

Estudio de una propuesta de estructura celular de un metamaterial para una configuración resistente a los efectos torsionales presentes en un eje de transmisión de potencia fabricado mediante manufactura por capas

Juan Miguel Vargas Pérez

Juan Esteban Rudas Castro

Trabajo de grado para optar por el título de ingeniero mecánico

Director

Heller Guillermo Sánchez Acevedo

PhD. Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2026

Agradecimientos por parte de Juan Miguel Vargas

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a mi familia ya que, sin su cariño, apoyo, y paciencia nada de esto hubiera sido posible. Gracias a mi abuela, abuelo, padre y madre por siempre darme fuerzas y creer en mi tal vez más de lo que yo pude hacerlo, gracias a mi gato por ser mi compañía constante, finalmente, gracias a mí por no dejar de caminar y aprender.

El título es mío, pero este logro es de todos nosotros.

Este proyecto puede ser solo una fracción de lo que aprendí, pero es la cristalización de todas las personas que conocí, los amigos que hice, y las experiencias que viví, que me ayudaron a crecer como persona.

Agradecimientos por parte de Juan Esteban Rudas

Este proyecto de grado está dedicado, en primer lugar, a mí, por todo el esfuerzo, la dedicación, constancia y el sacrificio a lo largo de mi carrera. A mis padres, que siempre estuvieron presentes en esta travesía. Por su apoyo y sacrificio para que yo pudiera terminar la carrera de la mejor manera posible. A mi hermano, por su compañía y motivación para nunca rendirme. A mi abuela, quien ha sido como una segunda madre para mí, por siempre estar ahí para mí cuando la necesité, apoyo y motivación constante y por ser un pilar fundamental a lo largo de este camino.

Este logro también es de ustedes.

A Dios por darme la sabiduría, salud y la perseverancia, en los momentos que más necesite, cuando más sentía que se complicaba el camino estuvo ahí para abrirme los ojos y mostrarme que todo es posible de realizar. Y por último a todos los amigos y compañeros que fui conociendo a lo largo de mi carrera que estuvieron conmigo en los momentos difíciles y me hicieron ser una mejor persona y un mejor ingeniero.

Tabla de contenido

	Pág.
Introducción.....	13
Justificación.....	15
1. Objetivos.....	18
1.1. Objetivo general.....	18
1.2. Objetivos específicos.....	18
2. Marco teórico.....	19
2.1. Metamateriales.....	19
2.1.1. PLA.....	19
2.1.2. Resina.....	20
2.2. Manufactura aditiva.....	21
2.2.1. Modelado de deposición fundida (FDM).....	23
2.3. SLA.....	25
2.4. Estructuras celulares.....	26
2.4.1. Estructura tipo lattice.....	26
2.4.2. Estructura tipo sándwich.....	27
2.5. Torsión.....	28
2.6. Método de elementos finitos.....	32
3. Metodología.....	34

3.1. Análisis y Selección de Geometrías Celulares	34
3.1.1. Formulación de alternativas.....	34
3.1.2. Estructuras tipo Sándwich	34
3.1.3. Estructuras tipo Lattice	36
3.2. Diseño del eje.....	40
3.2.1. Caracterización de las estructuras.....	47
3.3. Análisis modal	61
3.3.1. Método de selección de estructura.....	68
3.3.2. Posibles configuraciones.....	70
3.3.3. Modelado del eje.....	78
3.3.4. Comparativa respecto a un eje macizo	79
3.4. Fabricación	80
3.4.1. Problemas asociados al FDM	81
3.4.2. Fabricación mediante SLA	88
3.4.3. Angulo de impresión del eje	89
3.4.4. Proceso de impresión	94
3.4.5. Cálculo de parámetros teóricos.....	97
3.4.6. Calculo parámetros experimentales	97
3.4.7. Medición de desplazamiento angular por alineamiento de discos con laser	102
4. Conclusiones.....	105

5. Recomendaciones	107
Referencias bibliográficas	109
Apéndices	115

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1. <i>Parámetros de PLA</i>	41
Tabla 2. <i>Registro de datos de simulaciones en el entorno modal</i>	61
Tabla 3. <i>Datos relevantes sobre las estructuras</i>	68
Tabla 4. <i>Matriz QFD</i>	69
Tabla 5. <i>Datos relevantes sobre las versiones A, B, C.</i>	76
Tabla 6. <i>Resultados de las pruebas en el banco de pruebas y el torno.</i>	85
Tabla 7. <i>Caracterización cuantitativa de las probetas después de la falla.</i>	86
Tabla 8. <i>Parámetros de Resina rigid 100.</i>	88
Tabla 9. <i>Parámetros de Resina ABS-like pro 2</i>	91
Tabla 10. <i>Valores de corriente recogidos experimentalmente.</i>	99
Tabla 11. <i>Valores de corriente promedio experimentales y torque de operación</i>	102

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1. <i>Proceso general de manufactura aditiva.</i>	22
Figura 2. <i>Proceso de impresión 3D por FDM en sus etapas iniciales.</i>	23
Figura 3. <i>Esquema básico del proceso de fabricación de modelado por deposición fundida (FDM)</i>	24
Figura 4. <i>Proceso de impresión por SLA.</i>	25
Figura 5. <i>Estructuras tipo lattice aleatoria, periódica, y pseudoperiódica.</i>	27
Figura 6. <i>Ejemplos de estructuras tipo sándwich.</i>	28
Figura 7. <i>Ángulo de giro en una barra a torsión.</i>	29
Figura 8. <i>Distribución de esfuerzos cortantes en un eje circular sólido y en eje tubular.</i>	30
Figura 9. <i>Representación gráfica del Maximum Shear Stress.</i>	33
Figura 10. <i>Estructura tipo Kagomé</i>	35
Figura 11. <i>Estructura quirral de celda hexagonal.</i>	36
Figura 12. <i>Estructura Octet Truss.</i>	37
Figura 13. <i>Estructura TPMS gyroid.</i>	38
Figura 14. <i>Estructura CTCMM.</i>	39
Figura 15. <i>Schwartz primitive.</i>	40
Figura 16. <i>Ejemplo de medición de la deformación angular.</i>	46
Figura 17. <i>Ejemplo de la ubicación del remote displacement.</i>	47
Figura 18. <i>3D chiral metamaterial with hexagonal sandwich.</i>	48
Figura 19. <i>Sándwich Kagomé.</i>	51
Figura 20. <i>Octet Truss.</i>	53

Figura 21. <i>Schwarz primitive</i>	55
Figura 22. <i>Lattice compression-torsion cubi mehanica metamaterial (CTCMM)</i>	56
Figura 23. <i>Giroide unitario</i>	59
Figura 24. <i>Vista de la unión entre dos módulos en la versión A</i>	70
Figura 25. <i>Versión A</i>	71
Figura 26. <i>Vista de la unión entre dos módulos en la versión B</i>	72
Figura 27. <i>Versión B</i>	73
Figura 28. <i>Vista de la unión entre dos módulos en la versión C</i>	74
Figura 29. <i>Versión C</i>	75
Figura 30. <i>Montaje de pruebas de la estructura triple</i>	82
Figura 31. <i>Estructura triple en la mordaza del torno</i>	83
Figura 32. <i>Probetas 1 a 6 post fractura</i>	84
Figura 33. <i>Eje impreso</i>	96
Figura 34. <i>Montaje del eje y prueba de precalentamiento</i>	98
Figura 35. <i>Montaje para medición angular del eje</i>	103

Lista de apéndices

	Pág.
Apéndice 1. <i>Coautoría</i>	115
Apéndice 2. <i>Coocurrencia</i>	116
Apéndice 3. <i>Estrategia general para el diseño de manufactura</i>	117
Apéndice 4. <i>Corte transversal del slicing del eje en posición vertical</i>	118
Apéndice 5. <i>Corte transversal del slicing del eje en posición horizontal</i>	118
Apéndice 6. <i>Discos de medición</i>	119
Apéndice 7. <i>Probeta 1. Separada</i>	119
Apéndice 8. <i>Probeta 1. Unida</i>	120
Apéndice 9. <i>Probeta 2. Separada</i>	120
Apéndice 10. <i>Probeta 2. Unida</i>	121
Apéndice 11. <i>Probeta 3. Separada</i>	121
Apéndice 12. <i>Probeta 3. Unida</i>	122
Apéndice 13. <i>Probeta 4. Separada</i>	122
Apéndice 14. <i>Probeta 4. Unida</i>	123
Apéndice 15. <i>Probeta 5. Separada</i>	123
Apéndice 16. <i>Probeta 5. Unida</i>	124
Apéndice 17. <i>Probeta 6. Separada</i>	124
Apéndice 18. <i>Probeta 6. Unida</i>	125
Apéndice 19. <i>Llave de arco con torquímetro Goyojo</i>	125
Apéndice 20. <i>Anycubic photon M3 MAX</i>	126
Apéndice 21. <i>Anycubic Wash & Cure 3 Max Machine</i>	126

Apéndice 22. <i>Montaje para medir la corriente.</i>	127
Apéndice 23. <i>Placa de motor Pedrollo PKm 60.</i>	127
Apéndice 24 <i>Tabla comparativa entre el eje macizo, el eje de control y el eje diseñado en PLA.</i>	128
Apéndice 25. <i>Plano de la estructura 3D chiral metamaterial with hexagonal sándwich.</i>	129
Apéndice 26. <i>Plano de la versión C de la unión entre estructuras hexagonales.</i>	130
Apéndice 27. <i>Plano del disco de medición.</i>	131
Apéndice 28. <i>Plano del eje impreso.</i>	132
Apéndice 29. <i>Plano del eje sugerido.</i>	133

Resumen

Título: Estudio de una propuesta de estructura celular de un metamaterial para una configuración resistente a los efectos torsionales presentes en un eje de transmisión de potencia fabricado mediante manufactura por capas

Autores: Juan Miguel Vargas Pérez, Juan Esteban Rudas Castro

Palabras clave: Metamaterial, estructura celular, eje, FDM, estereolitografía, torsión.

Descripción: La tesis presenta el estudio y diseño de un eje de transmisión de potencia basado en una estructura celular tipo metamaterial, fabricado mediante técnicas de manufactura por capas, con el propósito de resistir los efectos torsionales generados por un motor eléctrico Pedrollo PKm de 0.5 [HP] y 3450 [rpm]. El trabajo parte de una revisión teórica sobre metamateriales, manufactura aditiva, estructuras celulares y análisis por el método de elementos finitos, estableciendo las bases para la selección y evaluación de geometrías estructurales.

En la metodología se plantean y analizan seis configuraciones de estructuras celulares de la bibliografía, incluyendo tipos lattice y sándwich, evaluadas mediante simulaciones en ANSYS Workbench para determinar su comportamiento frente a cargas torsionales. A partir de estos análisis, se selecciona una estructura óptima y se diseña el eje considerando las condiciones de operación del motor. Posteriormente, se realiza un análisis modal y se fabrican prototipos mediante tecnologías FDM y SLA para validar experimentalmente su desempeño.

Los resultados evidencian que la estructura 3D chiral metamaterial with hexagonal sandwich ofrece el mejor desempeño en términos de rigidez torsional, resistencia al esfuerzo cortante y capacidad de retrasar la aparición de fallas. Sin embargo, se identifican limitaciones significativas en la fabricación mediante FDM debido a la anisotropía y debilidad interlaminar, lo que provoca fallas prematuras por delaminación. Por otro lado, la fabricación mediante SLA demuestra ser más adecuada, logrando un eje capaz de soportar hasta cinco veces el torque nominal sin deformaciones apreciables.

En general, este trabajo confirma la viabilidad del uso de metamateriales en ejes de transmisión, proponiendo una alternativa innovadora frente a diseños convencionales y sentando bases para futuras investigaciones en el área.

* Trabajo de grado

** Facultad de ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Heller Guillermo Sánchez Acevedo. PhD. Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional.

Abstract

Title: Study of a proposed cellular structure for a metamaterial configuration resistant to torsional effects in a power transmission shaft manufactured by layer-by-layer additive manufacturing

Author: Juan Miguel Vargas Pérez, Juan Esteban Rudas Castro

Keywords: Metamaterial, cellular structure, shaft, Fused Deposition Modeling, stereolithography, torsion.

Description: This thesis presents the study and design of a power transmission shaft based on a cellular metamaterial structure, manufactured using layer-by-layer additive manufacturing techniques, with the objective of resisting the torsional effects generated by a Pedrollo PKm electric motor rated at 0.5 [HP] and 3450 [rpm]. The work begins with a theoretical review of metamaterials, additive manufacturing, cellular structures, and finite element analysis, establishing the foundation for the selection and evaluation of structural geometries.

In the methodology, six cellular structure configurations from the literature, including lattice and sandwich types, are proposed and analyzed. These designs are evaluated through simulations in ANSYS Workbench to determine their behavior under torsional loading conditions. Based on these results, an optimal structure is selected, and the shaft is designed considering the motor's operating parameters. Subsequently, a modal analysis is conducted, and prototypes are manufactured using Fused Deposition Modeling (FDM) and Stereolithography (SLA) technologies to experimentally validate their performance.

The results indicate that the 3D chiral metamaterial with a hexagonal sandwich configuration provides the best performance in terms of torsional stiffness, shear strength, and resistance to crack initiation. However, significant limitations are identified in FDM fabrication due to anisotropy and weak interlayer bonding, leading to premature failures by delamination. In contrast, SLA fabrication proves to be more suitable, producing a shaft capable of withstanding up to five times the nominal torque without noticeable deformation.

Overall, this study confirms the feasibility of using metamaterials in transmission shafts, proposing an innovative alternative to conventional designs and establishing a basis for future research in this field.

* Degree Work

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Heller Guillermo Sánchez Acevedo PhD. Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional.

Introducción

Los ejes de transmisión de potencia han sido, tradicionalmente, un tema de estudio para la ingeniería mecánica y su uso es notable. Actualmente, por su importancia en la capacidad de transmitir energía mecánica de manera eficiente, se emplean en muchas operaciones importantes para el funcionamiento de la maquinaria en diversas industrias, como maquinaria industrial, equipos de generación de energía y otros que dependan de la transmisión de potencia mecánica.

Estos ejes suelen fabricarse con diversos metales, como aluminio o acero, por sus propiedades mecánicas ventajosas para transmitir potencia. Aunque estos materiales han demostrado ser efectivos, pueden presentar ciertos inconvenientes, como puede ser el pandeo, la corrosión y el desgaste, sumado a que, al estar hechos de metal los hace pesados. Esto ocasiona que sea más costoso su transporte y genera problemas si se busca optimizar la eficiencia energética o reducir la masa total del sistema.

Es bien sabido que los metales son propensos a la corrosión por reacciones químicas y factores ambientales, lo cual provoca una reducción en la resistencia mecánica llevando eventualmente a fallas en componentes críticos elevando los costos de mantenimiento, así mismo pudiese caer material particulado en los productos del proceso a desarrollar especialmente en industrias como la alimentaria y la farmacéutica. En ese orden de ideas es razonable buscar alternativas a materiales metálicos para la manufactura de ejes.

Hace tiempo ya que los ejes se empezaron a fabricar a partir de metales por sus características mecánicas, sin embargo, estos materiales debido a sus altas densidades y el vasto tamaño que pueden alcanzar producen ejes pesados, por ende, difíciles de transportar y de mecanizar. Influyendo directamente en el consumo de energía de los sistemas en los que se emplean.

Debido a que entre más pesado sea el eje, mayor será su momento de inercia, elevando el consumo energético al acelerarlo. Según (De Jesús et al., 2022) “La reducción de peso en los vehículos disminuye el consumo de energía”, ya que, al ser el vehículo más liviano, requiere menos fuerza para superar la resistencia al movimiento. Del mismo modo los ejes fabricados con materiales de alta densidad propenden al pandeo en función de la longitud de este lo cual planteó un reto a la ingeniería cuya solución fue dividir los ejes en varias secciones aumentando los componentes necesarios para la transmisión de potencia.

Otro aspecto que resaltar es el costo de transporte, ya que, si la pieza es pesada se es más difícil desplazarla de un punto a otro. (De Jesús et al., 2022) señala que “el consumo de combustible es afectado por el peso del vehículo y por las condiciones de la carretera, como pendientes, donde el aumento de peso incrementa la energía necesaria para el desplazamiento” Por lo tanto, económicamente hablando esto representa un problema, debido a que se requiere un mayor consumo de combustible, lo que genera un aumento en los costos, especialmente a largas distancias. Además, el desgaste de los componentes por el peso puede generar costos adicionales de reparación y mantenimiento.

En cuanto al avance del estudio de estructuras celulares en metamateriales, a pesar de poder ser usada en diferentes aplicaciones, esta sigue siendo un área poco explorada hoy en día. Debido a la relativa novedad de la manufactura aditiva y su paulatina incorporación a los medios de producción, que pese a encontrarse en automóviles, aplicaciones biomédicas y civiles todavía es un campo que ha sido poco explorado con relación a su potencial. Sin embargo, esta misma lleva limitaciones en cuanto a su capacidad de replicación, ya que depende de factores ambientales tales como la humedad, la temperatura en el ambiente de impresión y es susceptible a cambios de temperatura provocados por ráfagas de aire (Karen Priscila Torrico Hurtado et al., 2021).

Aún con las ventajas que los materiales alternativos pueden ofrecer, como pueden ser los compuestos de fibra de carbono, su implementación en la fabricación de ejes de transmisión ha sido limitada. Esto se debe principalmente a los elevados costos de producción que estos presentan y a la falta de uso e implementación de este tipo de materiales en el proceso de fabricación de cualquier pieza mecánica. Además, la implementación de nuevos materiales requiere de estudios experimentales y documentación para garantizar sus propiedades mecánicas a lo largo del tiempo, para lo cual la industria y la academia deben estar dispuesta a acoger estos nuevos medios de producción y experimentar en su desarrollo (Blog Universidades.APP, 2024).

Según lo mencionado existe un margen para el avance en los métodos y materiales para la fabricación de ejes surgiendo así la pregunta de investigación, ¿Es viable el diseño y manufactura mediante impresión 3D de un eje transmisión de potencia teniendo en cuenta las limitaciones asociadas a la manufactura por capas?

Justificación

A lo largo de los años, ha sido menester en la ingeniería comprender los esfuerzos a los que se ven sometidos los diversos elementos que son diseñados. Así mismo, es importante la selección del material con el que estos van a ser fabricados. En ese orden de ideas ha habido numerosos avances en la ciencia de materiales, entre ellos se encuentra el estudio de los metamateriales. Cuyas estructuras celulares y propiedades anormales como la refracción negativa, su capacidad de dispersión de ondas, sus bandas de resistencia aumentadas, su baja densidad y su resistencia a la tracción lo vuelven una alternativa atractiva para el campo de estudio de los ejes.

Ya que estos, al ser empleados en la manufactura aditiva, se comportan como fibras. Por tanto, en una configuración que permita convertir los esfuerzos torsionales en esfuerzos de tensión en las fibras, permitirá aprovechar la resiliencia característica de los metamateriales.

A partir de esto, se plantea una propuesta de diseño de un eje fabricado mediante manufactura por capas, capaz de soportar esfuerzos equivalentes a los de un eje de metal, reduciendo las vibraciones transmitidas por el sistema (Valencia Villegas, s/f).

En el ámbito de la ingeniería mecánica, el renovar el modelo de diseño y fabricación convencional de los ejes de transmisión de potencia al implementar metamateriales, muestra un potencial para la mejoría del proceso de fabricación. Aunque esta sea un área poco explorada, este enfoque permitirá no solo examinar los metamateriales en búsqueda de encontrar diferentes tipos de configuraciones. Que sean más ligeras y resistentes, capaces de soportar diferentes los esfuerzos a los que es sometido un eje, sino también contribuirá al avance del conocimiento en estructuras celulares y promoverá el uso de los metamateriales para su utilización en diferentes áreas de la industria.

Respecto al aporte ambiental, el uso de manufactura aditiva para la fabricación de ejes de transmisión de potencia podrá contribuir de buena manera al medio ambiente. Ya que, al reducir la cantidad de material desperdiciada en los procesos de manufactura de las piezas, minimizar la huella de carbono que surge por la producción y transporte de las piezas que se fabrican, además usar materiales más sostenibles, contribuye a una producción más respetuosa con el medio ambiente. Además, el poder realizar piezas por medio de manufactura aditiva, dichas piezas logran una mayor eficiencia energética en la operación que realicen, lo que conlleva a un menor consumo de recursos y una reducción del impacto ambiental a lo largo del ciclo de vida del producto.

A su vez, el investigar sobre el uso de metamateriales en la fabricación de ejes de transmisión de potencia, representa una oportunidad de generar aportes para contribuir en este campo debido a la falta de investigaciones en este ámbito a día de hoy. Por tanto, cualquier aporte en el uso de metamateriales podría generar ciertos beneficios. La experimentación asociada a estas estructuras no solo permitiría optimizar las propiedades mecánicas de los ejes de transmisión, sino que también abriría nuevas posibilidades de uso en ámbitos ligados al diseño, la eficiencia y la sostenibilidad. Ayudando a que se descubran nuevas propiedades y aplicaciones de los metamateriales no solo contribuiría al desarrollo académico y científico, sino que también fortalecería la competitividad del sector, incrementando el número de posibilidades de diseño y producción superando desafíos actuales de la ingeniería mecánica.

1. Objetivos

1.1. Objetivo general

Diseñar un eje basado en una estructura celular y su fabricación mediante manufactura por capas para acoplarse a un motor eléctrico Pedrollo PKm de 0.5 [HP] y 3450 [RPM] y resistir sus efectos torsionales.

1.2. Objetivos específicos

Seleccionar a partir de revisiones bibliográficas 6 propuestas de diseño de estructuras celulares aptas para soportar cargas torsionales y analizar su comportamiento mediante simulaciones de pruebas estáticas en el software de ingeniería ANSYS Workbench.

Diseñar el eje de transmisión partiendo de la estructura celular seleccionada y mediante simulaciones en ANSYS teniendo en cuenta la potencia del motor Pedrollo PKm 60 de 0.5 [HP], 3450 [rpm] y torque de 1.03 [N.m].

Validar la operación del eje fabricado experimentalmente, la resistencia a la torsión y la deformación del diseño imprimiendo un prototipo mediante manufactura por capas y sometiéndolo a una prueba de frenado con el motor anteriormente enunciado.

2. Marco teórico

2.1. Metamateriales

Metamaterial es el nombre genérico por el que se conoce a los materiales fabricados en laboratorios con parámetros de respuesta definidas según su diseño brindando una amplia gama de aplicaciones como la óptica, escudos de vibraciones, ciencia de materiales entre otras lo cual ha llevado a avances como el invisibility cloaking y la programación del comportamiento del material basado en mecanismos. Estos materiales cuentan con características atractivas para el área del diseño como lo son sus propiedades elásticas, térmicas, estructurales, mecánicas y dinámicas en el espectro negativo o extremo (Krushynska et al., 2023).

Los metamateriales son materiales que, al modificar la distribución interna del material de una pieza, mediante patrones o microestructuras en forma de celdas, se puede controlar las propiedades mecánicas del material según una necesidad específica (Pablo et al., s/f). Según (Eduardo et al., 2021) nos dice que, "Estos arreglos le brindan al material propiedades mecánicas mejoradas como pueden ser altas fuerzas específicas, capacidad de absorción de impacto, coeficientes de Poisson negativos, entre muchas otras". Dando a entender que este tipo de mejoras, junto con otras propiedades particulares que dependen del diseño, hacen de los metamateriales una opción versátil e innovadora para diversas aplicaciones.

2.1.1. PLA

El ácido poliláctico conocido como PLA es un poliéster termoplástico biodegradable que se hace a partir de productos ricos en almidón como el maíz, la remolacha, el trigo entre otros. Es un polímero versátil con usos en la industria textil, de envases y la industria médica (Nascimento, s/f).

Es un termoplástico rígido que puede ser semicristalino o totalmente amorfo que tiene historia en la industria de los alimentos debido a sus propiedades organolépticas que le han valido la denominación de “filamento food safe”, sin embargo, los avances en los procesos de fabricación del PLA haciéndolo más accesible y la tecnología de impresión 3D se ha abierto posibilidades para la investigación en formas de aplicación de este material (Relaño Pastor, 2013)

Según (Lluch Cerezo, 2023) PLA es uno de los materiales que más interés científico despiertan, además de ser de los materiales más consumidos en esta tecnología de fabricación aditiva gracias a las posibilidades que estos promueven al ser mejorados usándolos como matriz polimérica a los cuales se les adicionan cerámicas, metales, fibras minerales, fibras recicladas, o incluso maderas, generando materiales compuestos que incrementan notablemente las propiedades de las piezas fabricadas.

2.1.2. Resina

Las resinas fotosensibles son la principal materia prima cuando se desea fabricar alguna pieza en SLA. Según (Salazar Guilcamaigua, 2024), estas resinas consisten en monómeros y oligómeros líquidos que se polimerizan y solidifican cuando se exponen a la luz ultravioleta. Esto quiere decir que, al recibir esta luz, dichas moléculas se unen entre sí mediante un proceso llamado polimerización, formando cadenas más largas y resistentes que provocan el endurecimiento de la resina. Gracias a este fenómeno, la impresora puede solidificar selectivamente cada capa del material líquido hasta formar la pieza deseada con alta precisión.

Hay una variedad de resinas fotosensibles, cada tipo posee unas propiedades y características específicas dependiendo de la aplicación que se le dé. Ya sea en términos de resistencia mecánica, rigidez, flexibilidad, acabado superficial y comportamiento térmico, lo que influye directamente en el desempeño del elemento impreso.

2.1.2.1. Resinas estándar. Las resinas estándar son materiales de uso general, son ampliamente utilizadas debido a que proporcionan un equilibrio adecuado entre propiedades mecánicas y calidad de acabado, permitiendo la fabricación de piezas con buen nivel de detalle; sin embargo, suelen presentar baja resistencia al impacto y cierta fragilidad.

2.1.2.2. Resinas de alta temperatura. Este tipo de resinas están diseñadas para soportar condiciones térmicas exigentes sin deformarse, lo que las hace apropiadas para aplicaciones en sectores como el automotriz y electrónico, donde los materiales están expuestos a calor elevado (Salazar Guilcamaigua, 2024).

2.1.2.3. Resinas transparentes. En cuanto a las resinas transparentes, estas tienen propiedades similares a la resina estándar, pero se destacan por su capacidad de lograr alta claridad óptica mediante los procesos de postcurado y acabado. Lo que resulta útil en aplicaciones de diseño, visualización y prototipado las cuales es necesario poder visualizar el interior de las piezas fabricadas.

2.1.2.4. Resinas flexibles. Las resinas flexibles replican una flexibilidad similar a la del caucho, útil para piezas de absorción de impactos o empuñaduras de manillar. Presentan propiedades elásticas que les permiten deformarse y recuperar su forma original, siendo ideales para la fabricación de elementos que requieren absorción de impactos o adaptabilidad.

2.2. Manufactura aditiva

Es un método de fabricación digitalizada que produce objetos previamente modelados mediante la deposición por capas conformando un objeto tridimensional (Christoph et al., 2016) optimizando la energía que se utiliza y el desperdicio de material, siendo una herramienta versátil

que puede ser aplicada en la ingeniería dando beneficios como pueden ser la reducción del tiempo y costo de fabricación, la posibilidad de realizar modificaciones rápidas en el diseño mediante modeladores CAD y la capacidad de producir geometrías que serán difíciles o imposibles de lograr con métodos tradicionales.

Figura 1.

Proceso general de manufactura aditiva.



Nota. Diagrama del proceso general de manufactura aditiva. Tomado de Pablo, J., Acevedo Y Dayana, C., González Martínez, V., German, C., & Díaz Ramírez, A. (s/f). Planteamiento de la estructura celular de un metamaterial para el diseño y construcción de un eje de transmisión de potencia fabricado mediante manufactura aditiva.

El proceso de fabricación aditiva comienza con la creación de un modelo digital mediante un software (CAD), dicho modelo se divide en capas finas, normalmente de unos pocos micrómetros de grosor. Usando el formato de archivo STL (Standard Tessellation Language o alternativamente Standard Triangulation Language) se configuran los parámetros de impresión mediante un software de corte lo que es crucial para la calidad del producto final.

Durante la fase de impresión 3D el material se coloca según las especificaciones del modelo digital, se endurece y luego se repite el proceso para cada capa hasta completar el objeto. Para finalizar se pueden realizar algunos acabados superficiales como pueden ser el eliminar soportes o lijar ciertas superficies para lograr un mejor resultado (Introducción a la fabricación aditiva:

definición, cómo funciona, aplicaciones (s/f)), como se puede apreciar en la figura 1. Proceso que se ve cobijado por la norma ISO/ASTM 52910:2018(E) en la que se establece la estrategia global de diseño para manufactura aditiva (para ver la estrategia general referirse al apéndice 3).

2.2.1. Modelado de deposición fundida (FDM)

El método de Modelado por Deposición Fundida, o más conocido como FDM (Fused Deposition Modeling), es una técnica por adición de capas que produce piezas y partes con geometrías complejas mediante la extrusión y deposición de un material fundido, normalmente ABS o PLA. En la figura 2 se aprecia el paso a paso general del proceso de impresión 3D por FDM, comienza con la idea de impresión seguido del diseño de la pieza en un software CAD como FreeCAD o Tinkercad, generando un archivo en formato ".stl". A continuación, con un programa de corte o laminación se procesa este archivo para que la impresora pueda entender el diseño convirtiendo el archivo en formato ".gcode", posteriormente cargado a la máquina para dar como resultado el producto final (Cano Vicent & Serrano Aroca, 2021).

Figura 2.

Proceso de impresión 3D por FDM en sus etapas iniciales.



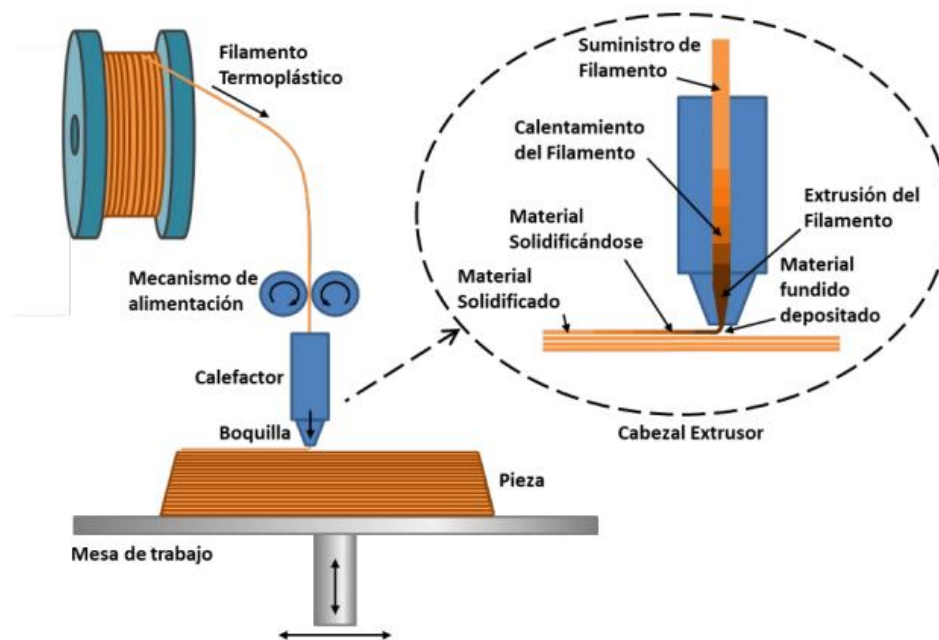
Nota. Esquema general del proceso de impresión 3D por FDM con sus etapas iniciales. Tomado de Cano Vicent, A., & Serrano Aroca, Á. (2021). Impresión 3D por modelado por deposición fundida: Manejo, funcionamiento y aplicaciones biomédicas. *Nereis. Interdisciplinary Ibero-American Journal of Methods, Modelling and Simulation.*, 13, 227–238. https://doi.org/10.46583/nereis_2021.13.809

La técnica de impresión 3D por FDM consiste en que el material de impresión inicialmente en forma de filamento se obliga a pasar por una boquilla a altas temperaturas, donde se funde para depositarlo en una plataforma (Cano Vicent & Serrano Aroca, 2021).

El material se extruye mediante una boquilla por la que se deposita controlada en líneas que, al solidificarse, van conformando una capa de la pieza a fabricar. Una vez finalizada la capa, la mesa de trabajo desciende (o asciende la boquilla, dependiendo del modelo de la impresora) para continuar con la siguiente capa. Esta disposición capa por capa acaba conformando una pieza sólida en 3D (Lluch Cerezo, 2023), tal y como se muestra en la figura 3.

Figura 3.

