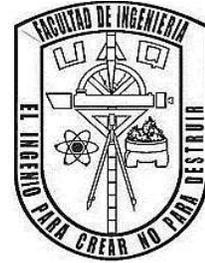




**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE
QUERÉTARO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

CAMPUS SAN JUAN DEL RÍO



**“ANÁLISIS Y DISEÑO DE RESORTES TORSIONALES DE NYLON
6, IMPRESOS EN 3D, PARA CAPTAR ENERGÍA CINÉTICA DE UNA
BICICLETA.”**

Tesis

Que como parte de los requisitos para obtener el título de
Ingeniero Mecánico y Automotriz

Presenta:

Ronaldo Uriel Reséndiz Carranza

Dirigido por:

M. en C. José Villagómez Moreno

San Juan del Río, Querétaro.
Febrero, 2025

La presente obra está bajo la licencia:
<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.es>



CC BY-NC-ND 4.0 DEED

Atribución-NoComercial-SinDerivadas 4.0 Internacional

Usted es libre de:

Compartir — copiar y redistribuir el material en cualquier medio o formato

La licenciante no puede revocar estas libertades en tanto usted siga los términos de la licencia

Bajo los siguientes términos:



Atribución — Usted debe dar [crédito de manera adecuada](#), brindar un enlace a la licencia, e [indicar si se han realizado cambios](#). Puede hacerlo en cualquier forma razonable, pero no de forma tal que sugiera que usted o su uso tienen el apoyo de la licenciante.



NoComercial — Usted no puede hacer uso del material con [propósitos comerciales](#).



SinDerivadas — Si [remezcla, transforma o crea a partir](#) del material, no podrá distribuir el material modificado.

No hay restricciones adicionales — No puede aplicar términos legales ni [medidas tecnológicas](#) que restrinjan legalmente a otras a hacer cualquier uso permitido por la licencia.

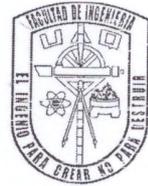
Avisos:

No tiene que cumplir con la licencia para elementos del material en el dominio público o cuando su uso esté permitido por una [excepción o limitación](#) aplicable.

No se dan garantías. La licencia podría no darle todos los permisos que necesita para el uso que tenga previsto. Por ejemplo, otros derechos como [publicidad, privacidad, o derechos morales](#) pueden limitar la forma en que utilice el material.



Universidad Autónoma de Querétaro
Facultad de Ingeniería
Campus San Juan del Río



**“ANÁLISIS Y DISEÑO DE RESORTES TORSIONALES DE NYLON 6,
IMPRESOS EN 3D, PARA CAPTAR ENERGÍA CINÉTICA DE UNA BICICLETA.”**

Tesis

Que como parte de los requisitos para obtener el título de
Ingeniero Mecánico y Automotriz

Presenta:

Ronaldo Uriel Reséndiz Carranza

Dirigido por:

M. en C. José Villagómez Moreno
Presidente

Dr. Ángel Pérez Cruz
Secretario

Dr. Aurelio Domínguez González
Vocal

Dr. J. Jesús De Santiago Pérez
Sinodal

San Juan del Río, Querétaro.
Noviembre, 2024

DEDICATORIAS

Dedico este trabajo a mis padres Ma. Olga Lidia Carranza González y Víctor Hugo Reséndiz Zárraga quienes siempre han dedicado su vida a sacar adelante a nuestra familia y me dieron su apoyo incondicional para terminar mi carrera.

Reconozco el esfuerzo de mis hermanos menores que compensaron el apoyo que tuve que dejar de brindar a nuestros padres para poder ser un profesionalista.

También agradezco a mi compañera de vida Carolina Abigail Nieto Jaramillo quién ha estado siempre para mí durante todo el proceso y a la vida por darme la motivación más grande.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a un gran exponente de la educación, el M. en C. José Villagómez Moreno por la confianza brindada y por dar tan arduo seguimiento a este trabajo que debido a diversas circunstancias se prolongó, pero nunca se mermó el interés o apoyo recibido.

Agradezco a mis sinodales Dr. Ángel Pérez Cruz, Dr. Aurelio Domínguez González y al Dr. J. Jesús De Santiago Pérez por sus ideas tan enriquecedoras y la calidad de atención brindada, que con sus ideales y perspectivas moldearon a la persona que soy hoy en día.

Agradezco a la Universidad Autónoma de Querétaro Campus San Juan del Río junto con sus docentes por haber desarrollado una carrera tan completa que tuve la oportunidad de estudiar y ser mi segundo hogar durante varios años, las experiencias que viví no se olvidaran jamás.

ÍNDICE

DEDICATORIAS.....	i
AGRADECIMIENTOS.....	ii
ÍNDICE.....	iii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS	xi
RESUMEN.....	xiii

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 ANTECEDENTES	4
1.2 OBJETIVOS	15
1.2.1 <i>Objetivo general</i>	15
1.2.2 <i>Objetivos particulares</i>	16
1.3 JUSTIFICACIÓN	16
1.4 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	18
1.5 PLANTEAMIENTO GENERAL.....	19
2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	22
2.1 DISPOSITIVOS DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA	22
2.1.1 <i>Funcionamiento del resorte espiral plano</i>	22
2.1.2 <i>Resorte compacto de geometría especial</i>	25
2.1.3 <i>Método de fabricación de los resortes torsionales</i>	27
2.1.4 <i>Nylon 6 como material de fabricación</i>	27
2.2 DISEÑO MECÁNICO	28
2.2.1 <i>Resistencia del material</i>	28
2.2.2 <i>Carga permisible y esfuerzo permisible, factor de seguridad</i>	29
2.2.3 <i>Selección de un factor de seguridad adecuado</i>	30
2.3 RECURSOS DE DISEÑO Y ANÁLISIS POR ELEMENTO FINITO	31
2.3.1 <i>Herramientas CAD</i>	31
2.3.2 <i>Análisis por elemento finito en software</i>	32
2.3.3 <i>Recursos en ANSYS®</i>	34
2.4 TRABAJO Y ENERGÍA	35
2.4.1 <i>Conservación de la energía mecánica total</i>	35
3. METODOLOGÍA	38
3.1 SELECCIÓN DE GEOMETRÍAS.....	39
3.2 CRITERIOS DE DISEÑO DEL RESORTE TORSIONAL Y SU SISTEMA DE IMPLEMENTACIÓN	41
3.3 DISEÑO CAD DE RESORTES TORSIONALES DERIVADOS Y SU SIMULACIÓN POR FEA	45
3.3.1 <i>Modelos hijo del resorte torsional espiral plano</i>	45

3.3.2	<i>Modelos hijo del resorte torsional de la geometría basada en el diseño de Carpino et al. (2012)</i>	47
3.3.3	<i>Planeación del diseño CAD del sistema</i>	51
3.4	PRUEBAS DE DESEMPEÑO DEL RESORTE TORSIONAL	53
3.4.1	<i>Torque máximo permisible y deformación angular elástica máxima</i>	53
3.4.2	<i>Capacidad máxima de almacenamiento de energía</i>	58
3.4.3	<i>Rigidez angular</i>	69
4.	RESULTADOS	70
4.1	CAD DE LOS RESORTES TORSIONALES Y SU SIMULACIÓN DE DESEMPEÑO POR FEA PARA SELECCIÓN DEL PROTOTIPO.....	70
4.1.1	<i>Diseño CAD de los modelos hijo de resorte torsional</i>	70
4.2	SIMULACIONES EN FEA DE LOS CAD.....	74
4.3	CAD DEL SISTEMA, RE- SIMULACIÓN DEL RESORTE TORSIONAL POR FEA Y FABRICACIÓN DEL PROTOTIPO 82	
4.3.1	<i>CAD del sistema prototipo</i>	82
4.3.2	<i>Re-cálculo por FEA del resorte torsional seleccionado</i>	85
4.3.3	<i>Fabricación del prototipo</i>	90
4.4	DESEMPEÑO DEL RESORTE TORSIONAL	93
4.4.1	<i>Torque máximo permisible y deformación angular elástica máxima</i>	93
4.4.2	<i>Capacidad máxima de almacenamiento de energía potencial elástica</i>	96
5.	CONCLUSIONES Y PROSPECTIVAS	98
5.1	CONCLUSIONES	98
5.2	PROSPECTIVAS	99
6.	REFERENCIAS	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Total nacional de vehículos de motor registrados en circulación por año (INEGI, 2021).	2
Figura 1-2 Sistema KERS en una bicicleta con volante de inercia (Menon et al., 2013).	3
Figura 1-3 F1 KERS [ES (Energy Store, Almacenamiento de energía) + MGU-K (Motor Generator Unit on the driveline, Unidad de motor generador en línea de transmisión)] y E-BOOST/WHRS [Energy Store + MGU-H (Motor Generator Unit on the turbocharger shaft, Unidad de motor generador en el eje del turbocompresor)] (Traducido al español de Petrány, 2014).	7
Figura 1-4 KERS implementado en una bicicleta con volante de inercia. (Stanton, 2021).	8
Figura 1-5 Prototipo de Villalba (2016) del mecanismo de almacenamiento y recuperación de energía mediante un resorte de torsión espiral plano (Villalba, 2016).	11
Figura 1-6 Vista frontal del resorte torsional elástico diseñado por Carpino et al. (2012) Diámetro: 85 mm Grosor: 3 mm Masa: 61.5 g. (Carpino et al., 2012).	13
Figura 1-7 Propiedades mecánicas de termoplásticos hechos mediante FDM e IM: (a) Esfuerzo de tensión, (b) Módulo de Young, y (c) Elongación a la rotura. (Traducido al español de Lay et al., 2019).	14
Figura 1-8 Diagrama del planteamiento general (Autoría propia, 2024).	19
Figura 1-9 Fuerzas de interacción efectuadas en la operación del resorte (apoyo fijo y momento) en ANSYS® (Autoría propia, 2024).	21
Figura 2-1 Análisis de fuerzas en el resorte espiral plano (Tang et al., 2014).	22

Figura 2-2 Parámetros de la geometría del resorte espiral plano (Achchagam, 2017).....	24
Figura 2-3 Propiedades del resorte torsional compacto de geometría especial (Carpino et al., 2012).....	26
Figura 2-4 Resorte en estado descargado [izquierda] y en estado deformado [derecha] con torque aplicado de 7.68 N-m (Carpino et al., 2012).....	26
Figura 2-5 Gráfica tensión-deformación (Matilla, 2019).	29
Figura 2-6 Metodología seguida en el análisis por elemento finito (Villagómez, 2020).....	33
Figura 3-1 Diagrama de la metodología seguida en este trabajo (Autoría propia, 2024).....	38
Figura 3-2 Geometría de resorte torsional diseñada por Carpino et al. (2012) (Carpino et al., 2012).....	41
Figura 3-3 Bicicleta para implementar el sistema de captación de energía cinética en resortes torsionales (Autoría propia, 2024).	44
Figura 3-4 Vista lateral de la bicicleta con los soportes que sostienen al eje y sus chumaceras (Autoría propia, 2024).	51
Figura 3-5 Vista posterior de la llanta de la bicicleta y su eje con 1 sprocket en cada extremo (Autoría propia, 2024).....	51
Figura 3-6 Vista posterior del bosquejo del sistema completo a excepción del método de bloqueo (Autoría propia, 2024).....	52
Figura 3-7 Dos posiciones del sistema de bloqueo, lado izquierdo - liberado, lado derecho - bloqueado (Autoría propia, 2024).....	52

Figura 3-8 Sistema diseñado para determinar el torque aplicado al resorte torsional mediante la carga suspendida M (Autoría propia, 2024).	54
Figura 3-9 Diagrama de cuerpo libre del eje donde se monta el resorte torsional (Autoría propia, 2024).	55
Figura 3-10 Posición no deformada del resorte torsional, lápiz en ángulo de Θ_1 (Autoría propia, 2024).	57
Figura 3-11 Posición deformada al máximo del resorte torsional, lápiz en ángulo de Θ_2 (Autoría propia, 2024).	57
Figura 3-12 Balde y cuerda que suman una masa de 370 gramos empleados como la carga M1 (Autoría propia, 2024).	59
Figura 3-13 Sistema en el estado 1, resorte torsional deformado al máximo @TMP, Carga M1 @Y1 (Autoría propia, 2024).	61
Figura 3-14 Resorte torsional de nylon 6 deformado elásticamente al máximo en el estado (Autoría propia, 2024).	62
Figura 3-15 Sistema en el estado 2, resorte torsional deformado parcialmente por la carga M1, Carga M1 @Y2 (Autoría propia, 2024).	64
Figura 3-16 Sistema en el estado 2, resorte torsional sin deformación, Carga M1 @Y2 (Autoría propia, 2024).	66
Figura 3-17 Resorte torsional de nylon 6 sin deformaciones en el estado 3 (Autoría propia, 2024).	67
Figura 4-1 Propiedades mecánicas del Nylon 6 definidas en ANSYS® (Autoría propia, 2024).	75
Figura 4-2 Mallado con body-sizing de 4 mm de la topología 1 de resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).	76

Figura 4-3 Cargas aplicadas en el FEA de la topología 1 del CAD resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).....	77
Figura 4-4 Cargas aplicadas en el FEA de la topología 1 del CAD geometría compacta (Autoría propia, 2024).....	78
Figura 4-5 Gráfica de dispersión de Energía total J vs. Momento máximo N-m, @FS=3.5 (Autoría propia, 2024).....	81
Figura 4-6 Vista frontal del diseño CAD de la geometría macho y hembra para el bloqueo del resorte torsional espiral plano topología 1 (Autoría propia, 2024).	83
Figura 4-7 Vista lateral del diseño CAD del prototipo del sistema con el resorte espiral plano topología 1 bloqueado (Autoría propia, 2024).....	84
Figura 4-8 Vista posterior del diseño CAD del prototipo del sistema con el brazo bloqueando el resorte espiral plano topología 1 (Autoría propia, 2024).	84
Figura 4-9 Condiciones de frontera que reflejan el método de sujeción real en el CAD topología 1 resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).....	85
Figura 4-10 Refinement aplicado en las zonas de contacto en el bloqueo de la topología 1 resorte torsional espiral plano (Autoría propia, 2024).....	86
Figura 4-11 Modelo CAD importado a ANSYS® del resorte espiral plano topología 1 de 40mm de ancho para el FEA del resorte fabricado (Autoría propia, 2024). ..	87
Figura 4-12 Gráfica de factor de seguridad del resorte espiral plano topología 1 sin deformar con el indicador del mínimo en el punto donde está más propenso a fallar (Autoría propia, 2024).	88
Figura 4-13 Gráfica del esfuerzo equivalente (Von-Mises) del resorte espiral plano topología 1 escala real con los indicadores del máximo y mínimo (Autoría propia, 2024).....	89

Figura 4-14 Gráfica de deformación total del resorte espiral plano topología 1 escala real con los indicadores del máximo y mínimo (Autoría propia, 2024).	90
Figura 4-15 Resorte torsional impreso en 3D de PLA con relleno al 30% (Autoría propia, 2024).	91
Figura 4-16 Acoplamiento de geometrías del sistema de bloqueo del resorte torsional impresas en 3D de PLA con relleno al 30% (Autoría propia, 2024).	91
Figura 4-17 Adaptador impreso en 3D de PLA al 30% de relleno (Autoría propia, 2024).	92
Figura 4-18 Prototipo de la bicicleta con el sistema de captación de energía implementado empleando la Topología 1 del resorte espiral plano impreso al 50% de relleno de Nylon 6 (Autoría propia, 2024).	92
Figura 4-19 Resorte torsional espiral plano topología 1 impreso con un relleno del 50% de Nylon 6 sometido a la prueba del <i>TMP</i> con un torque aplicado de 3.3512 N-m (Autoría propia, 2024).	94
Figura 4-20 Resorte torsional espiral plano topología 1 impreso con un relleno del 50% de Nylon 6 con un torque aplicado de 3.3512 N-m (Autoría propia, 2024). ..	95
Figura 4-21 <i>DAEM</i> del resorte torsional espiral plano topología 1 de nylon 6 relleno al 50% (Autoría propia, 2024).	95

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3-1 Dimensiones de impresión Impresora 3D DREMEL 3D45 (Autoría propia, 2024).	41
Tabla 3-2 Restricciones de diseño de los resortes torsionales (Autoría propia, 2024).	42
Tabla 3-3 Condiciones de diseño en FEA (Autoría propia, 2024).	43
Tabla 3-4 Propiedades mecánicas del Nylon 6 determinadas por Lay et al. (2019) y coincidentes con las determinadas por Intelligy (2024) (Autoría propia, 2024).	44
Tabla 3-5 Datos de la bicicleta del prototipo (Autoría propia, 2024).	44
Tabla 3-6 Parámetros variables en cada topología del resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).	46
Tabla 3-7 Parámetros fijos en cada topología del resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).	47
Tabla 3-8 Parámetros variables para cada topología del resorte torsional basado en el diseño de Carpino et al. (2012) (Autoría propia, 2024).	48
Tabla 3-9 Parámetros fijos en cada topología del resorte basado en el diseño de Carpino et al. (2012) (Autoría propia, 2024).	50
Tabla 4-1 CAD de los modelos de geometría espiral con parámetros variables (Autoría propia, 2024).	71
Tabla 4-2 CAD de los modelos de geometría compacta basada en la diseñada por Carpino et al., (2012) con parámetros variables (Autoría propia, 2024).	73
Tabla 4-3 Resultados del FEA para cada modelo de la geometría del resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).	79

Tabla 4-4 Resultados del FEA para cada topología de la geometría basada en el diseño de Carpino et al. (2012) (Autoría propia, 2024).	80
Tabla 4-5 Resultados del FEA para la topología 1 del resorte espiral plano con la geometría hembra en el aro exterior – resorte torsional fabricado (Autoría propia, 2024).	87
Tabla 4-6 Masa de los objetos con los que se alcanzó el <i>TMP</i> durante la prueba (Autoría propia, 2024).	93
Tabla 4-7 Mediciones obtenidas durante las pruebas de capacidad máxima de almacenamiento de energía en el resorte torsional (Autoría propia, 2024).	96

RESUMEN

Para promover el uso de la bicicleta se retomó una tecnología originada hace algunos años, los KERS (*Kinetic Energy Regenerative System*, Sistema Regenerativo de Energía Cinética) que permiten reciclar energía de formas diversas, que aplicados en bicicletas logran almacenar energía en el frenado y reutilizarla en el impulso. En un proyecto se empleó un resorte torsional en espiral de metal con un perfil rectangular para captar la energía cinética que llevó a resultados enriquecedores al demostrar la energía que podía recuperar.

En este trabajo se buscó expandir la investigación de esta herramienta proponiendo como alternativa de elemento captador de energía a los resortes torsionales de Nylon 6 con diferentes diseños, se aseguró que el modelo fabricado para caracterización fuese el que ofrecía el mayor almacenamiento de energía y mejores prestaciones mecánicas para el funcionamiento deseado. El proceso de selección consistió en diseñar en un entorno CAD (*Computer-Aided Design*, Diseño Asistido por Computadora) modelos con diferentes topologías para dos tipos de geometría de resorte torsional, modificando entre ellos sus características geométricas principales, dichos diseños se sometieron a FEA (*Finite Elements Analysis*, Análisis por Elementos Finitos) con el fin de determinar su capacidad de almacenamiento de energía bajo los mismos criterios de diseño, el siguiente paso fue imprimir en 3D el resorte seleccionado con un relleno del 50% para caracterizarlo mediante pruebas físicas.

Para caracterizar físicamente el diseño se cuantificaron las propiedades esenciales del resorte torsional como el almacenamiento de energía, deformación angular elástica máxima y rigidez que desempeña el resorte torsional mediante un caso de estudio físico en el que se aplica el principio de la conservación de la energía mecánica total.

(Palabras clave: FEA, Modelo CAD, KERS, resorte torsional, conservación de la energía, impresión 3D)

1. INTRODUCCIÓN

La humanidad desde sus orígenes ha hecho uso de diversos métodos para trasladarse, comenzando con los animales de carga, con la llegada de la rueda se fabricaron vehículos de arrastre, evolucionando a los vehículos autopropulsados que emplean distintas fuentes de energía para impulsarse como se conocen hoy en día, clasificándose en vehículos aéreos, marítimos y terrestres, pasando a formar una herramienta primordial en la sociedad.

Los automóviles, uno de los vehículos terrestres más empleados actualmente, ya que ayudan a muchas personas a moverse de un lugar a otro sin los problemas que miles de usuarios de transporte público enfrentan, sin embargo, en su mayoría implementan motores de combustión interna, por lo que son parte de las principales causas de contaminación ambiental.

Hoy en día la principal fuente de energía que usan los motores de combustión interna es la química a partir de los combustibles fósiles, que de acuerdo a INEGI (Instituto Nacional de Estadística y Geografía, 2021) los vehículos de motor registrados en circulación son 53,115,396 en todo México, el doble que había en el 2007, si se mantiene esta tendencia en los próximos años el tráfico vehicular llegará a todos los estados del país empeorando la contaminación ambiental y la calidad de vida (ver Figura 1-1).

Total nacional de vehículos

Vehículos de motor registrados en circulación

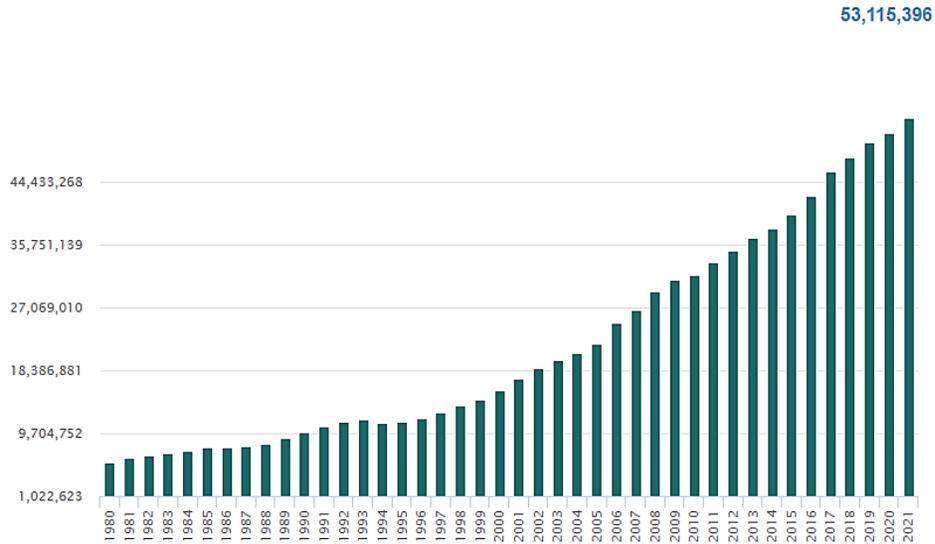


Figura 1-1 Total nacional de vehículos de motor registrados en circulación por año (INEGI, 2021).

Otro tipo de automóviles que están ganando popularidad son los vehículos eléctricos e híbridos, que sí bien ya no emplean totalmente combustibles fósiles, apoyándose de baterías eléctricas, hechas con materiales altamente tóxicos. Además, todavía la mayor parte de la energía que usan para su carga sigue proviniendo de materiales fósiles.

La situación del medio ambiente es crítica y actualmente no se tiene un automóvil libre de contaminación como medio de transporte por lo que la humanidad debe tomar acciones, como lo puede ser el usar alternativas de transporte ecológicas para reducir la contaminación, la mejor alternativa de transporte son los vehículos de tracción humana ya que es la fuente de energía más limpia, el ejemplar más común es la bicicleta debido a que no se produce ningún residuo tóxico derivado del proceso de traslado que dañe el medio ambiente o la salud, pero una de las principales razones de aceptación es el esfuerzo que requiere del conductor para impulsarse por sus limitantes físicas intrínsecas.

