El amortiguamiento crítico no depende del amortiguamiento real del sistema, depende de k y m esto implica que cualquier sistema dinámico tiene un nivel de amortiguamiento debido a su rigidez y su inercia conocido como amortiguamiento crítico.[30]

$$c_c = 2\sqrt{km} \quad 2.13$$

Al agregar un amortiguador real al sistema tendrá un comportamiento dependiendo del valor del amortiguamiento real comparado con el amortiguamiento crítico del sistema por eso se expresa el valor del amortiguamiento en nivel del porcentaje. El comportamiento de los sistemas, con sus diferentes tipos de amortiguamiento, que se muestran en la Figura 2.5, se explica a continuación.

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad \% \zeta = \zeta * 100 \quad 2.14$$

2.3.5 Sistema subamortiguado.

Es aquel sistema cuyo valor de amortiguamiento real es menor que el amortiguamiento crítico, siendo un sistema que oscila libremente siguiendo una función sinusoidal cuyo valor de amplitud va disminuyendo, entre más amortiguamiento tenga llegará a su nivel de equilibrio más rápido.[30]

$$\zeta < 1, \quad c < c_c \quad 2.15$$

2.3.6 Sistema críticamente amortiguado.

Ocurre cuando el amortiguamiento real del sistema es igual al amortiguamiento crítico por lo cual el sistema deja de ser oscilatorio, cuando es sacado del equilibrio regresa rápidamente al equilibrio.

$$\zeta = 1, \quad c = c_c \quad 2.16$$

2.3.7 Sistema sobre amortiguado.

Ocurre cuando el amortiguamiento real del sistema es superior al amortiguamiento crítico, no es oscilatorio, pero el tiempo para regresar al equilibrio es mayor mientras más amortiguamiento tenga. [31]

$$\zeta > 1, \quad c > c_c$$

2.17

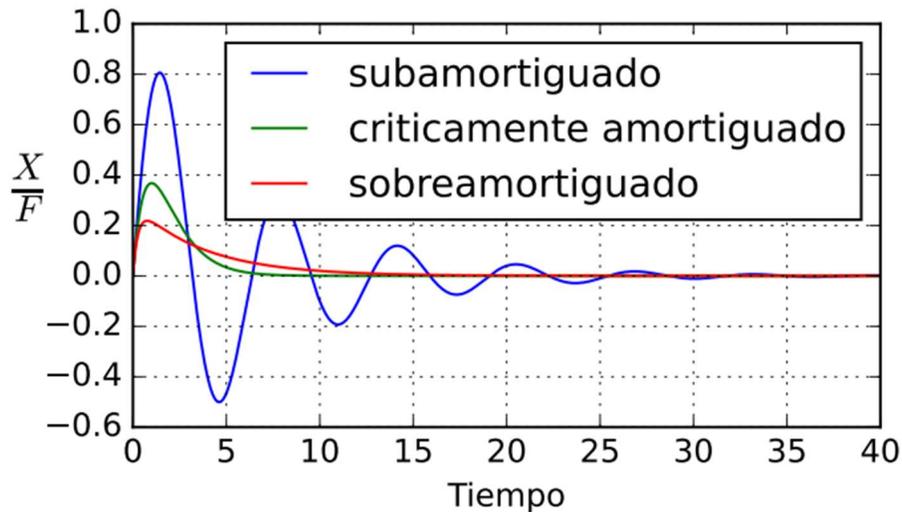


Figura 2.5: Gráfica de amplitud con respecto al tiempo que ilustra el comportamiento de los diferentes tipos de amortiguamiento en un sistema

2.3.8 Vibración forzada

La vibración forzada ocurre cuando una fuerza externa variable en el tiempo suministra energía al sistema, siendo la fuerza periódica:

$$F \sin \omega t$$

2.18

Donde F es la amplitud de la fuerza y ω es la frecuencia angular de la fuerza externa. La estructura vibra con la frecuencia de la carga periódica pero la respuesta dependerá de las propiedades mecánicas de la estructura. Cuando la frecuencia de

la carga periódica es igual a la frecuencia natural de la estructura aparece el fenómeno de resonancia el cual puede causar problemas muy graves en la estructura porque la magnitud del movimiento sigue aumentando en el momento que dure la fuerza, y puede llegar a destruir la estructura [31].

2.3.9 Vibración forzada no amortiguada.

Ahora se considerará un sistema no amortiguado sujeto a una fuerza armónica cuya ecuación es:

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad 2.19$$

Y su solución es:

$$x_h(t) = c_1 \cos \omega_n t + c_2 \sin \omega_n t \quad 2.20$$

Donde $\omega_n = (k/m)^{1/2}$ siendo esta la frecuencia natural del sistema, porque la fuerza de excitación es armónica, la solución particular es:

$$x_p(t) = X \cos \omega t \quad 2.21$$

Al sustituir la ecuación 2.21 en la 2.19 se obtiene:

$$X = \frac{F_0}{k - m\omega^2} = \frac{\partial_{st}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad 2.22$$

Donde $\partial_{st} = F_0/k$ lo cual da la deflexión de la masa bajo el efecto de la fuerza armónica. La solución total de la ecuación 2.20 es:

$$x(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t + \frac{F_0}{k - m\omega^2} \cos \omega t \quad 2.23$$

Al utilizar condiciones iniciales de $x(t = 0) = x_0$ y $\dot{x}(t = 0) = \dot{x}_0$ se tiene que:

$$C_1 = x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2} \quad C_2 = \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \quad 2.24$$

La respuesta particular del sistema es:

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2} \right) \cos \omega_n t + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \right) \sin \omega_n t + \left(\frac{F_0}{k - m\omega^2} \right) \cos \omega t \quad 2.25$$

2.3.10 Vibración forzada amortiguada.

La vibración forzada amortiguada ocurre cuando la masa oscila alrededor de su punto de equilibrio y la magnitud de dicha oscilación tiende a cero debido a que la energía de la frecuencia de la fuerza periódica es disipada [31], la ecuación de movimiento es la siguiente:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad 2.26$$

Masa normalizada:

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta\omega\dot{x} + \omega_n^2 x = f_0 \cos \omega t \quad 2.27$$

Donde $\omega_n = \sqrt{k/m}$, $\zeta = c/(2m\omega_n)$, y $f_0 = F_0/m$.

El procedimiento para la solución particular es similar al de respuesta forzada sin amortiguamiento.

2.3.11 Función de respuesta en frecuencia.

La función de respuesta en frecuencia se utiliza para conocer cómo se comporta el sistema bajo diferentes frecuencias. Aunque la frecuencia natural del sistema es la misma, es importante conocer cómo se comporta el sistema si se cambia la frecuencia natural al cambiar la k (rigidez) o la m (masa), o por otra parte si la frecuencia externa de excitación cambia. Esto ayuda a conocer bajo qué rangos de frecuencia trabajará el sistema para predecir la respuesta del sistema [29].

Se analizará la función de respuesta en frecuencia para un sistema amortiguado partiendo de la ecuación 2.26 y se considerará la respuesta del sistema con notación exponencial compleja al igual que la fuerza de entrada.

$$x(t) = Xe^{i\omega t} \quad 2.28$$

$$\dot{x}(t) = i\omega Xe^{i\omega t} \quad 2.29$$

$$\ddot{x}(t) = -\omega^2 Xe^{i\omega t} \quad 2.30$$

$$F(t) = Fe^{i\omega t} \quad 2.31$$

Al colocar las ecuaciones 2.28, 2.29, 2.30 y 2.31, en la ecuación 2.26, se obtiene la siguiente ecuación:

$$-m\omega^2 Xe^{i\omega t} + i\omega cXe^{i\omega t} + kXe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad 2.32$$

Se resuelve la ecuación para X con respecto a F , obteniendo la siguiente ecuación de respuesta en frecuencia:

$$\frac{X}{F} = \frac{1}{k - m\omega^2 + i\omega c} \quad 2.33$$

La forma adimensional de la ecuación es:

$$\frac{X}{X_0} = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} + i2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}} \quad 2.34$$

La ecuación 2.34 es una función compleja que tiene parte real e imaginaria, y para establecer su magnitud y fase se tienen las ecuaciones 2.35 y 2.36.

$$\left| \frac{X}{X_0} \right| = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad 2.35$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad 2.36$$

La gráfica de magnitud y ángulo de fase se muestra en la Figura 2.6, se observa que disminuye la amplitud de la resonancia a medida que aumenta el porcentaje amortiguamiento (Figura 2.6a), también se observa que el ángulo de fase cambia a 180° cuando está en resonancia el cambio de fase es más gradual a medida que incrementa el amortiguamiento (Figura 2.6b). Cuando la frecuencia de la fuerza forzada ω es igual a la frecuencia natural ω_n del sistema, ocurre la resonancia en el sistema $r = \frac{\omega}{\omega_n}$

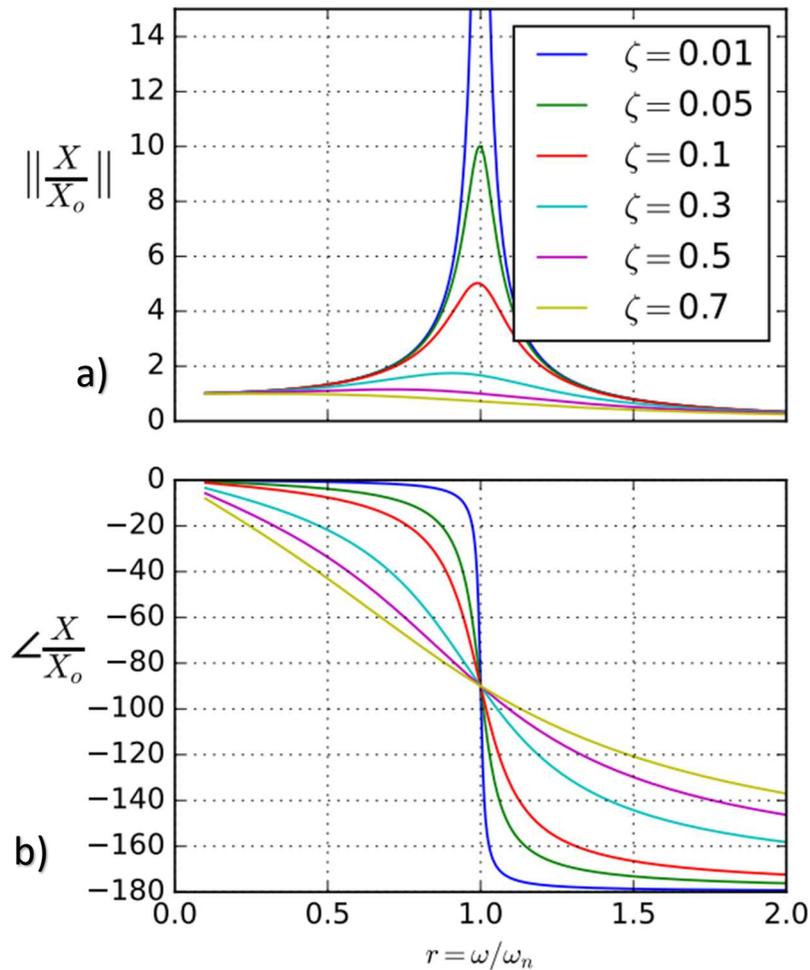


Figura 2.6 Respuesta en frecuencia magnitud y fase en un sistema amortiguado, a): gráfica de magnitud de un sistema amortiguado con 1, 5, 10, 15, 30, 50, 70% de amortiguamiento, b): gráfica de ángulo de fase de un sistema amortiguado con 1, 5, 10, 15, 30, 50, 70% de amortiguamiento.

Comúnmente en una función de transferencia de un sistema la entrada es una fuerza y la salida es un desplazamiento conocido como receptancia, pero también se puede obtener una salida en velocidad conocido como movilidad y en aceleración conocido como acelerancia tal como se observa en la Figura 2.7

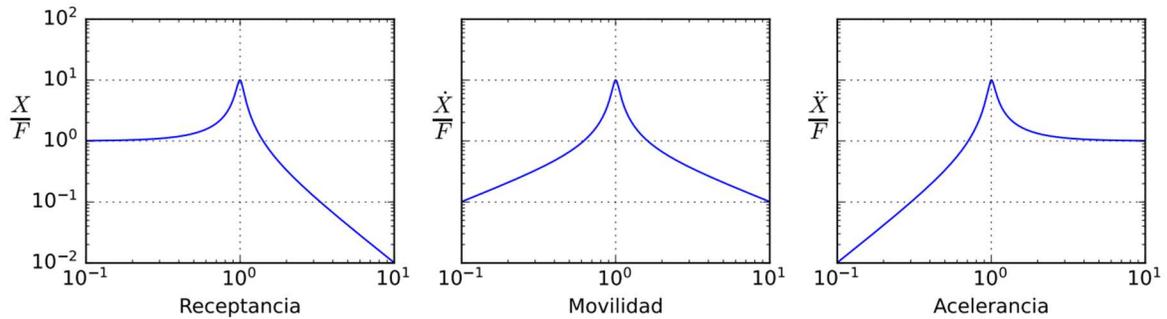


Figura 2.7. Gráficas de receptancia, movilidad y acelerancia, donde se observa el pico resonante en cada una de las gráficas.

2.3.12 Grados de libertad y modos de vibración.

Cada una de las estructuras tiene igual grados de libertad, así como frecuencias naturales y modos de vibración. Un modo de vibración es un vector que describe el movimiento relativo entre las dos masas o entre dos grados de libertad. Cada modo de vibración está asociado a una frecuencia natural [27].

2.3.13 Dos grados de libertad.

Es importante considerar las diferencias que hay entre un sistema de un grado de libertad y uno con dos o más grados de libertad, la más importante es que un sistema con dos grados de libertad tendrá dos frecuencias naturales a diferencia de uno con un grado de libertad ya que solo tendrá una frecuencia natural. Para ilustrar este concepto se considerará un sistema con dos masas (Figura 2.8), y sin amortiguamiento [27].

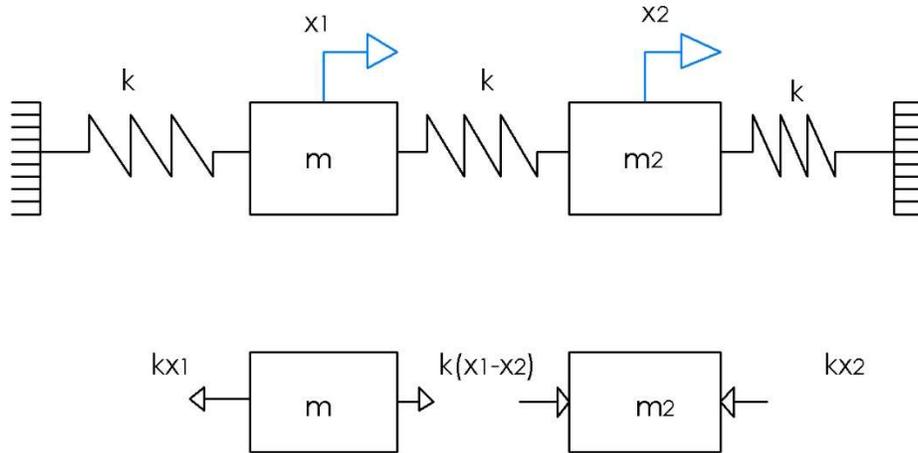


Figura 2.8: Sistema con dos masas y resortes sin amortiguamiento representando dos grados de libertad

Las ecuaciones diferenciales de movimiento del sistema son:

$$m\ddot{x}_1 = -k(x_1 - x_2) - kx_1 \quad 2.37$$

$$m_2\ddot{x}_2 = k(x_1 - x_2) - kx_2 \quad 2.38$$

Ahora cada masa experimentará un movimiento armónico de la misma frecuencia definido por:

$$x_1 = A_1 e^{i\omega t} \quad 2.39$$

$$x_2 = A_2 e^{i\omega t} \quad 2.40$$

Al sustituir en las ecuaciones diferenciales se tiene:

$$(2k - \omega^2 m)A_1 - kA_2 = 0 \quad 2.41$$

$$-kA_1 + (2k - 2\omega^2 m)A_2 = 0 \quad 2.42$$

Las cuales satisfacen A_1 y A_2 si el determinante es cero.

$$\begin{vmatrix} (2k - \omega^2 m) & -k \\ -k & (2k - 2\omega^2 m) \end{vmatrix} = 0 \quad 2.43$$

Se hace $\omega^2 = \lambda$ el determinante conduce a la siguiente ecuación:

$$\lambda^2 - \left(3 \frac{k}{m}\right) \lambda + \frac{3}{2} \left(\frac{k}{m}\right)^2 = 0 \quad 2.44$$

Las raíces de la ecuación son:

$$\lambda_1 - \left(\frac{3}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{3}\right) \frac{k}{m} = 0.634 \frac{k}{m} \quad 2.45$$

$$\lambda_2 - \left(\frac{3}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{3}\right) \frac{k}{m} = 2.366 \frac{k}{m} \quad 2.46$$

Las frecuencias naturales son:

$$\omega_1 = \lambda_1^{\frac{1}{2}} = \sqrt{0.634 \frac{k}{m}} \quad 2.47$$

$$\omega_2 = \lambda_2^{\frac{1}{2}} = \sqrt{2.366 \frac{k}{m}} \quad 2.48$$

Al sustituir estas frecuencias naturales en la Ecuación 2.30, se puede obtener la forma modal.

Para $\omega_1^2 = 0.634 \frac{k}{m}$ siendo la forma modal correspondiente al primer modo normal.

$$\left(\frac{A_1}{A_2}\right) = \frac{k}{2k - \omega_1^2 m} = \frac{1}{2 - 0.634} = 0.731 \quad 2.49$$

Para $\omega_2^2 = 2.366 \frac{k}{m}$.

$$\left(\frac{A_1}{A_2}\right) = \frac{k}{2k - \omega_2^2 m} = \frac{1}{2 - 2.366} = -2.73 \quad 2.50$$

Para la segunda forma modal se presentan los dos modos normales gráficamente en la Figura 2.9. En el primer modo normal las masas se mueven en fase en el segundo modo las masas se mueven en contrafase [31].