Esquema básico del proceso de fabricación de modelado por deposición fundida (FDM)



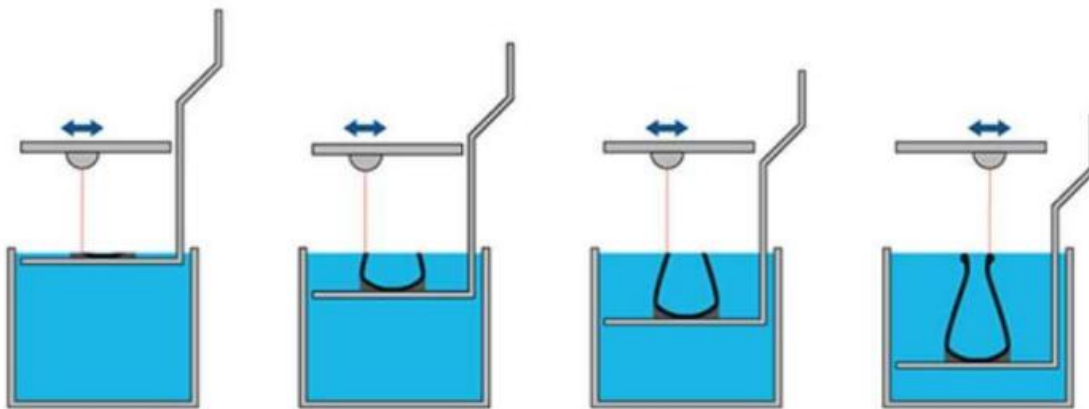
Nota. Tomado de Lluch Cerezo, J. (2023). Análisis y mejora del comportamiento dimensional de termoplásticos impresos en 3D mediante modelado por deposición fundida sometidos a un proceso de tratamiento térmico [Universidad Politécnica de València]. <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/194607>.

2.3. SLA

La estereolitografía (SLA) es un método de impresión el cual emplea resinas foto poliméricas líquidas, las cuales se endurecen mediante un proceso activado por luz ultravioleta (UV). Esto hace que, por medio de reacciones químicas, el material se endurezca capa por capa hasta formar una estructura sólida, como se puede apreciar en la figura 4. Permitiendo así, poder tener piezas con alta precisión dimensional lo que la hace adecuada para aplicaciones que requieren geometrías complejas y acabados detallados (Vyas et al., 2022).

Figura 4.

Proceso de impresión por SLA.



Nota. Ilustración del proceso de endurecimiento de la resina mediante luz ultravioleta para construir una pieza. Tomado de (Sousa Maestre, 2021).

Otra ventaja relevante es la alta fidelidad en la reproducción digital, ya que el proceso SLA logra realizar con gran precisión los modelos CAD a piezas físicas, minimizando posibles desviaciones geométricas. Esto resulta clave en aplicaciones donde la precisión es crítica, como

en el sector médico o en la fabricación de componentes de ingeniería de precisión (I. Gibson et al., s/f).

Según (Sousa Maestre, 2021) al igual que con la tecnología FDM, la estereolitografía utiliza el uso de soportes al imprimir formas complejas, en forma de andamios, que permiten soportar las partes que se precipitan en el vacío. Esto implica que es necesario considerar etapas adicionales de postprocesamiento, lo cual influye tanto en el tiempo total de fabricación como en el acabado final del componente.

2.4. Estructuras celulares

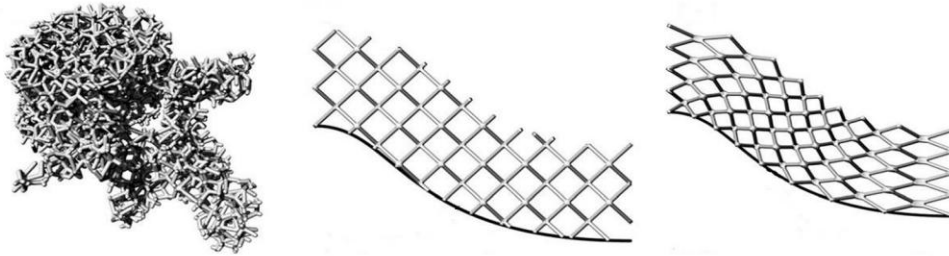
Según Valencia Villegas (2019a) “Los sólidos celulares son estructuras hechas con barras o placas interconectadas que conforman la cara de una celda, entre estas estructuras, se encuentran las espumas de celda abierta, espumas de celda cerrada, honeycombs, etc.”. Estas configuraciones aprovechan las propiedades de los materiales en las que son fabricadas para mejorar el comportamiento del diseño respecto a aspectos concretos como el aislamiento térmico, soporte estructural, flotabilidad entre otras, además, al ser mayormente huecas existe una posibilidad de ahorro de material. Existen varios tipos de configuraciones como los expuestos a continuación.

2.4.1. Estructura tipo lattice

Las estructuras Lattice se caracterizan por estar formadas por un patrón tridimensional que se repite periódica o aleatoriamente como se muestra en la figura 5 (Távora Mendoza, 2023).

Figura 5.

Estructuras tipo lattice aleatoria, periódica, y pseudoperiódica.



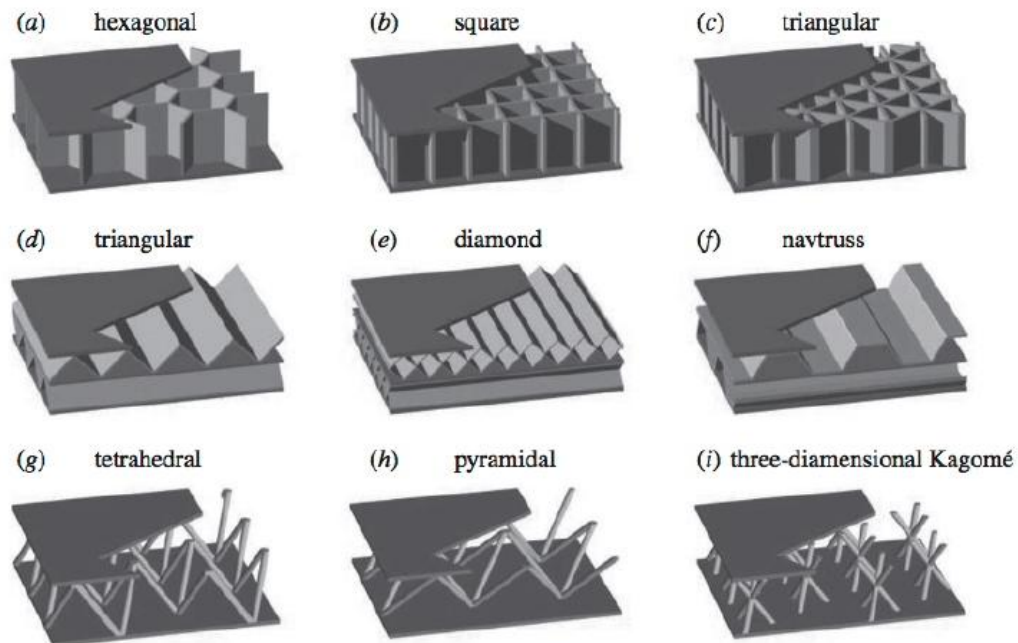
Nota. De izquierda a derecha las figuras son estructuras tipo lattice aleatoria, periódica y pseudoperiódica. Tomado de (Távora Mendoza, 2023).

Para este trabajo son de interés las estructuras Lattice formadas por vigas conectadas en nodos en cualquiera de las configuraciones anteriormente mencionadas que satisfagan los criterios de diseño.

Tiene las características propias de las estructuras celulares como la relación ligereza-propiedades mecánicas siendo capaz de soportar cargas mecánicas iguales a las de una pieza maciza con un 60-70% menos masa, también posee gran resistencia al impacto y a vibraciones. Además, hay estudios como los de Salido Rivero (2018) y Wang & Liu (2020a) que prueban sus capacidades para resistir cargas torsionales haciéndola una alternativa viable.

2.4.2. Estructura tipo sándwich

Son estructuras celulares que se caracterizan por tener su núcleo entre dos paredes como la estructura tipo kagomé, pyramidal, tetrahedral, diamond weave, hollow truss, egg-box entre otras como se aprecia en la figura 6, son estructuras altamente resistentes a cargas cuasi estáticas y dinámicas, principalmente a compresión, están diseñadas para absorber grandes cantidades de energía en su proceso de deformación (Valencia Villegas, 2019b).

Figura 6.*Ejemplos de estructuras tipo sándwich.*

Nota. Estructuras celulares tipo sándwich a) hexagonal, b) square, c) triangular, d) triangular, e) diamond, f) navtruss, g) tetrahedral, h) pyramidal y i) three-dimensional Kagomé. Tomado de (s. f.). Shellbuckling.

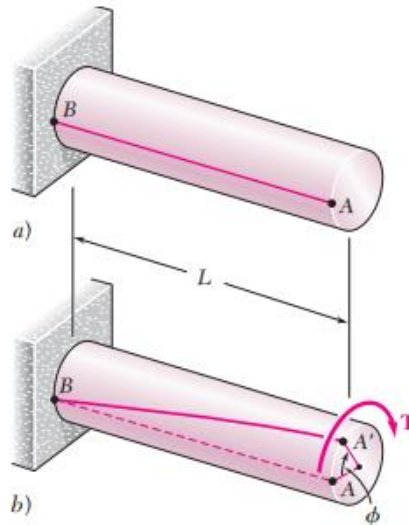
Hay estudios como los de Zhong et al. (2019) y Long et al. (2021a) que muestran su potencial para absorber soportar cargas torsionales.

2.5. Torsión

Se le conoce como vector de par torsional a cualquier vector momento que sea colineal con el eje de un elemento mecánico, ya que causa que el elemento gire o se tuerza, más específicamente se torsione respecto a su eje (G. Budynas & Nisbett, 2008).

Figura 7.

Ángulo de giro en una barra a torsión.



Nota. Ilustración de un eje empotrado en un extremo que pasa del reposo a un estado deformado angularmente (del punto A a A') por acción de un torque (T). Tomado de (Mecanica_De_Materiales_Beer_Johnston, 2010, p. 136).

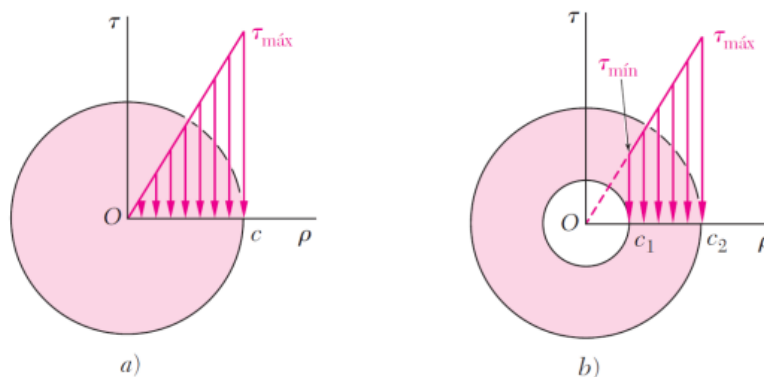
Considerando un eje circular fijado en uno de sus extremos a un soporte fijo (figura 7a) y se le aplica un par de torsión T al otro extremo, el eje se torcerá al girar su extremo libre produciendo un desplazamiento angular llamado Ángulo de giro (figura 7b). Dicho ángulo de giro está dado por la ecuación 1, donde T es el par torsión, L es la longitud del eje, J es el momento polar de inercia de la sección transversal y G es el módulo de rigidez, correspondiendo a la ecuación 1.

$$\theta = \frac{T \cdot L}{J \cdot G} \quad \text{Ec.1}$$

Si asumimos que el material es elástico, se puede aplicar la ley de Hooke $\tau = G\gamma$, gracias a esto cualquier cambio o variación lineal que se presente en la deformación cortante generará un cambio equivalente a cualquier alteración en la deformación cortante. En el caso de un eje sólido, la distribución del esfuerzo cortante varía de manera lineal a lo largo de su sección transversal comenzando desde cero en el centro del eje, donde no hay torsión, hasta alcanzar el valor máximo τ_{max} como se muestra en la figura 8a.

Figura 8.

Distribución de esfuerzos cortantes en un eje circular sólido y en eje tubular.



Nota. Ilustración de la distribución del esfuerzo cortante (τ) en la sección transversal de un eje a) sólido y b) tubular bajo torsión, donde en b) el esfuerzo en el centro es cero. Tomado de Barriga Machado, B. G., & Santillan Tasigchana, M. A. (2020). *Diseño y construcción de una máquina de torsión para ensayos de polímeros*. <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/14528>

Para calcular el esfuerzo cortante máximo se aplica la ecuación 2 en la cual T representa el par torsión, c es la fibra más lejana al eje neutro y J es el momento polar de inercia de la sección transversal (Mecánica_De_Materiales_Beer_Johnston, 2010, p. 140).

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot c}{J} \quad \text{Ec.2}$$

Para el cálculo del momento polar de inercia de una sección circular maciza de radio c está dada por la ecuación (Mecanica_De_Materiales_Beer_Johnston, 2010, p. 140)

$$J = \frac{\pi \cdot c^4}{2} \quad \text{Ec.3}$$

Para el cálculo del momento polar de inercia de una sección circular hueca de radio interno c_1 y radio externo c_2 está dada por la ecuación (Mecanica_De_Materiales_Beer_Johnston, 2010, p. 140)

$$J = \frac{\pi \cdot (c_2^4 - c_1^4)}{2} \quad \text{Ec.4}$$

La torsión es el efecto principal esperado en un eje más allá de los efectos de pandeo que, al ser relativos al peso se ven de por sí disminuidos en las configuraciones a explorar, entonces el efecto principal para tener en cuenta es la torsión consecuencia de la potencia a transmitir. (Holguín Restrepo et al., s/f) menciona que “Con frecuencia los ejes son utilizados para transmitir potencia entregada por una máquina, esto genera un par de torsión T que depende de la potencia de la máquina P y de la velocidad angular del eje ω ” en base a eso, la potencia se puede representar por la ecuación 5 (Mecanica_De_Materiales_Beer_Johnston, 2010, p. 165).

$$P = T \cdot \omega \quad \text{Ec.5}$$

2.6. Método de elementos finitos

El método de elementos finitos o FEM es un método numérico para la resolución de ecuaciones diferenciales relacionadas a aproximaciones de variables de campo continuas con el fin de discretizar y aproximar la solución a sistemas reales (Napoles padrón et al., 2015).

En la actualidad hay varios programas CAD que permiten aplicar el método de elementos finitos y para este caso de estudio se hará uso del software ANSYS el cual divide el cuerpo en pequeños elementos por medio de una malla y conectados por nodos, de modo que las ecuaciones diferenciales permiten estimar el comportamiento de estos nodos que a mayor refinamiento de malla permiten mayor precisión en los datos obtenidos.

Para este proyecto se tratarán con simulaciones no lineales, es decir que tienen una solución del tipo iterativo. Para resolver la simulación el software expresa el equilibrio estructural con la expresión a continuación (Ansys, s/f).

$$R(u) = F_{ext} - F_{int}(u) = 0 \quad \text{Ec. 6}$$

Donde u es el vector de desplazamiento nodal, F_{ext} corresponde a las fuerzas aplicadas, $F_{int}(u)$ son las fuerzas internas independientes de la deformación, y R es el residuo en desequilibrio. Como es una ecuación no lineal no puede ser resuelta directamente por lo que se recurre al método de Newton-Raphson el cual define la actualización iterativa como:

$$u_i + 1 = u_i + \Delta u_i \quad \text{Ec. 7}$$

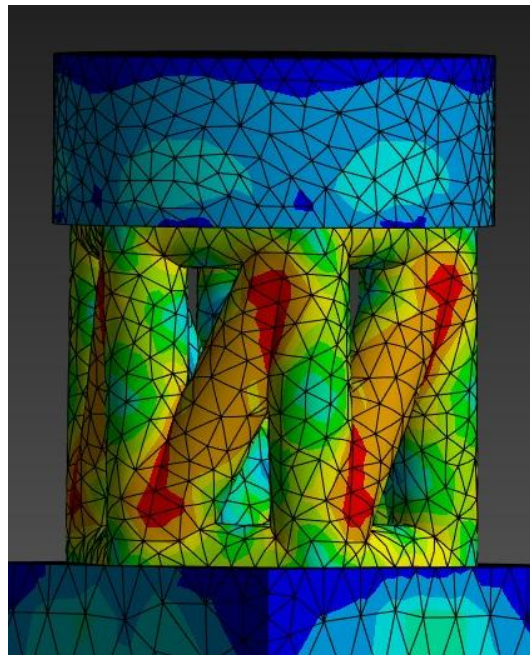
Donde el incremento Δu_i se encuentra resolviendo la siguiente expresión.

$$K_t(u_i)\Delta u_i = R(u_i) \quad \text{Ec. 8}$$

Donde K_t corresponde a la matriz de rigidez tangente derivada de las fuerzas internas respecto a los desplazamientos, y $R(u_i)$ es el residuo actual. De modo que para cada subpaso de carga el programa calcula el residuo con la ecuación 6, construye la rigidez tangente dependiendo del material, contacto o geometría, resuelve la ecuación 8, y actualiza los desplazamientos con la ecuación 7; esto por cada iteración que en caso de no converger lleva a otra iteración, lo que eventualmente lleva a la solución de la simulación permitiendo obtener los resultados según los parámetros deseados. En la figura 9 se puede ver un ejemplo gráfico de una malla resuelta.

Figura 9.

Representación gráfica del Maximum Shear Stress.



Nota. Captura del resultado de una simulación del esfuerzo cortante máximo de la estructura sándwich hexagonal. La escala de colores va desde los 0 [MPa] en el azul hasta 27.296 [MPa] en las zonas rojas.

3. Metodología

3.1. Análisis y Selección de Geometrías Celulares

Primeramente, se realizó una revisión bibliográfica enfocado en metamateriales y estructuras celulares principalmente tipo Lattice y Sándwich, a las cuales se les aplican cargas torsionales con el objetivo de recopilar conceptos clave e información relevante para fundamentar el diseño de la estructura celular.

Dado que las estructuras lattice y sándwich tienen una gran variedad de geometrías, el enfocarse en analizar únicamente un tipo de estructura no es aconsejable dado a las múltiples posibilidades que ofrecen los metamateriales. Por ello, se opta por realizar el estudio de varios modelos pertenecientes a estas arquitecturas.

3.1.1. *Formulación de alternativas*

Una vez recopilada la información se procedió a la formulación de alternativas de diseño. Para ello, se propusieron seis configuraciones distintas de estructuras celulares. Las propuestas se basaron en los patrones geométricos propuestos en la literatura, teniendo en cuenta parámetros tales como el tipo de estructura utilizada, la complejidad de esta, su resistencia a las cargas torsionales y su viabilidad de impresión.

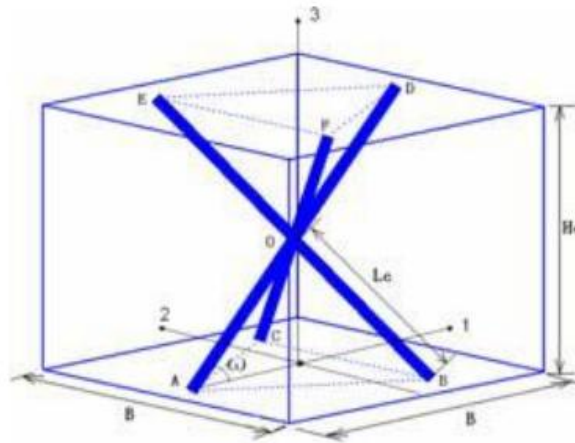
3.1.2. *Estructuras tipo Sándwich*

Una estructura tipo sándwich es un diseño el cual está hecho por dos capas externas rígidas y resistentes, las cuales son llamadas pieles, y estas encierran un núcleo central ligero. Este tipo de estructuras están inspiradas en el concepto de un sándwich, donde las capas externas proporcionan resistencia y rigidez, mientras que el núcleo aporta ligereza. Con esto se aprovecha la rigidez de las pieles para soportar cargas y la ligereza del núcleo para reducir peso. En este proyecto se utilizarán las estructuras Kagomé y Quiral de celda Hexagonal para llevar a cabo el análisis.

3.1.2.1. Kagomé. El tipo de estructura Kagomé es una red formada por barras que se cruzan entre sí, las cuales forman un patrón de triángulos y hexágonos como se muestra en la figura 10, el cual se asemeja a la estructura de un panal de abejas entrelazado. La geometría en 3 dimensiones consta básicamente de una pirámide triangular en su parte inferior y una pirámide triangular rotada 180 grados en la parte superior, esta le proporciona una alta rigidez la cual logra distribuir de manera uniforme los esfuerzos cuando se aplica una carga, haciendo posible una excelente relación resistencia-peso.

Figura 10.

Estructura tipo Kagomé



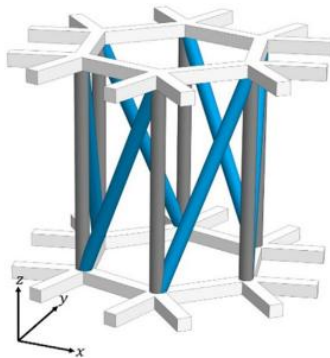
Nota. Ilustración del núcleo tipo Kagomé (geometría conceptual). Tomado de (FELIPE VALENCIA VILLEGAS Profesor Asesor & Pablo Casas Rodriguez, s/f).

Frente a cargas torsionales, gracias a su red de triángulos se evita que los puntos de unión se giren entre sí y hace que la estructura se deforme mucho menos cuando la intentan torcer o cortar, actuando como un refuerzo que disipa el momento torsor a lo largo de toda la malla.

3.1.2.2. Quiral de celda hexagonal. Esta estructura posee una forma de quiral de celda hexagonal el cual está conformado por anillos en forma de panal que se apilan en capas que son paralelas y se enlazan mediante varillas verticales y varillas inclinadas (figura 11). La estructura forma una red hexagonal la cual, gracias a sus varillas inclinadas, puede girar entre capas cuando cambia la temperatura o se aplica una carga, generando una torsión total controlada. Esta estructura no solo resiste la torsión, sino que la aprovecha, el ángulo de las varillas define cuánto se acopla la tracción con la torsión, y la rigidez relativa de las varillas controla cuánta torsión puede soportar.

Figura 11.

Estructura quiral de celda hexagonal.



Nota. Estructura de celda hexagonal con quiralidad hacia la derecha. Tomado de (Long et al., 2021b)

3.1.3. Estructuras tipo Lattice

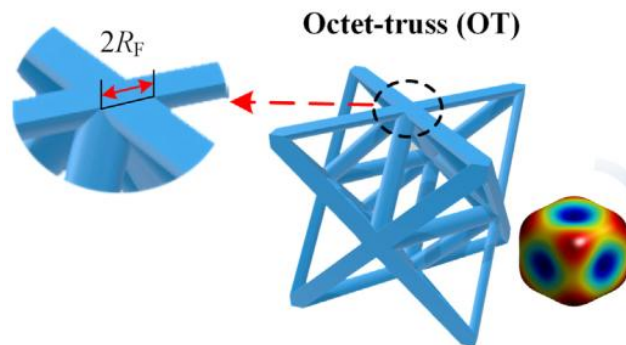
Una estructura de tipo lattice es un diseño tridimensional el cual está formado por un patrón repetitivo de celdas unitarias las cuales están interconectadas entre sí, similar a una red o malla. Normalmente son utilizadas para optimizar el rendimiento de piezas al reducir su peso, minimizar el uso de material o incluso el mejorar propiedades mecánicas como la resistencia, rigidez o

capacidad de absorber impactos. Para este proyecto se emplearán las estructuras Octet Truss, TPMS Gyroid, Schwarz primitive y CTCMM) para llevar a cabo el análisis.

3.1.3.1. Octet Truss. La octet truss es una estructura en forma de red en 3D formada a partir de una celda base donde doce barras se unen en los vértices de un cubo, formando así el patrón característico de tetraedros y octaedros que posee los cuales se unen entre sí, repitiéndose en las tres direcciones del espacio (figura 12). Todas las barras tienen la misma longitud y se unen en ángulos que hacen que la estructura tenga propiedades mecánicas casi iguales en todas las direcciones. Gracias a esta geometría, las cargas se distribuyen sobre todo mediante tracción y compresión a lo largo del eje de las barras, lo que proporciona a la estructura una gran rigidez y resistencia en comparación con su peso. Cuando la estructura está sometida a esfuerzos de torsión, la distribución simétrica de las barras reparte el momento torsional en varias direcciones, convirtiéndolo en esfuerzos de tracción y compresión que ayudan a mantener la forma y la estabilidad del conjunto.

Figura 12.

Estructura Octet Truss.

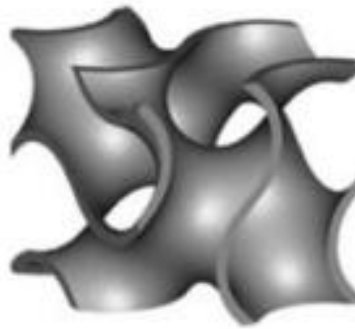


Nota. Ilustración de la estructura Octet Truss con una vista en corte y un mapa de contorno esférico. Tomado de (Feng et al., 2021).

3.1.3.2. TPMS Gyroid. La estructura TPMS gyroid es una especie de red en 3D que se repite en todas las direcciones, como un laberinto de túneles curvos que se conectan entre sí (figura 13). A diferencia de otras mallas o rejillas, no tiene líneas rectas ni planos que la dividan en partes, sino que su forma ondulada se extiende de manera continua por los ejes X, Y, y Z. Esta geometría al no tener esquinas hace que las fuerzas que recibe se repartan de forma pareja por toda la estructura, evitando que un solo punto soporte más carga que otro. Gracias a esa distribución uniforme, el gyroid resulta muy ligero, pero al mismo tiempo muy resistente, siendo ideal para fabricar piezas que deben ser fuertes en cualquier dirección sin necesidad de mucho material.

Figura 13.

Estructura TPMS gyroid.



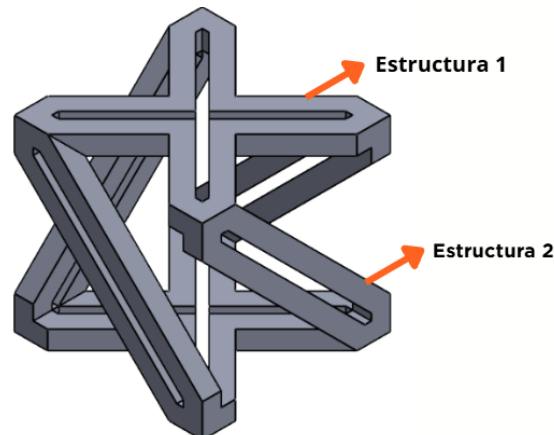
Nota. Ilustración de una superficie mínima periódica triple (TPMS) tipo giroide. Tomado de (Teng et al., 2022).

3.1.3.3. CTCMM. La estructura 3D compression-torsion cubic mechanical metamaterial (CTCMM) está formada por celdas cúbicas repetitivas con marcos horizontales y barras dobles inclinadas que se cruzan en su interior, creando una red muy ordenada y estable (figura 14). Cada celda básica combina dos partes: la estructura n.º 1,

que son dos hexágonos iguales cruzados verticalmente y alargados, y la estructura n.º 2, que son cuatro varillas inclinadas que conectan la parte superior con la inferior.

Figura 14.

Estructura CTCMM.



Nota. Ilustración de un polienlace tetraédrico tipo compression-torsion cubic mechanical metamaterial. Tomado de (Wang & Liu, 2020b).

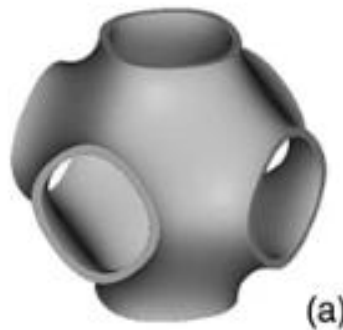
Estas varillas se entrelazan en pares, creando una unión doble que permite que toda la celda pueda girar y mantenerse estable. La forma en la cual se distribuye su geometría hace que, frente a los esfuerzos torsionales, las barras diagonales funcionen como si fuesen vigas elásticas que reparten el par de giro entre las distintas celdas, evitando que la rotación se concentre en un solo punto. De esta manera, la torsión se distribuye y se amortigua a lo largo de toda la estructura, permitiéndole adaptarse al giro sin perder rigidez ni estabilidad.

3.1.3.4. Schwarz Primitive. Se denomina estructura primitiva porque está compuesta por dos laberintos idénticos entrelazados, con una geometría que puede interpretarse como una versión tubular e inflada de una red cúbica simple (figura 15). No obstante, también puede generarse dentro de una celda unitaria con dimensiones

desiguales, manteniendo la misma conectividad topológica y dando origen a una familia de superficies minimales.

Figura 15.

Schwartz primitive.



Nota. Ilustración de una estructura TPMS conocida como primitive (P) tipo Schwartz primitive. Tomado de (Veloso et al., 2022).

Una vez habiendo escogido las 6 alternativas, se procede a caracterizar el material en el cual se fabricará la sección del eje. Ya que en el laboratorio de vibraciones mecánicas de la Universidad Industrial de Santander se utiliza la tecnología de manufactura aditiva por deposición fundida (FDM) disponible en sus impresoras 3D fue escogido el PLA (Ácido Poliláctico) el material el cual se fabricará el eje.

3.2. Diseño del eje

A través de una revisión bibliográfica considerando estructuras capaces de soportar cargas torsionales y cuya geometría fuera compatible con el método de impresión 3D por depósito de plástico se seleccionaron las estructuras celulares 3D chiral metamaterial with hexagonal sandwich, Sandwich Kagomé, Octet truss, Schwarz primitive, compression-torsion cubi

mechanical metamaterial (CTCMM), y giroide para ser ensayadas en el software ANSYS Workbench, en los entornos “Static Structural” y “Modal”.

Dichas simulaciones se van a hacer con material PLA, para ello se configuraron los parámetros del material como se aprecia en la tabla 1.

Tabla 1.

Parámetros de PLA

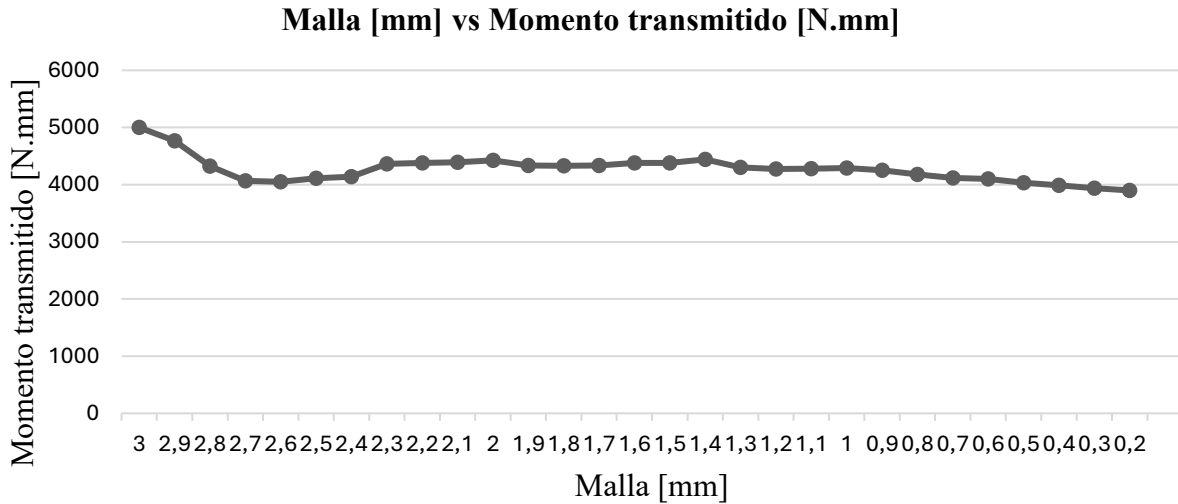
Parámetro	Valor
Density	1.2 [g/cm ³]
Melting temperature	150 [°c]
Isotropic elasticity	
Derive from	Young's modulus & Poisson's ratio
Young 's modulus	2850 [MPa]
Poisson's ratio	0.35
Bulk modulus	3.1667x10 ⁹ [Pa]
Shear modulus	1.0556x10 ⁹ [Pa]
Bilinear isotropic Hardening	
Active table	Plastic
Yield Strength	45 [MPa]
Tangent modulus	28.5 [MPa]
Tensile yield strength	45 [MPa]
Compressive yield strength	80 [MPa]
Tensile ultimate strength	50 [MPa]

Nota. Tabla de las propiedades del PLA complementada con la información tomada de la ficha de datos de Ultimaker (Ultimaker, 2017).

Consiguiente a esto se realizó un análisis de malla desde 3 [mm] hasta 0.2 [mm] debido a que la cantidad de elementos por debajo de este límite afectaba la capacidad de procesamiento y genera errores que impiden el análisis de los datos. Dicho análisis de malla se compuso de dos gráficas, una relaciona el tamaño de la malla con el momento transmitido (gráfica 1), y a la malla con el número de iteraciones por simulación (gráfica 2).

