



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Aeroespacial
y Diseño Industrial

Estudio comparativo del comportamiento mecánico de
muelles helicoidales de diferentes tipologías y materiales
mediante simulación numérica

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Cánoves Marí, Joan

Tutor/a: Vercher Martínez, Ana

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024

AGRADECIMIENTOS

A la tutora de este proyecto, Ana Vercher Martínez, por su implicación real en el mismo, su gran apoyo y en especial su paciencia a lo largo de la elaboración de este.

A mon pare, a ma mare i a tota la meua família que m'ha acompanyat en aquest viatge, per tot el sacrifici que han fet per a que jo puga arribar aquí.

Al meu germà Andreu per regalar-me la passió per el mon de la automoció i en conseqüència per la enginyeria.

A tots els meus amics i companys de la carrera que han fet que tot fora més fàcil.

A todo el equipo de Classic Landy, en especial a Jean Carlo, Alejandro y Toni por ayudarme a otorgarle a este Trabajo una visión más práctica y realista de la ingeniería aplicada al mundo de la automoción.

RESUMEN

Los muelles helicoidales son elementos elásticos usados en sistemas de suspensión de automóviles para absorber impactos causados por las irregularidades de la superficie recorrida. Su correcto diseño garantiza la seguridad, la comodidad y la eficacia de dicho sistema y la del conjunto del vehículo. En la actualidad, dada la necesidad de mejorar el desempeño de los automóviles y reducir su consumo, se abre un abanico de posibilidades para optimizar estos componentes.

El proyecto que se presenta a continuación, desarrolla diferentes alternativas de diseño de muelles helicoidales de suspensión, variando la tipología del muelle y los parámetros característicos de estos elementos. El proyecto también pretende estudiar la viabilidad técnica de la fabricación de los muelles en materiales alternativos al acero, en especial materiales compuestos y aleaciones especiales, debido a su reducido peso, su gran resistencia a la corrosión y su remarcable respuesta a cargas dinámicas y estáticas.

Para el modelado de la geometría se usará el software CAD SolidWorks, y para las simulaciones a carga estática y a fatiga, se empleará la plataforma de simulación integrada mediante elementos finitos Ansys Workbench. Con la ayuda de estas herramientas se pretende demostrar la factibilidad de las alternativas propuestas.

Palabras clave: Muelle helicoidal; análisis por elementos finitos; materiales compuestos; comportamiento mecánico.

RESUM

Els molls helicoidals son elements utilitzats en sistemes de suspensió de automòbils per absorbir impactes ocasionats per les irregularitats de la superfície recorreguda. El seu correcte disseny garanteix la seguretat, la comoditat i l'eficàcia d'aquest sistema i la del conjunt del vehicle. Actualment, donada la necessitat de millorar l'acompliment dels automòbils i reduir el seu consum, s'obri una sèrie de possibilitats per optimitzar aquests components.

El projecte que es presenta a continuació desenvolupa diferents alternatives de disseny de molls helicoidals de suspensió, variant la tipologia del moll i els paràmetres característiques d'aquests elements. El projecte també pretén estudiar la viabilitat tècnica de la fabricació dels molls en materials alternatius a l'acer, en especial materials compostos i aliatges especials, degut al seu reduït pes, la seua gran resistència a la corrosió i la seua remarcable resposta a càrregues dinàmiques i estàtiques.

Per al modelatge de la geometria es farà ús del software CAD SolidWorks, i per les simulacions a càrrega estàtica i a fatiga, s'emprarà la plataforma de simulació integrada mitjançant elements finits Ansys Workbench. Amb l'ajuda d'aquestes ferramentes es pretén demostrar la factibilitat de les alternatives proposades.

Paraules clau: Moll helicoidal; anàlisi per elements finits; materials compostos; comportament mecànic.

ABSTRACT

Helical coil springs are elastic elements used in automobile suspension systems in order to absorb shocks caused by irregularities of the area covered. Their correct design ensures safety, comfort and effectiveness of this system and of the vehicle's overall. Nowadays, given the necessity of improving automobiles' performance and reduce fuel consumption, a range of possibilities is opened.

The present project develops different alternatives regarding helical springs design, varying spring forms and their characteristic parameters. This project also intends to study the springs manufacturing technical feasibility with alternative materials other than steel, especially special alloys and composite materials, due to its reduced weight, its great corrosion resistance and its remarkable static and dynamic load response.

For geometry modelling the CAD software SolidWorks will be used, and for the static and dynamic load simulations, the integrated simulation by finite elements platform Ansys Workbench is chosen. With the help of these tools, it is aimed to prove the viability of the alternatives proposed.

Key words: Coil spring; finite element analysis, composite materials, mechanical behavior.

ÍNDICE GENERAL

Documento 1: MEMORIA

Documento 2: PRESUPUESTO

Documento 3: PLIEGO DE CONDICIONES



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Estudio comparativo del comportamiento mecánico de
muelles helicoidales de diferentes tipologías y materiales
mediante simulación numérica.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

DOCUMENTO 1: MEMORIA

AUTOR/A: Cànoves Marí, Joan

Tutor/a: Vercher Martínez, Ana

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024

CONTENIDO

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	3
ÍNDICE DE TABLAS.....	5
1. OBJETIVO Y MOTIVACIÓN	6
2. ANTECEDENTES	6
2.1 Descripción de tipología de muelles	6
2.2. Fundamentos teóricos	10
2.2.1 Propiedades mecánicas del muelle	10
2.2.2 Análisis de esfuerzos	11
2.2.3 Deformación del muelle	15
2.2.4 Comportamiento elástico de una lámina polimérica reforzada con fibra unidireccional	17
2.2.5 Modelos micromecánicos. Propiedades elásticas.	21
2.2.6 Materiales para muelles	23
2.2.7. Proceso de fabricación de un muelle.....	25
3. MODELADO NUMÉRICO DE DIFERENTES TIPOLOGÍAS DE MUELLE	30
3.1 Modelado numérico por Elementos finitos	30
3.1.1 Modelado geométrico de las tres tipologías de muelles	30
3.1.2 Modelado por elementos finitos.....	36
3.2. Aplicación de carga estática y condiciones de contorno	43
3.3 Análisis de fatiga de alto ciclo	46
4. RESULTADOS	47
4.1 Validación del modelo numérico	47
4.2. Análisis frente a carga estática normalizada. Estudio comparativo de los modelos propuestos	48
4.2.1. Forma: análisis de muelle helicoidal, cónico, y tipo Miniblock	48
4.2.2. Parámetros geométricos: cambio de paso y de diámetro de alambre.....	51
4.2.3 Material: Material compuesto	53
4.3 Análisis de fatiga de un modelo representativo.	55
5. CONCLUSIONES	56
6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Parámetros geométricos de un muelle helicoidal.	7
Ilustración 2. Ejemplo de muelle cilíndrico.	8
Ilustración 3. Ejemplo de muelle cónico.	9
Ilustración 4. Ejemplo de muelle tipo barril o Miniblock.	10
Ilustración 5. Sección de un muelle helicoidal sometido a una carga F.	12
Ilustración 6. Sección transversal aplicada una carga F.	12
Ilustración 7. Distribución de tensiones tangenciales en la sección transversal del alambre del resorte. (a) Distribución de las tensiones debidas al momento torsor; (b) distribución de las tensiones debido al esfuerzo cortante (c) suma de ambas tensiones (Enrique Martínez, 2013).	13
Ilustración 8. Distribución de las tensiones considerando el efecto de la curvatura del muelle en la sección circular del alambre (Enrique Martínez, 2013).	14
Ilustración 9. Gráfica del factor de corrección de Wahl.	15
Ilustración 10. Tipos de láminas comunes (Tawfik et Al, 2016).	18
Ilustración 11. Secuencia de laminado combinando diferentes ángulos de orientación de las fibras. Sistema de referencia de laminado.	19
Ilustración 12. Definición de la orientación de las fibras de una lámina reforzada con fibra unidireccional.	20
Ilustración 13. Criterio de signos para las fuerzas y momentos en el plano del laminado.	21
Ilustración 14. Fabricación en caliente de un muelle helicoidal mediante el mandril guía y la herramienta de corte.	26
Ilustración 15. Tipos de extremos de un muelle, siguiendo el sentido de las agujas del reloj, empezando por arriba a la izquierda: extremo cerrado (1); extremo a escuadra y rectificado (2); extremo plano (3); y extremo simple y rectificado (4) (Harold Carlson, 1978).	26
Ilustración 16. Extremo a escuadra y rectificado en el muelle de suspensión de un Range Rover modelo Classic.	27
Ilustración 17. Proceso de fabricación del alambre del muelle mediante el uso de material compuesto (Chang-Hsuan Chiu et al., 2005).	28
Ilustración 18. Mandril con el perfil del muelle final, impregnado en la solución antiadherente (D. Abdul Budan & T.S. Manjunatha , 2010).	29
Ilustración 19. Proceso de enrollado en el mandril (Max A. Sardou et al., 2008).	29
Ilustración 20. Muelle curado y con los extremos mecanizados (Jonathan K. Frank, 2020).	30
Ilustración 21. Base modelada en SolidWorks.	31
Ilustración 22. Extremo rectificado plano en el modelo de SolidWorks.	32

Ilustración 23. Modelo del muelle helicoidal recto o estándar.	33
Ilustración 24. Relaciones geométricas entre los diámetros de las tres tipologías de resortes helicoidales.....	34
Ilustración 25. Modelo 3D del muelle helicoidal cónico en SolidWorks.	35
Ilustración 26. Modelo 3D del muelle helicoidal tipo barril en SolidWorks.	36
Ilustración 27. Tratamiento geométrico del muelle helicoidal mediante Design Modeler.	37
Ilustración 28. Mallado final del modelo de muelle estándar.	38
Ilustración 29. Mallado final del modelo de muelle cónico.	38
Ilustración 30. Mallado final del muelle tipo barril o Miniblock.	39
Ilustración 31. Esquema de la sección transversal del resorte helicoidal con un núcleo formado por un material isotrópico hiperelástico y un laminado exterior.	39
Ilustración 32. Partes del modelo de muelle helicoidal compuesto, siendo (a) la superficie del resorte para el modelado en Ansys ACP y (b) el modelo sólido para el núcleo junto con las bases extruidas.....	40
Ilustración 33. Vectores de referencia para la orientación de la fibra (eje 1, $\theta = 0^\circ$)	41
Ilustración 34. Sistemas en el Project Schematic de Ansys Workbench, para el desarrollo del modelo de muelle de material compuesto.	42
Ilustración 35. Contacto entre el núcleo o core y el laminado de material compuesto.	43
Ilustración 36. Soporte empotrado de la base inferior del muelle.	44
Ilustración 37. Desplazamiento aplicado en la dirección vertical (eje Y) de la placa superior del muelle.....	45
Ilustración 38. Fuerza de reacción en la base inferior del muelle.	46
Ilustración 39. Aplicación de la fuerza en la base superior del muelle.	47
Ilustración 40. Tabla de propiedades mecánicas del acero AISI/SAE 5160 (Hamzi et al, 2022)	48
Ilustración 41. Localizaciones de las tensiones tangenciales máximas en la espira para (a) el muelle cónico (b) el muelle estándar y (c) el muelle tipo barril.....	50
Ilustración 42. Localizaciones de las tensiones tangenciales máximas en la espira para (a) el resorte con modificación de paso (b) el resorte con modificación de diámetro de alambre y (c) el resorte con paso central variable.	53
Ilustración 43. Representación de la orientación de las fibras del laminado a 90° (a) y a $\pm 45^\circ$ (b)..	54
Ilustración 44. Localización del máximo factor de seguridad invertido en la espira del resorte.	55

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valores de diferentes variables para la creación de un muelle estándar en SolidWorks.....	32
Tabla 2. Dimensiones geométricas del muelle cilíndrico recto	33
Tabla 3. Valores de diferentes variables para la creación de un muelle cónico en SolidWorks.	35
Tabla 4. Valores de diferentes variables para la creación de un muelle tipo barril en SolidWorks...	36
Tabla 5. Constante de rigidez calculada mediante los desplazamientos y las fuerzas de reacción obtenidas en Workbench.	48
Tabla 6.Resultados de la simulación para el muelle estándar.	49
Tabla 7. Resultados de la simulación para el muelle cónico.....	49
Tabla 8.Resultados de la simulación para el muelle tipo barril/ Miniblock.....	49
Tabla 9. Valores geométricos de las 3 nuevas variantes.....	51
Tabla 10. Resultados de la simulación para la Variante 1 (Modificación del paso).....	51
Tabla 11.Resultados de la simulación para la Variante 2 (Modificación del diámetro del alambre). 52	
Tabla 12. Resultados de la simulación para la Variante 3 (Paso variable).	52
Tabla 13. Resultados de la simulación el resorte estándar modelado con materiales compuestos. 54	
Tabla 14. Resultados del análisis a fatiga para las tipologías estándar y tipo Barril/Miniblock	56

1. OBJETIVO Y MOTIVACIÓN

El objetivo de este Trabajo de Fin de Grado es analizar las diferentes alternativas de diseño de muelles helicoidales de suspensión de vehículos, presentes en mayor o menor medida en la industria automotriz actual, para así mediante simulación de elementos finitos determinar las ventajas y desventajas de todas estas posibilidades, teniendo en cuenta otros factores determinantes desarrollados más adelante.

Para ello se tratarán una serie de objetivos específicos que permitan llegar al objetivo general con un mayor alcance y una mayor exhaustividad. Dichos objetivos son:

- Definir los parámetros geométricos y materiales que influyen en el diseño de los resortes helicoidales de suspensión.
- Analizar numéricamente las respuestas de los resortes durante situaciones de carga para las que están diseñados.
- Proponer y modelar diferentes alternativas en el diseño de estos elementos teniendo en cuenta su comportamiento descrito en los fundamentos teóricos.
- Testear estas alternativas mediante el Método de Elementos Finitos (MEF) y extraer conclusiones y nuevas propuestas que puedan ser útiles en futuros estudios similares.

2. ANTECEDENTES

2.1 Descripción de tipología de muelles

Los muelles helicoidales, elementos fundamentales en sistemas de suspensión de vehículos y en aplicaciones industriales, presentan diversas tipologías con características distintivas que los hacen adecuados para diferentes propósitos. Estas variaciones se definen a través de parámetros geométricos, que son aquellos que definen la forma final del resorte. Dichos parámetros geométricos son (ver Ilustración 1):

- **Diámetro del alambre (d o d_a):** El alambre es el hilo de material enrollado que forma la espiral del resorte. Suele ser de sección circular, aunque en otras aplicaciones también puede ser de sección rectangular o elíptica. El diámetro del alambre indica el grosor de dicho material, afectando directamente a su resistencia y capacidad de carga.
- **Diámetros del muelle:** En el resorte de compresión se pueden distinguir tres tipos de diámetro: El diámetro exterior (D_e), que es la dimensión de la superficie cilíndrica envolvente

exterior del resorte, el diámetro interior (D_i), que es la misma superficie menos los diámetros del alambre, y el diámetro nominal (D), que es el diámetro geométrico de la espira que forma el recorrido del muelle, es decir, el diámetro exterior menos el diámetro del alambre.

- **El paso:** El paso (p) de un muelle helicoidal es la distancia axial entre dos puntos de espiras adyacentes. Este parámetro es determinante en la longitud efectiva y la rigidez del muelle.
- **Longitudes del muelle:** Las diferentes longitudes de un muelle se definen según el estado de carga en el que se encuentre el resorte. La Longitud libre (L o L_o) representa la extensión sin carga aplicada. La longitud sólida o maciza (L_s) es la longitud del muelle cuando todas sus espiras se tocan entre sí formando un cuerpo sin espacios. También podemos definir otras longitudes secundarias como la longitud de precarga, con la cual se monta el muelle, o la longitud de operación, es decir, las longitudes que adquieren el muelle cuando se encuentra trabajando mecánicamente.
- **Número de espiras:** Se define como el número de vueltas del alambre. Se distingue entre el número de espiras totales (N_t o simplemente N), y el número de espiras activas (N_a). La diferencia entre N_t y N_a es igual al número de espiras inactivas, que son las espiras de los extremos o las que se tocan entre sí o están cortadas por algún plano.
- **El ángulo de paso o ángulo de espira (α),** es decir, el ángulo que forman las espiras entre sí y que define la inclinación de estas.

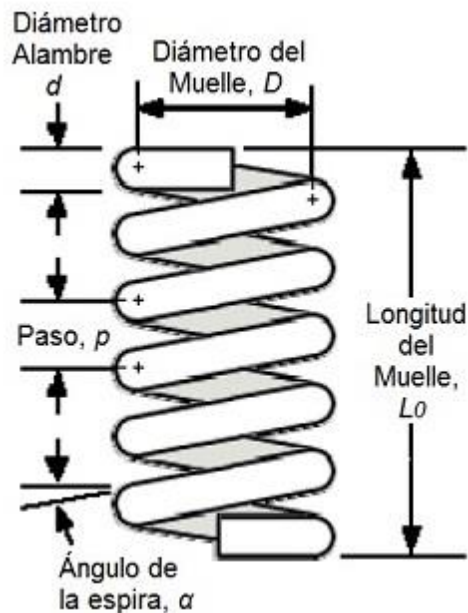


Ilustración 1. Parámetros geométricos de un muelle helicoidal.

Variando los parámetros geométricos citados, se obtienen diferentes variedades o tipologías de muelle, que cumplen con la misma función básica de un resorte helicoidal, pero su desempeño principal es diferente. En este estudio se examinarán 3 variedades: tipo cilíndrico, recto o estándar, tipo cónico y tipo barril o Miniblock. A continuación, se exponen las tres tipologías:

- **Muelle cilíndrico recto:** El muelle cilíndrico recto, también conocido como muelle estándar, es el tipo más común de resorte helicoidal. Se caracteriza por tener un diámetro de alambre y un paso entre sus espiras centrales constante a lo largo de su longitud (ver Ilustración 2).

Esta uniformidad lo hace ideal para aplicaciones donde se necesita una fuerza de resorte constante en una variedad de condiciones de carga. Su uso más común es en sistemas de suspensión de vehículos, donde proporciona un amortiguamiento uniforme en diferentes superficies de carreteras. No obstante, su diseño sencillo y su capacidad para manejar altas cargas lo hacen adecuado para una amplia gama de aplicaciones industriales, como maquinaria pesada, sistemas de almacenamiento y mecanismos de cierre.



Ilustración 2. Ejemplo de muelle cilíndrico.

- **Muelle cónico:** Un resorte cónico presenta una variación gradual en su diámetro a lo largo de su longitud, comenzando con un diámetro más grande en un extremo y estrechándose hacia el otro extremo (ver Ilustración 3). Esta forma única le permite proporcionar diferentes fuerzas de resorte en función de la posición de compresión. Por lo tanto, es adecuado para aplicaciones donde se requiere una respuesta de resorte variable. Estos muelles conceden progresividad a la respuesta elástica y su diseño permite una mayor

flexibilidad en el diseño de componentes mecánicos, lo que lo hace útil en una variedad de aplicaciones de ingeniería.

Los muelles cónicos tienen mayor estabilidad lateral y menor tendencia al pandeo que los muelles helicoidales estándar. Es un tipo de muelle con gran capacidad de control de vibraciones, ya su geometría conlleva un aumento del periodo natural de vibración, hecho que reduce efectos de resonancia (Harold Carlson, 1978).

Por otra parte, su costo de producción es mayor ya que para conseguir esta geometría se debe desechar más material que en un muelle estándar y usar accesorios de fabricación especiales, empleando más tiempo y recursos.

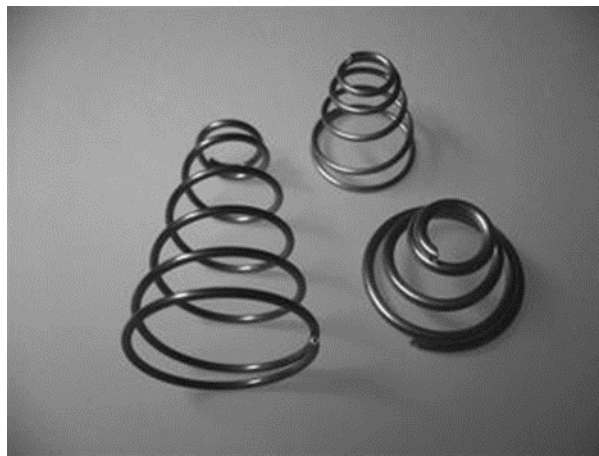


Ilustración 3. Ejemplo de muelle cónico.