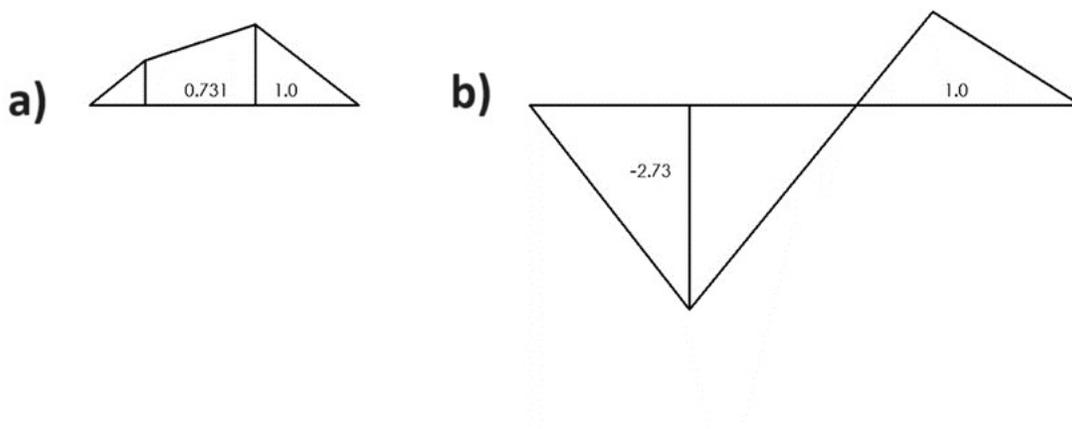


Figura 2.9. a) Primer forma modal b) segunda forma modal.

2.4 Amortiguadores dinámicos de vibración (DVA).

Una máquina o un sistema puede experimentar vibraciones sumamente grandes y causar daños cuando una frecuencia de excitación se acerca a la frecuencia natural del sistema, para contrarrestar la resonancia del sistema se utilizan absorsores dinámicos de vibraciones (DVA) [8], lo cual es un sistema masa resorte que se agrega al sistema (Figura 2.10). Añadiendo así un grado de libertad, este se sintoniza a la frecuencia que se desea evitar creando así una anti-resonancia de la vibración armónica [32], no significa que la amplitud se haya reducido de un valor infinito a un valor finito lo que ocurriría si se agrega amortiguamiento, sino que la amplitud se reduce a cero.

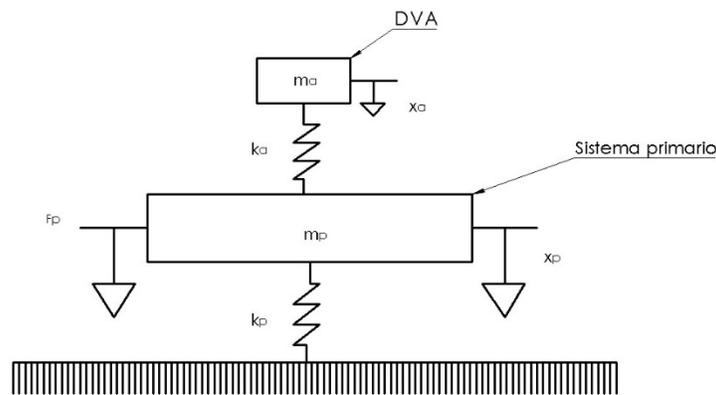


Figura 2.10: Sistema primario masa, resorte acoplado al sistema secundario masa, resorte DVA (amortiguador dinámico de vibraciones).

Se asume que una fuerza armónica externa con amplitud constante entra al sistema y está dada por:

$$f(t) = F_0 e^{i\omega t} \quad 2.51$$

Se aplican las leyes de Newton y se obtiene la ecuación de movimiento armónico con dos grados de libertad:

$$m_p \ddot{x}_p + (k_p + k_a)x_p - k_a x_a = f \quad 2.52$$

$$m_a \ddot{x}_a + k_a(x_a - x_p) = 0 \quad 2.53$$

La respuesta de estado estable armónico está dada por:

$$x_p(t) = X_p e^{i\omega t} \quad 2.54$$

$$x_a(t) = X_a e^{i\omega t} \quad 2.55$$

Se sustituyen las ecuaciones 2.54 y 2.55 en las ecuaciones 2.52 y 2.53 se obtiene las siguientes ecuaciones algebraicas dependientes de la frecuencia.

$$X_p(-m_p \omega^2 + k_p + k_a) - k_a X_a = F_0 \quad 2.56$$

$$-k_a X_p + X_a(-m_a \omega^2 + k_a) = 0 \quad 2.57$$

Al normalizar las dos ecuaciones anteriores se obtienen las siguientes expresiones:

$$\frac{X_p}{(X_p)_{st}} = \frac{[1 - (\omega/\omega_a)^2]}{[1 + (k_a/k_p) - (\omega/\omega_p)^2][1 - (\omega/\omega_a)^2] - (k_a/k_p)} \quad 2.58$$

$$\frac{X_a}{(X_p)_{st}} = \frac{1}{[1 + (k_a/k_p) - (\omega/\omega_p)^2][1 - (\omega/\omega_a)^2] - (k_a/k_p)} \quad 2.59$$

Donde.

$$\omega_p = \sqrt{\left(\frac{k_p}{m_p}\right)} \quad \omega_a = \sqrt{\left(\frac{k_a}{m_a}\right)} \quad (X_p)_{st} = \frac{F_0}{k_p} \quad 2.60$$

Un aspecto a considerar la generación de dos frecuencias de resonancia por debajo y encima de la frecuencia de resonancia original Figura 2.11.

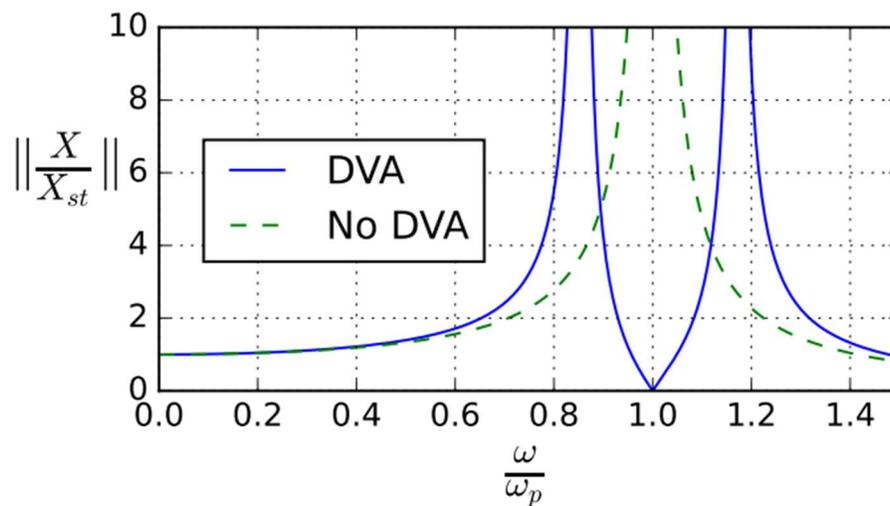


Figura 2.11. Línea punteada resonancia del sistema primario sin DVA, línea continua anti-resonancia del sistema primario debido al DVA.

2.4.1 DVA amortiguado.

La banda de trabajo eficiente de un DVA puede ser mayor si se agrega un amortiguador el cual será responsable de la disipación de la energía [33]. El amortiguador también facilita una reducción de la amplitud del movimiento relativo entre la masa primaria y la masa secundaria agregada. La Figura 2.9 representa un DVA amortiguado.

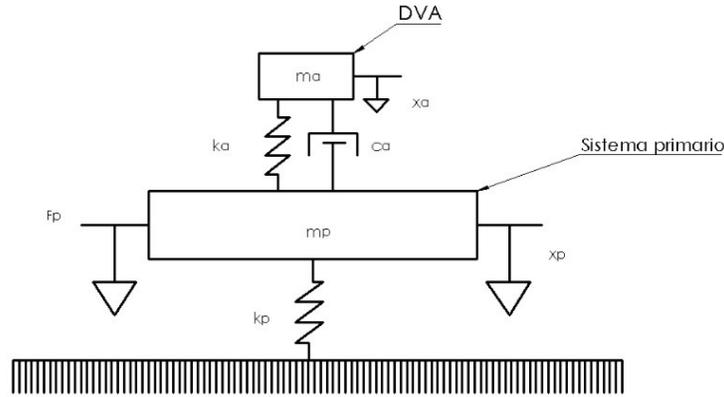


Figura 2.12: Sistema primario masa, resorte acoplado al sistema secundario masa, resorte, amortiguador DVA (amortiguador dinámico de vibraciones).

Al suponer que una fuerza de excitación armónica actúa en el sistema primario, las ecuaciones de movimiento para dos grados de libertad son las siguientes:

$$m_p \ddot{x}_p + k_p x_p + k_a (x_p - x_a) + c_a (\dot{x}_p - \dot{x}_a) = F_0 e^{i\omega t} \quad 2.61$$

$$m_a \ddot{x}_a + k_a (x_a - x_p) + c_a (\dot{x}_a - \dot{x}_p) = 0 \quad 2.62$$

La solución de la amplitud del estado estable del sistema primario y del DVA es la siguiente:

$$X_p = F_0 \frac{k_a - m_a \omega^2 + i\omega c_a}{(k_p - m_p \omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - m_a k_a \omega^2 + i\omega c_a (k_p - m_p \omega^2 - m_a \omega^2)} \quad 2.63$$

$$X_a = F_0 \frac{k_a + i\omega c_a}{(k_p - m_p \omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - m_a k_a \omega^2 + i\omega c_a (k_p - m_p \omega^2 - m_a \omega^2)} \quad 2.64$$

Donde se introducen los siguientes parámetros:

Relación de masa:

$$\mu = m_a/m_p \quad 2.65$$

Frecuencia natural del DVA sin amortiguamiento:

$$\omega_a = \sqrt{(k_a/m_a)} \quad 2.66$$

Frecuencia natural de sistema primario sin amortiguamiento:

$$\omega_p = \sqrt{(k_p/m_p)} \quad 2.67$$

Factor de giro:

$$f = \omega_a/\omega_p \quad 2.68$$

Relación de frecuencia forzada:

$$g = \omega/\omega_p \quad 2.69$$

Amortiguamiento crítico:

$$c_c = 2m_a\omega_p \quad 2.70$$

Relación de amortiguamiento:

$$\zeta = c_a/c_c \quad 2.71$$

Desplazamiento de la masa primaria:

$$(X_p)_{st} = F_0/k_p \quad 2.72$$

La forma normalizada de las ecuaciones es la siguiente:

$$\frac{|X_p|}{(X_p)_{st}} = \sqrt{\left\{ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2} \right\}} \quad 2.73$$

$$\frac{|X_a|}{(X_p)_{st}} = \sqrt{\left\{ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2} \right\}} \quad 2.74$$

Se observa en la Figura 2.13 la variación de la amplitud de X_p , con la relación de frecuencia forzada para diferentes valores de amortiguamiento ζ . Se observa que para $\zeta=0$ el sistema actúa como un sistema de dos grados de libertad sin amortiguamiento cuyas dos resonancias resultantes debido al DVA aumentan indefinidamente al ir incrementando el amortiguamiento

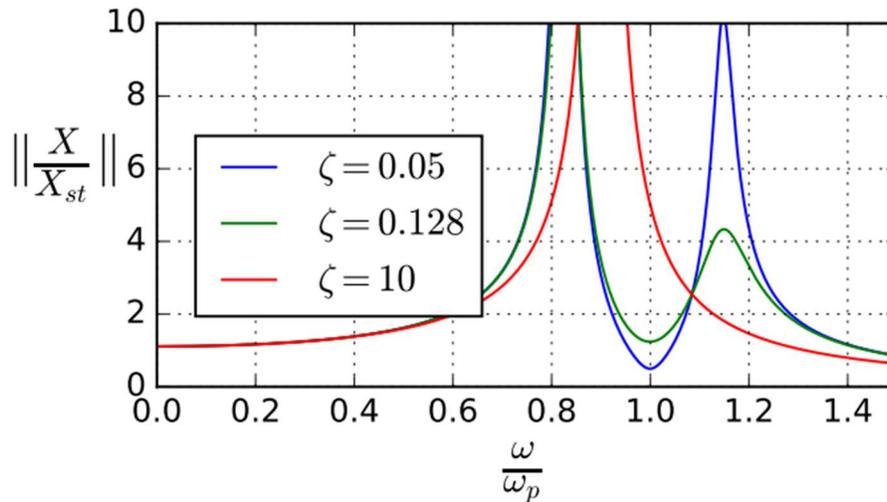


Figura 2.13: Variación de la amplitud normalizada $\frac{X}{X_{st}}$ con diferentes valores de amortiguamiento.

2.4.2 Aplicación de los DVA.

Un amortiguador dinámico de vibraciones es utilizado en máquinas con y sin elementos amortiguantes, son catalogados como DDVA (Damped dynamic vibration absorbers) y UDVA (Undamped dynamic vibration absorbers) por sus siglas en inglés. Algunos ejemplos son [32]:

- UDVA, la aplicación más común sin amortiguador es en motores de velocidad constante, como en turbinas de plantas de poder, compresores, motores eléctricos, generadores etc.
- DDVA, la aplicación más común es en motores de velocidad variable, como motores, bombas, aunque también se utiliza en máquinas con velocidad constante para lograr un mayor rango de velocidad en el que se absorban las vibraciones de la máquina.
- Recientemente DDVA son utilizados en mecanismos contra temblores, muchos de estos mecanismos se utilizan en edificios contra sismos y fuerzas debido al viento.

2.5 Respuesta Aeroelásticas.

Las aeronaves están sujetas a cargas estáticas, y dinámicas en vuelo y en tierra. Lo que compete a este estudio son las cargas dinámicas a las que está sometida la aeronave. Para mitigar estas vibraciones es indispensable conocer el origen de tales fenómenos.

La Aeroelasticidad es representada por medio del triángulo de Collar [9] (Figura 2.14), que muestra la relación entre las fuerzas aerodinámicas, elásticas y de inercia, se entiende que la interacción de las fuerzas inerciales y las fuerzas aerodinámicas dan como resultado la disciplina de estabilidad y control, la disciplina de dinámica estructural o vibraciones es el resultado de las fuerzas de inercia y fuerzas elásticas, por último la aeroelasticidad estática es el resultado de la interacción de las fuerzas aerodinámicas y fuerzas elásticas.

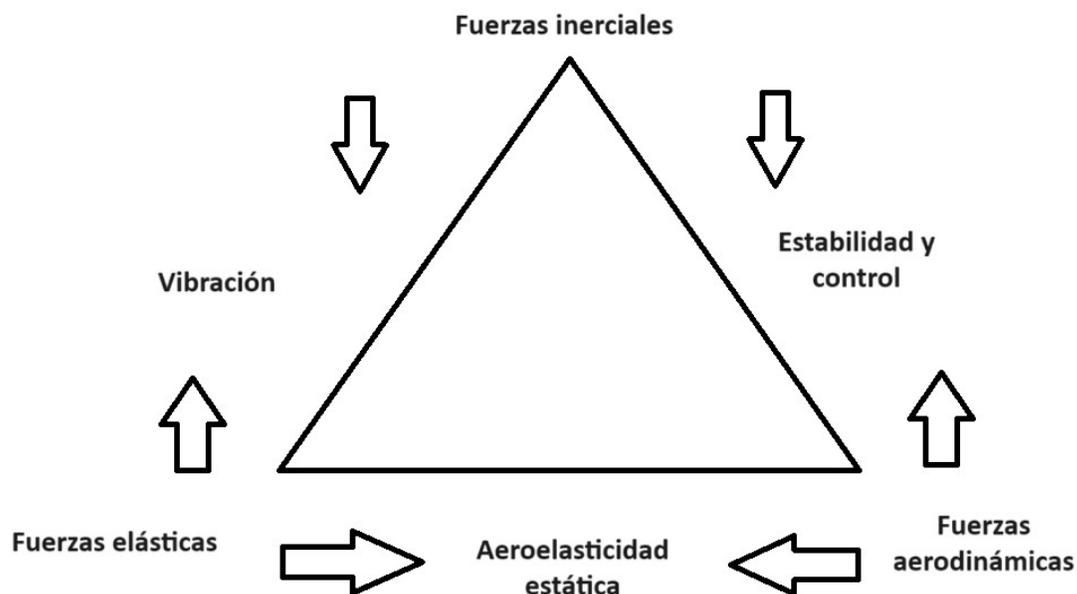


Figura 2.14. Triángulo de Collar, que explica las fuerzas involucradas en la Aeroelasticidad dinámica.

La Aeroelasticidad para ala fija se divide en dos áreas: aeroelasticidad estática donde la distribución de sustentación se ve afectada por la deformación de la

aeronave (lo que puede llevar a la divergencia la cual es una condición de inestabilidad estática que reduce la efectividad de las superficies de control) y la aeroelasticidad dinámica donde se explica el fenómeno de *flutter* (donde la estructura extrae energía de la corriente de aire y la aeronave puede volverse dinámicamente inestable).

2.5.1 Flutter.

De los fenómenos aeroelásticos más importantes se encuentra el *flutter* debido a que es el más difícil de predecir. Existe una velocidad crítica conocida como velocidad de *flutter* por debajo de esta velocidad las oscilaciones se amortiguan, pero por encima de esta velocidad uno de los modos se amortigua negativamente y se producen oscilaciones inestables. El *flutter* clásico [34] ocurre cuando las fuerzas aerodinámicas asociadas con el movimiento de dos modos de vibración, hacen que los modos se acoplen de manera desfavorable, aunque ha habido casos en los que se han combinado más de dos modos para ocasionar *flutter*.

2.5.2 Aerodinámica inestable.

Debido a que el *flutter* se trata de aerodinámica inestable, es conveniente usar características de movimiento en función de la frecuencia. El perfil aerodinámico oscila a una frecuencia ω , si se aplica la convolución por la función de Wagner y se obtiene la evolución de la sustentación a través del tiempo, donde se evalúa la variación de la frecuencia de oscilación, al aumentar la frecuencia la amplitud de la fuerza aerodinámica inestable disminuye y hay un retraso en la fase [34].

Con la siguiente ecuación se obtiene la frecuencia que es el número de oscilaciones en un perfil durante el tiempo donde el flujo de aire pasa por la cuerda

$$v = \frac{\omega c}{V} \quad 2.75$$

Se utiliza la función de Theodorsen para modelar la aerodinámica inestable que es la siguiente

$$C(k) = F(k) + iG(k) \quad 2.76$$

Donde $C(k)$ es una cantidad compleja que necesita un cambio de amplitud y fase. La función de reducción es:

$$C(k) = F(k) + iG(k) = \frac{H_1^{(2)}(k)}{H_1^{(2)}(k) + iH_0^{(2)}(k)} = \frac{K_1(ik)}{K_0(ik) + K_1(ik)} \quad 2.77$$

Se tiene que K_1 son funciones modificadas de Bessel del segundo tipo y $H_1^{(2)}(k)$ son funciones de Hankel del segundo tipo, siendo la aproximación.

$$C(k) = 1 - \frac{0.165}{1 - \frac{0.045}{k}i} - \frac{0.335}{1 - \frac{0.30}{k}i}, k \leq 0.5 \quad 2.78$$

$$C(k) = 1 - \frac{0.165}{1 - \frac{0.041}{k}i} - \frac{0.335}{1 - \frac{0.32}{k}i}, k \geq 0.5 \quad 2.79$$

2.6 Metaestructuras con rigidez quasi-zero,

El corcho, la madera, la esponja y el hueso trabecular son todos ejemplos de sólidos celulares en la naturaleza; actualmente estas estructuras celulares son de polímeros metales y cerámicos. Las cualidades de estas estructuras son únicas por lo que se utilizan en diferentes aplicaciones. Debido a su bajo peso, en compresión los sólidos celulares pueden soportar grandes deformaciones a un esfuerzo casi constante, lo que les permite absorber la energía cinética de un impacto sin generar elevados picos de tensión [35].

