

Proyecto Fin de Carrera
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis estructural de palieres de materiales
compuestos de matriz polimérica reforzados con
fibras. Aplicación al monoplaza FSAE de ARUS
Andalucía Racing Team

Autor: Arturo Rivera González de Quevedo

Tutor: Jose Antonio Reinoso Cuevas

Dpto. Elasticidad y Resistencia de Materiales
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2023



Proyecto Fin de Carrera
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

**Análisis estructural de palieres de materiales
compuestos de matriz polimérica reforzados con
fibras. Aplicación al monoplaza FSAE de ARUS
Andalucía Racing Team**

Autor:

Arturo Rivera González de Quevedo

Tutor:

Jose Antonio Reinoso Cuevas

Profesor titular

Dpto. de Elasticidad y Resistencia de Materiales

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2023

Autor: Arturo Rivera González de Quevedo

Tutor: Jose Antonio Reinoso Cuevas

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2023

El Secretario del Tribunal

A mis padres.

Os lo debo todo.

Agradecimientos

Intentaré en esta sección ser lo más breve y conciso, pero no prometo nada.

En primer lugar me gustaría comenzar expresando mi agradecimiento a mi tutor Jose Antonio Reinoso Cuevas. Sin su guía y ayuda la realización de este trabajo hubiera sido casi imposible y hubiera requerido aún más tiempo.

Quisiera dar gracias a Diego Pozo Rivera, el mejor “*tinli*” que ha habido en la historia de ARUS. No sé qué viste en mí en aquella entrevista de ese lejano septiembre de 2019, pero tú no eres solamente responsable de este TFG, si no que además mi corta carrera profesional hubiera sido muy diferente a la que es hoy en día.

Agradecer también a Carlos Sánchez Martínez la ayuda que me prestó. No llega a ser por él y seguiría atascado con los problemas que tenía.

A mis profesores que me han ido acompañando a lo largo de mi etapa estudiantil, en especial a Francisca Leva y a Pepe Luna. Con vuestro cariño y dedicación habéis inspirado a innumerables alumnos a entrar el maravilloso mundo de la ingeniería.

A todos los que me han dado su apoyo a lo largo de estos 6 años. A gente del SARUS, de ARUS, a mis primos y amigos, tanto de Sevilla como de mi Córdoba natal; en especial a aquellos que han estado cuándo más lo necesitaba. Gracias por aguantarme.

Y por último a mi familia. Por vuestra paciencia para aguantar mis nervios y mis enfados, por consolarme cuando los innumerables suspensos llegaban, por animarme a seguir adelante. Habéis sido mi apoyo y la energía que necesitaba.

Fernando, prometo algún día pagarte por todos los libros, apuntes y exámenes resueltos que me has dejado (y que te he medio robado). Algún día, pero no hoy. Gracias por acompañarme y guiarme.

A mi hermana, que ha siempre ha sido un ejemplo de superación. Nunca debería haberme metido contigo por repetir lingüística.

A mis padres. Gracias por confiar en mí cuando me lo merecía, y desconfiar de mí cuando lo necesitaba. Gracias por todos los sacrificios y quebraderos de cabeza que os he dado desde pequeño. Sois los mejores padres que un hijo puede tener.

Gracias

Resumen

Este trabajo de fin de grado tiene como objetivo el análisis y diseño de un palier en fibra de carbono como material alternativo al acero, con el fin de conseguir un diseño más eficiente, ligero y reutilizable; mejorando las propiedades del sistema de transmisión actual del monoplaza FSAE de ARUS Andalucía Racing Team.

Para ello, se realizará un estudio numérico de las distintas hipótesis de carga, características y la evaluación de su respuesta mecánica para abordar un dimensionamiento previo de este sistema estructural, por lo que será necesario el aprendizaje por parte del alumno del funcionamiento de programas de elementos finitos y el comportamiento de los materiales compuestos.

Abstract

The aim of this work is to analyse and design a driveshaft made out of carbon fibre composite as an alternative to the current ones made out of steel, achieving the objective of making a more efficient, lighter and reusable driveshaft; improving the properties of the transmission system of the single seater of ARUS Andalucía Racing Team.

For achieving this objective, load situations, characteristics and the evaluation of the mechanical response will be studied with a numerical model in order to approach the first dimensioning of the structural system, therefore, the student must learn to work with a FEM software and the properties of composite materials.

Índice

Agradecimientos	viii
Resumen	ix
Abstract	xi
Índice	xii
Índice de Tablas	xiv
Índice de Figuras	xvi
1 Origen y Metodología del trabajo	1
1.1 <i>Origen y Motivación</i>	1
1.2 <i>Metodología y objetivos</i>	2
2 Introducción	3
2.1 <i>¿Qué es la Formula Student?</i>	3
2.1.1 Resumen	3
2.1.2 Pruebas	3
2.2 <i>El palier: función e historia</i>	5
2.3 <i>Brainstorming y definición del concepto final</i>	5
3 Diseño y cálculo	9
3.1 <i>Par máximo</i>	9
3.1.1 Aceleración	10
3.1.2 Curva rápida	10
3.1.3 Horquilla	11
3.1.4 Conclusión final	11
3.2 <i>Insert</i>	12
3.3 <i>Adhesivo</i>	14
3.4 <i>Espárrago</i>	14
3.4.1 Primera iteración	15
3.4.2 Segunda iteración	16
3.4.3 Tercera iteración	17
3.4.4 Otras iteraciones	17
3.4.5 Versión final	18
3.5 <i>Cuerpo del palier</i>	20
3.5.1 Primer dimensionamiento	21
3.5.2 Segundo dimensionamiento	31
4 Conclusiones y desarrollos a futuro	41
5 Referencias	43
6 Anexo	45
7 Glosario	52

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Pruebas dinámicas y su puntuación	4
Tabla 2: Partes del conjunto del palier	8
Tabla 3: Valores de las características del monoplaza	9
Tabla 4: Resultados de los casos propuestos	11
Tabla 5: Comparativa de materiales propuestos	20
Tabla 6: Expresiones de fallo según el criterio de Hashin	25
Tabla 7: Propiedades mecánicas antes y después de degradar	29
Tabla 8: Dimensiones finales de los tubos	40
Tabla 9: Masa de los palieres originales	41
Tabla 10: Masa de palier izquierdo	41
Tabla 11: Masa de palier derecho	42

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: variación de la distancia del eje según el recorrido de la suspensión. (Imagen de elaboración propia)	1
Figura 2: Diagrama de flujo de la metodología seguida	2
Figura 3: Trazado normalizado del skidpad (FSG, 2022)	4
Figura 4: Detalle del trazado (FSG, 2022)	4
Figura 5: Palieres fabricados en 2019. (Imagen de elaboración propia).	6
Figura 6: Concepto inicial y final del palier. (Imagen de elaboración propia)	6
Figura 7: Explosionado del conjunto final	7
Figura 8: Imagen catálogo RCV Performance Products	12
Figura 9: Dimensiones limitantes en el diseño del dentado. (Imagen de elaboración propia)	13
Figura 10: Resultado de análisis en elementos finitos	13
Figura 11: Dimensiones del Insert. (Imagen de elaboración propia)	14
Figura 12: Versión 1 del espárrago	15
Figura 13: Tensiones en Espárrago_V1	15
Figura 14: Modelo de Espárrago_V2	16
Figura 15: Tensiones en Espárrago_V2	16
Figura 16: Modelo de Espárrago_V3	17
Figura 17: Tensiones en Espárrago_V3	17
Figura 18: Tensiones en espárrago V12	19
Figura 19: Tensiones en palier izquierdo del ART-20E	19
Figura 20: Dimensiones finales espárrago V12. (Imagen de elaboración propia).	19
Figura 21: Disposición de las láminas en el primer diseño	22
Figura 22: Modelo 5 tipo Shell	23
Figura 23: Detalle de los elementos sólidos con composite layup	23
Figura 24: modelado con elementos sólidos sin composite layup	24
Figura 25: Tensiones máximas en modelo shell	25
Figura 26: Tensiones en el modelo solid	25
Figura 27: Criterio de Hashin de la fibra a compresión	26
Figura 28: Criterio de Hashin de la fibra a tracción	26
Figura 29: Criterio de Hashin de la matriz a compresión	27
Figura 30: Criterio de Hashin de la matriz a tracción	27
Figura 31: Resultados de ensayo con T700 según (Brod et al., 2019)	28
Figura 32: Criterio de Hashin de la fibra degradada a compresión	29
Figura 33: Criterio de Hashin de la fibra degradada a tracción	29
Figura 34: Criterio de Hashin de la matriz degradada a compresión	30
Figura 35: Criterio de Hashin de la matriz degradada a tracción	30
Figura 36: Dimensiones de la probeta estandarizada y direcciones de la fibra según la norma EN 6031:2015 REF	

	31
Figura 37: Tensiones principales frente a la dirección del laminado del tubo	32
Figura 38: Hipótesis para distintos laminados y tensiones con diferentes direcciones principales	32
Figura 39: Esquema simplificado de dos láminas y la dirección de sus tensiones principales	33
Figura 40: Laminado de segundo dimensionado	34
Figura 41: Tensiones resultantes en el modelo tipo Shell	35
Figura 42: Tensiones en el modelo sólido	35
Figura 43: Criterio de Hashin de la fibra a compresión	36
Figura 44: Criterio de Hashin de la fibra a tracción	36
Figura 45: Criterio de Hashin de la matriz a compresión	36
Figura 46: Criterio de Hashin de la matriz a tracción	37
Figura 47: Criterio de Hashin de la fibra degradada a compresión	37
Figura 48: Criterio de Hashin de la fibra degradada a tracción	38
Figura 49: Criterio de Hashin de la matriz degradada a compresión	38
Figura 50: Criterio de Hashin de la matriz degradada a tracción	39
Figura 51: Primer modo de pandeo con 8 láminas	39
Figura 52: Primer modo de pandeo con 10 láminas	40

1 ORIGEN Y METODOLOGÍA DEL TRABAJO

1.1 Origen y Motivación

La idea de este trabajo nace en el año 2020. ARUS Andalucía Racing Team venía de una temporada agrídulce, donde el monoplaza de combustión demostró un gran ritmo en test; consiguiendo el primer pódium de la historia del equipo en una prueba dinámica, con un tercer puesto en la prueba del Auto Cross en Formula Student Netherland, siendo esta la primera competición de la temporada. Sin embargo, este buen resultado se vio enturbiado a partir de la segunda prueba del año.