- **Muelle tipo barril o Miniblock:** Se caracteriza también por tener un diámetro variable, de manera que en los extremos el diámetro es mínimo y en el centro es máximo, normalmente más grande que un muelle cilíndrico estándar (ver Ilustración 4). Esta forma proporciona una mayor capacidad de carga y una mayor rigidez en comparación con otros tipos de muelles helicoidales. Por lo tanto, es ideal para aplicaciones que requieren una alta resistencia y durabilidad. Se encuentra comúnmente en aplicaciones donde se enfrenta a cargas pesadas y condiciones de trabajo exigentes. Además, su diseño compacto y robusto lo hace adecuado para aplicaciones donde el espacio es limitado y se requiere una vida útil mayor, pudiendo adaptarlo a condiciones de diseño más exigentes.



Ilustración 4. Ejemplo de muelle tipo barril o Miniblock.

2.2. Fundamentos teóricos

2.2.1 Propiedades mecánicas del muelle

A partir de los valores geométricos intrínsecos al muelle, se pueden definir unos parámetros característicos de los resortes:

- **El índice del resorte C**, que es la relación entre el diámetro nominal y el diámetro del alambre:

$$C = \frac{D}{d} \quad (1)$$

En la práctica, se recomienda un índice de resorte entre 7 y 13 para conseguir un diseño proporcionado y no tener problemas durante el proceso de manufactura. Un índice superior requeriría grandes tolerancias, y uno inferior dificultaría la fabricación en máquinas automáticas (Harold Carlson, 1978).

- **La constante elástica del resorte K** , que según la ley de Hooke se define como:

$$K = \frac{F}{\delta} \quad (2)$$

Es decir, la variación de la carga por unidad de deflexión. Este parámetro define la rigidez del muelle. La característica fundamental de los resortes helicoidales es que la curva fuerza-deflexión, cuya pendiente es K , es idealmente lineal (lógicamente siempre dentro del rango de comportamiento elástico del material, sin entrar en la zona plástica). En la práctica se cumple con gran precisión este principio, excepto en las zonas iniciales de acción o en las de gran aplicación de fuerza o gran deformación. Esto significa que la constante K será prácticamente constante en el rango de acción del muelle, y por tanto la rigidez del muelle será predecible (Rodríguez Galbarro, s.f.). (Este hecho es muy importante a la hora del diseño en el proyecto, ya que ayudará a predecir el comportamiento del resorte. Más adelante se desarrollará como obtener la constante de rigidez K a partir de los parámetros geométricos del material definidos anteriormente.

2.2.2 Análisis de esfuerzos

Suponiendo un muelle helicoidal cilíndrico sometido a una carga F cualquiera de compresión, con un diámetro de espira d y un diámetro nominal D cualesquiera como en la sección mostrada en la Ilustración 5:

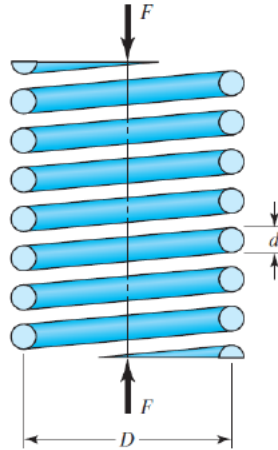


Ilustración 5. Sección de un muelle helicoidal sometido a una carga F .

Si realizamos una sección normal a la línea de aplicación de la carga por un punto cualquiera del muelle podremos analizar las reacciones internas que equilibran el sistema.

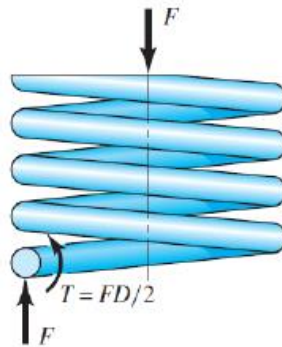


Ilustración 6. Sección transversal aplicada una carga F .

La carga axial origina un esfuerzo de cortadura V (Expresado directamente como F en la Ilustración 6) y un momento torsor en la sección transversal del alambre de la espira, siendo estos iguales a:

$$V = F \quad (3)$$

$$T = \frac{FD}{2} \quad (4)$$

Siendo D el diámetro nominal del muelle. Debido a ambas sollicitaciones, la sección transversal del alambre se verá sometida a tensiones tangenciales. Recordando por separado la definición de estas tensiones para una sección circular maciza:

Tensiones tangenciales debidas al momento torsor T:

$$\tau_T = \frac{T}{\frac{\pi \cdot d_a^3}{16}} = \frac{\frac{FD}{2}}{\frac{\pi \cdot d_a^3}{16}} = \frac{8FD}{\pi d_a^3} \quad (5.a)$$

Tensiones tangenciales debidas al esfuerzo cortante V:

$$\tau_V = \frac{1,23 \cdot V}{\frac{\pi \cdot d_a^2}{4}} = \frac{1,23 F}{\frac{\pi \cdot d_a^2}{4}} = \frac{1,23 \cdot 4F}{\pi d_a^2} = \frac{8FD}{\pi d_a^3} \cdot \left(\frac{0,615}{C} \right) \quad (5.b)$$

Donde C es el índice del resorte definido anteriormente. Estas tensiones se distribuirán sobre la sección del alambre como ilustra la Ilustración 7:

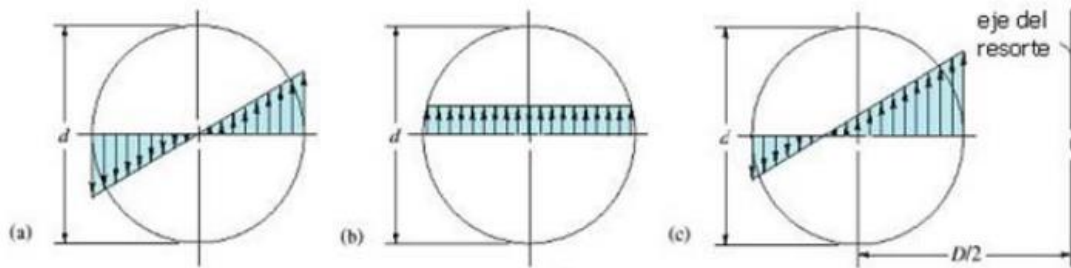


Ilustración 7. Distribución de tensiones tangenciales en la sección transversal del alambre del resorte. (a) Distribución de las tensiones debidas al momento torsor; (b) distribución de las tensiones debido al esfuerzo cortante (c) suma de ambas tensiones (Enrique Martínez, 2013).

Por lo tanto, el esfuerzo cortante máximo se producirá, tanto trabajando a tracción como a compresión, en el extremo interior (respecto al eje) de la espira. En este punto se tendrá:

$$\tau = \tau_T + \tau_V = \frac{8FD}{\pi d_a^3} + \frac{8FD}{\pi d_a^3} \cdot \left(\frac{0,615}{C} \right) = \frac{8FD}{\pi d_a^3} \cdot \left(1 + \frac{0,615}{C} \right) \quad (6.a)$$

Por tanto, podemos definir la tensión tangencial resultante como:

$$\tau = \tau_T + \tau_V = K_s \cdot \frac{8FD}{\pi d_a^3} \quad (6.b)$$

Siendo K_s el llamado coeficiente de multiplicación de la tensión, siendo igual a:

$$K_s = 1 + \frac{0,615}{C} \quad (7)$$

Esta expresión es válida para estudios estáticos relacionados con muelles helicoidales de sección circular. Sin embargo, la curvatura de un resorte puede aumentar significativamente los esfuerzos en la superficie interior en comparación con la exterior (ver Ilustración 8). Esto tiene implicaciones importantes en el diseño del resorte, especialmente en situaciones de fatiga.

Mientras que en cargas estáticas los esfuerzos pueden ser despreciables debido al endurecimiento por deformación, en fatiga, la curvatura del alambre contribuye a una mayor concentración de tensiones, especialmente en las fibras interiores.

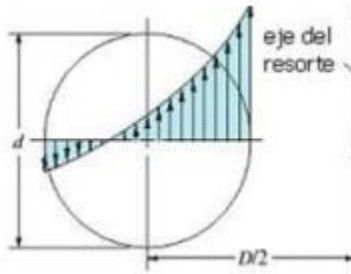


Ilustración 8. Distribución de las tensiones considerando el efecto de la curvatura del muelle en la sección circular del alambre (Enrique Martínez, 2013).

El esfuerzo de curvatura se ve influenciado por dos factores principales: la diferencia de longitud entre las fibras interiores y exteriores del alambre, y la superposición de esfuerzos cortante y de torsión. Por lo tanto, la tensión es aún mayor en las fibras interiores del alambre. Para abordar

analíticamente esta situación, en 1944 A.M. Wahl propuso un factor de corrección, K_w , que tiene en cuenta ambos efectos. Este factor de corrección o coeficiente de concentración de tensiones se obtiene de la gráfica desarrollada por el propio Wahl, mostrada en la Ilustración 9, cuya expresión es:

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (8)$$

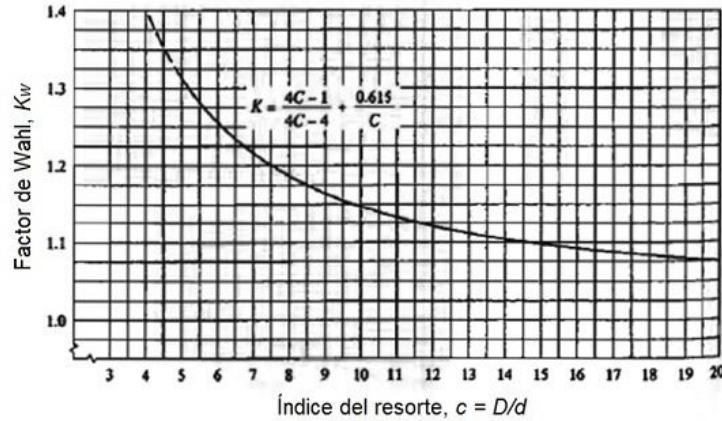


Ilustración 9. Gráfica del factor de corrección de Wahl.

Por tanto, para cálculos a fatiga se empleará la expresión para el cálculo de la tensión tangencial en la sección del alambre:

$$\tau = K_w \cdot \frac{8FD}{\pi d_a^3} \quad (9)$$

2.2.3 Deformación del muelle

En este apartado, se busca desarrollar una expresión que relacione la deformación experimentada por un muelle helicoidal con la carga axial aplicada en sus extremos. La constante K de un muelle, también conocida como constante de fuerza o constante de rigidez, se puede obtener analíticamente a través de la relación entre la fuerza aplicada y la deformación resultante del muelle. Como se ha desarrollado en apartados anteriores, la forma más común de hacer esto es utilizando la ley de Hooke para la deformación elástica del resorte como ecuación constitutiva. Sin embargo, se puede obtener también su expresión mediante el teorema de Castigliano.

El teorema de Castigliano es una herramienta de la mecánica estructural que permite calcular deflexiones y deformaciones en estructuras a partir de la energía de deformación. Éste establece que la derivada parcial de la energía de deformación respecto a una fuerza externa aplicada es igual al desplazamiento en la dirección de esa fuerza:

$$\delta_i = \frac{\partial U}{\partial F_i} \quad (10)$$

Donde:

- U es la energía de deformación, δ_i es el desplazamiento en la dirección i en la que se aplica la fuerza F_i

En el caso del muelle helicoidal sometido a fuerzas de compresión F , se consideran los aportes energéticos debidos a la torsión y al cortante. Por tanto:

$$U = \frac{T^2 L}{2GJ} + \frac{F^2 L}{2AG} \quad (11.a)$$

Siendo:

$$T = \frac{FD}{2} \quad \text{el momento torsor}$$

$$L = \pi D N_a \quad \text{la longitud del resorte}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{el momento de inercia}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{el área transversal del alambre del muelle}$$

Y G el módulo de rigidez del material. Sustituyendo, la expresión de la energía interna de deformación queda:

$$U = \frac{4F^2 D^3 N_a}{d^4 G} + \frac{2F^2 D N_a}{d^2 G} \quad (11.b)$$

Tomando derivadas en la expresión anterior con respecto de F y agrupando términos, obtenemos la deflexión:

$$\delta = \frac{8FD^3N_a}{Gd^4} \left(1 + \frac{1}{2C^2} \right) \quad (12.a)$$

Considerando índices del resorte, C , elevados, entonces $2C^2 \gg 1$, por lo tanto, se tiene una expresión simplificada para el cálculo de la deflexión:

$$\delta \approx \frac{8FD^3N_a}{Gd^4} \quad (12.b)$$

Finalmente, se obtiene la constante elástica del resorte en función de parámetros geométricos y el módulo de rigidez, G :

$$K = \frac{F}{\delta} = \frac{Gd^4}{8D^3N_a} \quad (13)$$

2.2.4 Comportamiento elástico de una lámina polimérica reforzada con fibra unidireccional

En términos generales, los materiales compuestos son combinaciones de dos o más elementos que no se disuelven entre sí a nivel macroscópico, y que tienen un efecto sinérgico, lo que significa que algunas propiedades del material resultante son mejores que las de los materiales individuales. Estos materiales tienen dos componentes principales: los refuerzos, que pueden ser fibras o partículas, los cuales proporcionan rigidez y resistencia, y el aglutinante, que protegen las fibras, les transfieren la carga y les dan forma. Las fibras son embebidas en la matriz o aglutinante, cuyo objetivo principal es el de proporcionar el medio por el que las cargas aplicadas sobre el material sean transmitidas hasta las fibras.

Los compuestos reforzados ofrecen ventajas como alta resistencia y rigidez específicas, resistencia a la fatiga y corrosión, y además facilitan la optimización del diseño y la reducción de residuos de material en la fabricación.

Por otra parte, se conoce como lámina a una capa de fino espesor de un material compuesto determinado con propiedades específicas. En los últimos años la evolución en el estudio de este tipo de materiales y técnicas de fabricación ha dado lugar a una amplia variedad de tipos de láminas según sea su aplicación. Principalmente son comunes 4 disposiciones, como indica la Ilustración 10:

disposición de la fibra larga unidireccional, bidireccional, fibra discontinua distribuida aleatoriamente y tipo tejido.

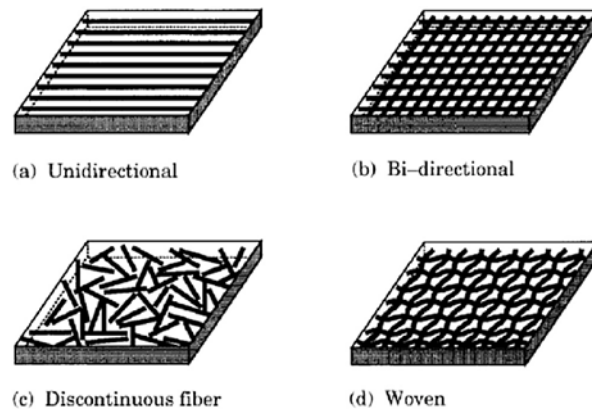


Ilustración 10. Tipos de láminas comunes (Tawfik et Al, 2016).

Las propiedades de estas láminas dependen de múltiples factores propios de la fabricación y el diseño, como los materiales usados para cada parte de los dos componentes estructurales (fibra y matriz), la orientación de las fibras o la fracción de volumen de fibra. Este último parámetro es fundamental en el diseño con materiales compuestos.

Estas láminas se apilan para formar laminados. Estos suelen tener un espesor mucho menor que sus dimensiones de largo y ancho, conservando su alta rigidez y resistencia específica. La principal función de los laminados es soportar esfuerzos multiaxiales de la manera más eficiente posible.

Existen muchos tipos de laminados, pero en este caso se destacará el laminado de materiales compuestos de matriz polimérica reforzados con fibra unidireccional, ya que es el que se empleará en diferentes apartados de este proyecto. En este tipo de laminados se alinean la máxima cantidad viable de fibras paralelamente en una dirección, con el objetivo de hacer coincidir las futuras propiedades elásticas y resistentes del material con las solicitaciones de carga que tiene en su estado de aplicación. No obstante, como suele ser habitual, el estado de carga no suele coincidir con una única dirección, y es por ello por lo que este tipo de laminados se suelen conformar combinando laminas con fibras orientadas en diferentes direcciones, como se muestra de manera esquematizada en la Ilustración 11.

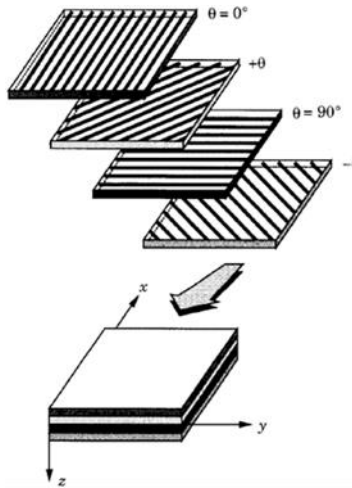


Ilustración 11. Secuencia de laminado combinando diferentes ángulos de orientación de las fibras. Sistema de referencia de laminado.

Para estudiar el comportamiento de un determinado laminado e intentar predecir cómo será su respuesta a un estado de tensiones determinado, se suele considerar la Teoría Clásica de Laminados o Teoría de la Capa Única. Con ella se simplifica de manera razonada el problema tridimensional a uno bidimensional, estudiando el laminado desde la parte más simple (lámina única) para después generalizarlo para el conjunto del laminado. Para realizar esta simplificación se asume que:

- Cada lámina es homogénea y como mínimo ortótropa.
- El laminado se encuentra bajo un estado de pequeñas deformaciones y desplazamientos.
- El espesor del laminado es muy inferior a las otras dos dimensiones.
- Cada lámina se encuentra en un estado de tensión plana
- Los desplazamientos en la dirección z (ver Ilustración 11) son constantes y las secciones permanecen planas a flexión.

Estas hipótesis implican que la tensión y la deformación en el eje z sean nulos, y por lo tanto, la relación entre tensión σ y deformación ε se estudia según la ley de Hooke, con la siguiente matriz de rigidez:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{16} \\ \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{22} & \overline{Q}_{26} \\ \overline{Q}_{16} & \overline{Q}_{26} & \overline{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

Donde:

- σ_x / σ_y y $\varepsilon_x / \varepsilon_y$ representan respectivamente las tensiones normales y las deformaciones en las dos direcciones del laminado x y y , mientras que τ_{xy} y γ_{xy} representan la tensión tangencial intralaminar y la deformación angular correspondiente.

En el caso de laminados no orientados como el de la Ilustración 12, se precisa una matriz $[T]$, llamada matriz de transformación. Esta matriz es función del ángulo θ que forma la fibra de cada lámina del laminado con respecto a las direcciones representadas en la Ilustración 11 y sirve, entre otras cosas, para transforma la matriz de rigidez de unos ejes orientados a otros diferentes como los empleados en la definición del lamiando:

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & 2 \cos \theta \sin \theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & -2 \cos \theta \sin \theta \\ -\cos \theta \sin \theta & \cos \theta \sin \theta & \sin^2 \theta - \cos^2 \theta \end{bmatrix} \quad (15)$$

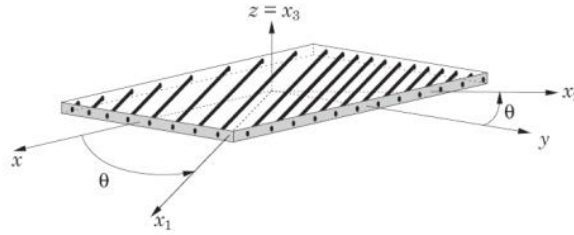


Ilustración 12. Definición de la orientación de las fibras de una lámina reforzada con fibra unidireccional.