Gráfica 1.

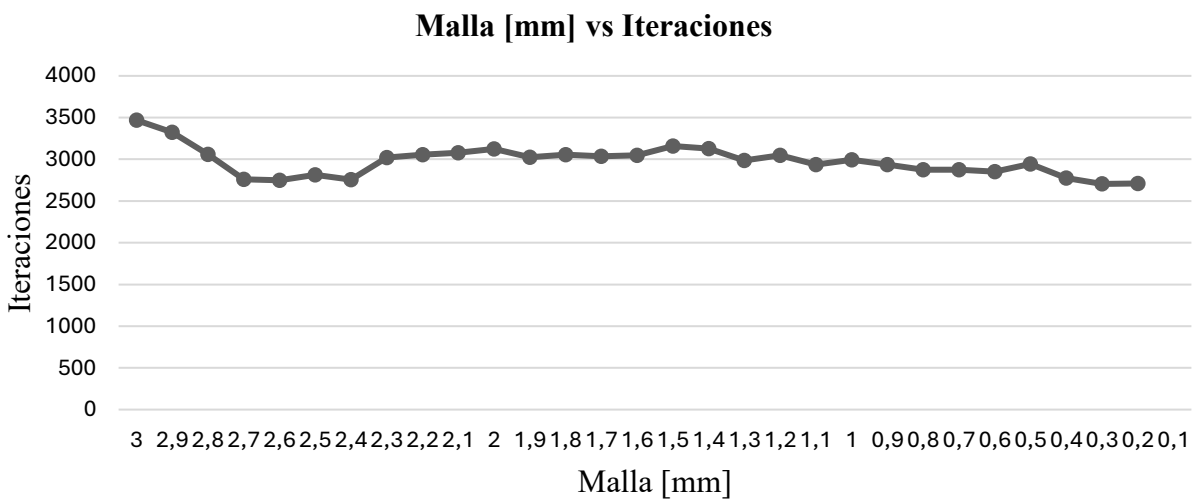
Malla [mm] vs momento transmitido [N.mm]



Nota. Datos correspondientes al momento máximo transmitido en [N.mm] por cada configuración de malla con su tamaño en [mm].

Gráfica 2.

Malla [mm] vs Iteraciones



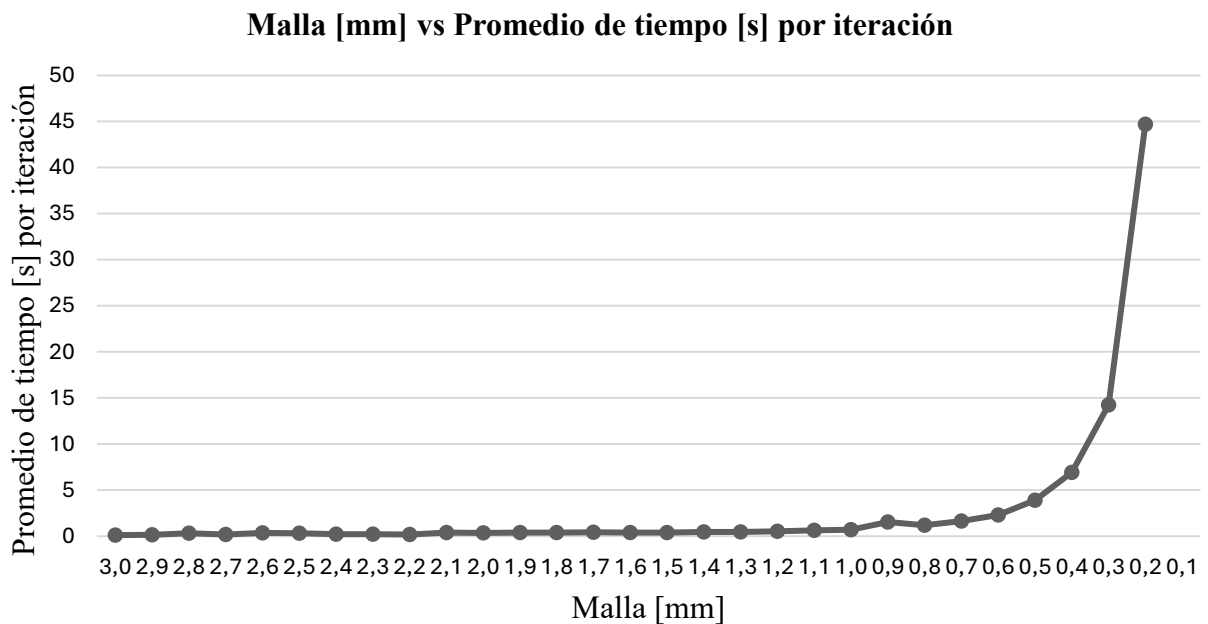
Nota. Malla [mm] indica el tamaño de elemento global, Iteraciones corresponde al número de iteraciones del algoritmo de solución hasta convergencia bajo el criterio de tolerancia especificado.

Por tanto, todas las simulaciones se hicieron con una malla de 0.8 [mm]. Todas las estructuras fueron probadas en simulaciones individuales de 1000 pasos con un incremento de 10 [N.mm] de 0 [N.mm] a 10.000 [N.mm] y en función de los resultados de esta se determinó el límite superior para las simulaciones consiguientes.

La caída en el número de iteraciones a medida que se refina la malla se debe a que aumenta el tiempo promedio por iteración como se puede observar en la gráfica 3.

Gráfica 3.

Malla [mm] vs promedio de Tiempo [s] por iteración



Nota. Promedio de tiempo [s] por iteración en función del tamaño de malla [mm]

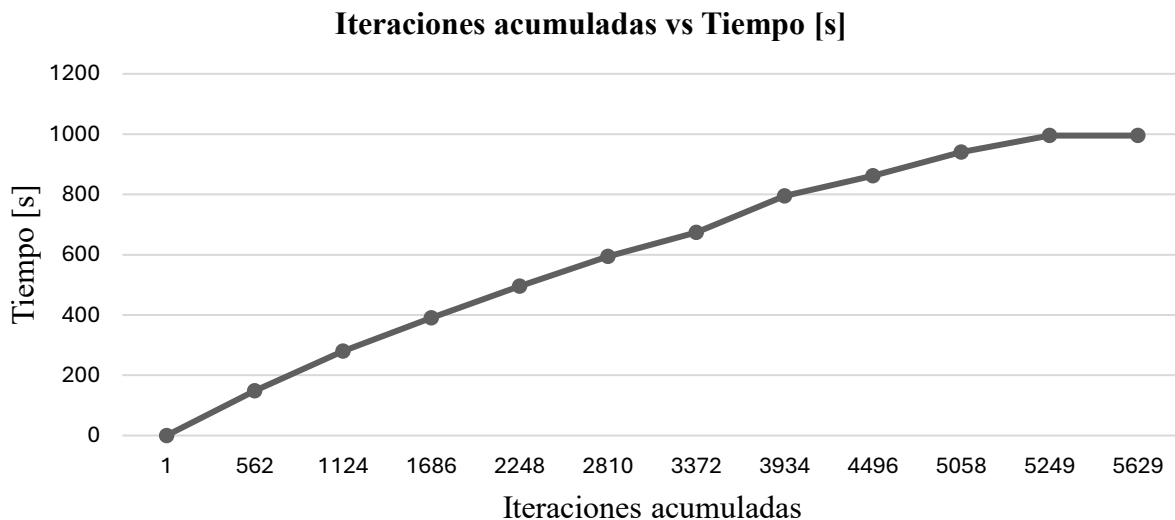
Esto puede atribuírsele a al aumento de iteraciones con mayor tiempo de culminación debido al aumento en el número de nodos y elementos a calcular, en las siguientes gráficas se muestra la gráfica presentada por ASNYS que muestra cuantos segundos demoró cada iteración

para dos simulaciones con elementos diferentes una simulación con una malla de 0.8 [mm] con 7796 elementos y 14355 nodos que duró 19.27 [Hrs] generando 39837 datos, y otra de malla 7.8 [mm] con 122021 elementos y 298856 nodos que duró 24.2 [Hrs] generando 1880 datos.

Como se puede observar, pese a que la primera imagen (gráfica 4) muestra un valor máximo de 995.2 [s] no hay muchas iteraciones que lleguen a esa duración y muestra una tendencia lineal, por otro lado, la segunda simulación (gráfica 5) que duró 4.93 [Hrs] más que la primera tiene un valor máximo de 508.45 [s] por iteración, pero más de la mitad de las iteraciones llegaron a esa marca, lo que tiene relación con el aumento en el número de nodos y elementos, que impacta en la cantidad de memoria consumida y limita la cantidad máxima de iteraciones que se pueden lograr.

Gráfica 4.

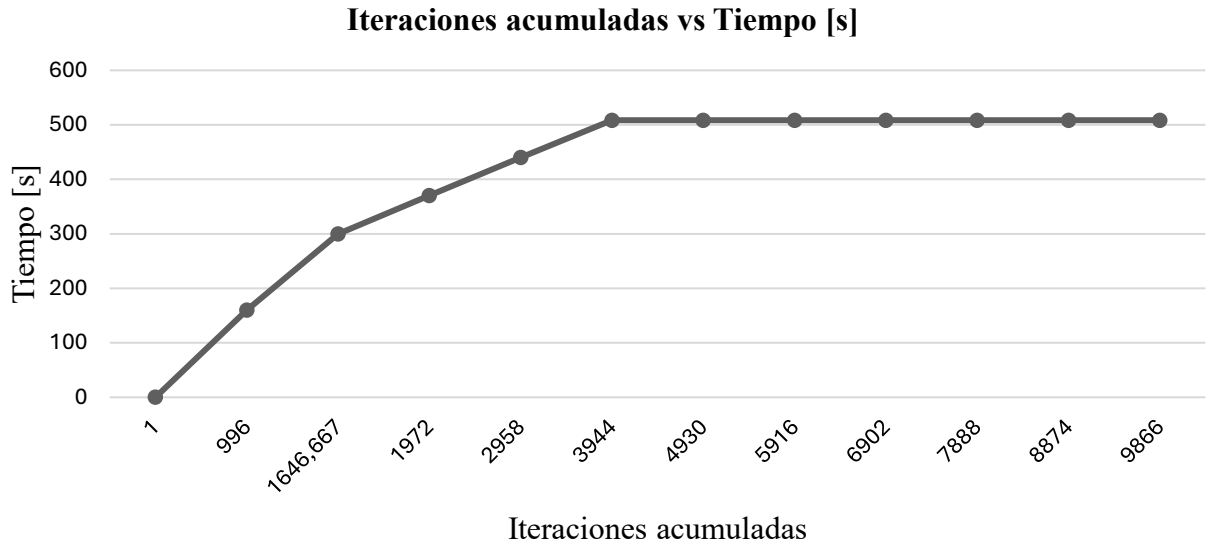
Iteraciones acumuladas vs Tiempo [s]. Malla de 0.8 [mm] con 7796 elementos y 14355 nodos.



Nota. El eje horizontal muestra iteraciones acumuladas y el vertical tiempo por iteración en segundos. La serie corresponde a una corrida completa de 19.27 h que generó 39 837 registros, algunos valores puntuales máximos alcanzaron 995.2 [s].

Gráfica 5.

Iteraciones acumuladas vs Tiempo [s]. Malla 7.8 [mm] con 122021 elementos y 298856 nodos.



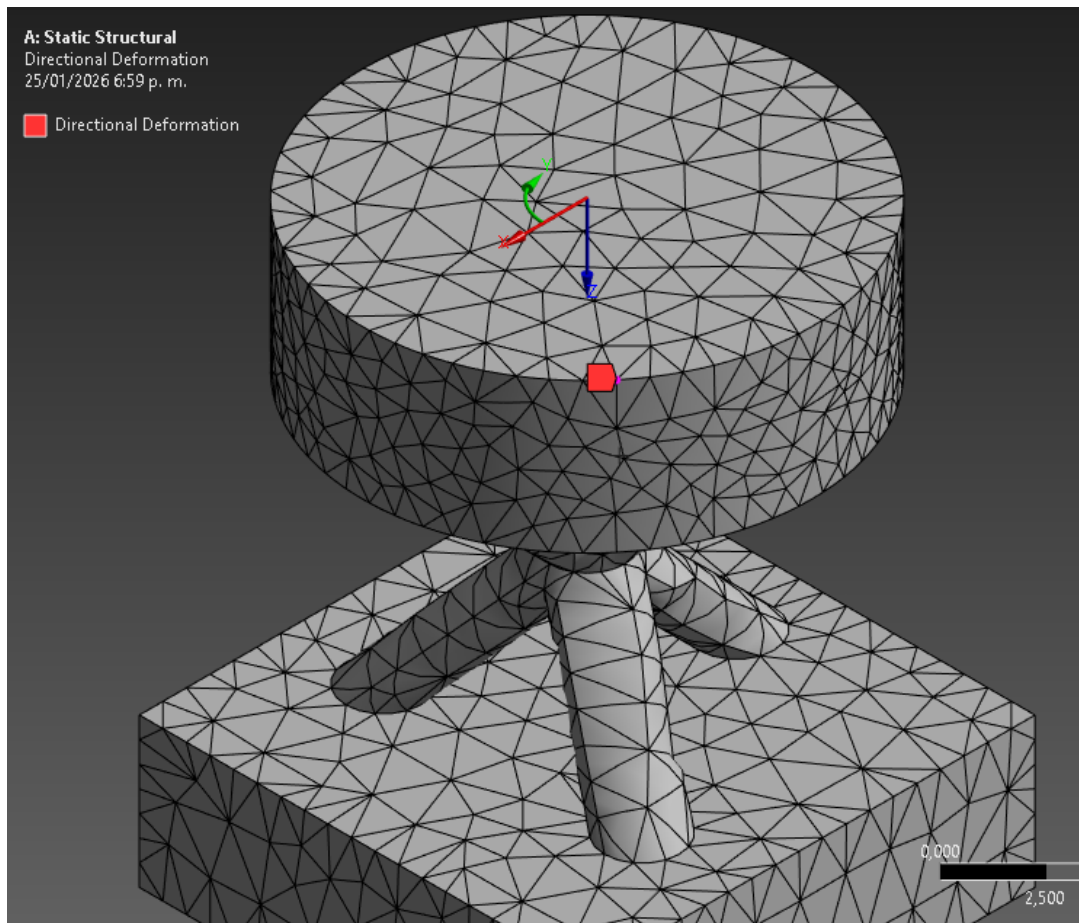
Nota. El eje horizontal muestra iteraciones acumuladas y el vertical tiempo por iteración en segundos. Corrida completa: 24.20 h (4.93 h más que la simulación de malla fina) que generó 1 880 registros, y más de la mitad de las iteraciones alcanzaron valores cercanos al máximo observado 508.45 [s].

La deformación angular fue medida con la herramienta “directional deformation” ubicada en un nodo en el borde superior de la figura con un sistema de referencia cilíndrico como se muestra en la figura 16, los datos recolectados en milímetros son operados con la fórmula de la distancia de un arco.

$$\theta [^\circ] = \frac{180 * L_{arco}}{\pi * r} \quad \text{Ec. 9}$$

Figura 16.

Ejemplo de medición de la deformación angular.

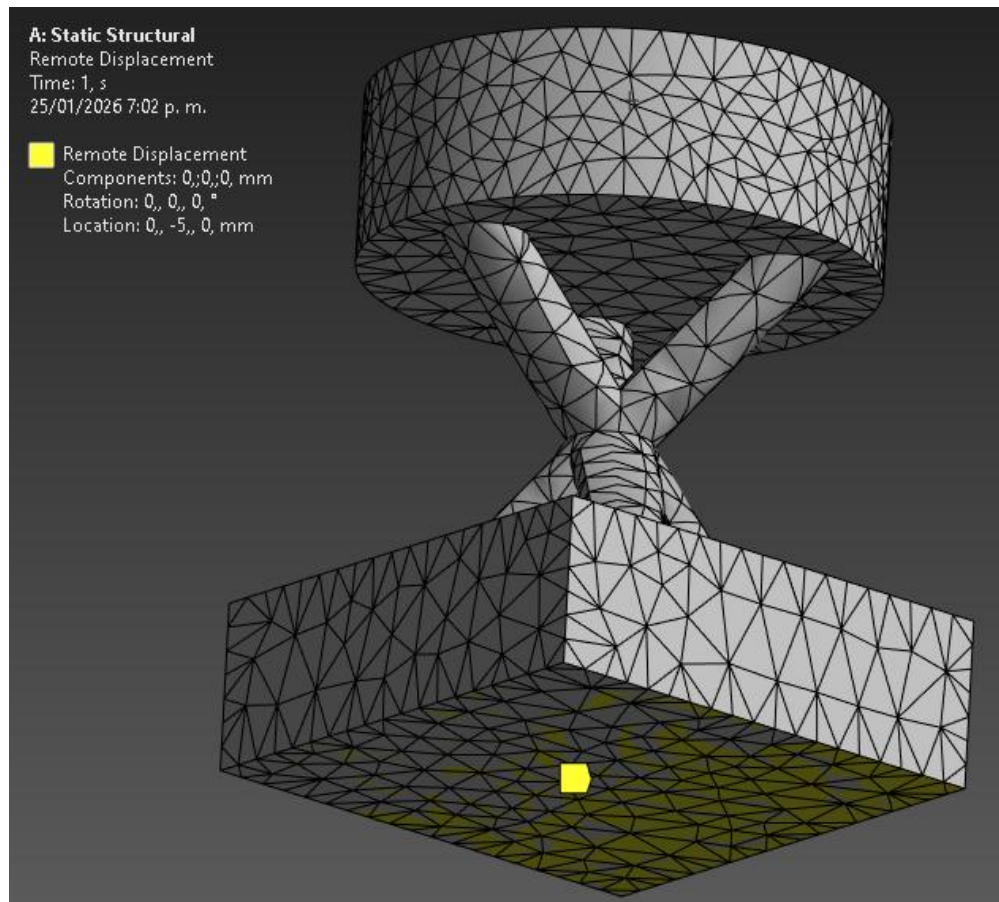


Nota. Captura de pantalla de una estructura tipo Kagomé con un sistema de referencias cilíndrico, y el nodo seleccionado para la medición siendo resaltado.

El momento transmitido fue medido con la herramienta “probe, moment reaction” aplicada a el “remote displacement” con todas sus componentes fijadas a cero, situado en la base del elemento como se observa en la figura 17.

Figura 17.

Ejemplo de la ubicación del remote displacement.



Nota. Estructura Kagomé con el área bloqueada por el remote displacement siendo bloqueada.

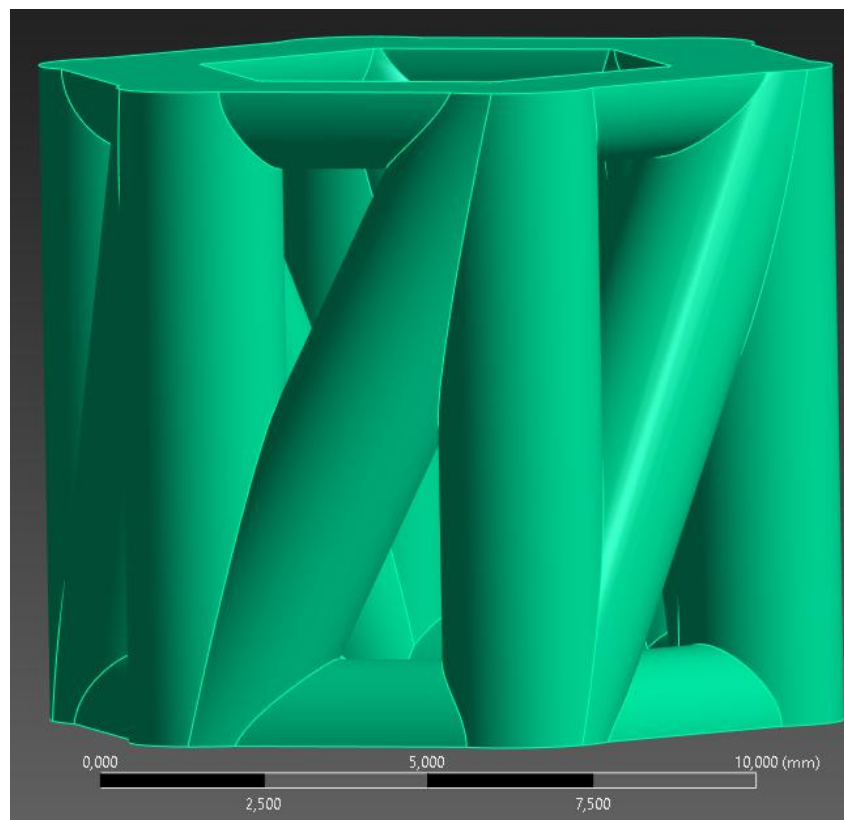
3.2.1. Caracterización de las estructuras

A continuación, se presentarán los datos obtenidos de las simulaciones correspondientes a las estructuras celulares a evaluar.

3.2.1.1. 3D chiral metamaterial with hexagonal sandwich. La estructura tipo quiral de celda hexagonal se compone de anillos en forma de panal enlazados mediante varillas verticales e inclinadas como se puede apreciar en la figura 18. Gracias a estas puede girar entre capas cuando es sometido a una carga.

Figura 18.

3D chiral metamaterial with hexagonal sandwich.

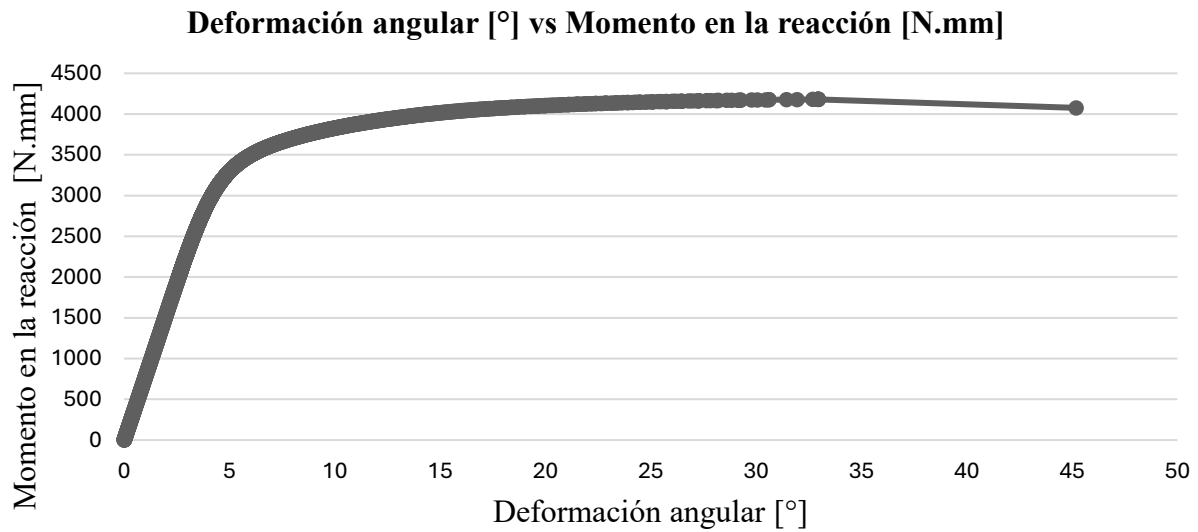


Nota. Estructura 3D chiral metamaterial with hexagonal sandwich con núcleo de 10 x 10 x 10 [mm] y barras de 2.5 [mm] de diámetro.

Para una simulación de 1000 pasos con un incremento de 4.2 [N.mm] de 0 [N.mm] a 4200 [N.mm] se obtuvieron las siguientes gráficas:

Gráfica 6.

Sándwich hexagonal. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



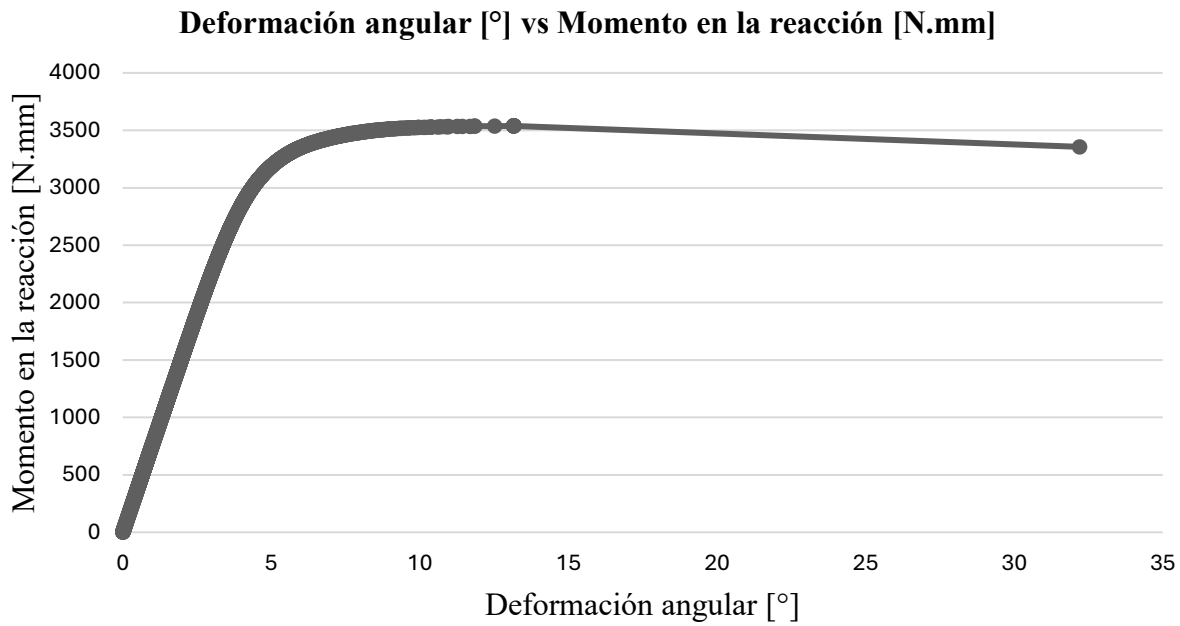
Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la muestra sándwich hexagonal.

La estructura soportó antes de su rotura una deformación angular de 45.19 [°] y su momento máximo transmitido fue de 4179.8 [N.mm]. Tiene un comportamiento de colapso agresivo, sin embargo, parece tener gran capacidad de deformación recuperable.

Al ser una estructura asimétrica se hizo un análisis con momentos negativos con una simulación de 1000 pasos con un incremento de -3.6 [N.mm] de 0 a -3600 [N.mm] que arrojó los siguientes resultados:

Gráfica 7.

Sándwich hexagonal con momento negativo. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para sándwich hexagonal bajo momento negativo.

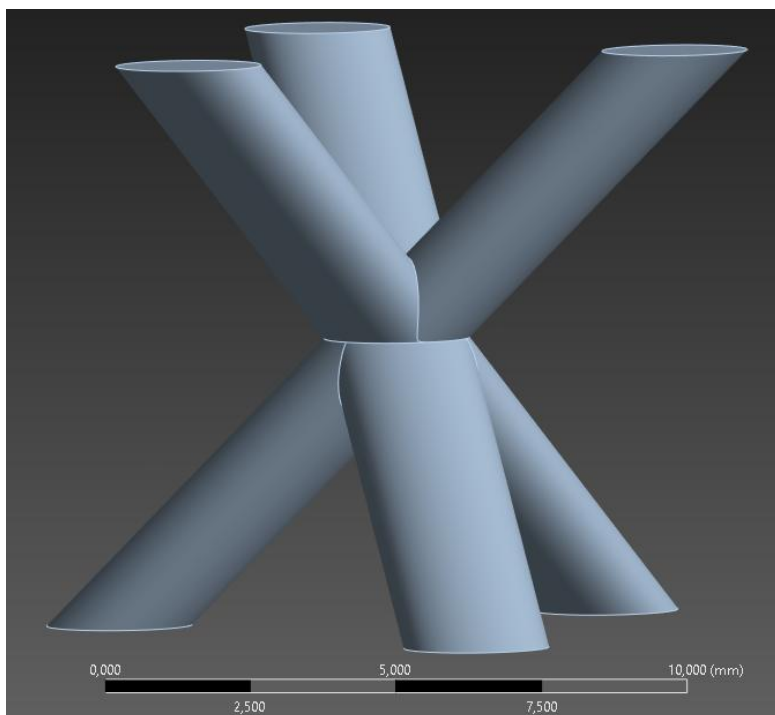
Previo a la rotura soportó una deformación angular de 32.2 [°], y el momento máximo que transmitió fue de -3538.3 [N.mm]. Es notable la disminución de la capacidad de deformación angular, que sugiere que esta es menos deformable y absorbe menos energía.

Al comparar la capacidad máxima de momento para transmitir de cada estructura se comprobó que la estructura resiste una mayor carga de torsión cuando el torque es positivo debido a su asimetría. De modo que la máxima carga torsional positiva que puede soportar esta estructura celular es de 4179.8 [N.mm].

3.2.1.2. Sándwich Kagomé. El tipo de estructura Kagomé se compone de una pirámide triangular en su parte inferior y una pirámide triangular rotada 180 grados en la parte superior. Como se puede observar en la figura 19 dicha configuración forma un patrón de triángulos y hexágonos.

Figura 19.

Sándwich Kagomé.

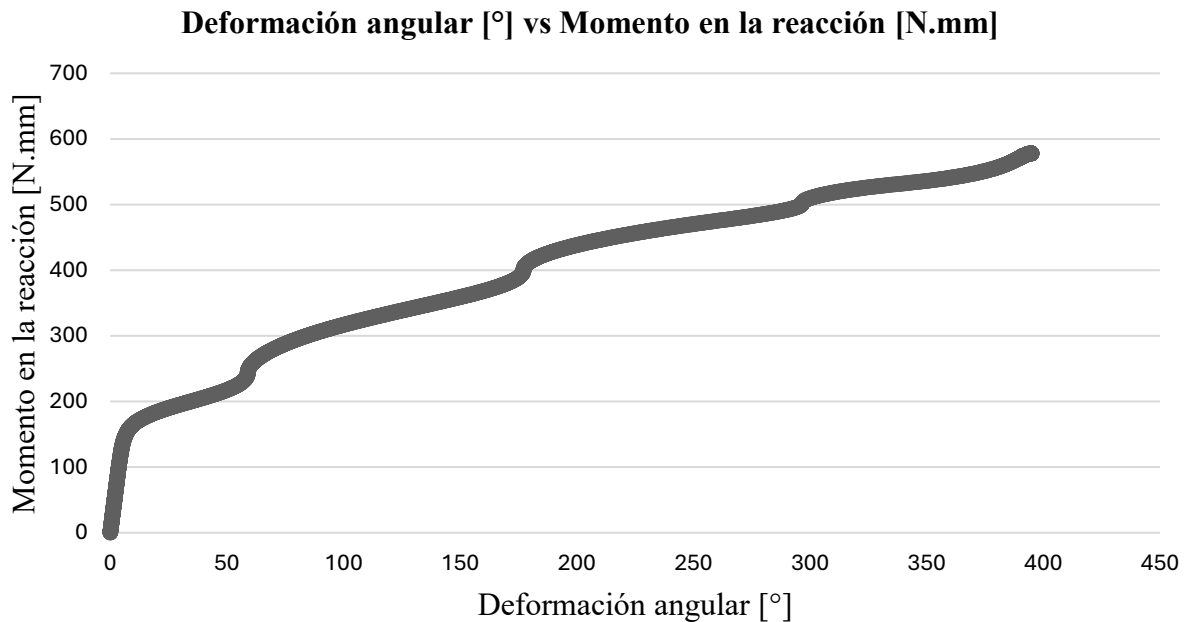


Nota. Estructura tipo sándwich Kagomé con núcleo de 10 x 10 x 10 [mm] y barras de 2.5 [mm] de diámetro.

Las gráficas siguientes corresponden a una simulación de 1000 pasos, en la que el momento aplicado se incrementó desde 0 [N.mm] hasta 600 [N.mm] en intervalos de 0.6 [N.mm].

Gráfica 8.

Sándwich Kagomé. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la muestra sándwich Kagomé.