En la conducción de cualquier vehículo terrestre naturalmente se frena continuamente aplicando fricción y se pierde toda la energía cinética que se generó, disipándose como calor, presentándose un área de oportunidad. Se han desarrollado trabajos en los que se estudian KERS que presentan una forma de almacenar energía cinética de una bicicleta en el frenado, reusándola para impulsar nuevamente el vehículo, se muestra un ejemplar de estos sistemas a continuación en el que usan un volante de inercia para captar la energía cinética de la bicicleta (ver Figura 1-2).



Figura 1-2 Sistema KERS en una bicicleta con volante de inercia (Menon et al., 2013).

En este trabajo se expande la investigación de los KERS para bicicletas, un sistema con gran potencial para reciclar energía, por esto se presenta a continuación una revisión de literatura de antecedentes que muestra desde las consecuencias del uso de los vehículos de combustión interna hasta el desarrollo que han tenido los KERS como herramienta para recuperar energía en el uso de la bicicleta.

1.1 Antecedentes

Con la llegada de los motores de combustión interna se ha potenciado el transporte, como consecuencia también lo ha hecho la contaminación ambiental hasta resultar una problemática al medio ambiente, los autores Pérez et al. (2021) realizaron una revisión de literatura sobre la contaminación por tráfico vehicular y sus efectos en la salud humana. Analizaron 48 artículos indexados entre los años 2004-2020 donde evidenciaron que el transporte es uno de los mayores contaminantes del aire del mundo. Diversos estudios han demostrado que la quema de combustible emite múltiples contaminantes que afectan gravemente los pulmones de los niños en proceso de crecimiento, trayendo consigo una disminución en el funcionamiento pulmonar, afectando a todos y todas las futuras generaciones.

Otro trabajo que muestra los efectos de la contaminación en la salud humana es presentado por Fidanova et al. (2022) quienes desarrollaron un estudio para mostrar la relación entre niveles elevados de partículas en el aire y ciertas enfermedades. Aplicaron InterCriteria Analysis (ICrA) para encontrar la correlación entre el nivel de contaminación del aire y el número de personas que buscan ayuda médica. Los resultados mostraron que enfermedades como la diabetes y gastritis empeoraron con una corta exposición a contaminación del aire, mientras que enfermedades como inflamación de oídos, las vías respiratorias superiores y el asma empeoraron durante una larga exposición al aire contaminado.

La ONU (Organización de las Naciones Unidas) sector del medio ambiente denominado ONU-Hábitat (2022), menciona que en México el sector de transporte es una de las principales causas de la contaminación ambiental al contribuir con el 20.4% de la emisión de GEI (Gases de Efecto Invernadero), de los cuales el 16.2%

lo aporta el subsector automotor, siendo la mayoría por viajes en transporte individual motorizado. En algunas zonas metropolitanas como en el Valle de México las emisiones generadas por vehículos, representan hasta un 60% de la contaminación total por partículas suspendidas gruesas (PM-10). De acuerdo a la Organización Mundial de la Salud (OMS), cada año mueren en el país 14,700 personas a causa de enfermedades asociadas a la contaminación del aire. Los automóviles particulares generan el 18% de las emisiones de CO₂, principal gas causante del efecto invernadero.

Las situaciones descritas anteriormente son algunas de muchas que son producidas por emplear medios de transporte con motores de combustión, por lo que es urgente buscar transportes alternativos que no generen contaminación, uno de los mejores candidatos es la bicicleta. En la investigación de Suero (2010) se analiza la factibilidad de emplear la bicicleta como medio de transporte en la ciudad de Bogotá, contrasta las ventajas y desventajas de su uso en comparación al de un automóvil, destacando entre las ventajas el ahorro en combustible, el valor de adquisición hasta 200 veces menos que un carro, menor costo de infraestructura pública, el espacio que utiliza para transitar, apoya la actividad física al ser un ejercicio aeróbico, fluidez en embotellamientos, no contamina y entre las desventajas las mayores limitantes son los viajes largos y una exposición al clima. Se determina que actualmente los medios de transporte más eficientes de las ciudades con alta densidad de población como Bogotá, son la bicicleta y los sistemas de transporte masivos debido a sus beneficios económicos, ambientales y sociales, agrega que es fundamental para promover el uso de la bicicleta el diseño de nuevos productos y accesorios para los medios de movilidad no motorizada.

Con el mismo fin de reducir la contaminación producida por los vehículos de combustión a la par de buscar alternativas al transporte automotor privado se desarrollan avances en la tecnología automotriz para aumentar su eficiencia al reducir el consumo de combustible, uno de estos avances se presenta en el área

de los sistemas de transmisión de los automóviles con los KERS que en esencia son un conjunto de elementos que permiten que en el frenado del vehículo transmita su energía cinética hacia un dispositivo de almacenamiento que la mantiene hasta que requiera ser usada nuevamente para impulsar el vehículo.

Un ejemplo de este tipo de sistemas regenerativos con gran potencial en el ahorro de combustible es el que analiza Boretti (2013), un nuevo sistema de propulsión que se introduce a la "Fórmula 1" en 2014 debido a las nuevas regulaciones para el cuidado del medioambiente impartidas por la FIA's WMSC (Federation Internationale de l'Automobile World Motor Sport Council, Federación Internacional del automóvil Consejo Mundial del Deporte de Motor), el cambio consta de sustituir el motor V8 2.4 litros de 525 kW de bajo torque por un V6 turbo de 1.6 litros de 475kW de alto torque en conjunto con un KERS de 0.3 MJ y 120kW, permite ahorros de combustible de hasta del 40%.

El KERS implementado está basado en motores/generadores eléctricos que durante la etapa de frenado del vehículo son empleados para generar energía eléctrica a partir de la energía cinética del vehículo, dicha energía se conduce al dispositivo de almacenamiento de energía (ver Figura 1-3). Con la energía eléctrica almacenada se puede aportar torque mediante el mismo mecanismo cuando se desee impulsar el vehículo. Como principal agente encargado del frenado del vehículo están los frenos de fricción, debido a que el KERS en cuestión está limitado por su potencia de frenado y almacenamiento de energía por temas de distribución de peso, a continuación, se muestra una configuración de este tipo de sistemas en un ICE (*Internal Combustion Engine*, Motor de Combustión Interna).

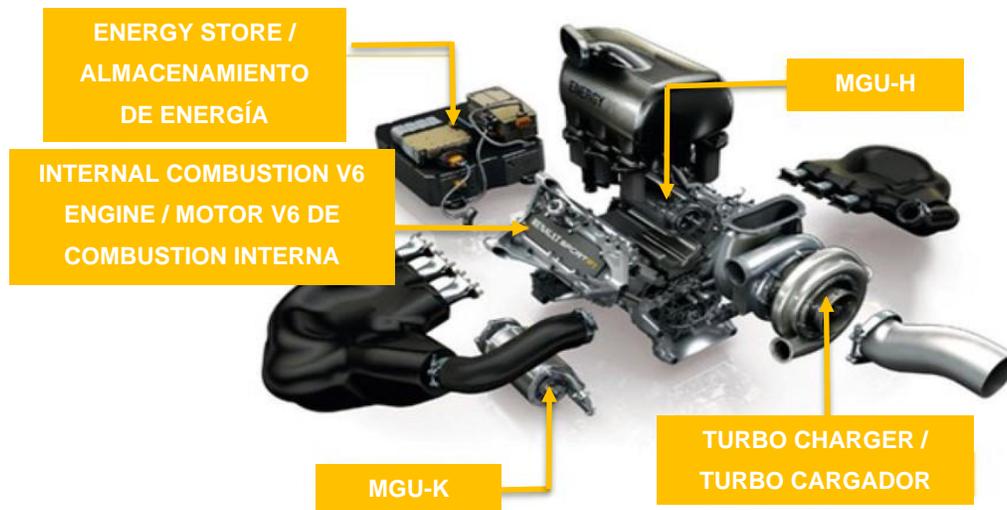


Figura 1-3 F1 KERS [ES (Energy Store, Almacenamiento de energía) + MGU-K (Motor Generator Unit on the driveline, Unidad de motor generador en línea de transmisión)] y E-BOOST/WHRS [Energy Store + MGU-H (Motor Generator Unit on the turbocharger shaft, Unidad de motor generador en el eje del turbocompresor)] (Traducido al español de Petrány, 2014).

Se empleó el software de simulación ChassisSim para analizar los efectos de implementar o no implementar KERS, tomando de referencia un mismo vehículo, se realizan tres casos de estudio, el primero sin un sistema regenerativo, el segundo con uno incluido y un tercero con un sistema de mayor potencia y capacidad de almacenamiento de energía que el del segundo caso. El resultado arroja que sobre la misma pista hay un sesgo mínimo de tiempo en la comparación de tiempo por vuelta al llevar un KERS por el peso extra que aporta (+40 kg) toma más tiempo en las curvas, pero en las rectas se gana mayor velocidad. En el segundo caso es más lento por 0.773 s por vuelta en comparación a no usar un sistema regenerativo y con el tercer caso se retrasa solo 0.013 s por vuelta, lo cual es un retraso insignificante comparado con el ahorro de combustible obtenido.

Para implementar un KERS se deben de tener claro los distintos tipos, para conocer las ventajas que ofrecen con base a los objetivos buscados, éstos se pueden categorizar como se propone en el trabajo de Kapoor & Parveen (2013) que realizaron una investigación sobre los dispositivos de almacenamiento de energía

empleados en KERS implementados en vehículos híbridos, mediante una revisión literaria de los sistemas de almacenamiento, los categorizaron en tipos mecánicos, eléctricos, hidráulicos e hidro-eléctricos y del análisis se concluye que el mejor sistema de almacenamiento de energía en términos de estabilidad de voltaje, rango de temperatura y relación costo-eficiencia es el volante de inercia del tipo mecánico.

Los elementos que tienen potencial se siguen analizando con el pasar del tiempo, es por esto que se ha seguido estudiando el volante de inercia para los KERS en bicicletas. A continuación, se muestra una versión más actualizada de la implementación de un volante de inercia en una bicicleta en un sistema más completo, ya que permite al conductor el control de la conexión del dispositivo de almacenamiento de energía (ver Figura 1-4), que fue desarrollado por Stanton (2011).



Figura 1-4 KERS implementado en una bicicleta con volante de inercia. (Stanton, 2021).

La complejidad de un KERS se basa en su dispositivo de almacenamiento de energía, de acuerdo al trabajo mencionado anteriormente los de tipo mecánico ofrecen la mejor relación costo-eficiencia, los ejemplares más frecuentados son los volantes de inercia y los resortes torsionales que a diferencia de los volantes de

inercia se destacan por un almacenamiento permanente de la energía, es decir que no se pierde energía durante el tiempo que se mantenga almacenada, mientras la deformación del resorte sea en el rango de comportamiento elástico del material.

En el desarrollo de tecnología, los vehículos autopropulsados por humanos no son la excepción, se encuentran trabajos que implementan KERS en bicicletas, en los cuales se proponen sistemas con diferentes configuraciones, pero con el mismo principio de almacenar energía en el frenado y reutilizarla en el impulso, como se menciona en los siguientes trabajos.

Un proyecto que trabaja el apartado de KERS de tipo mecánico es el de Menon et al. (2013), quienes diseñaron y analizaron uno para bicicletas empleando un volante de inercia para almacenar parte de la energía cinética que se pierde en el frenado. Aplican un mecanismo para realizar el acoplamiento del volante de inercia en el frenado y desacoplarlo al estar parado de forma que el volante de inercia puede girar libremente, permite acoplar el mecanismo nuevamente para usar la energía almacenada para impulsar la bicicleta. Este trabajo demuestra que se puede implementar un almacenamiento de energía mediante un dispositivo mecánico para reutilizarla e impulsar la bicicleta. El sistema en cuestión de manera teórica recupera hasta aproximadamente el 30% de la energía perdida en el frenado bajo ciertas condiciones físicas.

De igual manera se puede aplicar el potencial del resorte espiral plano como dispositivo de almacenamiento en un KERS, en el trabajo de Thombre et al. (2014) lo usaron de metal como material de fabricación, donde proponen un sistema conformando por un engranaje planetario, clutch de fricción y una ECU (*Electronic Control Unit*, Unidad de Control Electrónico). El proyecto se desarrolló analíticamente y fue modelado en un entorno CAD. Contrastaron la eficiencia de su mecanismo contra un KERS que implementan vehículos eléctricos de fábrica que emplean motores/generadores en las ruedas para convertir la energía cinética en energía eléctrica y la almacenan en baterías, durante este proceso se realiza más

de una conversión de energía ya que se sigue este proceso de manera inversa para aportar energía a las ruedas, dando una eficiencia en la conversión de 31% a 34%. En el mecanismo que proponen se obtiene una eficiencia en la conversión de la energía que excede el 90%, cuyo diseño se basa en una expresión matemática que permite calcular la energía almacenada en el resorte en base a sus características físicas. Como resultado de emplear su mecanismo se mejora la eficiencia del vehículo aprovechando la energía que se perdería, sin comprometer el funcionamiento del vehículo.

Un trabajo con un sistema aterrizado es el de Villalba (2016) que diseñó y desarrolló un sistema de almacenamiento de energía en el frenado de una bicicleta que propone un método sencillo y eficaz de acoplamiento del resorte espiral de metal como dispositivo de almacenamiento, empleando una cadena metálica para trasladar la rotación de la rueda trasera hasta un conjunto de engranajes planetarios, apoyándose de un trinquete de bicicleta y un freno de disco para controlar la liberación del giro del resorte. El alcance del trabajo llega a la implementación y validación (ver Figura 1-5).

El resorte en espiral plano empleado fue de acero SAE 1070 con esfuerzo de fluencia (σ_y) de 495 MPa, de 4.838 m de longitud y masa de 1.4377 kg, se validó que al deformarlo a 360° almacena y recupera 12 J en la bicicleta, se calculó que en este punto de deformación teóricamente almacenaría 28.28 J. Al analizar el sistema se encontró que el resorte superó el esfuerzo de fluencia causando incertidumbre en los resultados.

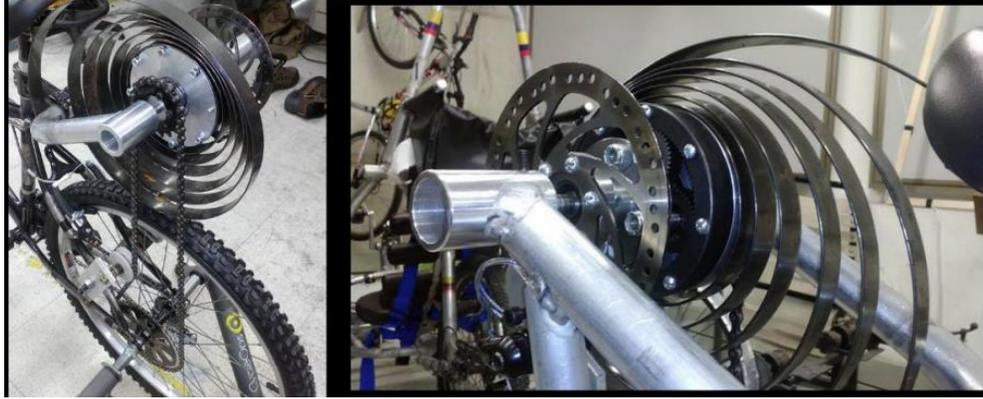


Figura 1-5 Prototipo de Villalba (2016) del mecanismo de almacenamiento y recuperación de energía mediante un resorte de torsión espiral plano (Villalba, 2016).

Se han realizado trabajos análogos con pruebas físicas controladas obteniendo consistencia y exactitud en las mediciones, Arai et al. (2019) diseñaron y realizaron un experimento de validación de un sistema de frenado regenerativo con un banco de pruebas empleando un resorte espiral plano de metal, freno de disco para bloquear el resorte en el momento en el que capta la energía cinética del giro de una rueda, un clutch y freno electromagnético, engranes magnéticos y encoders.

Para generar el movimiento del sistema emplearon un par de motores eléctricos, uno para hacer girar el eje de salida donde se encuentra la llanta y el segundo para el acoplamiento del resorte espiral. Se usaron 2 casos de estudio, el primer caso consta de conectar el resorte espiral para captar la energía cinética de la llanta en movimiento, para posteriormente liberar la energía potencial elástica del resorte y el segundo caso repetir lo anterior sin conectar el resorte.

Al realizar las respectivas mediciones bajo las mismas condiciones físicas se obtuvo una razón de regeneración de energía del 30% con referencia en el número de vueltas del resorte espiral. Posteriormente el sistema se modificó, implementando engranes planetarios para sustituir los engranes magnéticos que

tenían deficiencias en la transmisión de torque, obteniendo así una razón de regeneración del 47%.

Se pueden encontrar áreas de oportunidad en cada elemento de un KERS para bicicletas como emplear un mejor dispositivo de almacenamiento de energía, por ejemplo, en el caso de los que usan resortes torsionales en espiral plano de metal se podría probar una geometría nueva o fabricarlo de algún otro material.

En resortes torsionales compactos se encuentra el trabajo de Carpino et al. (2012) en el que diseñan una geometría de resorte torsional para ser empleado en un sistema compatible modular en actuadores elásticos seriales, el cual es un robot análogo a una prenda de vestir para asistir la motricidad humana en la rodilla, requiriendo un resorte compacto dado a que es beneficioso para ese ámbito el obtener un diseño de resorte torsional de relativamente bajo peso y volumen (ver Figura 1-6).

El diseño del resorte torsional fue refinado a través de un proceso de optimización iterativo basado en el análisis por elemento finito. Los resultados experimentales y simulados tienen un buen margen de coincidencia obteniendo un resorte torsional de rigidez lineal entre torque y ángulo de deformación con masa relativamente baja.

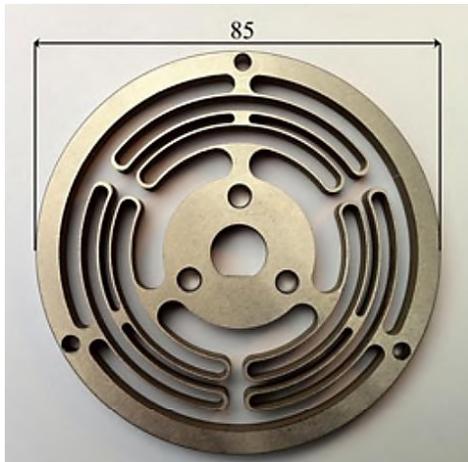


Figura 1-6 Vista frontal del resorte torsional elástico diseñado por Carpino et al. (2012) Diámetro: 85 mm Grosor: 3 mm Masa: 61.5 g. (Carpino et al., 2012).

Para la creación de prototipos se ha estado popularizando la impresión 3D, que es un método de fabricación aditiva rápido y económico, que permite la fabricación de prototipos de una variedad de materiales del tipo termoplásticos como los polímeros. El trabajo de Lay et al. (2019) desarrolla una investigación de algunos de los materiales más comerciales empleados en la impresión 3D también conocida como FDM (*Fused Deposition Modeling*, Modelado por Deposición Fundida) en la cual contrasta el comportamiento físico y rendimiento mecánico del PLA (*Poly-Lactic-Acid*, Ácido-Poli-Láctico), ABS (*Acrylonitrile Butadine Styrene*, Acrilonitrilo Butadieno Estireno) y Nylon 6, entre el método de fabricación de FDM e IM (*Injection Molding*, Moldeado por Inyección).

Los resultados obtenidos de las pruebas de tracción acorde a la norma ASTM D638 de 5 probetas para cada tipo, muestran que los esfuerzos de tensión para el PLA, ABS y Nylon 6, son 48%, 34% y 37% respectivamente, más bajos cuando se fabrican de FDM al 100% a comparación del IM por la inyección a alta presión que promueve un excelente entrelazamiento de las cadenas de polímeros mejorando su empaquetamiento. En la Figura 1-7 se muestran las gráficas de cada propiedad mecánica contrastando las muestras entre FDM e IM, así como entre materiales.

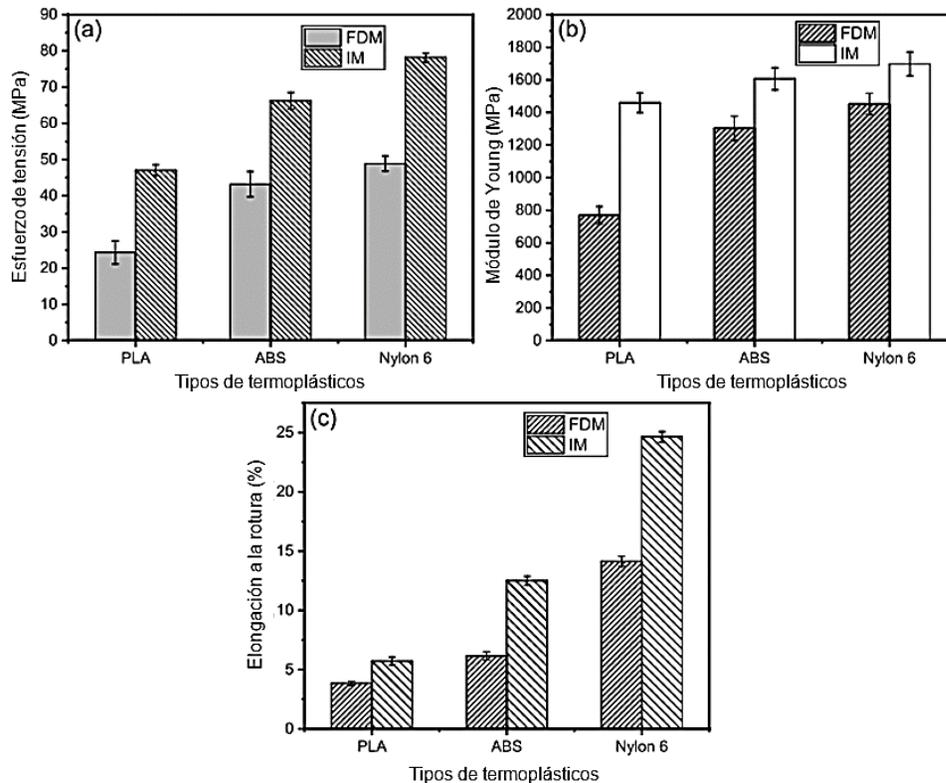


Figura 1-7 Propiedades mecánicas de termoplásticos hechos mediante FDM e IM: (a) Esfuerzo de tensión, (b) Módulo de Young, y (c) Elongación a la rotura. (Traducido al español de Lay et al., 2019).

Se observa en la imagen que en la comparación de algunos de los materiales empleados en impresión 3D, el Nylon 6 demuestra propiedades mecánicas más altas, se considera como un tipo de poliamida que es altamente resistente y se emplea para sustituir metales de baja resistencia en aplicaciones industriales, de forma que ya se ha avanzado al punto de desarrollar investigaciones para los acabados de este material en específico, como el trabajo de Carvajal & Cocha (2018) en el que se enfocan en procesos de mecanizado de esta versión de poliamida con aplicaciones en diversas áreas de la industria con el fin de establecer los parámetros para obtener rugosidades mínimas.

Como se ha mostrado en los antecedentes de los sistemas regenerativos de energía ha llegado a diferentes etapas tanto de análisis y simulación, como de

prototipos, dichos trabajos tienen en común una meta, de reciclar energía que se perdería en el frenado y los enfocados a bicicletas como resultado consecuencial reduce el esfuerzo de conducir una bicicleta.

Hasta la fecha las investigaciones no han desencadenado el aumento de ciclistas al incrementar la comercialización de estos vehículos. Por esto se necesita incursionar en variaciones que puedan expandir o complementar las investigaciones incluidas, como referencia el sistema desarrollado por Villalba (2016) que es un prototipo funcional implementado en bicicleta que ha llegado a la etapa de pruebas, se podría economizar en el costo de fabricación manteniendo un sistema versátil adaptable a cualquier bicicleta.