Una vez calculada la matriz $[T]$, y junto a la denominada matriz de Reuter $[R]$, se puede calcular la matriz de rigidez reducida en tensión plana para láminas no orientados.

$$[R] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$[\bar{Q}] = [T]^{-1}[Q][R][T][R]^{-1} \quad (17)$$

El vector de tensiones dependerá de las deformaciones. Las componentes del vector de deformaciones expresadas en ejes de laminado, que se calculará a partir del vector de deformaciones en el plano medio ε^0 y el de curvaturas K del plano medio del laminado, añadiendo la coordenada z :

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{Bmatrix} \quad (18)$$

Las fuerzas y momentos aplicados en el laminado deben estar en equilibrio con las tensiones de carácter elástico que surgen en el propio laminado. Teniendo esto en consideración se llega a la formulación de la Teoría Clásica de Laminados. Esta teoría establece la relación entre las sollicitaciones aplicadas al laminado y las deformaciones y curvaturas que aparecen en el plano medio. Como consecuencia del equilibrio de fuerzas, se tiene:

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{Bmatrix} \quad (19)$$

Del equilibrio de momentos:

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{Bmatrix} \quad (20)$$

Donde $[A]$ representa la matriz de rigidez de membrana, la cual relaciona las fuerzas con deformaciones en el plano medio, la matriz $[B]$ se corresponde con la matriz de acoplamiento, la cual indica la existencia simultánea de fuerzas contenidas en el plano y curvaturas, así como momentos y deformaciones, y la matriz $[D]$ se corresponde con la matriz de rigidez de flexo-torsión, la cual relaciona momentos flectores con torsor.

Los signos de las fuerzas y momentos vendrán dados según convenio, conforme a la Ilustración 13.

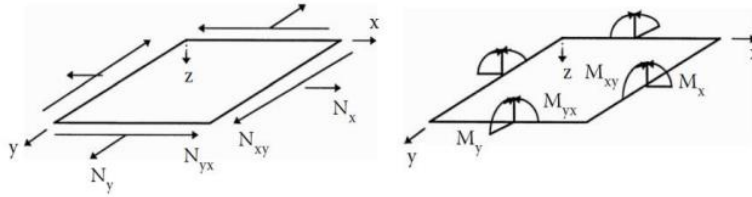


Ilustración 13. Criterio de signos para las fuerzas y momentos en el plano del laminado.

2.2.5 Modelos micromecánicos. Propiedades elásticas.

Las láminas de fibra unidireccional presentan un comportamiento ortótropo, ya que contienen 3 planos de simetría ortogonales dónde las propiedades del material son independientes de la dirección del plano. Según la ley de Hooke Generalizada la tensión y deformación se relacionan mediante las constantes elásticas ingenieriles. Para definir las en materiales ortótropos, se parte de la definición de la fracción en volumen de fibra (V_f) como:

$$V_f = \frac{\text{Volumen de fibras}}{\text{Volumen total}} \quad (21)$$

Mediante la *regla de las mezclas*, se puede estimar el módulo de Young (E) en la dirección principal 1 alineada con la dirección de las fibras y el coeficiente de Poisson mayor (v_{12}):

$$E_1 = E_f V_f + E_m V_m = E_f V_f + E_m (1 - V_f) \quad (22)$$

$$v_{12} = v_f V_f + v_m V_m = v_f V_f + v_m (1 - V_f) \quad (23)$$

Donde el subíndice f indica que la constante corresponde a las propiedades de la fibra y el subíndice m hace referencia a las de la matriz.

Para el Módulo de Young en la dirección 2 se usa la ecuación general de Halpin-Tsai (modelo micromecánico basado en la Teoría de la Elasticidad), que ajusta las ecuaciones teóricas mediante resultados semi-empíricos, resultando:

$$E_2 = \frac{1 + \xi \eta V_f}{1 - \eta V_f} E_m \quad (24)$$

Donde η es igual a:

$$\eta = \frac{\frac{E_f}{E_m} - 1}{\frac{E_f}{E_m} + \xi} \quad (25)$$

y ξ es un parámetro que mide la eficiencia de la fibra como refuerzo en el compuesto, y depende de la geometría y distribución de esta, así como de las condiciones de carga. Para fibras cilíndricas en ordenación cuadrada, su valor se ajusta a 2 para el cálculo de E_2 .

Por otra parte, para el módulo de cizalladura en el plano 1-2, de manera equivalente se calcula como:

$$G_{12} = \frac{1 + \xi \eta V_f}{1 - \eta V_f} G_m \quad (26)$$

Donde en este caso η es igual a

$$\eta = \frac{\frac{G_f}{G_m} - 1}{\frac{G_f}{G_m} + \xi} \quad (27)$$

Y ξ se sustituye por 1. Suponiendo comportamiento isótropo tanto para la fibra como la matriz, los módulos de rigidez transversal de los constituyentes (G_f, G_m) vienen dados por las siguientes expresiones:

$$G_f = \frac{E_f}{2(1 + \nu_f)} \quad (28)$$

$$G_m = \frac{E_m}{2(1 + \nu_m)} \quad (29)$$

2.2.6 Materiales para muelles

La operación de los muelles se fundamenta en la capacidad intrínseca de ciertos materiales para experimentar deformaciones elásticas significativas. Estas deformaciones implican alargamientos temporales en respuesta a esfuerzos aplicados, que se revierten una vez que cesa la fuerza que los generó.

Sabiendo esto, en un resorte es posible emplear una amplia variedad de materiales elásticos de diferentes tipos. Sin embargo, en la mayoría de las aplicaciones mecánicas se prefiere el uso de alambre metálico, siendo el acero de alto carbón el más común. Esto es debido a su bajo costo, su versatilidad de opciones y tratamientos adaptables a cada aplicación y al tan avanzado estado de la técnica en todos los aspectos relacionados a la industria del propio acero.

No obstante, el gran abanico de posibilidades abre las puertas a diferentes materiales que pueden suplir las exigencias de diseño de un resorte helicoidal, como por ejemplo acero aleado, acero inoxidable, bronce, aleaciones metálicas diversas e incluso materiales compuestos basados en fibras unidireccionales, como la fibra de carbono y la fibra de vidrio. Este trabajo explora en parte estas posibilidades menos habituales de fabricación de resortes.

2.2.6.1. Muelles helicoidales fabricados en materiales isótropos

En la actualidad, la aleación metálica más utilizada para la fabricación de todo tipo de resortes es el acero, por los motivos expuestos anteriormente. Debido a la gran capacidad de deformación que deben soportar los muelles, es necesario que para su fabricación se empleen aquellos tipos de acero que puedan ofrecer una gran elasticidad, como son el acero al carbono, aceros al silicio, aceros al cromo-vanadio, etc. No obstante, en otras aplicaciones también se pueden usar otras aleaciones, como aleaciones de titanio, de cobre o el latón.

En particular, los aceros empleados en aplicaciones para suspensiones de elementos móviles se caracterizan especialmente por su alto límite elástico. Además, debido a que en las condiciones en las que trabajan deben soportar esfuerzos repetidos y alternativos, estos se fabrican en materiales con gran resistencia a la fatiga. Estos materiales se someten a números tratamientos térmicos posteriores para mejorar estas cualidades, como el revenido, el normalizado o el temple.

A menudo, aplicando estos tratamientos y seleccionando tipos de acero con una estructura determinada, se sacrifica la parte plástica del material ganando límite de deformación elástica. Es decir, los aceros usados en resortes suelen tener un límite elástico muy alto, y un límite de rotura alto pero muy cercano al primero.

Los dos tipos de acero más utilizados en muelles para aplicaciones de elementos de suspensión de automóviles son dos: **El acero F 1431/ AISI 5160 y el F 1430/ AISI 6150.**

- **Acero F 1431/ AISI 5160.** Este acero es apto para piezas de grandes dimensiones, a diferencia de los usados en resortes de válvulas o de otras aplicaciones de reducido tamaño. Su gran resistencia a menudo se implementa en aplicaciones con secciones transversales más pequeñas bajo un estrés significativo, como resortes, sujetadores y ballestas en suspensiones de automóviles.
- **Acero F 1430/ AISI 6150.** Es el acero más estándar para muelles de suspensión. Debido a la adición de vanadio presenta un grano muy fino y como consecuencia una buena resiliencia y resistente al desgaste. Tiene un límite elástico comprendido entre 1370 MPa y 1700 MPa, límite que se consigue mediante un tratamiento térmico consistente en un temple y revenido. Esta aleación está especialmente pensada para esfuerzos muy elevados y aplicaciones que requieran alta durabilidad y fiabilidad.

Además de estos tipos de acero, como se ha comentado, son cada vez más comunes en resortes el uso de aleaciones especiales. Es el caso del acero inoxidable tipo cromo-níquel, como la AISI 30302, que tiene una resistencia menor a los aceros nombrados, pero se usa en aplicaciones que demandan resistencia a ambientes muy corrosivos. También destacan aleaciones modernas con contenido en silicona, como la ASTM A 401, una aleación de acero al cromo-silicona desarrollada para aplicaciones militares dónde se requiere resistencia a grandes impactos, o aleaciones de titanio, de peso muy reducido e igual resistencia a la corrosión y a los grandes impactos. Por último, cabe mencionar aleaciones no-ferrosas, como las de base cobre. Destacan los resortes fabricados en latón o bronce, que pueden contener porcentajes de otros materiales como el fósforo, usado en aplicaciones en las que se requieren materiales no magnéticos y resistentes a la corrosión.

2.2.6.2. Muelles helicoidales fabricados en materiales compuestos

Son comunes en la actualidad nuevas tendencias por parte de la industria en las que se experimenta con los materiales utilizados para fabricar muelles helicoidales de todo tipo. Como se ha expuesto en el apartado anterior, se ha propuesto con éxito el uso de aleaciones de acero especiales o incluso aleaciones no ferrosas que permiten una versatilidad de usos para todo el abanico de aplicaciones en las que intervienen muelles helicoidales. Es por ello por lo que en los últimos años se ha investigado la línea de fabricación de muelles helicoidales de suspensión con materiales compuestos basados en láminas poliméricas reforzadas con fibra unidireccional.

El uso de este tipo de material responde a varias razones, pero la principal podría ser una: el peso. El peso de un muelle helicoidal se puede ver reducido hasta en un 75-80% en comparación con su homólogo fabricado en acero. Por otro lado, destacan por su excelente resistencia a la corrosión, y

actualmente la investigación se centra en métodos de laminado y curado que aumentan su vida a la fatiga, proponiéndolo como una alternativa seria al acero, gracias también a su increíble resistencia a los esfuerzos estáticos de tracción unidireccional (Stephen C et al., 2019 citado en Jun Ke et al., 2020).

Principalmente las líneas de investigación han seguido el uso de dos materiales: **el laminado de fibras de vidrio y fibras de carbono en una matriz de resina epoxi**. También se ha experimentado con el uso de la combinación de las 2 en porcentaje de volumen variable. Este último cuenta con la ventaja de reducir el coste de manufactura, conservando en gran parte las propiedades mecánicas de las láminas de fibra de carbono, las cuales tienen mucha mayor resistencia a la tracción que las de vidrio, siendo estas últimas mucho más económicas.

Un inconveniente que tiene el uso de estos materiales es el proceso de fabricación. Éste es mucho más lento y costoso que el usado en aleaciones metálicas, hecho que aumenta la dificultad para su producción a gran escala. Es por ello por lo que el uso de estos muelles fabricados en composites hoy en día se limita a aplicaciones especiales, como son la competición, en la que la eficiencia y coste de fabricación son secundarios frente al desempeño de la pieza en situación límite.

2.2.7. Proceso de fabricación de un muelle

2.2.7.1. Resortes fabricados con materiales isótropos (acero y otras aleaciones)

Los sistemas de fabricación de resortes convencionales, tanto de resortes de compresión como de otros tipos, consisten principalmente en la deformación plástica del material bajo ciertas condiciones para conseguir las dimensiones y forma requeridas por el diseño. Aunque existen diversos métodos, el principal y el más usado en la industria dada su alta productividad es el sistema de conformado por tornillo sinfín o mandril guía.

El proceso de fabricación comienza con las barras de acero, que se estiran hasta convertirlas en alambre largo y derecho. A continuación, se alimentan dichas barras en una máquina enrolladora automática, el llamado mandril o tornillo sinfín guía. Estas máquinas, ajustables para cumplir con diferentes requerimientos, longitudes y diseños, giran el alambre alrededor de un cilindro a alta velocidad, formando la bobina helicoidal.

El alambre se alimenta en la máquina a través de un carrete giratorio y se deforma contra la guía para formar la bobina, como se observa en la Ilustración 14. Luego, mediante una cuchilla, se corta a medida que se produce el resorte. Este proceso se puede ejecutar con el material llevado previamente a altas temperaturas (*conformado en caliente*) o a temperatura ambiente (*conformado en frío*). (Chicaiza Yugcha & Quinga Suntaxi , 2008)



Ilustración 14. Fabricación en caliente de un muelle helicoidal mediante el mandril guía y la herramienta de corte.

Una vez cortado el alambre con la forma y las dimensiones necesarias, se trabajan los extremos según las especificaciones finales. El mecanizado de los extremos suele ser de 4 tipos, como indica la Ilustración 15: cerrado (1), a escuadra y rectificado (2), plano (3) y extremo simple y rectificado (4).

El mecanizado más sencillo y por consiguiente más económico es el plano, y resulta del corte directo de la espira. No obstante, no permite una buena alineación con la superficie contra la cual ejerce la fuerza el resorte. Por ello, las espiras de los extremos se suelen rectificar planas y perpendiculares al eje del muelle después del proceso de bobinado, obteniendo así una superficie normal para la aplicación de la carga.

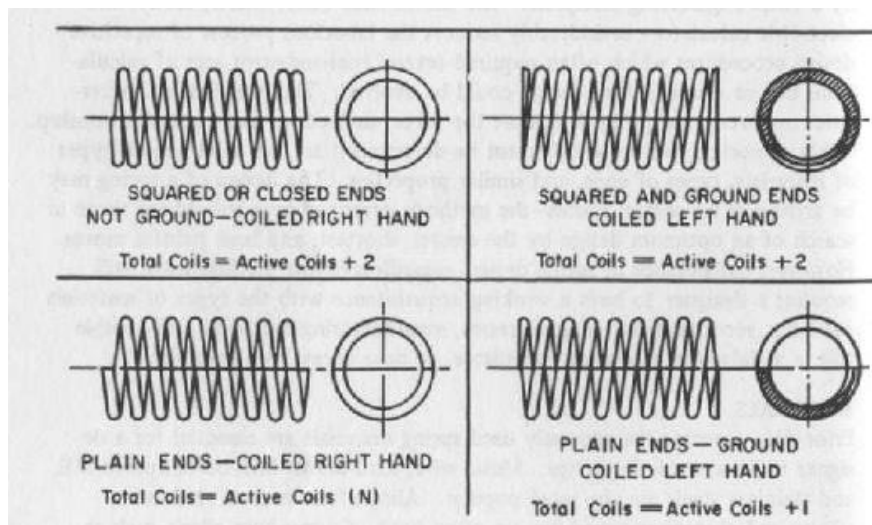


Ilustración 15. Tipos de extremos de un muelle, siguiendo el sentido de las agujas del reloj, empezando por arriba a la izquierda: extremo cerrado (1); extremo a escuadra y rectificado (2); extremo plano (3); y extremo simple y rectificado (4) (Harold Carlson, 1978).

Además, se pueden cuadrar los extremos para eliminar su paso inicial. Combinando el aplastado y el rectificado (extremo tipo 2 en la Ilustración 15) se consigue una mayor superficie de aplicación de carga normal al eje. Esta práctica es común en el uso de muelles para elementos de suspensión, y es por ello por lo que los modelos de este estudio se conformarán siguiendo este tipo de mecanizado, como se muestra en el muelle de producción de la Ilustración 16.



Ilustración 16. Extremo a escuadra y rectificado en el muelle de suspensión de un Range Rover modelo Classic.

Una vez rectificadas los extremos, se procederá a aplicar el tratamiento térmico correspondiente para conseguir las propiedades mecánicas deseadas.

Hoy en día, la tecnología de bobinado y una amplia gama de materiales permiten a los fabricantes cumplir con diversos requisitos de aplicaciones. Este mecanismo presenta diversas ventajas: bajo costo de fabricación, alto nivel de producción, gran control sobre la operación y fácil mantenimiento de la maquinaria. La única desventaja inevitable que presenta es el conformado de los extremos, que ralentiza los procesos finales de producción.

Existen otros métodos alternativos de fabricación, como la forja en caliente o el conformado por placas, que gradualmente han sido desplazados por el método mediante mandril guía dadas sus ventajas.

2.2.7.2. Resortes fabricados con materiales compuestos

Para cualquier tipo de estructura fabricada mediante un material compuesto, el proceso de fabricación tiene un gran efecto para el futuro desempeño del diseño y es crítico para la viabilidad económica del proyecto. Varios estudios experimentales han explorado la viabilidad tanto técnica como práctica de diversos métodos de fabricación de resortes helicoidales con materiales compuestos. Actualmente, el proceso más usado por su eficacia y rapidez es el llamado “*filament*

winding method” o método de bobinado de filamentos, inspirado en el proceso de manufactura de sus equivalentes en acero.

En primer lugar, se preparan las láminas del material compuesto con el ángulo de las fibras deseado. Se añaden tantas capas como sean necesarias puesto que su número determinará en parte el diámetro final del alambre, ya que este cilindro resultante de enrollar las láminas será el futuro alambre del muelle (ver Ilustración 17).

Varios estudios apuntan que enrollar estas láminas alrededor de un núcleo de otro material no metálico, como goma o silicona, aporta rigidez a la estructura, ayuda a la correcta fabricación del resorte y concede mayor resistencia estática y a fatiga al futuro modelo. Por otra parte, lo más común es que el laminado conste de láminas pre-impregnadas con una orientación de fibras de $\pm 45^\circ$, como es el caso de la propia Ilustración 17. Esto debe su explicación a que el módulo de cizalladura es máximo con las fibras orientadas en esta dirección y, como se ha visto en apartados anteriores, la fuerza de compresión que recibe un muelle se transforma en una tensión tangencial en la espira, que es mayor en la parte interior del alambre. Es por ello por lo que, si se fabrica el muelle con una configuración de laminado como la indicada, la rigidez obtenida será, en consecuencia, también máxima. Opcionalmente, también se puede añadir una última capa exterior con una dirección de fibras diferente, que aporta resistencia al pandeo y a cargas estáticas mayores (Jun Ke et al., 2020)

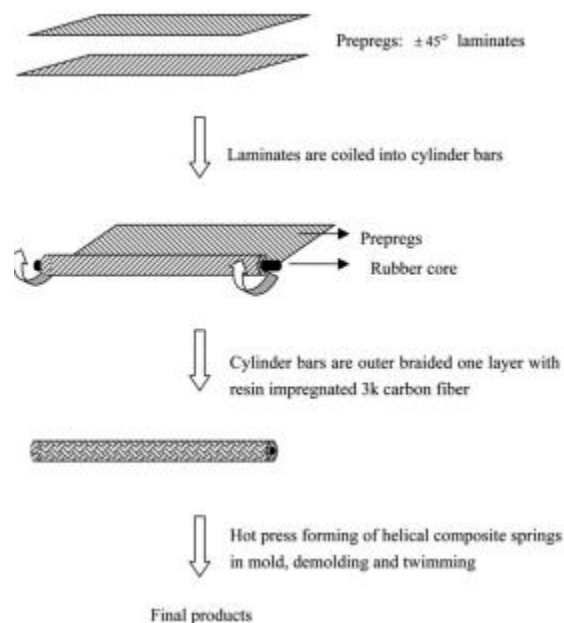


Ilustración 17. Proceso de fabricación del alambre del muelle mediante el uso de material compuesto (Chang-Hsuan Chiu et al., 2005)

Una vez se tiene el alambre del muelle conformado e impregnado en la resina necesaria, se comienza preparando un mandril con el perfil del muelle (ver Ilustración 18). Este mandril se fija en el propio plato de un torno o de un elemento giratorio que permitirá enrollar el material. Se aplica un agente desmoldeante, como gel de silicona, en el mandril, para así facilitar el despegue del modelo final

una vez terminado el proceso. A continuación, se enrolla en el mandril girándolo sobre sí mismo (ver Ilustración 19). Después de enrollar completamente el alambre en el perfil del mandril, se coloca una cinta de contracción en el mandril. Esta cinta de contracción aplica la presión requerida sobre el material. El mandril junto con el material y la cinta de contracción se somete al proceso de curado correspondiente dependiendo del tipo de láminas de material compuesto, su espesor y el resultado deseado.