Las estructuras celulares en forma de panal son ampliamente utilizadas en el ramo automotriz, así como aeronáutico, debido a su baja densidad, alta rigidez en cortante y su alta capacidad de deformación en el rango plástico. Las estructuras celulares auxéticas (Figura 2.15), cuentan con la característica de una relación de Poisson negativa. La relación de Poisson negativa es una característica de los materiales o estructura que se expanden a todas direcciones bajo cargas de tensión y se comprime a todas direcciones bajo cargas de compresión [38].



Figura 2.15: Ejemplo de estructura auxética.

Las metaestructuras con rigidez *quasi-zero* (QZ) constan de la unión de múltiples celdas que debido a su configuración dan las características de rigidez *quasi-zero*. El prototipo clásico de un aislador QZ se muestra en la Figura 2.16, este consiste en un elemento con rigidez positiva y otro con rigidez negativa, que se puede realizar mediante mecanismos empleando resortes helicoidales. La rigidez positiva está dada por el resorte vertical, y la rigidez negativa está dada por el resorte oblicuo, con esta combinación se puede producir una región de rigidez casi nula, lo cual es excelente para aislar vibraciones debido a que se tiene frecuencias naturales muy bajas [21].

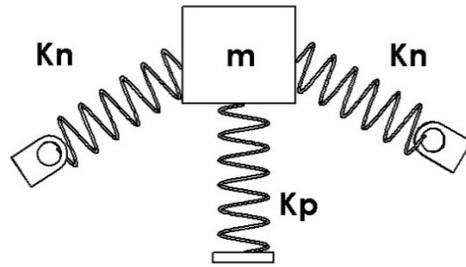


Figura 2.16: Prototipo de un aislador *quasi-zero*, se muestra la masa y los resortes que dan la rigidez positiva (resorte vertical) y negativa (resortes laterales) [21].

Un aislador de vibraciones con efecto de rigidez casi nula se introduce mediante un sistema elástico mecánico con un área plana en su característica de fuerza. Y esta fuerza característica tiene un punto con rigidez cercana a cero [36]. Dicho sistema o aislador también se denomina "sistemas con rigidez baja" o "sistemas con rigidez estática alta y dinámica baja" (Figura 2.17).

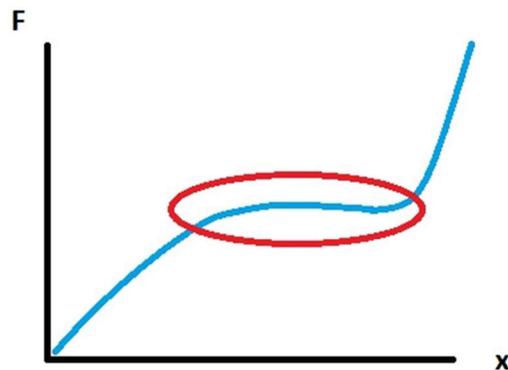


Figura 2.17. Gráfica fuerza desplazamiento donde se muestra la región de rigidez negativa (área marcada con el círculo rojo).

Los aisladores de vibraciones con rigidez casi nula son muy prometedores en la ingeniería mecánica. Los sistemas son muy innovadores en el aislamiento de vibraciones en varios campos, por ejemplo, máquinas y equipos industriales, control de vibraciones de vehículos pesados, estaciones de trabajo, máquinas portátiles, motores de barcos, equipos de precisión, equipos aeroespaciales, etc. Los sistemas proporcionan simultáneamente una alta carga estática y una baja rigidez dinámica. La baja rigidez del sistema con una carga estática significativa reduce la frecuencia natural hasta menos de 1 Hz y permite aislar un amplio rango de vibraciones con alta eficiencia [21].

2.7 Elastómeros magnetoreológicos (MRE).

Los elastómeros magnetoreológicos (Magnetorheological Elastomers MRE por sus siglas en inglés) son materiales cuya matriz es orgánica, y la cual típicamente es un elastómero donde se incorporan partículas magnéticas de hierro carbonilo (CIP), estos materiales presentan propiedades variables de rigidez y amortiguamiento al aplicarles campos magnéticos [18].

2.7.1 Matriz, aditivo y partículas magnéticas.

La selección de la matriz es importante debido a que provee a los MRE de diferentes tipos de propiedades tales como porosidad, dureza, efectos magnetoreológicos, módulo elástico inicial entre otros. Las matrices más utilizadas son: caucho de silicón, caucho de vinilo, poliuretano, elastómeros termo estables y termoplásticos, así como caucho natural y sintético. El silicón es el material más utilizado para matrices de materiales MRE debido a que en su estado líquido hay una distribución homogénea y es fácil la suspensión de las partículas magnéticas, también presentan una adecuada viscosidad que permite que las partículas magnéticas se orienten en la dirección del campo magnético externo.

El uso de aditivos ayuda a mejorar las propiedades magnetoreológicas, estos se pueden clasificar como aditivos magnéticos y no magnéticos. Los aditivos no magnéticos más utilizados son los plastificantes y los materiales a base de carbono y los aditivos magnéticos más utilizados son las partículas a base de cromo y nanopartículas magnéticas. El plastificante se puede disolver en los materiales como el caucho de silicón por medio de mezcla mecánica o vulcanización, este tipo de aditivos proporcionan facilidad para el deslizamiento de las cadenas moleculares de caucho porque actúa como lubricante y disminuye la adhesividad de la matriz de caucho

Las partículas magnéticas que componen los MRE son las responsables de las propiedades dependientes del campo magnético, las más utilizadas son carbonilo de hierro (CIP) por su alta saturación magnética, suavidad (histéresis magnética) y alta permeabilidad magnética. Las partículas de CIP presentan una morfología cuasi-esférica cuyo tamaño es de $10\mu\text{m}$ esto porque presentan un área de fricción interfacial más efectiva entre las partículas, aunque también se pueden encontrar en mayores tamaños, dependiendo las cualidades de fricción que se deseen.

Para obtener las cualidades anisotrópicas en el MRE se ha informado que con un 30% de partículas magnéticas y un 70% de matriz es lo ideal. Para obtener cualidades isotrópicas el porcentaje de partículas magnéticas puede ser hasta de 68% reduciendo así a la matriz a 32%. Es importante notar que un aumento elevado de partículas magnéticas no aumenta los efectos magnetoreológicos, pero si aumenta el módulo de campo de cero rigidez [16].

2.7.2 Metodología de fabricación.

El método más común para la realización de los materiales MRE es utilizar el caucho de silicón en estado líquido mezclar con las partículas magnéticas y algún aditivo. Se vierte la mezcla en un molde y se deja curar a temperatura ambiente esto hace que las partículas magnéticas queden suspendidas en la red de polímeros. Se pueden aplicar campos magnéticos para el acomodo de las partículas magnéticas en una dirección especificada durante el proceso de curado. Cuando se hace esto

se denomina MRE anisotrópico y, cuando no se aplica campo magnético a la mezcla en el proceso de curado se denomina MRE isotrópico. En este caso se espera que las partículas magnéticas estén ordenadas uniformemente (Figura 2.18).

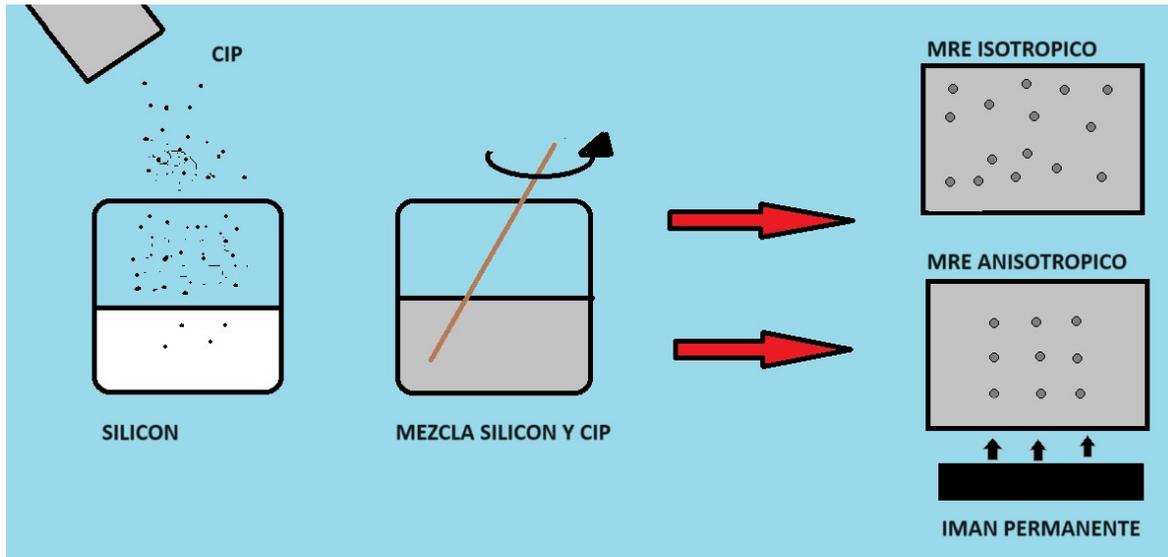


Figura 2.18. Metodología para crear muestras isotrópicas y anisotrópicas de elastómeros magnetoreológicos.

Los MRE en una de sus aplicaciones más utilizadas son como absorbentes de vibraciones y aisladores de vibraciones. En la aplicación como absorbentes de vibración conocidos como absorbentes de masa sintonizada (DVA), donde su función es mitigar la vibración no deseada de la estructura primaria. Los primeros en utilizar MRE como TVA fueron Watson [39] al aplicar el comportamiento inteligente de los materiales MRE en la suspensión de un vehículo. En dicho trabajo se observó que la rigidez máxima aumento a un 25% y el amortiguamiento un 40% en la dirección axial con tiempo de respuesta de 10 milisegundos. Posteriormente Ginder [39] utilizó un MRE como un resorte sintonizado, donde aplicando el campo magnético máximo alcanzable se logró cambiar la frecuencia natural un 22% aumentando de 500Hz a 610Hz.

En el caso de aisladores de vibraciones con materiales MRE, para impedir la transmisión de la vibración a la estructura primaria. Estos aisladores pueden funcionar en dirección vertical y horizontal, Hitchcock patentó un dispositivo de aislamiento sintonizable siendo una estructura tipo sándwich MRE con dos capas de activación magnética [16].

2.8 Conclusiones.

Se presentó una breve introducción a los sistemas de un grado y dos grados de libertad de sistemas masa-resorte-amortiguador, así como de los amortiguadores dinámicos de vibraciones DVA y sus respectivas soluciones analíticas. Al comprender el funcionamiento de los DVA se explicó el fenómeno que se desea mitigar el cual es el *flutter*. Siendo un fenómeno aeroelástico, presente en estructuras ligeras sometidas a cargas del viento, el método para el aumento de la velocidad de *flutter* es del tipo semi activo el cual involucra materiales y estructuras inteligentes para lograr el cambio de las propiedades del amortiguador. Principalmente se explicó el comportamiento de las estructuras auxéticas, cuya cualidad es un coeficiente de Poisson negativo y se explicó el procedimiento para crear materiales MRE de silicón y CIP, la combinación de la estructura y material inteligente son las que dan al amortiguador dinámico las propiedades variables, porque al cambiar la rigidez del DVA, cambia su frecuencia natural.

Capítulo 3

3. MANUFACTURA Y CARACTERIZACIÓN DE ELASTÓMEROS MAGNETOREOLÓGICOS.

3.1 Introducción.

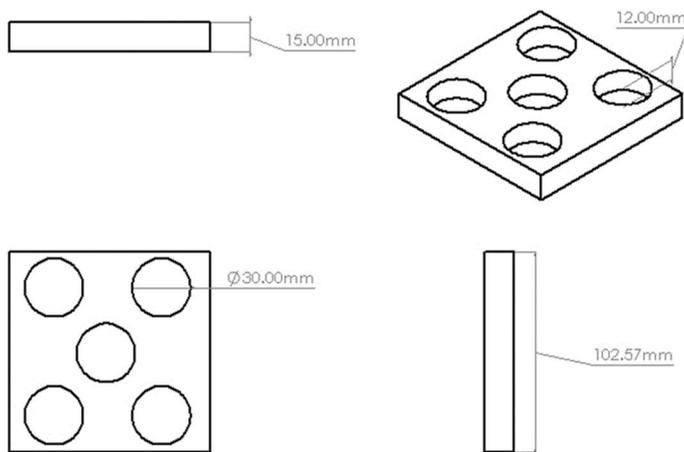
Para abordar el comportamiento mecánico de los MRE fue necesario desarrollar muestras para su posterior análisis mediante pruebas de compresión en la máquina universal y pruebas dinámicas para obtener la respuesta en frecuencia utilizando un shaker; con estos dos métodos experimentales se calculó el módulo elástico del material. En este capítulo se explica el método para la obtención de las muestras bajo estudio, así como los resultados de las pruebas de compresión y de las pruebas de movilidad, en cada uno de estos métodos se obtiene el módulo elástico se comparan y se discuten los resultados.

3.2 Muestras MRE.

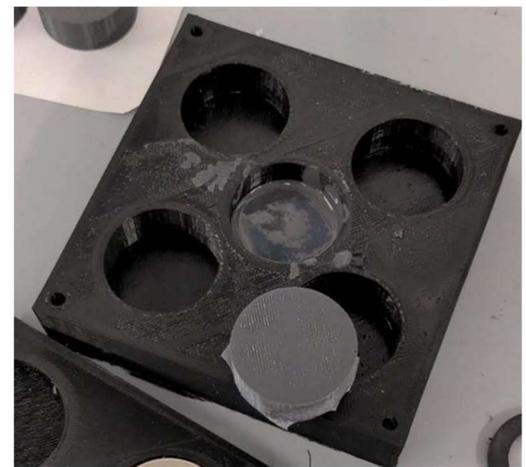
Las muestras MRE se crearon de la mezcla de caucho de silicón Polisil P-53 [37] y caucho de silicón P-85, siendo los dos vulcanizables a temperatura ambiente, las partículas magnéticas son de hierro carbonilo (CIP) de Sigma-Aldrich. También se utilizó un catalizador que viene incluido con el silicón para acelerar la vulcanización de las muestras a temperatura ambiente, y para desmoldar más fácilmente se rocía con un lubricante en aerosol marca Polisil. Estos materiales se muestran en la Figura 3.1. El molde donde se vertió la mezcla de silicón y MRE se diseñó primeramente en SolidWorks, se fabricó mediante manufactura aditiva (impresión 3D), y se muestra en la Figura 3.2. El molde tiene la capacidad para cinco muestras con diámetro de 30 mm y espesor de 12 mm, el CAD del molde se imprimió en 3D utilizando filamentos de PLA (ácido poliláctico).



Figura 3.1: De izquierda a derecha caucho de silicón P-85 y P-53, partículas de hierro carbonilo y lubricante.



a)



b)

Figura 3.2: Molde para muestras de elastómeros magnetoreológicos, a) CAD del molde realizado en SolidWorks, b) Molde realizado mediante manufactura aditiva.

El porcentaje de CIP es en relación con la masa, por lo que es necesario calcular el porcentaje de CIP y del silicón para crear el material MRE. La mezcla se preparó con 0%, 10% y 30% de CIP, de acuerdo con el siguiente procedimiento. Primeramente, se realizó la mezcla de silicón sin partículas CIP vertiendo 100

gramos de silicón P-53 y 60 gotas de catalizador, misma que se vació en los moldes, y se dejó reposar por tres horas para obtener las muestras, Figura 3.3(a). Para las muestras con 10% de CIP se vertió un total de 90 gramos de silicón y 10 gramos de CIP que se mezclaron manualmente en un recipiente para posteriormente vaciar la mezcla en el molde, obteniendo MRE, ver la Figura 3.3(b). Por último, las muestras con 30% de CIP consideran 70 gramos de silicón y 30 gramos de CIP, uniformemente mezcladas en un recipiente y se vertió en el molde respectivo, Figura 3.3(c), y se reposó por tres horas para el curado de las muestras.

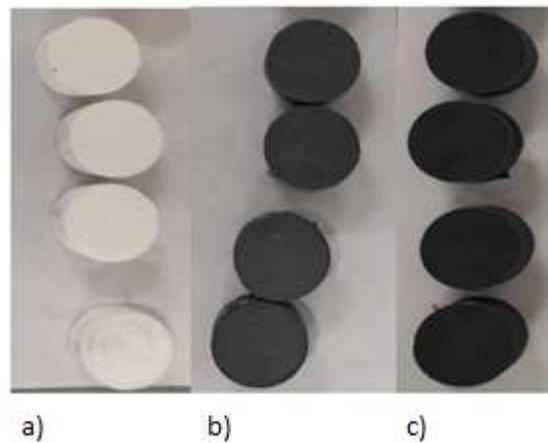


Figura 3.3. a) Muestras de silicón P-53 con 0% CIP. b) Muestras de silicón P-53 con 10% CIP c) Muestras de silicón P-53 con 30% CIP.

Se realizaron muestras isotrópicas donde no se aplicó campo magnético en el momento del curado, con los silicones P53 y P85, con porcentajes de CIP de 0, 10 y 30%.