El objetivo es atender las áreas de oportunidad de estos trabajos para el mejor de los casos obtener un KERS para bicicleta de manufactura accesible y atractivo para el público, que puede resultar en el aumento del uso de las bicicletas que de acuerdo a la INEGI (2020) el porcentaje de viviendas particulares habitadas que disponen de bicicleta como medio de transporte en México es solo del 21.2%, no llegando siquiera a un cuarto de la población.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar y fabricar un resorte torsional como dispositivo de almacenamiento de energía para un KERS de bicicleta, realizado con impresión 3D en Nylon 6, diseñado mediante análisis por elementos finitos, posteriormente caracterizado con pruebas físicas para comprobar sus propiedades mecánicas en comparación con los resultados de la simulación y mostrar una alternativa funcional de su implementación en el vehículo autopropulsado.

1.2.2 *Objetivos particulares*

- Seleccionar las geometrías de resortes torsionales que se analizan mediante una revisión de literatura, para seleccionar resortes que tengan diferentes comportamientos y poder contrastar sus desempeños al estar hechos del mismo material.
- Especificar los criterios de diseño de los resortes torsionales para implementarlos en una bicicleta como una propuesta al uso de estos resortes, considerando las herramientas que se necesitan para poder fabricarlos con el apoyo de su diseño CAD en SolidWorks®.
- Diseñar 4 topologías en modelos CAD para cada geometría de resorte torsional en SolidWorks® y mediante simulaciones por FEA en ANSYS® para seleccionar el modelo a fabricar con base a las prestaciones mecánicas que ofrecen cumpliendo los criterios de diseño. Las propiedades de interés son la capacidad de almacenamiento de energía potencial elástica y torque máximo permisible.
- Fabricar el prototipo del sistema, empleando Nylon 6 mediante FDM para el resorte torsional, realizar pruebas físicas basadas en el principio de la conservación de la energía y obtener los siguientes parámetros del resorte torsional: **TMP** (Torque máximo permisible), capacidad de almacenamiento de energía potencial elástica, **DAEM** (Deformación angular elástica máxima) y rigidez angular.

1.3 Justificación

Como se ha visto, la alternativa de traslado más ecológica son los vehículos de tracción humana como la bicicleta, un medio de transporte económico que, aunque es bien conocido es poco usado ya que tiene limitantes como la energía del

conductor para trasladarse, los KERS han atendido este aspecto apoyando el impulso con energía captada en el frenado que normalmente se perdería. Este estudio se enfoca en los KERS para bicicletas que emplean resortes torsionales de metal como dispositivo de almacenamiento de energía con el fin de realizar variaciones respecto a su geometría, material y método de fabricación para expandir la investigación de lo que puede ser una herramienta capaz de aumentar el número de personas que optan por este medio de transporte.

En este estudio se fabrica el resorte torsional mediante FDM, un método de fabricación asequible, se usó filamento de Nylon 6, el cual es un material que destaca por su alta resistencia mecánica entre filamentos imprimibles en 3D comerciales, se propone este material y método de fabricación porque permite evitar los procesos de moldeo, acabados, entre otros, que conllevan la fabricación de resortes torsionales de metal que emplean la mayoría de este tipo de sistemas, permitiéndoles reducir costos de fabricación en lo que es dispositivo de almacenamiento de energía. Debido a que sólo se fabrica un solo resorte como prototipo, no es viable económicamente utilizar el moldeo por inyección que genera propiedades mecánicas más altas ya que este método es aplicado para una fabricación de mayor volumen de piezas.

En este trabajo también se estudia una geometría especial de resorte torsional compacta además de la geometría convencional del resorte espiral plano, dichas geometrías tienen cualidades diferentes y por tanto esta investigación permite contrastar sus desempeños. Se aplica el diseño mecánico para el resorte torsional de Nylon 6 con el fin de asegurar que es posible fabricarlo y que va a cumplir el funcionamiento buscado, para esto se definen condiciones de diseño estratégicas para lograrlo.

Con una variación de topología para cada geometría se puede determinar cuál es la que ofrece mejores prestaciones, se selecciona por el desempeño durante la simulación de su funcionamiento mediante FEA, de esta forma con los resultados

del postprocesamiento se selecciona el modelo que se fabrica y se usan los datos obtenidos como referencia para determinar los límites en las pruebas físicas que se le realicen, de forma que no se excedan sus capacidades mecánicas.

El sistema prototipo que se desarrolla cuenta con los componentes esenciales para implementar el resorte torsional y realizar las pruebas físicas de interés de este estudio. Al fabricar el prototipo del sistema y realizar las pruebas físicas podemos validar las características principales del funcionamiento del resorte torsional y su contraste con las calculadas en el FEA.

1.4 Descripción del problema

Para reducir el cansancio de trasladarse en bicicleta se han implementado motores eléctricos, que aunque son bien conocidos su consumo es mermado por el precio de venta, otro sistema que también se ha implementado en las bicicletas son los KERS mecánicos que sirven para apoyar el impulso que genera el conductor con energía almacenada en el frenado, ofreciendo con este mecanismo un transporte más eficiente y limpio en comparación al automóvil para casos de embotellamiento, pero tiene sus limitantes por lo que sólo suele emplearse para distancias cortas.

La mayoría de los KERS mecánicos desarrollados en los trabajos mencionados han hecho uso de resortes torsionales fabricados en metal que llegan a ser pesados dependiendo del tamaño, también son costosos debido al método de fabricación y precio del metal, en tales trabajos presentan la misma geometría del resorte espiral plano que actualmente no han adquirido una popularidad adecuada para producir algún producto en el mercado o tenido algún impacto en la sociedad. Por esto se necesitan análisis de resortes torsionales que estén fabricados de un material distinto al metal, así como probar diferentes geometrías, abriendo la posibilidad de tener un mejor desempeño o igualar las características brindadas por

un resorte de diferente material con una menor densidad y por ende de menor peso, que permita procesos de manufactura más económicos para una disminución de gastos monetarios.

Finalmente dependerá del desempeño de estos nuevos resortes torsionales con las variaciones propuestas, sí tiene el potencial necesario para resultar en un producto que incentive el ciclismo o en otro ámbito se considere como una herramienta para almacenar y liberar a voluntad energía potencial. Un trabajo de KERS mecánico con resorte torsional que llegó al punto de pruebas al prototipo fue desarrollado por Villalba (2016) y en la etapa de resultados descubrió que superó el esfuerzo de fluencia al realizarlas, es por eso que se deben realizar trabajos con un diseño sustentado como lo puede ser al emplear FEA que permitan conocer límites estimados del resorte torsional antes de someterlo a pruebas físicas.

1.5 Planteamiento general

A continuación, se muestra el diagrama de flujo que indica el proceso seguido en este trabajo (ver Figura 1-8).

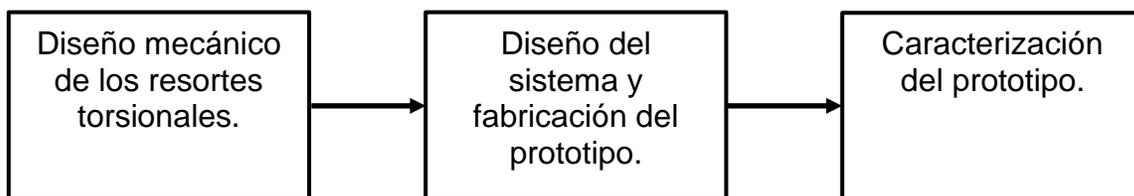


Figura 1-8 Diagrama del planteamiento general (Autoría propia, 2024).

Encontrar un diseño factible de un resorte torsional de Nylon 6 a partir de 2 geometrías base, para almacenar y transferir energía a una bicicleta. El diseño del resorte es el mejor cualificado de las distintas topologías diseñadas y analizadas en cuanto a desempeño en FEA, ya que es el que más se adecua al funcionamiento

objetivo, dicho resorte se imprime en 3D de Nylon 6 para implementarlo en un sistema que permita caracterizar su funcionamiento, como una herramienta para captar energía cinética durante el frenado y almacenarla como energía potencial elástica y liberarla.

Se buscó el diseño del resorte a fabricar a partir de 2 geometrías base que derivan en topologías parcialmente semejantes con variaciones clave para evaluar sus diferentes desempeños. Se partió de las condiciones de diseño que deben cumplir los resortes torsionales y del sistema para la implementación del resorte torsional en la bicicleta, posteriormente se definieron los parámetros variables de cada topología base para realizar el modelado con las variaciones clave en CAD. Con los diseños realizados se determinaron las propiedades mecánicas del material de fabricación Nylon 6 y se realizó la simulación del funcionamiento de cada resorte mediante FEA para finalmente elegir el mejor modelo a fabricar de acuerdo al desempeño que más se adecúe al funcionamiento planeado.

El diseño del resorte fabricado se basa en la simulación del funcionamiento como se mencionó anteriormente, con un estudio estático de su desempeño en el cual debe cumplir con un FS (Factor de Seguridad) mayor o igual a 2. Se desarrolló mediante simulación por medio de FEA y se consideraron como variables de diseño: las fuerzas de interacción efectuadas en la operación del resorte (apoyo fijo y momento) mostrado en la Figura 1-9, otra condicionante de su diseño es que en un estudio de fatiga que considera las cargas periódicas de flexión al comprimir y descomprimir el resorte torsional generen un ciclo de vida infinito.

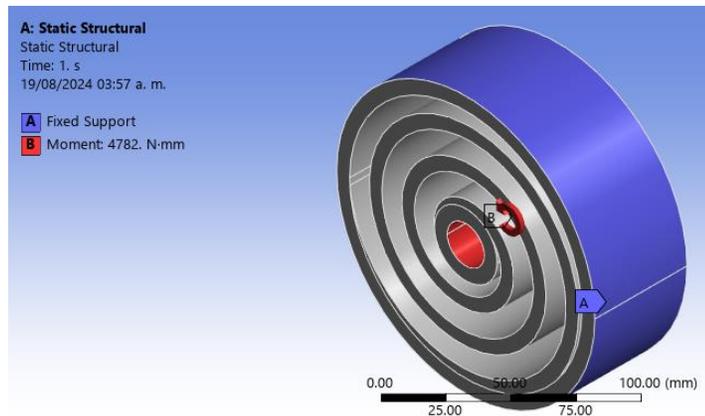


Figura 1-9 Fuerzas de interacción efectuadas en la operación del resorte (apoyo fijo y momento) en ANSYS® (Autoría propia, 2024).

Posteriormente se modela en CAD el sistema para implementar el resorte torsional en la bicicleta y se adapta el resorte torsional seleccionado, esto para que tenga la geometría requerida en el aro exterior para poder sujetarlo cuando se busque su compresión, así se puede captar la energía cinética sin comprometer su geometría interna y analizar los resultados del resorte adaptado por FEA para validar su desempeño y que el FS sea el adecuado.

Finalmente se fabricó el sistema completo y se imprimió en 3D con Nylon 6 el resorte torsional y se caracterizó con una prueba física basada en la conservación de la energía mecánica total de compresión-descompresión, en el cual el resorte con una masa suspendida atada al eje en el que está ensamblado, se midió su deformación en cada etapa y la carga que se aplicó para determinar sus características de interés.

2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

Hasta este punto se ha hecho mención de las geometrías de resorte torsional que se analizan, seleccionadas ya sea por su practicidad o por su diseño optimizado. A continuación, se dará una explicación de manera general sobre los dispositivos de almacenamiento de energía y los recursos digitales y conceptuales utilizados para poder entender mejor el entorno de diseño y modelado CAD y la aplicación del FEA. De igual manera se explica el método de conservación de la energía y sus ecuaciones a resolver.

2.1 Dispositivos de almacenamiento de energía

Se describen con detalle en cuestión de funcionamiento a las geometrías de los resortes torsionales que se analizaron en este trabajo.

2.1.1 Funcionamiento del resorte espiral plano

Es un dispositivo que se enrolla a lo largo de la espiral con un material de resorte delgado. Cuando un extremo del resorte está fijo y el otro extremo se le aplica torsión, el resorte en espiral producirá una gran deformación elástica y por consiguiente almacenará energía potencial elástica.

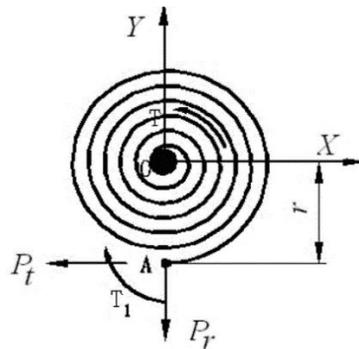


Figura 2-1 Análisis de fuerzas en el resorte espiral plano (Tang et al., 2014).

En la Figura 2-1 un extremo del resorte está fijo, el extremo fijo es **A**, el otro extremo fijo está en **O**. La distancia del punto **A** al punto **O** es r . Cuando el torque es aplicado en el punto **O**, se generan las cargas en el punto **A** que incluyen el torque T_1 , fuerza tangencial P_t y fuerza radial P_r (Tang et al., 2014).

El uso de resorte asegura el almacenamiento permanente de la energía hasta ser utilizada por el conductor a diferencia del actual sistema de regeneración eléctrico en el cual la energía almacenada disminuye con el tiempo y finalmente se pierde (Thombre et al., 2014). La energía potencial elástica almacenada en el resorte espiral plano se puede calcular con base en sus dimensiones, la **ecuación 1** expresa la cantidad de energía que almacena (Karwa, 2002).

$$P = \frac{\sigma_b^2}{24E} * btl \quad (1)$$

P = energía potencial elástica almacenada en el resorte espiral plano.

σ_b = máximo esfuerzo de flexión inducido en el material del resorte.

b = ancho del resorte.

t = grosor del resorte.

l = longitud del resorte desenrollado.

E = módulo de Young.

Existen expresiones matemáticas que definen el comportamiento del resorte espiral plano centrándose en la cantidad de energía que almacena en base a la geometría, como se muestra en la **ecuación 2.1**, la **ecuación 2.2** permite calcular la carga ejercida en el extremo exterior del resorte, la **ecuación 2.3** expresa la deformación angular y la **ecuación 2.4** define el momento de inercia, cada parámetro de la geometría del resorte espiral se encuentra mostrado en la Figura 2-2 (Achchagam, 2017).

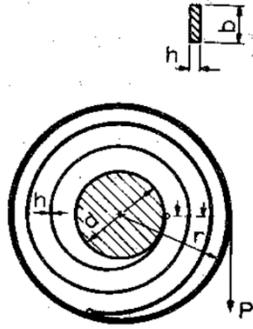


Figura 2-2 Parámetros de la geometría del resorte espiral plano (Achchagam, 2017).

$$U = \frac{\sigma^2 * V}{6 * E * k^2} \quad (2.1)$$

U = energía potencial del resorte espiral plano.

σ = máximo esfuerzo de flexión.

V = volumen del resorte.

E = módulo de Young.

k = factor del resorte.

$$V = b * h * l \quad (2.1.1)$$

b = ancho del resorte.

h = grosor del resorte de \approx (0.03 m a 0.04 m).

l = longitud del resorte desenrollado.

$$k = \frac{3 * C - 1}{3 * C - 3} \quad (2.1.2)$$

$$C = \frac{d}{h} \quad (2.1.3)$$

C = índice de relación.

d = diámetro de la espiral interna del resorte.

$$P = \frac{b * h^2 * \sigma}{6 * r * k} \quad (2.2)$$

P = carga ejercida en el extremo exterior del resorte.

r = radio del resorte espiral plano.

$$\delta = \frac{P * l * r^2}{E * I} \quad (2.3)$$

δ = deformación angular del resorte espiral plano.

I = momento de inercia.

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad (2.4)$$

2.1.2 Resorte compacto de geometría especial

El resorte torsional, cuyo diseño fue refinado a través de un proceso de optimización iterativo basado en el FEA tiene un diámetro externo de 85 mm, un grosor de 3 mm y un peso de 61.5 g. El resorte fue caracterizado usando un banco de pruebas dinamométricas, muestra un desempeño lineal de torque vs ángulo (ver Figura 2-3). El elemento tiene una rigidez de 98 N-m/rad y es capaz de soportar un par máximo de 7.68 N-m.

Parameter	Value
Stiffness	98 N·m/rad
Max torque	7.68 N·m
Max deflection	0.078 rad
Outer diameter	85 mm
Thickness	3 mm
Weight	61.5 g
Specific stored energy	11.69 J/kg

Figura 2-3 Propiedades del resorte torsional compacto de geometría especial (Carpino et al., 2012).

Desempeña un buen margen de coincidencia entre datos simulados y experimentales, con un error máximo resultante del 6%. Haciendo un arreglo de un número de resortes idénticos en serie o en paralelo es posible generar diferentes características de torque contra ángulo para cumplir con requisitos de aplicaciones específicas (ver Figura 2-4).

La aplicación objetivo requiere un diseño centrado en la obtención simultánea de dos objetivos:

- i) La capacidad de proporcionar el torque de asistencia necesario para apoyar la locomoción humana con una rigidez intrínseca baja.
- ii) La minimización del peso y las dimensiones resultantes (Carpino et al., 2012).



Figura 2-4 Resorte en estado descargado [izquierda] y en estado deformado [derecha] con torque aplicado de 7.68 N·m (Carpino et al., 2012).

2.1.3 Método de fabricación de los resortes torsionales

Para la fabricación del prototipo del resorte torsional se emplea el método de impresión 3D que es un método ideal para un bajo volumen de piezas hechas de algún polímero. Fabricación aditiva es el nombre técnico que engloba todas las tecnologías de impresión 3D, se trata de la fabricación de objetos tridimensionales por aportación de material en vez de sustracción. Se comienza partiendo de un archivo digital (modelo 3D), se utilizan diferentes procesos aditivos en los que se aplican capas sucesivas de materia para crear un objeto tangible (Jorquera, 2016).

La impresión 3D surge como un nuevo método de fabricación aditiva debido a la demanda del mercado de un procedimiento de prototipado más rápido y económico, reduciendo las pérdidas de material y logrando una precisión y calidad aptas para mostrar al cliente. Junto con este mercado también se han desarrollado nuevos materiales entre los que destacan las poliamidas. Su alta resistencia junto con una aceptable flexibilidad y durabilidad ante posible rotura, ha llevado a este material a ser el futuro en la impresión 3D (Nebot, 2016).

2.1.4 Nylon 6 como material de fabricación

Como se observó en los antecedentes en el contraste de materiales usados en impresión 3D la poliamida 6 o Nylon 6 destaca por desempeñar mejores capacidades mecánicas lo que lo vuelve un buen candidato en aplicaciones industriales.

La poliamida 6 como material de estudio se lo considera una materia prima de gran alcance, dado que su campo de uso abarca muchas áreas en distintas industrias, por ejemplo, se puede usar para construir engranajes, cojinetes tornillos sin fines, entre otros, dado que posee características sobresalientes como resistencia a los agentes químicos, resistencia a los óxidos, su buena maquinabilidad, bajo peso y estabilidad térmica entre 10° C hasta 100° C lo hacen un material de grandes prestaciones. La poliamida 6 es muy utilizada en la industria

para construir elementos mecánicos como piñones sometidos a esfuerzos medianos; bocines, agitadores de leche los cuales pueden ser mecanizados en bronce o acero inoxidable (Carvajal & Cocha, 2018).

2.2 Diseño mecánico

El resorte torsional de Nylon 6 que se fabrica es respaldado mediante el proceso de diseño mecánico con el fin de asegurar que el prototipo puede desempeñar el funcionamiento para el cual es creado. Diseñar es formular un plan para la satisfacción de una necesidad específica o resolver un problema específico. Si el plan resulta en la creación de algo que tenga una realidad física, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, utilizable, manufacturable y comercializable.

A veces, la resistencia requerida de un elemento en un sistema es un factor importante en la determinación de la geometría y las dimensiones del elemento. En tal situación, decimos que la resistencia es una consideración de diseño importante. Cuando usamos la expresión consideración de diseño, nos referimos a alguna característica que influye en el diseño del elemento o, quizás, del sistema completo. Por lo general, se debe considerar y priorizar en una situación de diseño dada (Budynas & Nisbett, 2011).

2.2.1 Resistencia del material

Una de las características intrínsecas del material utilizado para la fabricación del resorte es la tensión admisible o límite elástico σ_{adm} , la cual se puede definir como la máxima tensión que asegura las deformaciones no permanentes en los materiales. Esto implica que una tensión superior a la admisible provocaría unas deformaciones permanentes en el resorte cuando cesaran los momentos aplicados, lo cual es inadmisibles (ver Figura 2-5).

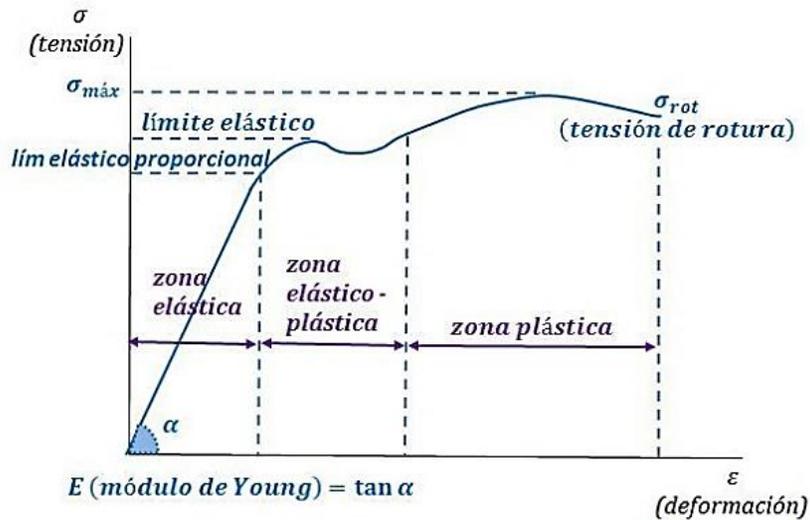


Figura 2-5 Gráfica tensión-deformación (Matilla, 2019).

Debido a esta característica del material se establece que la tensión máxima alcanzable en el elemento debe ser inferior a la tensión admisible del material, con el objetivo de conservar en todo momento el comportamiento elástico del material del elemento, pudiéndose dejar un factor de seguridad para no alcanzar en ningún momento esta tensión admisible, y los riesgos para el material de nuestro resorte que esto conllevaría (Matilla, 2019).

2.2.2 Carga permisible y esfuerzo permisible, factor de seguridad

La máxima carga que puede soportar a un elemento estructural o un componente de maquinaria en condiciones normales de uso es considerablemente más pequeña que la carga última. Esta carga más pequeña se conoce como la carga permisible y, en ocasiones, como la carga de trabajo o carga de diseño. Así, sólo una fracción de la capacidad última de carga del elemento se utiliza cuando se aplica la carga permisible. El remanente de la capacidad portadora de carga del elemento se mantiene en reserva para asegurar su desempeño seguro. La razón

de la carga última a la carga permisible se emplea para definir el factor de seguridad, como se muestra en la **ecuación 3.1**.

$$FS = \frac{\text{carga última}}{\text{carga permisible}} \quad (3.1)$$

FS= Factor de seguridad

Una definición alterna del factor de seguridad se basa en el uso de esfuerzos se muestra en la **ecuación 3.2**.

$$FS = \frac{\text{esfuerzo último}}{\text{esfuerzo permisible}} \quad (3.2)$$

Las dos expresiones dadas para el factor de seguridad en las **ecuaciones 3.1 y 3.2** son idénticas cuando existe una relación lineal entre la carga y el esfuerzo. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones de ingeniería esta relación deja de ser lineal al acercarse la carga a su valor último, y el factor de seguridad obtenido de la **ecuación 3.2** no suministra una evaluación válida de la seguridad de un diseño dado. Sin embargo, el método de diseño por esfuerzo permisible, basado en el uso de la **ecuación 3.2**, se utiliza ampliamente (Beer et al., 2010).