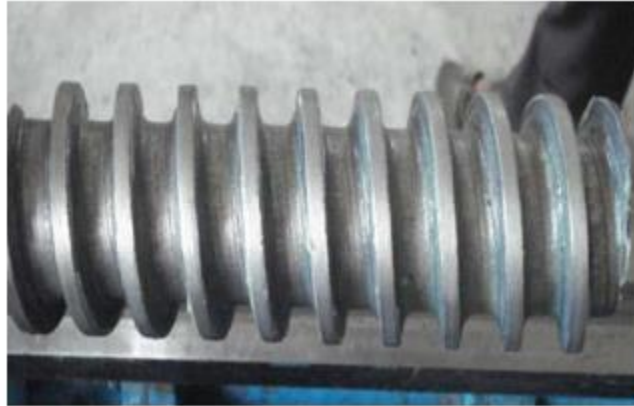


Ilustración 18. Mandril con el perfil del muelle final, impregnado en la solución antiadherente (D. Abdul Budan & T.S. Manjunatha , 2010).

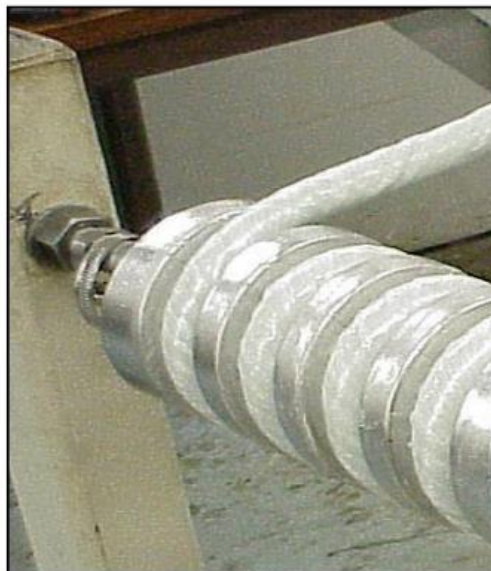


Ilustración 19. Proceso de enrollado en el mandril (Max A. Sardou et al., 2008).

Una vez terminado el proceso de curación, se retira la cinta de contracción. El exceso de resina en la superficie del muelle se elimina mediante limado. El muelle curado se retira del mandril girándolo en dirección inversa, y de manera equivalente al proceso para aleaciones metálicas, se mecanizan los extremos según los requerimientos del diseño (ver Ilustración 20).



Ilustración 20. Muelle curado y con los extremos mecanizados (Jonathan K. Frank, 2020).

Alternativamente, se ha desarrollado un método para enrollar la cuerda impregnada de resina epoxi utilizando la tecnología de moldes de núcleo perdido, común en piezas moldeadas por inyección. En este proceso, se utiliza un metal de bajo punto de fusión, como aleaciones de estaño, para crear un molde. Una vez que la pieza ha completado el proceso de curado en el molde, este y la pieza se calientan hasta el punto de fusión del metal del molde y este se derrite, dejando la pieza curada solamente. El metal del molde se recupera y se reutiliza para hacer otro molde. El uso de esta tecnología permite flexibilidad en el diseño del resorte, ya que se puede variar la forma y dimensiones del molde, consiguiendo cambios en el paso o diámetro de la bobina, así como en la sección transversal de la cuerda. Este método es el llamado “*Lost mold*” o *molde perdido*.

3. MODELADO NUMÉRICO DE DIFERENTES TIPOLOGÍAS DE MUELLE

3.1 Modelado numérico por Elementos finitos

3.1.1 Modelado geométrico de las tres tipologías de muelles

El modelado geométrico de los diferentes diseños se realizará en el programa SolidWorks y seguirá la misma pauta: un único sólido formado por tres subpartes, donde una será el resorte en sí mismo con las diferentes características geométricas específicas de cada tipología, y donde las otras dos serán las dos bases en las cuales asentarán ambos extremos del resorte, directamente extruidas sobre el extremo del muelle. Estas bases serán iguales para los tres modelos.

A pesar de que podría ser lógico intuir que el modelado de las bases no es estrictamente necesario en estos modelos, su inclusión en el ensamblaje responde a varios motivos. En primer lugar, esta base representa los apoyos en el automóvil, tanto en el bastidor en la parte inferior como en la carrocería en el superior. Aunque la forma del asiento de un muelle helicoidal no tiene por qué mantener una forma geométrica determinada y regular como se ha definido en este estudio (normalmente por limitaciones de espacio), la función práctica es la misma. En segundo lugar, la existencia de dos bases responde a la necesidad de relacionar estos modelos con la normativa vigente de ensayos UNE-EN13298. En esta normativa, la aplicación de la carga nunca se realiza directamente sobre el muelle, si no que se usan esas bases para controlar de manera más eficaz la aplicación de la carga y que ésta sea uniforme en los extremos del resorte.

Para este modelado, se valoró la creación de un ensamblaje dónde se establecían contactos entre las dos bases (modeladas como pieza independiente) y el muelle, como pieza única. No obstante, este tipo de modelado producía singularidades en la zona de contactos y tensiones exageradamente altas, además que complicaba futuras operaciones. Por ello, se decidió crear un modelo con las bases directamente extruidas sobre los extremos planos del muelle, ya que los resultados eran igualmente fiables y en la práctica las placas y el extremo del muelle están unidas de manera fija, sin importar el tipo de contacto entre estos elementos.

Las bases tienen sección cuadrada y unas dimensiones de 200 mm de lado y 10 mm de espesor (ver Ilustración 21).

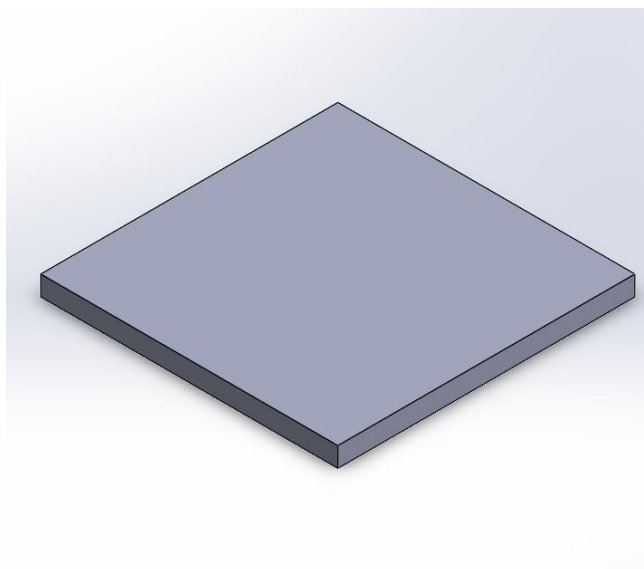


Ilustración 21. Base modelada en SolidWorks.

Aunque la geometría de los muelles variará según la tipología correspondiente, los tres modelos mantendrán diversos aspectos en común, y tan solo serán algunos parámetros los que cambiarán. Es por ello por lo que los modelados de los resortes tipo cónico y tipo barril se desarrollarán a partir del modelo del muelle cilíndrico recto.

Para generar este primer tipo de muelle, se usará la operación de SolidWorks “Hélice” junto con “Barrer” para definir la geometría del resorte. El sentido de giro de la hélice será horario. Además, para los extremos se usará la operación “Cortar por superficie”, y se realizarán dos cortes en el alambre, uno a la altura geométrica 0 y otra a la altura geométrica L_0 , que representan la base y la altura libre del muelle, respectivamente. De esta manera los extremos serán cuadrados y rectificados, como se ha indicado en el apartado 2.2.6.1., como se observa en la Ilustración 22. Sobre estos dos planos se extruirán las dos bases cuadradas con la operación “Extruir Saliente Base”.

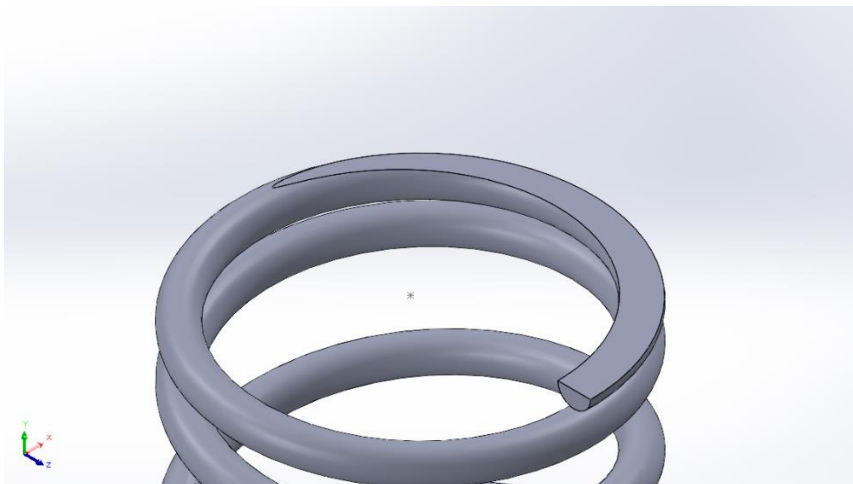


Ilustración 22. Extremo rectificado plano en el modelo de SolidWorks.

En la operación “Hélice”, que definirá el eje del resorte, se usará la definición “Por paso de rosca y número de revoluciones”. El número de espiras o revoluciones serán 10, y la primera y la última tendrán un paso inferior a las demás o “paso cero”, imitando nuevamente la disposición de los extremos previamente elegida. Todos estos datos introducidos en el modelado de SolidWorks se encuentran en la Tabla 1.

Paso (p)[mm]	Nº espira	Altura (L) [mm]	Diámetro (D)[mm]
10,5	0	0	100
10,5	1	10,5	100
40	2	35,75	100
40	8	275,75	100
10,5	9	301	100
10,5	10	311,5	100

Tabla 1. Valores de diferentes variables para la creación de un muelle estándar en SolidWorks.

Para esta primera tipología de muelle el diámetro nominal de la hélice será constante a lo largo de toda la altura. Las dimensiones de este modelo se han basado en las que corresponderían a un resorte de suspensión de un turismo pequeño-mediano en la industria actual. Dichas dimensiones vienen resumidas y expresadas en la Tabla 2:

Parámetro geométrico	Valor
Diámetro nominal (D) [mm]	100
Diámetro del alambre (d) [mm]	10
Paso cero (p_0) [mm]	10,5
Paso (p) [mm]	40
Longitud libre (L_0) [mm]	311,5
Número de espiras [$\emptyset$]	10

Tabla 2. Dimensiones geométricas del muelle cilíndrico recto

El resultado final del modelado en vista isométrica se puede apreciar en la Ilustración 23. Para obtener las otras dos tipologías tan solo bastará con aplicar cambios en el diámetro nominal, ya que el resto del procedimiento es exactamente el mismo

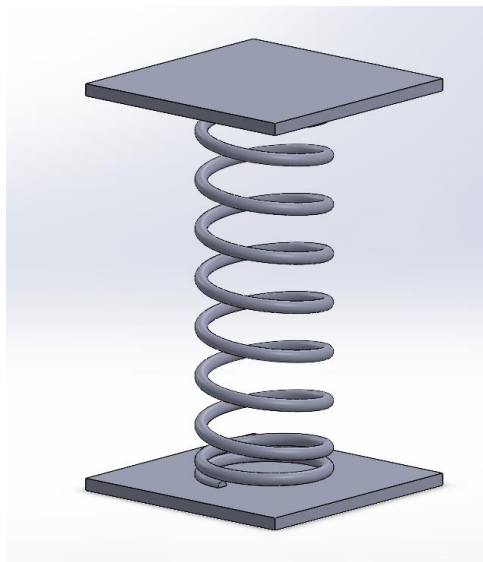


Ilustración 23. Modelo del muelle helicoidal recto o estándar.

Para relacionar la geometría de las tres tipologías y seguir cierto orden, se impondrán en los modelos algunas condiciones (ver Ilustración 24):

- El diámetro máximo del resorte tipo barril (diámetro de la espira central) coincidirá con el diámetro máximo del muelle cónico (diámetro de la espira que apoya en la placa inferior). Es decir:

$$D_{max_barril} = D_{max_cónico} \quad (30.a)$$

- El diámetro mínimo del resorte tipo barril (diámetro de los extremos) coincidirá con el diámetro mínimo del muelle cónico (diámetro que apoya en la placa superior). Es decir:

$$D_{min_barril} = D_{min_cónico} \quad (30.b)$$

- El diámetro nominal del muelle estándar será proporcional a los dos anteriores, es decir:

$$\frac{D_{max} + D_{min}}{2} = D_{nom} \quad (30.c)$$

- Definiremos un parámetro geométrico t para relacionar los diámetros, de manera que

$$(2 - t) \cdot D_{nom} = D_{max} \quad (30.d)$$

$$t \cdot D_{nom} = D_{min} \quad (30.e)$$

Siendo siempre $0 < t < 1$, para así cumplir que siempre $D_{max} > D_{nom}$.

Por lo tanto, fijando que $D_{nom} = 100mm$ (ver Tabla 2) y $D_{max} = 10mm$, obtenemos que $t = 0.5$ y por tanto $D_{min} = 50mm$. Todas estas relaciones geométricas se pueden apreciar de manera esquematizada en la Ilustración 24.

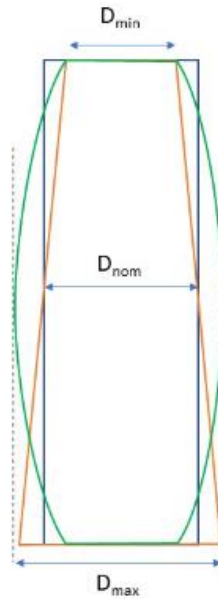


Ilustración 24. Relaciones geométricas entre los diámetros de las tres tipologías de resortes helicoidales.

Con esta información ya podemos modelar de igual manera los otros dos tipos de resortes, guardando cierta relación geométrica entre ellos y manteniendo fijos por ahora los otros parámetros geométricos como la altura libre o el paso, entre otros.

Los parámetros introducidos en SolidWorks para formar la hélice del muelle cónico se presentan en la Tabla 3.

Paso (p)[mm]	Nº espira	Altura (L) [mm]	Diámetro (D)[mm]
10,5	0	0	150
10,5	1	10,5	150
40	2	35,75	137,5
40	3	75,75	125
40	4	115,75	112,5
40	5	155,75	100
40	6	195,75	87,5
40	7	235,75	75
40	8	275,75	62,5
10,5	9	301	50
10,5	10	311,5	50

Tabla 3. Valores de diferentes variables para la creación de un muelle cónico en SolidWorks.

El resultado final se puede observar en la Ilustración 25:

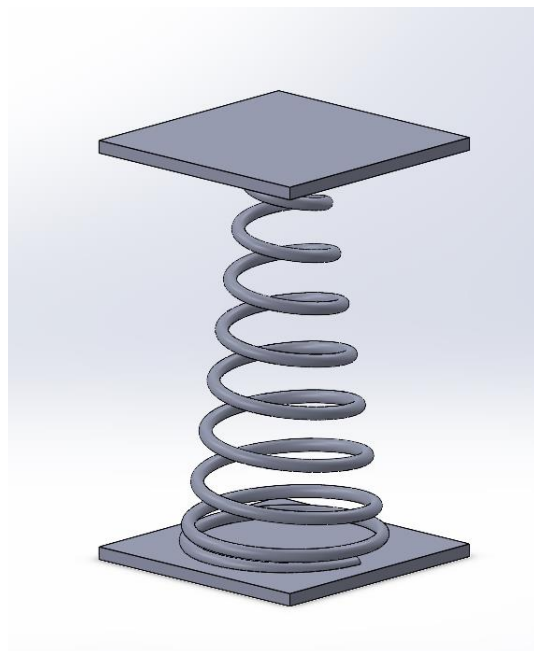


Ilustración 25. Modelo 3D del muelle helicoidal cónico en SolidWorks.

De igual manera, los parámetros introducidos para formar la hélice del resorte tipo barril o Miniblock se presentan en la tabla 4:

Paso (p)[mm]	Nº espira	Altura (L) [mm]	Diámetro (D)[mm]
10,5	0	0	50
10,5	1	10,5	50
40	2	35,75	75
40	3	75,75	100
40	4	115,75	125
40	5	155,75	150
40	6	195,75	125
40	7	235,75	100
40	8	275,75	75
10,5	9	301	50
10,5	10	311,5	50

Tabla 4. Valores de diferentes variables para la creación de un muelle tipo barril en SolidWorks.

La vista isométrica del modelo 3D se muestra en la Ilustración 26:

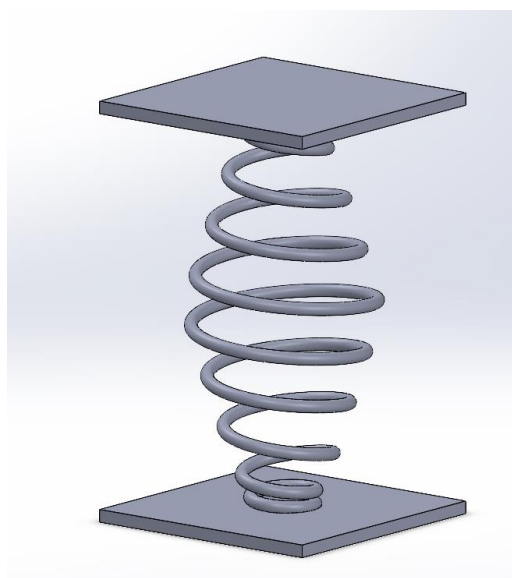


Ilustración 26. Modelo 3D del muelle helicoidal tipo barril en SolidWorks.

3.1.2 Modelado por elementos finitos

3.1.2.1. Modelado de muelle cilíndrico, cónico y Miniblock de aleación metálica

En análisis numérico se ha realizado con Ansys Workbench. Con respecto al ambiente de simulación, inicialmente se exportará la geometría de SolidWorks a través del apartado *Design Modeler* de Workbench. En este mismo apartado, realizaremos un *Slice* o fileteado del modelo completo, como muestra la Ilustración 27. Esta última operación *Slice* sobre la geometría se realiza en Ansys y no en SolidWorks ya que se ha comprobado que de esta manera Workbench tiene menos problemas de compatibilidad con el modelo exportado de otro programa.

Esta fileteado del modelo se realizará para así conseguir una mejor malla en todo el sólido, ya que de esta manera dicho mallado se podrá realizar con elementos cuadriláteros en lugar de triangulares, hecho que es fundamental en especial para las espiras de los resortes. Además, realizando esta operación, podemos establecer condiciones entre las espiras que entrarán en contacto con la acción del muelle, ya que pasan a ser sólidos independientes. Al hacerlo, podemos mejorar los resultados en las simulaciones, ya que serán más fieles a la realidad.