3.3 Caracterización experimental.

3.3.1 Prueba de compresión.

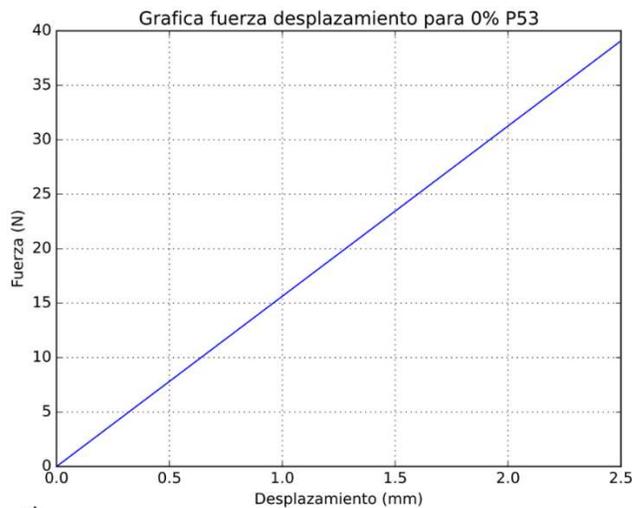
Las pruebas de compresión se realizaron en la máquina universal Shimadzu AGS-X con una celda de carga de 10KN (Figura 3.4) en el Laboratorio de Pruebas Mecánicas de la Coordinación de Materiales, en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León, donde se probaron 15 muestras con silicón P53 y otras 15 con silicón P85 cuyo porcentaje de CIP es de 0, 10 y 30 % para muestras isotrópicas. Se obtuvo la curva de fuerza desplazamiento por cada muestra, se obtuvieron un total de 40 resultados de todas las muestras y para facilitar el cálculo del módulo elástico los datos se procesaron en Python. El promedio de los módulos elásticos se muestra en la Tabla 3.1.



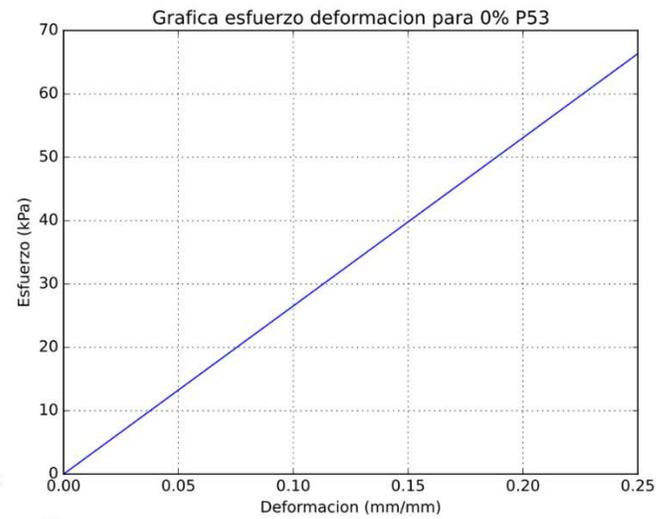
Figura 3.4: Prueba de compresión en muestras de elastómeros magnetoreológicos en máquina universal Shimadzu AGS 10KN.

Tabla 3.1. Módulo de Elasticidad de las muestras, debido a pruebas de compresión, para los diferentes porcentajes de CIP.

Silicón	Porcentaje de CIP	Módulo elástico (MPa)
P53	0%	0.27680
	10%	0.30978
	30%	0.36828
P85	0%	0.62959
	10%	0.71114
	30%	0.81974

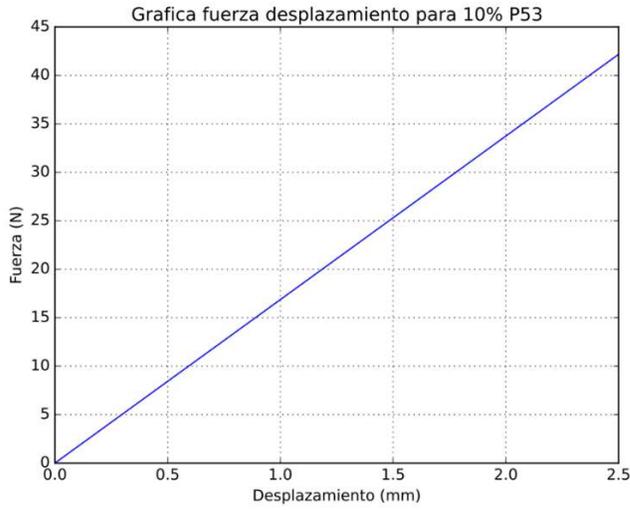


a)

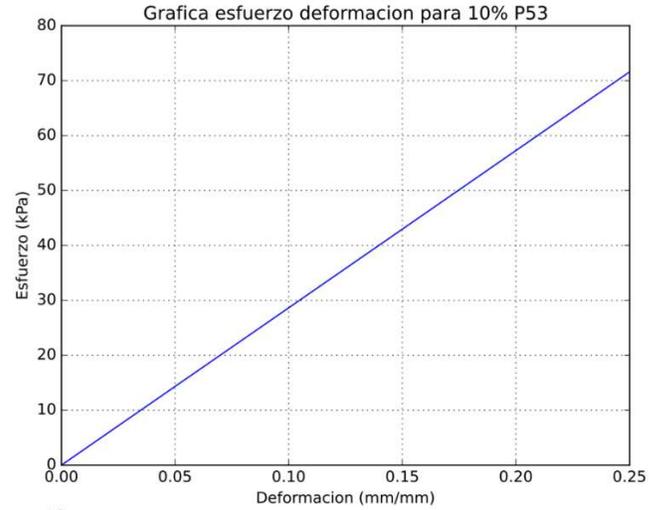


b)

Figura 3.5. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P53 con 0% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.

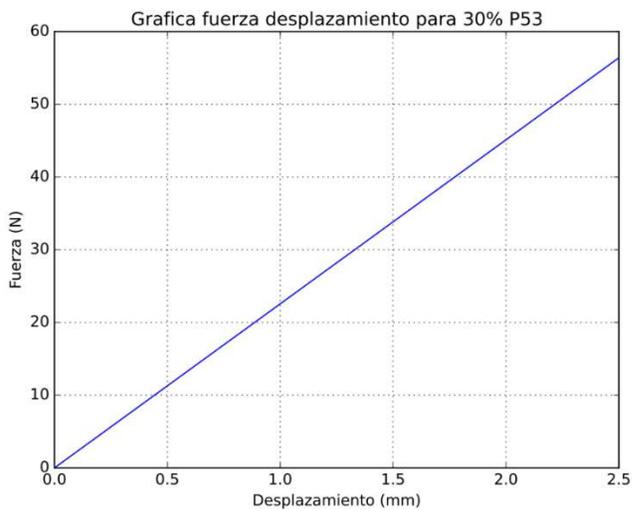


a)

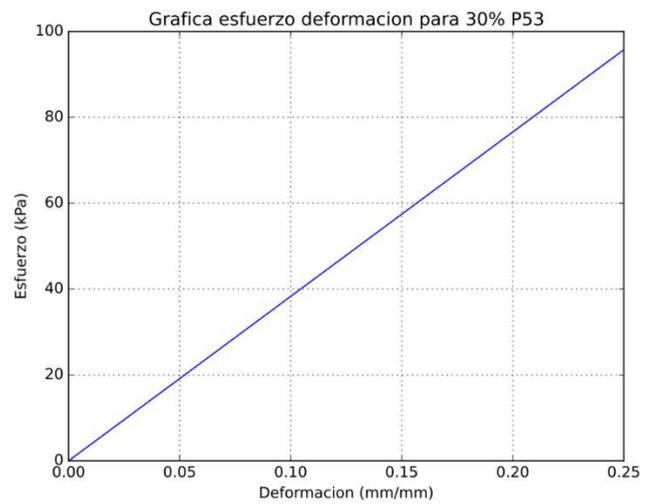


b)

Figura 3.6. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P53 con 10% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.

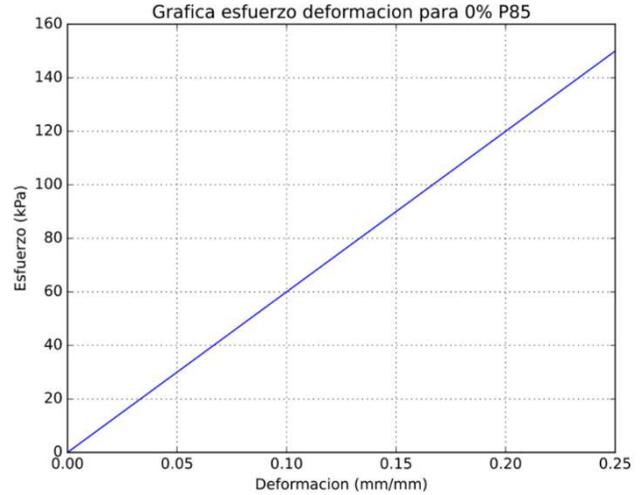
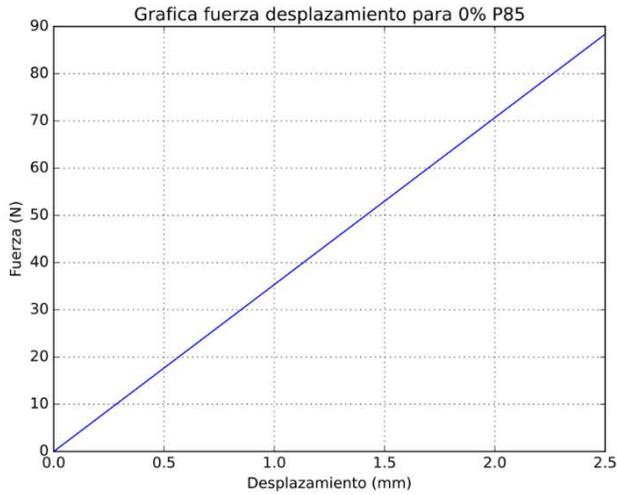


a)



b)

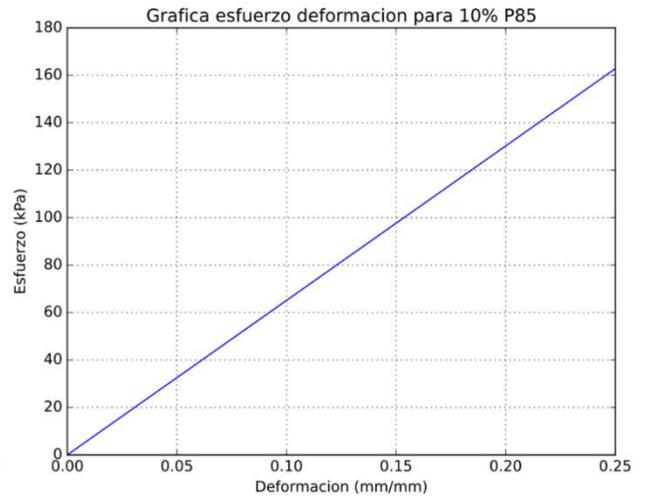
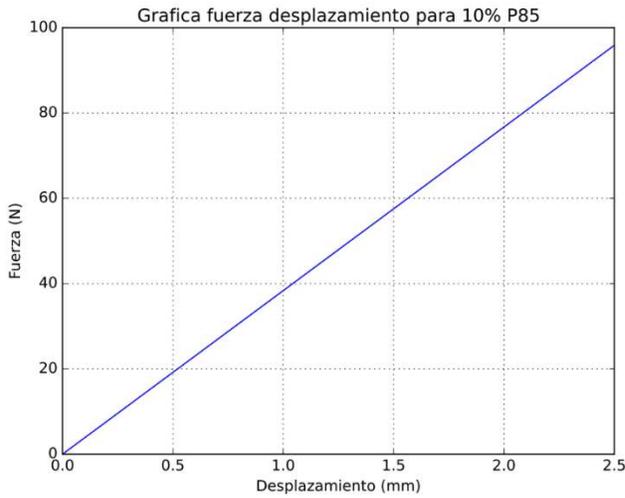
Figura 3.7. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P53 con 30% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.



a)

b)

Figura 3.8. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P85 con 0% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.



a)

b)

Figura 3.9. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P85 con 10% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.

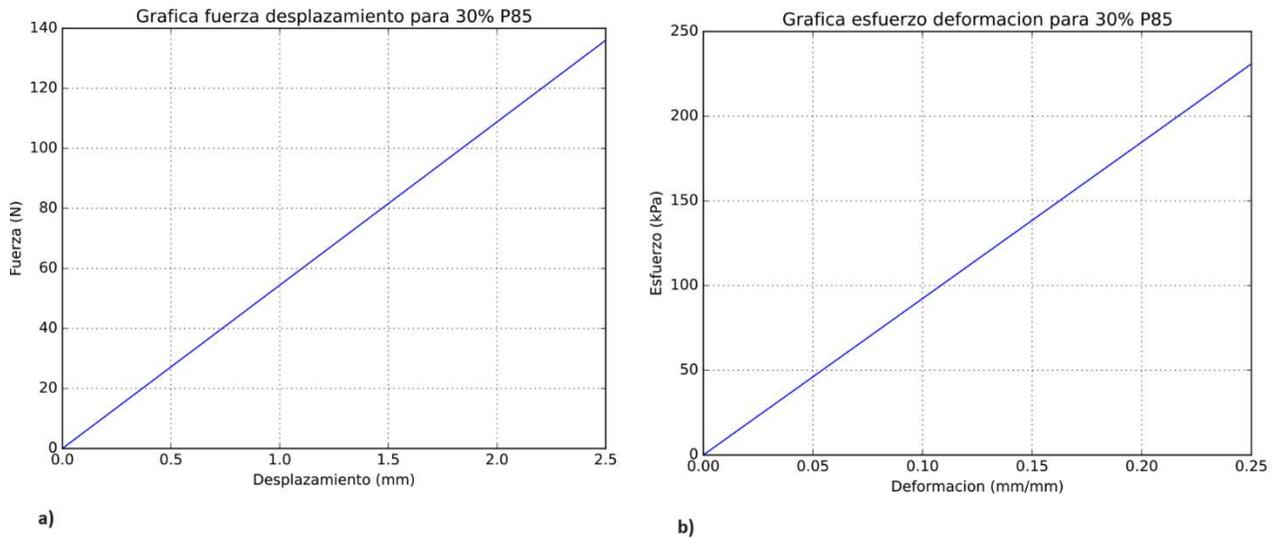


Figura 3.10. Resultados promedio para prueba de compresión en elastómero de silicón P85 con 30% de CIP. (a) Fuerza desplazamiento. (b) Esfuerzo deformación.

Cada una de la Figuras de la 3.5 a la 3.10 muestran a) la gráfica de fuerza desplazamiento y b) esfuerzo deformación. Se probaron cinco muestras por cada porcentaje de CIP 0, 10 y 30% respectivamente y con dos tipos de silicón P53 y P85 estos resultados se promediaron para obtener solo graficas de fuerza desplazamiento y esfuerzo deformación correspondientes para el tipo de silicón y porcentaje de CIP obteniendo seis gráficas de fuerza desplazamiento y seis graficas de esfuerzo deformación.

3.3.2 Electroimán en muestras MRE.

Se agregó un electroimán a las muestras MRE en las pruebas de movilidad para aplicar el campo magnético a las muestras MRE y observar el cambio en su frecuencia natural. El electroimán es de la marca Ipower Electronics modelo Electroimán de 50-60 kg, Figura 3.11.



Figura 3.11: Electroimán utilizado en pruebas de respuesta en frecuencia en muestras MRE.

3.3.3 Respuesta en frecuencia.

Se realizaron pruebas de movilidad en shaker para conocer la respuesta en frecuencia de las muestras, el electroimán se colocó en la parte superior de las muestras Figura 3.12. Las pruebas se realizaron en quince muestras isotrópicas con silicón P53 de 0%, 10% y 30% de CIP, cinco muestras por cada porcentaje, y diez muestras anisotrópicas de 10% y 30% de CIP, cinco muestras por cada porcentaje. Con el silicón P85 se hicieron quince pruebas con porcentajes de 0%, 10% y 30% de CIP, cinco muestras por cada porcentaje, solo muestras isotrópicas.

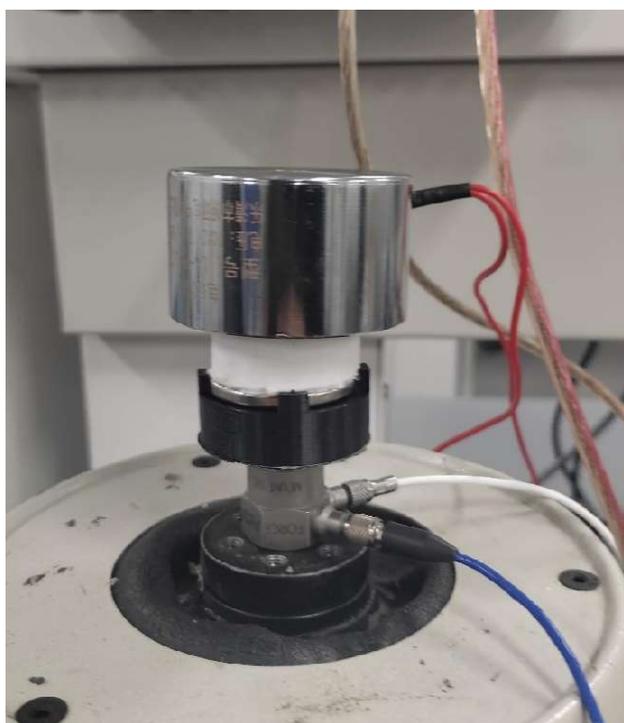


Figura 3.12 Prueba de movilidad en las muestras de elastómeros magnetoreológicos en Shaker, utilizando imán permanente.

Estas pruebas se realizaron aplicando una señal de entrada random de 0 a 500 Hz en el shaker y en las muestras se aplicaron diferentes campos magnéticos en atracción y repulsión.

Se acopló el electroimán en la parte superior de las muestras y por la parte inferior se acopló un imán permanente, el electroimán se alimentó con 10 y 20 Volts. Se utilizó la tarjeta de adquisición de datos (DAC) Quattro alimentado por USB, compatible con el programa de prueba de vibración y análisis de señal SignalCalc 240, la señal se midió por medio de un sensor de aceleración y fuerza, de acuerdo a la configuración mostrada en la Figura 3.13.

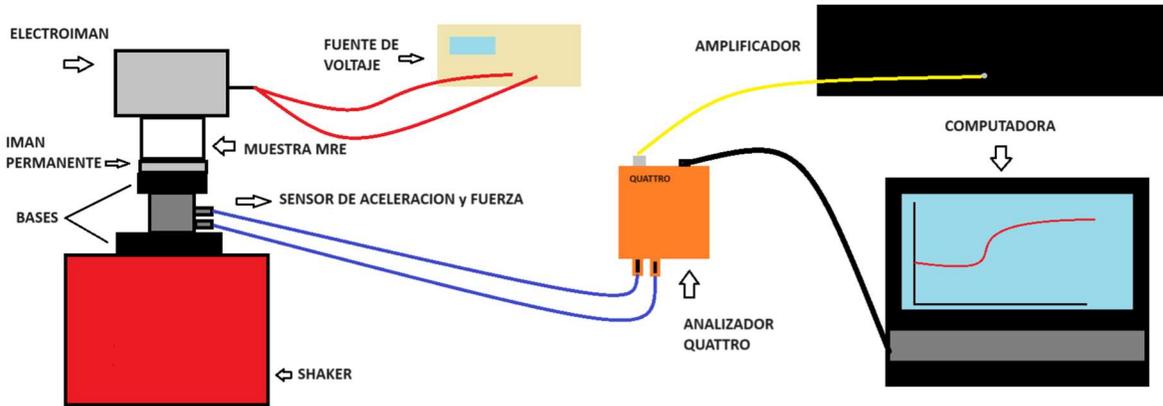


Figura 3.13. Diagrama de procedimiento de análisis de respuesta en frecuencia.