2.2.3 Selección de un factor de seguridad adecuado

La selección del factor de seguridad que debe usarse en distintas aplicaciones es una de las tareas más importantes de los ingenieros. Por una parte, si el factor de seguridad se elige demasiado pequeño, la posibilidad de falla se torna inaceptablemente grande; por otra, si se elige demasiado grande, el resultado es un diseño caro o no funcional. La elección de un factor de seguridad apropiado para una determinada aplicación de diseño requiere de un acertado juicio por parte del diseñador basado en muchas consideraciones como las siguientes:

- Variaciones que pueden ocurrir en las propiedades del elemento bajo consideración.
- Número de cargas que puedan esperarse durante la vida de la estructura o máquina.
- Tipo de cargas que se han planeado para el diseño, o que puedan ocurrir en el futuro.
- Tipo de falla que pueda ocurrir.
- Incertidumbre debida a los métodos de análisis.
- Deterioro que pueda ocurrir en el futuro por mantenimiento incorrecto o por causas naturales inevitables.
- Importancia de un elemento dado a la integridad de la estructura completa (Beer et al., 2010).

2.3 Recursos de diseño y análisis por elemento finito

Para poder realizar la impresión 3D del resorte se requiere tener un modelo digitalizado del mismo para lo cual se emplean herramientas CAD que te permiten modelar cada parámetro de la geometría de forma controlada, estos programas funcionan con bases en el análisis por elementos finitos y ofrecen la facilidad de realizar estudios a la representación digital del cuerpo diseñado al someterlo a condiciones específicas como lo son todo tipo de cargas para analizar las reacciones y comportamiento mecánico del sistema.

2.3.1 Herramientas CAD

En la actualidad, los proyectos metal-mecánicos son elaborados y comprobados antes de su fabricación, apoyados en potentes herramientas de

diseño y manufactura asistida por computador CAD/CAM (*Computer-Aided Manufacturing*, Manufactura Asistida por Computador).

En la etapa de modelado CAD, el diseñador o dibujante representa gráficamente la pieza o el producto en forma digital utilizando el software de dibujo y modelado sólido realizando las entidades como líneas, arcos, círculos, polígonos, elipse, entre otros. El dibujo puede representarse en 2 o 3 dimensiones; en este último caso se puede realizar en forma de superficies o sólidos, con la ventaja que el usuario puede conservar el diseño en formato digital y editarlo para mejorarlo o para utilizar alguno de sus componentes en el diseño de una nueva pieza (García, 2006).

2.3.2 Análisis por elemento finito en software

El análisis de elementos finitos es un método computarizado para predecir cómo reaccionará un producto ante las fuerzas, la vibración, el calor, el flujo de fluidos y otros efectos físicos del mundo real. La simulación por elementos finitos te permite comprobar si un producto se romperá, desgastará o funcionará como se espera. Se denomina análisis, pero en el proceso de desarrollo de productos, se utiliza para predecir qué ocurrirá cuando se utilice un producto.

El análisis de elementos finitos descompone un objeto real en un gran número (entre miles y cientos de miles) de elementos finitos, como pequeños cubos. Las ecuaciones matemáticas permiten predecir el comportamiento de cada elemento. Luego, una computadora suma todos los comportamientos individuales para calcular el comportamiento real del objeto. El análisis de elementos finitos aproxima el comportamiento de los productos afectados por una variedad de efectos físicos (Autodesk, 2022).

En la Figura 2-6 se muestra un diagrama esquemático de la metodología estandarizada que se emplea en el análisis por elemento finito, seguida de su descripción por etapas (Villagómez, 2020).

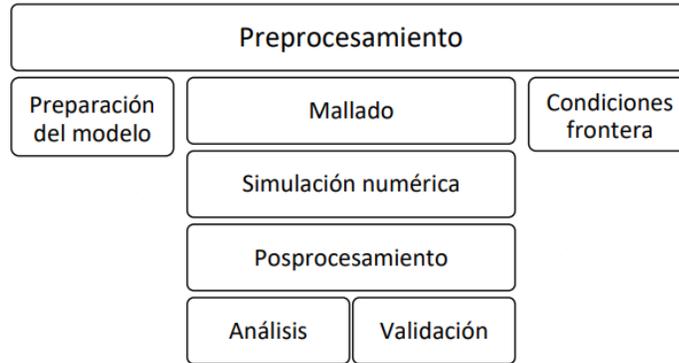


Figura 2-6 Metodología seguida en el análisis por elemento finito (Villagómez, 2020).

- **Preprocesamiento:** de forma general se debe construir una geometría en un entorno CAD, la cual se usará para la aplicación de la simulación, adicionar las condiciones frontera y la aplicación de cargas.
- **Preparación del modelo:** se estableció un modelo CAD a usar con el uso de SolidWorks®, en ocasiones sólo se exporta, teniendo dificultades para resolver las formas complejas como esquinas inusuales y dejarlo listo para el mallado, para este caso la geometría se hizo desde cero, además cada pieza tiene cotas paramétricas que ayudan a modificar el diseño una manera más rápida.
- **Mallado:** son las zonas en el modelo donde las ecuaciones se aplicarán, dichas zonas están establecidas con un diseño de malla adaptativo, el cual presenta la característica de acercarse lo más posible a la forma de la geometría propuesta, estableciendo zonas de cálculo a lo largo del diseño. Debe ser un mallado de calidad para tener además buenos resultados y además reducir tiempos de la simulación. Evitando además los errores computacionales a la hora de resolver.
- **Condiciones fronteras:** ayudan a la mejor resolución de las ecuaciones, las cuales pueden estar en estado estable o transitorio, las primeras no cambian a lo largo de la tarea computacional, mientras que las otras

generan cambios y la computadora debe ser capaz de interpretar dichos cambios al mismo tiempo que se resuelven las ecuaciones del modelo.

- Simulación numérica: la solución es el proceso del cómputo actual para resolver el modelo, lo cual implica la resolución por lo general de ecuaciones no lineales definidas como funciones. La solución se hace a partir de iteraciones por métodos numéricos, generando iteraciones para cada elemento de la malla propuesta.
- Postprocesamiento: en este caso una vez que las simulaciones ya fueron realizadas, se procede a la verificación de las mismas, lo cual implica revisar los resultados correspondientes y verificar si son confiables los resultados obtenidos.
- Análisis: los resultados obtenidos en cada simulación son comparados para poder tener una relación entre ellos, así poder identificar de una forma más rápida cuáles son confiables y cuáles pueden ser descartados.
- Validación: en este caso una vez revisados los resultados se tiende a concentrar, ya sea en tablas o un listado de datos, toda la información, que al final servirá para poder hacer los ajustes necesarios y tener un resultado factible que cumpla con las características requeridas.

En general es necesario usar todo el potencial del análisis para poder generar información útil para el usuario, pero de igual forma se debe saber interpretar dicha información para que no surjan errores en el cálculo al momento de establecer restricciones en el modelo.

2.3.3 Recursos en ANSYS®

ANSYS® es un software de entorno CAD en el cual se trabaja con geometrías en 2D y 3D las cuales se pueden desarrollar ahí mismo o importar dependiendo del criterio del usuario, así como también se pueden realizar simulaciones de diversos

tipos y con distinto nivel de resolución dependiendo de los alcances del computador que se utilice, las simulaciones son realizadas mediante las condiciones frontera del sólido y de su entorno.

Algunas de las simulaciones que se pueden realizar en ANSYS® son las siguientes:

2.3.3.1 Estudio estático

Es un análisis que considera todas las cargas sobre un cuerpo sólido cuando está en equilibrio y permite determinar los puntos donde se concentra mayor esfuerzo es la zona más propensa a la falla del material, también permite calcular el factor de seguridad, una forma cuantitativa de conocer el riesgo de una posible falla.

2.3.3.2 Estudio de fatiga

La fatiga es un fenómeno desarrollado en algunos componentes como ejes, eslabones, resortes que sufren cargas y descargas repetitivas, las cuales van desgastando al cuerpo incluso cuando las tensiones inducidas son inferiores a los límites de tensión permitidos, este estudio permite estimar la vida del componente en cantidad de ciclos periódicos de carga y descarga antes de que falle.

2.4 Trabajo y energía

La conservación del trabajo y energía se aplica durante las pruebas para la medición de energía de forma experimental del resorte que se fabrica, por lo que se procede a abordar sus expresiones matemáticas (Wilson & Buffa, 2002).

2.4.1 Conservación de la energía mecánica total

La idea de fuerza conservativa nos permite extender la conservación de la

energía al caso especial de la energía mecánica, lo cual nos es de gran ayuda para analizar muchas situaciones físicas. La suma de las energías cinética y potencial se denomina energía mecánica total, como se muestra en la **ecuación 4.1**.

$$E = K + U \quad (4.1)$$

E = Energía mecánica total.

K = Energía cinética.

U = Energía potencial.

En un sistema conservativo, es decir, uno en el que sólo fuerzas conservativas efectúan trabajo, la energía mecánica total es constante, como se muestra en la **ecuación 4.2**.

$$E = E_o \quad (4.2)$$

E_o = Energía mecánica inicial.

Ahora sustituimos la **ecuación 4.2** en **4.1** obteniendo la **ecuación 4.3a**.

$$K + U = K_o + U_o \quad (4.3a)$$

K_o = Energía cinética inicial.

U_o = Energía potencial inicial.

Otra expresión es la **ecuación 4.3b**.

$$\frac{1}{2}mv^2 + U = \frac{1}{2}mv_o^2 + U_o \quad (4.3b)$$

m = masa.

v = velocidad.

v_o = velocidad inicial.

La **ecuación 4.3b** es un planteamiento matemático de la ley de conservación de la energía mecánica:

En un sistema conservativo, la suma de todos los tipos de energía cinética y potencial es constante, y equivale a la energía mecánica total del sistema. Tome en cuenta que, en un sistema conservativo, las energías cinética y potencial podrían cambiar, pero su suma siempre será constante. En un sistema conservativo, si se efectúa trabajo y se transfiere energía dentro del sistema, escribimos la **ecuación 4.3a** como la **ecuación 4.4a**.

$$(K - K_o) + (U - U_o) = 0 \quad (4.4a)$$

K_o = Energía cinética inicial.

U_o = Energía potencial inicial.

O se puede reescribir como la **ecuación 4.4b**.

(para un sistema conservativo)

$$\Delta K + \Delta U = 0 \quad (4.4b)$$

ΔK = Diferencia de energía cinética.

ΔU = Diferencia de energía potencial.

Esta expresión nos dice que estas cantidades tienen una relación de subibaja: si hay una disminución en la energía potencial, la energía cinética deberá aumentar en la misma cantidad para que la suma de los cambios sea cero. Sin embargo, en un sistema no conservativo, por lo general se pierde energía mecánica (por ejemplo, en forma de calor por la fricción), así que $\Delta K + \Delta U < 0$.

3. METODOLOGÍA

El diagrama de bloques de la Figura 3-1 resume las etapas del proyecto, donde más adelante se explicará a detalle cada una de ellas para poder desarrollar la simulación y la parte experimental del proyecto, por lo cual se denotarán las características esenciales en cada uno de los pasos y los criterios de diseño para poder tener un modelo funcional.

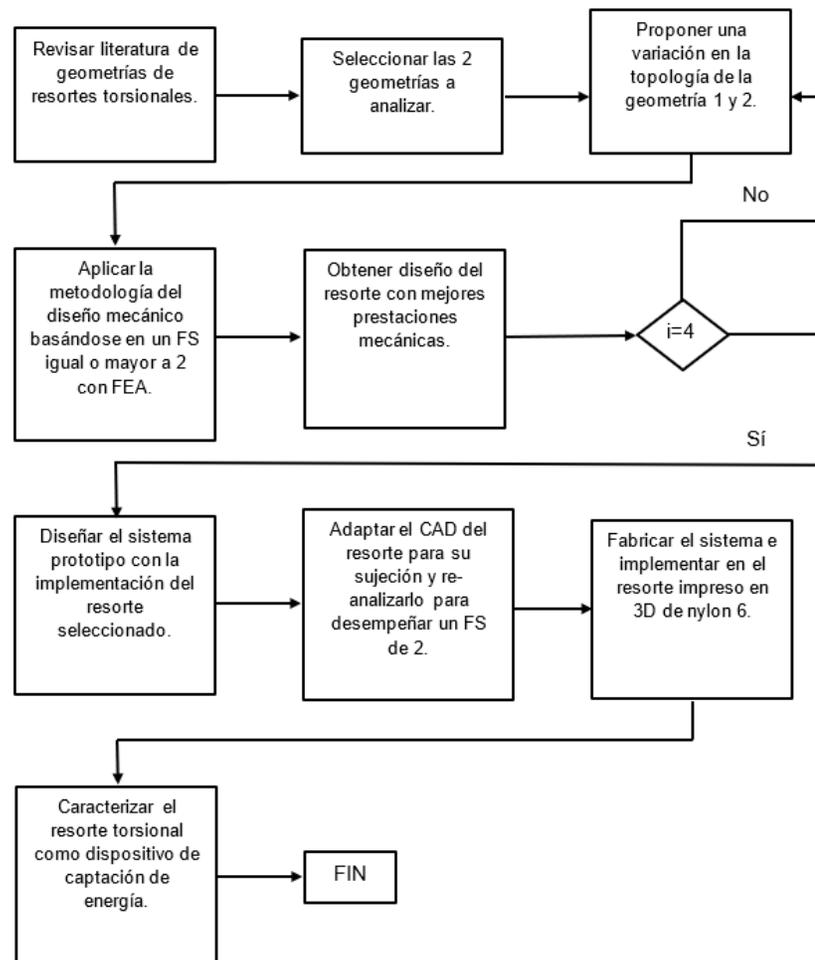


Figura 3-1 Diagrama de la metodología seguida en este trabajo (Autoría propia, 2024).

3.1 Selección de geometrías

Como fase inicial se seleccionaron las geometrías para los resortes torsionales con los que se va a trabajar. En los antecedentes se muestra que en los KERS para bicicletas que usan resortes torsionales se ha empleado el resorte espiral plano, el cual tiene como una de sus principales características una deformación angular elástica relativamente alta, lo que lo vuelve adecuado para la aplicación en cuestión, ya que el funcionamiento requiere que al frenar la bicicleta su energía cinética se almacene en el resorte torsional durante un rango acotado de vueltas de la rueda de tracción, dicho rango es delimitado por el desplazamiento angular que permite el resorte torsional, así como la relación de giro entre la entrada y salida del sistema de transmisión.

Con el sistema de transmisión se puede compensar un escaso desplazamiento angular del resorte torsional, por lo que el desplazamiento angular no limita totalmente la geometría del resorte que se puede emplear para estos sistemas, el principio consta de adaptar el desplazamiento angular del resorte torsional mediante las relaciones de giro del sistema de transmisión que lo conecta con la rueda de tracción.

Sí la rueda de tracción gira en sentido horario y el resorte al estar fijo en su extremo exterior también lo hace mientras se comprime, al dejar de comprimir el resorte naturalmente tratará de recuperar su forma original sin deformación generando el giro de la rueda de tracción en sentido anti-horario, contrario al que realizó su deformación.

Para solucionar el fenómeno anterior se han diseñado trenes de engranajes entre la rueda de tracción de la bicicleta y el resorte torsional para obtener una relación de giro que ofrezca un desplazamiento de la bicicleta adecuado en el que se obtenga un frenado suave y lo suficientemente potente mientras se va almacenando la energía en el resorte torsional, así también permiten cambiar el sentido de giro de la rueda con respecto el resorte torsional, el sistema de

transmisión aplicado en estos sistemas de KERS son los trenes de engranajes planetarios, como es el caso de los trabajos de Arai et al. (2019) y Villalba (2016).

Con base en lo abordado anteriormente, una gran deformación angular elástica no es una característica crítica que debe cumplir la geometría de un resorte torsional para ser empleado en estos sistemas de captación de energía cinética en bicicletas, pero sí reduce la relación de giro que se requiere en el tren de engranajes permitiendo disminuir el peso al llevar menos engranes o más pequeños, por esto se seleccionó como primera geometría el resorte espiral plano para analizar su desempeño al ser fabricado de Nylon 6.

Cabe reiterar que en este trabajo no se desarrolla la adaptación de giro mediante trenes de engranajes para el funcionamiento total que ofrece un KERS para bicicletas, el enfoque del sistema fabricado es que permita implementar un resorte torsional con la principal función de transmitir energía desde la rueda de tracción de la bicicleta hacia el resorte torsional y viceversa con el fin de cuantificar las características de almacenamiento de energía, deformación angular elástica máxima y rigidez que desempeña el resorte torsional fabricado.

Se escogió como segunda geometría para resorte torsional basarse en la diseñada por Carpino et al. (2012) mostrada en la Figura 3-2 la cual se caracteriza por ser compacta con gran rigidez y bajo desplazamiento angular, lo cual es lo contrario al resorte espiral plano permitiendo contrastar estos dos desempeños al ser analizados con elementos finitos, por esto es que se opta manejar diferentes anchos para el modelo de cada tipo de geometrías, 40 mm para la geometría basada, ya que por naturaleza tendrá relativamente más rigidez que la de espiral que se diseñan con 50 mm.

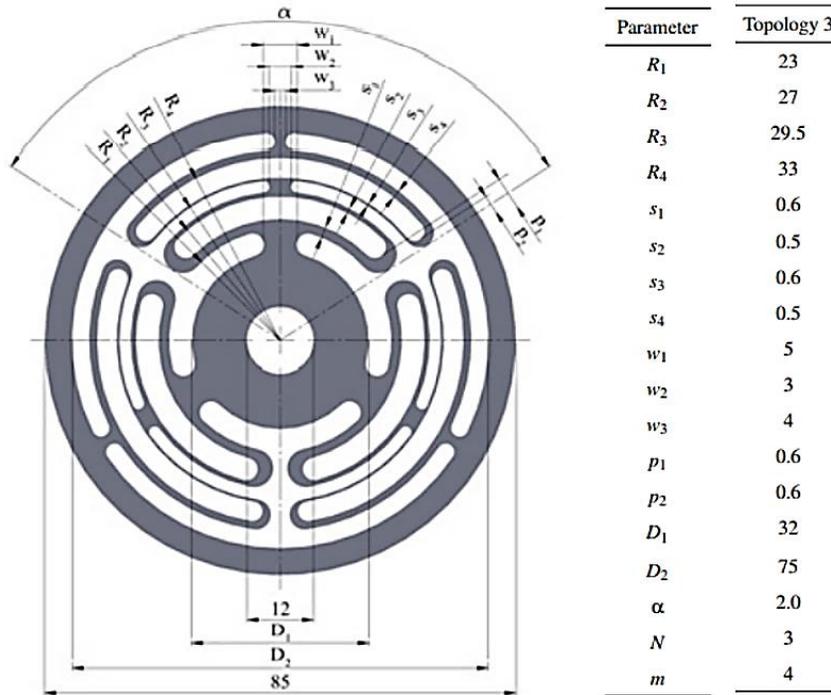


Figura 3-2 Geometría de resorte torsional diseñada por Carpino et al. (2012) (Carpino et al., 2012).

3.2 Criterios de diseño del resorte torsional y su sistema de implementación

Las dimensiones de los resortes torsionales están limitadas por las dimensiones de impresión de la impresora 3D, se busca obtener el resorte torsional de una sola pieza y tener los menores desperdicios de material, las dimensiones de impresión de la impresora se muestran a continuación en la Tabla 3-1.

Tabla 3-1 Dimensiones de impresión Impresora 3D DREMEL 3D45 (Autoría propia, 2024).

Impresora 3D DREMEL 3D45 dimensiones de impresión		
Altura	25.4	cm
Base lado 1	15.24	cm
Base lado 2	16.51	cm

Se propuso que la cara circular del resorte torsional se imprima sobre la placa base de la impresora, por lo que el diámetro exterior del resorte torsional no puede exceder los 15.24 cm, acotándolo a 14 cm para dejar tolerancia y lo que es el ancho del resorte se imprima en dirección de la altura cuyo límite estaría en 25.4 cm sin embargo ya que sólo se busca caracterizar un resorte torsional al implementarlo en el sistema, se acotó su ancho a no mayor a 5 cm, las restricciones de dimensiones para el resorte torsional se muestran en la Tabla 3-2.

Tabla 3-2 Restricciones de diseño de los resortes torsionales (Autoría propia, 2024).

Restricciones de diseño de los resortes torsionales de Nylon 6		
Diámetro externo máximo	14	cm
Ancho máximo del resorte	15	cm

El diseño mecánico del resorte torsional de Nylon 6 se basa en un estudio estático de su funcionamiento mediante FEA en el cual debe cumplir con un FS mayor o igual a 2. La impresión 3D del resorte torsional se hizo con un relleno del 50% lo que merma el desempeño por los espacios vacíos en su interior, los cuales pueden generar que sea más flexible y que no soporte la misma carga que el sólido relleno al 100%, que es más resistente y rígido debido a la densidad total del material. Sin embargo, se decidió que en la simulación se empleen modelos CAD sin huecos, con las propiedades mecánicas originales del material incluso en la densidad ya que por temas de alcance no se pudo cuantificar la pérdida de propiedades mecánicas en función del relleno debido a que requiere ensayos mecánicos y análisis matemático.

Se optó para compensar la merma en el desempeño del resorte torsional impreso al 50% por los huecos dejar una tolerancia en el FS, de forma que las cargas que generen en la simulación un FS igual o mayor a 2 en la pieza rellena al 100% sean las cargas límites para el resorte fabricado como se muestra en la Tabla

3-3. Se considera una relación lineal entre las pérdidas de propiedades mecánicas y el porcentaje de relleno, por lo que la pieza rellena al 50% debería tener la mitad de la capacidad de carga de la pieza rellena al 100%, siguiendo esta hipótesis las cargas máximas de operación generarían un FS de 1.5 en la pieza con la mitad de relleno que está sobre el mínimo FS igual a 1 en el que la carga aplicada a la pieza sería exactamente la que puede soportar sin fallar. Este FS estimado de permite cubrir el margen de error de la hipótesis para asegurar que opere dentro de un rango seguro incluso tomando en cuenta las variaciones intrínsecas de la calidad del material y la precisión de la impresión se pueden compensar y asegurar el FS mayor que 1.

Tabla 3-3 Condiciones de diseño en FEA (Autoría propia, 2024).

Condiciones de diseño del estudio estático en FEA	
Factor de seguridad	≥ 2

Para llevar a cabo el FEA se requiere conocer las propiedades mecánicas del material, sin embargo, la escasa información del material no abarca consistentemente la información necesaria para realizar el estudio de fatiga, el método de fabricación con los polímeros como lo es el Nylon 6 juega un papel importante en las propiedades mecánicas resultantes, por esto se tomaron como referencia las calculadas por Lay et al. (2019) e Intelligy (2024) que basaron sus pruebas de tracción en la norma ASTM D638. El filamento de Nylon 6 empleado tenía un diámetro de 1.75 mm, densidad de 1.14 g/cm³ y se extruyó a 240°C ver Tabla 3-4.

Tabla 3-4 Propiedades mecánicas del Nylon 6 determinadas por Lay et al. (2019) y coincidentes con las determinadas por Intelligy (2024) (Autoría propia, 2024).

Propiedades mecánicas Nylon PA6 (Polímero)		
Densidad del material	1.14	g/cm ³
Módulo de Young/Elástico	1450	MPa
Coeficiente de Poisson	0.35	-
Esfuerzo de fluencia a tensión	49.3	MPa
Esfuerzo último a tensión	67.6	MPa

Para el sistema se consideró implementarlo en una bicicleta para niños mostrada en la Figura 3-3, la cual tiene baja masa, fue escogida por razones de accesibilidad aprovechando que los objetivos del sistema no son afectados, las características de la bicicleta se muestran en la Tabla 3-5.



Figura 3-3 Bicicleta para implementar el sistema de captación de energía cinética en resortes torsionales (Autoría propia, 2024).

Tabla 3-5 Datos de la bicicleta del prototipo (Autoría propia, 2024).

Información de la bicicleta del prototipo		
Peso	9.5	kg
Diámetro de las llantas	48	cm

El enfoque con el que se diseñó el prototipo buscó satisfacer los siguientes puntos:

- Incluir sólo los componentes esenciales, mediante una transmisión del torque lo más directa posible entre la rueda de tracción y el resorte torsional.
- Desarrollar una sujeción del resorte torsional lo más firme posible que produzca los mismos efectos que las condiciones de frontera definidas en la simulación y que permita la liberación del resorte.
- El sistema implementado no impida la conducción de la bicicleta.