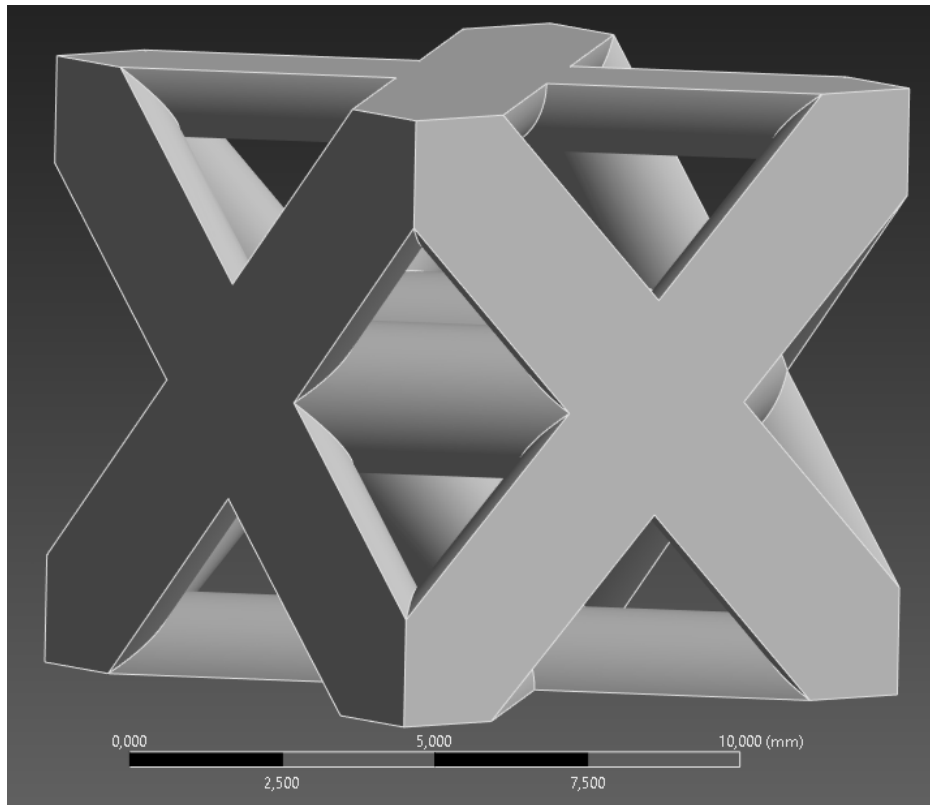
El momento máximo transmitido por la estructura fue de 575.56 [N.mm] con una deformación angular máxima de 394.9 [°]. El comportamiento escalonado sugiere que después de una primera zona correspondiente al comportamiento de la estructura general empezaron a fallar secuencialmente las tres barras que soportan la estructura. Sin embargo, se observa una gran capacidad para absorber energía.

3.2.1.3. Octet Truss. La octet truss (figura 20) por medio de una celda base donde doce barras se unen en los vértices de un cubo, forman el patrón característico de tetraedros y octaedros. Todas las barras tienen la misma longitud y se unen en ángulos

que hacen que la estructura tenga propiedades mecánicas casi iguales en todas las direcciones.

Figura 20.

Octet Truss.

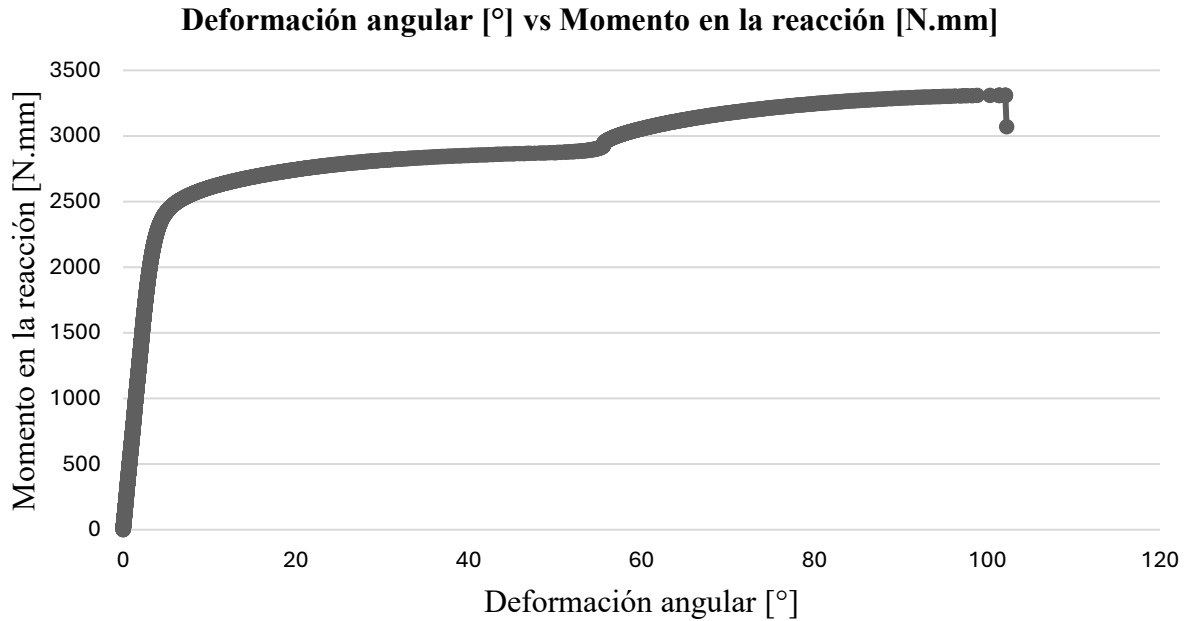


Nota. Estructura tipo Octet truss con núcleo de 10 x 10 x 10 [mm] y barras de 2.5 [mm] de diámetro.

Mediante una simulación de 1000 pasos, se aplicó un momento desde un valor inicial de 0 [N.mm] hasta uno final de 3400 [N.mm], con un paso de 3.4 [N.mm], obteniéndose los resultados gráficos que se presentan a continuación.

Gráfica 9.

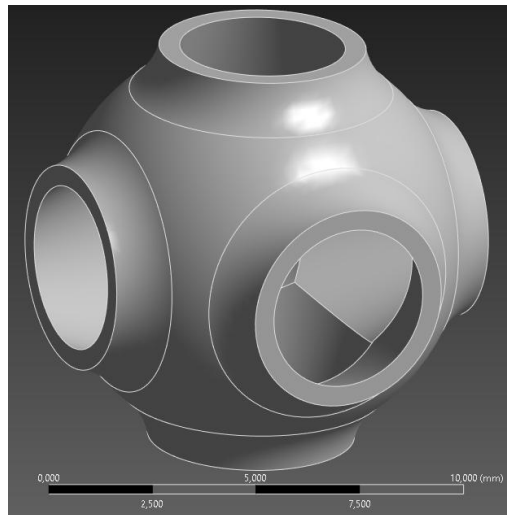
Octet Truss. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la estructura celular Octet Truss.

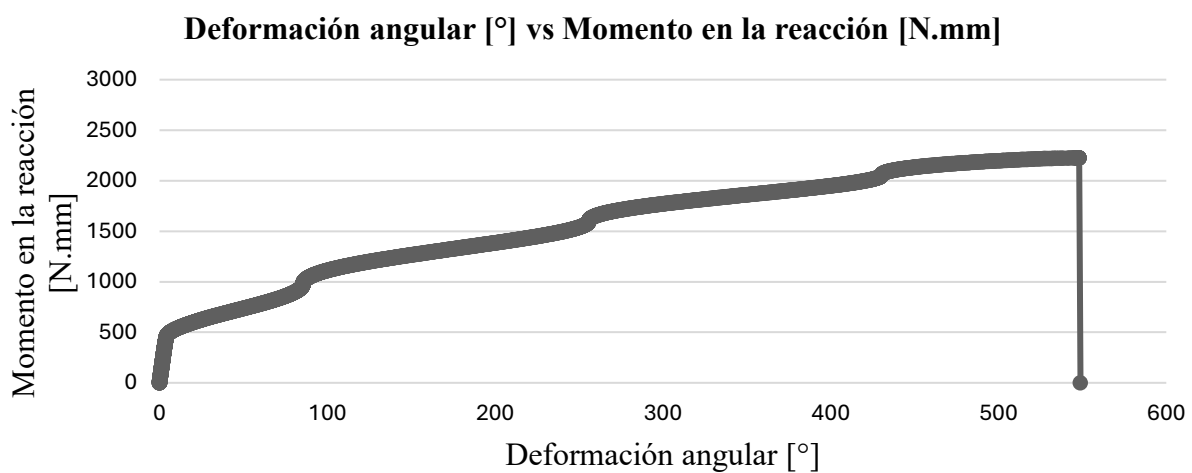
Su capacidad de transmisión de torsión es de 3310 [N.mm], con una deformación angular de 102.25 [°]. Al ser una superficie más densa es más rígida torsionalmente, y presenta dos curvas en la zona plástica ya que al compactarse la estructura aumenta su rigidez.

3.2.1.4. Schwarz primitive. La Schwarz primitive (figura 21) se ve inspirada en la eficiencia geométrica de las burbujas de jabón ya que estas siempre adoptan la forma que requiere la menor cantidad de superficie para mantener el aire adentro. La estructura aplica este mismo principio, pero repetida en tres dimensiones, que se destaca por la ausencia total de esquinas o uniones afiladas.

Figura 21.*Schwarz primitive.*

Nota. Estructura Schwarz primitive con dimensiones 10 x 10 x 10 [mm] y grosor de 2.5 [mm].

A continuación, se muestran las gráficas resultantes de un momento flector, con un incremento de 2.3 [N.mm] por paso durante 1000 pasos, cubriendo un rango de 0 a 2300 [N.mm].

Gráfica 10.*Schwarz primitive. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]*

Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la muestra Schwartz primitive.

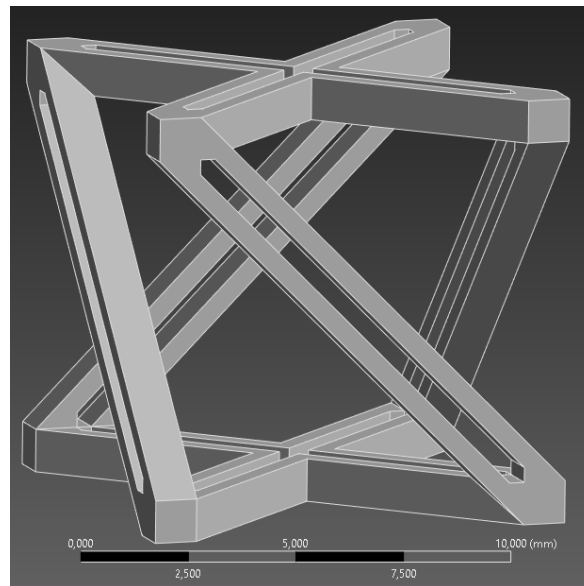
Su capacidad de deformación previa a la rotura es de 2227 [N.mm] con una deformación angular de 548.86 [°]. La respuesta observada en la gráfica es no lineal atribuible a la activación progresiva de distintos mecanismos resistentes a lo largo de la deformación.

3.2.1.5. Lattice compression-torsion cubi mechanical metamaterial (CTCMM)

El CTCMM es un material diseñado con celdas en forma de cubo que tienen un esqueleto interno estable. Cada unidad combina dos hexágonos cruzados en el centro con cuatro varillas inclinadas que conectan la parte de arriba con la de abajo como se ve en la figura 22.

Figura 22.

Lattice compression-torsion cubi mehanica metamaterial (CTCMM).

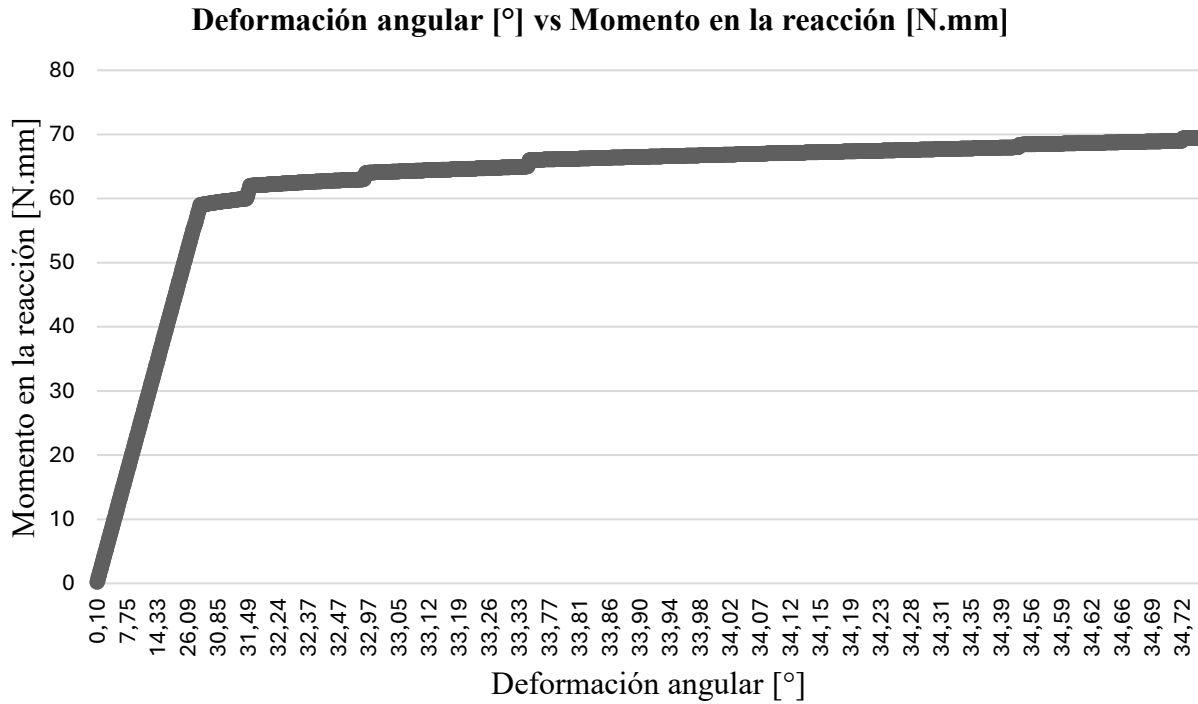


Nota. Compression-torsion cubi mechanical metamaterial con dimensiones 10 x 10 x 10 [mm].

La simulación de 1000 pasos con 10.000 [N.mm] convergió en el séptimo paso con un momento transmitido de 62.5 [N.mm]. Se hizo una simulación de 1000 pasos y otra de 70 pasos con incremento de 0 a 70 [N.mm], pero no convergieron. Por tanto, se presentan las gráficas correspondientes a los datos de la simulación de 0 a 10.000 [N.mm].

Gráfica 11.

CTCMM. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



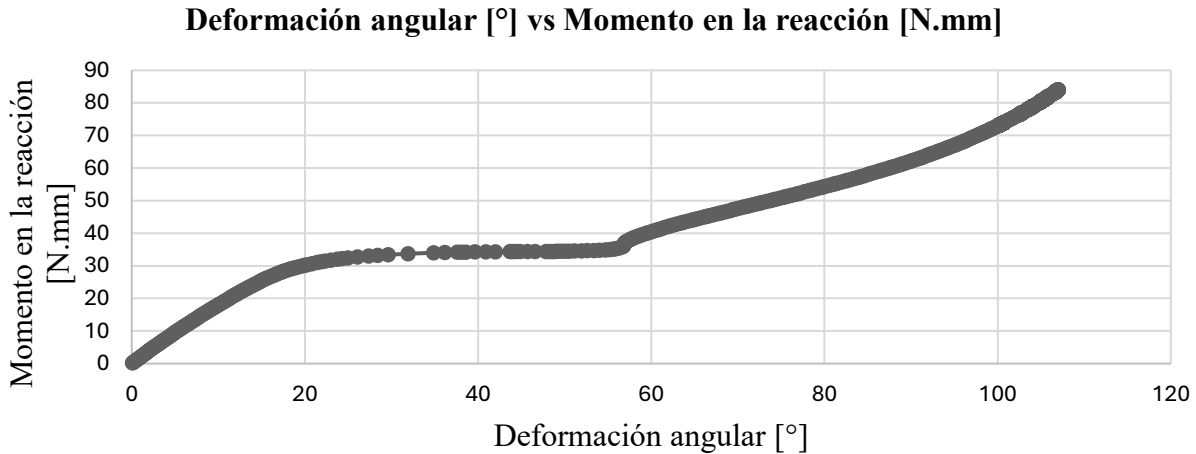
Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la muestra CTCMM.

Esta estructura se muestra adecuada para absorción de energía y su autor menciona que su uso principal es convertir energía torsional en desplazamiento vertical. Su deformación angular máxima es de 34.47 [°], y su momento máximo transmitido es de 69.473 [N.mm].

Ya que esta estructura es asimétrica se realizó una simulación para evaluar su comportamiento ante un torque negativo. Para una simulación de 100 pasos con un incremento de -1 [N.mm], de 0 [N.mm] a -100 [N.mm]

Gráfica 12.

CTCMM momento negativo. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]

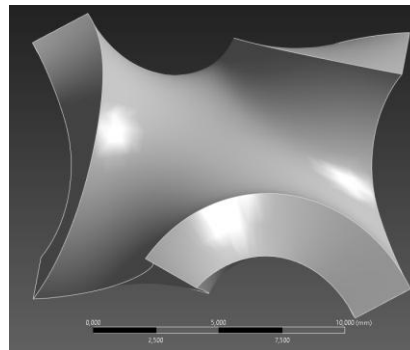


Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la estructura CTCMM bajo momento negativo.

El comportamiento presente en la gráfica se debe a que alrededor de los 58 [°] y 46 [N.mm] hay un cambio en el modo de resistir la carga debido a un cambio de orientación de las barras, también este es el punto en el que se da la mayor elongación en el eje Y. Su deformación angular máxima es de -107 [°] con un torque máximo transmitido de -83.969 [N.mm].

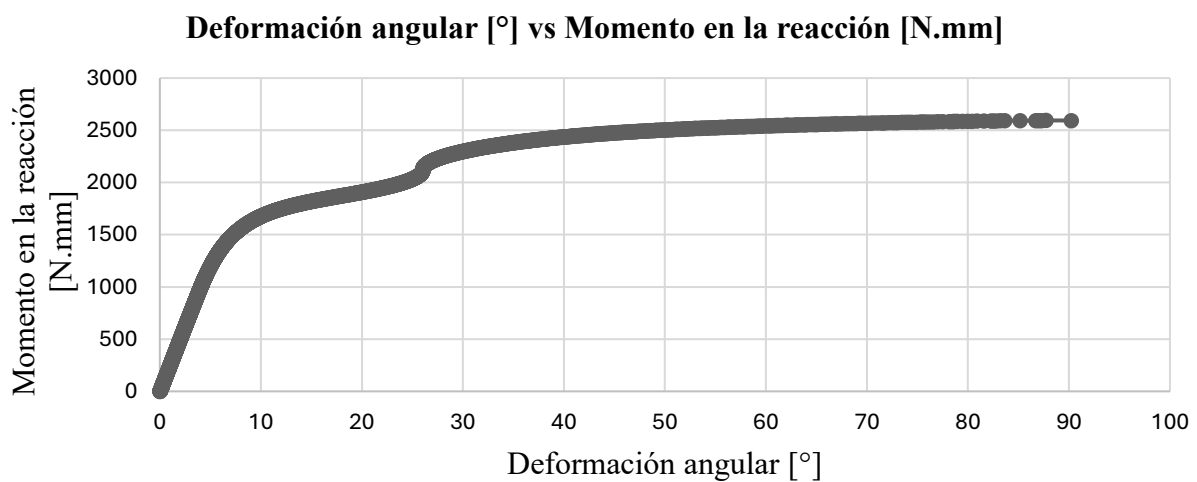
De modo que, comparando el torque máximo transmitido en ambas direcciones se obtiene que la estructura soporta mejor el momento en sentido negativo, que para nuestro análisis es de sentido antihorario con capacidad previa a la rotura de transmitir un momento torsor de -83.969 [N.mm].

3.2.1.6. Giroide unitario. La estructura Gyroid es un laberinto de túneles curvos en 3D que no tiene líneas rectas ni esquinas (figura 23). Al ser totalmente ondulada, reparte las fuerzas de forma pareja por toda la pieza, eliminando puntos débiles.

Figura 23.*Giroide unitario.*

Nota. Estructura TPMS tipo giroide con dimensiones 10 x 10 x 10 [mm] y un grosor de 2.5 [mm].

La respuesta de la estructura se simuló para un momento creciente con 1000 pasos, se aplicó un incremento de carga de 2.6 [N.mm] en cada una, partiendo de 0 [N.mm] hasta alcanzar los 2600 [N.mm], cuyos resultados gráficos se exponen a continuación.

Gráfica 13.*Giroide. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]*

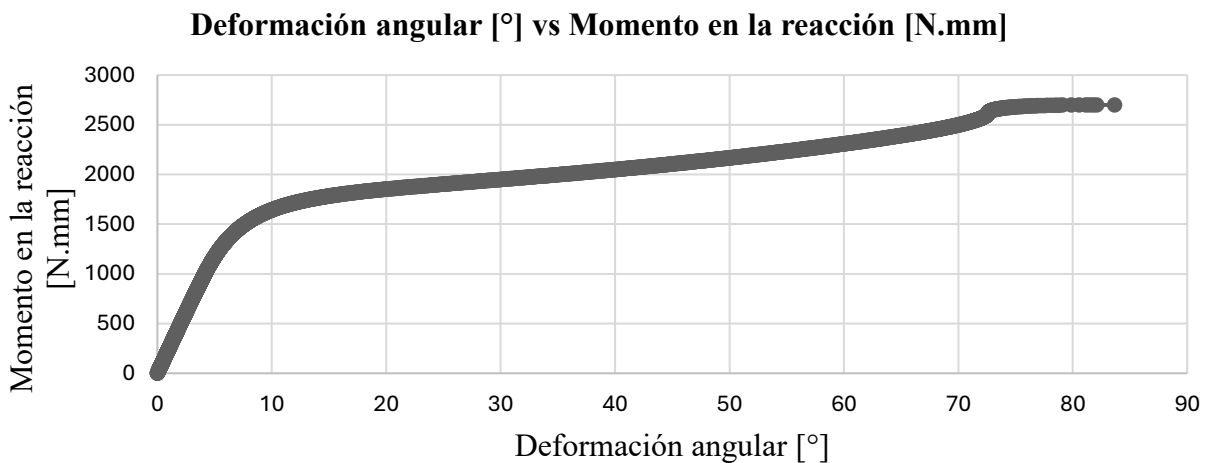
Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la muestra unitaria del giroide.

El momento máximo que puede transmitir el Giroide es de 2594 [N.mm] con una deformación angular de 90.2 [°]. El cambio que se observa en la tendencia de la gráfica se debe a que hubo una deformación mayor que cambió el modo de aplicación de la fuerza, esto ocurre con una deformación angular de 25.7 [°] con un momento transmitido de 2069.6 [N.mm].

Esta estructura tiene una geometría asimétrica, para determinar su capacidad de carga de momento negativo se realizó una simulación de 1000 pasos con incrementos de -2.8 [N.mm], desde 0 hasta -2800 [N.mm].

Gráfica 14.

Giroide con momento negativo. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la estructura tipo giroide bajo momento negativo.

La estructura falló después de transmitir un torque máximo de -2699.8 [N.mm], resistiendo una deformación angular de -83.65 [°]. Se deformó significativamente después de -2536.8 [N.mm] y -71.2 [°]. De modo que la estructura resiste de mejor manera la torsión negativa ya sea respecto al momento máximo soportado o al punto en el que ocurre la deformación.

De esto se puede concluir que la estructura soporta de mejor manera cargas torsionales negativas tanto en su límite ultimo como para el punto en que la deformación cambia el modo de aplicación de la carga, que se considera el punto en que esa misma deja de cumplir de manera apropiada su propósito.

3.3. Análisis modal

En la tabla 2 están registrados los datos obtenidos en el análisis modal de las estructuras.

Tabla 2.

Registro de datos de simulaciones en el entorno modal

Estructura celular	Modal [Hz]									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Sándwich hexagonal	0	0	0	0,00368	0,00485	0,0111	7609,9	12037	12049	15524
Sándwich kagomé	0	0	0	0,00425	0,00794	0,0109	1454,6	1911	1929	6664
Lattice reticular BBC	0	0	0	0,00308	0,00534	0,00929	7184,9	7811,7	7820,1	10462
Reticular en celosía	0	0	0	0	0,00566	0,01105	3720,7	4293,4	4296,8	6925,2
CTCMM	0	0	0	0,00283	0,00763	0,00821	305,09	612,1	612,24	4852,1
Giroide	0	0	0	0,00196	0,00763	0,00724	2482,8	3179,1	6725,2	8201

Nota. Compilación de los resultados de las simulaciones de los primeros 10 modos de vibración de las seis estructuras celulares estudiadas.

Los primeros modos corresponden a los modos de cuerpo rígido, movimientos de translación o rotación global de la estructura que ocurren cuando las condiciones de contorno

aplicadas no restringen completamente todos los grados de libertad. Los modos 4 a 6 corresponden a los primeros modos elásticos en los cuales todas las estructuras presentan valores bajos lo que refleja una rigidez inicial baja ante ciertos tipos de deformación. La diferencia más notable se da en los modos 7 a 10, donde la estructura de sándwich hexagonal y celosía BBC presentan las frecuencias naturales más elevadas indicando su rigidez y estabilidad dinámica, en comparación con la estructura CTCMM con frecuencias desde 305.09 [Hz] siendo más flexible y apta para absorber energía.

La frecuencia de operación del motor es de 30 [Hz], y todas las frecuencias naturales a partir del séptimo modo están por encima de 300 [Hz], lo que indica que ninguna de las estructuras entraría en resonancia primaria con el motor.

Debido a la naturaleza discontinua que tiene la estructura celular tipo Lattice escogida se obtuvieron valores de frecuencias naturales con valores de 1060,8 [Hz] en el análisis del eje completo y 7609,9 [Hz] evaluando la celda individualmente.

Para corroborar si los datos que se obtuvieron en ANSYS son coherentes aplicaremos el método de homogeneización de propiedades. Este método permite el poder tratar una estructura compleja, como un material sólido con propiedades mecánicas más bajas. Para ello, se utiliza la teoría de (L. J. Gibson & Ashby, 1997), la cual establece que las propiedades mecánicas de un sólido celular dependen primordialmente de su densidad relativa.

Esta teoría la respalda (H. Zhong et al., 2023), los cuales confirman que el modelo de Gibson-Ashby es el estándar para predecir el módulo elástico en metamateriales fabricados en manufactura aditiva. Según Gibson & Ashby (1997, Cap. 5, pág. 186), para estructuras de celdas abiertas donde la deformación está dominada por la flexión, el módulo de Young efectivo E^* se calcula mediante la ecuación:

$$\frac{E^*}{E_s} = C \left(\frac{\rho^*}{\rho_s} \right) \quad \text{Ec. 10}$$

Siguiendo los pasos a continuación se procede a calcular la frecuencia local y la global de la estructura, teniendo en cuenta los siguientes datos:

- Módulo de Young del PLA (E_s): 2850 [MPa] = 2.85×10^9 [Pa]
- Densidad del PLA sólido (ρ_s): 1200 [kg/m³]
- Longitud del eje (L): 0,13 [m]
- Radio del eje (r): 0,02 [m] (Diámetro de 40 [mm])
- Masa simulada (m^*): 0,146 [kg], valor obtenido en el software Bambu Studio
- Volumen total del cilindro (V_s): 0,163362 [m³], Valor obtenido en el software SolidWorks
- Masa sólida teórica $m_s = \rho_s \cdot V_s = 1200 \cdot 0,163362 = 0,196$ [kg]

Paso 1: Determinación de la densidad relativa

Según Gibson & Ashby (1997, pág. 186), la densidad relativa es el factor de control principal en sólidos celulares.

$$\rho_{relativa} = \frac{\rho^*}{\rho_s} = \frac{m^*}{m_s} \quad \text{Ec. 11}$$

$$\rho_{relativa} = \frac{0.146}{0.19603} = 0.7448$$

Paso 2: Cálculo del Módulo elástico Efectivo (E)*

Utilizando la ecuación de Gibson & Ashby para estructuras donde la deformación está dominada por la flexión de los puntales (bending-dominated):

$$\frac{E^*}{E_s} \approx C \left(\frac{\rho^*}{\rho_s} \right)^2 \quad \text{Ec. 12}$$

Tomando $C = 1$ como referencia para estructuras tipo *lattice* en manufactura aditiva (Zhong et al., 2023, pág. 4):

$$E^* = 2850 \text{ [Mpa]} * (0,7448)^2$$

$$E^* = 1580,9 \text{ [Mpa]}$$

Paso 3: Corroboración de resultados de frecuencia natural

La frecuencia natural $f_{natural}$ de un componente mecánico es función de su rigidez específica. La relación general de vibraciones mecánicas establece:

$$f_{local} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{efectiva}}{m_{efectiva}}} \quad \text{Ec. 13}$$

El análisis local mediante el modelo de masa resorte se utiliza para entender el comportamiento mecánico del material en su unidad más pequeña. Al tratar la celda de 1 [cm] como un sistema simple, podemos aislar su rigidez (k) y masa (m) específicas antes de que se vea afectada por la longitud total del eje.

De esta manera se puede comprobar que la estructura tiene una frecuencia base muy alta, lo que asegura que los resultados globales de ANSYS tengan un buen respaldo físico desde el diseño de la celda.

Paso 4: Análisis local, celda unitaria

Por medio de la ecuación 13 se procede a calcular la frecuencia

$V_{celda} = 2,492 [cm^3]$, valor obtenido en el software SolidWorks

$m_{efectiva} = 0,00249 [kg]$, valor obtenido del software Bambu Studio

$$A_{transversal\ aparente} = \frac{V_{aparente}}{L} = \frac{V_{celda}}{L} \quad \text{Ec. 14}$$

$$A_{transversal\ aparente} = \frac{2,492 [cm^3]}{0,7448} = 3,346 [cm^2]$$

$$k_{efectiva} = \frac{E^* \cdot A_{transversal\ aparente}}{L} \quad \text{Ec.15}$$

$$k_{efectiva} = \frac{(1,58 \cdot 10^9 [Pa]) \cdot (3,346 \cdot 10^{-4} [cm^2])}{0,01 [m]} = 52866800 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Reemplazando los valores en la ecuación 13 tenemos que:

$$f_{local} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{52866800}{0,00249}} = 23190,59 [Hz]$$

Analizando las frecuencias obtenidas 23197 [Hz] de forma manual y 7609,9 [Hz] en la simulación se explican porque la estructura es muy pequeña. Ya que como se está analizando una celda de solo 1 [cm] que tiene una masa de 2,49 [g], la relación entre rigidez y masa es muy alta, lo que genera frecuencias elevadas, incluso usando un material como el PLA. Por otra parte, el cálculo manual supone que la estructura es ideal y muy rígida, mientras que el software ANSYS tiene en cuenta las pequeñas deformaciones en las uniones y en la forma del material.

Paso 5: Análisis global, eje completo

Se determinan las propiedades del área transversal asumiendo un cilindro de diámetro nominal. Estas propiedades definen la resistencia de la forma a la flexión:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{Ec. 16}$$

$$A = \frac{\pi \cdot 0.04^2}{4} = 1,2566 \times 10^{-3} [m^2]$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad \text{Ec. 17}$$

$$I = \frac{\pi \cdot 0.04^4}{64} = 1,2566 \times 10^{-7} [m^4]$$

Para calcular la frecuencia natural se utiliza la ecuación de Euler-Bernoulli (Singiresu S. Rao, 2012. p.9-24), que describe la vibración de una viga con apoyos simples. Este modelo representa bien el caso real, ya que el eje está montado sobre rodamientos que permiten la rotación

en los extremos. Además, la ecuación relaciona la rigidez de la viga con su masa, lo que permite obtener la frecuencia natural del sistema.

$$f_{global} = \frac{\pi}{2L^2} \sqrt{\frac{E^* \cdot I}{\rho^* \cdot A}} \quad \text{Ec. 18}$$

$$f_{global} = \frac{\pi}{2 \cdot (0.13)^2} \sqrt{\frac{(1,58 \cdot 10^9) \cdot (1,2566 \cdot 10^{-7})}{(1200 \cdot 0,7448) \cdot (1,2566 \cdot 10^{-3})}}$$

$$f_{global} = 1235,8087 \text{ [Hz]}$$

Ya con estos resultados podemos decir que la frecuencia de 1060,7 [Hz] es coherente desde el punto de vista físico y además coincide bien con el valor teórico de 1235,8087 [Hz] obtenido matemáticamente. La diferencia entre los valores de las dos frecuencias globales se explica porque el modelo teórico asume un material completamente uniforme, mientras que en la realidad la estructura tipo celda tiene una geometría hexagonal con pequeñas irregularidades en sus uniones, lo que reduce ligeramente la rigidez y, por tanto, la frecuencia.

Aun así, el valor de 1060,7 [Hz] demuestra que la estructura conserva una buena rigidez, lo que indica que las barras de 2.5 [mm] son adecuadas para transmitir potencia. Por otro lado, a escala de la celda unitaria la frecuencia es mucho mayor, ya que, al ser elementos muy pequeños y cortos, su rigidez relativa aumenta considerablemente, lo cual es totalmente esperado.