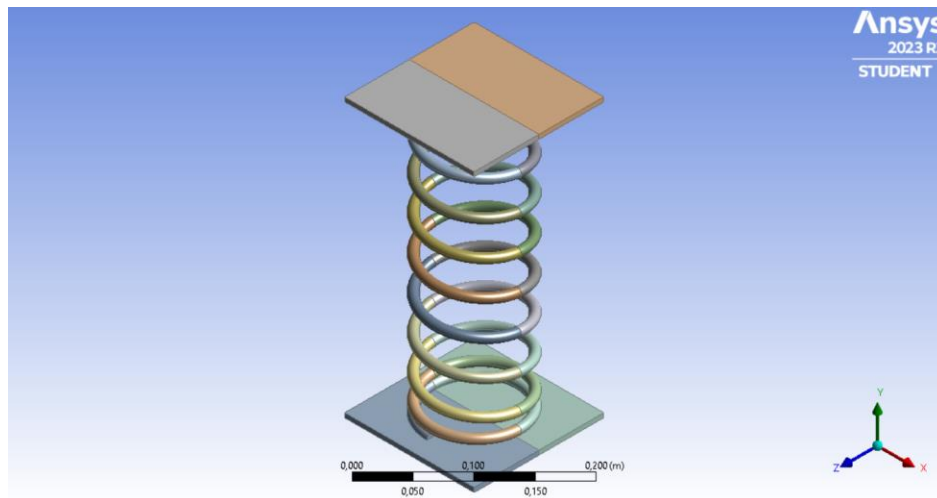


Ilustración 27. Tratamiento geométrico del muelle helicoidal mediante Design Modeler.

El mallado es una fase crucial en los estudios mediante simulaciones de elementos finitos. Para ello se usarán diferentes opciones disponibles en Ansys Workbench para refinar el mallado de los modelos. En primer lugar, se usará el método de mallado llamado *Tetrahedrons/Patch independent* en la zona de las bases y las primeras espiras para conseguir elementos cuadriláteros en la medida de lo posible, ya que durante el mallado aparecieron diversos problemas para refinar esta zona.

Además, para el cuerpo del muelle se usará la opción *Body Sizing*, para reducir el tamaño de todos los elementos a 5 milímetros. Haciendo uso de estas opciones, se consigue un mallado global de calidad cercana a 1, además de conseguir un mallado con elementos cuadriláteros en el cuerpo del resorte, como se puede apreciar en la Ilustración 28.

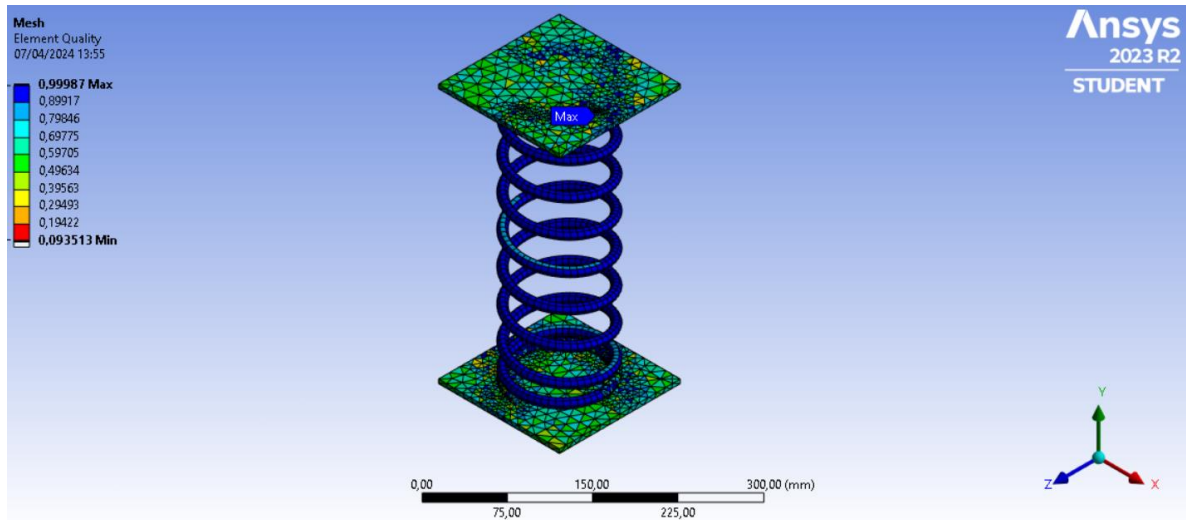


Ilustración 28. Mallado final del modelo de muelle estándar.

Para las otras dos tipologías, tan solo bastará con importar de igual manera la geometría desde SolidWorks y aplicar las mismas opciones explicadas en este apartado. El resultado de los modelos mallados se puede observar en las Ilustraciones 29 y 30.

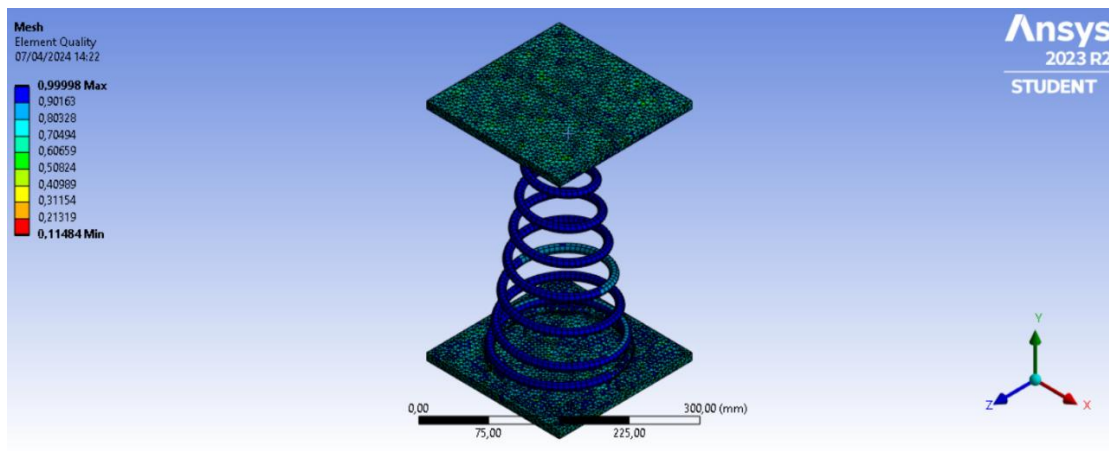


Ilustración 29. Mallado final del modelo de muelle cónico.

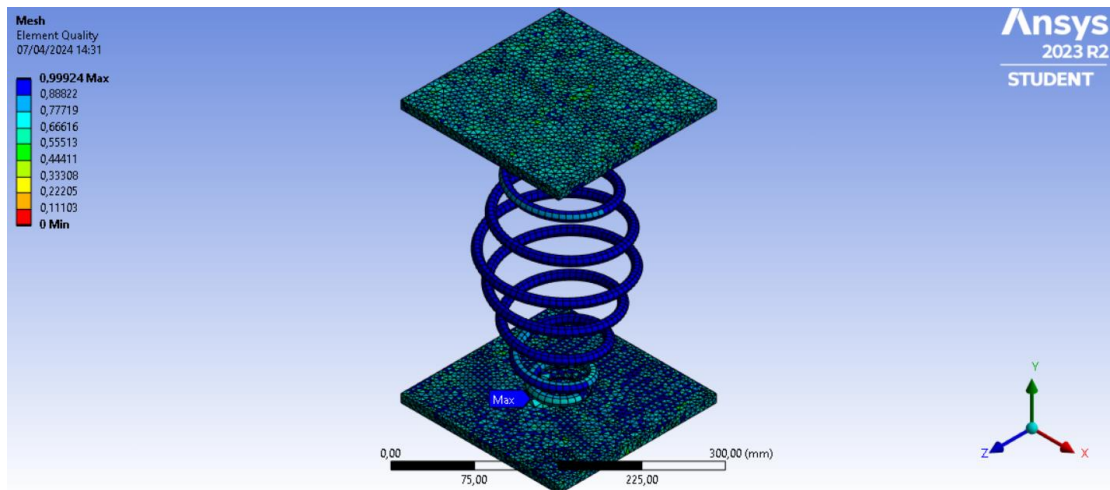


Ilustración 30. Mallado final del muelle tipo barril o Miniblock.

3.1.2.2. Modelado de muelle cilíndrico recto de material compuesto

Para el modelado y la simulación del resorte fabricado con materiales compuestos mediante el método de elementos finitos a través del programa de *Ansys Workbench* se usará un método similar al del apartado anterior, pero con algunas variaciones debido a la mayor complejidad que representa este modelo en cuanto al ambiente de simulación se refiere.

Como se ha desarrollado en el apartado 2.2.6.2., la mayoría de las líneas de investigación en este campo siguen la tendencia de fabricar un resorte helicoidal con un núcleo o *core* de un material hiperelástico isotrópico añadiendo alrededor de éste una serie de laminados compuestos que lo envuelven hasta llegar al diámetro de alambre requerido. En este estudio se ha tratado de seguir este método de diseño y fabricación, modelando el resorte para que su sección transversal sea equivalente a la mostrada en la ilustración 31.

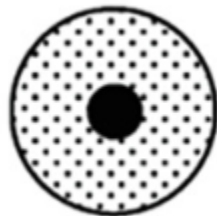


Ilustración 31. Esquema de la sección transversal del resorte helicoidal con un núcleo formado por un material isotrópico hiperelástico y un laminado exterior.

Es por esta razón que, únicamente en este apartado, se seguirá un método de modelado distinto al resto de modelos 3D, separándolo en dos partes. En primer lugar, se modelará el núcleo junto con las bases mediante el software *SolidWorks* conforme lo expuesto en el apartado 3.1.1, con el diámetro exterior deseado para dicho núcleo. En segundo lugar, mediante el módulo *ACP (Pre)* del ambiente de simulación de *Ansys Workbench*, se modelarán las láminas de material compuesto que se colocarán alrededor de este núcleo. Una vez realizados estos dos pasos, se unirán ambos modelos

estableciendo contactos entre la superficie exterior del núcleo y la interior del primer laminado para formar un sólido único con las características deseadas. A su vez, se establecerá un contacto entre el laminado y las bases adjuntas al *core* para poder realizar el estudio estático pertinente.

El módulo complementario de *Ansys Workbench ACP (Pre)* permite modelar sólidos formados por laminados de materiales compuestos para poder realizar simulaciones de sólidos con este tipo de características. Este complemento usa superficies para, a partir de éstas, extruir laminados con el espesor solicitado por el usuario. Por ello, en este caso, la geometría exportada a *Ansys Workbench* será una superficie con exactamente la misma forma que el sólido 3D ya desarrollado en el apartado 3.1.1, pero eliminando las bases adjuntas (conservando los cortes superior e inferior para las bases) y con el diámetro de alambre equivalente al usado para el núcleo.

Ambos modelos se exportarán a *Ansys Workbench* mediante el apartado *Design Modeler* en dos sistemas separados. El sólido interior, que representa el núcleo, a través de un sistema de *Mechanical Model*, y la superficie exterior, dónde se definirá el laminado, mediante un sistema del propio *ACP (Pre)*. Ambas geometrías de *Design Modeler* se pueden observar en la Ilustración 32.

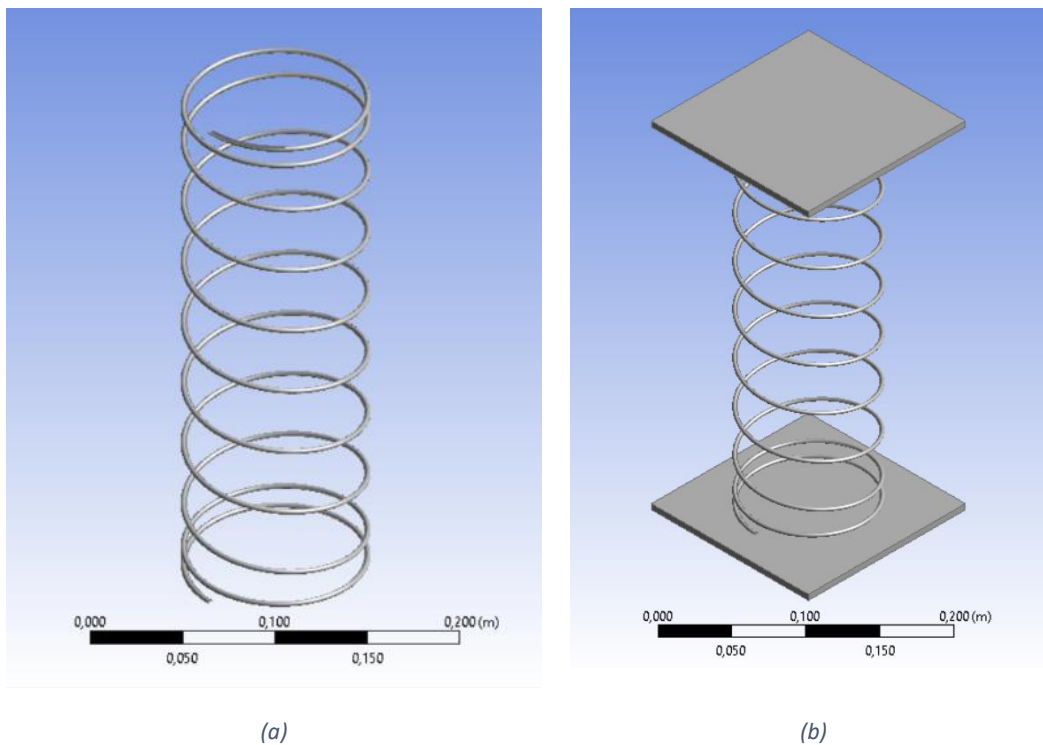


Ilustración 32. Partes del modelo de muelle helicoidal compuesto, siendo (a) la superficie del resorte para el modelado en *Ansys ACP* y (b) el modelo sólido para el núcleo junto con las bases extruidas.

Empezando por el núcleo, el único paso a realizar en el módulo *Mechanical Model* será mallar el sólido. De esta manera, tan solo habrá que seguir los pasos ya expuestos en el apartado anterior, ya que el mallado de este elemento será análogo al ya realizado para las diferentes tipologías de muelle fabricados en material isotrópico.

Respecto al modelado en *ACP*, en primera instancia se aplicará el método de mallado *All Triangles Method*, ya que de esta manera se reducirá el número de elementos y por tanto el tiempo de simulación, que en estudios con materiales compuestos es elevado ya que son estudios que demandan mucha potencia de cálculo computacional. Además, en el apartado de ajustes generales de mallado se activará las opciones de mallado de *Mesh Defeaturing* y *Capture Curvature*, para así mejorar el rendimiento del proceso. En este mismo apartado del módulo, se añadirá una *Named Selection* con el eje de la espiral, el cual se usará a continuación para definir la orientación de las fibras en el apartado de *Setup*.

Será en el propio *Setup* de *ACP* donde se definirá todo lo necesario para formar los laminados del material compuesto. En el apartado de *Material Data* localizado en el árbol de *ACP Model* es posible configurar, por una parte, los materiales que se requieran y el espesor de la lámina mediante *Fabrics*, además de la orientación de las fibras en las láminas y la cantidad de ellas en los laminados gracias a *Stackups*. Esta información relativa al material empleado y al espesor del laminado vendrá especificada en apartados posteriores.

En este mismo árbol es necesario definir una *Rosette* que servirá para orientar las fibras de las láminas. Por ello se seleccionará la opción *Edge Wise*, la cual permite usar una arista o eje para orientar la dirección de las fibras, esta dirección será la considerada como $\theta = 0^\circ$, es decir, el eje 1 del sistema de referencia orientado de la lámina. En este punto, se selecciona el eje de la hélice exportado del modelo mecánico y se define el origen de la roseta y las dos direcciones principales de referencia para la orientación local de las fibras, como se observa en la Ilustración 33. Los vectores mostrados en dicha ilustración definen la orientación a 0° , es decir, el eje horizontal local que, en este caso, sigue la curvatura de la hélice. Siguiendo esta dirección se pueden definir las sucesivas orientaciones de las fibras que conforman el laminado.

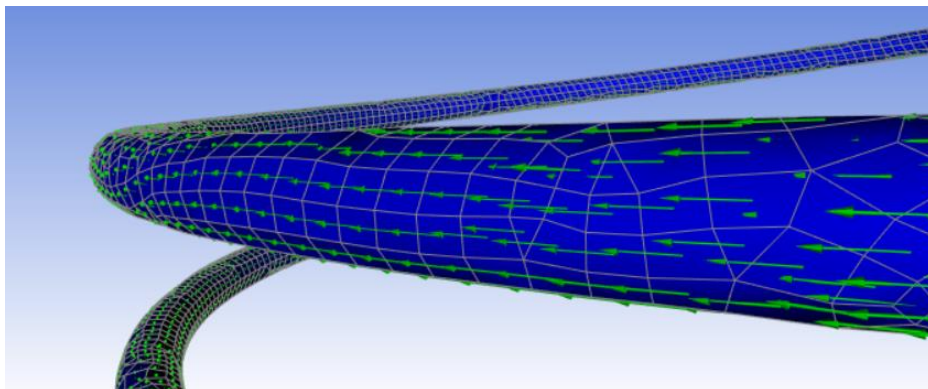


Ilustración 33. Vectores de referencia para la orientación de la fibra (eje 1, $\theta = 0^\circ$).

Por otra parte, se definirá la dirección en la que se apilarán las láminas, en este caso hacia el exterior de la superficie del resorte, y se crearán los grupos de láminas que formarán el laminado. Finalmente, se creará un modelo sólido una vez definido la composición y espesor del laminado mediante *Solid Models*.

Una vez terminados los dos modelos independientes, se creará un módulo *Static Structural* para unir los dos sólidos. Para ello, se exportarán ambos módulos desarrollados con anterioridad a la sección del modelo del análisis estático, tal como muestra el esquema de la Ilustración 34. Mediante este modelo se podrá previsualizar el núcleo del material isotrópico y su envoltura de láminas exportadas una a una gracias al *Setup* de ACP. Ansys también permite consultar las características de cada lámina en este módulo para revisar posibles errores gracias a la sección *Imported Plies*, dónde aparece el espesor de cada lámina y la orientación de las fibras, entre otros.

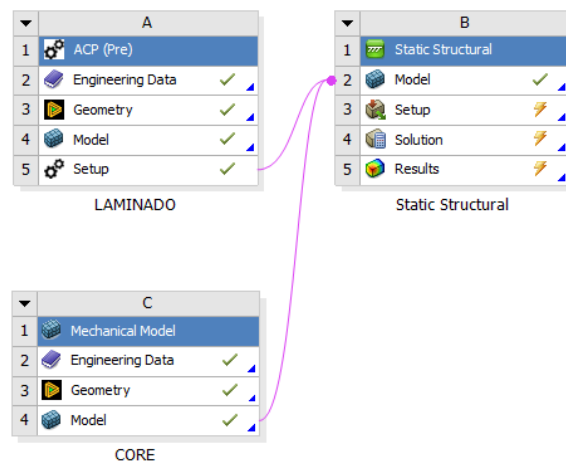


Ilustración 34. Sistemas en el Project Schematic de Ansys Workbench, para el desarrollo del modelo de muelle de material compuesto.

Para terminar, tan solo queda definir los contactos entre ambas partes. Como se ha adelantado, se unirá la superficie exterior del núcleo y la interior del laminado compuesto mediante un contacto tipo Pegado o *Bonded*. En la Ilustración 35 se puede observar el contacto entre ambos sólidos, así como una visión general del conjunto de los dos sólidos. Finalmente, también se unirán los extremos recortados del laminado a las bases mediante un contacto del mismo tipo.

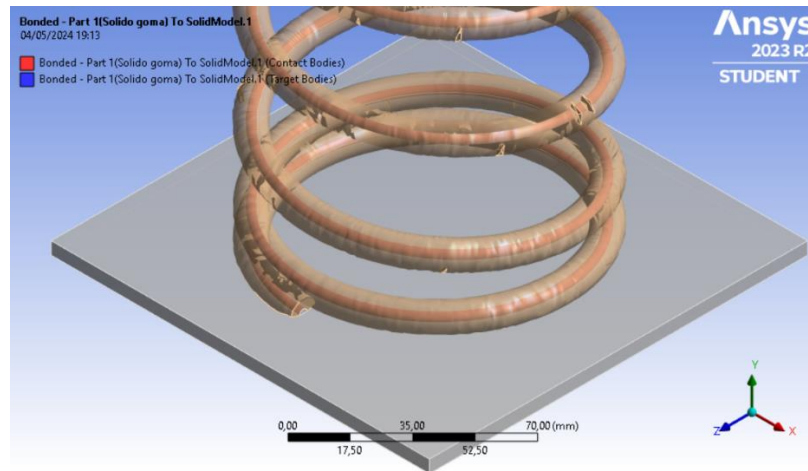


Ilustración 35. Contacto entre el núcleo o core y el laminado de material compuesto.