3.3.4 Análisis de módulo elástico.

Al conocer las diferentes frecuencias naturales de las muestras con los campos magnéticos a los que se sometieron y observar el cambio en las frecuencias naturales debido al campo magnético, se procedió al cálculo para conocer el módulo elástico a partir de la frecuencia natural, el cálculo es el siguiente considerando la frecuencia natural:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad 3.1$$

En las pruebas se consiguen las frecuencias naturales se conoce la masa del amortiguador siendo la masa del electroimán y de la Ecuación 3.1 se resuelve para k y así se estima la rigidez:

$$k = m \left(\frac{2\pi f_n}{1} \right)^2 \quad 3.2$$

El módulo elástico esta dado por:

$$E = \frac{kL}{A} \quad 3.3$$

Donde ya se tiene la rigidez previamente calculada, se conoce el área de la muestra y su longitud y de esta manera se obtiene el módulo elástico para cada muestra. Para facilitar el cálculo de los módulos elástico se utilizó Python cuyos resultados se presentan en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Módulo elástico de las muestras, aplicando diferentes voltajes al electroimán, en pruebas de respuesta en frecuencia.

Silicón	Porcentaje de CIP	Voltaje aplicado, (a) atracción y (r) repulsión	Frecuencia natural (HZ)	Módulo elástico (MPa)
P53	0%	OFF	35.2965	0.29688
		10V (a)	38.8101	0.35890
		10V (r)	30.6580	0.22277
		20V (a)	37.1751	0.32931
		20V (r)	31.2519	0.23296
	10%	OFF	38.0526	0.34319
		10V (a)	39.5684	0.37131
		10V (r)	33.8149	0.27254
		20V (a)	43.5714	0.42098
	30%	OFF	41.6472	0.41130
		10V (a)	45.1350	0.48396
		10V (r)	40.1647	0.38276

		20V (a)	50.2843	0.60131
P85	0%	OFF	48.0930	0.55292
		10V (a)	50.9959	0.62274
		10V (r)	41.5875	0.41089
		20V (a)	45.7246	0.50217
	10%	OFF	45.8058	0.49754
		10V (a)	46.9303	0.52204
		10V (r)	43.3055	0.44454
		20V (a)	47.8528	0.54289
	30%	OFF	49.1892	0.58030
		10V (a)	53.9109	0.68919
		10V (r)	51.0598	0.61785
		20V (a)	50.5459	0.61888

Se comparan los resultados obtenidos mediante las pruebas de compresión y las pruebas de respuesta en frecuencia, los resultados se observan en la Tabla 3.3, donde se observa el porcentaje de error en los módulos elásticos. Las diferencias más grandes se observan en las muestras con silicón P85 y porcentaje de CIP de 10 y 30%.

Tabla 3.3. Comparativa de pruebas de compresión y pruebas de respuesta en frecuencia, donde se observa el porcentaje de error de los diferentes módulos elásticos.

Silicón	Porcentaje de CIP	Módulo elástico (MPa) en pruebas de compresión	Módulo elástico (MPa) en pruebas de respuesta en frecuencia	Porcentaje de error
P53	0%	0.27680	0.29688	7.25%
	10%	0.30978	0.34319	10.78%

	30%	0.36828	0.41130	11.68%
P85	0%	0.62959	0.55292	12.17%
	10%	0.71114	0.49754	30.03%
	30%	0.81974	0.61888	24.50%

3.4 Conclusiones.

El procedimiento para la creación de las muestras es un proceso meramente manual lo cual lo hace fácil de manufacturar, pero si hay algunos limitantes, una de ellas es que al momento del curado se forman burbujas que no son apreciables a simple vista, también la mezcla del CIP y el silicón al ser manual no garantiza la completa distribución de las partículas en todo el silicón, se observa el cambio de color en el silicón al mezclar el CIP y de esta forma se deduce que la mezcla es correcta. Por otra parte, en la prueba de compresión se observó que en algunas de las muestras con el mismo silicón y porcentaje de CIP su gráfica esfuerzo deformación variaban un poco, lo cual se puede atribuir a la manufactura de las muestras. En la prueba de movilidad no se observaron diferencias en las frecuencias naturales de las muestras con el mismo silicón y los mismos porcentajes de CIP.

CAPÍTULO 4

4. SIMULACIÓN NUMÉRICA

4.1 Introducción.

En este capítulo se presenta la geometría del amortiguador dinámico, cuya estructura es una metaestructura auxética reentrante, realizada mediante el Diseño Asistido por Computadora (CAD) mediante el programa SolidWorks. El diseño 3D se exporta del CAD en formato IGS para importarlo y realizar la simulación numérica en el programa ANSYS, de ingeniería Asistida por Computadora (CAE), donde se simulan pruebas de compresión, mediante Explicit Dynamics a los a tres diferentes tipos de metaestructuras que corresponden a 0, 10 y 30% de CIP, con silicón P53. En el mismo programa se genera la curva de esfuerzo deformación de cada una de las metaestructuras, con estos resultados se validan mediante pruebas físicas en la máquina universal y en pruebas de movilidad mediante un Shaker en el próximo capítulo.

4.2 Geometría del CAD

Existen muchos tipos de geometrías cuyo comportamiento es auxético que tienen un coeficiente de Poisson negativo, lo cual se discutió en la sección 2.6. La geometría que se seleccionó para este amortiguador dinámico es una geometría auxética reentrante que primeramente se realizó en CAD como se muestra en la Figura 4.1.

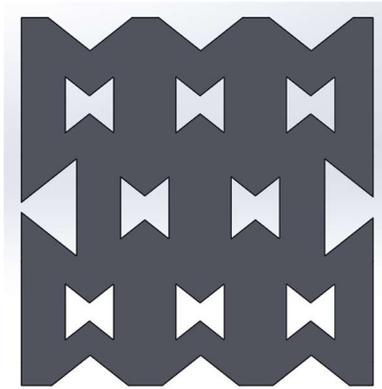


Figura 4.1. Modelo geométrico de la metaestructura auxética reentrante, realizado en el programa SolidWorks.

4.3 Características del amortiguador.

El amortiguador consta de una estructura reentrante ampliamente conocida por su coeficiente de Poisson negativo, aunque las estructuras por lo general contienen paredes más delgadas se adaptó la geometría para aplicarla en este amortiguador dinámico. La masa del amortiguador, se considera que es del electroimán, se encuentra suspendida sobre una metaestructura auxética reentrante Figura (4.2), cuyas medidas son de 54.96 mm de alto, 52.37mm de ancho y 30mm de espesor, la estructura cumple con las cualidades de cuasi cero cuyo coeficiente Poisson es negativo, el material con el que fue creado es MRE.

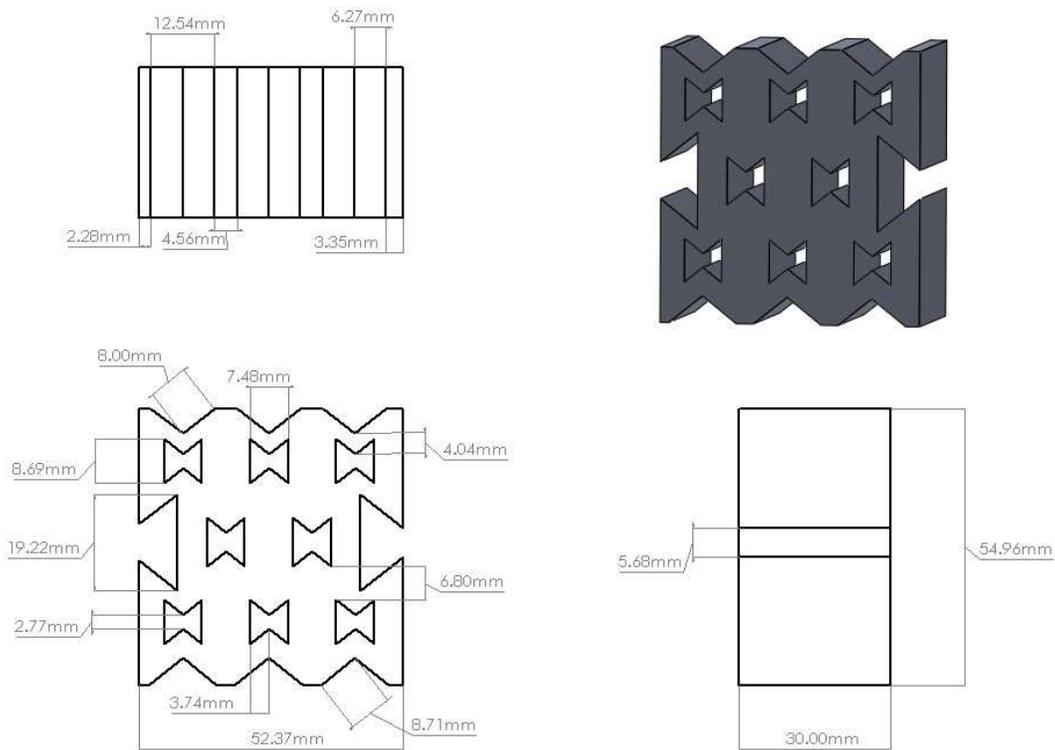


Figura 4.2. CAD de la metaestructura auxética reentrante.

4.4 Simulación numérica.

Para la simulación se utilizó el programa de elemento finito ANSYS Workbench 2018, el CAD se importó a workbench, se agregaron las características de densidad, coeficiente de Poisson y módulo de Young del material MRE en fuentes de datos de ingeniería. Mediante las pruebas de compresión, en el capítulo 3, se obtuvieron la densidad de 1.21 g/cm^3 con coeficiente de Poisson de 0.3 y los tres módulos de Young, correspondientes a las muestras de silicón P53 con 0, 10 y 30% de CIP.

El sistema de análisis que se utilizó fue Explicit Dynamics en el cual se puede simular el desplazamiento de la máquina universal de ensayo. Primeramente, se

delimitó las condiciones de frontera siendo en la base un soporte fijo y por la parte superior un desplazamiento hacia abajo, como se muestra en la Figura 4.3.

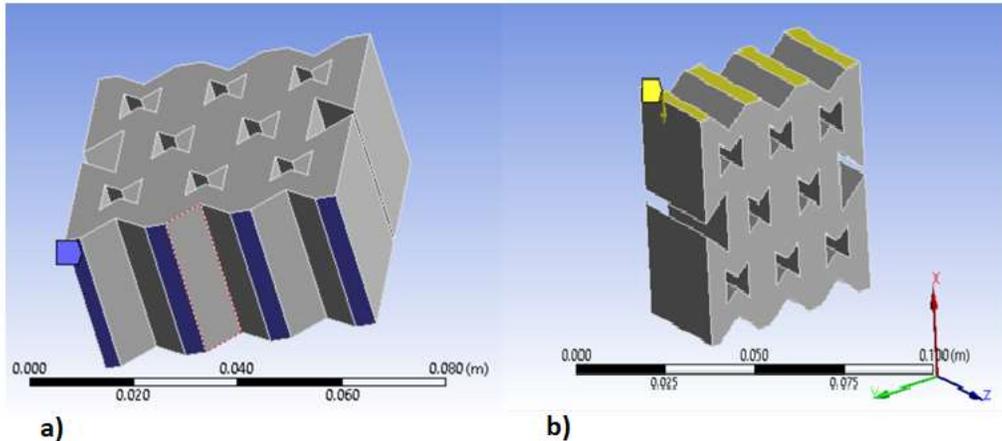


Figura 4.3. a) Soporte fijo en la metaestructura color azul. b) Desplazamiento descendente en la parte superior de la metaestructura.

Se realizó el mallado aplicando un Body Sizing a toda la metaestructura cuyo tamaño por elemento es de un milímetro (Figura 4.4) con un total de 96317 nodos. La estructura incluyendo el mallado se muestra en la Figura 4.5.

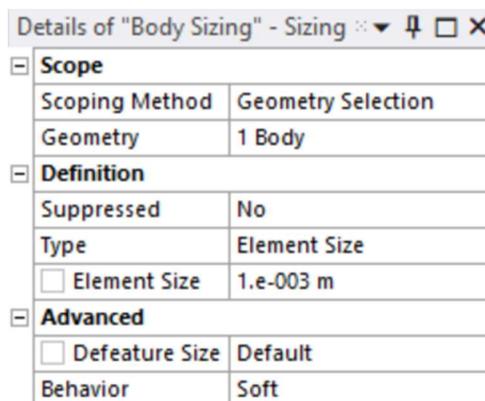


Figura 4.4. Tipo de elemento y tipo de mallado.

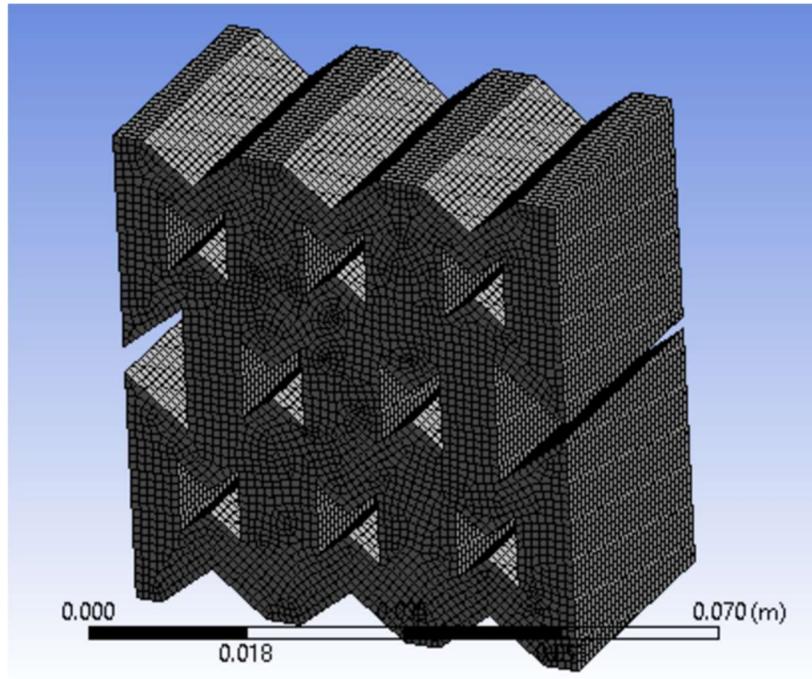


Figura 4.5. Mallado de la metaestructura.

4.5 Solución de la simulación

Dentro de la simulación en CAE se calculó el esfuerzo equivalente y la deformación elástica equivalente, esto para poder graficarlos y obtener la gráfica de esfuerzo deformación de la metaestructura. Se realizaron las 3 pruebas correspondientes al silicón P53 y sus porcentajes de CIP de 0, 10 y 30%. Los resultados del esfuerzo equivalente de la metaestructura de silicón P53 con 0% de CIP se muestra en la Figura 4.6, los resultados de la simulación de la metaerestructura de silicón P53 con 10% de CIP se muestra en la Figura 4.7 y los resultados de la simulación de la metaerestructura de silicón P53 con 30% de CIP se muestra en la Figura 4.8. Los resultados de la deformación elástica equivalente de la metaestructura de silicón P53 con 0% de CIP se muestra en la Figura 4.9, los resultados de la deformación elástica equivalente de la metaestructura de silicón P53 con 10% de CIP se muestra en la Figura 4.10 y los resultados de la deformación elástica equivalente de la metaestructura de silicón P53 con 30% de CIP se muestra en la Figura 4.11.

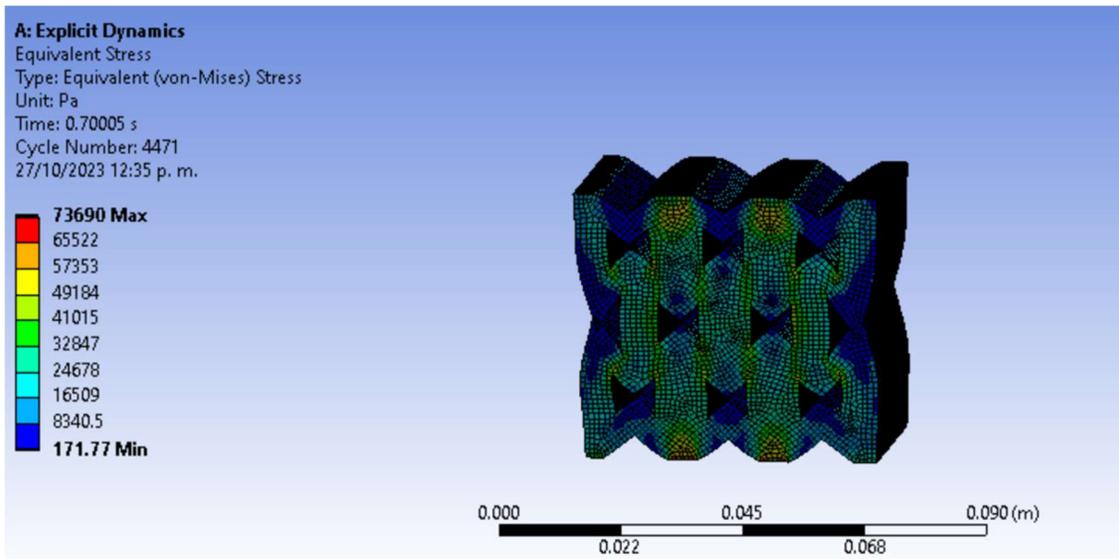


Figura 4.6. Distribución de esfuerzo equivalente en la metaestructura con silicón P53 y 0% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor concentración de esfuerzo.