3.3 Diseño CAD de resortes torsionales derivados y su simulación por FEA

En SolidWorks® se realizaron 4 modelos con diferente topología denominados modelos hijos, para cada geometría madre, las cuales son la espiral plana y la basada en Carpino et al. (2012), para exportar los modelos CAD a ANSYS® y someterlos a FEA, se retroalimenta cada topología hijo con el desempeño que tuvo la topología anterior partiendo con una topología inicial propuesta y una vez simulados todos los modelos escoger el desempeño que se adecue mejor al funcionamiento.

3.3.1 Modelos hijo del resorte torsional espiral plano

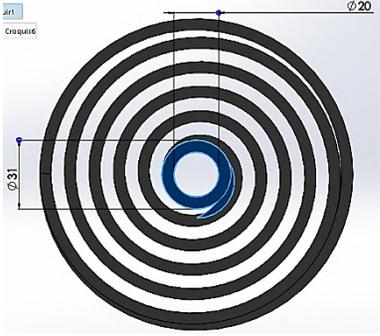
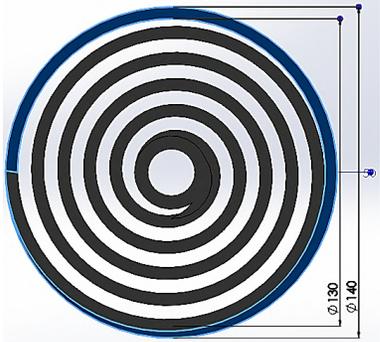
Los parámetros variables entre topologías de modelos hijo de esta geometría están descritos en la Tabla 3-6, de esta forma se puede observar los efectos en el desempeño del resorte espiral plano al tener diferente cantidad de revoluciones, lo que aumentaría el número de aros, grosor de la sección transversal de cada espiral, así como tener un refuerzo en la unión entre el cilindro central y el espiral, esto para evitar gran concentración de esfuerzos en esa zona.

Tabla 3-6 Parámetros variables en cada topología del resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).

Parámetros variables en cada topología del resorte espiral plano	
Número de revoluciones	
Grosor de la sección transversal del espiral (mm)	
Refuerzo en el inicio del espiral	

Así mismo se asignaron como fijos los parámetros en la Tabla 3-7, los cuales son el diámetro y grosor de la pared del cilindro interior, el diámetro exterior limitado por las especificaciones de la impresora 3D y de igual manera el ancho del resorte limitada por la altura y disposición del material a utilizar.

Tabla 3-7 Parámetros fijos en cada topología del resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).

Parámetros fijos en cada topología del resorte espiral plano	
Diámetro y grosor del cilindro interior (mm)	
Diámetro y grosor del aro exterior (mm)	
Ancho del resorte (mm)	

3.3.2 Modelos hijo del resorte torsional de la geometría basada en el diseño de Carpino et al. (2012)

Las topologías para esta geometría se realizaron tomando los parámetros del diseño de Carpino et al. (2012) como referencia, se utilizan proporciones diferentes, ya que en dicha investigación originalmente son para un resorte torsional fabricado de metal y en este trabajo se diseña de Nylon 6 como material de fabricación por lo que se eligió no generar secciones transversales tan delgadas

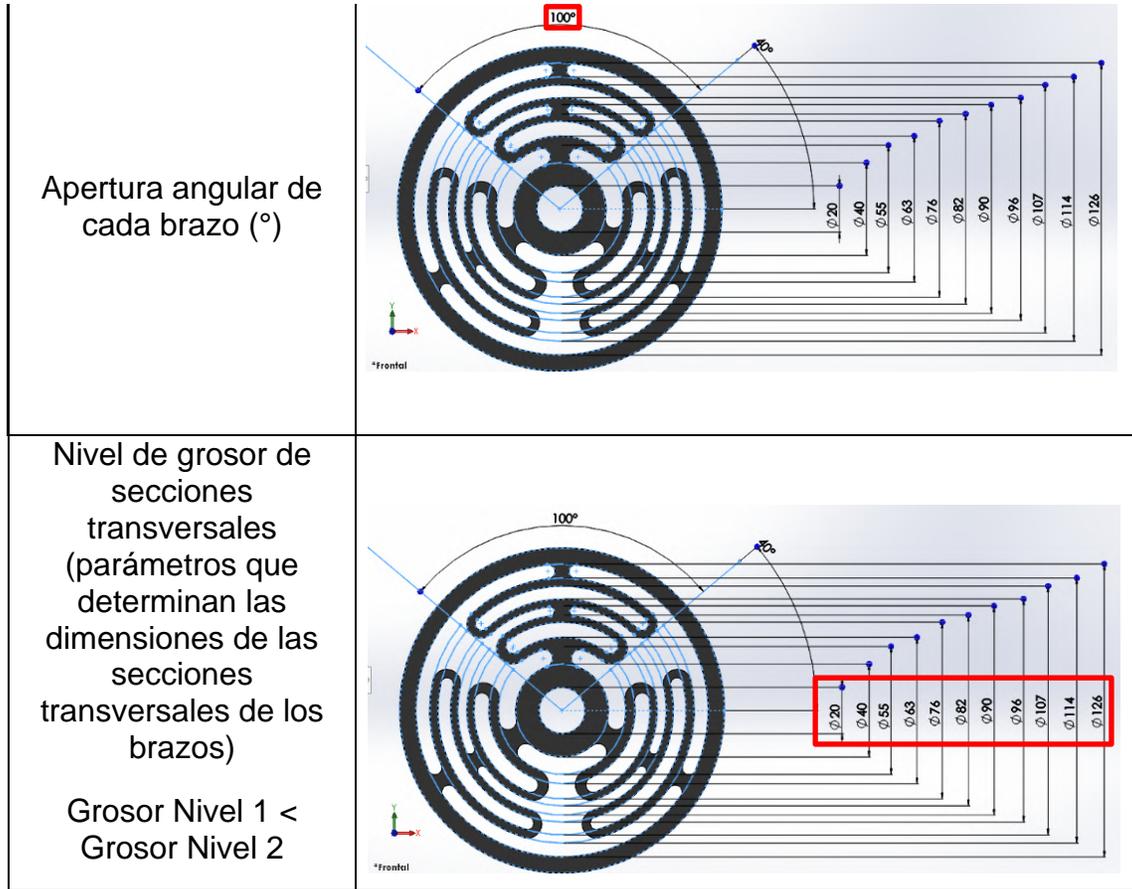
para el tema de una adecuada impresión 3D, debido a que secciones transversales delgadas no pueden ser fabricadas por este método de fabricación.

A diferencia de los resortes torsionales en espiral que se diseñaron con un ancho de 50 mm para esta geometría compacta se diseñan con un ancho de 40 mm debido a que de antemano por los antecedentes se sabe que esta geometría desempeña una rigidez angular muy alta y eso puede limitar su almacenamiento de energía.

Los parámetros variables para los modelos hijo de esta geometría están descritos en la Tabla 3-8, de esta forma se puede observar los efectos en el desempeño del resorte torsional con la geometría de Carpino et al. (2012) al tener diferente número de brazos, fraccionamiento angular por brazo y grosor de secciones transversales. De este modo se podrá seleccionar la geometría que más captación de energía permite durante su deformación elástica.

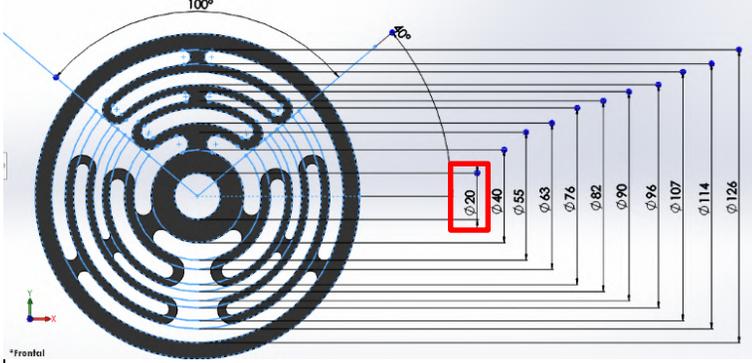
Tabla 3-8 Parámetros variables para cada topología del resorte torsional basado en el diseño de Carpino et al. (2012) (Autoría propia, 2024).

Parámetros variables en cada topología del resorte basado en el diseño de Carpino et al. (2012)	
Número de brazos	 El diagrama muestra un resorte torsional con una geometría circular y simétrica. El resorte está dividido en tres secciones radiales, cada una representando un brazo. En el centro del resorte, hay un círculo pequeño con el número '3' dentro, lo que indica el número de brazos. Las líneas del resorte se curvan hacia el exterior, formando una estructura similar a un laberinto o una espiral compacta.



Así mismo se asignaron como parámetros fijos los indicados en la Tabla 3-9, siguiendo el principio del resorte espiral plano, ya que la geometría se limita por el tamaño de la impresora que se utilizará para crear el modelo físico.

Tabla 3-9 Parámetros fijos en cada topología del resorte basado en el diseño de Carpino et al. (2012)
(Autoría propia, 2024).

Parámetros fijos en cada topología del resorte basado en el diseño de Carpino et al. (2012)	
Diámetro del orificio interior (mm)	
Grosor del aro exterior(mm)	
Ancho del resorte (mm)	

3.3.3 Planeación del diseño CAD del sistema

Previo a diseñar en CAD se plantea el sistema que se describe en esta sección para lograr los criterios de diseño, realizando bosquejos simplificados de las modificaciones esenciales a la bicicleta en estado original. El primer paso en las modificaciones que se realizó es montar un sprocket totalmente fijo (rojo) en la llanta de tracción de la bicicleta, del lado contrario al que ya incorpora originalmente (gris) como se muestra en la figura a continuación (ver Figura 3-4).

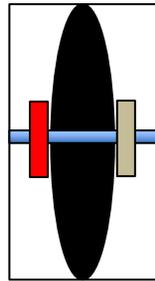


Figura 3-5 Vista posterior de la llanta de la bicicleta y su eje con 1 sprocket en cada extremo (Autoría propia, 2024).

En el segundo paso se montó un eje de aluminio (amarillo) paralelo al eje la llanta de tracción (verde) soportado por perfiles metálicos (morado) montados en el chasis de la bicicleta en los cuales se empotraron chumaceras (cyan) para ensamblar el eje y tener un giro libre como se muestra en la Figura 3-5 a continuación.

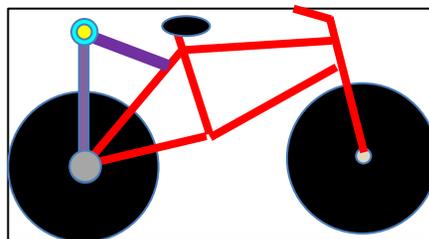


Figura 3-4 Vista lateral de la bicicleta con los soportes que sostienen al eje y sus chumaceras (Autoría propia, 2024).

Para el tercer paso en el eje amarillo se ensambló fijamente un sprocket (rosa) alineado con el sprocket rojo para conectarlos mediante una cadena (línea

punteada) y el resorte torsional (blanco) se fijó en el extremo libre del eje, de forma que el eje amarillo gira en todo momento igual que la llanta de tracción el bosquejo se aprecia en la figura a continuación (ver Figura 3-6).

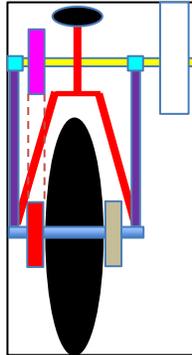


Figura 3-6 Vista posterior del bosquejo del sistema completo a excepción del método de bloqueo (Autoría propia, 2024).

En el cuarto paso se montó en el chasis de la bicicleta un brazo de bloqueo (azul marino) que es una sección de perfil angular con una geometría impresa en 3D montada en un extremo a la cual se le denomina “geometría macho” (naranja) ya que se diseña su complemento “geometría hembra” en el aro exterior del resorte torsional (blanco) de tal manera que cuando embonan se bloquea la rotación del resorte en el sentido de giro horario como se muestra en la Figura 3-7.

El sistema de bloqueo del resorte funciona de forma que el brazo de bloqueo (azul marino) se puede rotar y poner en las siguientes dos posiciones:

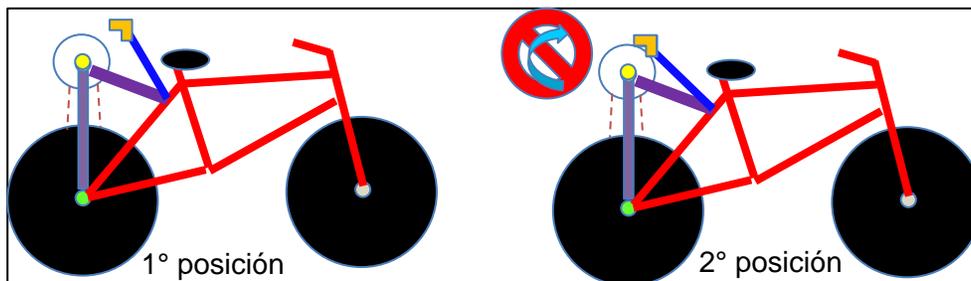


Figura 3-7 Dos posiciones del sistema de bloqueo, lado izquierdo - liberado, lado derecho - bloqueado (Autoría propia, 2024).

1° Posición: Está en un punto donde permite el giro del resorte en cualquier dirección y no interfiere en la trayectoria de los pedales.

2° Posición: Se acopla la geometría macho (naranja) del brazo de bloqueo (azul marino) con su respectiva geometría hembra del resorte torsional (blanco) lo que bloquea su giro en sentido horario y mientras se le aplique torque al eje amarillo donde está fijo el resorte, este se deformara. Al cesar el torque en el eje amarillo el resorte comienza a retomar su forma original al girar su eje en sentido contrario al que se obstruye, liberando la energía que almacenó.

3.4 Pruebas de desempeño del resorte torsional

Se buscó analizar el desempeño real del resorte torsional, por lo que se aisló el eje en el que está fijo, al retirar la cadena que lo conecta con la rueda de tracción de la bicicleta. Para mantener el óptimo estado del resorte torsional evitando deformaciones plásticas, durante las pruebas se limitó a la carga máxima que se determina en la simulación final del estudio estático por FEA que genera el FS de 3. Las características que se midieron en el resorte torsional físico son las siguientes:

- **TMP:** Torque máximo permisible.
- **DAEM:** Deformación angular elástica máxima.
- Capacidad máxima de almacenamiento de energía.
- Rigidez angular.

3.4.1 Torque máximo permisible y deformación angular elástica máxima

El prototipo del sistema se empotró en la rueda delantera de la bicicleta al techo firme de un cuarto de forma que queda colgada fijamente, como se muestra en la Figura 3-8. Con el sistema de bloqueo activo para fijar el aro exterior del resorte

se aplicó el **TMP** calculado en la simulación por FEA directamente al eje donde se encuentra instalado el resorte torsional impreso, para deformarlo elásticamente al máximo.



Figura 3-8 Sistema diseñado para determinar el torque aplicado al resorte torsional mediante la carga suspendida M (Autoría propia, 2024).

L = Distancia constante en un plano vertical del eje donde se encuentra el resorte torsional al piso que es la referencia.

Y = Posición de la carga suspendida M en el plano vertical con referencia al piso.

M = Carga suspendida.

En el eje del resorte torsional se montó la carga suspendida M que se regula para determinar el torque que se aplica al resorte torsional. Como se muestra en el diagrama a continuación se observa cómo se sujetó la carga M mediante una cuerda al sprocket fijo en el mismo eje en el que también está montado el resorte torsional. Se despreciaron las cargas normales y axiales que se generen en el eje que está montado en chumaceras, el único tipo de carga de interés es el torque en el eje gris del diagrama de la Figura 3-9.

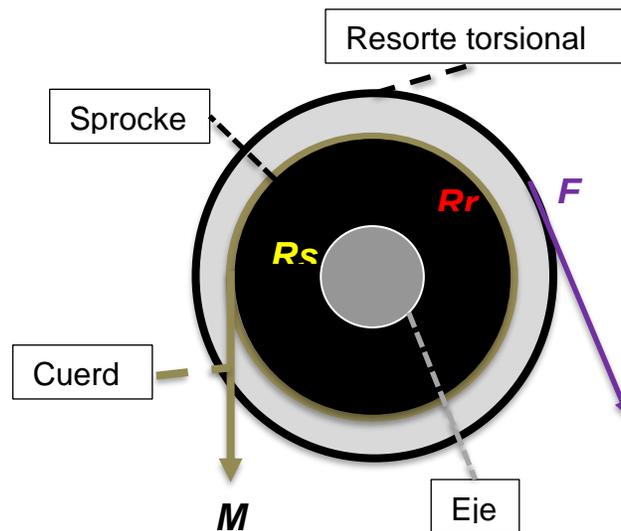


Figura 3-9 Diagrama de cuerpo libre del eje donde se monta el resorte torsional (Autoría propia, 2024).

R_s = Radio del sprocket.

R_r = Radio del resorte torsional.

F = Fuerza de reacción entre el resorte torsional y el brazo de bloqueo.

M = Carga suspendida.

Se analizó estáticamente el fenómeno debido a que se buscó conocer el torque que se aplicó en el resorte torsional cuando el eje en el que está fijo se cargó la masa conocida M completamente en reposo ubicada en el extremo del sprocket de radio R_s lo que genera brazo de palanca, con aceleración y velocidad igual a cero. Para este análisis se usó la **ecuación 5.4a** de sumatoria de momentos de forma estática, que al aplicarse en el eje de este caso de estudio deriva en la **ecuación 5.4c** que nos permite determinar el valor del torque en el resorte torsional en función de la carga M .

$$\odot + \sum M = 0 \quad (5.4a)$$

$$F * R_r - M * R_s = 0 \quad (5.4b)$$

Despejando el torque en el resorte torsional obtenemos la **ecuación 5.4c**.

$$Tr = F * R_r = M * R_s \quad (5.4c)$$

Tr = Torque aplicado en el resorte torsional.

Ahora conociendo el torque en el resorte torsional en función de la carga M se puede ir aumentando dicha carga al agregar más masa conocida hasta alcanzar el **TMP** calculado en el FEA.

Para medir los grados de desplazamiento se montó un lápiz en el eje donde se ubica el resorte torsional con el fin de usarlo como referencia de medición, de forma que se tiene una posición inicial antes de aplicar alguna carga y se calcula la diferencia contra la posición final al aplicarle la carga, de esta forma se obtuvieron los grados de desplazamiento. Al aplicar el **TMP** mediante la carga M se obtiene la

DAEM, como se muestra a continuación (ver Figura 3-10 y 3-11).



Figura 3-10 Posición no deformada del resorte torsional, lápiz en ángulo de Θ_1 (Autoría propia, 2024).

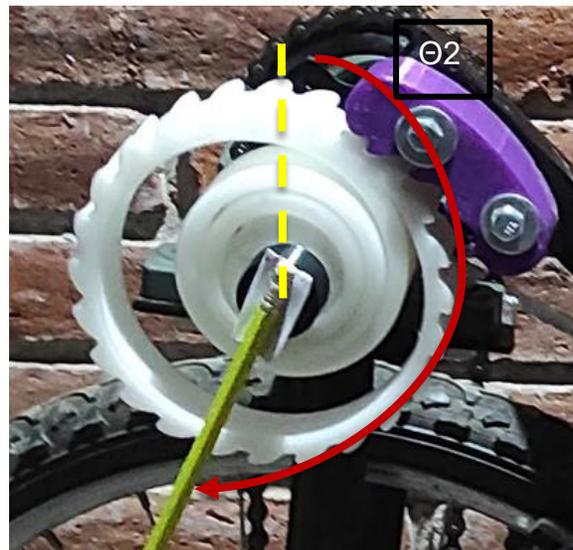


Figura 3-11 Posición deformada al máximo del resorte torsional, lápiz en ángulo de Θ_2 (Autoría propia, 2024).

Con las dos posiciones angulares sólo se requirió calcular su diferencia para obtener el desplazamiento angular como se muestra en la **ecuación 5.4d**.

$$\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 \quad (5.4d)$$

$\Delta\theta$ = Desplazamiento angular.

θ_1 = Posición angular 1.

θ_2 = Posición angular 2.

La **DAEM** se presenta cuando que se carga el **TMP** en el resorte torsional como se expresa en la **ecuación 5.4e**.

$$DAEM = \Delta\theta @TMP \quad (5.4e)$$

3.4.2 Capacidad máxima de almacenamiento de energía

Para el proceso de la medición de la energía se armó un sistema conservativo, es decir, uno en el que sólo fuerzas conservativas efectúan trabajo, el sistema de la Figura 3-8 en el mismo que se determinó anteriormente el **TMP** permite medir la energía almacenada en el resorte torsional debido a que el único trabajo no conservativo es desarrollado por la fricción de las chumaceras, el cual se supone es demasiado pequeño y por ende despreciable, por lo tanto, la energía mecánica total del sistema es constante.

La **DAEM** es la deformación elástica máxima que soporta el resorte al aplicar la carga del **TMP**, dado que naturalmente el resorte al deformarse elásticamente almacena energía potencial elástica, el punto máximo de energía se alcanza en el límite de su deformación elástica, conociendo este límite se procedió a calcular la energía máxima que puede almacenar el resorte torsional. El proceso de cálculo consiste en 3 estados en los que se calculó en cada uno la energía mecánica presente mediante el principio de la conservación de la energía mecánica total,

aplicando la **ecuación 4.1** y al compararla entre cada uno de los estados.

$$E = K + U \quad (4.1)$$

E = Energía mecánica total.

K = Energía cinética.

U = Energía potencial.

3.4.2.1 Estado 1

En este estado se aplicó la carga M_1 que consta del peso de un balde y una cuerda sumando 0.37kg como se muestra en la Figura 3-12 a continuación.



Figura 3-12 Balde y cuerda que suman una masa de 370 gramos empleados como la carga M_1 (Autoría propia, 2024).

La carga se colocó en el sprocket fijo en el eje por lo tanto podemos aplicar la **ecuación 5.4c** que permite calcular el torque en el resorte torsional en función de la masa suspendida.

$$Tr = M * Rs \quad (5.4c)$$

Debido a que conocemos la masa M_1 sabemos que el torque aplicado es en el resorte torsional es Tr_{M_1} determinado por la **ecuación 5.4d**.

$$Tr_{M_1} = M_1 * Rs \quad (5.4d)$$

Tr_{M_1} = Torque aplicado en el resorte torsional por la carga M_1 .

M_1 = Peso de la masa del balde y la cuerda.

Rs = Radio del sprocket donde se carga la masa M_1 .

Sustituyendo estas constantes conocidas en la **ecuación 5.4d** se obtiene el valor del torque.

$$Tr_{M_1} = \left(0.37kg * 9.81 \frac{m}{s^2}\right) * 0.0457m = 0.1658N - m \quad (5.4d)$$

Con Tr_{M_1} conocido podemos asegurarnos que sea menor al **TMP** y que no sufrirá deformaciones plásticas el resorte torsional lo que permite llevar a cabo este método de medición de energía potencial elástica.

Al colgar la carga M_1 al sprocket es equivalente a aplicar torque Tr_{M_1} en el resorte torsional, esto genera una determinada deformación elástica en el resorte torsional para alcanzar el punto de equilibrio. El objetivo de colocar la carga antes mencionada en el eje es que sea la referencia para la medición de energía que puede almacenar y liberar el resorte torsional.

Ya con el torque Tr_{M_1} aplicado al eje y de manera independiente mediante el torquímetro embonado en el eje se complementa el torque hasta alcanzar el **TMP** y en consecuencia el resorte torsional adquiere su **DAEM** para que quede cargado con la máxima energía potencial elástica que puede almacenar. En este punto la carga suspendida M_1 adquiere una posición vertical Y_1 , mientras L se mantiene

constante como se muestra en la Figura 3-13 y 3-14 a continuación.