Finalmente, también es correcto que la frecuencia del eje celular sea menor que la de un eje sólido, ya que al introducir porosidad se pierde más rigidez de la que se reduce en masa,

confirmando que los resultados obtenidos en ANSYS son consistentes con el comportamiento físico esperado.

3.3.1. Método de selección de estructura

En la tabla 3 se listaron las estructuras junto a los parámetros a comparar entre ellas.

Tabla 3.

Datos relevantes sobre las estructuras

Estructura	Momento transmitido [N.mm]	Deformación angular [°]	Material necesario [g]	Tiempo de impresión [min]	Modal [Hz]
Sándwich hexagonal	4179,8	45,19	2	25	7609,9
Sándwich kagomé	575,56	394,9	2	32	1454,6
Octet Truss	3310	102,25	2	22	7184,9
Schwarz primitive	2227	548,86	2	27	3720,7
CTCMM	83,97	107	2	29	305,09
Giroide	2699,8	71,2	3	32	2482,8

Nota. Tabla compilatoria de los datos de máximo momento transmitido [N.mm], máxima deformación angular [°], material necesario para la impresión [g], tiempo de impresión [min], modal [Hz] de las seis estructuras simuladas.

A continuación, en la tabla 4 se van a evaluar las características de las 6 estructuras celulares en una matriz QFD en la que se asignarán valores del 1 al 6 en el que 1 es malo y 6 es bueno respecto a si dicha característica de la estructura sirve al propósito de este documento, es decir, si ayuda a una fácil impresión, menor peso y que el eje sea resistente.

Tabla 4.*Matriz QFD*

Estructura	Momento transmitido	Deformación angular	Material necesario	Tiempo de impresión	Modal	Complejidad de la geometría
Sándwich hexagonal	6	1	6	5	6	5
Sándwich kagomé	2	5	6	2	2	6
Octet Truss	5	3	6	6	5	3
Schwarz primitive	4	6	6	4	4	4
CTCMM	1	4	6	3	3	2
Giroide	3	2	5	2	1	1

Nota. Matriz QFD que puntúa las seis estructuras estudiadas con valores asignados del 1 al 6 siendo 1 el más bajo y 6 el más alto con respecto a su utilidad en el diseño de un eje.

Las estructuras con mayor cantidad de puntos fueron sándwich hexagonal, Octet Truss y Schwarz primitive, de las cuales sándwich hexagonal tuvo la mayor puntuación con 29 puntos.

De las seis opciones se determinó que la más adecuada para soportar las cargas esperadas, así como la fabricación del eje fue la estructura “3D chiral metamaterial with hexagonal sandwich” (para ver el plano de la estructura referirse al apéndice 25), ya que es capaz de la mayor transmisión de momento entre las opciones y la menor deformación angular, de modo que pese a que es capaz de resistir la carga y disipar energía tiende a conservar su forma. Su estructura menos compleja en comparación logra tiempos de impresión más cortos.

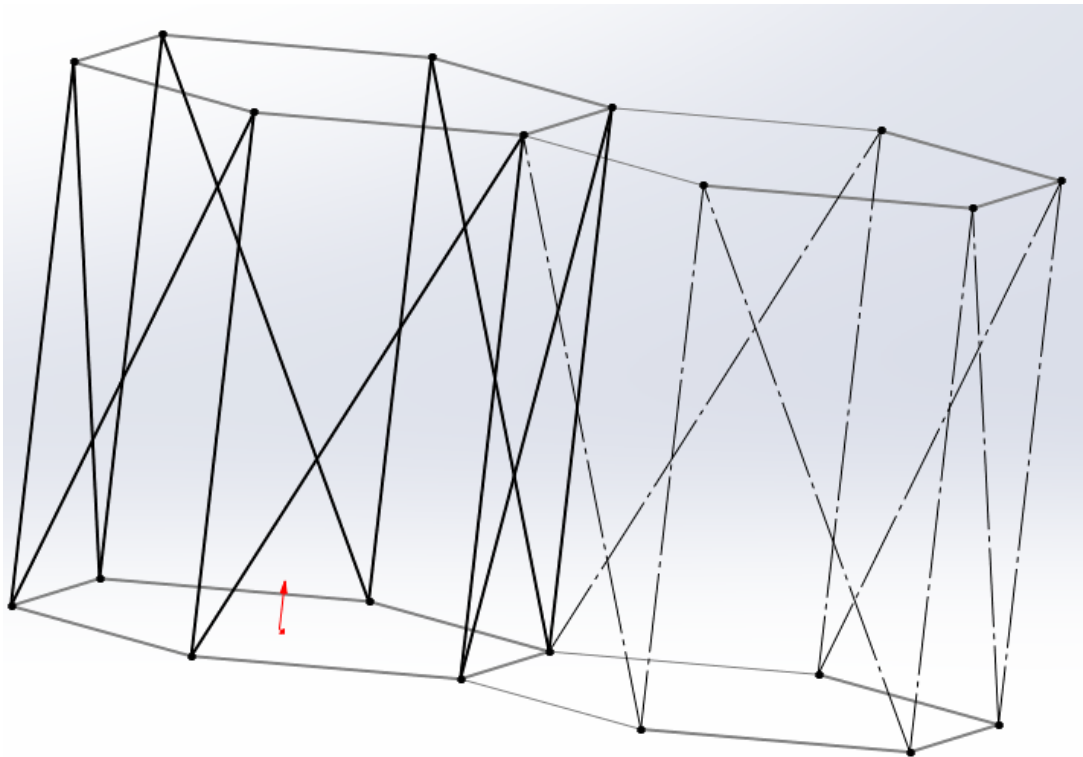
3.3.2. Posibles configuraciones

Al diseñar el eje surgieron tres posibles configuraciones para la estructura de este debido a que la geometría presenta incongruencias al ser ubicada en un patrón repetitivo (una al lado de otra), estas configuraciones se las denominará versión A, versión B y versión C.

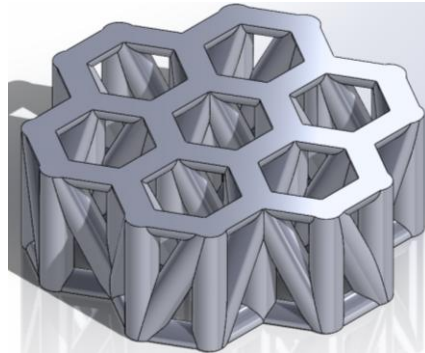
3.3.2.1. Versión A. La versión A consiste en la repetición de la estructura invirtiendo una de cada dos celdas, de modo que las caras que la conectan sean compatibles como se muestra en las figuras 24 y 25.

Figura 24.

Vista de la unión entre dos módulos en la versión A.

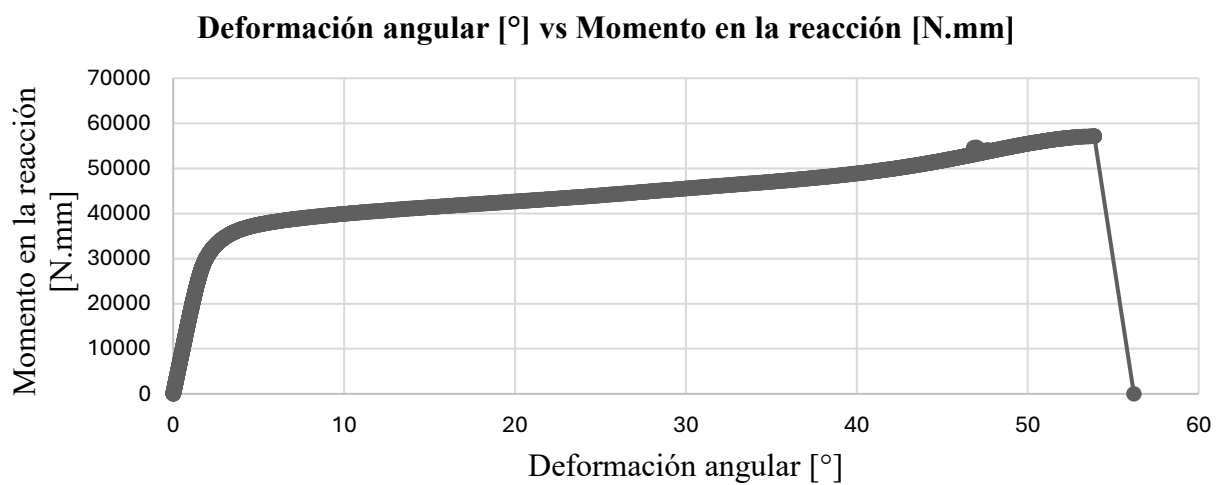


Nota. Captura de pantalla del croquis 3D en el que se aprecia la configuración A de la unión para las estructuras sándwich hexagonal.

Figura 25.*Versión A.*

Nota. Captura de pantalla de 7 estructuras tipo sándwich hexagonal unidas según la versión A conformando un nivel del eje.

Esta configuración fue sometida a una simulación de 1000 pasos con incrementos de 65 [N.mm] de 0 a 65000 [N.mm] que arrojó los siguientes resultados.

Gráfica 15.*Versión A. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]*

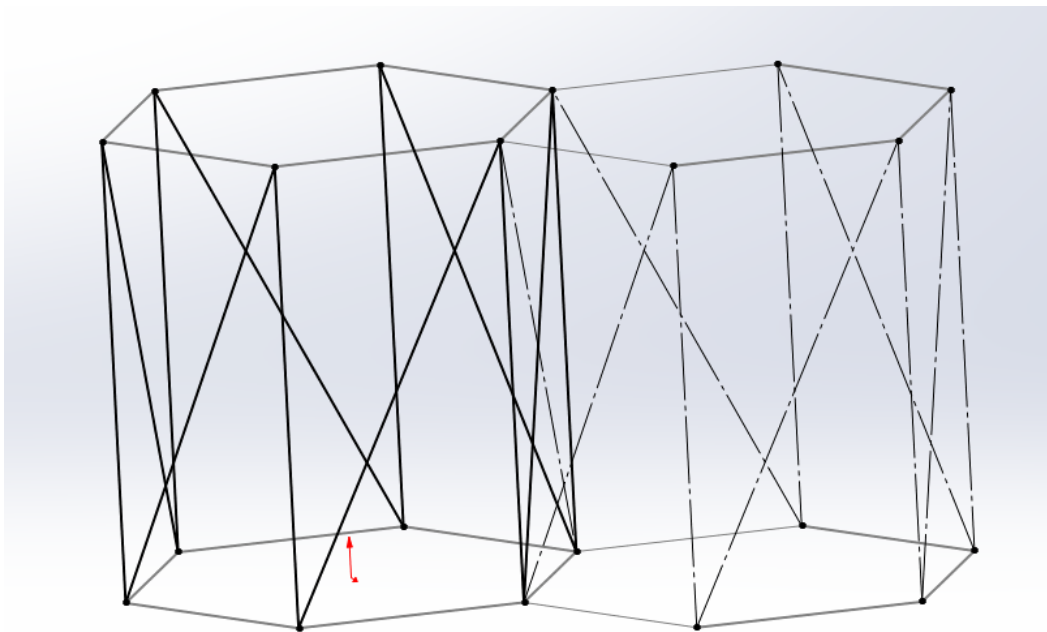
Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la versión A.

Antes de que fallara la estructura transmitió 57155 [N.mm] con una deformación angular de 56.21 [°].

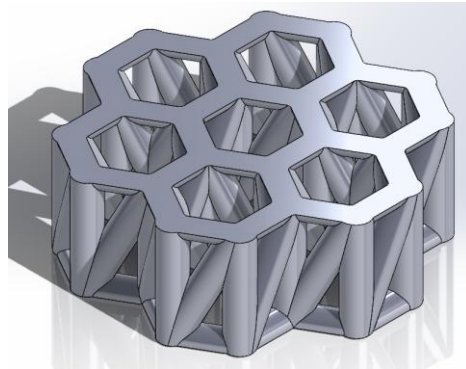
3.3.2.2. Versión B. La versión B se basa en la repetición de la estructura conservando la orientación original en todas las celdas como se muestra en las figuras 26 y 27.

Figura 26.

Vista de la unión entre dos módulos en la versión B.

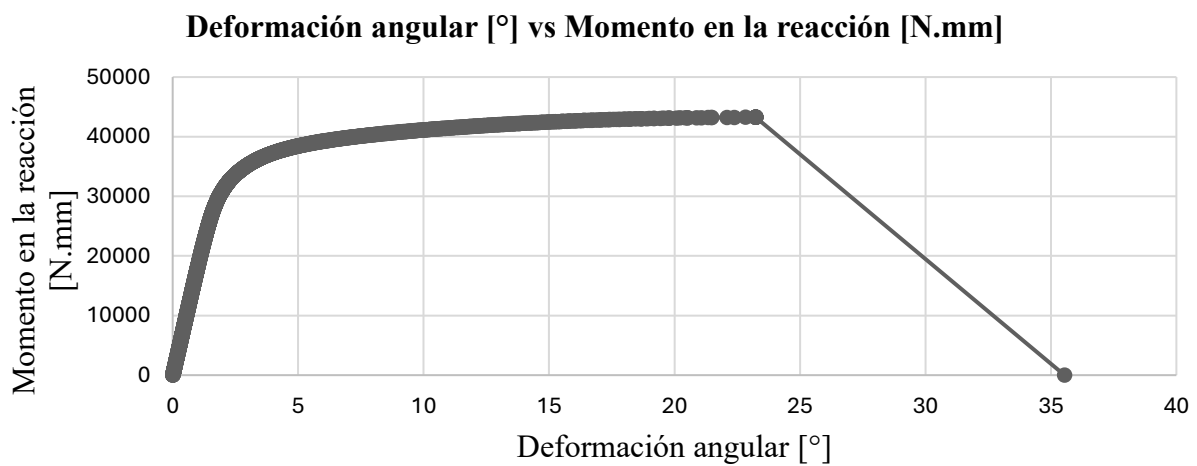


Nota. Captura de pantalla del croquis 3D en el que se aprecia la configuración B de la unión para las estructuras sándwich hexagonal.

Figura 27.*Versión B.*

Nota. Captura de pantalla de 7 estructuras tipo sándwich hexagonal unidas según la versión B conformando un nivel del eje.

En una simulación de 1000 pasos de 0 a 50000 [N.mm] se obtuvieron los siguientes resultados

Gráfica 16.*Versión B. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]*

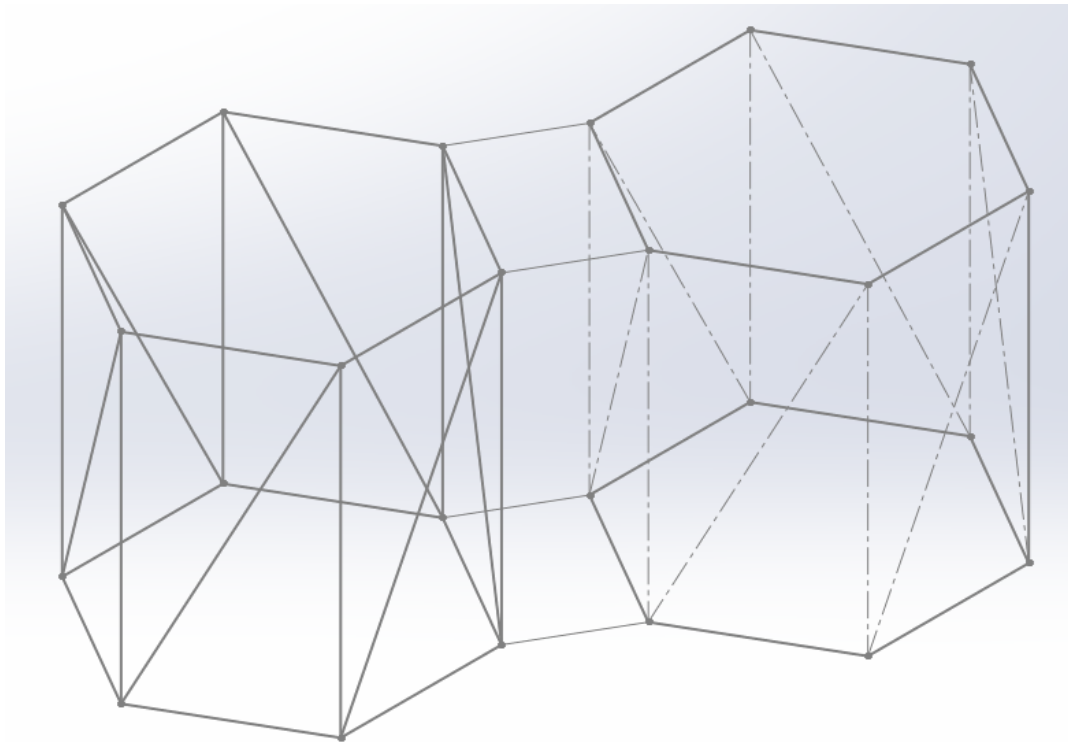
Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la versión B.

La estructura soportó previo a su rotura 43268 [N.mm] con una deformación angular de 35.54 [°].

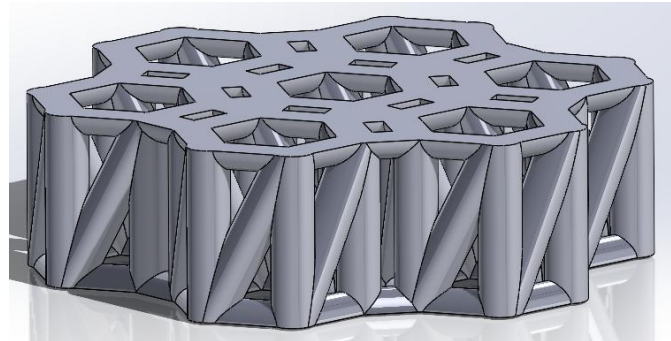
3.3.2.3. Versión C. Para la versión C (figuras 28 y 29) se decidió dar un espacio de 2 [mm] entre las celdas con uniones entre la presente y la adyacente en cuatro puntos, dos arriba y dos abajo como fue planteado en el documento “Novel metamaterials with thermal-torsion and tensile-torsion coupling effects” por Li-Rong Long.

Figura 28.

Vista de la unión entre dos módulos en la versión C.

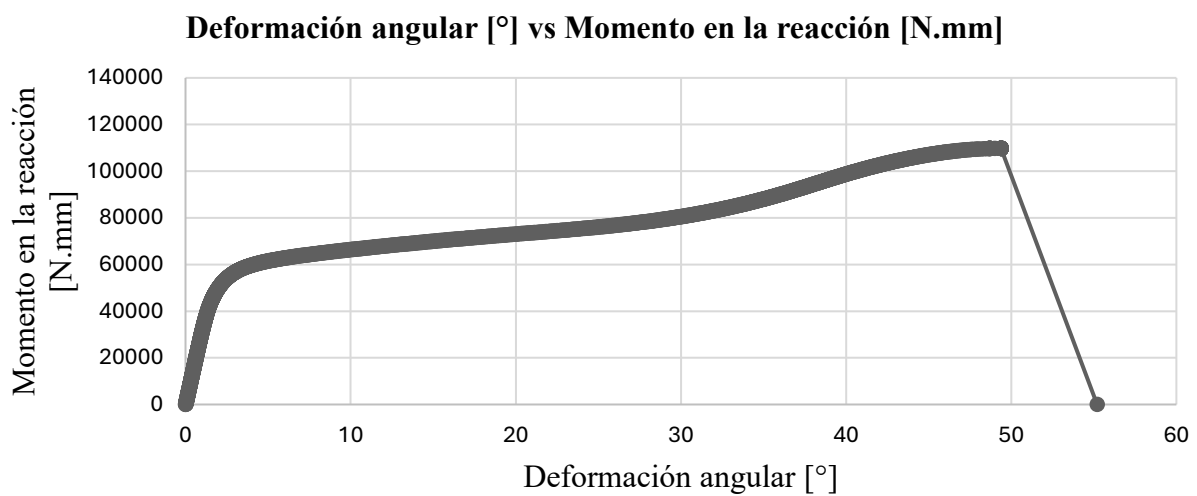


Nota. Captura de pantalla del croquis 3D en el que se aprecia la configuración C para la unión de estructuras sándwich hexagonal.

Figura 29.*Versión C.*

Nota. Captura de pantalla de 7 estructuras tipo sándwich hexagonal unidas según la versión C conformando un nivel del eje.

En una simulación de 1000 pasos con incrementos de 200 [N.mm] de 0 [N.mm] hasta 200000 [N.mm] se obtuvo la siguiente gráfica

Gráfica 17.*Versión C. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]*

Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la versión C.

La simulación falló con un momento máximo transmitido de 109730 [N.mm], y una deformación angular de 55.2 [°].

En la tabla 5 se muestran datos relevantes sobre las 3 versiones.

Tabla 5.

Datos relevantes sobre las versiones A, B, C.

Estructura	Momento transmitido [N.mm]	Deformación angular [°]	Material necesario [g]	Tiempo de impresión [min]	Modal
Versión A	57155	56.21	3	31	9288.5
Versión B	43268	35.34	3	31	9217.4
Versión C	109730	55.2	5	51	5988.9

Nota. Tabla compilatoria de los datos simulados de máximo momento transmitido [N.mm], máxima deformación angular [°], material necesario para la impresión [g], tiempo de impresión [min], modal [Hz] de las versiones A, B, y C para la unión entre estructuras tipo sándwich hexagonal.

La versión B es la estructura más débil con un colapso temprano en relación a las otras dos, seguida de la versión A quien tiene una cierta capacidad de deformación antes de colapsar sin embargo su capacidad para transmitir torsión bastante inferior a la lograda por la versión C. Por tanto, se seleccionó la versión C por su capacidad de carga elevada (para ver el plano de la versión C de la unión entre estructuras hexagonales referirse al apéndice 26).

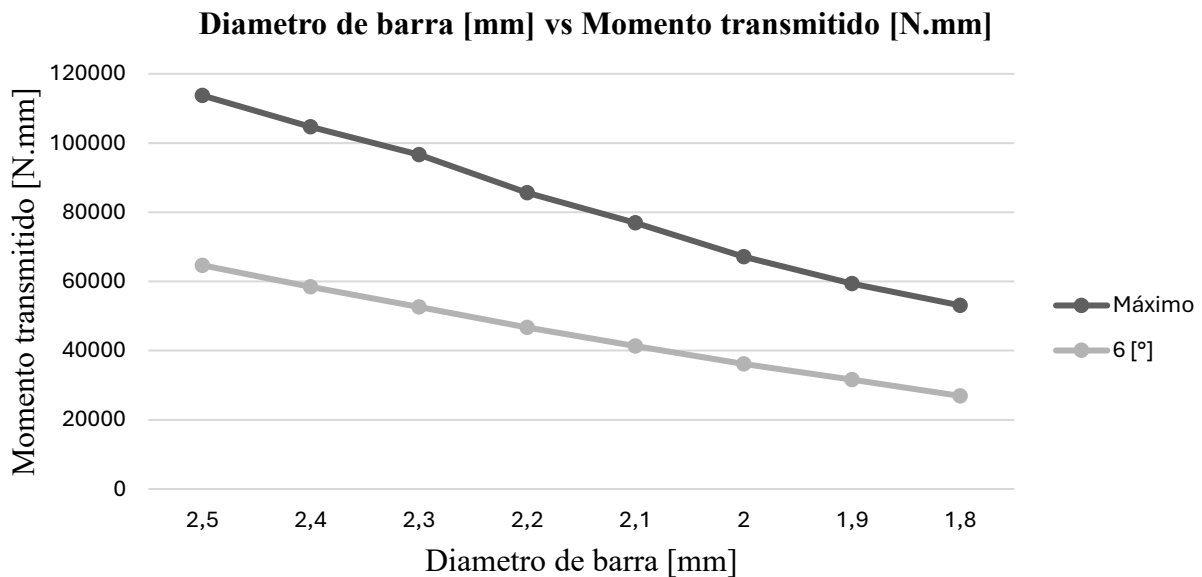
3.3.2.4. Análisis de la capacidad de transmisión de potencia de la versión C en función del diámetro de las barras. Dado que la versión C fue seleccionada como la configuración óptima para el diseño del eje, resulta de interés evaluar cómo varía su

capacidad de transmisión de momento torsional en función al diámetro de las barras que conforman la estructura hexagonal. Este análisis permite comprender la sensibilidad del diseño ante variaciones geométricas y establece un criterio para escalar o ajustar el eje según los requerimientos de torque de una aplicación específica, sin necesidad de rediseñar la topología de la celda unitaria.

Para ello se propone realizar simulaciones en ANSYS Workbench variando el diámetro de las barras en un rango representativo, manteniendo constantes la longitud total del eje, el diámetro exterior, el número de celdas por nivel y la configuración de unión tipo C. En la siguiente gráfica se presentan los datos de máximo momento transmitido en función del diámetro de las barras.

Gráfica 18

Diámetro de barra [mm] vs momento en la reacción [N.mm]



Nota. Momento máximo en la reacción y a 6 [°] de deformación obtenido de la versión C con variaciones de diámetro de 1.8 a 2.5 [mm]

Los resultados obtenidos muestran que existe una relación directa entre el diámetro de las barras y la capacidad de transmisión de momento torsional de la estructura, lo cual es coherente con el incremento en la sección transversal resistente de cada elemento. Este comportamiento confirma que la estructura tipo sándwich hexagonal no solo es sensible a la geometría empleada para su replicación, sino también sus parámetros geométricos internos, lo que abre la posibilidad de ajustar el desempeño del eje mediante variaciones dimensionales sin alterar la arquitectura general de la versión C de la unión.

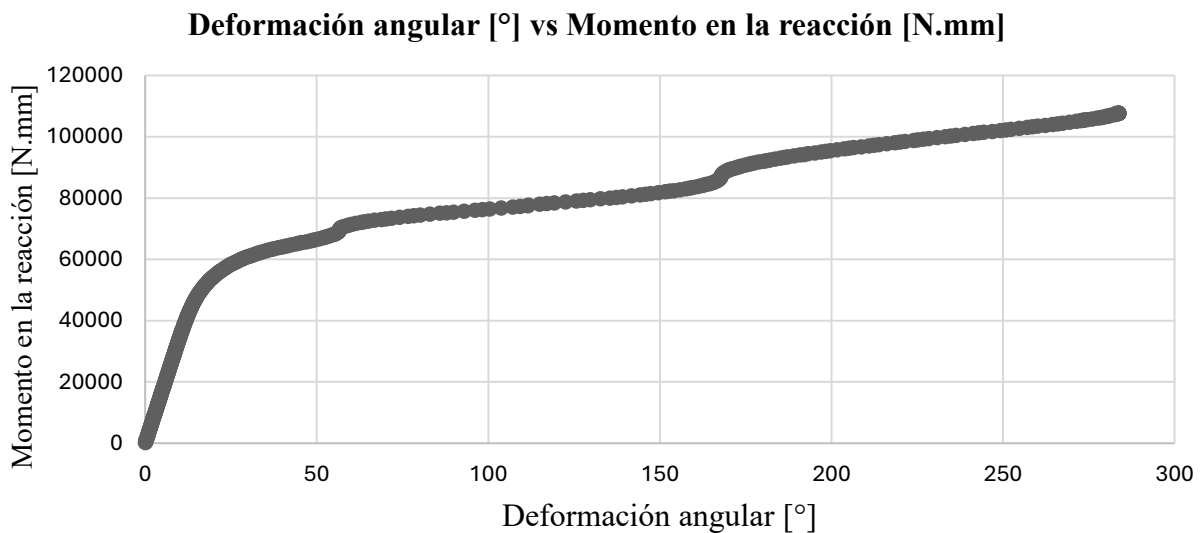
3.3.3. Modelado del eje

En esta sección se muestran los resultados de las simulaciones del eje diseñado que se compararán con los resultados reales.

Simulación de 1000 pasos con 1000000 [N.mm], malla 7.8[mm].

Gráfica 19.

Eje en PLA. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] proveída por la simulación del eje diseñado al ser fabricado en PLA.

Según la simulación de eje fabricado en PLA resiste una deformación máxima de 282.97 [°] transmitiendo un momento máximo de 107610 [N.mm]. La respuesta en la gráfica se muestra estable sugiriendo una capacidad para distribuir tensiones y acomodar la carga sin un incremento brusco del momento. Al estar basado en la versión C tiene un momento máximo comparable con la diferencia de que al ser el eje una estructura alargada disipa mejor la energía y retrasa el colapso permitiendo una mayor deformación angular previo a la rotura.

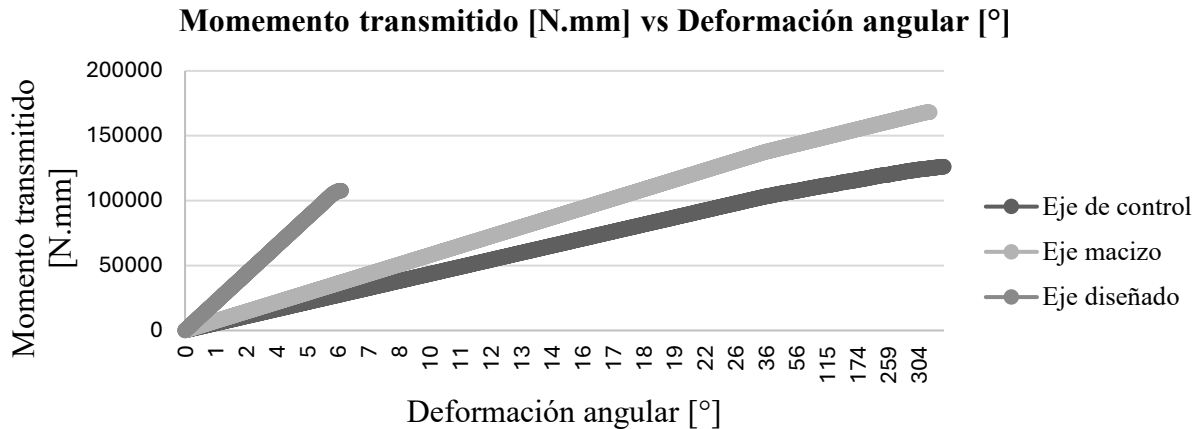
3.3.4. Comparativa respecto a un eje macizo

Con el propósito de contextualizar el desempeño del eje diseñado y establecer una referencia cuantitativa del beneficio que introduce la geometría metamaterial, se definieron dos ejes de referencia adicionales, cuyos datos de simulación servirán como puntos de comparación con la simulación del eje previamente presentada. Estos ejes serán denominados como “eje macizo” que se compone de tres cilindros, una sección principal de 140 [mm] de largo y 40 [mm] de diámetro y dos cilindros que hacen de acoples de 8.5 [mm] de largo y 25 [mm] de diámetro, teniendo las mismas dimensiones exteriores que el eje diseñado salvo por la reducción de material en la estructura celular, y “eje de control” que es una barra de 156 [mm] de largo y 25 [mm] de diámetro. En la siguiente gráfica se puede observar una comparación de comportamiento de los 3 ejes simulados en PLA.

Gráfica 20

Eje diseñado, eje de control, y eje macizo. Deformación angular [°] vs Momento transmitido

[N.mm]



Nota. Comparativa de comportamiento entre el eje diseñado contra el eje de control y el eje macizo.

El eje macizo y el de control presentan mayor rigidez absoluta, mientras que el eje diseñado muestra mayor deformación angular, pero con reducción de masa. El eje diseñado tiene aproximadamente 42% menos volumen y masa que el eje macizo, manteniendo una reducción del 36% en momento máximo respecto al macizo. Comparado con el eje de control, el diseñado aumenta volumen y masa 37%, pero reduce el momento máximo 15% (ver apéndice 24).

3.4. Fabricación

Concretado el proceso de selección de la estructura, el tipo de unión entre estructuras y el diseño del eje procede a fabricar el eje mediante modelado por deposición fundida.

3.4.1. Problemas asociados al FDM

Durante la fase del desarrollo del proyecto se planteó inicialmente utilizar el proceso de modelado por deposición fundida (FDM) utilizando PLA. Con el fin de analizar la viabilidad que tenía el método para la construcción del prototipo. Durante dicha fase se analizaron diferentes formas de orientación para la fabricación del eje para poder determinar cuál era la mejor opción.

Primeramente, se optó por una orientación vertical (ver apéndice 4) dicha orientación presento una debilidad estructural debido a la naturaleza del proceso FDM, en el cual el material se deposita capa por capa generando planos de unión entre capas. Esta característica hace que la pieza sea más débil ante esfuerzos cortantes, por lo que la pieza puede fallar con mayor facilidad cuando se somete a esfuerzos de torsión. Por lo cual, dicha orientación no resulto adecuada para la fabricación debido a la alta probabilidad de una falla prematura.

Posteriormente se evaluó la fabricación del eje de forma horizontal (ver apéndice 5). Sin embargo, en dicha orientación la impresora generaba demasiados soportes durante el proceso de impresión, gracias a la forma de la estructura celular dichos soportes se adentraban en la pieza, comprometiendo la estructura en el postprocesado al removerlos, por lo cual fue viable dicha orientación.