3.2. Aplicación de carga estática y condiciones de contorno

Para el desarrollo del estudio estático conveniente con los modelos de resortes expuestos en el ambiente de simulación de Ansys Workbench, previamente se deberán definir unas condiciones de contorno para que los resultados obtenidos en las simulaciones puedan así ser usados para obtener conclusiones válidas. Para ello, estas simulaciones seguirán en la medida de lo posible la normativa UNE-EN 13298, que es la normativa vigente que contempla las características y el ensayo de muelles helicoidales de suspensión de acero. En la actualidad, dada su escasa aplicación a gran escala en la industria, no hay ninguna normativa que contemple el ensayo de muelles helicoidales de materiales alternativos a éste, por lo que se considerará la misma, en cualquier caso.

En el subapartado 7.1.2 de la nombrada norma, se especifica que “*Para los ensayos definidos [...], el muelle se debe montar en un dispositivo de ensayo que reproduzca su montaje en el sistema mecánico al que está destinado (especialmente en cuanto al diámetro y altura de los dispositivos de centrado).*” Además, en el mismo apartado 7, en el subapartado 7.1.3 la norma dice que “*Salvo que se indique otra cosa, la probeta utilizada para las mediciones y los ensayos debe ser el propio muelle acabado.*”

Como se ha ido comentando a lo largo de los anteriores apartados, el modelado de las diferentes tipologías de muelles ha tratado de ser una representación fidedigna de lo exigido en esta normativa.

Finalmente, en el apartado 7.2 correspondiente al ensayo de fuerza axial-deformación, se especifica que “*El valor de la rigidez se obtiene de la variación de fuerza y la variación de longitud, aumentando*

la fuerza de F_U a F_V y registrando las longitudes L_U y L_V correspondientes” Seguido de la expresión de K_s dada por:

$$K_s = \frac{F_V - F_U}{|L_U - L_V|} \quad (31)$$

Donde, según indica la norma:

- K_s es la rigidez estática axial, F_V y F_U son las fuerzas máximas y mínimas de ensayo para definir la rigidez K_s respectivamente, y L_V y L_U son las longitudes del muelle sometido a F_V y F_U respectivamente.

No obstante, como se ha mencionado anteriormente, en este Trabajo de Fin de Grado se ha decidido establecer como condición de ensayo el desplazamiento y a través de Ansys obtener la fuerza de reacción en las bases, para así simplificar las simulaciones y conseguir unos resultados más comparables. A efectos prácticos, la manera de realizar el ensayo es igualmente válida de las dos formas. La norma tan solo establece la manera de producir el desplazamiento mediante la aplicación de la carga debido a que en los instrumentos de ensayo que se suelen usar para este tipo de procedimientos es más común que permitan configurar una fuerza aplicada verticalmente que un desplazamiento junto con la obtención de su fuerza de reacción.

Sin embargo, dada las dos tipologías alternativas a la estándar consideradas (la cónica y la Miniblock o barril), en las que el diámetro nominal no es constante y por tanto tampoco lo es la K en toda su curva $F-\delta$, esta K_s definida por la normativa será una K media del muelle, a la que llamaremos K_{norma} , y la cual se añadirá a la serie de otras K_n que corresponderán a desplazamientos específicos (con $n=1,2,3\dots$)

Con respecto al ámbito de simulación *Ansys Workbench*, se definirán una serie de condiciones de contorno conforme a lo ya expuesto y a lo que menciona la norma UNE-EN 13298. En primer lugar, la base inferior se definirá como un soporte empotrado con la opción “Fixed Support” como se observa en la Ilustración 36.

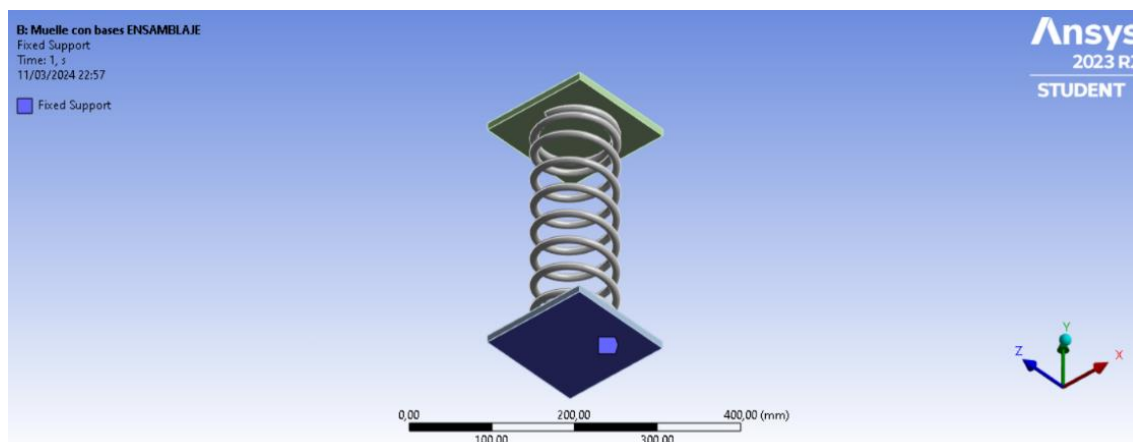


Ilustración 36. Soporte empotrado de la base inferior del muelle.

Como último ajuste en las condiciones de contorno (en este caso la carga aplicada), se establece el desplazamiento de la base superior. Este desplazamiento será vertical descendente, en la dirección del eje Y, sentido negativo, como se muestra en el ejemplo de la Ilustración 37. Para los diferentes apartados, se usará la opción de Workbench que permite delimitar diferentes *steps* o pasos de diferentes magnitudes de desplazamiento. La única limitación en el desplazamiento que se debe tener en cuenta es que éste no puede ser mayor al valor que produciría que el muelle superase su Longitud Sólida o Compacta, es decir, la longitud que tiene el muelle cuando todas las espiras están en contacto. A parte, la tensión tangencial máxima que soporta la espira no debe superar el límite de fluencia a cortadura del material (para el caso de los aceros). En el extremo inferior de la horquilla de valores, se debe establecer un desplazamiento que produzca unos resultados de fuerzas y tensiones representativos y que permitan extraer alguna conclusión.

Por ello, para los siguientes apartados, se definirán 7 *steps* o pasos de 10 milímetros, empezando con un desplazamiento de 20 milímetros y terminando con 80 milímetros.

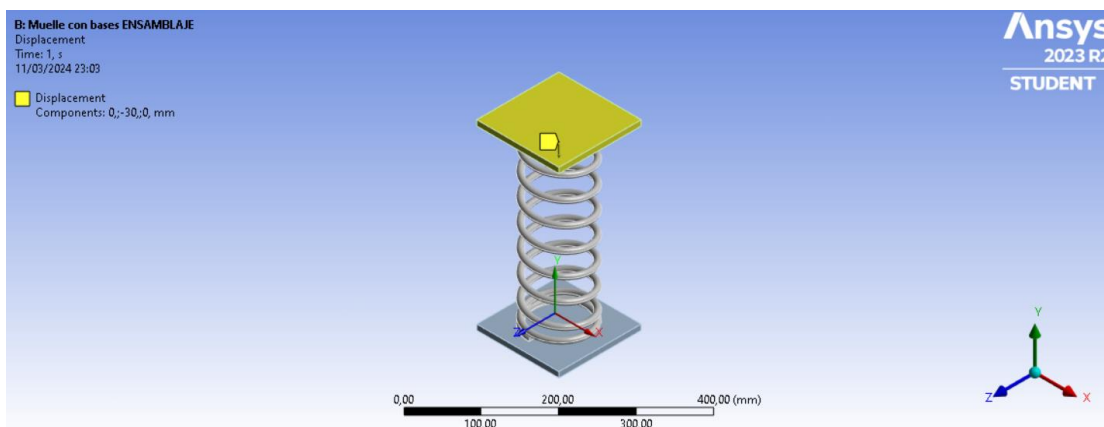


Ilustración 37. Desplazamiento aplicado en la dirección vertical (eje Y) de la placa superior del muelle.

Por último, ya en el apartado de *Solution Information*, se añade la opción de *Force Reaction*, de la cual se tomará el valor en Newtons tan solo en el eje Y. El indicador de la dirección de esta fuerza se observa en la Ilustración 38. Para cada uno de los pasos mencionados anteriormente, se registrarán las fuerzas de reacción, y así de esta manera se podrá obtener la K_{norma} y a su vez la K para cada desplazamiento. También se añadirán otros apartados en la solución, como *Maximun Shear Stress* o *Security Factor* para obtener información sobre las tensiones en las espiras del muelle.

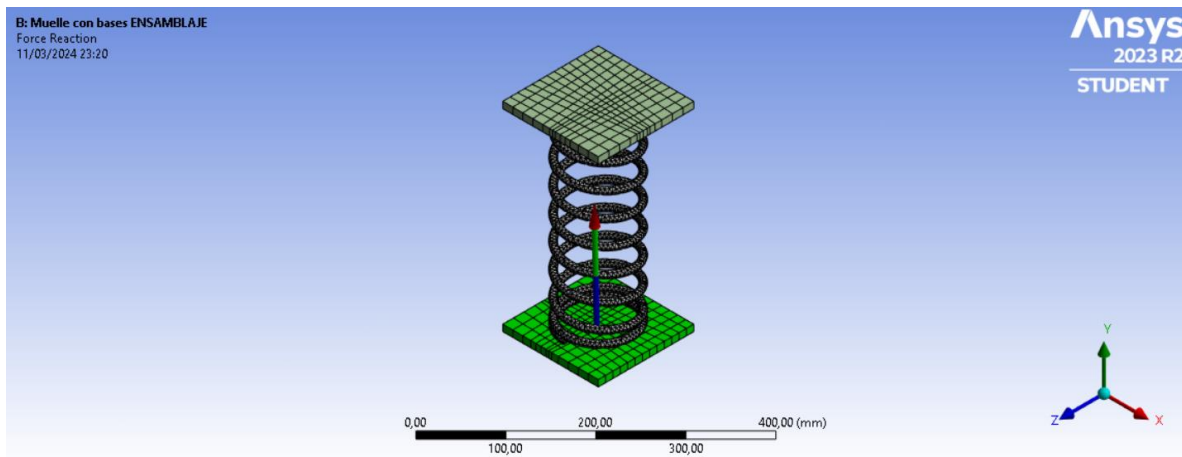


Ilustración 38. Fuerza de reacción en la base inferior del muelle.

3.3 Análisis de fatiga de alto ciclo

De manera equivalente al estudio estático, para el estudio a fatiga de los diversos modelos desarrollados con anterioridad con el programa SolidWorks también se tomará como referencia la normativa UNE-EN 13298. Esta norma no establece ningún ensayo específico para este tipo de análisis, sino que indica que, si éste es exigido por el fabricante o por alguna otra razón, deberán quedar reflejadas en la especificación técnica las características y los criterios de aceptación del mismo ensayo.

Por ello, como la metodología de este ensayo es menos restrictiva en la normativa, para este estudio se desarrollará un análisis a fatiga generalizado mediante la herramienta de Resultados de Workbench *Fatigue Tool*. Ésta se añadirá al árbol de resultados del *Static Structural* empleado para el análisis estático del apartado 3.2 anterior. No obstante, a diferencia de este apartado, para esta serie de simulaciones si se impondrá una fuerza en la base superior del muelle (Ver Ilustración 39) ya que el interés de este apartado radica en conocer la vida a fatiga del modelo, no su constante de rigidez o la tensión en la espira. Los valores de esta fuerza se especificarán más adelante en el apartado de Resultados. Todas las demás condiciones de contorno y características de la simulación numérica serán exactamente iguales a las desarrolladas en el apartado anterior.

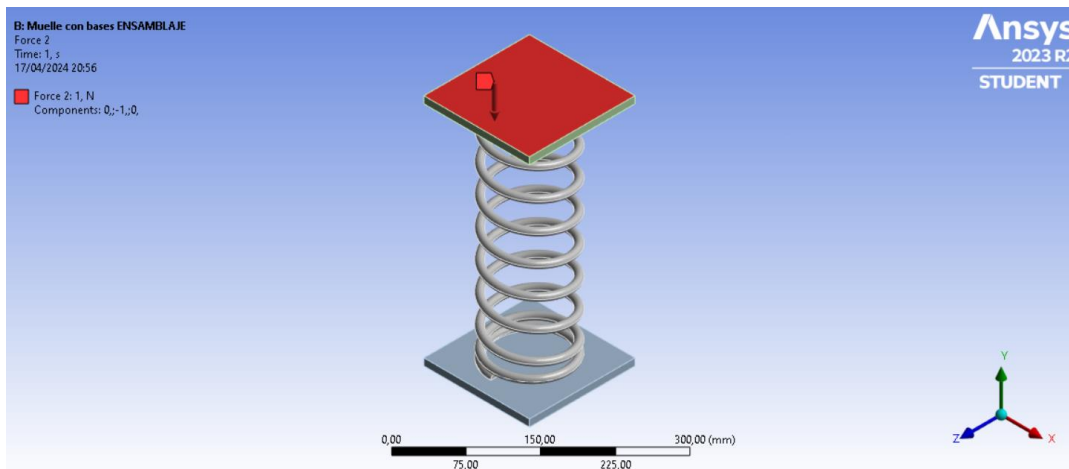


Ilustración 39. Aplicación de la fuerza en la base superior del muelle.

Respecto a la configuración de la herramienta de resultados *Fatigue Tool*, en el apartado de tipo de carga o *Loading Type* se escogerá el Zero-Based, para así someter a la probeta a esfuerzos únicamente de compresión. También se podría haber definido el *Loading Type* como *Fully Reversed*, para así oscilar la fuerza entre valores positivos y negativos y por tanto variar también el tipo de la carga entre compresión y extensión, pero dado la evolución que ha tomado este Trabajo de Final de Grado se ha decidido optar por la primera opción. Por otra parte, en el apartado *Analysis Type*, se optará por *Stress Life* para analizar la vida a fatiga mediante el enfoque de tensiones, y como componente de estas tensiones se escogerá Von Mises.

Por último, en el subapartado de soluciones dentro de esta herramienta, se obtendrá la tensión alternante equivalente (*Equivalent Alternating Stress*) y la vida de la probeta (*Life*), esta última expresada en ciclos.

4. RESULTADOS

4.1 Validación del modelo numérico

En primer lugar, previamente a realizar las simulaciones con las diferentes tipologías de muelle expuestas en los apartados anteriores, se procederá a estudiar en Ansys Workbench un modelo de muelle helicoidal cilíndrico estándar, con los parámetros geométricos indicados en la Tabla 1. El objetivo de este apartado es validar la solución numérica comparándola con la analítica. En esta simulación, tal como se ha explicado en el apartado 3.2., se impondrán dos desplazamientos de la base superior, y a partir de los datos de la solución de Ansys de la fuerza de reacción del muelle, se obtendrá la constante de elasticidad K del resorte mediante la ley de Hooke y siguiendo las exigencias de la ya nombrada norma. Para el conjunto de apartados de Resultados a excepción del 4.2.3., se definirá como material para el modelo el acero al carbono AISI/SAE 5160 mencionado en el apartado 2.2.5.1, cuyas características mecánicas vienen recogidas en la Ilustración 40.

Properties	Value
Ultimate tensile strength (MPa)	1,584
Yield strength (MPa)	1,487
Modulus of elasticity, E (GPa)	205
Fatigue strength coefficient, S_f'	2063
Fatigue strength exponent, b	-0.08
Fatigue ductility coefficient, c	9.56
Fatigue ductility exponent, ϵ_f'	-1.05
Cyclic-strength work hardening, K' (MPa)	1940
Cyclic-strain hardening exponent, n'	0.10

Ilustración 40. Tabla de propiedades mecánicas del acero AISI/SAE 5160 (Hamzi et al, 2022)

En este caso, como es una simulación con el único propósito de comprobar la validez de los resultados numéricos, se impondrá un desplazamiento en la base superior de 20 y 80 milímetros, sin ningún *step* intermedio. Con esta fuerza de reacción se obtendrá la K mediante la ley de Hooke, usando la ecuación del apartado 3.2., como se indica en la Tabla 5.

Desplazamiento (mm)	Fuerza de reacción (N)	Constante de rigidez (N/m)
20	215,29	11833,17
80	925,28	

Tabla 5. Constante de rigidez calculada mediante los desplazamientos y las fuerzas de reacción obtenidas en Workbench.

Seguidamente, compararemos esta constante de elasticidad K con la constante de elasticidad obtenida de manera analítica, a partir de sus características geométricas. Con los datos geométricos de la Tabla 1, y sabiendo que el módulo de cizalladura del material según Ansys es $8,0769 \cdot 10^{10}$ Pa y tomando el número de espiras activas como 8 (como indica la Ilustración 17) el valor de la constante de rigidez K da como resultado 12620,16 N/m. El error relativo por tanto es del 6,24% aproximadamente, valor que consideraremos aceptable en este Trabajo Fin de Grado.

4.2. Análisis frente a carga estática normalizada. Estudio comparativo de los modelos propuestos

4.2.1. Forma: análisis de muelle helicoidal, cónico, y tipo Miniblock

En este apartado de resultados, se estudiarán las simulaciones de los tres modelos correspondientes a las tres tipologías expuestas en el apartado 3.1.1., con las características geométricas de ese mismo apartado, recogidas en las tablas 2, 3 y 4 para cada tipología respectivamente.

En las tablas 6, 7 y 8 se exponen los resultados obtenidos para la tipología recta o estándar, cónica y barril/miniblock respectivamente. El límite elástico del material es el indicado en la Ilustración 34, y el criterio de fallo usado para calcular el Factor de Seguridad es el de Von Mises. En el gráfico 1 se muestra la comparativa entre la evolución de la relación entre la fuerza y el desplazamiento (es decir, la rigidez del muelle) para los tres modelos. Por último, en la Ilustración 41 se muestra la localización de las tensiones en las espiras para cada tipología de resorte.

Desplazamiento (mm)	Fuerza de reacción (N)	K (N/m)	K _{norma} (N/m)	Tensión tangencial máxima en la espira (MPa)	Factor de Seguridad (Von Mises)
20	215,29	10764,50	11833,17	70,81	10,50
30	329,31	11402,00		110,47	6,73
40	443,65	11434,00		151,54	4,91
50	559,61	11596,00		193,25	3,85
60	679,37	11976,00		233,54	3,18
70	802,14	12277,00		272,97	2,72
80	925,28	12314,00		311,75	2,38

Tabla 6. Resultados de la simulación para el muelle estándar.

Desplazamiento (mm)	Fuerza de reacción (N)	K (N/m)	K _{norma} (N/m)	Tensión tangencial máxima en la espira (MPa)	Factor de Seguridad (Von Mises)
20	175,13	8756,50	10190,50	88,01	8,45
30	274,63	9950,00		133,59	5,57
40	377,09	10246,00		181,86	4,09
50	479,48	10239,00		233,82	3,18
60	581,87	10239,00		285,98	2,60
70	684,27	10240,00		338,17	2,20
80	786,56	10229,00		390,73	1,90

Tabla 7. Resultados de la simulación para el muelle cónico.

Desplazamiento (mm)	Fuerza de reacción (N)	K (N/m)	K _{norma} (N/m)	Tensión tangencial máxima en la espira (MPa)	Factor de Seguridad (Von Mises)
20	183,87	9193,50	9269,67	90,92	8,18
30	275,8	9193,00		136,38	5,45
40	367,74	9194,00		181,83	4,09
50	460,67	9293,00		227,48	3,27
60	553,65	9298,00		273,20	2,72
70	646,62	9297,00		318,92	2,33
80	740,05	9343,00		364,64	2,04

Tabla 8. Resultados de la simulación para el muelle tipo barril/ Miniblock.