Esta segunda cita fue en Alemania, donde surgió el primero de los fallos de fiabilidad relacionados con el departamento de Powetrain, más concretamente con el subsistema de transmisión, y que acabarían condicionando el resto de la temporada.

Este fallo consistió en la rotura de uno de los palieres del monoplaza durante el brake test, impactando las esquirlas del palier contra el bloque motor y creando una abertura que dañó el sistema de. Se reparó el bloque motor dañado por el impacto, sin embargo, en España el motor finalmente dijo basta.

En 2020 se congela el diseño hasta que se localizó el causante de estos problemas: los palieres que se estaban usando se fabricaron según las dimensiones de años anteriores. Esto no debería ser un problema, salvo que, debido a grandes errores en las tolerancias de la fabricación del chasis (en el orden de magnitud de varios milímetros), no se respetó la holgura que los palieres deben tener.

Esta holgura es necesaria debido a que, cuando el neumático realiza el recorrido de la suspensión, su distancia a la salida del diferencial varía, como queda demostrado en los esquemas de la Figura 1. Al no existir esta holgura en la posición de reposo al realizar su movimiento la suspensión, se introducían esfuerzos de compresión en los palieres y de flexión a los soportes del diferencial, siendo estos dos puntos en los cuales se produjeron los fallos en la temporada de 2019; ya que el sistema estaba sufriendo unas cargas muy diferentes de las de diseño.

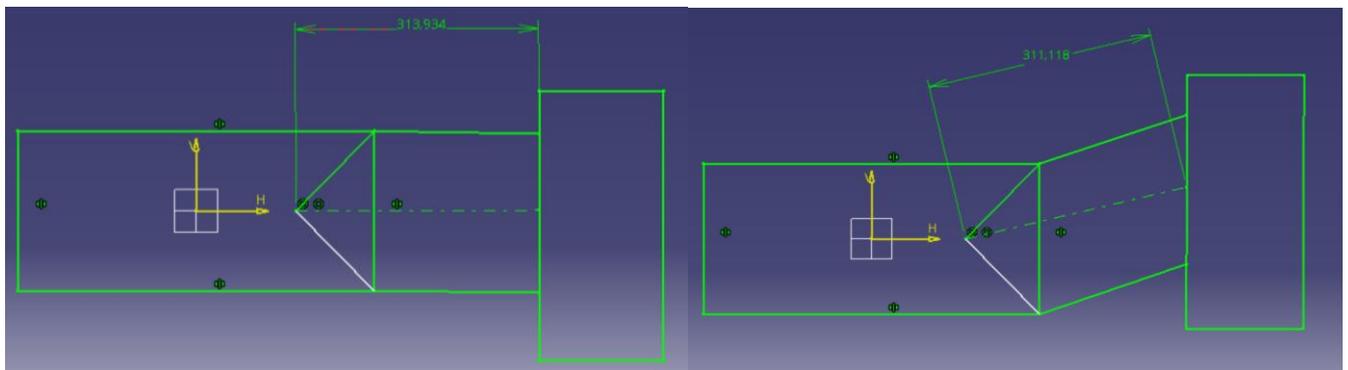


Figura 1: variación de la distancia del eje según el recorrido de la suspensión. (Imagen de elaboración propia)

Por lo tanto, la problemática a solucionar es la siguiente:

1. Con las técnicas y medios de fabricación con los que cuenta el equipo, mantener la tolerancia bajo control a la hora de soldar el chasis es muy complicado.
2. El coste acumulado de mecanizar y tratar térmicamente cada año al menos dos juegos de palieres es alto.
3. El diseño usado no es elegante ni eficiente al ser de sección maciza
4. El acero, al fallar, provoca una lluvia de esquirlas que crea daños secundarios en el resto de los subsistemas del monoplaza.
5. Dependencia de empresas y patrocinadores a la hora de realizar la fabricación, lo que siempre

crea una problemática a la hora de los periodos de fabricación y entrega.

1.2 Metodología y objetivos

Con el objetivo de solucionar los problemas anteriormente descritos, se decide buscar un diseño que cumpla las siguientes condiciones:

- El nuevo diseño ha de ser de sección hueca y de un peso significativamente menor al diseño anterior para conseguir una mejora en el rendimiento del subsistema de transmisión y por ende del monoplaza.
- El nuevo diseño ha de ser flexible en su longitud para poder adquirir el ancho necesario en cada temporada manteniendo el coste al mínimo.
- Permitir en la medida de lo posible, que los plazos de fabricación dependan del equipo.

Las condiciones anteriormente descritas son los objetivos que este proyecto pretende cumplir.

Para cumplir estos objetivos se ha hecho uso de las siguientes herramientas:

- Se ha acudido a literatura relacionada con el comportamiento macromecánico y micromecánico de materiales compuestos.
- Se han hecho uso de expresiones analíticas siempre que se ha podido para agilizar el proceso de diseño obteniendo dimensiones que permitan aproximarse a las dimensiones ideales.
- Se han modelado todos los componentes en un software de CAD para asegurar que las dimensiones son compatibles con el espacio disponible en el monoplaza, así como para obtener los volúmenes y las masas de cada componente.
- Se ha hecho uso del método de elementos finitos para realizar cálculos numéricos mediante el uso de Abaqus.

La metodología seguida en el transcurso de este trabajo se puede condensar en el diagrama de flujo de la :

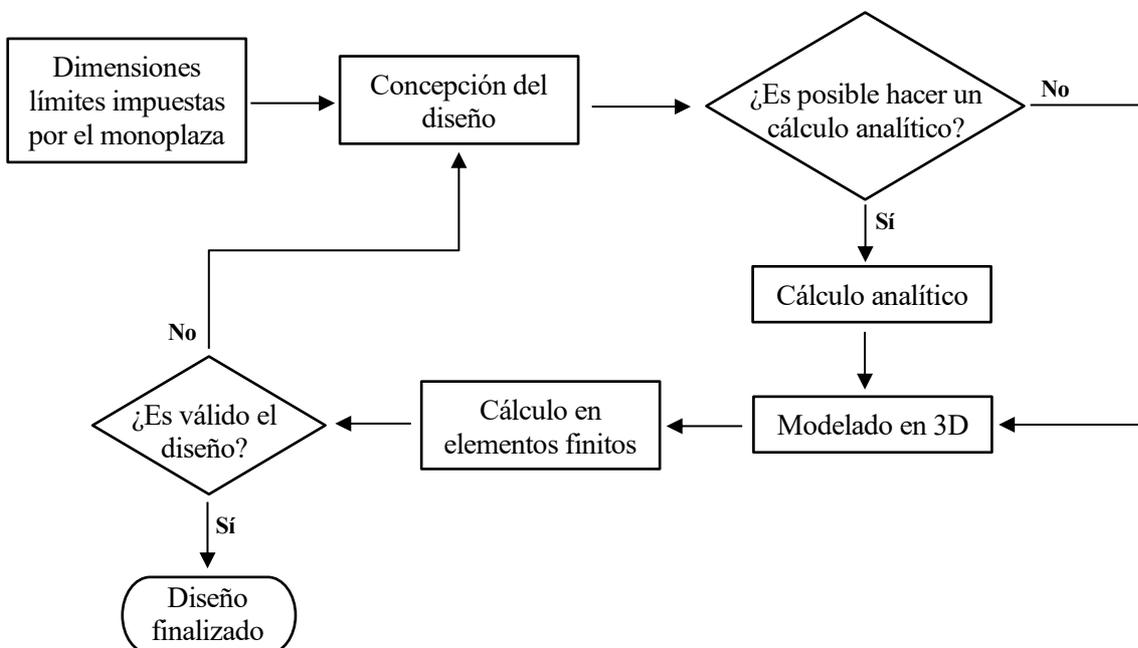


Figura 2: Diagrama de flujo de la metodología seguida

2 INTRODUCCIÓN

EN este punto primero explicaremos las peculiaridades de la normativa de la FSAE, tanto puntuaciones, características de los trazados y pruebas como limitaciones de los monoplazas, ya que esto es lo que va a determinar la filosofía de diseño de estos particulares vehículos.

En segundo lugar, definiremos que función tiene un palier y trataremos el estado del arte en el uso de materiales compuestos en ejes de transmisión de potencia.

En último lugar, brevemente se resumirá los conceptos previos que se plantearon para solucionar la problemática descrita anteriormente.

2.1 ¿Qué es la Formula Student?

2.1.1 Resumen

La Formula Student es una competición a nivel mundial, donde universitarios de cada rincón del globo diseñan, fabrican, testean (unos más que otros) y compiten los monoplazas pertenecientes a las distintas categorías:

- CV: fue la primera categoría que se creó en la cual los vehículos han de ser de combustión, con un motor con cubicaje menor de 700cc al que se le añaden bridas para restringir la potencia.
- EV: La normativa es similar a la de los CVs, salvo con la diferencia de que deben de pasar inspecciones técnicas extras para los distintos subsistemas eléctricos del vehículo.
- DC: pueden ser tanto de combustión como eléctricos, con la peculiaridad de que son de conducción autónoma.

Cada monoplaza debe participar en una serie de pruebas, tanto dinámicas como estáticas, y en base a los resultados de estas, se calculan las puntuaciones finales de la competición.

Al final de la temporada se publican los resultados generales a nivel mundial.

Es interesante destacar que no hay un reglamento único, aunque las mayorías de las competiciones en Europa se basan por lo general en el reglamento de Formula Student Germany, publicando cada competición su handbook particular con las correcciones que crean conveniente.

2.1.2 Pruebas

Si bien, la competición está dividida en pruebas estáticas y dinámicas, las que afectan al diseño del monoplaza, y por tanto las que tienen incidencia en este trabajo, son las segundas. Es por ello, por lo que obviaremos las primeras para centrarnos en las segundas, ya que son las que determinan a qué retos se ha de enfrentar el vehículo, y por lo tanto el palier.

2.1.2.1 Pruebas Dinámicas

Estas son las pruebas que van a definir, junto con la normativa técnica, las características y solicitudes de nuestros monoplazas. En la Tabla 1 se resumen en qué consiste cada prueba y la puntuación máxima.