A partir de estas observaciones se determinó que el proceso FMD no era el método más adecuado para la fabricación del eje, aunado a esto se identificó otra posible problemática con el método de fabricación seleccionado. Pues si bien el PLA es un material resistente a la tensión y la estructura está diseñada para aprovechar esa propiedad, el modelado por deposición fundida tiene una falla crítica.

Puesto que, se tiene la hipótesis que primero se rompe la unión entre dos capas que el material en sí, se va a hacer una comprobación experimental con la estructura sándwich hexagonal

escalada al triple de su tamaño, en el cual la estructura a la que a partir de ahora nos referiremos como “estructura triple” se dispone de dos discos a los que llamaremos discos de medición (ver apéndice 6) con agujeros cada 6 grados en circunferencias desfasadas un grado (para ver los planos del disco referirse al apéndice 27).

En el banco de pruebas, se le realizara una prueba de torsión buscando el punto de rotura de dicha estructura para corroborar si el valor se acerca a los valores teóricos. Esta estará acoplada al freno como se observa en la figura 30, se le aplicará fuerza utilizando una llave de arco y empleando un torquímetro GOYOJO (ver apéndice 19) se obtendrá el valor del torque. Adicionalmente, la deformación angular se medirá mediante un puntero láser alineado con ambos discos.

Figura 30.

Montaje de pruebas de la estructura triple.



Nota. Montaje de pruebas con la estructura triple montada en el lado del freno, un laser alineado con las ranuras en los discos, y una llave de arco acoplada a un torquímetro Goyojo, acoplado a una copa.

Previo a la rotura se observó un fenómeno de deslizamiento de la pieza en las mordazas del banco debido a rodadura por falta de fuerza en el apriete agravado por la deformación de la pieza, ya que las probetas tendían a deformarse y deslizarse se cambió el banco de prueba por una mordaza de torno para garantizar la sujeción (figura 31).

Figura 31.

Estructura triple en la mordaza del torno.



Nota. Montaje de la estructura hexagonal triple con los discos de medición en la mordaza del torno.

De las 6 probetas, 5 fallaron por una fractura dúctil paralela al eje de la estructura, y en la cara opuesta una fractura frágil perpendicular al eje de la figura paralela a las capas de impresión de la pieza (figura 32), lo que sugiere que el material pasa por una deformación elástica mínima antes de romperse en la unión entre capas (delaminación). Pese a haber deformación plástica en las grietas paralelas al eje se perciben al tacto las capas pese a ser impreso con la altura de capa de

0,1 [mm] que es lo mínimo permitido por la impresora. La pieza restante (apéndice 7) también tuvo una fractura que parece haber empezado con una deformación plástica seguida de una grieta en ángulo, y en la cara opuesta se presentó una grieta paralela a la unión entre capas reforzando las observaciones anteriores (para ver imágenes de cada estructura por separado referirse a los apéndices 7 al 18).

Figura 32.

Probetas 1 a 6 post fractura.



Nota. Foto de las 6 probetas posterior a su rotura, de derecha a izquierda son las probetas 3, 2, 4, 5, 6, y 1.

En las seis probetas hechas por FDM y probadas a torsión se ve un tipo de falla mixto. Primero aparece la separación entre capas (delaminación), y luego la fuerza de corte por torsión define cómo se orientan las grietas. Muchas veces la grieta avanza por las capas en dirección Z, y se observa salida de filamento y superficies como en capas. En zonas críticas o con cambios de forma, la falla pasa a ser más frágil y localizada, con superficies más planas.

Las diferencias entre muestras son más de cantidad y de dónde ocurre la falla. Algunas probetas tienen principalmente delaminación y casi no se deforman antes de romperse. Otras

muestran más ruptura frágil en las uniones. También hay un par de muestras con más porosidad y salida de filamento, probablemente por diferencias en cómo se unieron las capas al imprimir.

En general, lo que se observa indica que la debilidad en la dirección Z del proceso FDM, qué tan bien se pegan los filamentos entre capas y la forma local de la estructura hexagonal influyen en cómo ocurre la falla cuando se aplica torsión.

Los resultados que obtenidos tanto de las piezas rodadas en el banco de prueba como las piezas rotas en la mordaza del torno fueron compilados en la tabla 6.

Tabla 6.

Resultados de las pruebas en el banco de pruebas y el torno.

Probeta	Banco de pruebas		Mordaza de torno		Momento de rotura [N.m] / Ángulo de rotura [°]
	Momento [N.m]	Ángulo [°]	Momento [N.m]	Ángulo [°]	
1	25.3	4	63.8	9	7.08
2	25.3	4	58.3	8	7.28
3	8.2	3	61.2	20	3.06
4	10.2	3	55.6	15	3.07
5	34.6	5	59.38	7	8.48
6	20.76	4	58	10	5.8

Nota. Compilación de los datos obtenidos al aplicar momento con la llave de arco a las probetas en el banco de pruebas y la mordaza del torno.

Las probetas hexagonales triples se rompieron en promedio a 59,38 [N.m] con una deformación angular de 11,5 [°]. La razón entre momento y ángulo se puede interpretar como una medida de la rigidez rotacional efectiva de la pieza teniendo un valor promedio de 5,79°, valores altos indican que se requiere más torque para producir deformación angular.

En la tabla 7 se da un valor cuantitativo del 1 al 6 al análisis cualitativo que se hizo de las probetas después de su rotura siendo 1 el máximo y 6 el mínimo.

Tabla 7.*Caracterización cuantitativa de las probetas después de la falla.*

Probeta	Momento soportado [N.mm]	Ángulo soportado [°]	Momento de rotura [N.mm] / Ángulo de rotura [°]	Capacidad para unirse nuevamente
1	1	4	2	4
2	4	5	3	6
3	2	1	6	3
4	6	2	5	5
5	3	6	1	2
6	5	3	4	1

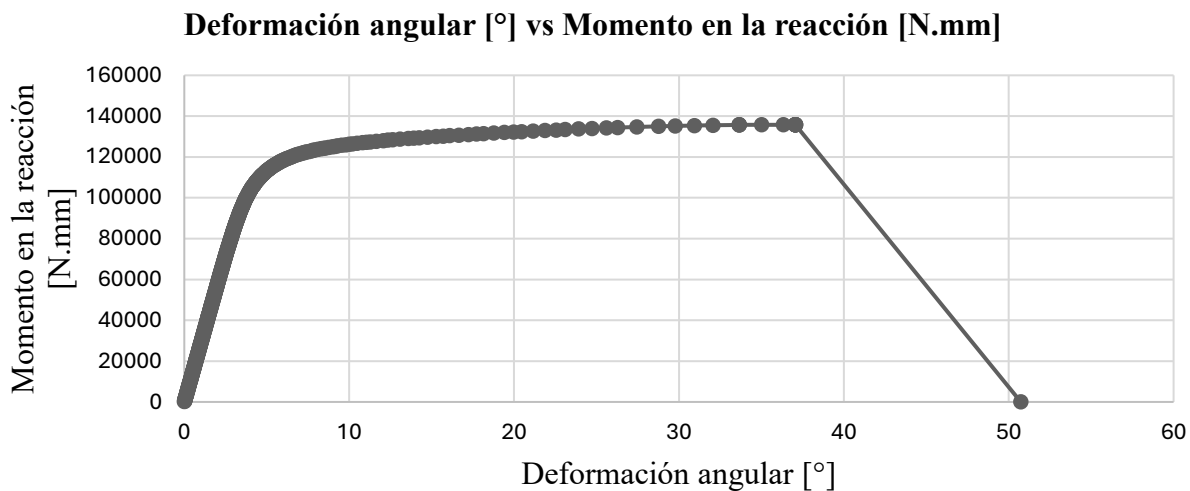
Nota. Tabla de caracterización de las probetas después de la falla puntuándolas con valores asignados del 1 al 6 en comparación con las demás.

Hay una discrepancia entre los resultados vistos y los resultados esperados previo al planteamiento de la hipótesis, si la deformación visual reflejara directamente la rigidez, las más deformadas deberían tener razones bajas, sin embargo, por ejemplo, la probeta 5 fue la segunda más deformada visualmente, pero su razón es la mayor, lo que la sitúa entre las más rígidas según la métrica cuantitativa. Esto se puede deber a errores en la medida, la presencia de distintos modos de falla en las diferentes probetas de modo que algunas fallaran por delaminación intercapa y otras por deformación plástica, otra posible causa son defectos locales como poros o falta de fusión entre capas causadas por variabilidades en la impresión.

Con el propósito de comparar los resultados experimentales con los arrojados por una simulación a continuación se presentan los resultados obtenidos de una simulación de 1000 pasos de la estructura triple con una malla de 2.4 [mm], y un aumento en el momento aplicado de 1000 [N.mm].

Gráfica 21.

Estructura triple. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] para la estructura hexagonal triple.

En la simulación la estructura resistió previo a su rotura una deformación angular de 50.73 [°], y un momento de 135750 [N.mm], esto indica que la simulación sobreestima la capacidad de carga de la estructura en más del doble en parte por no tomar en cuenta la delaminación característica de las piezas impresas por FDM, las grietas paralelas a las capas muestran que la unión entre capas es el factor crítico que limita la capacidad de carga previo a la fractura, resultando en que las probetas reales son más rígidas por grado de deformación pero se rompen a ángulos mucho menores (ángulos 3 veces menores y torques de la mitad de magnitud), en otras palabras son más duras pero más frágiles.

Por esta razón, se optó por emplear el proceso de estereolitografía. La estereolitografía es una técnica de impresión basada en la fotopolimerización de una resina líquida sensible a la luz ultravioleta (UV). Un láser traza selectivamente cada capa sobre la superficie de la resina,

solidificándola (Reveles-Arredondo et al., 2025), permitiendo así obtener piezas con mayor precisión geométrica y mejores propiedades mecánicas en comparación con la deposición de filamento.

3.4.2. *Fabricación mediante SLA*

Para la fabricación del eje mediante SLA se seleccionó la resina Rigid 100 de la marca Anycubic, la cual fue simulada con los parámetros listados en la tabla 8.

Tabla 8.

Parámetros de Resina rigid 100.

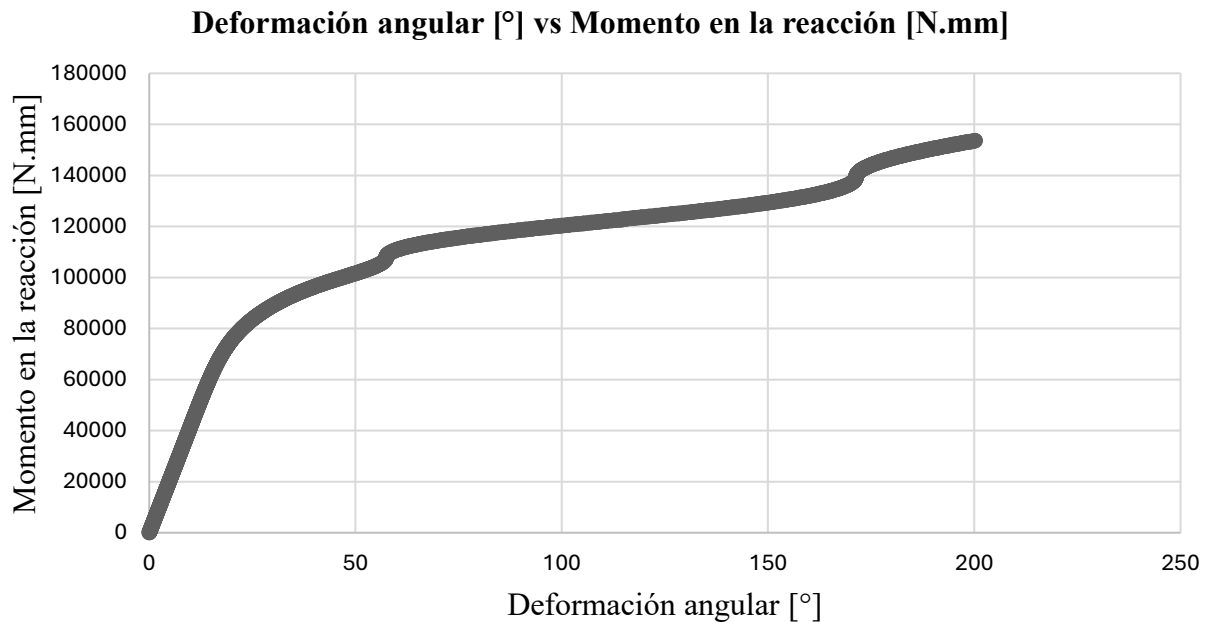
Parámetro	Valor
Density	1.14 [g/cm ³]
Isotropic elasticity	
Derive from	Young's modulus & Poisson's ratio
Young 's modulus	3100 [MPa]
Poisson's ratio	0.37
Bulk modulus	3.9744x10 ⁹ [Pa]
Shear modulus	1.1314x10 ⁹ [Pa]
Bilinear isotropic Hardening	
Active table	Plastic
Yield Strength	70 [MPa]
Tangent modulus	60 M[Pa]
Tensile yield strength	70 [MPa]
Compressive yield strength	100 [MPa]
Tensile ultimate strength	80 [MPa]

Nota. Tabla de las propiedades de la resina Rigid complementada con la información tomada de la ficha de datos de Anycubic (Anycubic, s/f-b).

Se procedió a simular el eje con la resina Rigid 100 para comparar los resultados de la simulación con los experimentales. Para una simulación de 600 pasos de 0 [N.mm] a 180000[N.mm] se obtuvieron los siguientes resultados.

Gráfica 22.

Eje en resina rigid 100. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] proveída por la simulación del eje diseñado al ser fabricado en resina Rigid 100.

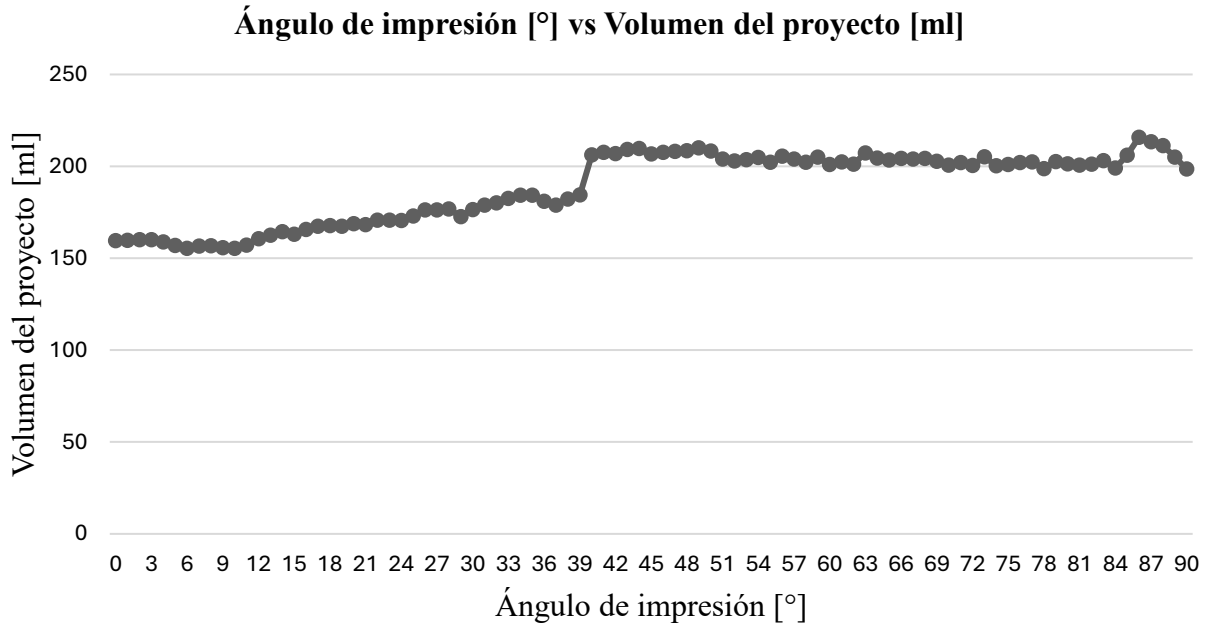
El eje al ser simulado con la resina Rigid 100 como su material de fabricación se rompe al lograr una deformación angular de 261.33 [°] y transmitir un momento de 169010 [N.mm].

3.4.3. *Angulo de impresión del eje*

Al momento de imprimir el eje el ángulo en que este se imprime tiene un impacto directo en la cantidad de material gastado pues de este depende la cantidad de material que va a los soportes como se muestra en la siguiente gráfica.

Gráfica 23.

Ángulo de impresión [°] vs volumen del proyecto [ml]



Nota. Gráfica del volumen de impresión del proyecto en mililitros en función del ángulo en grados al que está inclinado la pieza con respecto a la horizontal.

El volumen de la pieza es constante, de 137.955 [ml], de esto podemos saber que la variación del volumen de impresión se debe a los soportes. Si se imprime a 10 [°] se gastan 155.46 [ml] de resina de los cuales 17.51 [ml] corresponden a los soportes, siendo este el ángulo más óptimo en términos de material para imprimir la pieza.

Debido a un recorte que se tuvo que hacer en la parte de los acoples del eje una reducción de 15 [mm] a cada lado, el volumen de la pieza y por tanto del proyecto se redujo a 121.176 [ml] y 139.06 [ml] respectivamente cuando se imprime a 10 [°] gastando 17.354 [ml] en los soportes (para ver el plano del eje impreso dirigirse al apéndice 28). Sin embargo, debido a una falta de disponibilidad de material solo se pudo imprimir dos probetas con la resina Rigid 100.

El material con el que se van a fabricar las 6 probetas es la resina de anycubic ABS-like Pro 2, los parámetros usados para la simulación del material están listados en la tabla 9.

Tabla 9.

Parámetros de Resina ABS-like pro 2

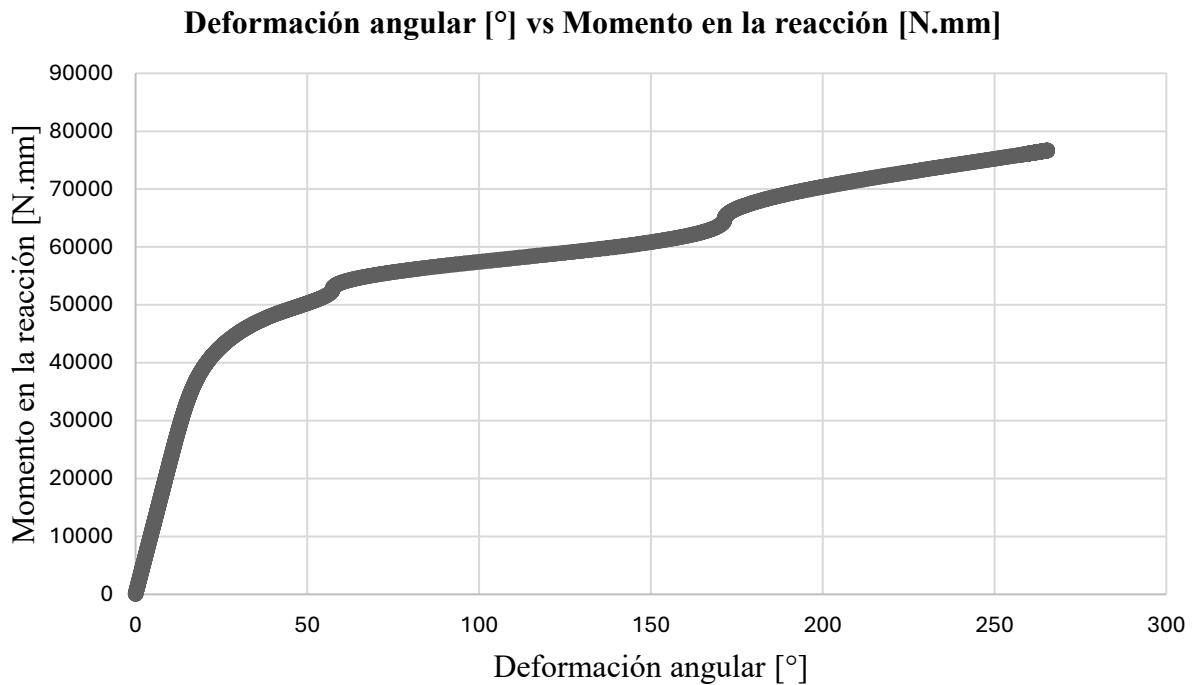
Parámetro	Valor
Density	1.15 [g/cm ³]
Isotropic elasticity	
Derive from	Young's modulus & Poisson's ratio
Young 's modulus	1700 [MPa]
Poisson's ratio	0.36
Bulk modulus	2.0238x10 ⁹ [Pa]
Shear modulus	6.25x10 ⁹ [Pa]
Bilinear isotropic Hardening	
Active table	Plastic
Yield Strength	35 [MPa]
Tangent modulus	18 [MPa]
Tensile yield strength	35 [MPa]
Compressive yield strength	70 [MPa]
Tensile ultimate strength	40 [MPa]

Nota. Tabla de las propiedades de la resina ABS-like pro 2 complementada con la información tomada de la ficha de datos de Anycubic (Anycubic, s/f-a).

Para determinar el comportamiento del eje ante momentos torsores este fue sometido en una simulación a un incremental de 166.66 [N.mm] que arrojó la siguiente gráfica.

Gráfica 24.

Eje en resina ABS-like Pro 2. Deformación angular [°] vs Momento en la reacción [N.mm]



Nota. Relación entre Deformación angular [°] y Momento en la reacción [N.mm] proveída por la simulación del eje diseñado al ser fabricado en la resina ABS-like Pro 2.

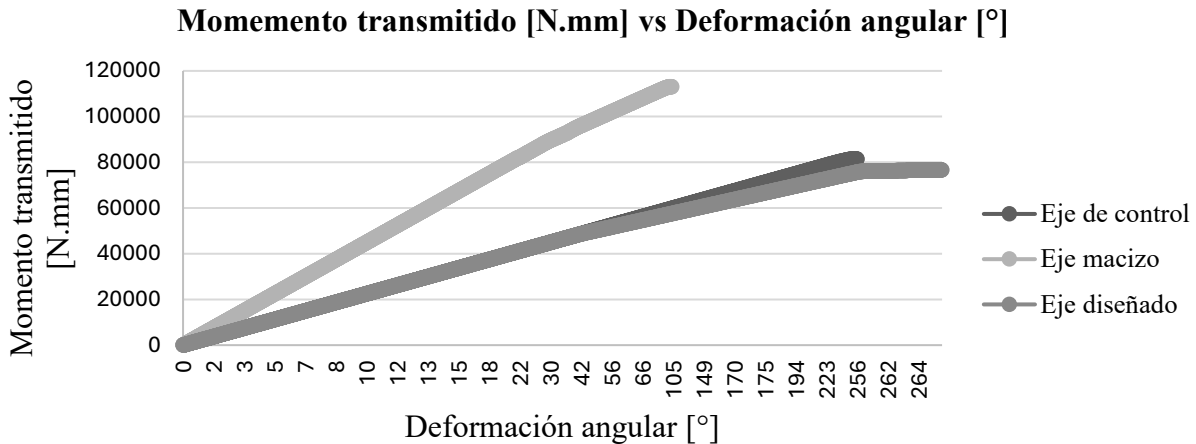
Al ser fabricado en resina ABS-like Pro 2 la simulación del eje falló después de transmitir 76661 [N.mm] con una deformación angular de 265.4 [°].

Nuevamente se hará una comparativa entre el eje diseñado y los anteriormente mencionados eje macizo y eje de control, esta vez simulados en la resina ABS-like pro 2. Dicha comparativa se puede apreciar en la siguiente gráfica.

Gráfica 25

Eje diseñado, eje macizo, y eje de control. Deformación angular [°] vs Momento transmitido

[N.mm]. Resina ABS-like pro 2.



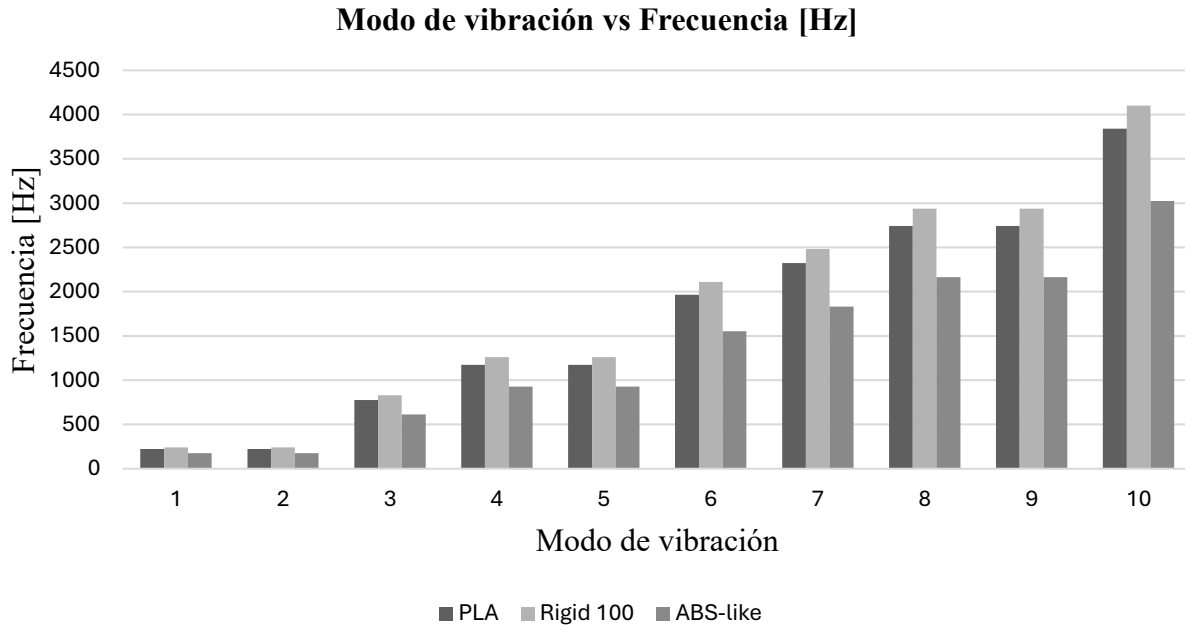
Nota. Gráfica que compara el momento transmitido en función de la deformación angular para el eje de control, el eje macizo y el eje diseñado simulados en la resina ABS-like pro 2.

Como se puede observar en la gráfica se mantiene un comportamiento relativamente similar, ya que el eje de macizo y el eje de control presentan mayor rigidez absoluta mientras el eje diseñado exhibe mayor deformación angular. Esta tendencia es consistente con la geometría de metamaterial, cuya capacidad para distribuir y disipar energía torsional se mantiene independientemente del material empleado. No obstante, la resina ABS-like Pro 2, al presentar un módulo de Young inferior al PLA y una mayor ductilidad, permite una deformación angular más pronunciada, lo cual puede resultar favorable en aplicaciones donde la absorción de energía sea prioritaria sobre la rigidez.

En la gráfica 26, se presentan los resultados de 3 simulaciones modales del eje diseñado con los 3 materiales seleccionados con una malla de 4 [mm].

Gráfica 26.

Resultados modales del eje con los 3 materiales



Nota. Frecuencias modales [Hz] obtenidas en simulaciones para los modos 1 a 10 del eje fabricado en PLA, rigid 100 y ABS-like pro 2.

En congruencia con sus propiedades la resina rigid 100 es la que tiene frecuencias más altas en todos los modos lo que indica que es un material con mayor rigidez dinámica ofreciendo más resistencia a la deformación teniendo la mayor capacidad elástica de los tres, y la resina ABS-like siempre muestra las frecuencias más bajas mostrando que es el material más flexible de las opciones con el menor módulo elástico.

3.4.4. Proceso de impresión

Para la fabricación del eje se empleará la resina ABS-like pro 2, una resina fotopolimérica diseñada para aplicaciones simular el comportamiento de materiales tipo ABS. Este material se caracteriza por presentar una buena capacidad para soportar cargas mecánicas que diferencia de

resinas más rígidas, esta presenta un alargamiento a la rotura entre 35 % y 40 %, lo que evidencia un comportamiento más dúctil, permitiendo absorber deformaciones sin fallar de manera frágil.

Además, el proceso SLA permite fabricar geometrías complejas con mayor calidad superficial y menor influencia de la orientación de impresión en el comportamiento estructural de la pieza.

Una vez decidido que método se implementaría para la impresión de los ejes se procede a la fabricación de estos haciendo uso de la impresora ANYCUBIC PHOTON M3 MAX ubicada en el laboratorio de vibraciones mecánicas de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander (ver apéndice 20).

En primer lugar, se subieron los archivos de los ejes en formato “.stl” al software Anycubic Photon Workshop donde se utilizaron en su mayoría parámetros estándar que vienen por defecto, sin embargo, para aprovechar la mayor cantidad de resina el eje fue fabricado con un ángulo de 10 [°] con respecto a la horizontal, en total se fabricaron 6 ejes.

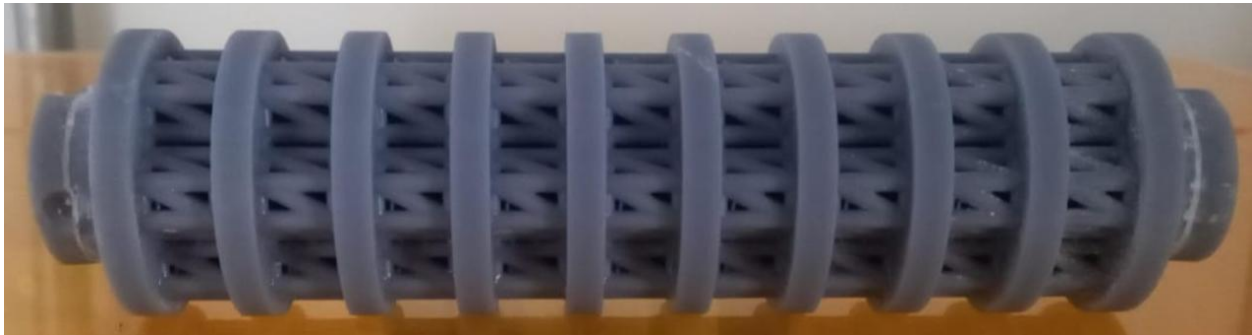
Una vez los ejes son impresos se procede a hacerles un proceso de curado, el cual consiste en exponerlas a luz ultravioleta (UV) para completar la polimerización del material, ya que al salir de la impresora la resina no ha alcanzado completamente sus propiedades mecánicas. Este tratamiento permite mejorar la resistencia, rigidez, dureza y estabilidad dimensional de la pieza, además de eliminar la pegajosidad superficial.

Para este proceso se hizo uso de la WASH & CURE MAX (apéndice 21) la cual se encuentra en el laboratorio de vibraciones mecánicas de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander. Este proceso dura 6 minutos. Una vez realizado se le aplica alcohol isopropílico 99% generalmente con un pulverizador, con el objetivo de eliminar residuos de resina no polimerizada que pueden quedar adheridos a la superficie.

El eje resultó ser ligeramente más corto de lo requerido por lo que se imprimieron piezas cilíndricas de 25 [mm] de diámetro y 5 [mm] de largo, que fueron unidas con el adhesivo epóxico de alta resistencia marca SinteSolda como se aprecia en la figura 33.

Figura 33.

Eje impreso.



Nota. Eje diseñado, fabricado en resina mediante SLA.

Para calcular el torque se utilizó un método indirecto, basado en la relación entre la corriente eléctrica consumida y el esfuerzo mecánico generado. Esto permite evaluar la respuesta del eje al aplicar un par de frenado externo mientras el sistema opera en condiciones estables.

Este procedimiento permite observar cómo el motor pasa de funcionar en vacío a operar bajo una carga alta, utilizando un motor de inducción Pedrollo PKm 60 de 0.5 [HP] y 0.37 [kW] y sus parámetros indicados en la placa del motor (apéndice 23).

El motor, con una velocidad nominal de 3450 [rpm] y una corriente de 3.8 [A], funcionará como el elemento que convierte la energía en el sistema. Cuando el freno de bicicleta genere resistencia al giro, esto provocará un aumento medible en la corriente eléctrica.