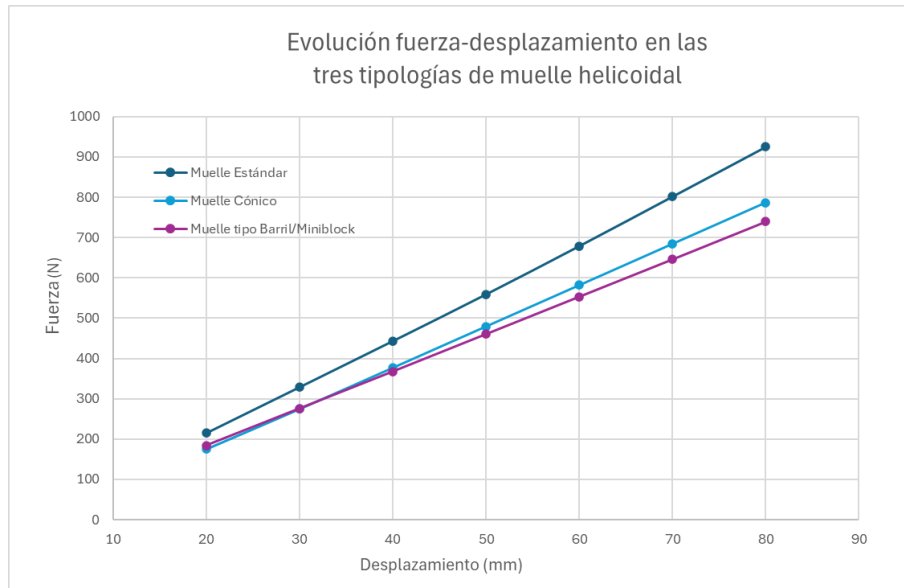
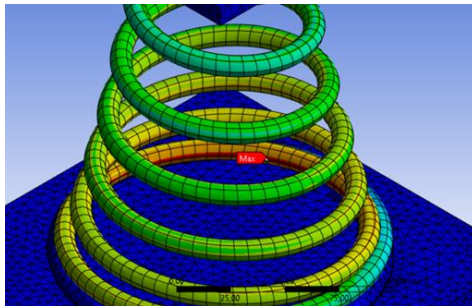
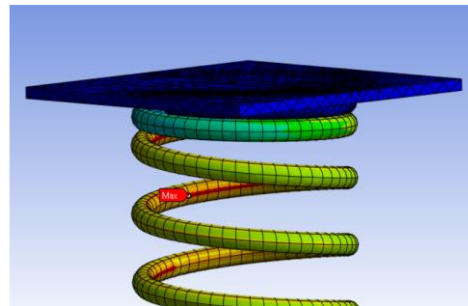


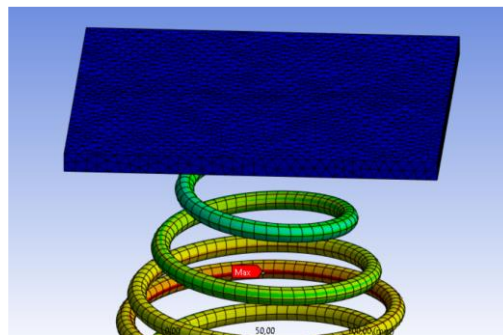
Gráfico 1. Comparación de la gráfica de rigidez de las tres tipologías.



(a)



(b)



(c)

Ilustración 41. Localizaciones de las tensiones tangenciales máximas en la espira para (a) el muelle cónico (b) el muelle estándar y (c) el muelle tipo barril.

4.2.2. Parámetros geométricos: cambio de paso y de diámetro de alambre.

Para este apartado de resultados, se estudiarán nuevamente tres modelos de muelle helicoidal, en este caso fijando la tipología recta o estándar, pero en los que se realizarán cambios en los parámetros geométricos del resorte. Concretamente, se modelarán 3 variantes en las cuales se modificará, en primer lugar, el paso, reduciéndolo a 30 milímetros; en segundo lugar, el diámetro del alambre, aumentándolo a 15 milímetros; y en tercer y último lugar, reduciendo el paso en las 4 espiras centrales a 20 milímetros, manteniendo el mismo paso para las espiras exteriores, asemejándose a un paso variable. Además, al cambiar estos parámetros, también se verá afectada la longitud libre del muelle. El proceso de simulación y de análisis de resultados será el mismo que para el apartado 4.2.1.

Las características geométricas de las 3 variantes vienen recogidas en la Tabla 9, y los resultados de las simulaciones en las Tablas 10, 11 y 12, y respectivamente para cada variante, además de venir expresado de manera gráfica en el Gráfico 2. Finalmente, como en el apartado anterior, la Ilustración 42 muestra la localización de las tensiones en las espiras para cada variante.

	Variante 1: Modificación del paso	Variante 2: Modificación del diámetro del alambre	Variante 3: Paso central variable
Parámetro geométrico	Valor	Valor	Valor
Diámetro nominal (D) [mm]	100	100	100
Diámetro del alambre (d) [mm]	10	15	10
Paso cero (p_0) [mm]	10,5	15,5	10,5
Paso (p) [mm]	30	40	40
Paso central (p_c) [mm]	30	40	20
Longitud libre (L_0) [mm]	241,5	326,5	251,5
Número de espiras [$\emptyset$]	10	10	10

Tabla 9. Valores geométricos de las 3 nuevas variantes.

Desplazamiento (mm)	Fuerza de reacción (N)	K (N/m)	K_{norma} (N/m)	Tensión tangencial máxima en la espira (MPa)	Factor de Seguridad (Von Mises)
20	217,26	10863,00	12283,33	77,67	13,15
30	331,79	11453,00		122,28	8,35
40	451,12	11933,00		166,78	6,12
50	574,98	12386,00		209,56	4,87
60	699,96	12498,00		251,41	4,06
70	826,93	12697,00		293,87	3,47
80	954,26	12733,00		338,95	3,01

Tabla 10. Resultados de la simulación para la Variante 1 (Modificación del paso).

Desplazamiento (mm)	Fuerza de reacción (N)	K (N/m)	K_{norma} (N/m)	Tensión tangencial máxima en la espira (MPa)	Factor de Seguridad (Von Mises)
20	1030,5	51525,00	57286,67	113,23	9,01
30	1573,7	54320,00		178,70	5,71
40	2121,7	54800,00		245,31	4,16
50	2697	57530,00		310,09	3,29
60	3283,5	58650,00		374,33	2,73
70	3877,3	59380,00		436,75	2,34
80	4467,7	59040,00		508,23	1,99

Tabla 11. Resultados de la simulación para la Variante 2 (Modificación del diámetro del alambre).

Desplazamiento (mm)	Fuerza de reacción (N)	K (N/m)	K_{norma} (N/m)	Tensión tangencial máxima en la espira (MPa)	Factor de Seguridad (Von Mises)
20	216,26	10813,00	11867,50	76,72	13,31
30	330,03	11377,00		120,80	8,44
40	444,49	11446,00		165,83	6,15
50	561,32	11683,00		211,22	4,83
60	683,14	12182,00		254,30	4,01
70	805,7	12256,00		297,58	3,43
80	928,31	12261,00		341,35	2,99

Tabla 12. Resultados de la simulación para la Variante 3 (Paso variable).

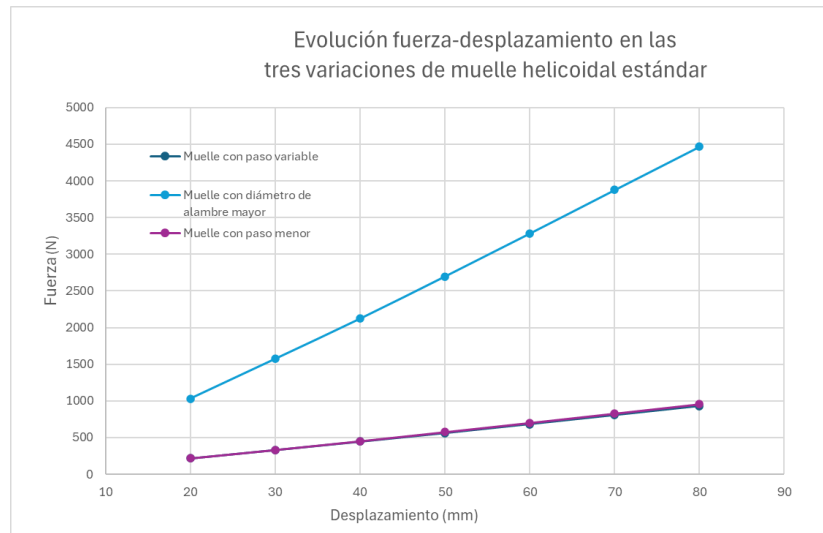
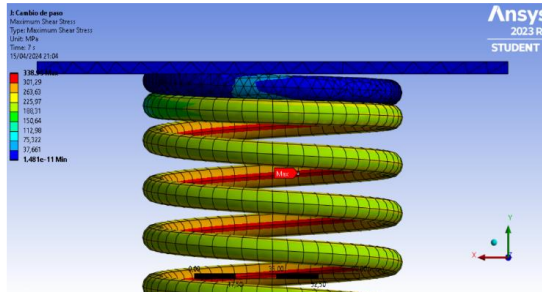
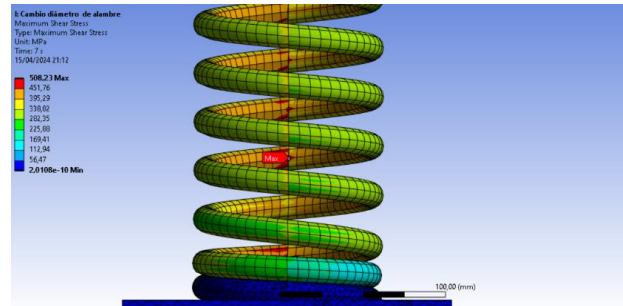


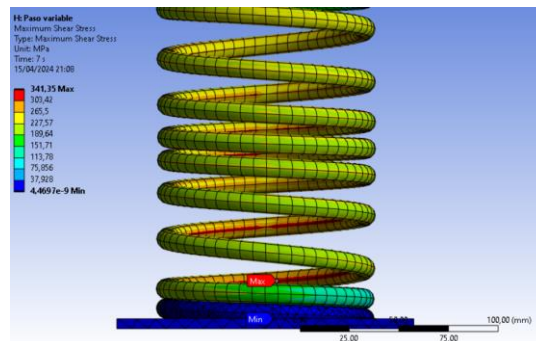
Gráfico 2. Comparación de la gráfica de rigidez de las tres variantes.



(a)



(b)



(c)

Ilustración 42. Localizaciones de las tensiones tangenciales máximas en la espira para (a) el resorte con modificación de paso (b) el resorte con modificación de diámetro de alambre y (c) el resorte con paso central variable.

4.2.3 Material: Material compuesto

Finalmente, para el estudio de modelos frente a carga estática, se realizará el análisis del resorte desarrollado en el apartado 3.1.2.2. Tanto para el material del núcleo o *core* como para el laminado exterior se usará la librería de materiales predefinidos de Ansys, ya que consta de una gran variedad de materiales ortótropos e isótropos. El diámetro del *core* será de 3 milímetros y se ha optado por el material hiperelástico *Rubber*. Por otra parte, el laminado estará formado por 6 capas de lámina pre-impregnada unidireccional de fibra de carbono *Epoxy Carbon UD (395 GPa) Prepeg* de 0,5 milímetros a $\pm 45^\circ$ y una capa final a 90° , siguiendo la tendencia de las investigaciones más recientes (ver Ilustración 43). El núcleo junto con el laminado suma un diámetro de alambre total de 10 milímetros. Los resultados de esta simulación se compararán con los obtenidos para el resorte estándar fabricado en acero de las mismas características del apartado 4.2.1.

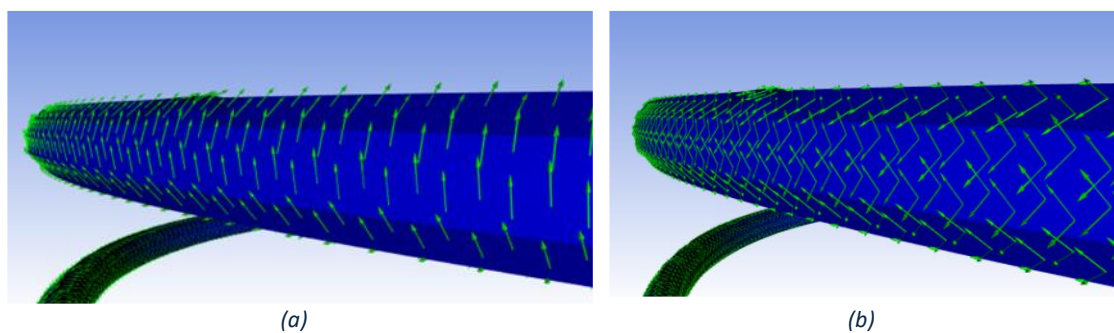


Ilustración 43. Representación de la orientación de las fibras del laminado a 90° (a) y a $\pm 45^\circ$ (b).

El conjunto de resultados para esta variante se muestra en la Tabla 13. De la misma forma, en la Tabla 13 se muestra la inversa del coeficiente de seguridad máximo en el interior de la espira mediante la teoría de Tsai-Hill, así como el coeficiente de seguridad convencional. El Gráfico 3 refleja la comparación entre la evolución de los resultados de la rigidez de este apartado y los obtenidos para el resorte estándar del apartado 4.2.1. Finalmente, la Ilustración 44 muestra la localización del mayor factor de seguridad invertido en el interior de la espira, que conlleva el menor factor de seguridad convencional.

Desplazamiento (mm)	Fuerza de reacción (N)	K (N/m)	K_{norma} (N/m)	Inversa del factor de seguridad (Tsai-Hill)	Factor de seguridad
20	109,52	5476,00	5464,00	0,213	4,70
30	164,24	5472,00			
40	218,93	5469,00			
50	273,6	5467,00			
60	328,23	5463,00			
70	382,82	5459,00			
80	437,36	5454,00			

Tabla 13. Resultados de la simulación el resorte estándar modelado con materiales compuestos.

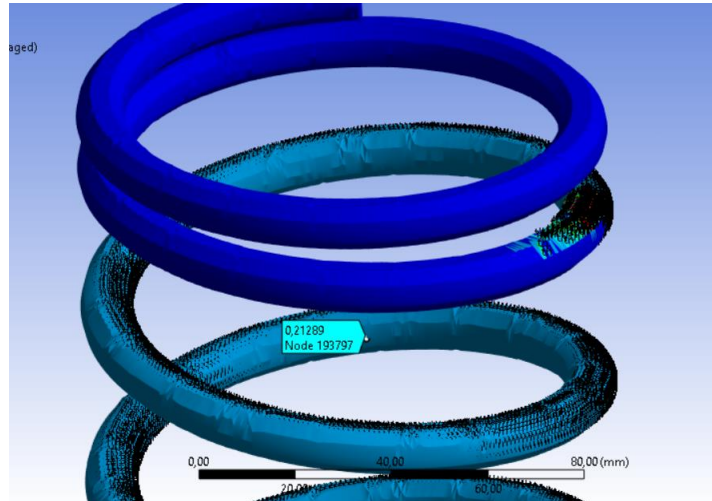


Ilustración 44. Localización del máximo factor de seguridad invertido en la espira del resorte.

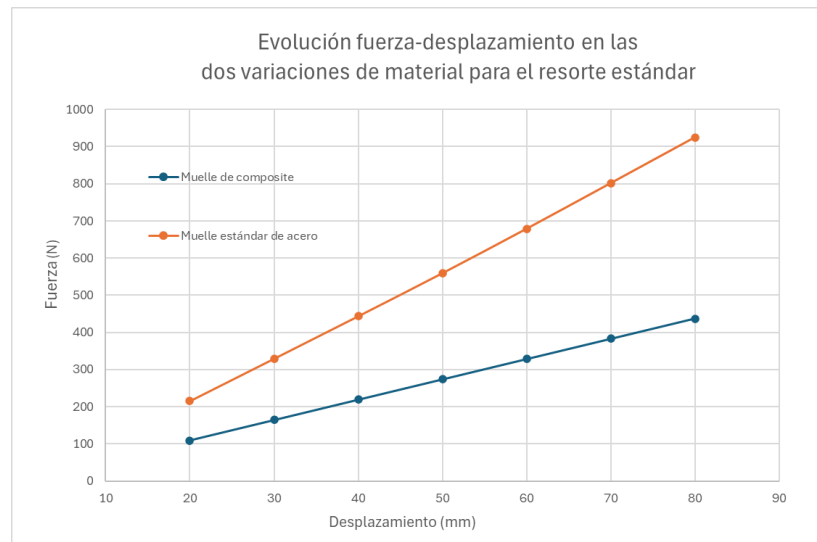


Gráfico 3. Comparación de la gráfica de rigidez de la variante estándar modelada en acero y en composite.

4.3 Análisis de fatiga de un modelo representativo.

Para el análisis a fatiga propuesto, se escogerán dos modelos estudiados en el apartado 4.2.1 de resultados anteriores y se compararán sus resultados de análisis a fatiga en Ansys para diversas fuerzas aplicadas en la base superior. Se han escogido como tipologías representativas la tipo recta o estándar y la tipo barril o Miniblock. La Tabla 14 expresa los resultados obtenidos para las diversas fuerzas propuestas.

Fuerza impuesta en la base superior (N)	Tipología	Vida a fatiga (nº de ciclos)	Tensión Alternante Equivalente (MPa)
250	Estándar	Infinita	75,78
	Barri/MiniBlock	2,83E+05	107,32
300	Estándar	7,35E+05	90,93
	Barri/MiniBlock	1,28E+05	128,78
500	Estándar	7,10E+04	151,53
	Barri/MiniBlock	1,98E+04	214,64
900	Estándar	8,83E+03	272,81
	Barri/MiniBlock	3,01E+03	386,34

Tabla 14. Resultados del análisis a fatiga para las tipologías estándar y tipo Barril/Miniblock

5. CONCLUSIONES

En el presente estudio se han analizado diversas alternativas de diseño de muelles con resultados muy interesantes sobre la influencia, tanto del material empleado como de las características geométricas, en el comportamiento mecánico de los muelles helicoidales, y se ha observado la gran versatilidad que puede tener la simulación numérica para orientar en el prediseño de estos elementos de suspensión gracias a la calidad de sus resultados, con muy poco error respecto a los que cabría esperar.

Se ha observado cómo las diferencias entre cada tipología de resorte se ven claramente reflejadas en los resultados en cuanto a su rigidez. Uno de los puntos a destacar es la diferencia en la variabilidad y evolución que sufre esta constante en las tres tipologías. En el caso del muelle cónico, es destacable la pendiente más acentuada de la recta respecto a las otras dos tipologías, así como su mayor sensibilidad a tensiones, provocando un menor factor de seguridad. La tipología barril, por su parte, arroja resultados que muestran una menor rigidez, pero una mayor estabilidad en la pendiente de K . Esto puede posicionar a esta tipología como una buena opción en aplicaciones que precisen de respuestas más predecibles. Finalmente, se ha podido verificar que la tipología recta o estándar es la más robusta y con una mayor seguridad frente a fluencia o rotura, así como una mayor vida a fatiga.

Es remarcable también la influencia que ha presentado el contacto entre las espiras en cuanto a evolución de la recta de rigidez se refiere. Pese a que no era un objeto de análisis de este trabajo, se ha podido determinar mediante las simulaciones cómo a medida que las espiras entran en contacto entre ellas en ambos extremos, estas modifican la pendiente debido a que dichas espiras en contacto pasan a ser espiras no activas. Esto podría marcar una vía de futura investigación, ya que en situaciones de diseño no resulta beneficioso que la respuesta de un sistema mecánico sea tan variable, en este caso, dependiendo de si las espiras entran en contacto o no durante la actividad del muelle.