Aceleración	Se mide el tiempo que tarda el vehículo en recorrer 75m en línea recta arrancando desde parado. Mide la aceleración pura.	75 pts
Skidpad	Es un circuito en forma de 8 donde tiene que completar dos giros en cada dirección. Evalúa la estabilidad y la aceleración lateral.	75 pts
Auto Cross	Una vuelta contrarreloj a un circuito muy ratonero. Puntúa la velocidad pura del monoplaza.	100 pts

Endurance y efficiency	El monoplaza compite contrarreloj hasta completar 22km en el menor tiempo posible alrededor de un circuito similar al del Auto Cross. Evalúa la fiabilidad del vehículo.	325 pts
	Se realiza a la vez que la endurance. Se mide cuál ha sido el consumo del monoplaza (ya sea en combustible o energía), puntuando la eficiencia.	100 pts

Tabla 1: Pruebas dinámicas y su puntuación

Todos los trazados deben de seguir una serie de características que están recogidas en la normativa, especificando las longitudes máximas de las rectas, radios máximos y mínimos de las curvas, ancho de la pista, etc. Ejemplos de esto son los fragmentos de la normativa mostradas en la Figura 3 y la Figura 4. Esto nos da una información extremadamente valiosa a la hora de crear hipótesis donde los palieres sufran el mayor esfuerzo, como se verán en capítulos posteriores. Sin embargo, se puede resumir en las siguientes características comunes: rectas cortas, ancho de la pista estrecho y curvas relativamente cerradas y con cambios de dirección casi constantes.

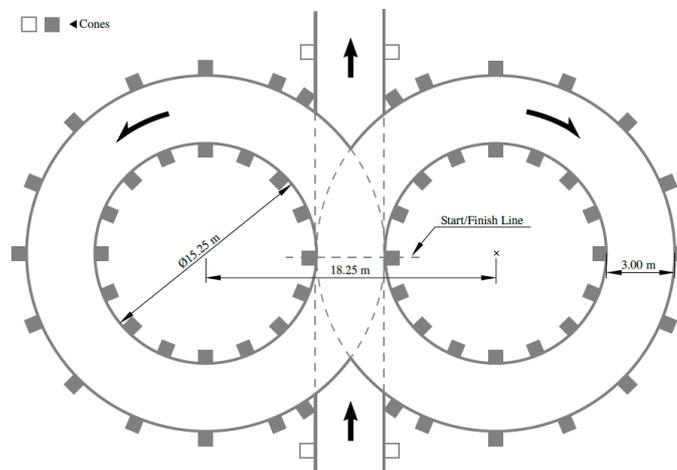


Figura 3: Trazado normalizado del skidpad (FSG, 2022)

Esto es así para evitar que se alcancen velocidades altas y que, en caso de accidente, las consecuencias sean las menores posibles (al fin y al cabo, los pilotos también son alumnos y hay que priorizar la seguridad). Sin embargo, este tipo de características de trazados dan lugar a unos monoplazas con enormes alerones, poca batalla y relaciones de cambios muy cortas y agrupadas, consiguiendo que los coches sean extremadamente ágiles y con una aceleración enorme para la potencia que tienen.



Figura 4: Detalle del trazado (FSG, 2022)

Se puede ver por tanto, que el subsistema de transmisión habrá de aguantar constantes esfuerzos a torsión de gran amplitud, lo que condicionará nuestro diseño.

2.2 El palier: función e historia

La función del palier es aparentemente muy sencilla: es el elemento de la transmisión que comunica la potencia desde la salida del diferencial al eje de la rueda.

Por tanto, los esfuerzos que estos deberán de soportar serán principalmente a torsión y una componente radial debido a la velocidad angular que alcanzan.

Desde hace décadas se usan los materiales compuestos en este tipo de componentes, siendo uno de los primeros ejemplos de ello en masa el eje de transmisión de la camioneta GMT400 a mediados de los 80.

Con el paso de los años, su uso se ha centrado en vehículos más deportivos; principalmente turismos deportivos y grandes turismos de gran cilindrada y potencia, como puede ser el Mercedes GTS AMG, así como una gran variedad de vehículos de competición.

Por ejemplo, una aplicación donde se ha comenzado a usar tubos de fibra de carbono en el ámbito de la competición es en el uso de barras de torsión para camiones de competición, con la intención de que esta tecnología pase al mercado generalista en el futuro (Composite World, 2022).

El uso en este tipo de ámbitos se debe a las particularidades específicas de las ventajas y desventajas que presentan la familia de los composites de fibra de carbono y matriz polimérica, que se pueden resumir en la siguiente lista:

- Al tener unas mejores propiedades específicas, permiten reducir la masa del componente, contribuyendo a su vez a reducir la masa no suspendida del vehículo, siendo beneficioso para el funcionamiento de la suspensión.
- Al ser un elemento que gira a grandes velocidades angulares, un ahorro de peso se traduce en una disminución de las inercias. Esto se traduce en que se transmite una mayor cantidad de trabajo a la rueda, aumentando la aceleración y la eficiencia del vehículo.
- Al aplicarse el par, la deformación de los palieres de carbono es mucho menor que la de los de acero, evitando que haga un efecto muelle que pueda empeorar la manejabilidad.
- Los composites tienen una mayor tolerancia al daño por fatiga.

En contrapartida, el uso de los FRP tiene las siguientes desventajas:

- En primer lugar, el coste. Es un material mucho más costoso no sólo de adquirir, sino también de fabricar, lo que nos lleva al segundo factor.
- Como su uso es mucho menor que el de los materiales metálicos, los modelos de predicción de fallo por fatiga no están tan desarrollados, siendo mucho más complicado obtener el diseño ideal o asegurar una vida infinita.
- Al no existir un proceso de producción en masa, la fabricación de este tipo de pieza suele ser más laborioso, consumiendo más horas de operario que si se tratara de un material más ordinario.

2.3 Brainstorming y definición del concepto final

Cuando se diseñó la transmisión para el ART-17E, por múltiples motivos, se tomó la decisión de hederar tantos diseños y conceptos del monoplaza de combustión como se pudiera. Es por ello por lo que se decidió usar de nuevo palieres de acero macizos para este monoplaza. Estos se pueden observar en la Figura 5. Como no fue hasta el año 2019 cuando el monoplaza pudo competir, el diseño de esta transmisión se quedó congelado hasta que se pudieran adquirir datos de su funcionamiento.



Figura 5: Palieres fabricados en 2019. (Imagen de elaboración propia).

Debido a los fallos de esta pieza en el monoplaza de combustión, se decidió analizar de nuevo los componentes de la transmisión del eléctrico para evitar problemas futuros, con los datos que se habían conseguido en la temporada 2019. Tras estos análisis, se detectó que los palieres estaban sobredimensionados, por lo que se detectó la oportunidad de poder realizar un nuevo diseño, mucho más eficiente y seguro.

La primera idea que se barajó fue la de realizar los palieres del mismo material que hasta ahora, acero F127, con la diferencia de que esta vez serían huecos. Esta idea era atractiva ya que podríamos seguir usando un material usado en diseños anteriores con un buen comportamiento y con patrocinadores dispuestos a suministrarlo y fabricarlo. Sin embargo, esta idea se descartó debido a que no había quien pudiera realizar un taladro o torneado interior de tanta profundidad respetando las tolerancias y los acabados que una pieza como esta requiere.

Otra opción, y la que se terminó adoptando para evitar correr riesgos tras los sucesos de la temporada anterior, fue redimensionar los palieres con los datos obtenidos, de forma que, a pesar de seguir siendo de acero y macizos, fueran algo más eficiente.

Por último, a lo largo de los dos años siguientes, va surgiendo la idea del diseño del el TFG que hoy nos acontece.

Desde un principio el material elegido iba a ser fibra de carbono, no sólo por las ventajas que tiene el uso de este material descritas anteriormente, sino que además la fabricación de esta pieza en las instalaciones de la Universidad de Sevilla es factible. Esto daría al equipo de una independencia respecto a factores externos nunca antes vista en el subsistema de transmisión al no depender de proveedores, talleres ni personal ajeno al equipo. De esta forma, la fabricación siempre será más ágil.



Figura 6: Concepto inicial y final del palier. (Imagen de elaboración propia)

El otro requisito de este diseño es que fuera posible cambiar la longitud del palier a demanda, condición que al final ha terminado dictando la disposición de las piezas.

En un principio la idea era usar un cuerpo de composite al que iba unido un insert estriado que sobresaliese por fuera. Mediante circlips, estaría unido a él un anillo que permitiría el cambio de longitud del conjunto y, acoplado a él mediante otro estriado y circlips el tripod (un tipo de junta homocinética). Este primer concepto se puede ver en la Figura 6.

Este concepto tenía las desventajas de ser aparatoso, poco elegante y relativamente pesado y complicado de fabricar, aunque la forma de cambiar las partes era extremadamente sencilla.

El concepto fue evolucionando hasta el día de hoy, siendo más compacto y ligero, además de seguir permitiendo el cambio de longitud de una forma sencilla (mediante un solo tornillo), como queda mostrado en la Figura 7.

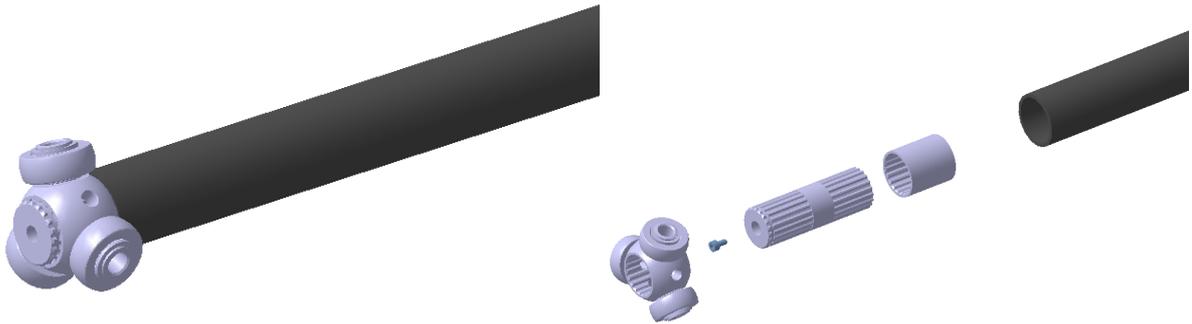


Figura 7: Explosionado del conjunto final

El diseño se puede dividir en tres piezas principales como se detalla en Tabla 2:

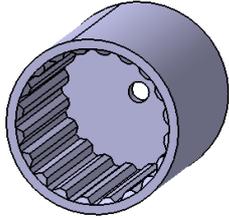
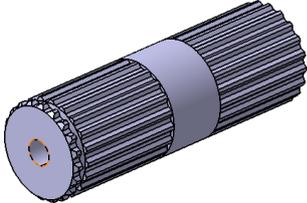
Cuerpo del palier	Realizado en fibra de carbono, es donde se consigue el mayor ahorro de peso y de propiedades.	
Insert metálico	Transmiten los esfuerzos entre el “espárrago” y el cuerpo del palier	
Espárrago	Es el componente que permite que el palier permite el cambio de longitud. Según las necesidades de la temporada, se puede mecanizar de forma que la longitud sea mayor o menor. Tiene un estriado a lo largo de su longitud, hallándose la junta homocinética tipo “tripod” en uno de sus extremos y el insert en el contrario. Se une al insert mediante un simple tornillo, evitando su movimiento transversal.	