Figura 3-13 Sistema en el estado 1, resorte torsional deformado al máximo @TMP, Carga M_1 @ Y_1
(Autoría propia, 2024).



Figura 3-14 Resorte torsional de nylon 6 deformado elásticamente al máximo en el estado (Autoría propia, 2024).

Fuentes de energía mecánica para este estado:

$$E_1 = U_{M1} + U_{R1} \quad (5.5)$$

E_1 = Energía mecánica total en el estado 1.

U_{M1} = Energía potencial gravitacional de la carga M_1 en el estado 1.

U_{R1} = Energía potencial elástica del resorte torsional en el estado 1.

Al sustituir las variables en la **ecuación 5.5** podemos estimar la energía mecánica para el estado 1 con la siguiente ecuación.

$$E_1 = M_1 * Y_1 + U_{R1} \quad (5.5)$$

M_1 = Peso de la masa del balde y la cuerda.

Y_1 = Posición en el plano vertical de carga M_1 para el estado 1 a la referencia.

U_{R1} = Energía potencial elástica almacenada en el resorte torsional para el estado 1.

3.4.2.2 Estado 2

Partiendo de las condiciones del estado anterior, en este estado se retiró el torquímetro de manera inmediata dejando de ejercer torque al eje, por lo que el torque remanente en el resorte torsional es generado únicamente por la carga M_1 , la cual tiende a elevarse por la reacción del resorte torsional que busca recuperar su forma original ahora que se ha retirado parcialmente el torque que lo llevó a su máxima deformación elástica. En este cambio del estado 1 al 2 se transfirió parte de la máxima energía potencial elástica que tenía el resorte en el estado 1 a la energía potencial gravitacional de la carga M_1 que tiene ahora en este estado 2. En este punto la carga en cuestión ya se encuentra en una posición Y_2 mientras que la distancia L sigue constante (ver Figura 3-15).

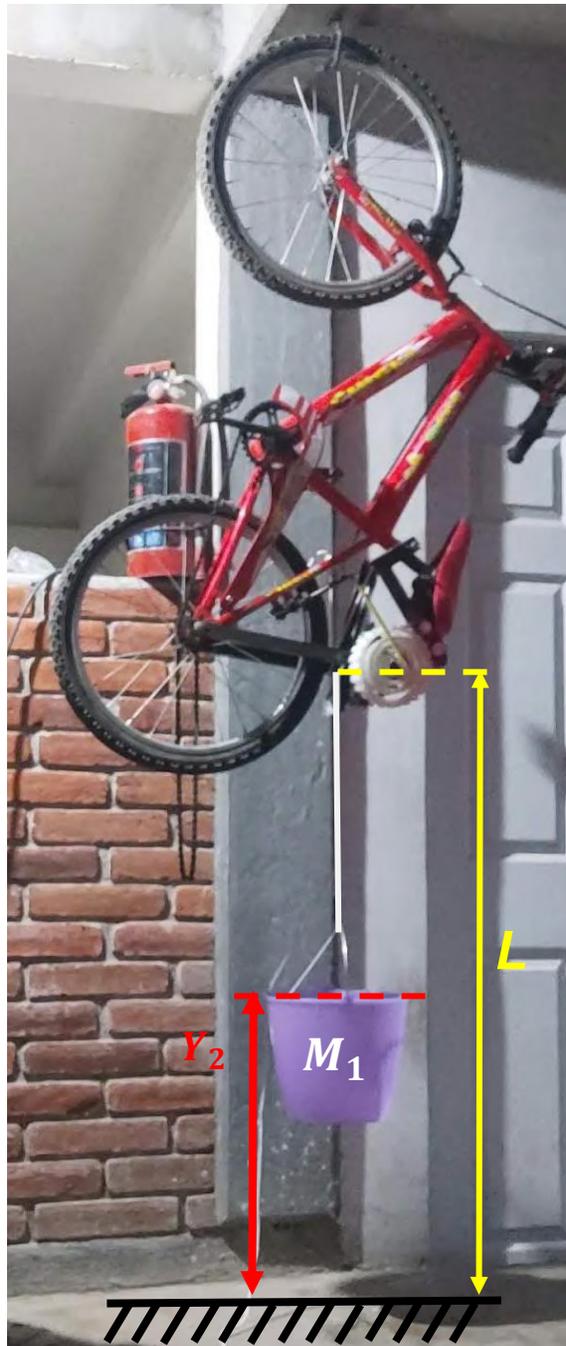


Figura 3-15 Sistema en el estado 2, resorte torsional deformado parcialmente por la carga M_1 , Carga M_1 @ Y_2 (Autoría propia, 2024).

Fuentes de energía mecánica para este estado:

$$E_2 = U_{M2} + U_{R2} \quad (5.6)$$

E_2 = Energía mecánica total en el estado 2.

U_{M2} = Energía potencial gravitacional de la carga M_1 en el estado 2.

U_{R2} = Energía potencial elástica del resorte torsional en el estado 2.

Al sustituir las variables en la **ecuación 5.6** podemos estimar la energía mecánica para el estado 2 con la siguiente ecuación.

$$E_2 = M_1 * Y_2 + U_{R2} \quad (5.6)$$

M_1 = Peso de la masa del balde y la cuerda.

Y_2 = Posición en el plano vertical de carga M_1 para el estado 2 a la referencia.

U_{R2} = Energía potencial elástica almacenada en el resorte torsional para el estado 2.

3.4.2.3 Estado 3

En el estado 2 se tenía una deformación elástica remanente en el resorte que este no es capaz de revertir ya que se encontraba el sistema en un punto de equilibrio, para cuantificar la energía que quedaba en el resorte y determinar cuánta energía almacena en su totalidad se posicionó M_1 manualmente en Y_3 al elevarla en el plano vertical hasta alcanzar la posición precisa para no generar torque en el eje de estudio, pero sí la carga bajara 1 mm más, el resorte torsional comenzaría a deformarse. Al calcular la diferencia de energía mecánica del estado 3 con el 2 se obtuvo la energía mecánica que estaba almacenada en el resorte torsional por la carga de M_1 (ver Figura 3-16 y 3-17).



Figura 3-16 Sistema en el estado 2, resorte torsional sin deformación, Carga M_1 @ Y_2 (Autoría propia, 2024).



Figura 3-17 Resorte torsional de nylon 6 sin deformaciones en el estado 3 (Autoría propia, 2024).

Fuentes de energía mecánica para este estado:

$$E_3 = U_{M3} \quad (5.7)$$

E_3 = Energía mecánica total en el estado 3.

U_{M3} = Energía potencial gravitacional de la carga M_1 en el estado 3.

Al sustituir las variables en la **ecuación 5.7** podemos estimar la energía mecánica para el estado 3 con la siguiente ecuación.

$$E_3 = M_1 * Y_3 \quad (5.7)$$

E_3 = Energía mecánica total en el estado 3.

M_1 = Peso de la masa del balde y la cuerda.

Y_3 = Posición en el plano vertical de carga M_1 para el estado 3 a la referencia.

3.4.2.4 Capacidad máxima de almacenamiento de energía en el resorte torsional

Como se mostró en cada estado, en el sistema hay 2 cuerpos que sufrieron cambios de energía, partiendo del estado 1 se observa cómo el resorte torsional pasa de estar en su máxima capacidad de almacenamiento de energía al estado 3 a estar totalmente descargado mientras la carga M_1 es a la inversa con su energía potencial gravitacional.

Para cuantificar la capacidad máxima de almacenamiento de energía se igualan las ecuaciones de su energía mecánica total del estado 1 **ecuación 5.5** con la del estado 2 **ecuación 5.6** debido a que la energía es la misma al ser un sistema conservativo.

$$M_1 * Y_1 + U_{R1} = M_1 * Y_2 + U_{R2} \quad (5.8)$$

De la **ecuación 5.8** se despeja la diferencia de energía potencial elástica del resorte torsional entre el estado 1 y 2.

$$U_{R1} - U_{R2} = M_1 * Y_2 - M_1 * Y_1 = M_1 * (Y_2 - Y_1) \quad (5.8a)$$

Repetimos el proceso para calcular la diferencia de energía potencial elástica del resorte torsional al igualar sus ecuaciones de energía mecánica total del estado 2 **ecuación 5.6** y el estado 3 **ecuación 5.7**.

$$M_1 * Y_2 + U_{R2} = M_1 * Y_3 \quad (5.9)$$

De la **ecuación 5.9** se despeja la diferencia de energía potencial elástica del

resorte torsional entre el estado 2 y 3.

$$U_{R2} = M_1 * Y_3 - M_1 * Y_2 = M_1 * (Y_3 - Y_2) \quad (5.9a)$$

Finalmente, se sumaron la **ecuación 5.8a** y **ecuación 5.9a** que son las diferencias de energías entre estados, desde la carga máxima de energía hasta su descarga total resultando en la **ecuación 5.10** que determina la capacidad máxima de almacenamiento de energía potencial elástica del resorte torsional, en función de la carga M_1 y la posición vertical que adquiere en cada uno de los estados.

$$\begin{aligned} \Delta U_R &= (U_{R1} - U_{R2}) + U_{R2} = M_1 * [(Y_2 - Y_1) + (Y_3 - Y_2)] \\ &= M_1 * (Y_3 - Y_1) \end{aligned} \quad (5.10)$$

ΔU_R = Capacidad máxima de almacenamiento de energía potencial elástica del resorte torsional.

3.4.3 Rigidez angular

Para calcular la rigidez angular que tiene el resorte torsional se consideró que tiene desempeño lineal por lo que se calcula mediante la razón del **TMP** entre la **DAEM** en la ecuación siguiente.

$$K = \frac{TMP}{DAEM} \quad (5.11)$$

K = Rigidez angular del resorte torsional.

TMP = Torque Máximo Permissible.

DAEM = Deformación Angular Elástica Máxima.

4. RESULTADOS

Una vez realizados los procesos de análisis en CAD, fabricado el prototipo y ejecutado las pruebas físicas descritas, así como el registro de los resultados de interés podemos analizarlos, se muestra a continuación los resultados obtenidos para cada etapa de la metodología.

4.1 CAD de los resortes torsionales y su simulación de desempeño por FEA para selección del prototipo

Las características variables y constantes que se aplican en los modelos CAD para los 2 tipos de geometrías se realizaron en SolidWorks®, después se exportaron a ANSYS® y se simuló su desempeño en el estudio estático, obteniendo los resultados que se presentan a continuación.

4.1.1 Diseño CAD de los modelos hijo de resorte torsional

Los modelos hijo que se realizaron en CAD para la geometría del resorte espiral son mostrados en la Tabla 4-1 y en la Tabla 4-2 para la geometría compacta, en ellas se encuentran los parámetros variables de cada modelo.

Tabla 4-1 CAD de los modelos de geometría espiral con parámetros variables (Autoría propia, 2024).

Topología	Número de revoluciones	Grosor de la sección transversal al del espiral (mm)	Refuerzo en el inicio del espiral	Diseño CAD (Vista frontal)
1	3	7	NO	
2	4	6	SI	
3	4	6	NO	

4	5	5	SI	
5	6	4	NO	

Para la geometría compacta se asignaron niveles de grosor en las secciones transversales de la geometría, los cuales se clasificaron en “Nivel 1” y “Nivel 2”, el Nivel 2 presenta secciones transversales más anchas que el Nivel 1 en los brazos del resorte.

Tabla 4-2 CAD de los modelos de geometría compacta basada en la diseñada por Carpino et al., (2012) con parámetros variables (Autoría propia, 2024).

Topología	Número de brazos	Apertura angular por brazo (°)	Nivel de grosor de secciones transversales de los brazos	Diseño CAD (Vista frontal)
1	3	100°	Nivel 2	
2	3	100°	Nivel 1	

3	2	100°	Nivel 1	
4	2	115°	Nivel 1	

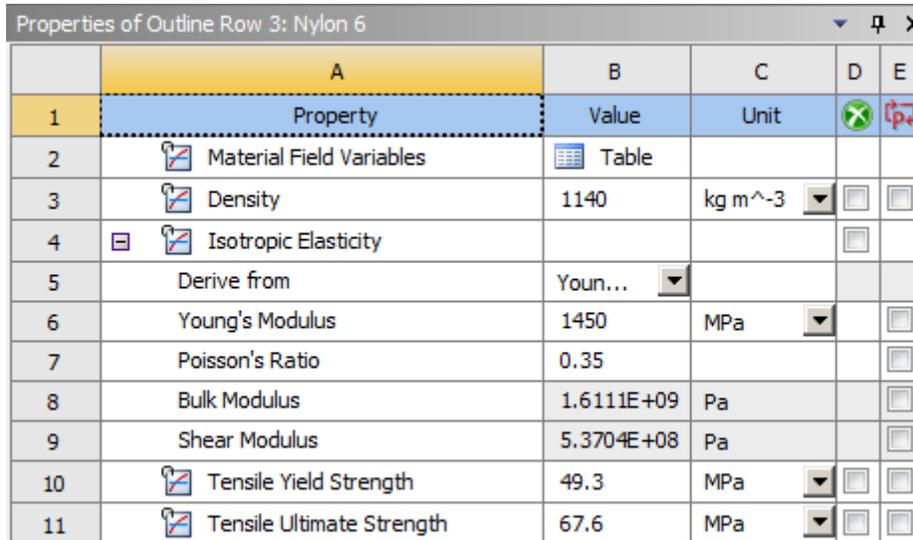
4.2 Simulaciones en FEA de los CAD

Los modelos CAD de las Tablas 4-1 y 4-2 diseñados en SolidWorks® se exportaron a ANSYS® aplicando la metodología seguida en el análisis por elemento finito.

El FEA se realiza en ANSYS®-*Workbench* mediante el *Toolbox-Static structural* ya que se analiza un fenómeno de naturaleza estática que es el punto en el que el resorte llega a su almacenamiento máximo de energía. Se definieron las propiedades mecánicas del material y posteriormente las condiciones de frontera para representar de la forma más acertada posible el comportamiento del material de fabricación y el funcionamiento del resorte torsional.

4.2.1.1 Definición de propiedades mecánicas

Debido a que en la base de datos de ANSYS® no se encontraban las propiedades mecánicas del Nylon 6 se definieron en base a las referencias encontradas, llenando como se muestra la Figura 4-1 a continuación.



Properties of Outline Row 3: Nylon 6					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
2	<input checked="" type="checkbox"/> Material Field Variables	<input checked="" type="checkbox"/> Table			
3	<input checked="" type="checkbox"/> Density	1140	kg m ⁻³	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4	<input checked="" type="checkbox"/> Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	
5	Derive from	Youn...			
6	Young's Modulus	1450	MPa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7	Poisson's Ratio	0.35			<input type="checkbox"/>
8	Bulk Modulus	1.6111E+09	Pa		<input type="checkbox"/>
9	Shear Modulus	5.3704E+08	Pa		<input type="checkbox"/>
10	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	49.3	MPa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
11	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	67.6	MPa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Figura 4-1 Propiedades mecánicas del Nylon 6 definidas en ANSYS® (Autoría propia, 2024).

4.2.1.2 Mallado del CAD

El mallado que se aplicó a cada modelo de resorte torsional tiene el objetivo de aproximar los resultados lo mejor posible al desempeño real, debido a que en esta etapa de la selección del modelo CAD a fabricar no se simula el método real de bloqueo para el resorte físico, sí no que se fija el aro externo. Se optó que en el FEA se configure un mallado homogéneo con el tamaño del elemento más pequeño posible para obtener una mayor resolución en la simulación, se utilizó la herramienta de *body sizing* para definir un tamaño del elemento de 4 mm, lo más pequeño que permite el software al tener licencia de estudiante. Este mallado es adecuado porque no hay algún contacto definido que concentre esfuerzos sobre el modelo CAD, en la Figura 4-2 se muestra un ejemplo del mallado para la topología 1 de la

geometría espiral plano.

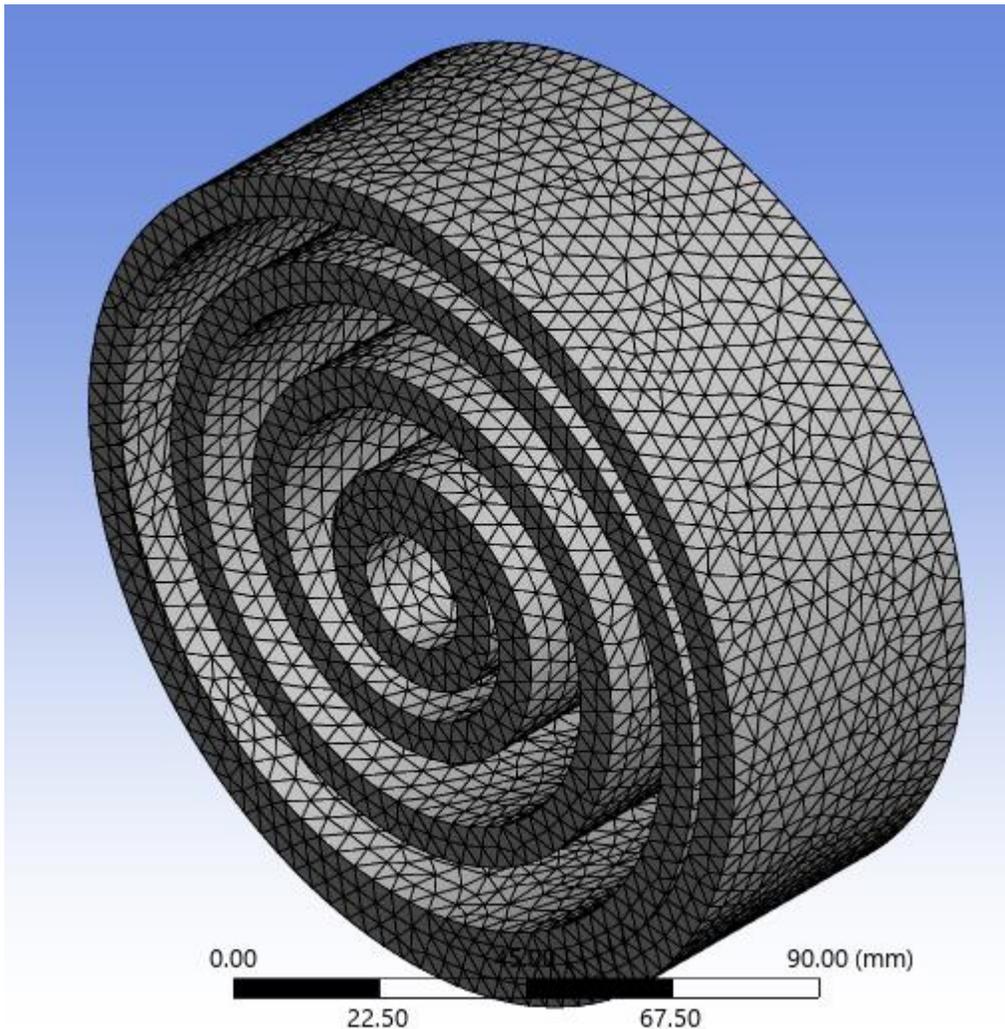


Figura 4-2 Mallado con body-sizing de 4 mm de la topología 1 de resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).

4.2.1.3 Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera que se aplican a los resortes torsionales son las mismas para todos los modelos a excepción de la magnitud del torque, se muestran en la Figura 4-3 para el resorte espiral plano y en la Figura 4-4 para el resorte de geometría compacta. Estas condiciones son las adecuadas para realizar una simulación lo más acertada al funcionamiento, previo a la simulación de la sujeción

real, son un apoyo fijo en el aro exterior del resorte y se considera el sentido de giro en el que fue diseñada la compresión del resorte para aplicar un momento en el sentido correcto del eje central que es regulado hasta obtener un FS de 3.5, el cual ya se ha mencionado que no es el definitivo hasta implementar el método de sujeción del resorte, lo que aumenta los esfuerzos en zonas específicas donde se lleva a cabo el contacto para el bloqueo y en consecuencia se reduce el FS si se mantienen las mismas magnitudes de las cargas.

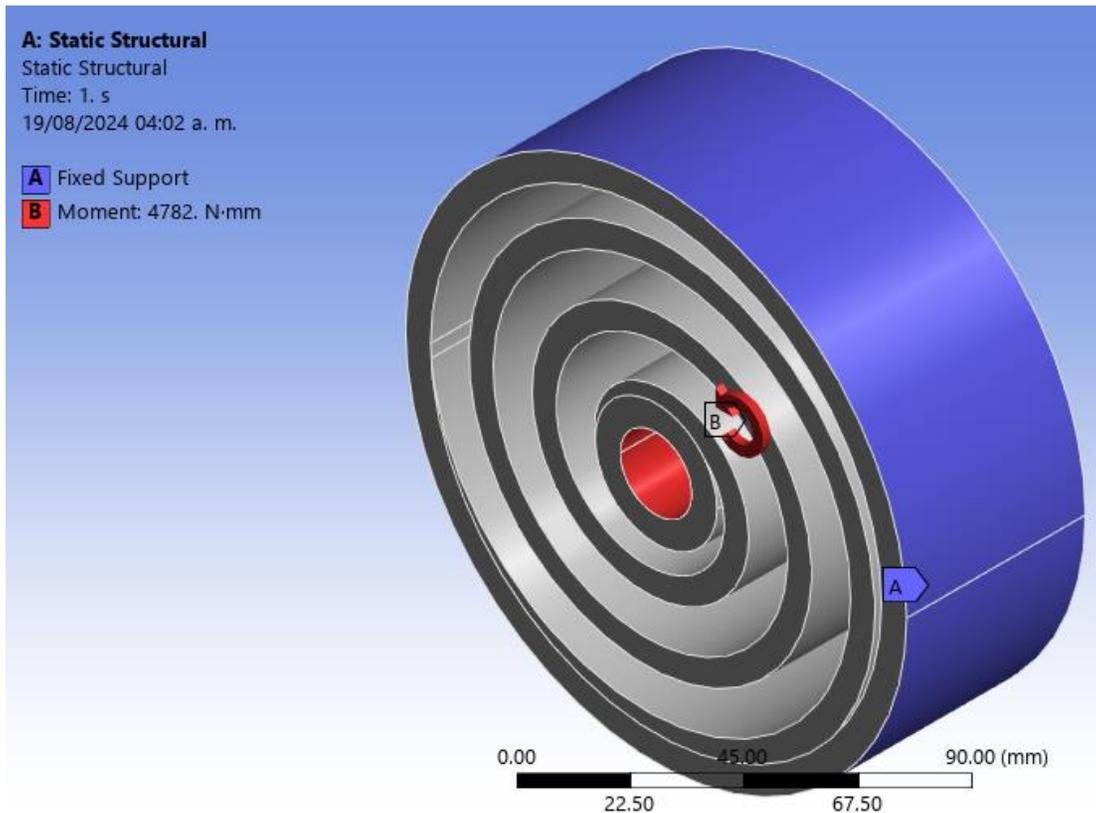


Figura 4-3 Cargas aplicadas en el FEA de la topología 1 del CAD resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).