Otras modificaciones geométricas que se simularon resultaron no ser tan significativas como en un principio se esperaba, como es el caso de la variación del paso, que no supuso un efecto tan destacable como las anteriormente mencionadas. No obstante, como se predecía, queda constatado la alteración provocada por el aumento del diámetro del alambre, que pese a incrementarse

solamente un 50%, supuso un aumento en la rigidez normalizada de casi 5 veces con respecto a su homólogo con un diámetro de 10 milímetros. Sin embargo, a costa de este aumento, se vio aumentada también la tensión tangencial y con ella el riesgo de fluencia.

Asimismo, este Trabajo de Fin de Grado exploró el potencial que pueden tener los resortes helicoidales fabricados con materiales compuesto para suponer una alternativa real a aquellos más convencionales fabricados en acero. Pese a que se observó que los resultados se alejan mucho de los valores obtenidos para sus homólogos fabricados de acero, se debe recalcar que este estudio se vio limitado por el enorme desafío que supone llevar a cabo un estudio mediante simulación numérica de este tipo de materiales, ya que la potencia de computación requerida es muy elevada.

No obstante, este trabajo sirve como primera fase de estudio para este tipo de resortes y el impacto en el desempeño que puede suponer el uso de materiales compuestos en estos sistemas de suspensión. Las posibilidades de investigación son muy amplias, desde la variación del diámetro o geometría del núcleo, hasta la orientación de las fibras, espesor de la lámina o la secuencia de apilado en el laminado.

Finalmente, es importante recalcar que este análisis es completamente computacional y se asumen hipótesis simplificadoras, por lo que se considera como un estudio únicamente numérico y que los resultados obtenidos son meramente orientativos. Para validar los modelos sería necesario desarrollar los prototipos y realizar análisis experimentales en entornos controlados.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AENOR. (2004). Aplicaciones ferroviarias. Elementos de suspensión. Muelles helicoidales de suspensión, de acero. (UNE-EN 13298). Obtenido de <https://www.aenor.com/>
- Budan, D., & Manjunatha, T. (2010). Investigation of the Feasibility of Composite Coil Spring for Automotive Applications. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, Vol:4, No:10.
- Carlson, H. (1978). *Spring Designer's Handbook*. L.L. FAULKNER.
- Chicaiza Yugcha, D. R., & Quinga Suntaxi, D. M. (2008). *Construcción de una máquina para fabricar resortes helicoidales cilíndricos de alambre de acero ASTM a 227 grado B de 4.5 mm de diámetro [Trabajo de fin de Grado]*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Chiu, C.-H., Hwan, C.-L., Tsai, H.-S., & Lee, W.-P. (2005). An experimental investigation into the mechanical behaviors of helical composite springs. *Composite Structures*, 331-340.
- Davis, J. (1998). *Metals Handbook Desk Edition*. ASM International.
- Díaz, J. C. (2023). *Análisis de la influencia del diseño, material y fuerza de pretensado en el comportamiento resistente del marco de una raqueta de tenis mediante el Método de los Elementos Finitos [Trabajo de Fin de Grado]*. València: Universitat Politècnica de València.
- Gibson, R. F. (2016). *Principles of composite material mechanics*. CRC Press.
- Ke, J., Wu, Z.-y., Liu, Y.-s., Xiang, Z., & Hu, X.-d. (2020). Design method, performance investigation and manufacturing process of composite helical springs: A review. *Composite Structures*.
- Kwon, J., Jeon, J., & Shin, J. (2023). Evaluating the Reliability of Glass-Braid-Reinforced Polymer Composite Coil Spring for Automotive Suspension Development Using Finite Element Method and Empirical Tests. *Fibers and Polymers*, 24:4031-4047.
- Martínez López, E. (2013). *Cálculo de resortes helicoidales de compresión [Trabajo de Fin de Grado]*. Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena.
- Mas Solano, C. (2022). *Diseño y programación de una herramienta numérica parametrizada para la estimación de las propiedades elásticas de estructuras tipo sándwich comerciales. Obtención de un modelo continuo de elementos finitos [Trabajo de Fin de Grado]*. València. Universitat Politècnica de València.
- Muhaimin Hamzi, N., Singh, S., Abdullah, S., & Rasidi Rasani, M. (2022). Fatigue life assessment of vehicle coil spring using finite element analysis using finite element analysis under random strian loads in time domain. *International Journal of Structural Integrity*.

- Rodríguez Galbarro, H. (s.f.). *ingemecánica*. Recuperado el 5 de Mayo de 2024, de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn129.html>
- Sardou, M., Djomseu, P., & Berg, T. (2008). COMPOSITE COIL SPRING DEVELOPMENT AND TESTING. *Joint Rail Conference*. Wilmington, Delaware, USA.
- Tawfik, B., Leheta, H., Elhewy, A., & Elsayed, T. (2016). Weight reduction and strenghtening of marine hatch covers by using composite materials. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*.
- Udhaya, A., Rajeswari, B., & Mugilan, T. (2023). Static structural investigation of helical compression spring utilizing different materials for an automobile suspension system. *Materials Today: Proceedings*, 653-658.
- Wahl, A. (1944). *Mechanical Springs*. The Penton Publishing Company.



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Estudio comparativo del comportamiento mecánico de
muelles helicoidales de diferentes tipologías y materiales
mediante simulación numérica.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

DOCUMENTO 2: PRESUPUESTO

AUTOR/A: Cànoves Marí, Joan

Tutor/a: Vercher Martínez, Ana

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024

Contenido

1.	Introducción	63
2.	Desglose de costes.....	63
2.1.	Presupuesto de conceptualización y desarrollo del proyecto	63
2.2.	Presupuesto de software y licencias.....	64
2.3.	Presupuesto de equipos informáticos	64
3.	Presupuesto final.....	65
4.	Referencias.....	66

1. Introducción

El objetivo del siguiente documento es realizar un estudio económico sobre los costes de ejecución del presente Trabajo de Fin de Grado acerca del análisis de diferentes posibilidades de diseño de resortes helicoidales. Para ello, en primer lugar, se ha dividido el coste total del proyecto en diferentes apartados según la naturaleza de los mismos. En segundo y último lugar, se expondrá toda esta información reunida en un Presupuesto Final, añadiendo los costes fijos respectivos a cualquier proyecto de estas características.

Es importante remarcar que se han realizado diversas consideraciones y asunciones con el objetivo de llegar a una aproximación de costes lo más cercana a la realidad. Además, debe tenerse en cuenta que los datos presupuestarios expuestos en el presente documento han sido tomados en abril de 2024 y por tanto quedan sujetos a variaciones futuras provocadas por las fluctuaciones del mercado.

2. Desglose de costes

Como se ha avanzado en el apartado anterior, el coste intrínseco de elaboración del proyecto se subdividirá en diferentes apartados claramente diferenciados.

En primer lugar, se analizará el coste de personal necesario para la conceptualización y desarrollo del proyecto. En el segundo apartado se realizará el cálculo económico de los costes relacionados con el uso de los programas y softwares ya expuestos en el Pliego de Condiciones. Finalmente, se presupuestarán los costes respectivos al valor de los equipos informáticos también mencionados en el Pliego de Condiciones.

2.1. Presupuesto de conceptualización y desarrollo del proyecto

En este desglose se cuantifica el valor del tiempo empleado en la realización de este proyecto. El proyecto ha sido realizado por un proyectista y un supervisor y por lo tanto se asume que ambos son graduados con el título de Ingeniero/a Mecánico/a.

Se considerará que el proyectista tiene una retribución equivalente al salario medio de un Ingeniero Junior en España, que en este caso es de 15,81 €/h. El tutor del proyecto asume el puesto de supervisor y por ello se considerará un salario equivalente a un Ingeniero Senior, con una retribución media de 22,75 €/h.

En la siguiente tabla se expresa el desglose de horas y el costo del presupuesto de la parte mencionada:

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/ud)	Importe
Consulta inicial de bibliografía	hora(s)	65	15,81	1.027,65 €
Diseño y desarrollo de los modelos 3D	hora(s)	100	15,81	1.581,00 €
Realización de simulaciones y postprocesado de datos	hora(s)	150	15,81	2.371,50 €
Redacción de documentos del Trabajo de Final de Grado	hora(s)	70	15,81	1.106,70 €
Revisión del proyecto por parte del tutor	hora(s)	20	22,75	455,00 €
Total horas Ingeniero Junior				385
Total horas Ingeniero Senior				20
Subtotal presupuesto de conceptualización y desarrollo del proyecto				6.541,85 €

Tabla A. Presupuesto de conceptualización y desarrollo del proyecto.

2.2. Presupuesto de software y licencias

En el presupuesto de licencias se cuantificará el valor económico del software especificado en el Pliego de Condiciones utilizado para el completo desarrollo de este proyecto.

Se ha establecido una duración del desarrollo del proyecto de 6 meses, con el fin del prorratear los costos de las licencias a ese periodo de tiempo. A la licencia anual de SolidWorks Premium se le asigna un costo de 5.496 € y un uso de 2 meses. El alquiler anual del software Ansys Mechanical tiene un valor de 36.390 € y un uso de 3 meses. Finalmente, la suscripción del paquete de Microsoft Office 365 tiene un precio anual de 69 €, y se considerará que se usó durante la totalidad de los 6 meses.

En la siguiente tabla se especifica el precio mensual de las licencias ya mencionadas, así como el importe total del presupuesto de software y licencias.

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio (€/ud)	Importe
Licencia SolidWorks Premium	mes(es)	2	458,00	916,00 €
Licencia Ansys Mechanical	mes(es)	3	3032,50	9.097,50 €
Licencia Office 365	mes(es)	6	5,75	34,50 €
Subtotal presupuesto de software y licencias				10.048,00 €

Tabla B. Presupuesto de software y licencias.

2.3. Presupuesto de equipos informáticos

Finalmente, el presupuesto de equipos informáticos indica el precio unitario del ordenador portátil Lenovo Legion Y530-15 ICH utilizado para el desarrollo del estudio. Este precio será indicativo, ya que este equipo se encuentra actualmente descatalogado.

El valor del equipo se encuentra en la siguiente tabla:

Descripción	Cantidad	Precio (€/ud)	Importe
Lenovo Legion Y530-15ICH Intel Core i7 15.6"	1	1398,86	1.398,86 €
Subtotal presupuesto de equipos informáticos			1.398,86 €

Tabla C. Presupuesto de equipos informáticos.

3. Presupuesto final

Para la elaboración del presupuesto final, se sumarán todos los subtotales de los presupuestos desglosados en los apartados anteriores, sumándole a este valor el 13% establecido para gastos generales. Seguidamente, se añadirá el 6% del valor asignado al beneficio industrial esperado. Finalmente, se suma el 21% del valor total presupuestado correspondiente al Impuesto sobre el Valor Añadido.

El presupuesto final se expone en la Tabla 4:

Descripción	Importe
Presupuesto de conceptualización y desarrollo del proyecto	6.541,85 €
Presupuesto de software y licencias	10.048,00 €
Presupuesto de equipos informáticos	1.398,86 €
Gastos generales (13%)	2.338,53 €
Subtotal inversión	20.327,24 €
Beneficio industrial (6%)	1.219,63 €
SUBTOTAL	21.546,88 €
IVA	4.524,84 €
TOTAL	26.071,72 €

Tabla D. Presupuesto final del proyecto.

El presupuesto total del proyecto será de **VEINTISEIS MIL SETENTA Y UN EUROS CON SETENTA Y DOS CÉNTIMOS.**

4. Referencias

Jooble. (s.f.). Recuperado el 5 de Mayo de 2024, de <https://es.jooble.org/salary>

Microsoft. (s.f.). Recuperado el 5 de Mayo de 2024, de <https://www.microsoft.com/es-es/microsoft-365/buy/compare-all-microsoft-365-products>

PCComponentes. (s.f.). Recuperado el 5 de Mayo de 2024, de <https://www.pccomponentes.com/lenovo-legion-y530-15ich-intel-core-i7-8750h-16gb-1tb-256gb-ssd-gtx1050-156>

SOLIDBI. (s.f.). Recuperado el 5 de Mayo de 2024, de <https://solid-bi.es/precio-solidworks/?v=04c19fa1e772>

Universitat de València. (s.f.). Recuperado el 5 de Mayo de 2024, de https://indico.ific.uv.es/event/135/contributions/171/attachments/110/129/SOFTWARE_CAD.ppt



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Estudio comparativo del comportamiento mecánico de
muelles helicoidales de diferentes tipologías y materiales
mediante simulación numérica.

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

DOCUMENTO 3: PLIEGO DE CONDICIONES

AUTOR/A: Cànoves Marí, Joan

Tutor/a: Vercher Martínez, Ana

CURSO ACADÉMICO: 2023/2024

Contenido

1. Objeto.....	70
2. Condiciones generales	70
2.1 Condiciones legales	70
2.2. Condiciones administrativas	70
3. Condiciones técnicas	71
3.1. Condiciones de Hardware	71
3.2. Condiciones de software	71
4. Condiciones de interpretación y uso de resultados	73

1. Objeto

Este pliego de condiciones tiene por objeto regular las relaciones entre el proyectista y el tutor del proyecto, así como de las demás partes implicadas en el ámbito del proyecto, describiendo las condiciones generales del trabajo.

En particular, en el presente proyecto se analizan diversas propuestas de diseño de muelles helicoidales para sistemas de suspensión, analizando diferentes parámetros geométricos, técnicos y de fabricación. Ya que se trata de un proyecto de prediseño, en él se exponen las hipótesis realizadas, así como sus condiciones de uso. De la misma manera, también se exponen las condiciones y responsabilidades de los participantes del mismo.

Para la realización de este proyecto, se deben cumplir las siguientes condiciones legales y técnicas.

2. Condiciones generales

2.1 Condiciones legales

Se reconocen públicamente las marcas registradas que se han empleado para el desarrollo del proyecto, así como los derechos de autor de la bibliografía consultada para su realización.

No está permitida la reproducción total o parcial de este proyecto, incluyendo el modelo de elementos finitos, su geometría, las ecuaciones y las macros. Tampoco está permitido su tratamiento informático, ni la transmisión de ninguna manera o por cualquier medio, ya sea electrónico, mecánico, por fotocopia, por registro o por otros métodos, sin el permiso previo y por escrito del ingeniero firmante del proyecto.

2.2. Condiciones administrativas

El promotor del presente proyecto es el Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales de la Universidad Politécnica de Valencia y la representante es la Dra. Ana Vercher Martínez, ambos adscritos a la Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, perteneciente a la misma universidad. El proyectista es el alumno de Grado de Ingeniería Mecánica D. Joan Cànoves Marí.

Las condiciones a las que está sometida la proyectista son las siguientes:

- Cumplir con la legislación vigente.
- Llevar a cabo el proyecto según las indicaciones efectuadas por el promotor.
- Cumplir con la normativa sobre la realización de Trabajos de Fin de Grado vigente en la Universidad Politécnica de Valencia, la Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño y el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales.

- Respetar las leyes sobre derechos de autor.
- Consultar con el promotor cualquier modificación de las especificaciones iniciales.
- Informar periódicamente al promotor del estado de desarrollo del proyecto.

El proyectista está amparado por una serie de derechos que se recogen a continuación:

- Disponer de un equipo informático adecuado para la realización del proyecto.
- Ser informado por el promotor sobre los derechos legales acerca del proyecto.
- Recibir soporte técnico para cualquier problema imprevisto que pueda surgir.
- En caso de ausencia del promotor, el proyectista tendrá plena potestad en la toma de decisiones relativas a la ejecución del proyecto, las cuales deberán ser asumidas por el promotor.

3. Condiciones técnicas

Los modelos que forman este proyecto no han sido desarrollados experimentalmente. Su estudio y análisis se ha llevado a cabo utilizando recursos computacionales únicamente, lo que incluye los componentes físicos y tangibles (hardware) y los programas y aplicaciones utilizadas (software).

3.1. Condiciones de Hardware

En el desarrollo del proyecto se ha empleado únicamente un ordenador portátil como hardware. Dicho ordenador posee las siguientes especificaciones técnicas:

- **Marca:** Lenovo
- **Modelo:** Legion Y530-15ICH
- **Año:** 2019
- **Sistema operativo:** Windows 11 Home 64 bits
- **Memoria RAM:** 16 GB
- **Memoria Interna:** 1 TB (4 núcleos a 2.3 GHz)
- **Tarjeta gráfica:** NVIDIA GeForce GTX 1050 (4GB)
- **Procesador:** Intel Core i7-8750H CPU @ 2.20GHz 2.21 GHz

3.2. Condiciones de software

Las licencias de los programas computacionales y aplicaciones utilizadas fueron adquiridas a través de la Universidad Politécnica de Valencia y de a través de las licencias de estudiantes disponibles, por lo que su utilización sólo tiene carácter educativo, jamás profesional ni comercial.

SOLIDWORKS 2020

SolidWorks es un software de dibujo asistido por ordenador ampliamente utilizado en la industria para la creación de modelos 3D y dibujos técnicos. SolidWorks permite crear y documentar diseños de manera eficiente y precisa, y entre sus herramientas permite la creación de piezas y ensamblajes en 3D, así como la generación de dibujos de producción con vistas ortogonales y perspectivas.

En este proyecto, el software fue usado para la creación y definición de las diferentes geometrías expuestas a lo largo del mismo, para luego exportarlas y realizar las simulaciones correspondientes.

ANSYS WORKBENCH 2023 R2

Ansys es un software de simulación CAE para análisis y simulación por elementos finitos (FEA). Incluye las fases de pre-proceso, resolución y post-proceso en una única plataforma de trabajo. Ansys ejecuta análisis de piezas o conjuntos usados en ingeniería y diseño mecánico que están sometidos a uno o varios fenómenos físicos de manera individual o simultánea.

Mediante Ansys Workbench es posible modelar, simular y visualizar el comportamiento de sistemas mecánicos, térmicos y eléctricos, entre otros. Workbench facilita el proceso de modelado, la configuración de los análisis y la visualización de resultados en los problemas de ingeniería.

En este proyecto, el software ha sido empleado para llevar a cabo tanto el mallado de las geometrías como los análisis modales, resistentes y estáticos del proyecto.

Para la aplicación de este Software en el proyecto, el usuario debe tener los conocimientos básicos sobre el Método de los Elementos Finitos, así como de sus aplicaciones y limitaciones en el campo de la Ingeniería. Por otra parte, también se requieren conocimientos sobre materiales compuestos, concretamente de láminas reforzadas con fibras.

MICROSOFT EXCEL

Microsoft Excel es el programa de software de hojas de cálculo líder en el sector y una herramienta avanzada de análisis y visualización de datos. Permite la generación de tablas y gráficas para el análisis de datos numéricos.

En particular, en este proyecto, Excel se ha empleado para la generación de tablas de información de los diferentes modelos, así como tablas y gráficas para el análisis numérico de la información obtenida por las simulaciones.

El software pertenece al paquete de Office cuyo propietario es Microsoft®. Para su uso es necesaria la instalación de dicho paquete o en su defecto, el empleo de esta plataforma online, mediante el software ofertado por la Universidad Politécnica de Valencia o en Google Drive.

MICROSOFT WORD

Microsoft Word es un software de procesamiento de textos que permite crear, editar y dar formato a documentos de texto.

Este procesador de texto fue utilizado para la redacción de los diferentes documentos de este proyecto.

De manera equivalente a Microsoft Excel, pertenece al paquete Office de Microsoft®.

MICROSOFT POWERPOINT

Microsoft PowerPoint es una aplicación de software diseñada para crear presentaciones visuales. Permite a los usuarios crear diapositivas que pueden contener texto, imágenes, gráficos, animaciones y otros elementos multimedia.

Fue la herramienta utilizada para crear la presentación mostrada durante la defensa de este proyecto.

Al igual que Excel y Word, pertenece al paquete de Office de la empresa Microsoft®.

4. Condiciones de interpretación y uso de resultados

El autor no se hace responsable por los resultados obtenidos. Diferentes hipótesis simplificadoras fueron aplicadas para facilitar la realización de este proyecto. La validación de estos resultados deberá estar sujeta a estudios experimentales en un entorno controlado. La interpretación de los resultados no será, de ninguna manera, vinculante a los resultados propiamente dichos, así como a los generados en un hipotético estudio experimental.