Tabla 2: Partes del conjunto del palier

Con el concepto y las partes del palier definidas, podemos comenzar a dimensionar cada parte del conjunto del palier.

3 DISEÑO Y CÁLCULO

EN este capítulo realizaremos los cálculos para el dimensionamiento de cada parte, así como la realización de los modelos en un programa de elementos finitos para su validación componente a componente.

Como se comentó en la introducción, toda esta parte ha sido un gran aprendizaje, tanto en el comportamiento de los materiales compuestos, como en el manejo de módulos de programas de elementos finitos para composites. Es por este motivo, por lo que gran parte del tiempo invertido en este proyecto se ha ido en la creación de 16 modelos entre afinar la geometría e iteraciones, cambio del número de capas, modelos en 2D y 3D, problemas con el mallado (muchos)...

3.1 Par máximo

En este apartado tendremos que hablar principalmente de dinámica vehicular, basándome en el estudio que realizó Mario Fernández en su TFG (Mario Fernández Osma, 2017).

El momento torsor máximo que tiene que resistir el palier va a estar limitado por el agarre que tenga el neumático con el asfalto, que a su vez está relacionado con el peso que recibe este. Por lo tanto, lo que vamos a analizar es en qué supuesto, el agarre en una determinada rueda del tren motriz es el máximo.

Plantaremos los tres supuestos que pueden representar un mayor esfuerzo para el palier: una prueba de aceleración, salida de una curva lenta y salida de una curva rápida.

Para realizar los cálculos se usarán las siguientes expresiones:

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_D \cdot A \cdot v^2 \quad (1)$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_L \cdot A \cdot v^2 \quad (2)$$

$$\Delta N_{tx} = \frac{P \cdot l_1 + h \cdot (m \cdot a + D) + L \cdot l_1}{l} \quad (3)$$

$$\Delta N_{ty} = m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{g}{B} \cdot \frac{l_1}{l} \quad (4)$$

$$N_{te} = \frac{P}{4} + \frac{\Delta N_{tx}}{2} + \frac{\Delta N_{ty}}{2} \quad (5)$$

$$M_{max} = 0.97 \cdot r \cdot N_{te} \cdot \mu \quad (6)$$

La relación de símbolos se encuentra en el Glosario.

Sabiendo los siguientes datos de nuestro monoplaza, mostrados en la Tabla 3:

ρ	A	c_D	c_L	m	B	l	l_1	h	μ	η	ξ	r
$1.29 \frac{kg}{m^3}$	$1 m^2$	1.15	2.55	253 kg	1.1 m	1.535 m	l_1	0.3 m	1.4	$\frac{11}{45}$	90%	0.24 m

Tabla 3: Valores de las características del monoplaza

3.1.1 Aceleración

Como se comentó en la descripción de la prueba, en este caso el monoplaza parte desde parado debe completar 75m en línea recta lo más rápido posible, midiendo por tanto cuál es la aceleración lineal máxima del vehículo, por lo que es lógico pensar que en este caso puede sufrir el torsor máximo. Además, es un caso muy sencillo de plantear, ya que, al ser la velocidad inicial nula, no existen fuerzas aerodinámicas.

Sabiendo que nuestro monoplaza completa la prueba en aproximadamente 4,4 segundos, la longitud recorrida en este tiempo y que tiene velocidad inicial nula; podemos aproximar la situación a un MRUA:

$$x = x_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (7)$$

Despejando y sustituyendo, calculamos que la aceleración media es de $a = 7,64 \text{ m/s}^2$.

Debido a la aceleración, se produce una transferencia de pesos desde el tren delantero al trasero, afectando por tanto a la normal en el punto de contacto. Esta transferencia de peso se puede calcular mediante la ecuación (3), que, simplificada a este caso, se queda en:

$$\Delta N_{tx} = \frac{P \cdot l_1 + h \cdot m \cdot a}{l} \quad (8)$$

Lo que da un resultado de $\Delta N_{tx} = 1619,54 \text{ N}$, y como sabemos que no hay aceleración lateral, sabemos que $\Delta N_{yx} = 0 \text{ N}$. Introduciendo estos resultados en la ecuación (5), nos obtenemos que $N_{te} = \frac{P}{4} + \frac{\Delta N_{tx}}{2} = 1430,25 \text{ N}$.

Finalmente, con ello podemos obtener el resultado del límite de agarre del neumático de $M_{max} = 446,72 \text{ Nm}$.

3.1.2 Curva rápida

Gracias a que los trazados solamente pueden estar compuestos por una serie de elementos, sabemos que uno de los escenarios donde mayor aceleración sufre el monoplaza es a la salida de una curva de 54 m de radio que desemboca en una recta de 61 m.

Además, sabemos que la velocidad a la salida de este tipo de curva suele rondar los 16,66 m/s (60 km/h) y que al final de la recta el monoplaza alcanza unos 25 m/s (90 km/h), lo que nos permite proceder de la misma forma que en el caso anterior para aproximar el movimiento a un MRUA:

$$v = v_0 + a \cdot t \quad (9)$$

La ecuación (7) junto con la ecuación (9) nos permite calcular el tiempo que tarda el vehículo en realizar el recorrido y la aceleración, dando un resultado de $a = 2,85 \text{ m/s}^2$.

Dado a que esta vez, en el momento de máximo agarre el coche se encuentra en movimiento, deberemos tener en cuenta que los elementos aerodinámicos están actuando, por lo que habrá que calcular el arrastre y downforce generados por el vehículo.

Mediante la ecuación (1), sabiendo que en el momento de la salida de la curva el automóvil se encuentra viajando a 16,66 m/s, podemos saber que se está generando 206,04 N de arrastre aerodinámico.

Realizando el mismo procedimiento con la ecuación (2), podemos saber que se está generando 456,88 N de sustentación aerodinámica.

Una vez calculado estos datos, podemos pasar a calcular las transferencias de masa.

De la misma forma que en la aceleración pura, al salir de la curva dando gas, debido a la inercia va a haber una transferencia de pesos hacia el tren trasero. Usando la ecuación (3), podemos calcular el valor de dicha transferencia, dando como resultado que $\Delta N_{tx} = 1651,55 \text{ N}$.

Sin embargo, al estar esta vez el monoplaza trazando un giro tendremos también que tener en cuenta la transferencia de pesos entre las ruedas interiores a la curva y las exteriores. Al tener el radio de la curva, es fácil calcular cuál es la aceleración lateral experimentada usando la ecuación (4), dando como resultado

$$\Delta N_{ty} = 127 \text{ N.}$$

Finalmente, podemos calcular cuál será la normal máxima sufrida por uno de los neumáticos mediante la ecuación (5), resultando en que el neumático trasero exterior a la curva va a sufrir una normal $N_{te} = 1509,85 \text{ N}$.

Con esta normal, el vehículo podrá aplicar un par de $471,59 \text{ Nm}$ antes de que el neumático comience a deslizar.

3.1.3 Horquilla

Otra tipología de curva que es interesante estudiar es una curva cerrada, de 9 m de radio, a la que sigue una recta de 77 m . De igual manera, sabemos que en este tipo de sección del circuito, el vehículo suele salir a una velocidad de unos 35 km/h , alcanzando al final de la recta los 105 km/h , lo que si se aproxima a un MRUA de forma equivalente al resto de los casos que se han estudiado mediante el uso de la ecuación (7) y la (9), da como resultado una aceleración media de unos 5 m/s^2 .

Ya solamente quedaría repetir el proceso hecho para la curva rápida, ya que la dinámica del problema es como la de la curva rápida.

Comenzando por las fuerzas generadas por los elementos aerodinámicos, sabiendo que a la velocidad de la salida de la curva ($9,72 \text{ m/s}$), podemos calcular el arrastre y el downforce mediante la ecuación (1) y ecuación (2) respectivamente, dando como resultado un arrastre $D = 70,08 \text{ N}$ y un downforce $L = 155,39 \text{ N}$.

Con estos resultados, ya podemos pasar a calcular de nuevo las transferencias de peso en ambas direcciones.

En la dirección longitudinal, introduciendo los datos en la ecuación (3), obtenemos que en este caso se transfiere $1580,45 \text{ N}$ de un neumático delantero a uno trasero.

Con ecuación (4), podemos calcular que la transferencia de pesos de un neumático interior a la curva hacia uno exterior es de $259,53 \text{ N}$.

Por tanto, calculando el total del peso transferido hacia el neumático trasero exterior a la curva mediante la ecuación (5) es de $1540,47 \text{ N}$.

Pasando esto al par máximo en la rueda antes de que esta deslice mediante la ecuación (6), nos da como resultado $M_{max} = 481,15 \text{ Nm}$.

3.1.4 Conclusión final

Tras haber planteado los tres casos, se obtienen los resultados agrupados en la Tabla 4:

Aceleración	$M_{max} = 446,72 \text{ Nm}$
Curva rápida	$M_{max} = 471,69 \text{ Nm}$
Horquilla	$M_{max} = 481,15 \text{ Nm}$

Tabla 4: Resultados de los casos propuestos

Por tanto, se llega a la conclusión de que el momento en el que el vehículo es capaz de entregar más par es en la salida de la horquilla seguida de una recta larga.

Finalmente, vamos a comprobar que el motor es capaz de entregar este par en una rueda:

$$M_{max} = \eta \cdot M_{mot} \quad (10)$$

Viendo los datos proporcionados por el fabricante del diferencial autoblocante, sabemos que con el set up de

nuestro vehículo, se puede llegar a mandar hasta el 60% del par a una rueda, por lo que el máximo par que puede suministrar el motor a una rueda determinada será:

$$M_{max_{rueda}} = 0.6 \cdot 940,90 = 564,54 \text{ Nm} \quad (11)$$

Al poder el motor suministrar un par mayor que en cualquiera de los tres casos planteados anteriormente, se elige como par nominal el más desfavorable, en este caso el de la horquilla con un valor de $481,15 \text{ Nm}$, al que se le aplicará un coeficiente de mayoración.