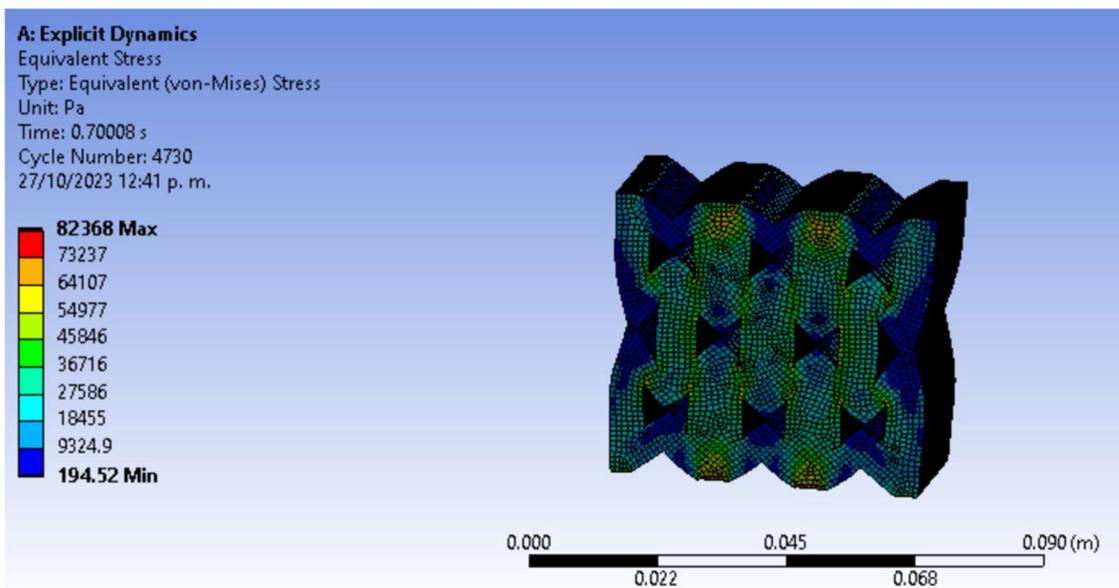


Figura 4.7. Distribución de esfuerzo equivalente en la metaestructura con silicón P53 y 10% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor concentración de esfuerzo.

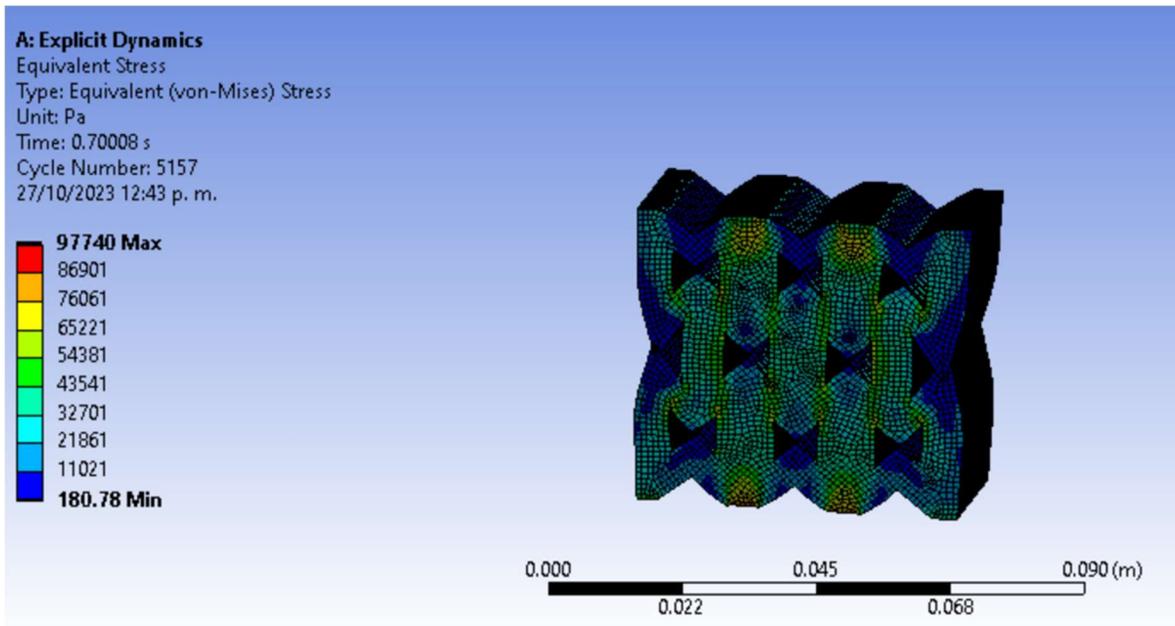


Figura 4.8. Distribución de esfuerzo equivalente en la metaestructura con silicón P53 y 30% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor concentración de esfuerzo.

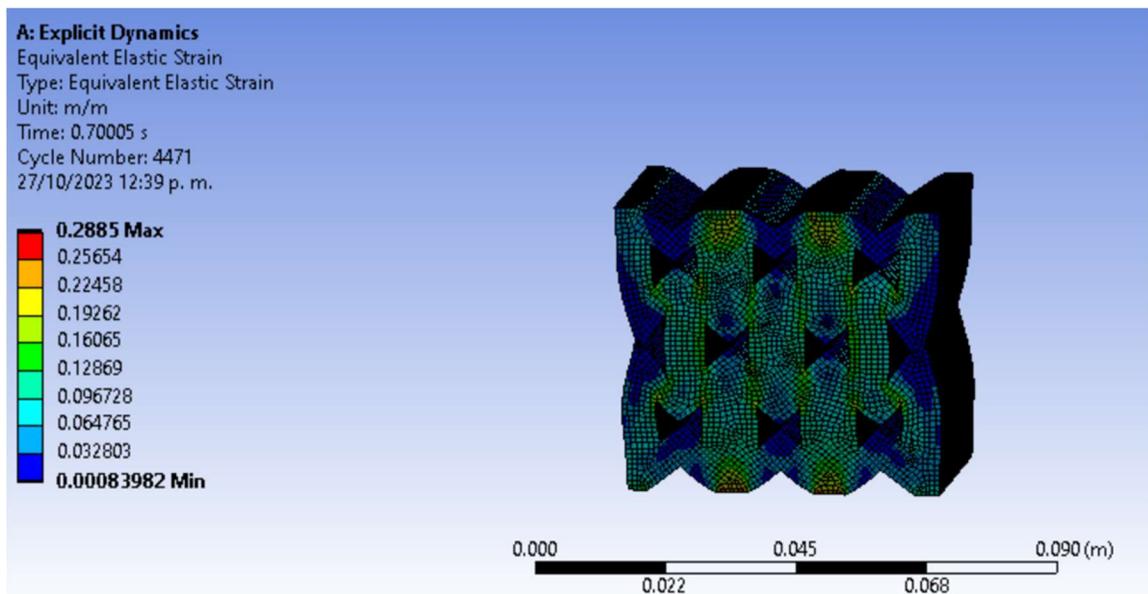


Figura 4.9. Distribución de la deformación en la metaestructura con silicón P53 y 0% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor deformación.

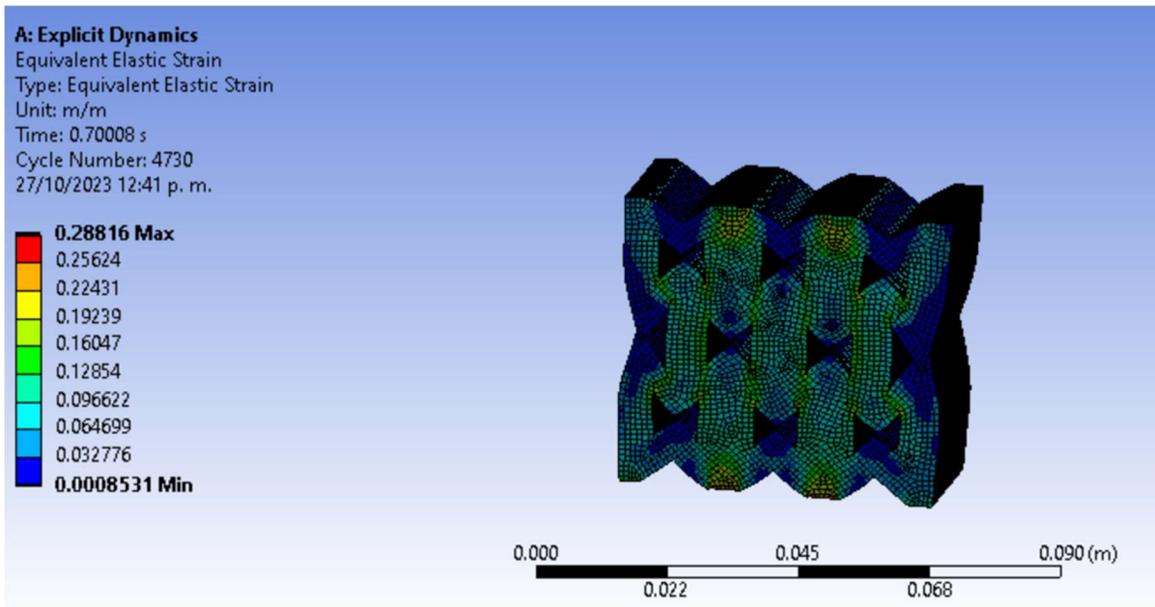


Figura 4.10. Distribución de la deformación en la metaestructura con silicón P53 y 10% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor deformación.

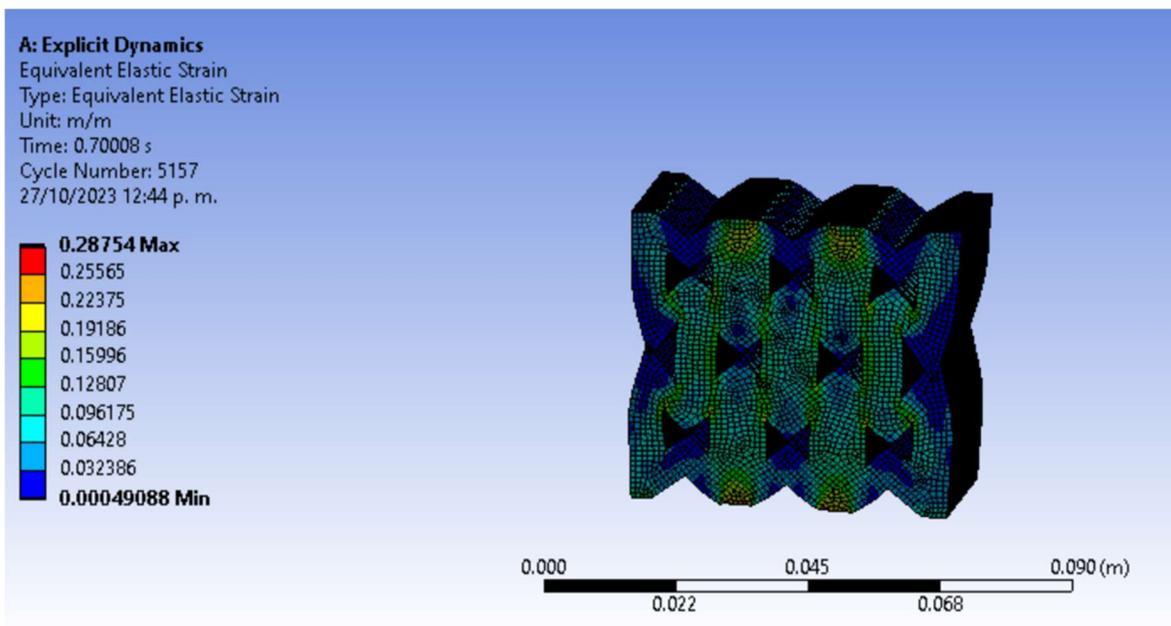


Figura 4.11. Distribución de la deformación en la metaestructura con silicón P53 y 30% de CIP, donde se muestra de color rojo las áreas con mayor deformación.

4.5.1 Gráficas esfuerzo deformación.

Dentro del mismo programa de ANSYS se obtuvieron las gráficas de esfuerzo deformación, las cuales se observan en las Figura 4.12 a 4.14. Los módulos elásticos según el porcentaje de CIP se muestran en la Tabla 4.1.

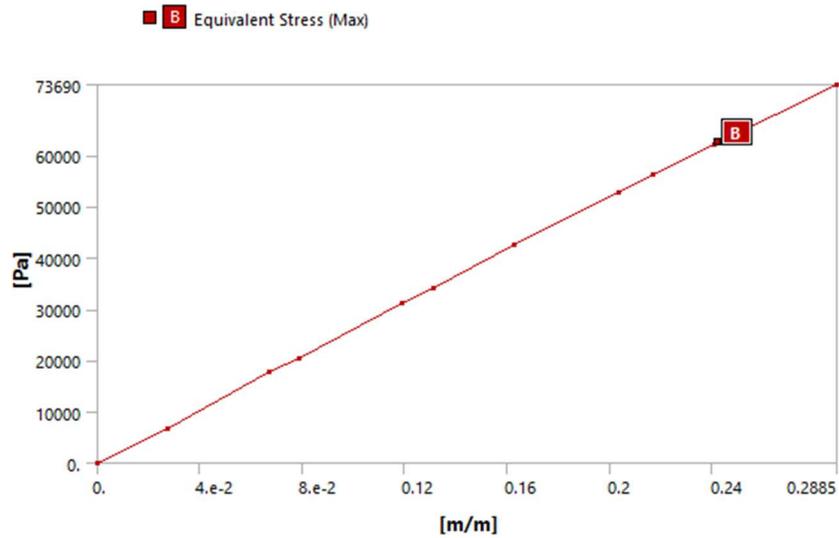


Figura 4.12. Gráfica esfuerzo deformación de metaestructura de silicón P53 con 0% de CIP, obtenida mediante simulación numérica, donde se muestra el punto de esfuerzo equivalente máximo.

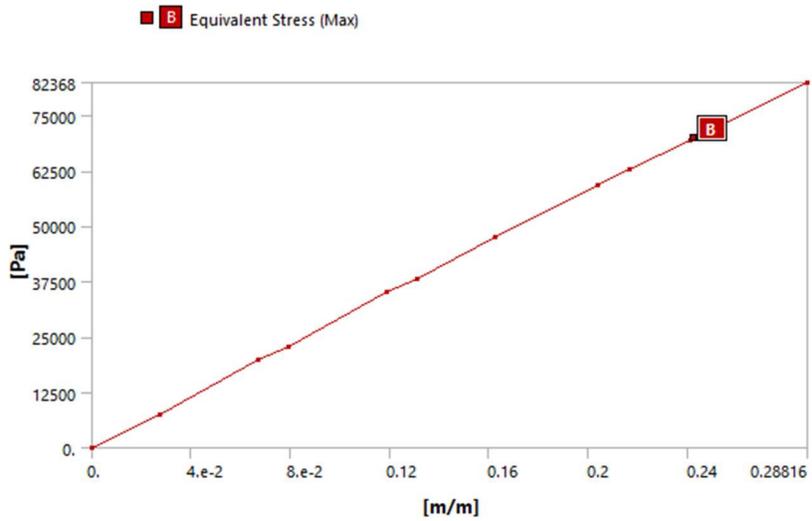


Figura 4.13. Gráfica esfuerzo deformación de metaestructura de silicón P53 con 10% de CIP, obtenida mediante simulación numérica, donde se muestra el punto de esfuerzo equivalente máximo.

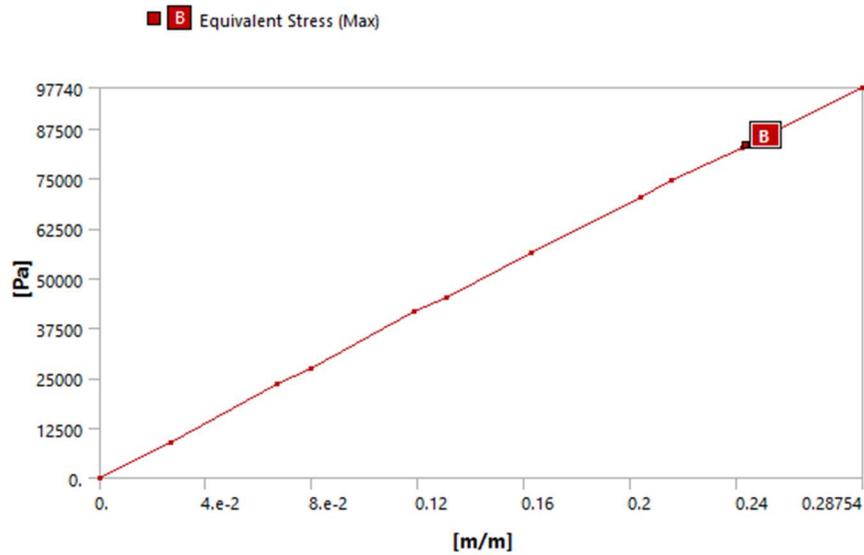


Figura 4.14. Gráfica esfuerzo deformación de metaestructura de silicón P53 con 30% de CIP, obtenida mediante simulación numérica, donde se muestra el punto de esfuerzo equivalente máximo.

Tabla 4.1. Módulos elásticos de metaestructuras obtenidos mediante simulación numérica.

Silicón	Porcentaje de CIP	Módulo elástico (MPa)
P53	0%	0.256844
	10%	0.287373
	30%	0.341630

4.6 Discusión y conclusiones.

Se seleccionó la geometría del amortiguador basado en las propiedades físicas de las estructuras auxéticas reentrantes que se explica en el capítulo 2. En la simulación al observar los resultados de distribución de esfuerzos y deformación, se nota el comportamiento distintivo de este tipo de estructuras auxéticas reentrantes, el cual es su coeficiente de Poisson negativo, que en lugar de expandirse hacia los extremos externos es comprimida la estructura hacia su interior.

Para concluir, mediante la simulación numérica se pudieron obtener las gráficas de esfuerzo deformación y los módulos elásticos. En el capítulo 5 se explica la validación mediante pruebas físicas de compresión y de respuesta en frecuencia, de los resultados obtenidos en la simulación numérica. El comportamiento de la metaestructura, como se observó en la simulación fue el esperado para estas estructuras auxéticas reentrante con materiales MRE y diferentes porcentajes de CIP.

Capítulo 5

5. DISEÑO DEL AMORTIGUADOR Y CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL.

5.1 Introducción.

En este capítulo se presenta la validación de los resultados obtenidos de la simulación numérica mediante el programa ANSYS, así como las características físicas del amortiguador, y su manufactura. Como se vió en el capítulo 2, un DVA es un sistema secundario que se acopla a un sistema primario para absorber las vibraciones del sistema primario, es necesario determinar la frecuencia del sistema primario que se desea mitigar y sintonizar esa frecuencia a la frecuencia natural del sistema secundario. Es importante mencionar que, se requiere de gran precisión para lograr esto. Lo novedoso de este amortiguador, es que debido a su cambio de rigidez y por ende al cambio de la frecuencia natural (también debido al comportamiento del material MRE con el que fue hecho y al campo magnético aplicado), puede ajustarse a diferentes frecuencias naturales para mitigar las vibraciones mecánicas y efectos adversos como el *flutter*, esto se observa en las pruebas de movilidad al conocer su respuesta en frecuencia.