3.4.5. Cálculo de parámetros teóricos

Primeramente, se hace la transformación de la velocidad nominal de rotación a el sistema internacional (radianes por segundo), ya que este valor permite relacionar la potencia con el torque. A partir de la velocidad nominal de 3450 [rpm], se calcula la velocidad angular nominal.

$$\omega_n = \frac{2\pi n}{60} \quad \text{Ec. 19}$$

$$\omega_n = \frac{2\pi * 3450}{60} = 361,28 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

A partir de este valor podemos calcular el torque nominal por medio de la siguiente ecuación:

$$T_n = \frac{POT}{\omega_n} \quad \text{Ec. 20}$$

$$T_n = \frac{370 [W]}{361,28 \left[\frac{rad}{s} \right]} = 1,024 [N * m]$$

3.4.6. Calculo parámetros experimentales

Para la prueba de carga dinámica se definieron dos variables que deben medirse en tiempo real usando una pinza amperimétrica y el sistema de “splitter” de línea (apéndice 22). La primera es la corriente en vacío I_{VACIO} , que se mide cuando el motor gira libremente con el eje de resina acoplado, sin aplicar el freno, y representa las pérdidas mecánicas y eléctricas del sistema. La

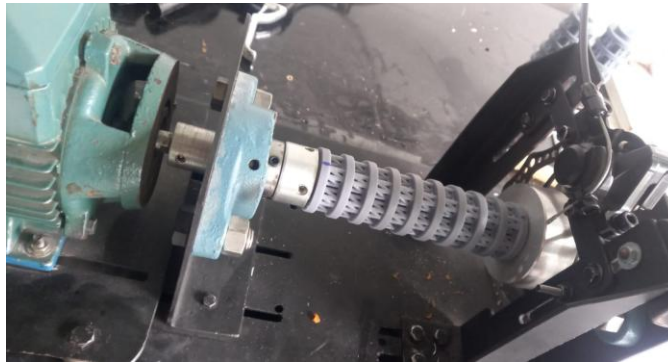
segunda es la corriente de ensayo I_{TEST} , que se mide cuando se aplica el freno, permitiendo observar el comportamiento del material o cuando se alcanza la velocidad objetivo del ensayo.

Primeramente, antes de tomar los datos oficiales, se realizó un precalentamiento de 5 minutos para estabilizar la temperatura de los rodamientos y sellos (figura 34). Esto es importante porque, al arrancar en frío, el lubricante ofrece más resistencia. A medida que el motor funciona y se calienta, el lubricante se vuelve menos espeso, lo que permite que el rotor gire con mayor facilidad.

Esto se hace primordialmente para que la I_{VACIO} se mantenga constante y no este variando a medida que se aplique el freno. Dicho precalentamiento se hizo cada vez que se retiraba y montaba un eje diferente.

Figura 34.

Montaje del eje y prueba de precalentamiento.



Nota. Eje fabricado en resina ABS-like pro 2, montado en el banco experimental, acoplado al motor Pedrollo y al freno.

Una vez terminado el precalentamiento se procede a realizar la toma de valores de corriente en cada uno de los ejes, haciendo 6 tomas de datos por eje. Los valores obtenidos se muestran en la tabla 10.

Tabla 10.*Valores de corriente recogidos experimentalmente.*

Eje	I_{VACIO} [A]	I_{TEST} [A]
1	3,2	9,1
	3,2	8,8
	3,2	8,6
	3,2	8,5
	3,2	8,3
	3,2	8,1
2	3,2	8,5
	3,2	8,1
	3,2	7,9
	3,2	7,8
	3,2	7,7
	3,2	7,6
3	3,3	7,8
	3,3	7,6
	3,3	7,5
	3,2	7,5
	3,2	7,5
	3,3	7,4
4	3,2	9,1
	3,2	8,8
	3,2	8,7
	3,2	8,5
	3,2	8,3
	3,2	8,1
5	3,4	8,6
	3,2	8,3
	3,2	8,3
	3,3	8,2
	3,2	8,1
	3,2	8
6	3,3	8,9
	3,2	8,7
	3,2	8,6
	3,2	8,5
	3,2	8,4
	3,2	8,3

Nota. Registro de mediciones de corriente en el vacío y al momento del freno en el motor del banco de pruebas.

Con los valores experimentales se calcula el valor del torque que el freno está imponiendo sobre el eje de resina. Para ello utilizaremos una ecuación de interpolación lineal. Esta fórmula descuenta la corriente de vacío de la corriente de prueba para aislar el esfuerzo útil, y lo escala respecto al rango de operación del motor definido por su corriente nominal.

Según (Stephen J. Chapman, 2012), la ecuación general para el par inducido se obtiene de esta forma:

$$Torque_{inducido} = \frac{3V_{TH}^2 * \frac{R_2}{s}}{\omega_{SYNC} [(R_{TH} + \frac{R_2}{s})^2 + (X_{TH} + X_2)^2]} \quad \text{Ec. 21}$$

Donde “s” es el deslizamiento (*slip*), que representa la diferencia entre la velocidad sincrónica y la velocidad real del eje.

Como indica (Stephen J. Chapman, 2012), en el capítulo 6 sección 6.5 cuando el motor opera cerca de su velocidad nominal, el término $\frac{R_2}{s}$ se vuelve muy grande, dominando el denominador. En esta región, la ecuación se simplifica a una relación lineal:

$$Torque_{inducido} = \frac{3V_{TH}^2}{\omega_{SYNC} * R_2} \quad \text{Ec. 22}$$

Esto demuestra que, en la zona de trabajo del motor, el Torque es directamente proporcional al Deslizamiento. De igual forma, la corriente I_2 del rotor en esta zona lineal se comporta de manera proporcional al deslizamiento. Debido a que la corriente I_{TEST} es el reflejo de esta corriente de carga más una corriente base $I_{vacío}$, podemos establecer que:

$$I_{carga} = I_{test} - I_{vacío} \quad \text{Ec. 23}$$

Dado que tanto el torque como la corriente de carga son proporcionales al mismo factor “s”, se concluye que el Torque es proporcional al incremento de Corriente:

$$Torque = k(I_{test} - I_{vacio}) \quad \text{Ec. 24}$$

Siendo k una constante de proporcionalidad. Para encontrar el valor de k, utilizamos los datos conocidos de la placa del motor. Cuando el torque es el nominal $T_{nominal}$, la corriente es la nominal $I_{nominal}$

$$T_{nominal} = k(I_{nominal} - I_{vacio}) \quad \text{Ec. 25}$$

$$k = \frac{T_{nominal}}{I_{nominal} - I_{vacio}} \quad \text{Ec. 26}$$

Sustituimos el valor de k en la ecuación 23 para obtener el par en cualquier punto del ensayo:

$$T_{actual} = \frac{T_{nominal}}{I_{nominal} - I_{vacio}} * (I_{test} - I_{vacio}) \quad \text{Ec. 27}$$

$$T_{actual} = T_{nominal} * \frac{I_{test} - I_{vacio}}{I_{nominal} - I_{vacio}} \quad \text{Ec. 28}$$

Ahora utilizando los valores nominales que tomamos de la placa del motor tenemos que:

$$T_{nominal} = 1,024 [N * m]$$

$$I_{nominal} = 3,8 [A]$$

Reemplazando los valores en la ecuación 28 tenemos que:

$$T_{actual} = 1,024 * \frac{I_{test,Promedio} - I_{vacio,Promedio}}{3,8 - I_{vacio,Promedio}} \quad \text{Ec. 29}$$

Con la formula del torque se procede a hallar el valor promedio de los datos de la corriente obtenida, y dichos valores los reemplazamos en la ecuación 29. Los resultados fueron listados en la tabla 11.

Tabla 11.

Valores de corriente promedio experimentales y torque de operación

Probetas	$I_{VACIO,Promedio}[A]$	$I_{TEST,Promedio}[A]$	$T_{Actual}[N * m]$
1	3,2	8,56	9,14
2	3,2	7,93	8,07
3	3,3	7,55	8,70
4	3,2	8,58	9,18
5	3,2	8,25	8,61
6	3,2	8,56	9,14

Nota. Promedio de los valores de corriente [A] y torque [N.m] obtenidos en el banco experimental.

Los resultados obtenidos muestran consistencia en las seis mediciones realizadas, ya que tanto los valores de corriente como de torque se mantuvieron en rangos muy cercanos entre sí, lo que confirma que el diseño de la estructura celular es confiable.

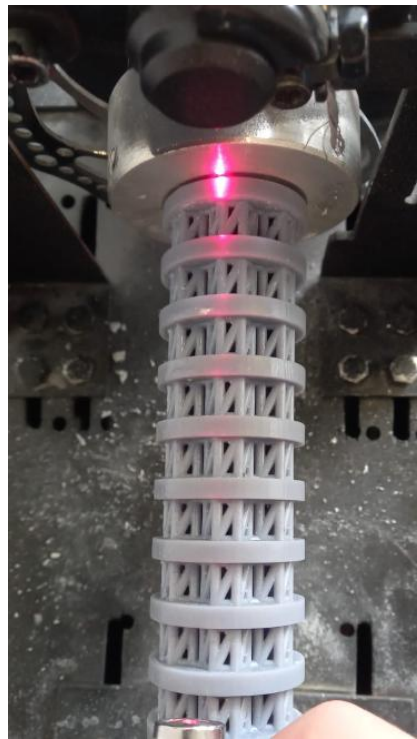
3.4.7. Medición de desplazamiento angular por alineamiento de discos con laser

Para medir el desplazamiento angular del eje se utilizó un puntero láser alineado con las barras de la estructura celular (figura 35). Primeramente, se colocó el puntero laser en el lado acople del motor como un punto de referencia fijo.

Se pone en marcha el motor y se aplica el freno de forma progresiva hasta detener completamente el eje. En ese momento, se realiza la medición. Aprovechando que el eje tiene una estructura repetitiva, se identifica la barra donde incide el haz de luz del láser al final del eje, esta barra se toma como el “punto de referencia” para la medición.

Figura 35.

Montaje para medición angular del eje.



Nota. Montaje para medición de deformación angular, conformado por eje, puntero laser y banco de pruebas

Ahora se realiza una pequeña marca en dicho punto de referencia y se compara la posición del punto de incidencia al inicio del eje con el punto de incidencia final del eje. Ya que al ser una estructura repetitiva permite ver el desfase angular entre los niveles de la estructura que es un reflejo de la deformación angular.

Una vez marcado el punto se mide el desplazamiento lineal. Este proceso se realizó para cada una de las probetas. Ya para convertir el desplazamiento lineal superficial en deformación angular, se aplica la relación geométrica:

$$\theta = \frac{s}{r} \quad \text{Ec. 30}$$

Siendo “s” el arco desplazado y “r” el radio exterior del plato circular.

Durante las pruebas, no se observó un desplazamiento angular visible en la estructura del eje. Esto indica que la geometría del metamaterial tiene una rigidez torsional en congruencia con lo mostrado en las simulaciones.

La falta de deformación visible sugiere que el eje trabajó dentro de un rango elástico muy pequeño, con cambios tan leves que no pudieron medirse con el equipo utilizado. Este resultado confirma que el diseño es efectivo, ya que logra soportar los esfuerzos sin deformarse apreciablemente, manteniendo su estabilidad y cumpliendo con el objetivo de transmitir torque de manera eficiente bajo condiciones de operación.

4. Conclusiones

Ante la falta de documentación abundante en relación con el estudio de estructuras celulares adaptadas para cargas torsionales se seleccionaron geometrías que según la bibliografía consultada presentan características relevantes frente a sollicitaciones torsionales. Entre las alternativas evaluadas la estructura 3D chiral metamaterial with hexagonal sándwich fue la escogida por exhibir las mejores propiedades en cuanto a rigidez torsional, resistencia al esfuerzo cortante, tenacidad para retrasar la iniciación de grietas, baja deformación plástica bajo carga y es de las más fáciles de fabricar entre las opciones tenidas en cuenta.

Los resultados experimentales obtenidos son representativos del sistema y permiten identificar tendencias generales en su respuesta. Sin embargo, debido al amplio margen de error asociado a los métodos de medición empleados, no es posible extraer conclusiones precisas sobre los parámetros estructurales.

Los resultados comparativos entre la simulación en ANSYS de la estructura hexagonal triple y los resultados experimentales muestran que dicha simulación sobreestima de manera significativa la capacidad de carga y capacidad de deformación angular de las probetas impresas modelado de deposición fundida (FDM), discrepancia que se explica por la naturaleza anisótropa y la debilidad interlaminar de las piezas producidas por este método. Las fracturas observadas, con delaminación y grietas paralelas a las capas, indican que la unión entre capas limita la resistencia y provoca un comportamiento más frágil pese a una rigidez rotacional inicial mayor en algunos ensayos.

El FDM no es compatible con la manufactura del eje con la estructura celular seleccionada, puesto que, sin importar en que ángulo se imprima hay una sección que se fractura por la debilidad en la unión entre capas.

El diseño del eje fabricado en resina mostró un buen desempeño al resistir esfuerzos de torsión, soportando y superando en gran medida el torque nominal sin evidenciar deformaciones visibles y presentando una deformación angular imperceptible.

El método de impresión SLA resultó más efectivo que el FDM para fabricar este tipo de piezas, ya que evita la debilidad entre capas. Además, permite obtener mayor detalle y superficies más lisas, lo que mejora la distribución de las cargas y reduce los concentradores de esfuerzos.

Se demuestra que usar metamateriales en ejes de transmisión es una alternativa innovadora frente a los diseños tradicionales. Además, no solo se valida una geometría específica, sino que también se propone una base para explorar y mejorar nuevas estructuras en futuros diseños.

5. Recomendaciones

Ante el hecho de que el eje tuvo problemas en el acople después de ser impreso y se hizo necesario hacerle modificaciones como agregar una pieza cilíndrica de radio 12.5 [mm] y 5 [mm] de largo, y hacer ligeras perforaciones en la zona del acople del eje para mejorar la solidaridad entre los componentes y evitar rodaduras se propone un nuevo diseño de eje, cuyo plano se encuentra en el apéndice 29, en el que se da solución a los problemas previamente mencionados y se añadió la saliente necesaria para ubicar un disco de medición de ángulo como el usado en esta tesis. No debería haber cambios notables en el desempeño mecánico del eje ya que la única dimensión que cambió en el cuerpo del eje fue el grosor de los discos que separan cada nivel de estructuras celulares que pasó de 5 [mm] a 4.6 [mm], al ser maciza y no haber sufrido mayores cambios en sus dimensiones no debería deformarse la sección.

Se recomienda realizar simulaciones variando la longitud y el diámetro del eje para analizar cómo estos cambios afectan su comportamiento frente a cargas de torsión. Esto permitiría evaluar la rigidez, la deformación angular y la capacidad de transmitir torque, así como detectar posibles problemas de estabilidad. Con este análisis se pueden definir mejores rangos de diseño y optimizar la geometría del eje según la aplicación, además de establecer criterios para escalar el diseño en el futuro.

Se sugiere complementar los ensayos realizados con pruebas adicionales, como fatiga, impacto o cargas cíclicas, que permitan evaluar el comportamiento del eje en condiciones más cercanas a aplicaciones reales. Esto ayudaría a determinar su viabilidad en escenarios de operación prolongada.

Se recomienda hacer una caracterización experimental más completa del material, ya que las propiedades usadas en las simulaciones provienen de fichas técnicas o la literatura y pueden no

reflejar el comportamiento real del material impreso. Factores como el proceso de impresión, el poscurado y el ambiente pueden cambiar significativamente sus propiedades mecánicas.

Se sugiere generar una base de datos propia de propiedades del material utilizado en el proyecto, obtenida experimentalmente, que pueda ser empleada en futuros trabajos. Esto no solo fortalecería la validez de los resultados, sino que también aportaría información útil para otras investigaciones en manufactura aditiva y metamateriales.

Referencias bibliográficas

- Additive manufacturing—Design—Requirements, guidelines and recommendations (ISO/ASTM 52910). (2018). International Organization for Standardization; ASTM International.
- Álvarez, K. L. C., Lagos, R. F. C., & Aizpun, M. (2016). Influencia del porcentaje de relleno en la resistencia mecánica en impresión 3D por medio del método de modelado por deposición fundida (FDM). *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería*, 24(Especial), 17–24.
<https://doi.org/10.4067/S0718-33052016000500003>
- Ansys, Inc. (s.f.). Newton-Raphson procedure. Recuperado el 13 de abril de 2026, de https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/ans_thry/thy_tool10.html
- Anycubic. (s.f.-a). Resina ABS Pro 2. Recuperado el 16 de abril de 2026, de <https://www.anycubic.es/products/resina-abs-pro-2>
- Anycubic. (s.f.-b). Rigid 100 resin. Recuperado el 16 de abril de 2026, de <https://store.anycubic.com/products/rigid-100-resin>
- Barriga Machado, B. G., & Santillán Tasigchana, M. A. (2020). *Diseño y construcción de una máquina de torsión para ensayos de polímeros*.
<http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/14528>
- Cano Vicent, A., & Serrano Aroca, Á. (2021). Impresión 3D por modelado por deposición fundida: Manejo, funcionamiento y aplicaciones biomédicas. *Nereis*, (13), 227–238.
https://doi.org/10.46583/nereis_2021.13.809
- Christoph, R., Muñoz, R., & Hernández, Á. (2016). Manufactura aditiva. *Realidad y Reflexión*(46).

- De Jesús, M., Gallegos, F., Cruz, M. E., Óscar, A., & Centeno, F. (2022). Efecto de la excedencia de peso en el consumo energético de vehículos de autotransporte. Instituto Mexicano del Transporte (IMT).
- Eduardo, J., Cristóbal Sebastián, J., Montealegre, Z., et al. (2021). *Diseño generativo de metamateriales mecánicos blandos*. [Memoria de pregrado, Universidad de Chile]. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Departamento de Ingeniería Mecánica.
- Valencia Villegas, A. F., & Casas Rodríguez, J. P. (s.f.). *Estudio y desarrollo de estructuras celulares*. [Trabajo de grado, Universidad Nacional de Colombia]. Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica.
- Feng, J., Liu, B., Lin, Z., & Fu, J. (2021). Isotropic octet-truss lattice structure design and anisotropy control strategies for implant application. *Materials & Design*, 203. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2021.109595>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8.^a ed.). McGraw-Hill.
- Gibson, I., Rosen, D., Stucker, B., & Khorasani, M. (2015). *Additive manufacturing technologies*. Springer.
- Gibson, L. J., & Ashby, M. F. (1997). *Cellular solids: Structure and properties*. (2nd ed.). Cambridge University Press.
- González-Sosa, J. V., & García-Carranco, S. M. (2023). Analysis of variance in additive manufacturing with 3D printing. *DYNA*, 90(227), 167–175. <https://doi.org/10.15446/dyna.v90n227.107364>
- Holguín Restrepo, A., Caipa Prieto, J. A., Urrea Rojas, F. E., & Bernal Huertas, F. A. (s.f.). Análisis de torsión en transmisión de potencia. Recuperado el 4 de enero de 2025, de

https://www.academia.edu/download/64936534/Analisis_de_torsion_en_transmision_de_potencia_y_diseno_de_un_eje.pdf

Introducción a la fabricación aditiva: Definición, cómo funciona, aplicaciones. (s.f.). Recuperado el 28 de diciembre de 2024, de <https://www.roboze.com/en/resources/introduction-to-additive-manufacturing-definition-how-it-works-applications.html>

Krushynska, A. O., Janbaz, S., Oh, J. H., Wegener, M., & Fang, N. X. (2023). Fundamentals and applications of metamaterials: Breaking the limits. *Applied Physics Letters*, 123(24). <https://doi.org/10.1063/5.0189043>

Lluch Cerezo, J. (2023). Análisis y mejora del comportamiento dimensional de termoplásticos impresos en 3D mediante modelado por deposición fundida sometidos a un proceso de tratamiento térmico [Tesis doctoral, Universitat Politècnica de València]. <https://doi.org/10.4995/Thesis/10251/194607>

Long, L. R., Fu, M. H., & Hu, L. L. (2021a). Novel metamaterials with thermal-torsion and tensile-torsion coupling effects. *Composite Structures*, 259. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2020.113429>

Long, L. R., Fu, M. H., & Hu, L. L. (2021b). Novel metamaterials with thermal-torsion and tensile-torsion coupling effects. *Composite Structures*, 259. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2020.113429>

Beer, F. P., & Johnston, E. R. (2010). *Mecánica de materiales*. (5. ed.). McGraw-Hill.

Nápoles Padrón, E., González Carbonell, R., & Olivares Díaz, E. (2015). Una introducción al análisis por elementos finitos: Aplicaciones y ejemplos.

Nascimento, L. (s.f.). Procesado de PLA por inyección y extrusión. Universitat Politècnica de Catalunya (UPC).

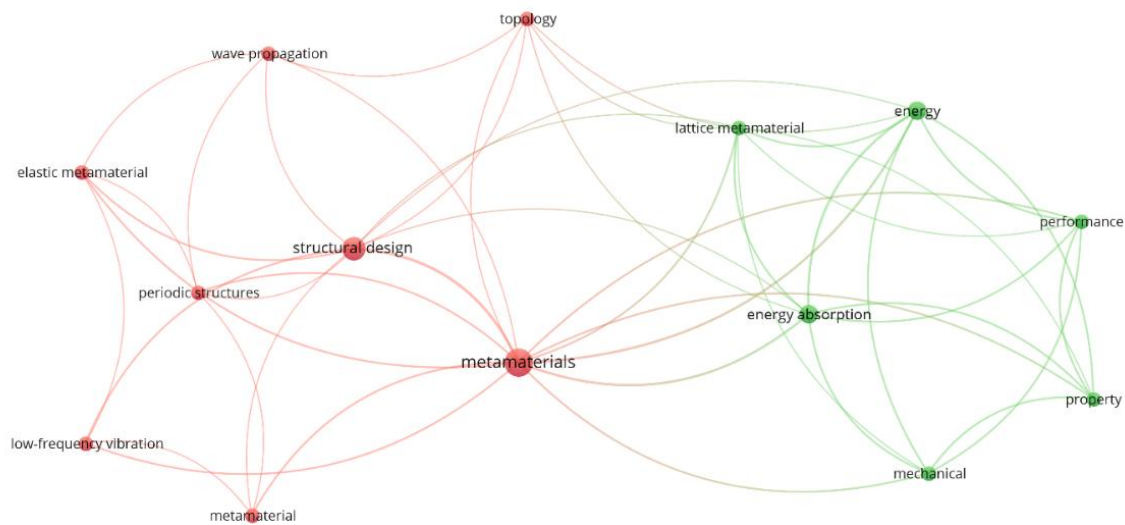
- Relaño Pastor, A. A. (2013). Estudio comparativo de piezas de ABS y PLA procesadas mediante modelado por deposición fundida. Universidad Carlos III de Madrid.
- Reveles-Arredondo, J. F., Vidal-Lesso, A., Saldaña-Robles, A., et al. (2025). Estudio de propiedades mecánicas de materiales auxéticos poliméricos mediante impresión 3D por estereolitografía de máscara. <https://repositorioinstitucional.buap.mx/items/007f0145-47e0-40da-9b39-4b9d6ac2ce6d>
- Salazar Guilcamaigua, M. A. (2024). *Impresión 3D: Desde el diseño hasta la realidad*. Editorial EXCED.
- Salido Rivero, P. (2018). Estudio y análisis de un metamaterial para absorción de energía por torsión. Universidad Carlos III de Madrid.
- Rao, S. S. (2012). *Vibraciones mecánicas*. Pearson Educación México, S.A. de C.V.
- Sousa Maestre, A. (2021). Fabricación y adaptación de una montura impresa con tecnología 3D SLA. Universidad Carlos III de Madrid.
- Chapman, S. J. (2012). *Electric machinery fundamentals*. McGraw-Hill Education.
- Távora Mendoza, L. (2023). Modelado del comportamiento mecánico de estructuras tipo lattice. Universidad Carlos III de Madrid.
- Teng, F., Sun, Y., Guo, S., Gao, B., & Yu, G. (2022). Topological and mechanical properties of different lattice structures based on additive manufacturing. *Micromachines*, 13(7). <https://doi.org/10.3390/mi13071017>
- Ultimaker. (2017). Ficha de datos técnicos PLA. <https://docs.rs-online.com/7ade/0900766b81698006.pdf>
- Valencia Villegas, A. F. (s.f.). Estudio y desarrollo de estructuras celulares. Universidad Carlos III de Madrid.

- Valencia Villegas, A. F. (2019a). Estudio y desarrollo de estructuras celulares. Universidad Carlos III de Madrid.
- Valencia Villegas, A. F. (2019b). Estudio y desarrollo de estructuras celulares. Universidad Carlos III de Madrid.
- Veloso, F., Gomes-Fonseca, J., Morais, P., Correia-Pinto, J., Pinho, A. C. M., & Vilaça, J. L. (2022). Overview of methods and software for the design of functionally graded lattice structures. *Advanced Engineering Materials*, 24(11). <https://doi.org/10.1002/ADEM.202200483>
- Vyas, A., Garg, V., Ghosh, S. B., & Bandyopadhyay-Ghosh, S. (2022). Photopolymerizable resin-based 3D printed biomedical composites: Factors affecting resin viscosity. *Materials Today: Proceedings*, 62, 1435–1439. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.01.172>
- Wang, L., & Liu, H. T. (2020a). 3D compression–torsion cubic mechanical metamaterial with double inclined rods. *Extreme Mechanics Letters*, 37. <https://doi.org/10.1016/j.eml.2020.100706>
- Wang, L., & Liu, H. T. (2020b). 3D compression–torsion cubic mechanical metamaterial with double inclined rods. *Extreme Mechanics Letters*, 37. <https://doi.org/10.1016/j.eml.2020.100706>
- Zhong, H., Song, T., Li, C., Das, R., Gu, J., & Qian, M. (2023). The Gibson-Ashby model for additively manufactured metal lattice materials: Its theoretical basis, limitations and new insights from remedies. *Current Opinion in Solid State and Materials Science*, 27(3), 101081. <https://doi.org/10.1016/j.cossms.2023.101081>

Zhong, R., Fu, M., Chen, X., Zheng, B., & Hu, L. (2019). A novel three-dimensional mechanical metamaterial with compression-torsion properties. *Composite Structures*, 226. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2019.111232>

Apéndice 2.

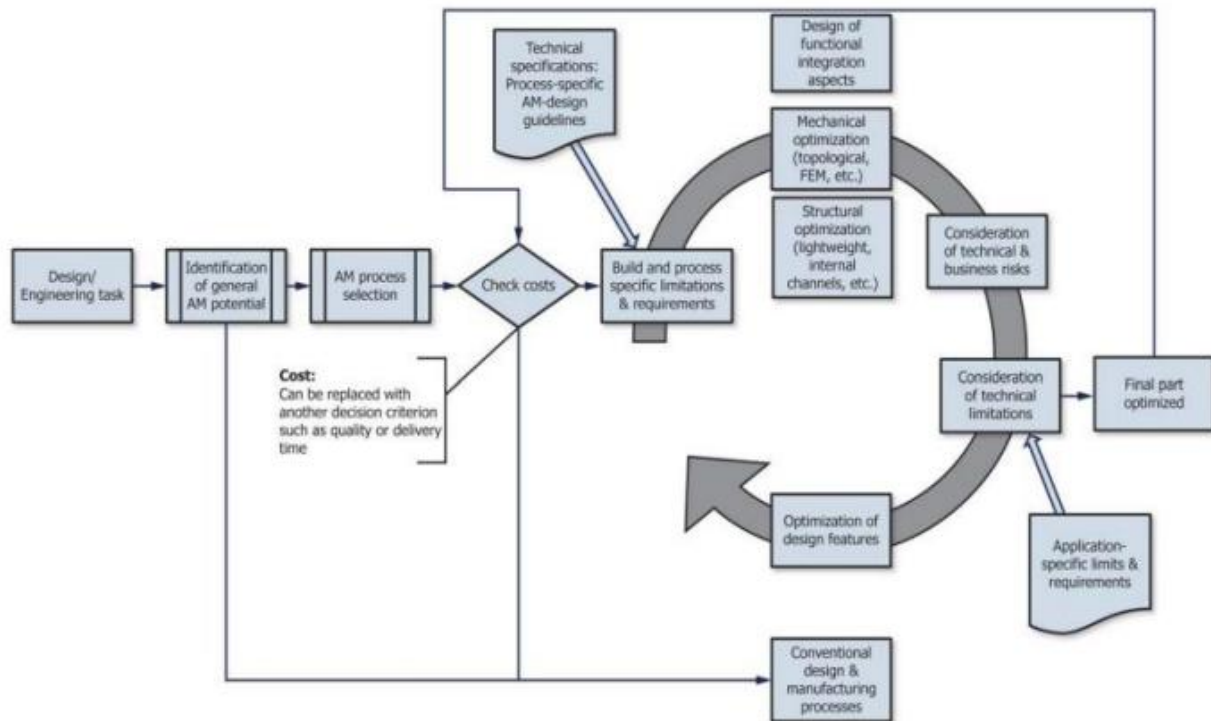
Cocurrencia.



Nota. Mapa de coocurrencia realizado en el software VOSviewer con palabras que aparecen 2 o más veces en la base de datos descargada de scopus.

Apéndice 3.

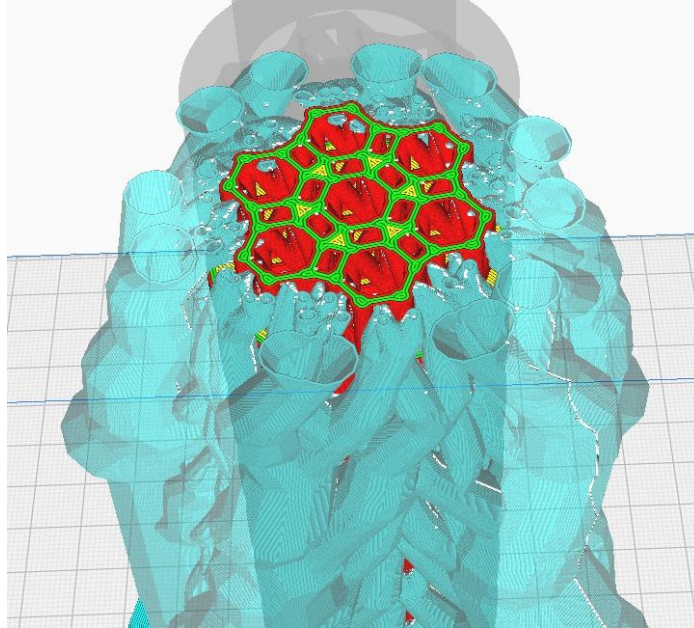
Estrategia general para el diseño de manufactura.



Nota. Diagrama de flujo del proceso de diseño de manufactura aditiva según la norma ISO/ASTM 52910, 2018 Tomado de (Additive manufacturing-Design-Requirements, guidelines and recommendations Fabrication additive-Conception-Exigences, lignes directrices et recommandations INTERNATIONAL STANDARD ISO/ASTM 52910, 2018; Alvarez et al., 2016).

Apéndice 4.

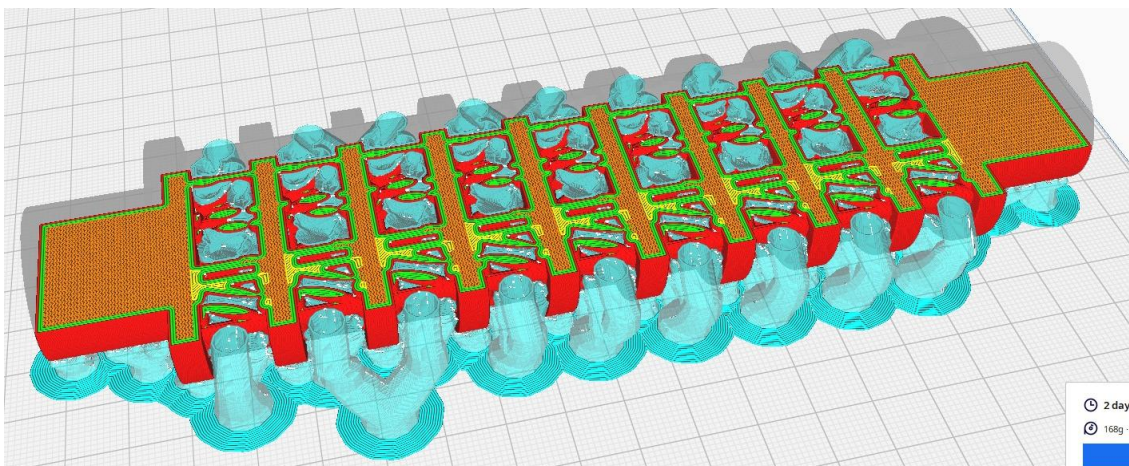
Corte transversal del slicing del eje en posición vertical.



Nota. Pantallazo de una capa del eje procesado en el slicer cura para ser impreso por FDM en PLA, en posición vertical.

Apéndice 5.