3.2 Insert

Para el diseño de esta pieza, partimos de la hipótesis de que la geometría y material del dentado del estriado no puede cambiar. Esto se debe principalmente a dos razones:

-Razón económica: si se cambiara el dentado, los tripods que actualmente tiene el equipo, como el de la Figura 8, se quedarían anticuados. Estas piezas son muy costosas por lo que iría en contra de uno de los objetivos de este trabajo.



Figura 8: Imagen catálogo RCV Performance Products

-Razón práctica: esta combinación de material y dentado ha demostrado ser fiable. La mayoría de los fallos de palieres (al menos para aquellos palieres que funcionan bajo las condiciones de diseño) suelen producirse en la zona del dentado, ya que en esta zona es donde se encuentra una gran cantidad de concentradores de tensiones (cada flanco de cada diente es uno). Sin embargo, al menos en los últimos años, nunca se ha producido un fallo de este tipo en nuestros monoplazas.

Gracias a estas hipótesis el diseño de este componente se simplifica notoriamente, ya que acabamos de fijar el material y gran parte de la geometría:

-Material: Acero F127. Es un acero al que se le suele aplicar un tratamiento térmico de temple más revenido, con un gran límite de fluencia y resistencia a torsión, lo que le hace ideal para este tipo de aplicaciones. Suele ser usado en cigüeñales y bielas.

-Geometría interior: Esta geometría está condicionada por la del espárrago, la que a su vez depende del tripod. Esta pieza, al ser comercial, no podemos definir su geometría a nuestro gusto, por lo que el dentado queda definido tanto para el insert, como el espárrago, siendo este el del tripod (adjunta en la Figura 9).

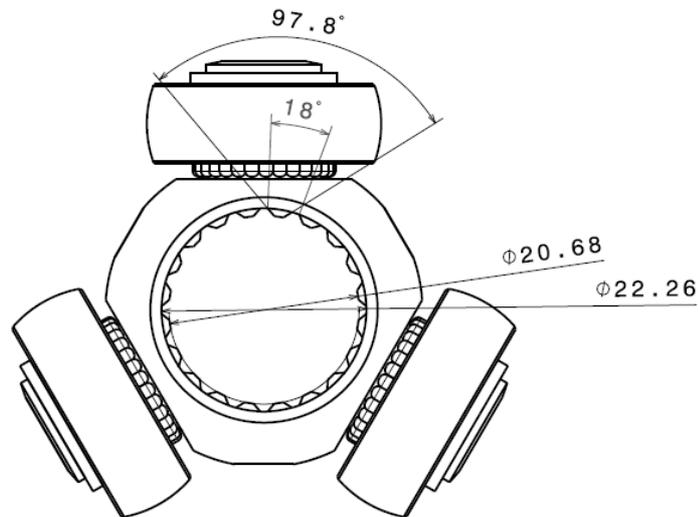


Figura 9: Dimensiones limitantes en el diseño del dentado. (Imagen de elaboración propia)

Tras un estudio en elementos finitos, se concluye que, con un grosor exterior de pared de 1,368 mm, el insert cumplirá su función.

Por último, el fondo del insert estará opaco, al que se le realiza un proceso de taladrado y posterior roscado. De esta forma, el conjunto insert-espárrago quedará fijado a lo largo del eje mediante una unión atornillada con una métrica M3.

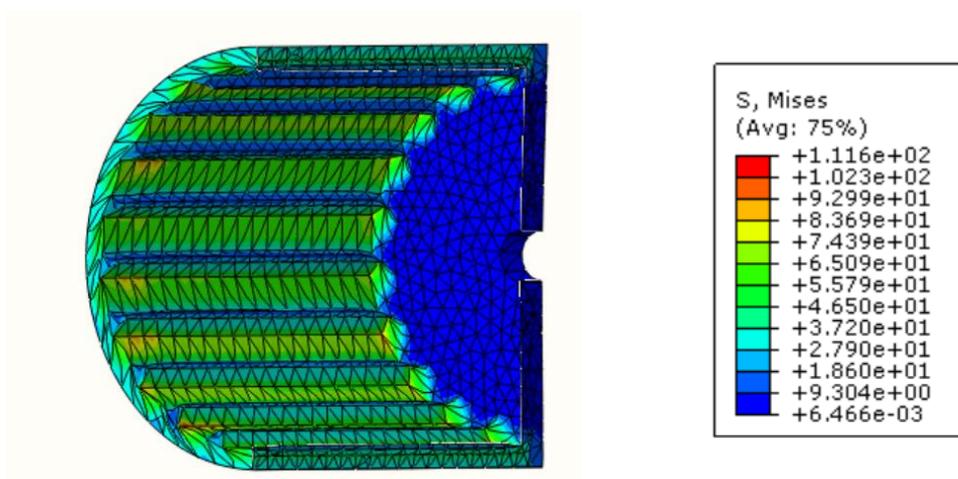


Figura 10: Resultado de análisis en elementos finitos

Como se puede observar en la Figura 10, las tensiones calculadas mediante el uso de elementos finitos, da como resultado una tensión máxima de 111,60 MPa. Esta tensión es menor que el límite elástico del acero F127, siendo este 900 MPa. Esto da un factor de seguridad alrededor de 8.

Si bien es cierto que este diseño seguramente se podría refinar y ahorrar algún gramo, esto complicaría notablemente la fabricación. Por lo tanto, se toma el diseño como válido.

En la Figura 11 se pueden ver cuáles serían las dimensiones finales de este componente del palier.

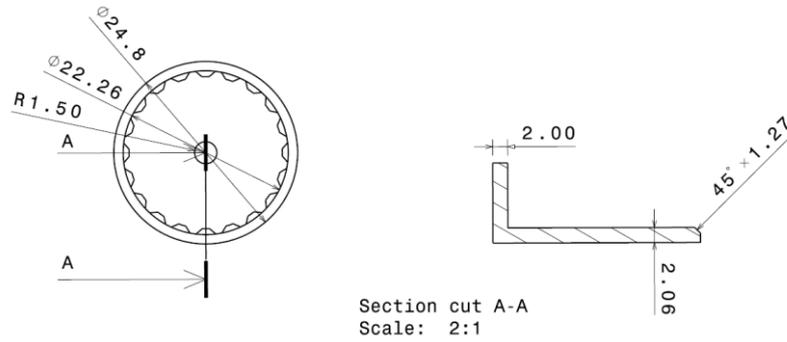


Figura 11: Dimensiones del Insert. (Imagen de elaboración propia)

3.3 Adhesivo

El adhesivo a usar será *epoxi Sea-Line*, cuyo límite de rotura es de 80MPa, por tanto, si aplicamos Von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (12)$$

Igualando $\sigma_{VM} = \sigma_U$ y despejando, obtenemos el valor máximo de tensión tangencial que resiste nuestra resina epoxi:

$$\tau_{max} = \sqrt{\frac{\sigma_U^2}{3}} = \sqrt{\frac{80^2}{3}} = 46,19 \text{ MPa} \quad (13)$$

Con este dato, y sabiendo que el diámetro donde se va a aplicar el adhesivo es el diámetro exterior del insert ($d_{int} = 25\text{mm}$), para determinar si con la superficie del insert es suficiente para mantener la unión entre las partes habrá que aplicar la siguiente expresión:

$$M_{max} = \tau_{max} \cdot \pi \cdot d_{int} \cdot l \cdot \frac{d_{int}}{2} \quad (14)$$

Despejando de la expresión y sustituyendo, quedaría lo siguiente:

$$l = \frac{2 \cdot M_{max}}{\tau_{max} \cdot \pi \cdot d_{int}^2} = \frac{2 \cdot 721,725 \text{ Nm}}{46,19 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot \pi \cdot (0,025\text{mm})^2} = 15,54 \text{ mm} \quad (15)$$

A pesar de ser mayor la longitud del insert que la necesaria por el adhesivo para que la unión resista, se decide que la unión se haga a lo largo de todo el insert, obteniendo así una unión con un factor de seguridad mayor.

De esta forma se puede evitar problemas futuros, ya que las uniones de componentes metálicos con composite pueden ser problemáticas, normalmente debido a errores en la fabricación, sobre todo a la hora de preparar las superficies de la unión.

3.4 Espárrago

Al igual que ocurre en el caso del insert, el dentado de esta pieza viene determinado por la geometría del tripod, por lo que lo único que queda por determinar es el grosor de pared y la longitud de la pieza.

Para diseñar la longitud, se ha hecho el sumatorio de la longitud requerida por el tripod, la del insert y un margen extra, de forma que en caso de que el ancho de vías del coche cambiara, esta sería la única pieza en la que sería necesario mecanizar, fabricando otra de mayor o menor longitud según la necesidad.

Para evitar que el tripod salga del dentado se ha decidido mantener el sistema usado hasta ahora, haciendo uso de circlips anclados en una ranura localizada en uno de los extremos del palier para tal efecto.

Para evitar que el espárrago se separe del insert, se fijarán ambas piezas mediante una unión atornillada. Para ello, el espárrago estará hueco, pudiendo entrar un tornillo de métrica M3 en su interior con su respectiva llave Allen, pudiendo cambiar el espárrago de una forma sencilla.

El material a usar será el mismo que el del insert (Acero F127), por los mismos motivos por el que fue elegida para esa pieza: gran resistencia a torsión, sobre todo tras el tratamiento térmico y, sobre todo, por la experiencia que el equipo tiene con este material, que es el que se ha usado para fabricar palieres desde la fundación del equipo.

Por último, hay que destacar que debido a la geometría de la pieza y la cantidad de concentradores de tensión que tiene por naturaleza, realizar un predimensionamiento mediante expresiones analíticas es extremadamente complicado. Es por ello por lo que se ha prescindido de este primer paso, realizando los cálculos únicamente en el software de elementos finitos.

3.4.1 Primera iteración

Para esta primera versión (Figura 12), el diseño fue muy sencillo: copiando la geometría del estriado de los palieres usados hasta ahora y manteniendo la ranura del circlip. Para evitar que el tripod pudiera deslizarse y rozar con el flanco del tubo de carbono o el insert, se introdujo una pequeña pared que separara el estriado del tripod del correspondiente al insert.