El DVA que se diseñó cuenta con una estructura auxética reentrante, cuyas cualidades fueron explicadas en el capítulo 2, esta estructura fue hecha completamente de materiales MRE, con diferentes porcentajes de CIP, donde el electroimán colocado en la parte superior actúa como la masa de este. En este capítulo se explica el diseño y manufactura del aislante con cualidades de MRE, también se explica la realización de las pruebas de compresión y de movilidad del DVA.

5.2 Manufactura.

Como se explicó anteriormente, la estructura del amortiguador es una metaestructura auxética reentrante. Para su manufactura se creó un molde que consta de una base y una tapa el CAD se muestra en la Figura 5.1, el molde se diseñó de esta forma para verter la mezcla de silicón y CIP lo cual da la forma exterior de la metaestructura, después se introduce la tapa la cual derramará el excedente de mezcla y dará la forma interna de la metaestructura.

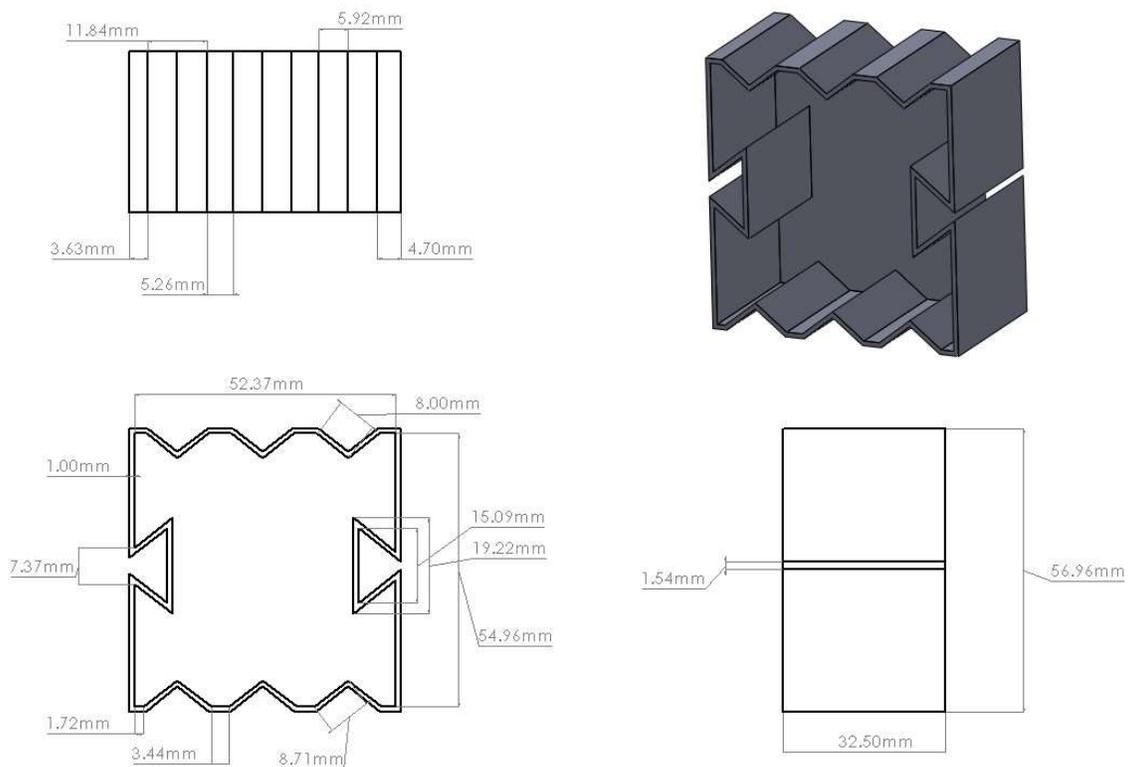


Figura 5.1. CAD del molde para la manufactura de la metaestructura de elastómeros magnetoreológicos. Base donde se vierte la mezcla.

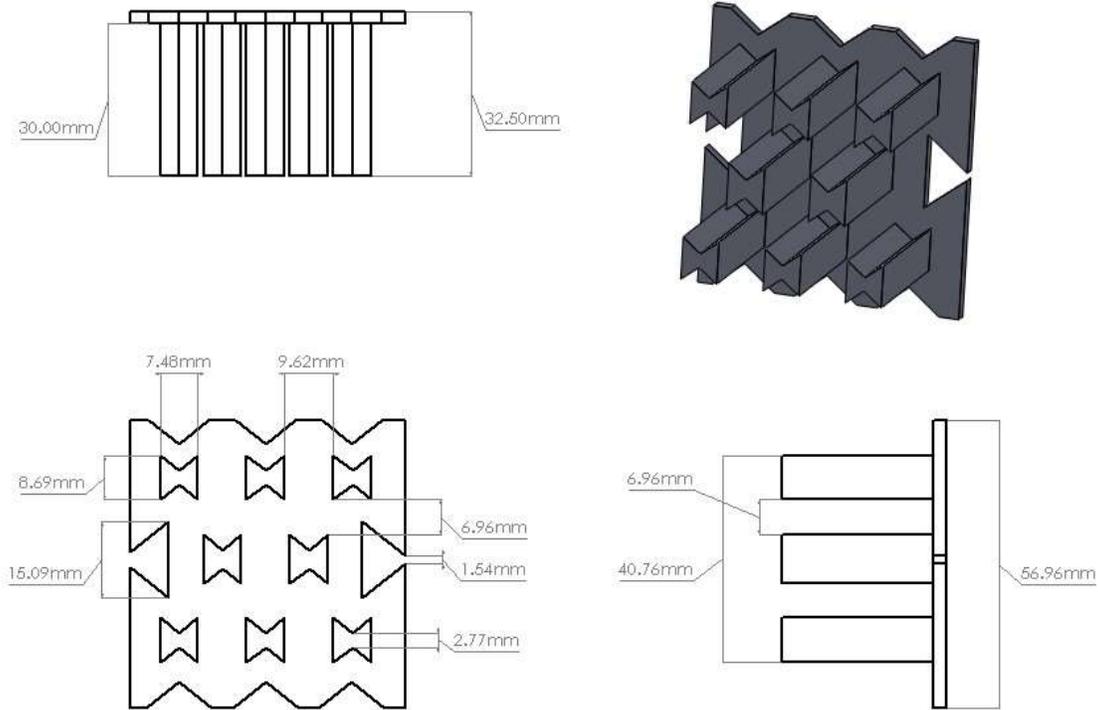


Figura 5.2. CAD del molde para la manufactura de la metaestructura de elastómeros magnetoreológicos, tapa que se coloca sobre la base con la mezcla, que da la forma de auxética a la metaestructura.

La base se realizó mediante manufactura aditiva (impresión 3D) de material PLA de acuerdo con la Figura 5.3. El procedimiento para crear la mezcla fue igual que al crear las muestras, se mezcló el silicón P53 (en este caso solo se hicieron metaestructuras con silicón P53 dado que es más fácil de desmoldar debido a la complejidad del molde) se mezcló en un recipiente con los diferentes porcentajes de CIP (10% y 30%) se hizo una metaestructura con 0% de CIP solo silicón P53 y catalizador, se vertió la mezcla al molde al que previamente se había lubricado con lubrisil (Figura 3.1) y se dejó curar hasta obtener el endurecimiento de la estructura. Las metaestructuras ya terminadas se muestran en la Figura 5.4, habiendo una metaestructura con 0% de CIP (Figura 5.4a), otra con 10% de CIP (Figura 5.4b) y otra con 30% de CIP (Figura 5.4c).



Figura 5.3. Molde para la metaestructura impreso en 3D.

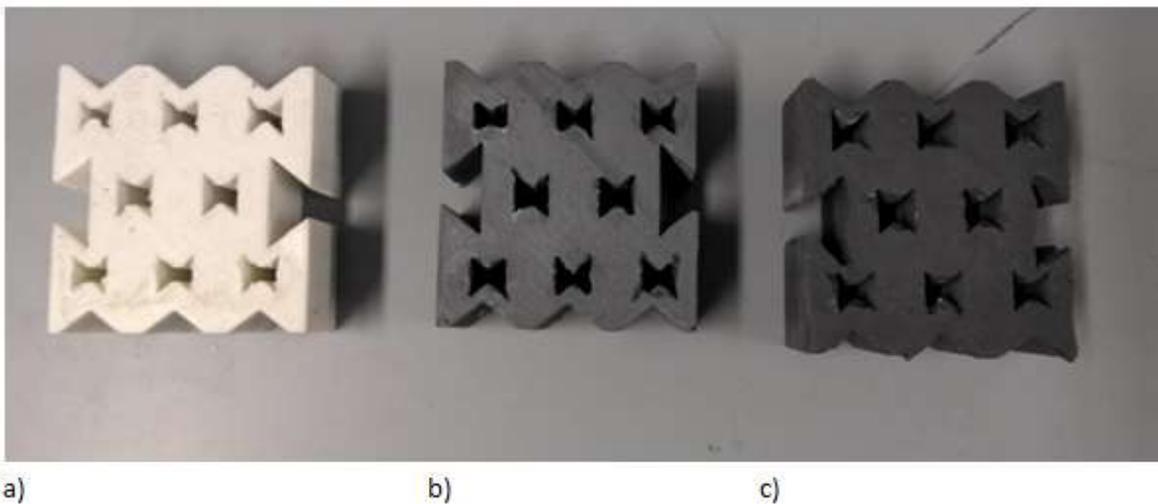


Figura 5.4. Metaestructura de elastómeros magnetoreológicos de silicón P53, a) metaestructura con 0% de CIP, b) metaestructura con 10% de CIP, c) metaestructura con 30% de CIP.

5.3 Caracterización experimental.

5.3.1 Prueba de compresión.

Las pruebas de compresión se realizaron en la máquina universal Shimadzu AGS 10KN, donde se probaron cada una de la metaestructuras a compresión (Figura 5.5) y se obtuvieron las gráficas promedio de fuerza desplazamiento que se muestran en la Figura 5.6, los resultados de los módulos elásticos se observan en la Tabla 5.1.

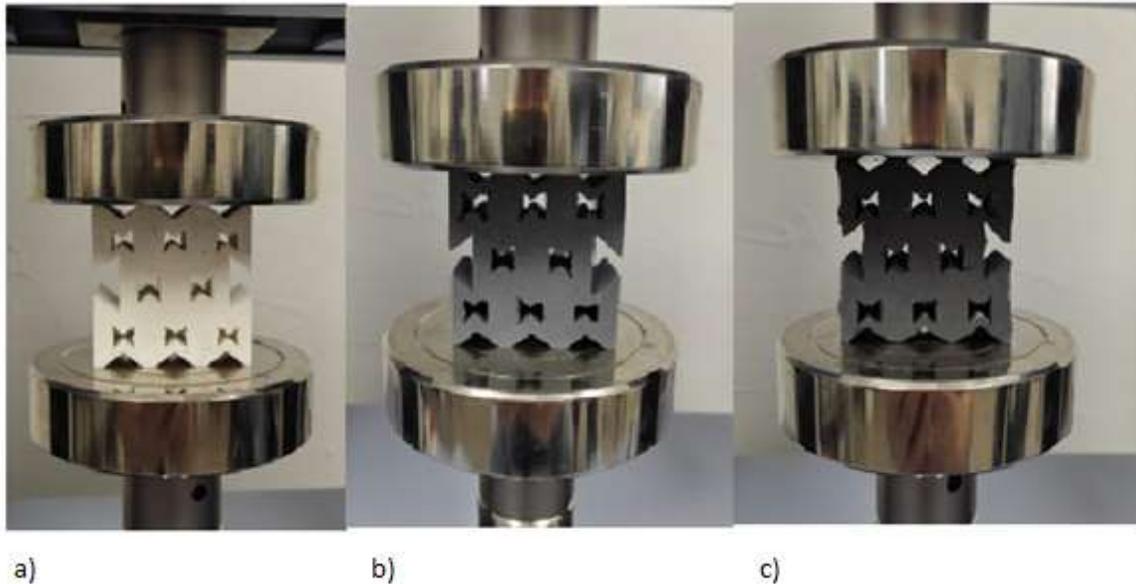
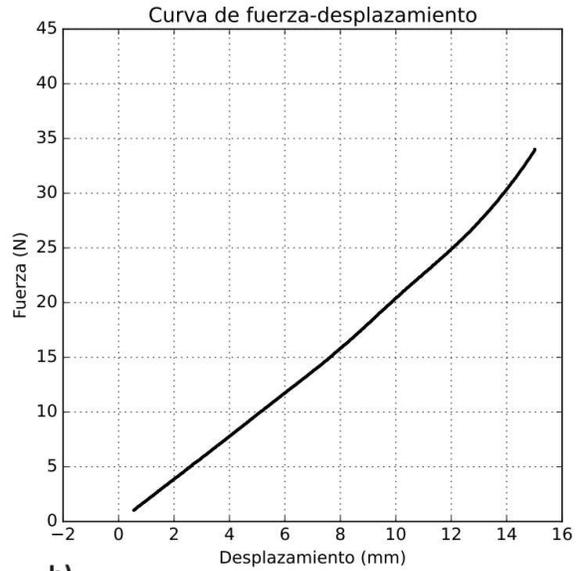


Figura 5.5. Pruebas de compresión en Metaestructura de elastómeros magnetoreológicos, a) metaestructura con 0% de CIP, b) metaestructura con 10% de CIP, c) metaestructura con 30% de CIP.

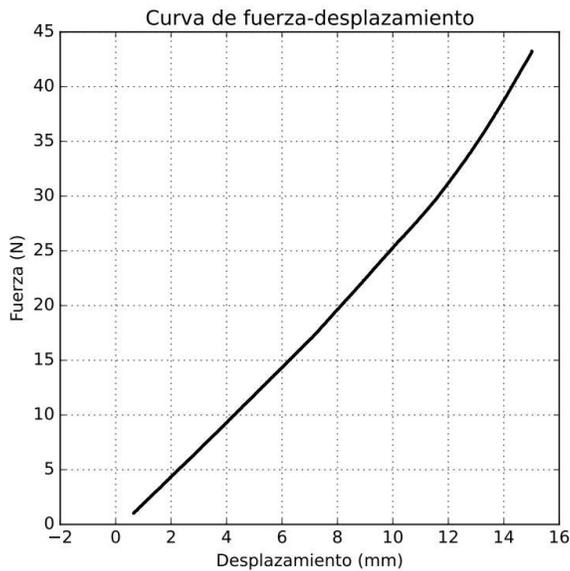
Tabla 5.1 Modulo elástico de cada metaestructura, obtenidos de las pruebas de compresión.

Metaestructura con porcentaje de CIP	Módulo elástico (MPa)
0%	0.27981
10%	0.25735
30%	0.33240



a)

b)



c)

Figura 5.6. Resultados promedio para pruebas de compresión en metaestructuras auxéticas reentrante de material MRE, a) Fuerza desplazamiento en metaestructura MRE con silicón P53 y 0% de CIP, b) Fuerza desplazamiento en metaestructura MRE con silicón P53 y 10% de CIP, c) Fuerza desplazamiento en metaestructura MRE con silicón P53 y 30% de CIP.

5.3.2 Masa del DVA.

El amortiguador siendo un DVA debe llevar una masa, siendo el sistema secundario que absorberá las vibraciones, la masa seleccionada para el amortiguador es el electroimán mismo (Figura 3.11), que además cumple con la función de aplicar un campo magnético al DVA para inducir un cambio en la rigidez. El electroimán es de la marca Ipower Electronics modelo Electroimán de 50-60 kg, mismo utilizado en las pruebas de movilidad en las muestras de MRE.

5.3.3 Prueba de movilidad.

Las pruebas de movilidad de las metaestructuras, se obtuvieron a través de la DAC Quattro alimentada por USB que es compatible con el programa de pruebas de vibración y análisis de señales SignalCalc 240, las señales se midieron por medio de un sensor de aceleración y fuerza, el procedimiento fue similar al utilizado con las muestras MRE que se vio en el capítulo 3 (Figura 3.13). Se colocó la muestra en una base fabricada mediante manufactura aditiva la cual tiene paredes delgadas y cortas para brindar estabilidad a la metaestructura, se acopló al sensor de fuerza y aceleración y en la parte superior de la muestra se colocó el electroimán (Figura 5.7).

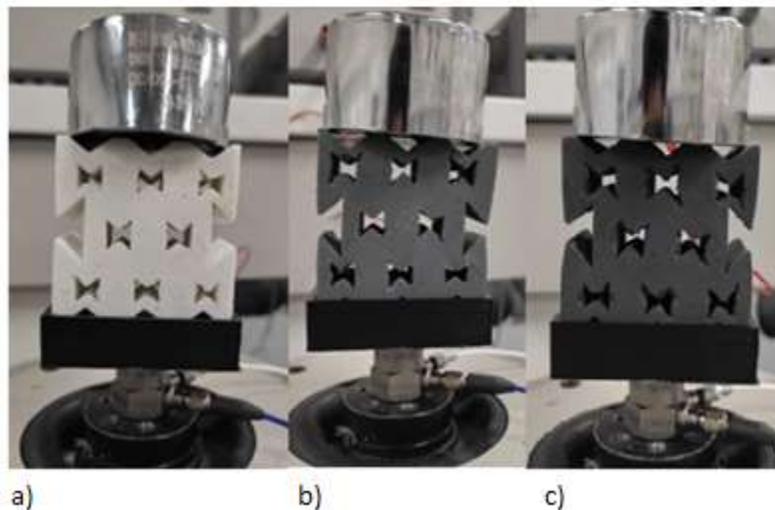


Figura 5.7. Arreglos para las pruebas de movilidad en Metaestructura de elastómeros magnetoreológicos, utilizando la masa del electroimán, a)

metaestructura con 0% de CIP, b) metaestructura con 10% de CIP, c)
metaestructura con 30% de CIP.

Primeramente, se aplicó el campo magnético como se había hecho el arreglo con las muestras, se colocó el electroimán en la parte superior de la metaestructura y por debajo un imán permanente, al observar que los resultados de respuesta en frecuencia no habían sufrido cambios (en la frecuencia natural) cuando se aplicó un campo magnético permanente desde la parte inferior. Por lo tanto, se cambió la configuración de la aplicación del campo magnético permanente (Figuras 5.8 y 5.9). Este modo es conocido como modo de operación cortante, debido a que el campo magnético ejercido en la muestra es cortante, en este modo de prueba sí se observó un cambio en la frecuencia natural al tener los imanes permanentes en atracción y repulsión. La función del electroimán solo fue el de la masa del sistema secundario, no se activó el electroimán debido a que no tenía efecto en la respuesta en frecuencia de la metaestructura.