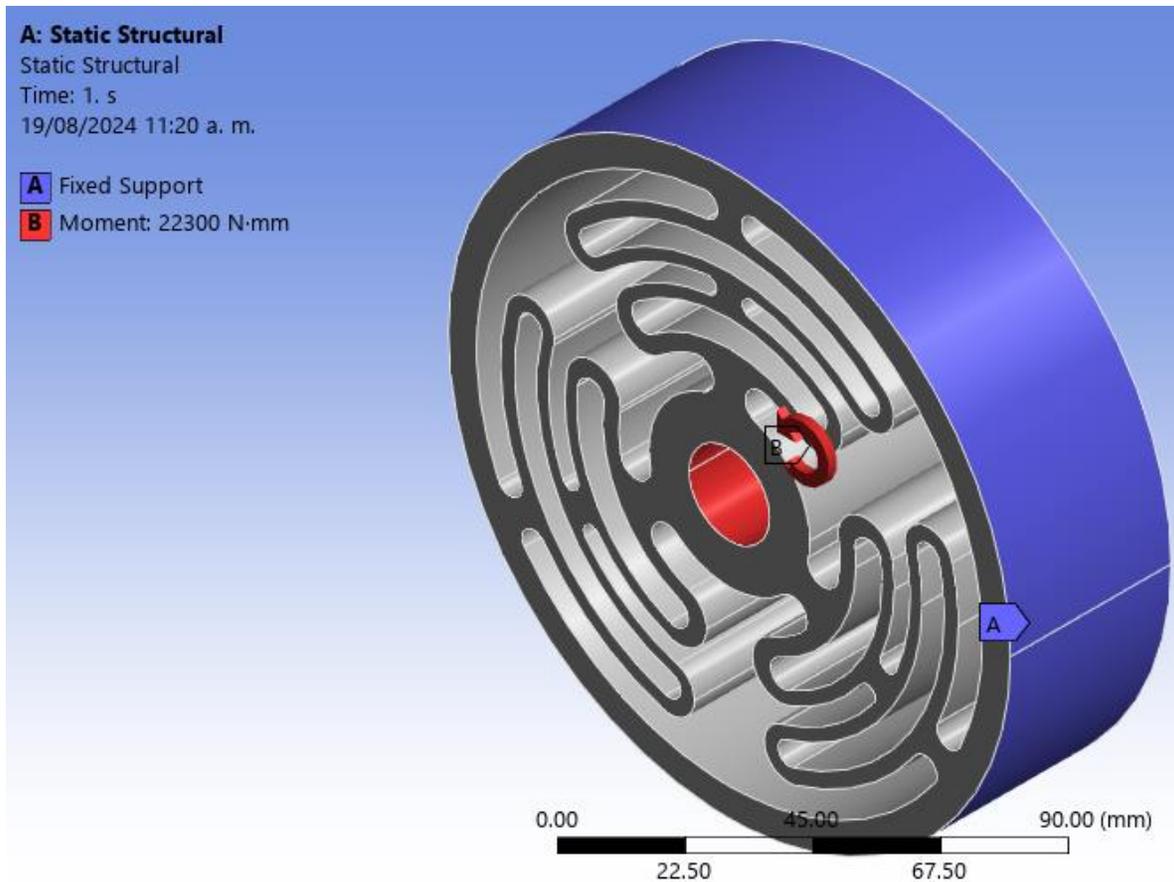


Figura 4-4 Cargas aplicadas en el FEA de la topología 1 del CAD geometría compacta (Autoría propia, 2024).

4.2.1.4 Estudio estático en FEA

En el proceso de FEA en la etapa de resultados se capturaron las características de interés del desempeño de cada modelo hijo simulado, en la Tabla 4-3 se muestran los datos para la geometría espiral plano y en la Tabla 4-4 para la geometría basada en el diseño de Carpino et al. (2012), para cada resorte se muestra la imagen del punto en el que se tiene el FS menor, de forma que de acuerdo al FEA ese es el punto que está más propenso a fallar.

Tabla 4-3 Resultados del FEA para cada modelo de la geometría del resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).

Topología	Número de revoluciones	Grosor de sección transversal del espiral	Refuerzo en el inicio del espiral	Momento máximo	Deformación máxima	Energía total almacenada	Factor de seguridad	Volumen del resorte torsional	Masa del resorte torsional	Gráfica del factor de seguridad (indicador en el punto mínimo)
1-Espiral	3	7	NO	4.782 N-m	47.242 mm	3.2511 J	3.5	397870 mm ³	0.45358 kg	
2-Espiral	4	6	SI	3.485 N-m	68.424 mm	3.381 J	3.5	420000 mm ³	0.4788 kg	
3-Espiral	4	6	NO	3.59 N-m	71.493 mm	3.8473 J	3.5	416930 mm ³	0.4753 kg	
4-Espiral	5	5	SI	2.4975 N-m	105.52 mm	4.0521 J	3.5	409840 mm ³	0.46722 kg	
5-Espiral	6	4	NO	1.6119 N-m	139.69 mm	3.6931 J	3.5	417020 mm ³	0.4754 kg	

Tabla 4-4 Resultados del FEA para cada topología de la geometría basada en el diseño de Carpino et al. (2012) (Autoría propia, 2024).

Topología	Número de brazos	Apertura angular por brazo	Nivel de Grosor	Momento máximo	Deformación máxima	Energía total almacenada	Factor de seguridad	Volumen del resorte torsional	Masa del resorte torsional	Gráfica del factor de seguridad (indicador en el punto mínimo)
1-Carpino	3	100	Nivel 2	24.4465 N-m	2.455 mm	0.5564 J	3.5	296640 mm ³	0.33817 kg	
2-Carpino	3	100	Nivel 1	22.9716 N-m	3.2779 mm	0.6328 J	3.5	284730 mm ³	0.32459 kg	
3-Carpino	2	100	Nivel 1	15.109 N-m	3.2166 mm	0.4134 J	3.5	241390 mm ³	0.27518 kg	
4-Carpino	2	115	Nivel 1	14.865 N-m	4.0944 mm	0.4864 J	3.5	251600 mm ³	0.28682 kg	

4.2.1.5 Análisis de la simulación de desempeño por FEA de los resortes torsionales

Con los resultados del FEA de los modelos de las Tablas 4-3 y 4-4 se realizó la gráfica de dispersión de Energía total (J) vs. Momento máximo (N-m) de los resortes torsionales al presentar un FS de 3.5 mostrada en la Figura 4-5, permitió contrastar los parámetros de interés de cada modelo.

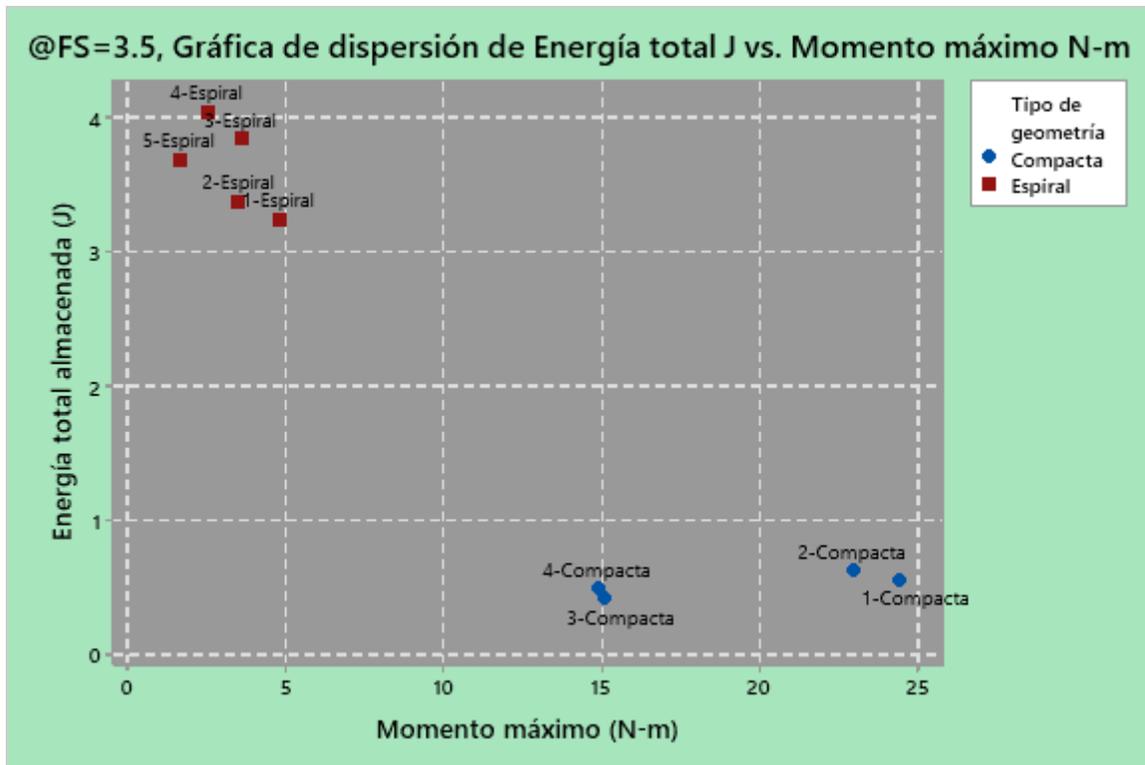


Figura 4-5 Gráfica de dispersión de Energía total J vs. Momento máximo N-m, @FS=3.5 (Autoría propia, 2024).

Al analizar la gráfica de la Figura 4-5 se aprecia que la geometría resorte torsional espiral plano tiende a almacenar más energía, pero resiste menos torque que la geometría basada en el diseño de Carpino et al. (2012) al presentar un mismo factor de seguridad, hay que resaltar que los modelos de la geometría compacta son de 40 mm de ancho a diferencia de la espiral que son diseñados de 50 mm como se mencionó en la metodología.

El resorte que se fabricó se seleccionó de la geometría del resorte espiral plano porque se adecua más al propósito buscado de captar energía, a diferencia de la geometría compacta que resiste significativamente más torque, pero las deformaciones que permite son demasiado bajas como se sabía por el trabajo de Carpino et al. (2012), esto limita mucho su aprovechamiento para la función buscada

en este trabajo, además es escasa la cantidad de energía que puede recuperar a comparación de los modelos con geometría espiral.

De igual forma en la selección es relevante el torque que resiste el resorte torsional debido a que de esto depende la carga con la que puede apoyar al conductor para romper la resistencia de oposición al movimiento para la puesta en marcha de la bicicleta en la reutilización de la energía. El modelo 1 de la topología espiral es el resorte torsional que resiste más torque en @FS=3.5 (Energía total almacenada= 3.2511 J, Momento máximo= 4.782 N-m), por lo que fue seleccionado para fabricar y analizar en este trabajo.

4.3 CAD del sistema, re- simulación del resorte torsional por FEA y fabricación del prototipo

4.3.1 CAD del sistema prototipo

Para diseñar el sistema en el que se implementó el resorte torsional se usó SolidWorks® para modelar los componentes y realizar los ensambles necesarios para obtener el prototipo en CAD, permitiendo conocer las piezas comerciales y las que se tienen que fabricar, así como sus medidas exactas.

Se diseñó la geometría macho para el brazo de bloqueo en una pieza fácil de montar en un perfil metálico y la geometría hembra se adaptó en todo el aro exterior del resorte torsional para embonar indistintamente, la geometría de bloqueo macho y hembra se muestran en la Figura 4-6.

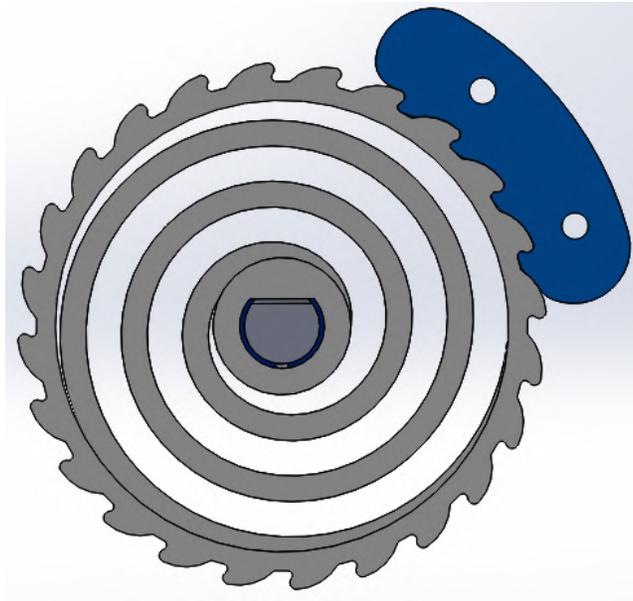


Figura 4-6 Vista frontal del diseño CAD de la geometría macho y hembra para el bloqueo del resorte torsional espiral plano topología 1 (Autoría propia, 2024).

El resultado del CAD del sistema ensamblado se muestra en las Figuras 4-7 y 4-8 en las cuales se tiene el resorte torsional bloqueado por medio de las geometrías mencionadas anteriormente, de forma que el resorte tiende a deformarse por medio de torque aplicado en sentido horario al eje en el que está montado, tal cual sucedería al frenar la bicicleta al conducirla cotidianamente y captar tal energía con el resorte.



Figura 4-7 Vista lateral del diseño CAD del prototipo del sistema con el resorte espiral plano topología 1 bloqueado (Autoría propia, 2024).



Figura 4-8 Vista posterior del diseño CAD del prototipo del sistema con el brazo bloqueando el resorte espiral plano topología 1 (Autoría propia, 2024).

4.3.2 Re-cálculo por FEA del resorte torsional seleccionado

El resorte torsional modelo 1 espiral fue sometido a FEA nuevamente debido a que se modificaron sus dimensiones para llevar a cabo la adaptación de la geometría hembra en su aro exterior y también reflejar la sujeción real que se emplea, se mantuvo la proporcionalidad de la topología 1, los cambios en el CAD consistieron en reducir el diámetro del aro exterior para anexarle la geometría hembra y ajustar al diámetro máximo establecido de 14 cm por las condiciones de diseño.

La sujeción conlleva un cambio en las condiciones de frontera que son mostradas en la Figura 4-9. En el FEA previo se les aplicó la condición de aro exterior fijo para simular su bloqueo, que a diferencia en el bloqueo actual se queda fija sólo 4 secciones del aro exterior al entrar en contacto el sistema de bloqueo, por esto este nuevo método de sujeción genera mayor concentración de esfuerzos, por tal motivo se realiza un *refinement* a la malla en las superficies donde se genera el contacto la geometría de sujeción como se muestra en la Figura 4-10.

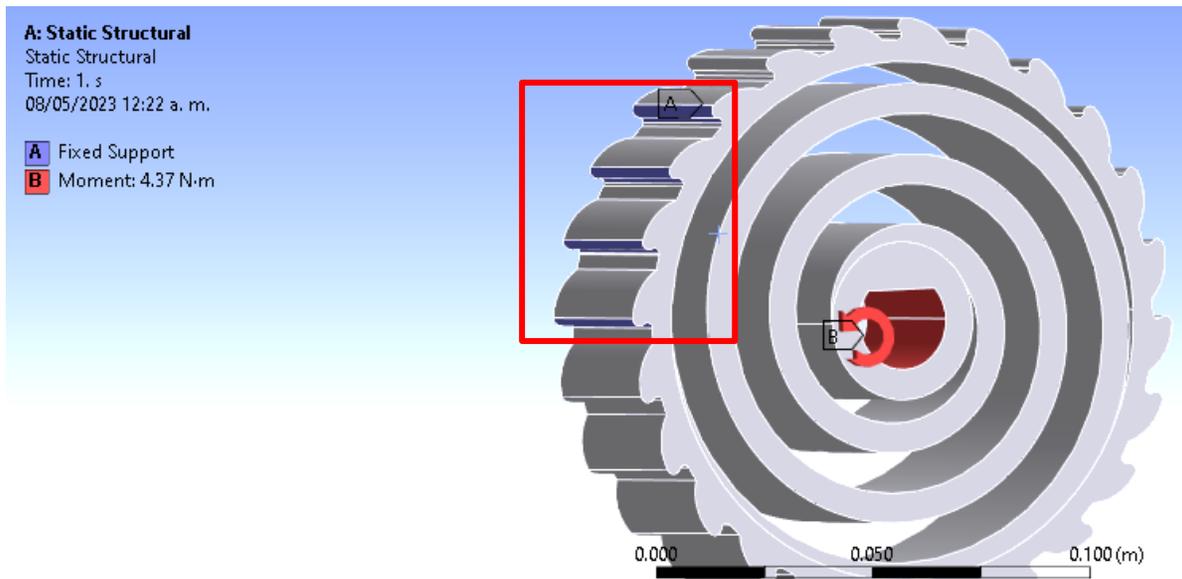


Figura 4-9 Condiciones de frontera que reflejan el método de sujeción real en el CAD topología 1 resorte espiral plano (Autoría propia, 2024).

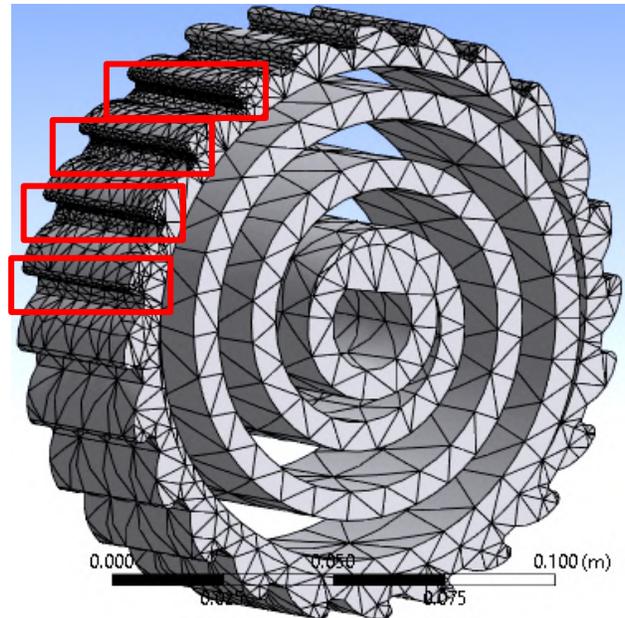


Figura 4-10 Refinement aplicado en las zonas de contacto en el bloqueo de la topología 1 resorte torsional espiral plano (Autoría propia, 2024).

En esta re-simulación de FEA emula la sujeción final que se aplica al prototipo físico del resorte torsional, por esto se busca el FS definitivo de 3 argumentado en los criterios de diseño para determinar su **TMP**, dicho momento es crucial porque se considera como el máximo aplicable al prototipo físico para no superar el límite elástico del material.

Durante la impresión del resorte prototipo ocurrió una falla que detuvo la impresión cuando llevaba un ancho de 40 mm, habiendo planeado que llegase a 50 mm, se decidió reflejar el cambio de la reducción de 10 mm en su ancho en el modelo CAD final que se somete a FEA como se muestra en la Figura 4-11 para obtener las referencias del desempeño más aproximadas posibles al modelo físico del resorte que fue fabricado. En la Tabla 4-5 se muestran los resultados en el post-procesamiento de la simulación, se establece el **TMP** con el valor del momento que genera el FS de 3, y se identifica la zona donde está más propenso a fallar en la Figura 4-12.

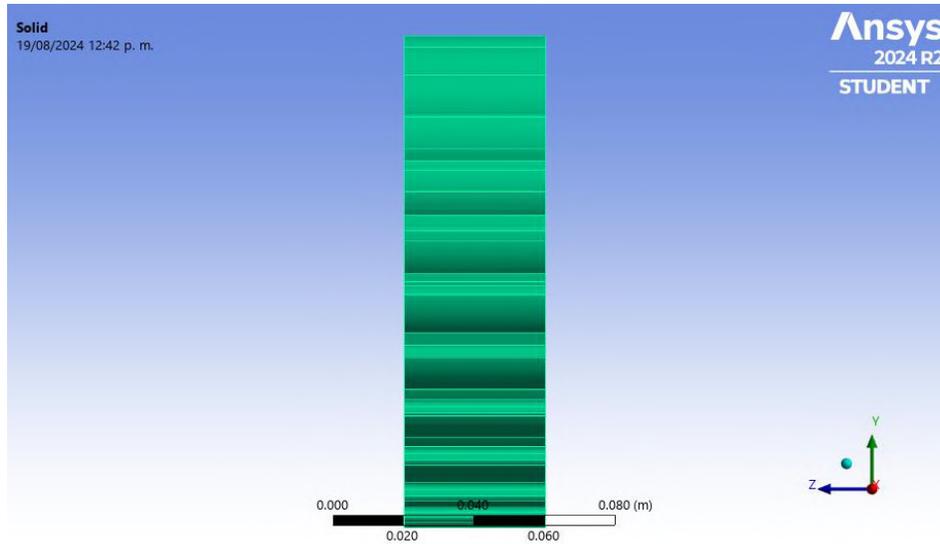


Figura 4-11 Modelo CAD importado a ANSYS® del resorte espiral plano topología 1 de 40mm de ancho para el FEA del resorte fabricado (Autoría propia, 2024).

Tabla 4-5 Resultados del FEA para la topología 1 del resorte espiral plano con la geometría hembra en el aro exterior – resorte torsional fabricado (Autoría propia, 2024).

Topología	Número de revoluciones	Grosor de sección transversal del espiral	Refuerzo en el inicio del espiral	Momento máximo	Deformación máxima	Energía total almacenada	Factor de seguridad	Volumen del resorte torsional	Masa del resorte torsional	Gráfica del factor de seguridad (indicador en el punto mínimo)
1-Espiral	3	7	NO	4.4676 N-m	50.523 mm	3.326 J	3	324980 mm ³	0.37048 kg	

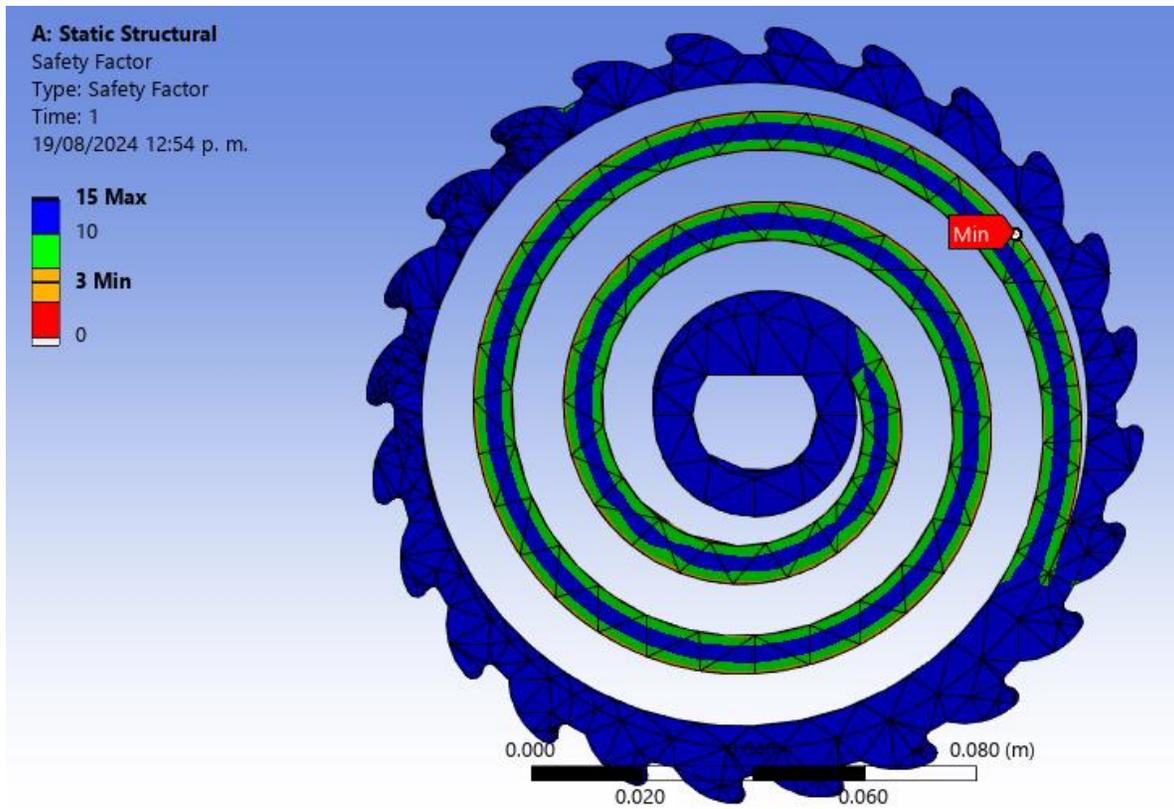


Figura 4-12 Gráfica de factor de seguridad del resorte espiral plano topología 1 sin deformar con el indicador del mínimo en el punto donde está más propenso a fallar (Autoría propia, 2024).