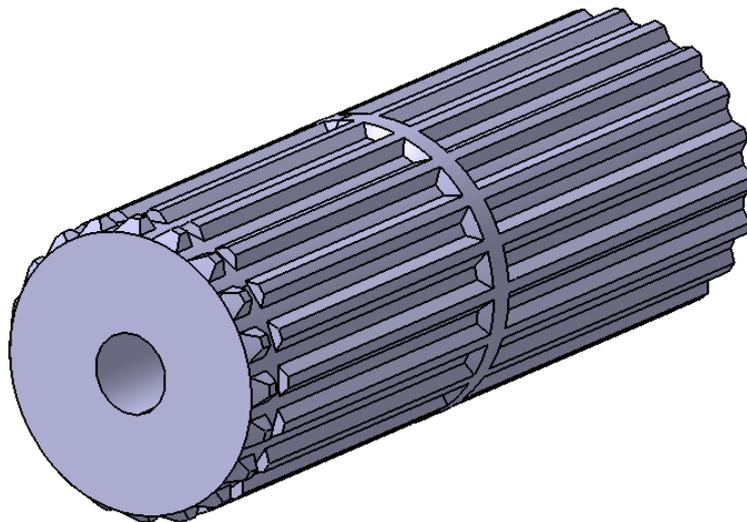


Figura 12: Versión 1 del espárrago

Para comprobar que el diseño era válido, se calcularon las tensiones en el programa de elementos finitos, obteniendo las tensiones recogidas en la Figura 13:

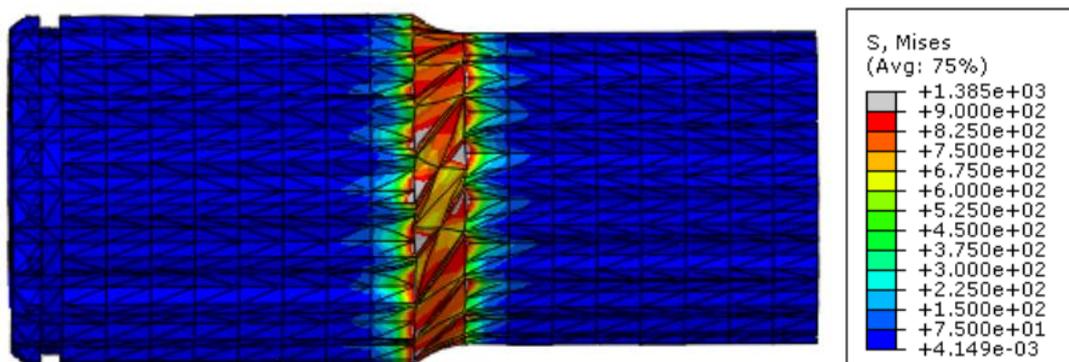


Figura 13: Tensiones en Espárrago_V1

Como se puede comprobar, a pesar de tener las mismas dimensiones que en palieres de años anteriores, se supera el límite elástico del material en las zonas de la pared. Esto se debe a la presencia de concentradores de tensión en las esquinas que forman el fondo del estriado con la pared. Estos concentradores solapan sus efectos al no estar separados lo suficiente unos de otros.

Para evitar o paliar el efecto de los concentradores de tensión, se realizaron una serie de modificaciones iterando sobre el modelo como se detalla en siguientes epígrafes.

3.4.2 Segunda iteración

En primer lugar, para evitar el concentrador de tensiones en la esquina, se planteó un diseño en el que no hubiera esquina. En su lugar, para mantener al tripod en su lugar, se haría uso de un circlip como en el extremo opuesto, sirviendo es espacio que queda tras eliminar la pared como ranura, añadiendo a este un radio de acuerdo para evitar en la medida de lo posible el concentrador resultante, obteniendo el modelo de la Figura 14:

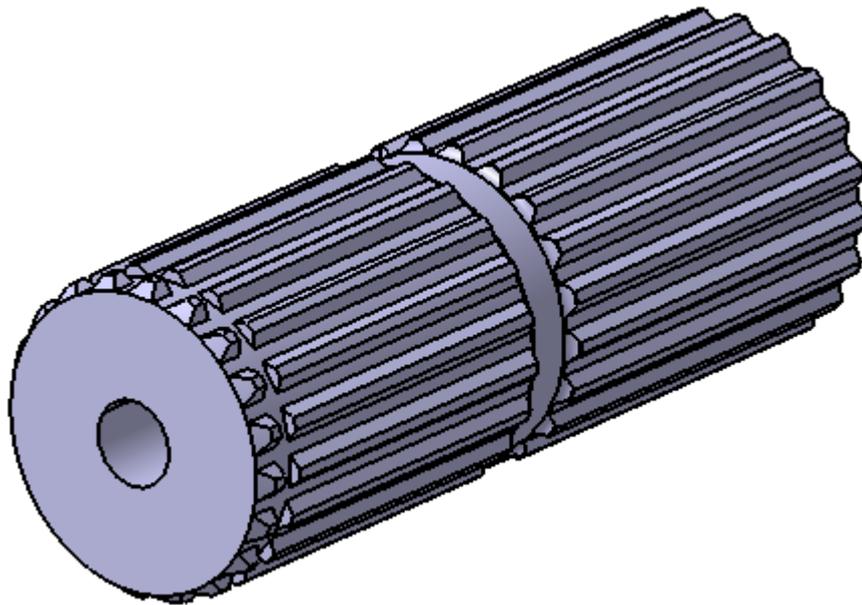


Figura 14: Modelo de Espárrago_V2

Una vez modelado, se procedió con el cálculo de las tensiones, de la misma manera que con la primera versión, obteniendo los resultados de la Figura 15:

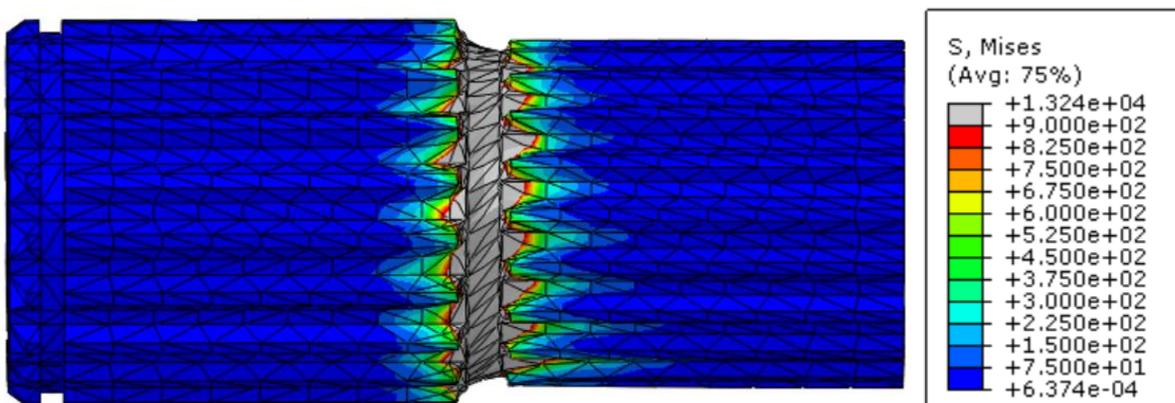


Figura 15: Tensiones en Espárrago_V2

Es fácil de observar que esta iteración es fallida. Al quitar la pared, el espesor de la pared, se provoca un aumento

de tensiones al que se suman los efectos del concentrador proveniente de los dientes del estriado. Esto desemboca en que la parte central del espárrago supere el límite elástico en todo su conjunto.

3.4.3 Tercera iteración

Para evitar que los efectos de los concentradores se solapen, en esta iteración, se aumentó el grosor de la pared que separa un estriado de otro hasta los 8.5mm. Este aumento en la distancia es apreciable en la Figura 16.

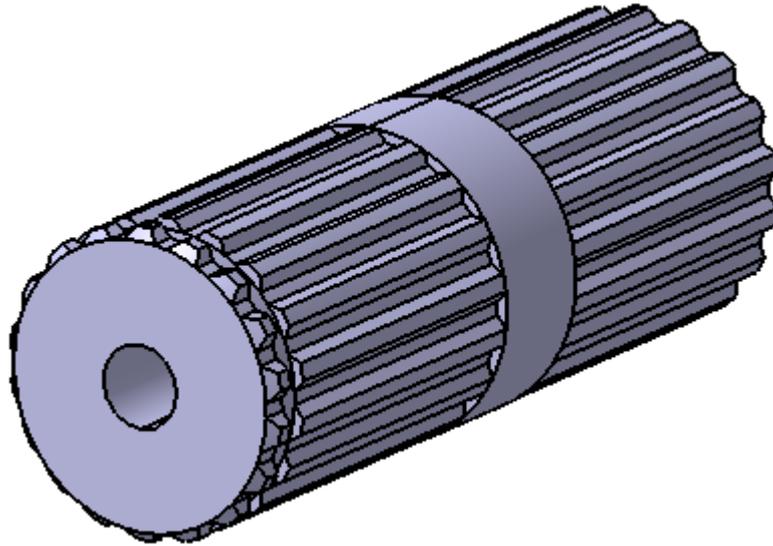


Figura 16: Modelo de Espárrago_V3

Introduciendo esta geometría en el programa de cálculo, se obtienen las tensiones mostradas en la Figura 17:

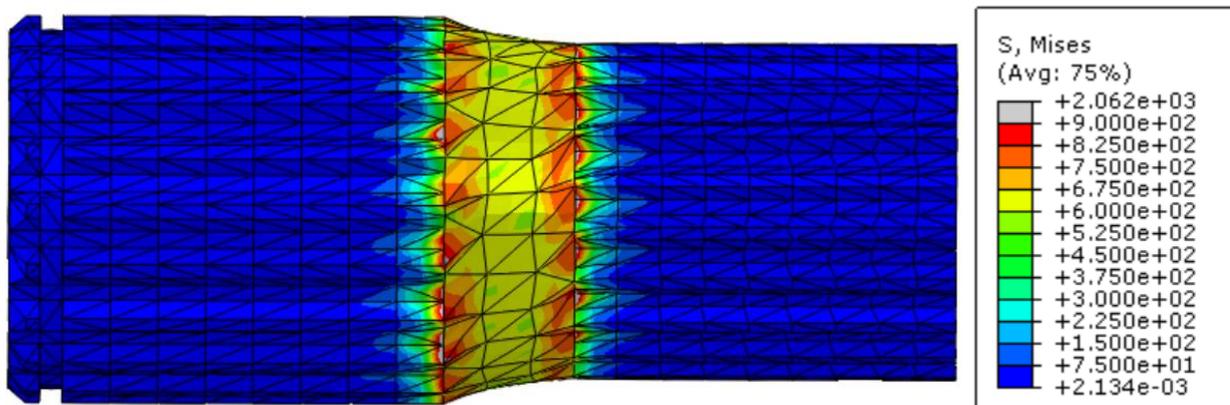


Figura 17: Tensiones en Espárrago_V3

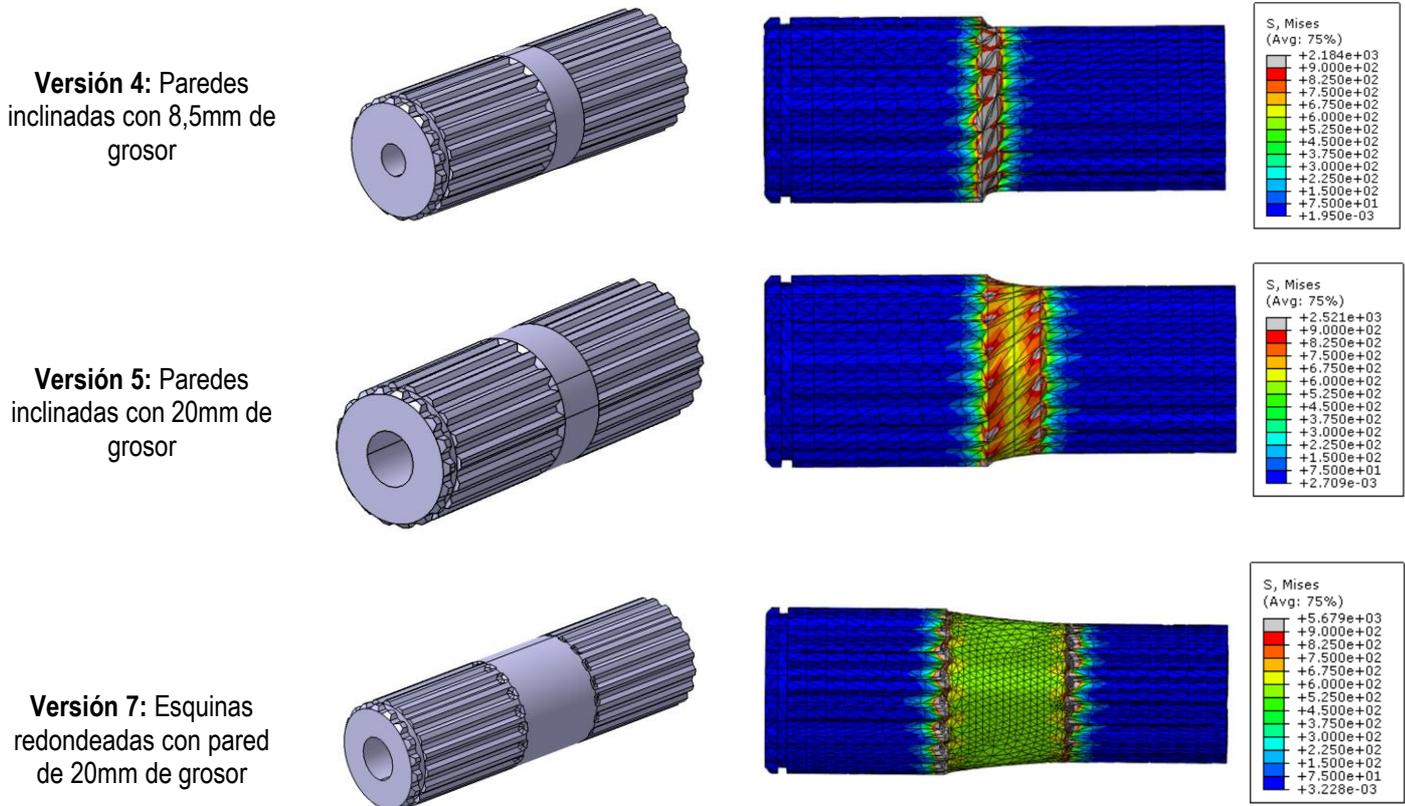
Es fácil de apreciar que el efecto de los concentradores de tensión ha disminuido notablemente, quedando relegados a pequeños puntos de tensión, en los que, cuanto más se afinara el mallado, mayores tensiones daban como resultado. Esto es una limitación que tienen los programas de elementos finitos a la hora de enfrentarse a concentradores de tensión.

Por lo tanto, este diseño podría ser válido. Sin embargo, se decidió explorar otras geometrías para buscar la que diera las menores tensiones posibles.

3.4.4 Otras iteraciones

Para intentar mitigar ese concentrador, se introdujeron cambios, como inclinar la pared que hace de separador

para aumentar la línea de contacto entre ambos planos (Versión 4), aumentar el grosor de la pared intermedia (Versión 5) o redondear las esquinas entre las paredes (Versión 7), obteniendo estos resultados:



El concepto en las versiones 4 y 5 era que, al inclinar la pared se aumentaba la longitud de la arista, lo que en teoría provocaría un descenso en las tensiones. Sin embargo, se demuestra (al menos de forma teórica) mediante elementos finitos que esto no es cierto, al menos para esta geometría.

En la versión 7, se hizo la prueba de ver si, al crear radios de acuerdo en las aristas vivas existentes entre las paredes inclinadas y el estriado, las tensiones disminuirían. Esto resultó no ser así, por lo que el diseño se considera no válido.

En total, hubo un total de once iteraciones variando ángulos de inclinación de las paredes, radios de acuerdo, longitud del espárrago y diámetro interior. Todo este proceso, desembocó en el resultado descrito en el siguiente epígrafe.

3.4.5 Versión final

Para obtener la geometría final de la pieza, se toma como base la versión 3, al ser esta la que mejores resultados nos había brindado hasta ahora, realizando las siguientes modificaciones:

- Aumentar la longitud de la pared 5 mm hasta los 14, 5mm. De esta forma, en caso de que el ancho de vías sea menor que el de diseño (recordemos que este es el problema principal que quiere solucionar este diseño), se podrá recortar un máximo de 1 centímetro de cada palier, con lo que lograríamos una gran tolerancia a los defectos de fabricación del chasis.
- Aumentar el taladro central hasta los 8 mm, para mantener el peso (y por ende la inercia) los más bajo posible.

Tras realizar estas modificaciones y calcular las tensiones de forma equivalente a los casos anteriores, se obtienen

las siguientes tensiones mostradas en la Figura 18:

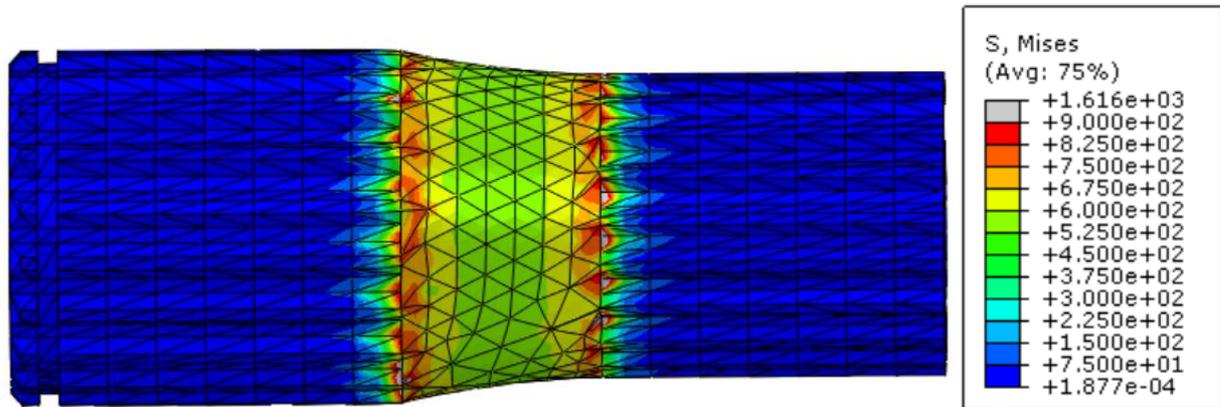


Figura 18: Tensiones en espárrago V12

Como se puede observar, las tensiones siguen superando supuestamente el límite elástico de forma puntual.

Por tanto para poder afirmar que este diseño es válido con cierto grado de seguridad, se simuló uno de los palieres usados hasta el año pasado con una malla con la misma semilla, obteniendo que la tensión máxima en las esquinas es 1973MPa (Figura 19). A pesar de supuestamente superar el límite elástico, estos palieres solamente se ha registrado un fallo en los palieres en los años que lleva compitiendo el eléctrico debido a la fatiga.

Por tanto, al tener el diseño del espárrago unas tensiones más bajas que este modelo, podemos afirmar que el diseño final de esta pieza es válido.