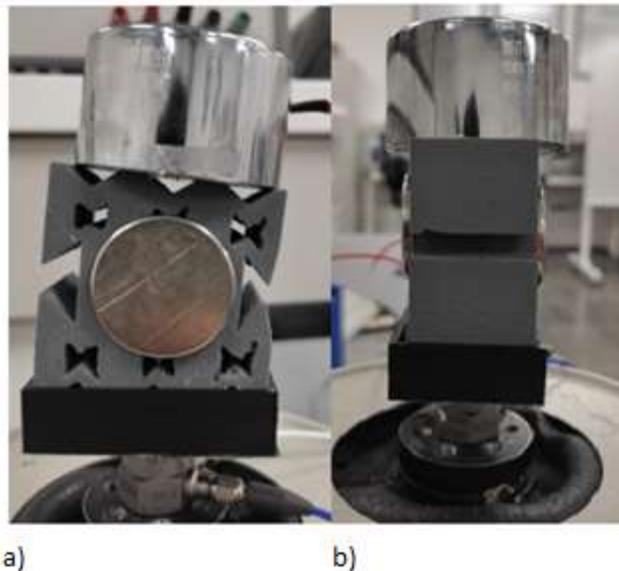


Figura 5.8. Pruebas de movilidad en Metaestructura de elastómeros magnetoreológicos con 10% de CIP, utilizando masa del electroimán, y aplicando campo magnético mediante imanes permanentes, a) vista frontal b) vista lateral.

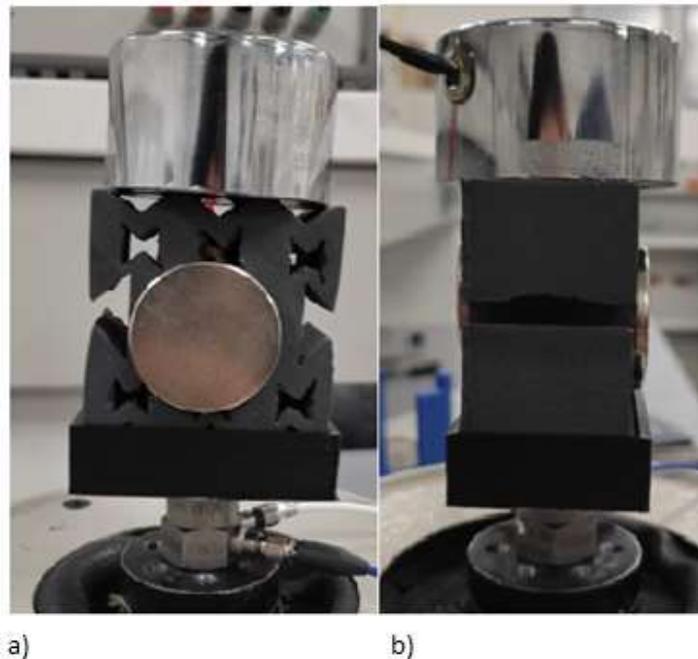


Figura 5.9. Pruebas de movilidad en metaestructura de elastómeros magnetoreológicos con 30% de CIP, utilizando masa del electroimán, y aplicando campo magnético mediante imanes permanentes, a) vista frontal b) vista lateral.

En las pruebas de movilidad al aplicarse campos magnéticos se pudo observar el cambio en frecuencia natural y módulo elástico en las metaestructuras, siendo éste el resultado que se desea observar. La siguiente tabla muestra el cambio de frecuencia natural y módulo elástico de las metaestructuras con diferentes porcentajes de CIP y con la aplicación de campo magnético por medio de imanes permanentes.

Tabla 5.2 Frecuencias naturales y módulos elásticos de las metaestructuras con sus diferentes porcentajes de CIP e imanes permanentes, resultados obtenidos en las pruebas de respuesta en frecuencia.

%CIP	Electroimán	Frecuencia natural (HZ)	Módulo elástico (MPa)
0%	Apagado	11.86242	0.23155
10%	Apagado	12.06886	0.23970

	Atracción	12.61490	0.26196
	Repulsión	12.69090	0.26514
30%	Apagado	13.29552	0.33229
	Atracción	14.13892	0.32899
	Repulsión	14.37888	0.34022

5.4 Discusión y conclusiones.

El proceso de manufactura para la metaestructura MRE dio buenos resultados, ya que adquirió la forma deseada y se comportó de la forma esperada para una metaestructura auxética reentrante durante las pruebas de compresión, pese a que la metaestructura es un poco más ancha que las metaestructuras convencionales.

En cuanto al cambio de frecuencia natural y módulo elástico durante las muestras de movilidad, fue necesario colocar los imanes permanentes en modo de operación cortante, ya que al colocar un imán permanente en la base y el electroimán en la parte superior como se utilizó en las pruebas de movilidad de muestras MRE y se explica en el capítulo 3.3.3, no se observaba un cambio en la frecuencia natural al prender el electroimán por lo cual se optó por el modo de operación cortante donde sí se observó el cambio de frecuencia natural en la metaestructura.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 Introducción.

En este capítulo conclusivo se profundiza en los resultados obtenidos mediante la simulación y su posterior validación en pruebas de compresión y pruebas de respuesta en frecuencia en la metaestructura auxética reentrante con diferente porcentaje de CIP, se comparan todos estos resultados y se analiza el error entre ellos. También se enlistan ideas para trabajos futuros, su aplicación en el control de flutter, ya que esta investigación es de las primeras etapas y se puede profundizar mucho en el tema y lograr investigaciones puntuales.

6.2 Módulos elásticos.

Para validar los resultados mediante la simulación numérica de la metaestructura, se realizaron pruebas de compresión y pruebas de respuesta en frecuencia. En la Tabla 6.1 se observan los módulos elásticos como resultado de la simulación numérica, los obtenidos por medio de las pruebas de compresión y los que se obtuvieron mediante las pruebas de respuesta en frecuencia (FRF).

Tabla 6.1 Módulos Elásticos en metaestructura auxética reentrante con silicón P53 y diferentes porcentajes de CIP, los módulos elásticos se obtuvieron en diferentes pruebas siendo de simulación numérica, pruebas de compresión y pruebas de respuesta en frecuencia.

Porcentaje de CIP en silicón P53	Módulo Elástico debido a Simulación numérica (MPa)	Módulo Elástico debido a pruebas de compresión (MPa)	Módulo Elástico debido a prueba de respuesta en frecuencia (MPa)
0%	0.256844	0.27981	0.23155
10%	0.287373	0.25735	0.23970
30%	0.341630	0.33240	0.33229

Es importante recalcar las notables diferencias del módulo elástico de la metaestructura con 10% de CIP en la prueba de compresión dando como resultado un módulo elástico menor que la metaestructura con 0% de CIP, lo mismo se observa en el módulo elástico que se obtuvo en la pruebas de respuesta en frecuencia, lo que se esperaba es que el módulo elástico fuera mayor que el obtenido en la metaestructura con 0% de CIP, porque se observó en los resultados obtenidos de las muestra MRE que los módulos elásticos aumentaban conforme aumentaba el porcentaje de CIP, por otra parte al observar el módulo elástico de la metaestructura con 30% de CIP si hay un aumento considerable en comparación a la metaestructura con 0% y 10% de CIP. La razón por la cual el módulo elástico de la metaestructura con 10% de CIP es el menor de todas es debido al proceso de manufactura ya que durante el proceso de curado existe la formación de burbujas en la metaestructura lo cual altera su composición, pese a que esto ocurrió en todas las metaestructuras la que contenía 10% de CIP fue la más afectada. Para evitar estas discrepancias es necesario mejorar el proceso de curado, como crear un molde adecuado para que al momento del curado realizar un proceso de vacío para retirar todas las burbujas que puedan formarse.

6.3 Comportamiento auxético.

Durante las pruebas de compresión de las metaestructuras se pudo observar el comportamiento auxético (Figura 6.1), este comportamiento consiste en un coeficiente de Poisson negativo el cual se explica en el capítulo 2.6. El comportamiento auxético en la metaestructura es notable concluyendo que cumple con su función la metaestructura auxética creada con material MRE.

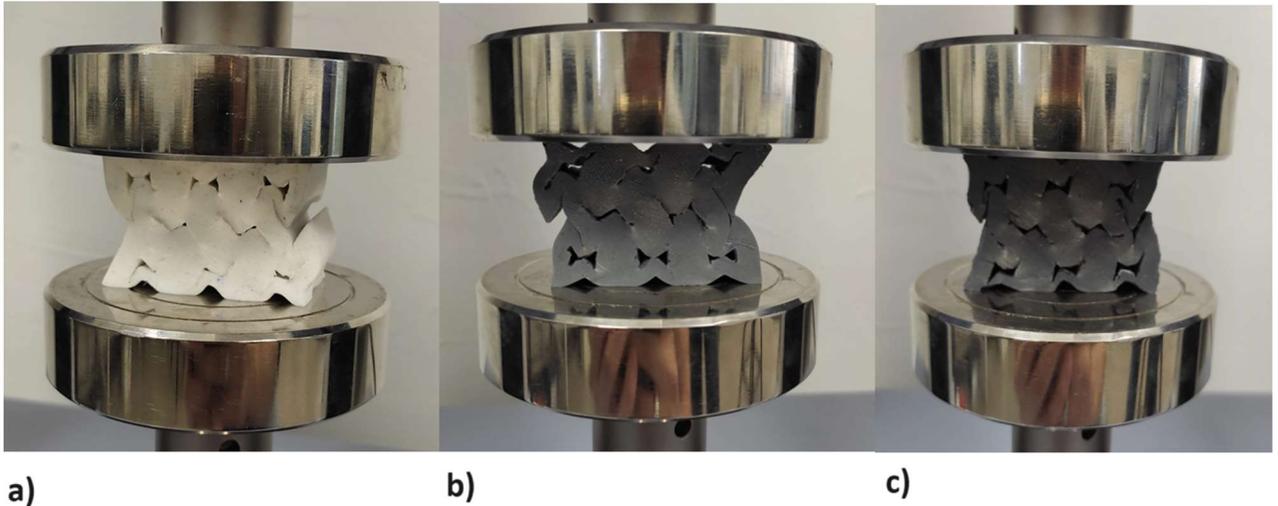


Figura 6.1 Prueba de compresión y comportamiento auxético en metaestructura MRE, a) metaestructura con 0% de CIP, b) metaestructura con 10% de CIP, c) metaestructura con 30% de CIP.

6.4 Trabajos futuros.

A continuación, se enumeran algunas ideas para posibles trabajos futuros con este amortiguador dinámico de materiales MRE y con una metaestructura auxética reentrante:

1. Manufactura. Las metaestructura auxéticas son estructuras complejas de crear y sobre todo cuando se trata de materiales MRE, se puede realizar estudios e investigaciones para poder manufacturar metaestructuras auxéticas con material MRE de una manera más eficaz.
2. Estrategia de control de rigidez. Debido a que el cambio de rigidez en los materiales MRE dependen de la aplicación de un campo magnético, existe una amplia gama de posibilidades para poder controlar la rigidez mediante el control de la aplicación del campo magnético.
3. Control de flutter. El objetivo principal de este amortiguador es el aumento de la velocidad de flutter en el ala, es recomendable experimentar y comprobar de manera empírica ya sea en túnel de viento o algún otro medio el aumento

de la velocidad a la que ocurre flutter en el ala, se puede experimentar con alguna placa rectangular o con un ala ya con un perfil alar determinado.

7. Referencias.

- [1] Wright, J. R., & Cooper, J. E. (2015). Introduction to aircraft aeroelasticity and loads. Chichester, West Sussex, United Kingdom: Wiley.
- [2] Hodges, D. H., & Pierce, G. A. (2014). Introduction to structural dynamics and aeroelasticity.
- [3] Popov, E. P., & Cera, A. J. (2000). Mecánica de sólidos. México: Addison Wesley Longman.
- [4] Karpel, M. (1981). Design for active and passive flutter suppression and gust alleviation. Ph. D. Thesis.
- [5] Li, Y., Li, J., Li, W., & Du, H. (2014). A state-of-the-art review on magnetorheological elastomer devices. Smart materials and structures, 23(2.11), 123001.
- [6] I.E. Garrick and W. H. Reed III, "Historical Development of Aircraft Flutter", J. Aircr. vol. 18, no. 11, pp. 897-912, 1981.
- [7] Karpel, M. (1981). Design for active and passive flutter suppression and gust alleviation. Ph. D. Thesis.
- [8] Alfonso Hernández, Josu Aguirrebeitia, Víctor Petuya, Charles Pinto. (2019). Dinámica de máquinas. Síntesis.
- [9] Verstraelen, E. (2018). Aeroelastic Limit Cycle Oscillations Mitigation Using Linear and Nonlinear Tuned Mass Dampers (Doctoral dissertation, Université de Liège, Liège, Belgique).
- [10] Yang, Z. C., Zhao, L. C., & Jiang, J. S. (1995). A semi-active flutter control scheme for a two-dimensional wing. Journal of sound and vibration, 184(1), 1-7.
- [11] Kwon, S. D., & Park, K. S. (2004). Suppression of bridge flutter using tuned mass dampers based on robust performance design. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 92(11), 919-934.
- [12] H.-J. LIU, Z.-C. YANG AND L.-C. ZHAO. (13 April 1999). SEMI-ACTIVE FLUTTER CONTROL BY STRUCTURAL ASYMMETRY. Journal of Sound and vibration, 229, 199-205.
- [13] Gardonio P, Turco E. Tuning of vibration absorbers and Helmholtz resonators based on modal density/overlap parameters of distributed mechanical and acoustic systems. J Sound Vib 2019.
- [14] J Yang, S S Sun, H Du, W H Li, G Alici and H X Deng. (16 September 2014). A novel magnetorheological elastomer isolator with negative changing stiffness for vibration reduction. Smart Materials and Structures, 23, 105023.

- [15] Xuan Bao Nguyen a, Toshihiko Komatsuzaki b, Yoshio Iwata, Haruhiko Asanuma. (2018). Robust adaptive controller for semi-active control of uncertain structures using a magnetorheological elastomer-based isolator. *Journal of Sound and Vibration*, 434, 192-212.
- [16] Jesús G. Puente Córdova, M. Edgar Reyes-Melo, Luis M. Palacios-Pineda, Imperio A. Martínez-Perales, Oscar Martínez-Romero and Alex Elías-Zúñiga. (December 2018). Fabrication and Characterization of Isotropic and Anisotropic Magnetorheological Elastomers, Based on Silicone Rubber and Carbonyl Iron Microparticles. *Polymers*, 10, 1-13.
- [17] Zuguang Ying, Yiqing Ni. (2016). Advances in structural vibration control application of magneto-rheological visco-elastomer. *Theoretical & Applied Mechanics Letters*, 7, 61-66
- [18] Emiliano Rustighi, Diego F Ledezma-Ramírez, Pablo E Tapia-Gonzalez, Neil Ferguson, and Azrul Zakaria. (2021). Modelling and experimental characterisation of a compressional adaptive magnetorheological elastomer isolator. *Journal of Vibration and Control*, Vol. 0, 1-15.
- [19] Charles El-Hello, 2019, Design and Fabrication of Magnetoelastic Metamaterials for Enhancing the Adaptation of Static and Dynamic Properties, Honors Undergraduate Program in Mechanical Engineering the Ohio State University.
- [20] A. Carrella, M.J. Brennan, T.P. Waters. (2007). Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic. *Journal of Sound and Vibration*, 301, 678–689.
- [21] Haigui Fan, Lijuan Yang, Yuchen Tian, Zewu Wang. (21 March 2020). Design of metastructures with quasi-zero dynamic stiffness for vibration isolation. *Composite Structures*, 243, 112244.
- [22] Anvar Valeev. (2018). Dynamics of a group of quasi-zero stiffness vibration isolators with slightly different parameters. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 0, 1-14.
- [23] Jia-liang Hu, Li Zhou. (2015). Semi-active flutter control of a high-aspect-ratio wing using multiple MR dampers. *Sensors and Smart Structures Technologies for Civil, Mechanical, and Aerospace Systems*, 6529.
- [24] Alfonso Uribe Ramírez 2020, Control Semi-Activo De Flutter Utilizando Un Amortiguador De Masa Sintonizado Lineal De Elastómeros Magnetoreológicos, Maestría En Ingeniería Aeronáutica Con Orientación En Estructuras, Universidad Autónoma de Nuevo León.
- [25] Bohdan T. Kulakowski, *Dynamic Modeling and Control of Engineering Systems*, Cambridge University Press.

- [26] Esfandiari, R. S., & Lu, B. (2018). Modeling and analysis of dynamic systems. CRC press.
- [27] Jimin, H., & Zhi-Fang, F. (2001). Modal analysis. Linacre House, Oxford OX2 8DP.
- [28] Inman, D. J. (2001). Engineering vibrations: United States edition (4a ed.). Person.
- [29] Humar, J. (2012). Dynamics of structures. CRC press.
- [30] Beards, C. F. (1996) Structural Vibration: Analysis and Damping. Butterworth-Heinemann.
- [31] Xu, Z. D., Guo, Y. Q., Zhu, J. T., & Xu, F. H. (2016). Intelligent Vibration Control in Civil Engineering Structures. Academic Press.
- [32] Harris, C. M., & Piersol, A. G. (2002). Harris` shock and vibration handbook (Vol. 5). New York: McGraw-Hill.
- [33] Kassem, M., Yang, Z., Gu, Y., Wang, W., & Safwat, E. (2020). Active dynamic vibration absorber for flutter suppression. Journal of Sound and Vibration.
- [34] Wright, J. R., & Cooper, J. E. (2014). Introduction to aircraft aeroelasticity and loads (2a ed.). John Wiley & Sons.
- [35] Wallbanks, M., Khan, M. F., Bodaghi, M., Triantaphyllou, A., & Serjouei, A. (2022). On the design workflow of auxetic metamaterials for structural applications. Smart materials & structures, 31(2), 023002. <https://doi.org/10.1088/1361-665x/ac3f78>.
- [36] Anvar, V. (2018, julio). VIBRATION ISOLATING WITH INTERNAL STRUCTURE PROVIDING QUASI-ZERO STIFFNESS. International Congress on Sound and Vibration.
- [37] Carneiro, V. H., Puga, H., & Meireles, J. (2019). Positive, zero and negative Poisson's ratio non-stochastic metallic cellular solids: Dependence between static and dynamic mechanical properties. Composite Structures, 226(111239), 111239. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2019.111239>
- [38] www.poliformas.mx
- [39] Ginder, J. M., Schlotter, W. F., & Nichols, M. E. (2001). Magnetorheological elastomers in tunable vibration absorbers. En D. J. Inman (Ed.), SPIE Proceedings. SPIE.