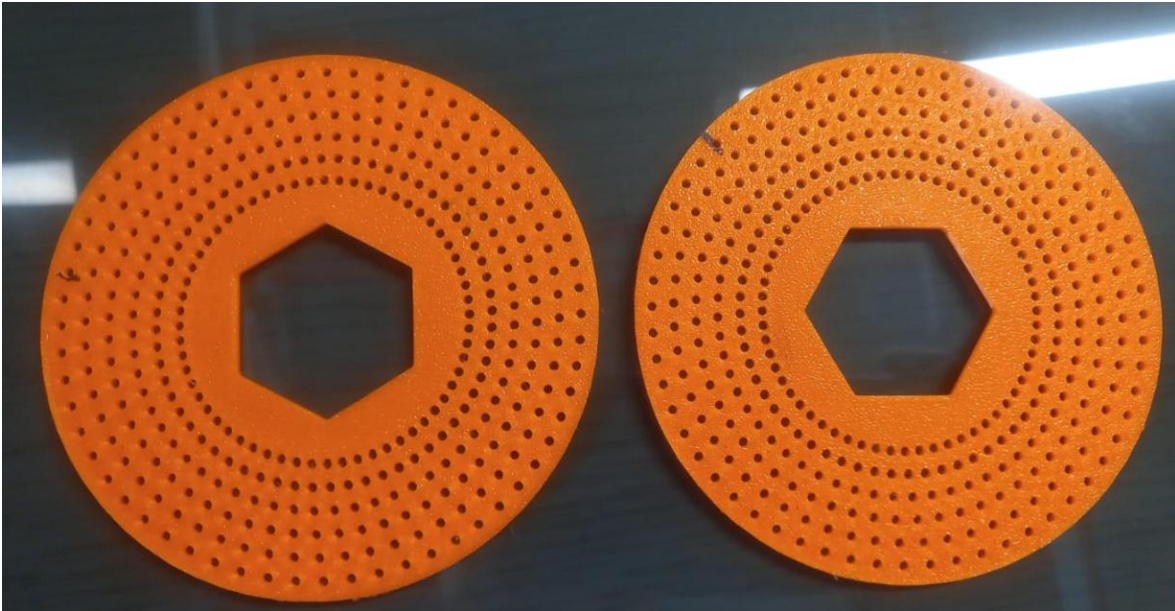
Corte transversal del slicing del eje en posición horizontal.



Nota. Pantallazo de una capa del eje procesado en el slicer cura para ser impreso por FDM en PLA, en posición horizontal.

Apéndice 6.

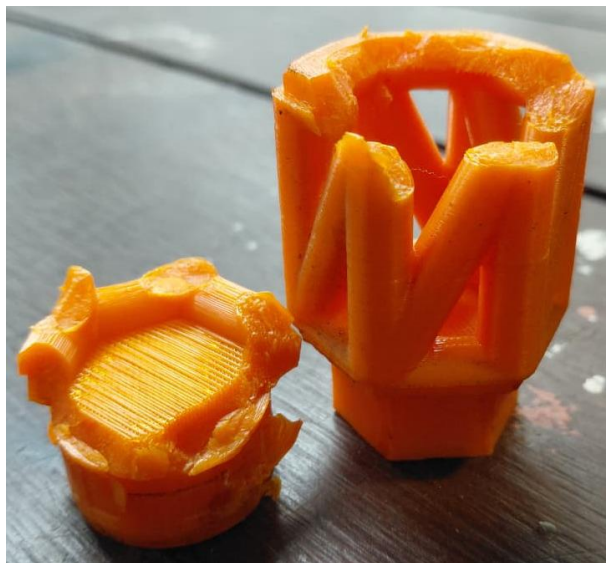
Discos de medición.



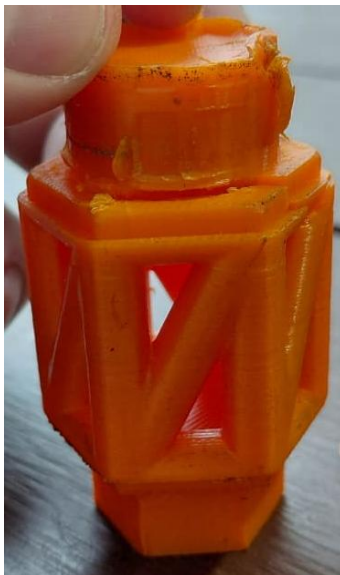
Nota. Foto de los discos de medición impresos.

Apéndice 7.

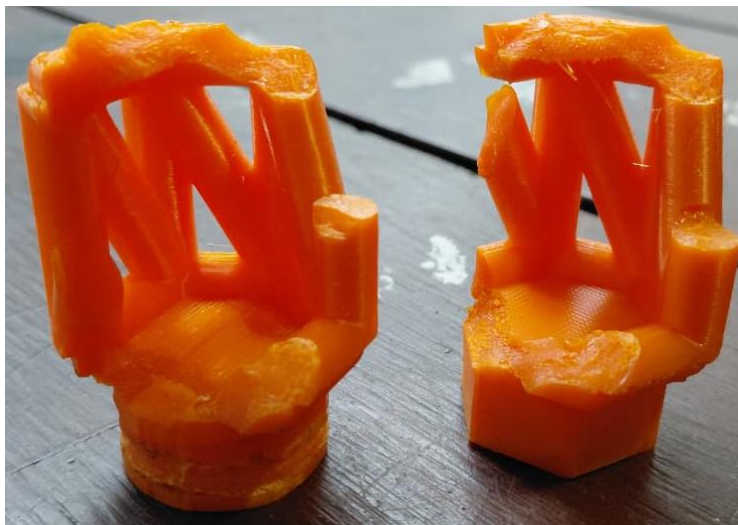
Probeta 1. Separada.



Nota. La probeta 1 muestra un modo de fractura mixto dominado por delaminación intercapa y planos de fractura inclinados con capas separadas.

Apéndice 8.*Probeta 1. Unida.*

Nota. La probeta 1 muestra fracturas relativamente limpias compatibles con una transición a fractura frágil localizada.

Apéndice 9.*Probeta 2. Separada.*

Nota. La probeta 2 muestra grietas predominantemente longitudinales y transversales con discontinuidades que sugieren que la adhesión intercapa fue insuficiente.

Apéndice 10.

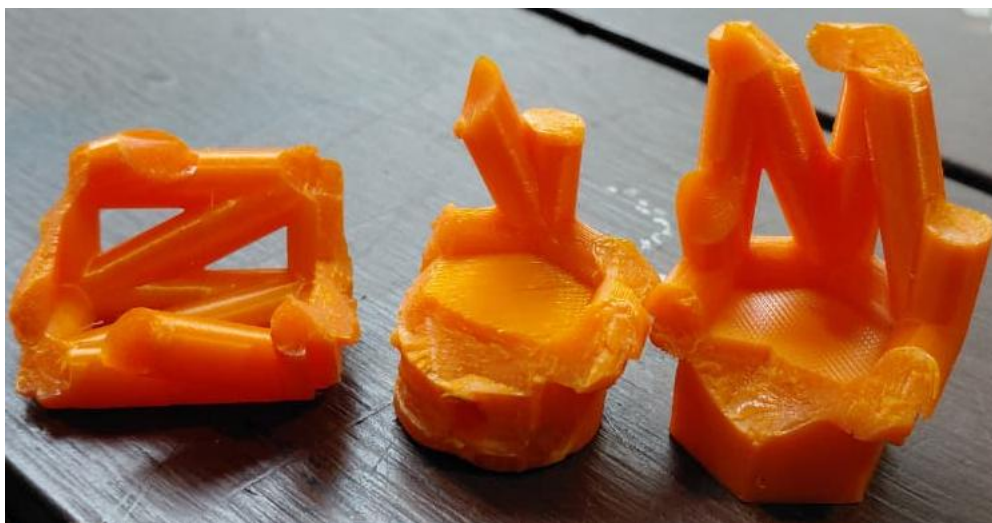
Probeta 2. Unida.



Nota. La probeta 2 muestra superficies facetadas en los puntos de unión y bordes de la fractura lo que indica cizallamiento torsional y fractura frágil.

Apéndice 11.

Probeta 3. Separada.



Nota. La probeta 3 evidencia una delaminación pronunciada con capas claramente separadas, tirones de filamento y ausencia de cuello plástico lo que indica escasa deformación dúctil.

Apéndice 12.

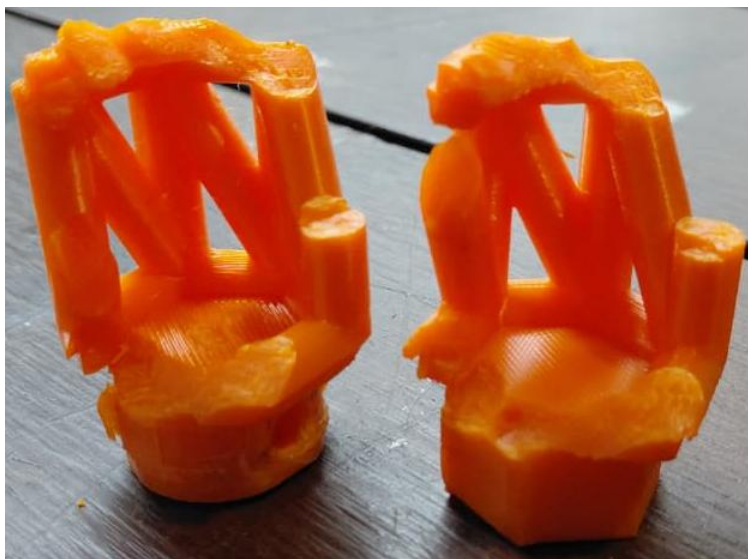
Probeta 3. Unida.



Nota. La probeta 3 una vez unida da la apariencia de microgrietas, la textura indica fallo por adhesión.

Apéndice 13.

Probeta 4. Separada.



Nota. La superficie fracturada en la probeta 4 sugiere un mecanismo mixto de iniciación interfacial y ruptura frágil.

Apéndice 14.

Probeta 4. Unida.



Nota. Las marcas en la probeta 4 sugieren que la propagación de la grieta alternó entre despegue de capas y fractura por cizallamiento en elementos estructurales finos.

Apéndice 15.

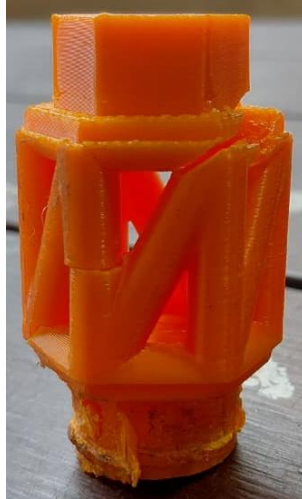
Probeta 5. Separada.



Nota. La fractura presenta planos inclinados por cizallamiento, aunque se aprecia una mejor fusión intercapa en esta impresión.

Apéndice 16.

Probeta 5. Unida.



Nota. La probeta 5 exhibe defectos superficiales como porosidad, mayor extracción de filamento y zonas astilladas, la forma sugiere que, la calidad de impresión local aumentó la contribución del fallo por adhesión.

Apéndice 17.

Probeta 6. Separada.



Nota. En la probeta 6 predominan planos de falla inclinados y separación entre capas.

Apéndice 18.

Probeta 6. Unida.



Nota. Al unir la figura 6 se aprecia que la coexistencia de superficies limpias y estratificadas confirma un patrón mixto en el que la delaminación controla la iniciación y la fractura frágil acelera la ruptura final.

Apéndice 19.

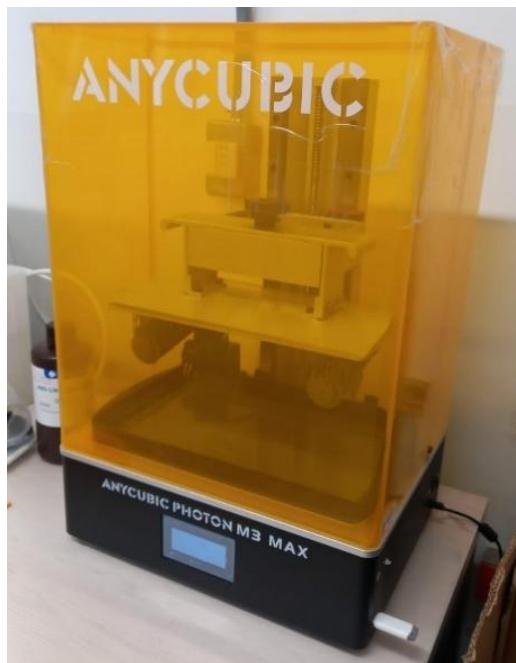
Llave de arco con torquímetro Goyojo.



Nota. Llave de arco y copa acoplados a un adaptador torquímetro digital marca Goyojo.

Apéndice 20.

Ancubic photon M3 MAX.



Nota. Fotografía de la impresora anycubic photon M3 MAX del laboratorio de vibraciones.

Apéndice 21.

Ancubic Wash & Cure 3 Max Machine.



Nota. Máquina de curado Anycubic Wash & Cure 3 Max Machine presente en el laboratorio.

Apéndice 22.

Montaje para medir la corriente.



Nota. Montaje experimental de un multímetro con pinza amperimétrica colocado alrededor de un cable conductor de la extensión a la que se conecta el banco de pruebas.

Apéndice 23.

Placa de motor Pedrollo PKm 60.



Nota. Placa de motor monofásico PEDROLLO PKm 60 de 0.37 [kW] y 0.5 [HP], diseñado para operar a 110 [v] y 60 [Hz] con una velocidad nominal de 3450 [rpm] y una corriente de 3.8 [A].

Apéndice 24

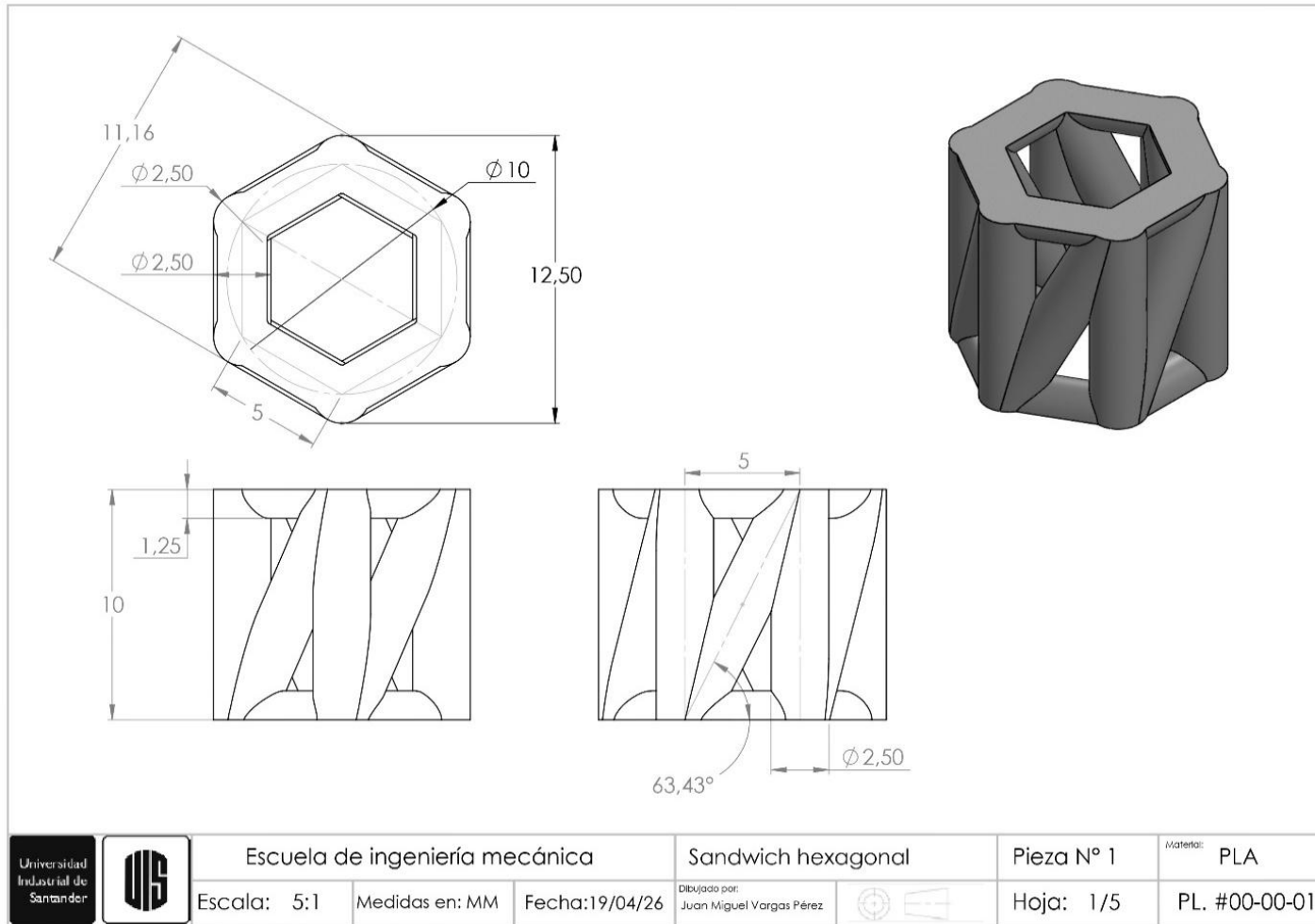
Tabla comparativa entre el eje macizo, el eje de control y el eje diseñado en PLA.

Pieza	Volumen [mm³]	Masa [g]	Momento máximo [N.mm]
Eje macizo	184274.04	221.13	168140
Eje de control	77667.19	93.2	126270
Eje diseñado	106435.607	127.72	107610

Nota. Tabla comparativa de volumen, masa, y momento máximo entre el eje macizo, eje de control, y el eje diseñado.

Apéndice 25.

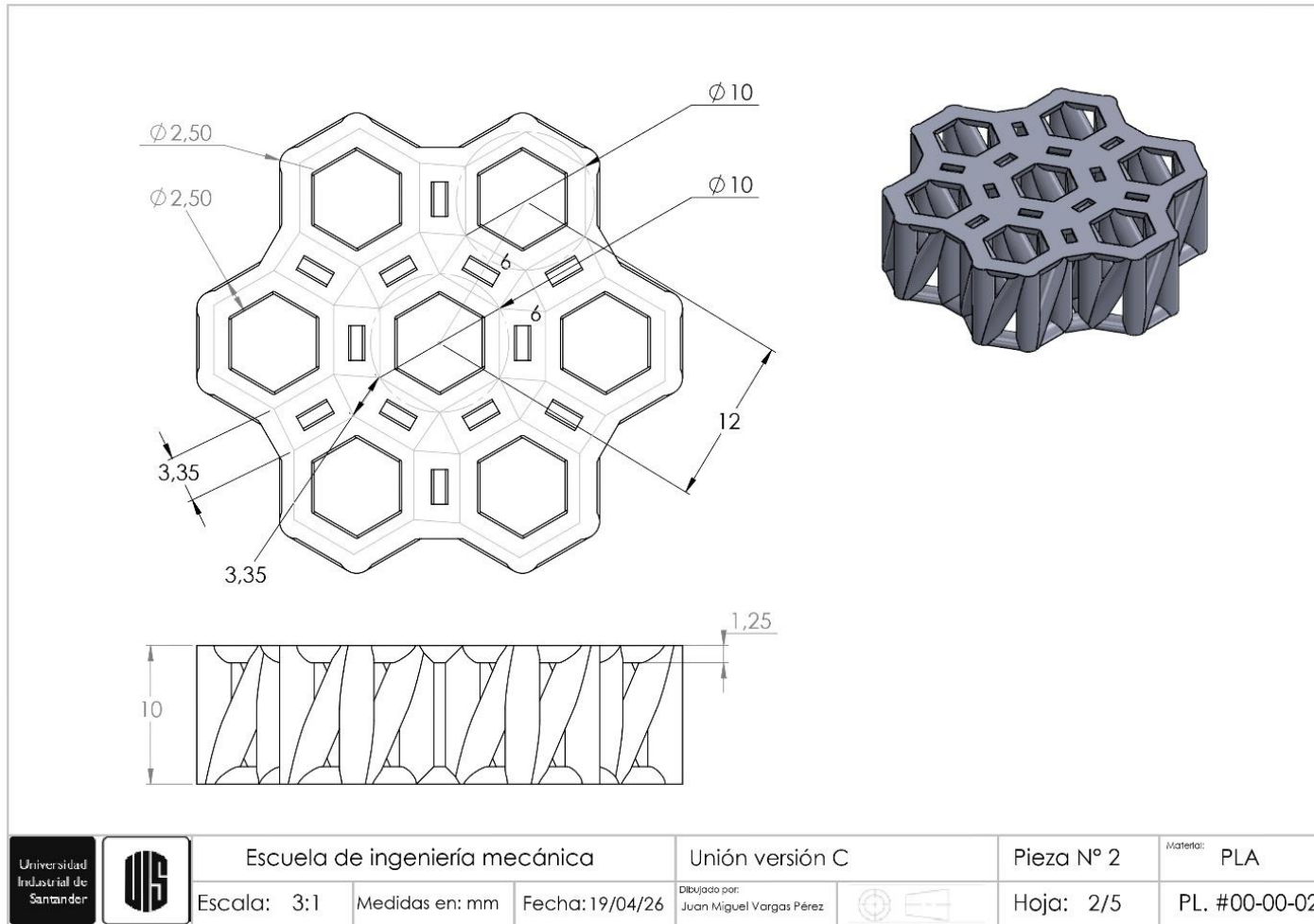
Plano de la estructura 3D chiral metamaterial with hexagonal sándwich.



Nota. Plano de la estructura sándwich hexagonal escala 5:1 con unidades en milímetros.

Apéndice 26.

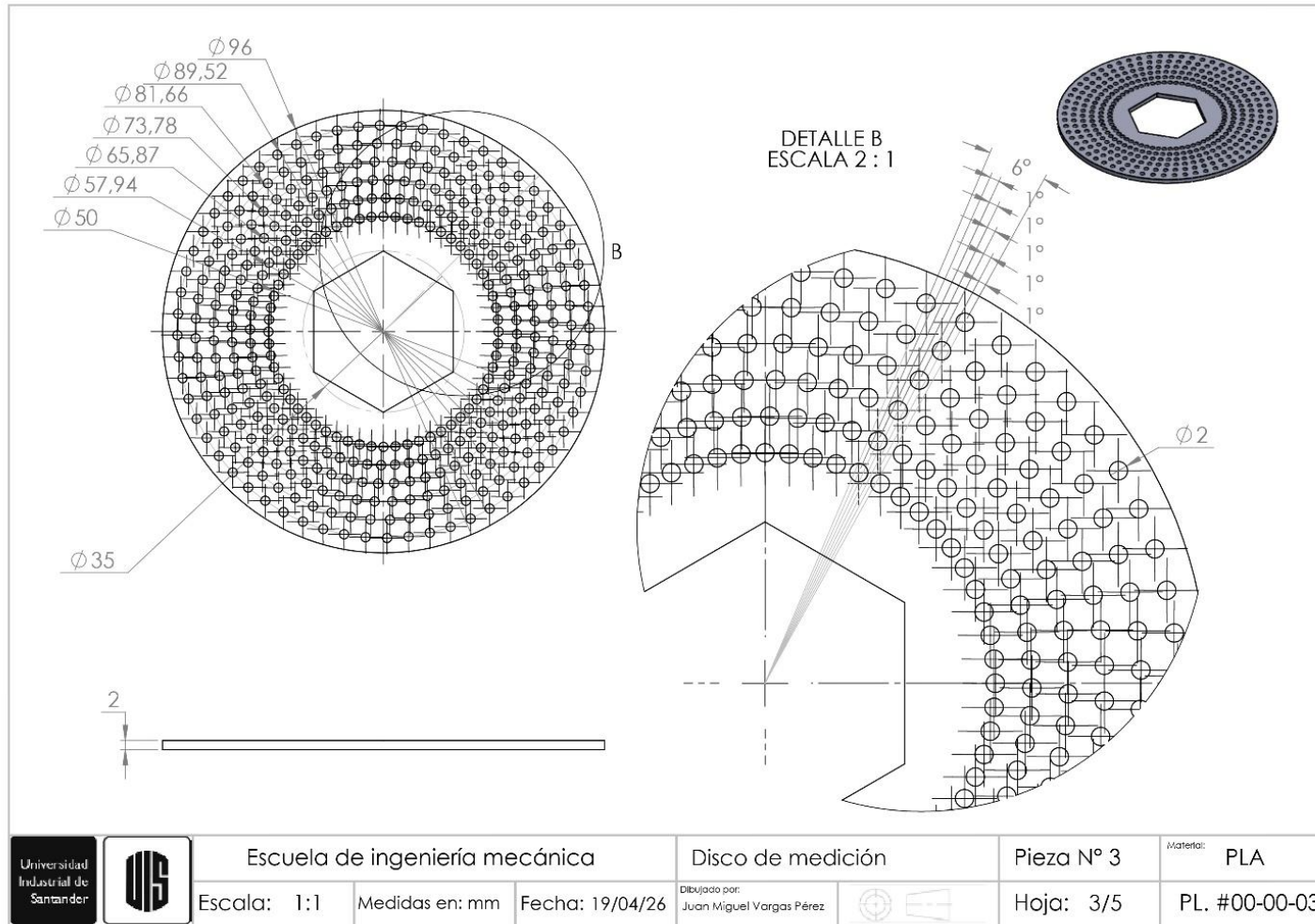
Plano de la versión C de la unión entre estructuras hexagonales.



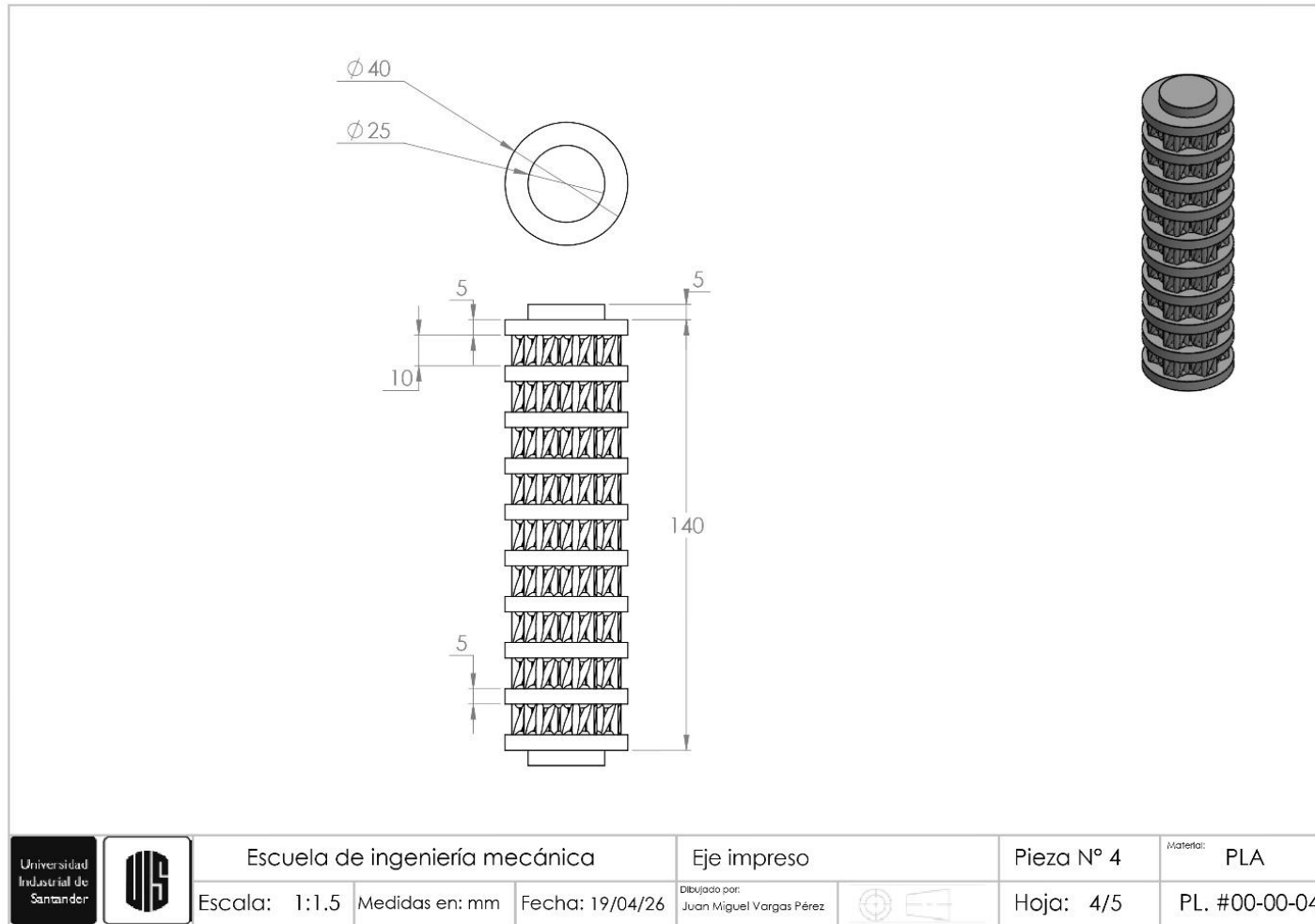
Nota. Plano de la versión C de la unión de las estructuras tipo sándwich hexagonal escala 3:1, unidades en milímetros.

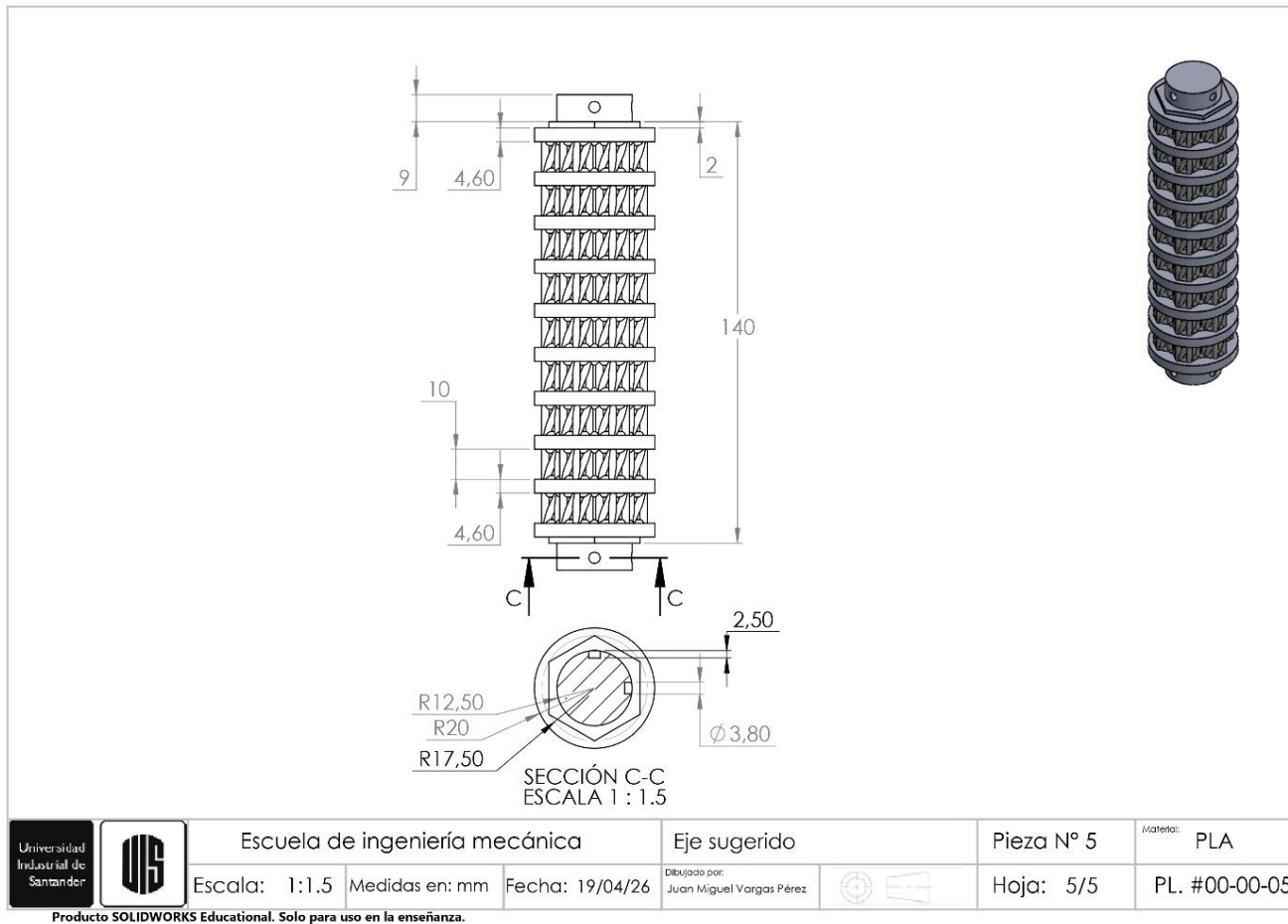
Apéndice 27.

Plano del disco de medición.



Nota. Plano del disco de medición escala 1:1, unidades en milímetros.

Apéndice 28.*Plano del eje impreso.***Nota.** Plano del eje impreso en resina ABS-like pro 2 escala 1:1.5, unidades en milímetros.

Apéndice 29.*Plano del eje sugerido.*

Nota. Plano del eje sugerido en las recomendaciones con las dimensiones apropiadas en la sección del acople con sus respectivas ranuras; escala 1:1.5, escala en milímetros.