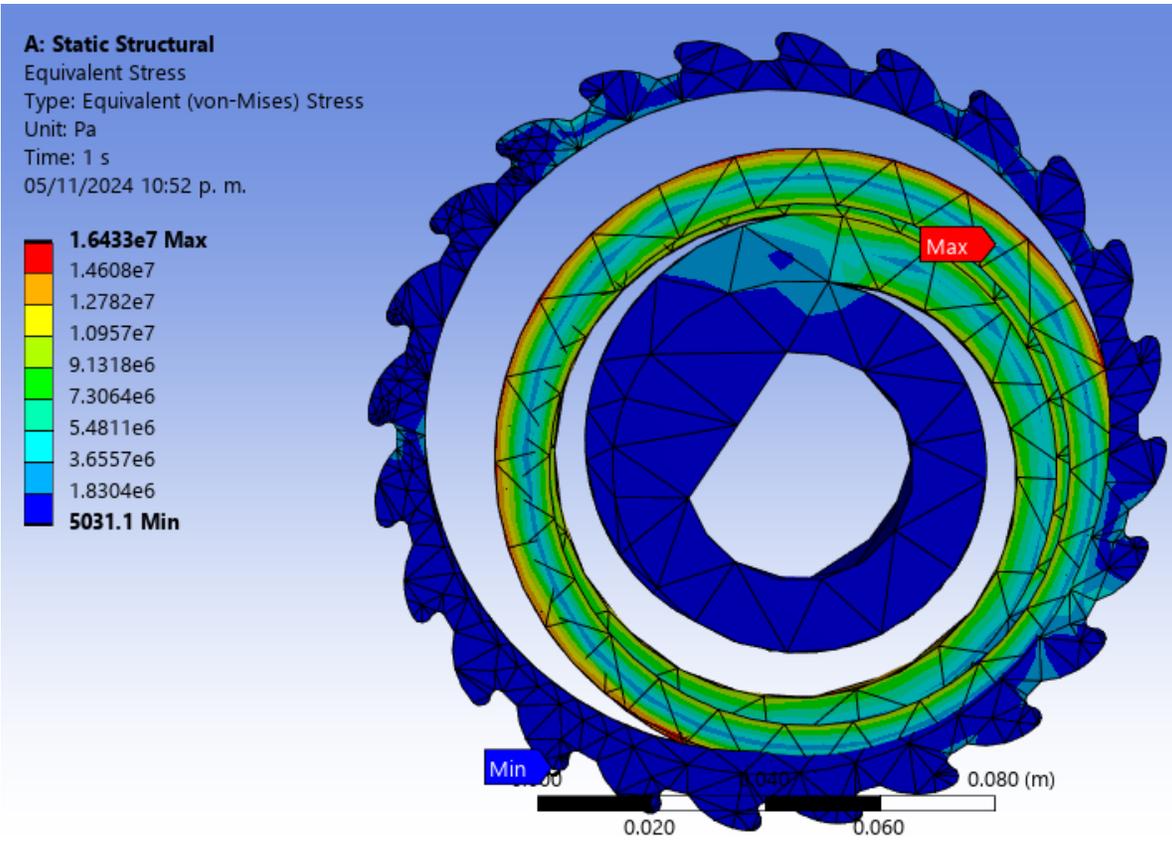


Figura 4-13 Gráfica del esfuerzo equivalente (Von-Mises) del resorte espiral plano topología 1 escala real con los indicadores del máximo y mínimo (Autoría propia, 2024).

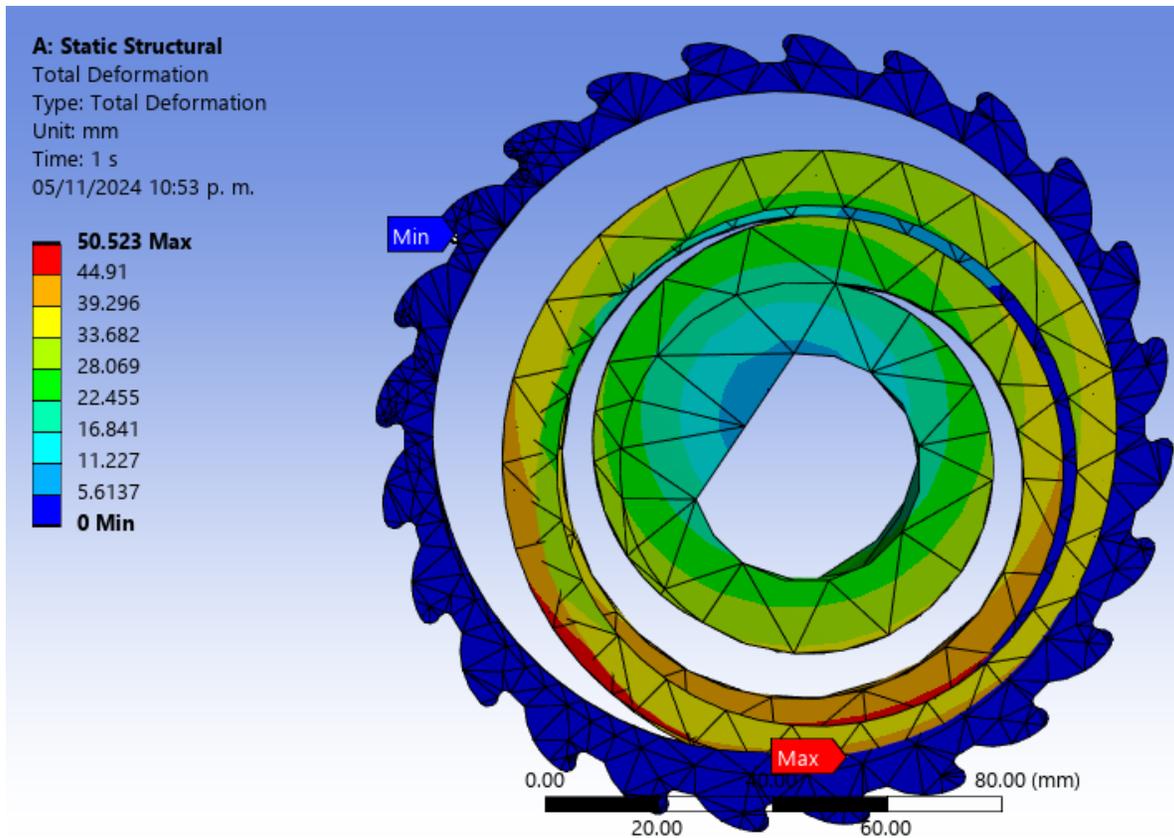


Figura 4-14 Gráfica de deformación total del resorte espiral plano topología 1 escala real con los indicadores del máximo y mínimo (Autoría propia, 2024).

4.3.3 Fabricación del prototipo

El resorte torsional espiral plano topología 1 se imprimió en la impresora Dremel 3D45 con filamento de Nylon 6 de 1.75 mm de grosor a un relleno del 50% a una temperatura del extrusor de 240°C, se muestra en la Figura 4-15.

De igual forma se imprimió la geometría macho de bloqueo en la misma impresora usando filamento PLA de 1.75 mm con relleno del 30% para montarla en el brazo de bloqueo como se muestra en la Figura 4-16 y adicionalmente un adaptador del mismo material que se muestra en la Figura 4-17 que tiene la función de conectar el eje en el que se monta el resorte torsional y un dado de tornillo

hexagonal de 17 mm para poder emplear un torquímetro durante las pruebas al prototipo.



Figura 4-15 Resorte torsional impreso en 3D de PLA con relleno al 30% (Autoría propia, 2024).



Figura 4-16 Acoplamiento de geometrías del sistema de bloqueo del resorte torsional impresas en 3D de PLA con relleno al 30% (Autoría propia, 2024).

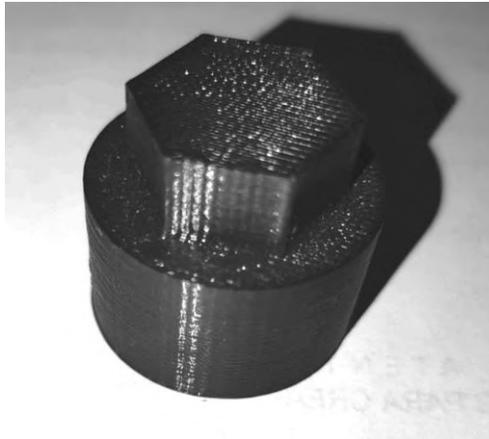


Figura 4-17 Adaptador impreso en 3D de PLA al 30% de relleno (Autoría propia, 2024).

Una vez con los componentes comerciales comprados y los específicos fabricados, se realizó el ensamble del prototipo mostrado en la Figura 4-18 a continuación, en las cuales se puede visualizar como se implementó el sistema de captación de energía manteniendo la bicicleta funcional y como se bloquea el resorte torsional con el sistema diseñado.



Figura 4-18 Prototipo de la bicicleta con el sistema de captación de energía implementado empleando la Topología 1 del resorte espiral plano impreso al 50% de relleno de Nylon 6 (Autoría propia, 2024).

4.4 Desempeño del resorte torsional

Los resultados obtenidos a partir de las pruebas de desempeño del resorte torsional realizadas en la metodología son mostrados a continuación.

4.4.1 Torque máximo permisible y deformación angular elástica máxima

El torque máximo permisible del resorte impreso se calculó aumentando el peso de la carga M y empleando la **ecuación 5.4c** para determinar el torque aplicado al eje del resorte torsional, el objetivo fue alcanzar el $TMP = 4.4676$ N-m estimado en el FEA con FS de 3 sin deformaciones plásticas. Durante las pruebas se alcanzó la **DAEM** antes de alcanzar dicho torque que se estimó permisible, debido a que con la carga $M = 73.3298$ N en el eje, el resorte no presentó más deformación angular, la deformación ahora se presentaba en el aro externo del resorte torsional, donde se diseñó la geometría hembra para el bloqueo que ya no mantenía su silueta circular, siendo más un óvalo, lo que ocasionó que el método de bloqueo del resorte ya no fuese funcional al permitir que se brincara ocasionalmente un diente por la falta de contacto. La carga M se conformó por los objetos mostrados en la Tabla 4-6.

Tabla 4-6 Masa de los objetos con los que se alcanzó el TMP durante la prueba
(Autoría propia, 2024).

Carga M en la prueba de desempeño del TMP				
Cantidad	Elemento	Masa individual (kg)	Masa total (kg)	Peso (N)
1	Cubeta	0.345	0.345	3.38445
1	Cuerda	0.025	0.025	0.24525
7	Bolsas de sal	1.015	7.105	69.70005
Total			7.475	73.32975

Se empleó la **ecuación 5.4c** para determinar el **TMP** antes de sufrir deformaciones plásticas en el resorte torsional fabricado por FDM al 50% de relleno como se muestra en la **ecuación 6.1**.

$$TMP = 73.3298 * 0.0457m = 3.3512 N - m \quad (6.1)$$

En las Figuras 4-19 y 4-20 a continuación se observar la prueba y el resorte torsional cuando se le aplica el **TMP** obtenido en la ecuación anterior.



Figura 4-19 Resorte torsional espiral plano topología 1 impreso con un relleno del 50% de Nylon 6 sometido a la prueba del **TMP** con un torque aplicado de 3.3512 N-m (Autoría propia, 2024).



Figura 4-20 Resorte torsional espiral plano topología 1 impreso con un relleno del 50% de Nylon 6 con un torque aplicado de 3.3512 N-m (Autoría propia, 2024).

Para determinar la **DAEM** se tomaron las mediciones del lápiz montado en el eje del resorte torsional antes de aplicar algún torque y después de aplicar el **TMP** como se muestra en la Figura 4-21 a continuación.



Figura 4-21 **DAEM** del resorte torsional espiral plano topología 1 de nylon 6 relleno al 50% (Autoría propia, 2024).

Se aplicó la **ecuación 5.4e** para determinar la **DAEM** del resorte torsional fabricado, tomando las mediciones de los ángulos en el estado sin deformación y al aplicar el **TMP** en la **ecuación 6.2**.

$$DAEM = \Delta\theta @TMP = 240^\circ - 0^\circ = 240^\circ \quad (6.2)$$

4.4.2 Capacidad máxima de almacenamiento de energía potencial elástica

Una vez realizadas las mediciones de la posición en el plano vertical de la carga suspendida **M** en cada uno de los 3 estados se pudo determinar la capacidad máxima de almacenamiento de energía en el resorte torsional mediante la **ecuación 5.10**.

$$\Delta U_R = M_1 * (Y_3 - Y_1) \quad (5.10)$$

ΔU_R = Capacidad máxima de almacenamiento de energía potencial elástica del resorte torsional.

Las mediciones obtenidas en los 3 estados de la prueba se muestran en la Tabla 4-7.

Tabla 4-7 Mediciones obtenidas durante las pruebas de capacidad máxima de almacenamiento de energía en el resorte torsional (Autoría propia, 2024).

Mediciones en cada estado				
Estado	Posición en el plano vertical de la carga M1		Torque en el resorte torsional Tr	
1	Y1	0.48m	Tr1=TMP	3.3512N-m
2	Y2	0.59.8m	Tr2	0.1658N-m
3	Y3	0.622m	Tr3	0

Al sustituir en la **ecuación 6.3** las variables determinadas en las pruebas se obtiene la capacidad máxima de almacenamiento de energía potencial elástica del

resorte torsional ΔU_R topología 1 fabricado de Nylon 6 con relleno del 50% que adquiere cuando se lleva al límite de su deformación elástica.

$$\Delta U_R = M_1 * (Y_3 - Y_1) = 3.6297N * (0.622 - 0.48)m = 0.5154 J \quad (6.3)$$

4.4.2.1 Rigidez angular

Para determinar la rigidez angular del resorte torsional fabricado K se empleó la **ecuación 5.11** y se sustituyeron las variables calculadas anteriormente como se muestra en la **ecuación 6.4**.

$$K = \frac{TMP}{DAEM} = \frac{3.3512N - m}{240^\circ} = 0.014 \frac{N - m}{^\circ} \quad (6.4)$$

K = Rigidez angular del resorte torsional.

TMP = Torque Máximo Permissible.

$DAEM$ = Deformación Angular Elástica Máxima.

Al convertir la $DAEM$ de la **ecuación 6.4** de grados a radianes obtenemos la ecuación **6.4a** de la rigidez angular en radianes del resorte torsional fabricado.

$$K = \frac{TMP}{DAEM} = \frac{3.3512N - m}{\frac{4\pi}{3} rad} = 0.8 \frac{N - m}{rad} \quad (6.4a)$$

5. CONCLUSIONES Y PROSPECTIVAS

5.1 Conclusiones

- Al analizar los antecedentes para identificar los dispositivos de almacenamiento de energía que se usan en los KERS para bicicletas se observó que se repetía comúnmente los mismos dispositivos, un volante de inercia o un resorte espiral de metal, no se encontró algún trabajo que diseñara distintas geometrías de resorte torsional para analizar sus desempeños como dispositivo de captación de energía o buscar la inclusión de materiales más ligeros o con métodos de fabricación más asequibles. En este trabajo se estudió el desempeño de resortes torsionales de geometría espiral y compacta basa en Carpino et al. (2012) para su fabricación por FDM de una poliamida resistente, que fue el Nylon 6, con el propósito de ser usado como dispositivo de almacenamiento de energía en KERS para bicicletas. Se realizó una variación de topologías para cada geometría y se obtuvieron desempeños diferentes por medio de FEA permitiendo observar el contraste entre geometrías, refuerzos en secciones específicas, grosores y diseños de secciones transversales, se escogió el modelo con el desempeño más adecuado al objetivo y se imprimió en 3D. En la experimentación del prototipo se cuantificaron sus características principales como resorte torsional y se pudo comparar con los resultados estimados en la simulación de su desempeño.
- Al realizar la experimentación con el resorte torsional impreso en 3D y comparar los resultados de desempeño con los estimados mediante FEA se determinó que el **TMP** y la capacidad de almacenamiento de energía eran menores en el resorte fabricado, esta falta de capacidades puede derivar por la incertidumbre que se generó por el relleno del 50% del resorte torsional impreso en 3D y la resolución del mallado en FEA por la limitante de la licencia de estudiante, así como las propiedades mecánicas del material de

fabricación definidas que pueden llegar a variar dependiendo el fabricante.

- El estudio de fatiga no fue posible estimarlo al no contar con la Curva S-N del Nylon 6 por la escasa información de este material.
- El FEA nos permitió estimar la capacidad de almacenamiento de energía que los resortes pueden desempeñar durante su deformación elástica, destacando a los resortes con geometría espiral son ideales para la captación de energía, la cual es delimitada principalmente por la cantidad de revoluciones, el área en la sección transversal, propiedades mecánicas del material y el método de fabricación, como la IM que genera propiedades mecánicas más altas que FDM. Por otro lado, los resortes de geometría compacta basada en Carpino et al. (2012) tienen más capacidad de torque que la geometría espiral que depende del número de brazos y grosores del diseño, que puede ser aprovechado en otro ámbito.
- El sistema del prototipo logrado nos ofrece una de las configuraciones más accesibles de implementar un KERS en una bicicleta, tiene componentes que son de fácil adquisición, permite la conducción de la bicicleta y la captación de la energía cinética como energía potencial elástica en el resorte torsional.

5.2 Prospectivas

- El trabajo realizado abre un panorama para los elementos mecánicos que pueden ser sustituidos por polímeros de alta resistencia por sus grandes ventajas como el método de fabricación que puede ser FDM o IM, rapidez de fabricación, asequibilidad, facilidad de fabricar geometrías complejas y reducción de peso.
- El diseño mecánico fue más completo a los autores mencionados en los antecedentes, ya que se incluyó la simulación del desempeño mediante FEA que permite estimar el factor de seguridad que generan las cargas aplicadas, la zona en la que está más propenso a fallar, los esfuerzos y almacenamiento de energía, entre otras ventajas. Las simulaciones presentan fiabilidad al

haber considerado las propiedades mecánicas del Nylon 6 que fueron determinadas con la norma ASTM D638, las condiciones de frontera que simulan el funcionamiento fueron adecuadas para reflejar el uso que se le dio al resorte.

- En las condiciones de frontera del FEA para expresar más acertadamente el funcionamiento del resorte en cuanto a su bloqueo para la captación de energía mediante su deformación, se sugiere definir un contacto entre los cuerpos que realizan el bloqueo y no únicamente superficies fijas en el resorte torsional, para obtener una simulación más real del fenómeno.
- Se recomienda a futuras aplicaciones semejantes realizar ensayos de tracción del material de fabricación para tener propiedades mecánicas todavía más acertadas durante el FEA, así como reflejar en la simulación el porcentaje de relleno con que se fabricará el modelo a analizar para obtener estimaciones más exactas del desempeño.
- El sistema en el que se implementó el resorte torsional permite visualizar una forma de aprovecharlos para la reutilización de la energía perdida en el frenado de las bicicletas y así mismo concientizar su uso, una vez aprovechada el área de oportunidad del sistema de acoplamiento y cambio de giro del resorte torsional será una gran alternativa al transporte en distancias cortas.

6. REFERENCIAS

Achchagam, K. (2017). Design data: Data book of engineers. PSG College of Technology.

Arai, Y., Sakuraba, T., Sano, S., Sakaguchi, T., & Uchiyama, N. (2019). Design and experimental verification of a regenerative brake system with a spiral spring and gears. In *2019 IEEE/SICE International Symposium on System Integration (SII)* (pp. 729-733). IEEE.

Autodesk. (2022). *Análisis de elementos finitos*.
<https://www.autodesk.mx/solutions/finite-element-analysis>

Beer, F. P., Johnston, E. R., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2010). *Mecánica de materiales* (No. TA405. B43 1994). McGraw-Hill.

Boretti, A. (2013). F1 2014: Turbocharged and downsized ICE and KERS boost. *World Journal of Modelling and Simulation*, 9(2), 150-160.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Shigley's mechanical engineering design* (Vol. 9). McGraw-Hill.

Carpino, G., Accoto, D., Sergi, F., Tagliamonte, N. L., & Guglielmelli, E. (2012). A novel compact torsional spring for series elastic actuators for assistive wearable robots. *Journal of Mechanical Design*, 134(12).

Carvajal Hernández, C. F., & Cocha Ajila, J. J. (2018). *Estudio de la influencia de los parámetros de corte y geometría con herramienta de acero rápido en procesos de mecanizado en el polímero poliamida 6* (Tesis de licenciatura).

Documentation 3D45. (2022). Dremel.
<https://www.dremel.com/us/en/digilab/support/3d45-series-3d-printer/documentation>

Fidanova, S., Zhivkov, P., & Roeva, O. (2022). InterCriteria analysis applied on air pollution influence on morbidity. *Mathematics*, 10(7), 1195.

García, J. C. C. (2006). Tecnología avanzada del diseño y manufactura asistidos por computador-CAD/CAM. *Prospectiva*, 4(1), 75-81.

Geografía (INEGI), I. N. de E. y. (2016). Banco de indicadores.
<https://www.inegi.org.mx/app/indicadores/?ind=6207129637&tm=6#D6207129637>

Geografía (INEGI), I. N. de E. y. (2022). Parque vehicular.
<https://www.inegi.org.mx/temas/vehiculos/>

Intelligy. (2024). *Nylon 6*. <https://intelligy.com/archivos/Nylon-6.pdf>

Jorquera Ortega, A. (2016). *Fabricación digital: Introducción al modelado e impresión 3D*. Ministerio de Educación, Cultura y Deporte.

Karwa, R. (2002). *A text book of machine design*.

Kapoor, R., & Parveen, C. M. (2013). Comparative study on various KERS. En *Proceedings of the World Congress on Engineering* (Vol. 3, pp. 3-5).

Lay, M., Thajudin, N. L. N., Hamid, Z. A. A., Rusli, A., Abdullah, M. K., & Shuib, R. K. (2019). Comparison of physical and mechanical properties of PLA, ABS and Nylon 6 fabricated using fused deposition modeling and injection molding. *Composites Part B: Engineering*, 176, 107341.

Matilla Mesonero, Á. (2019). *Modelización del comportamiento de sistemas elásticos no lineales para junta de rigidez variable*.

Menon, S. S., Sooraj, M. S., Mohan, S., Disney, R., & Sukumaran, S. (2013). Design and analysis of kinetic energy recovery system in bicycles. *IJIRSET*, ISSN, 2319-8753.

Nebot Montagud, S. (2016). *Caracterización de poliamidas para el desarrollo de piezas mediante impresión 3D* (Tesis doctoral, Universitat Politècnica de València).

ONU-Habitat. (2022). Contaminación, automóviles y calidad del aire. <https://onuhabitat.org.mx/index.php/contaminacion-automoviles-y-calidad-del-aire>

Pérez, S. M., Reátegui, J. S., & Mendoza, A. S. (2021). Contaminación ambiental producida por el tránsito vehicular y sus efectos en la salud humana: Revisión de literatura. *INVENTUM*, 16(30), 20-30.

Petrány, M. (2014). How Formula One's amazing new hybrid turbo engine works.

Stanton, T. (2021). *Flywheel bike KERS* [Video]. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=gahKxbwUcYw>

Suero, D. F. (2010). Factibilidad del uso de la bicicleta como medio de transporte en la ciudad de Bogotá. *Avances: Investigación en Ingeniería*, 1(12), 54-62.

Tang, J. Q., Wang, Z. Q., Mi, Z. Q., & Yu, Y. (2014). Finite element analysis of flat spiral spring on mechanical elastic energy storage technology. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 7(5), 993-1000.

Thombre, M., Borkar, P., & Bhoje, M. (2014). Kinetic energy recovery system using spring. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, 8(4), 654-658.

Villagómez, J. (2020). *Análisis y diseño de un arado de vertedera universal utilizando análisis por elemento finito*.

Villalba Manosalva, J. S. (2016). *Sistema de acople para un resorte de torsión que almacena y recupera energía en un VTH*.

Wilson, J. D., & Buffa, A. J. (2002). *Física*. Pearson Educación.