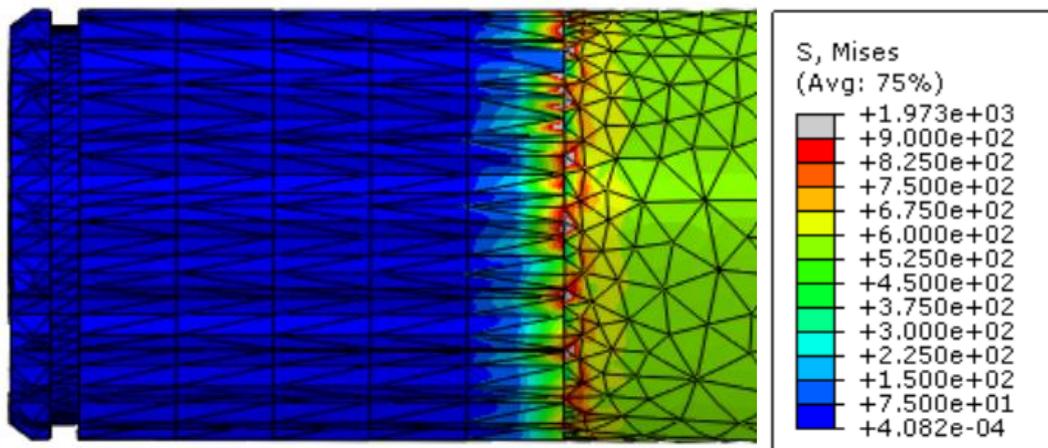


Figura 19: Tensiones en palier izquierdo del ART-20E

Por tanto, las dimensiones finales de este componente son las mostradas en la Figura 20:

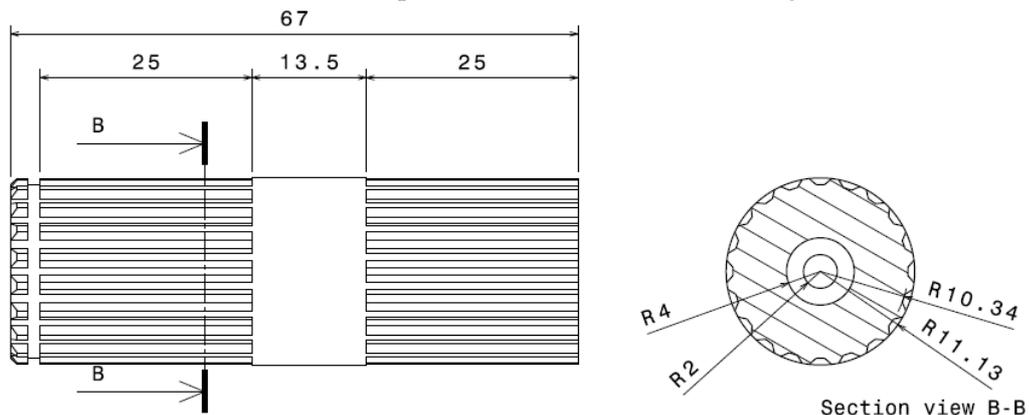


Figura 20: Dimensiones finales espárrago V12. (Imagen de elaboración propia).

3.5 Cuerpo del palier

Con la intención de minimizar al máximo el peso, este componente del palier estará fabricado en un material compuesto. Más concretamente, de la familia de los CFRP (*Carbon Fiber Reinforced Polimer*). De esta familia de materiales, se decidió entre el composite T300 y el M21/IM7, ambos disponibles en formato prepeg unidireccionales.

Prepeg ya que, de esta forma, no sería necesario adquirir maquinaria adicional para laminar los tubos.

Unidireccionales porque ofrecen unas propiedades mecánicas mucho más interesantes para esta aplicación, ya que no se trata de un componente en el cuál puedan aparecer cargas en direcciones extrañas como sucedería en una estructura, por ejemplo, si no que trabajará solamente a torsión, por lo que las direcciones de las tensiones son sencillas de anticipar. Los dos materiales seleccionados tienen las siguientes características:

El M21/IM7 tiene un gran uso en la industria de la defensa, industria aérea y espacial. Tiene gran resistencia tanto a tracción como a compresión. Además, gracias a artículos facilitados por mi tutor (Reinoso et al., 2012) tengo información sobre su comportamiento en estructuras de primera mano.

El T300 es un composite de uso general. Sus propiedades mecánicas inferiores (su resistencia tanto a tensión como a compresión son casi una tercera parte de las del M21).

Podemos ver como se enfrentan ambos materiales en la Tabla 5:

	M21/IM7	T300
Resistencia tracción a 0°	2350 MPa	1820 MPa
Resistencia compresión a 0°	1790 MPa	1470 MPa
Resistencia tracción a 90°	60 MPa	76 MPa
Resistencia tracción a 45°	109 MPa	94,1 MPa
Densidad	1,58 g/cm ³	1,76 g/cm ³
E₁₁ a tensión	160 GPa	135 GPa

Tabla 5: Comparativa de materiales propuestos

Como se puede ver, el M21 es muy superior en prácticamente todas las características de interés. Es por estos motivos por los cuales, junto a la experiencia aportada por parte de mi tutor y que, hasta el momento de iniciar este TFG, yo (el autor), no tenía conocimientos previos de materiales compuestos; por lo que el M21/IM7.

Además, gracias a que hay algunas dimensiones que vienen determinadas por el resto de componentes del palier, se pueden fijar las siguientes medidas previo al dimensionamiento:

El cuerpo del palier será un cilindro hueco, ya que de esta forma se usa el material de una forma más eficiente, y soporte torsiones mayores con un peso más reducido.

El diámetro interno del tubo será igual al diámetro exterior al del insert, es decir, 25mm.

La longitud viene determinada por la diferencia entre la longitud que ha de tener el palier (cogiendo como referencia el palier del año pasado, esta longitud será de 423mm para el derecho y 437mm para el izquierdo) menos dos veces la longitud del espárrago que sobresale del cuerpo (por cada uno 42mm), lo que nos deja una longitud del tubo de 341mm en el lado derecho y 355mm en el izquierdo.

Con el material y las restricciones geométricas ya fijadas, podemos comenzar a diseñar.

3.5.1 Primer dimensionamiento

Una de las mayores desventajas que los materiales compuestos tienen frente a materiales más tradicionales, es que no son isótropos, por lo que elegir la orientación correcta (y asegurar que esta se respeta durante la fabricación) es vital para el correcto diseño y funcionamiento de un componente realizado con este tipo de materiales.

En nuestro caso, estamos trabajando con un palier. Es decir, es un tubo, que puede o no ser hueco, que se encarga de transmitir un par de la salida del diferencial al eje de la rueda.

En resumen: se trata de una carga a torsión pura (al ser una pieza tan ligera, no considero necesario tener en cuenta el momento flector resultante del peso). Gracias a la elasticidad, sabemos que cualquier sección trabajando a torsión pura, está sufriendo tensión tangencial máxima; y que además esta se produce a 45° respecto al eje del prisma con el que se esté trabajando.

Como los materiales compuestos trabajan siempre mejor con las fibras orientadas en la dirección de la tensión, se decide que nuestro tubo este compuesto por capas colocadas a $\pm 45^\circ$.

Para calcular cuál es el espesor de pared requerido, usaremos la siguiente expresión que relaciona la resistencia a tensión tangencial máxima a una distancia determinada y el par solicitado:

$$\tau_{max} = \frac{M_{tor} \cdot d_{ext}}{J} \quad (16)$$

Sabiendo que nuestro cilindro es hueco, obtenemos la siguiente expresión para el Módulo de torsión:

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot (d_{ext}^4 - d_{int}^4) \quad (17)$$

Sustituyendo la ecuación (17) en la expresión (16), obtenemos la siguiente expresión:

$$\tau_{max} \cdot \pi \cdot d_{ext}^4 - 16 \cdot M_{tor} \cdot d_e - \tau_{max} \cdot \pi \cdot d_{int}^4 = 0 \quad (18)$$

Siguiendo la experiencia de otros equipos, así como el TFG (Mario Fernández Osma, 2017), introduciendo en esta expresión la resistencia tensión tangencial del material (109 MPa), y sabiendo que el diámetro interior son 25 mm, que el tubo está sometido a 481,15 Nm y aplicando un factor de mayoración de cargas de 1,2 y de minoración de resistencia de 1,25; podemos calcular el diámetro exterior teórico para resistir esta torsión, dando como resultado $d_{ext} = 35,50$ mm. Es decir, sería un espesor de pared de 5,25 mm, lo que sería equivalente a unas 28 láminas.

Como se puede ver, es un valor absurdamente grande, pero continuemos por ahora.

Además de estas 28 capas, se decide por seguridad añadir 4 capas más, dos a 0° y otras dos a 90° , de forma que pudiera resistir cargas diferentes a las nominales en caso de que el sistema falle, obteniendo la disposición mostrada en la Figura 21:

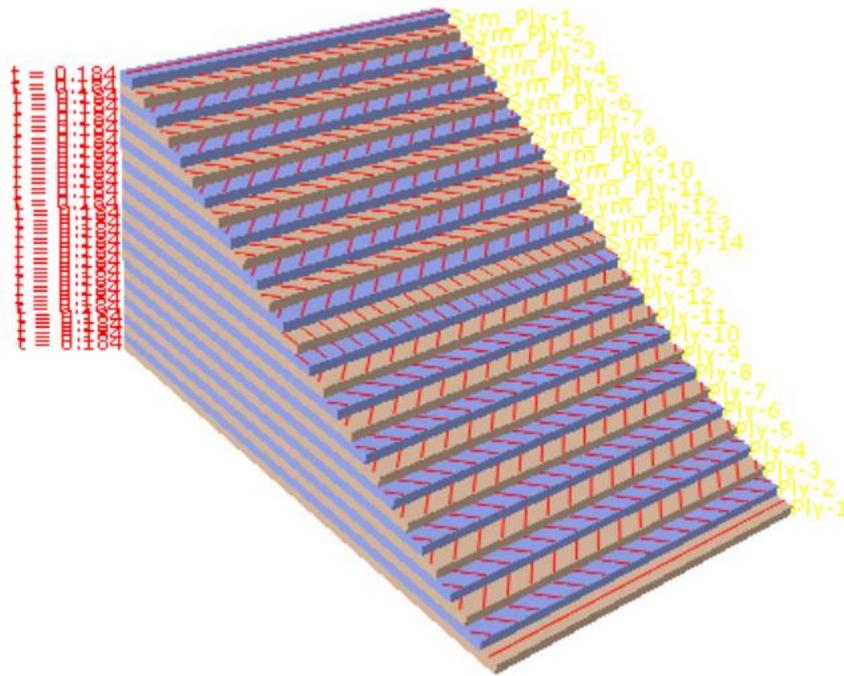


Figura 21: Disposición de las láminas en el primer diseño

Una vez hecho este dimensionamiento, podemos pasar a calcular las tensiones y el daño en nuestro software de elementos finitos.

3.5.1.1 Simulación a carga estática

La generación en elementos finitos del modelo requirió un proceso de aprendizaje del módulo de composites, así como el aprendizaje de cómo se producen los fallos en materiales compuestos y qué criterios existen para predecir cuándo y cómo falla el material y cómo estos pueden ser implementados en el software; cómo se comportan este tipo de materiales respecto a cargas cíclicas (es decir, fatiga) y qué modelos existen para predecir el daño a fatiga y su integración en elementos finitos.

En el caso del cálculo a carga estática, es el más sencillo de plantear. Se ha introducido el modelo de dos formas diferentes para así poder comparar resultados.

En primer lugar, se ha realizado un modelo tipo shell (Figura 22), mucho más sencillo de analizar y con una carga computacional mucho menor. Por contrapartida, la simulación no será tan precisa en puntos con cambios bruscos, como puede ser el salto de la zona donde se encuentran los inserts a la parte central.

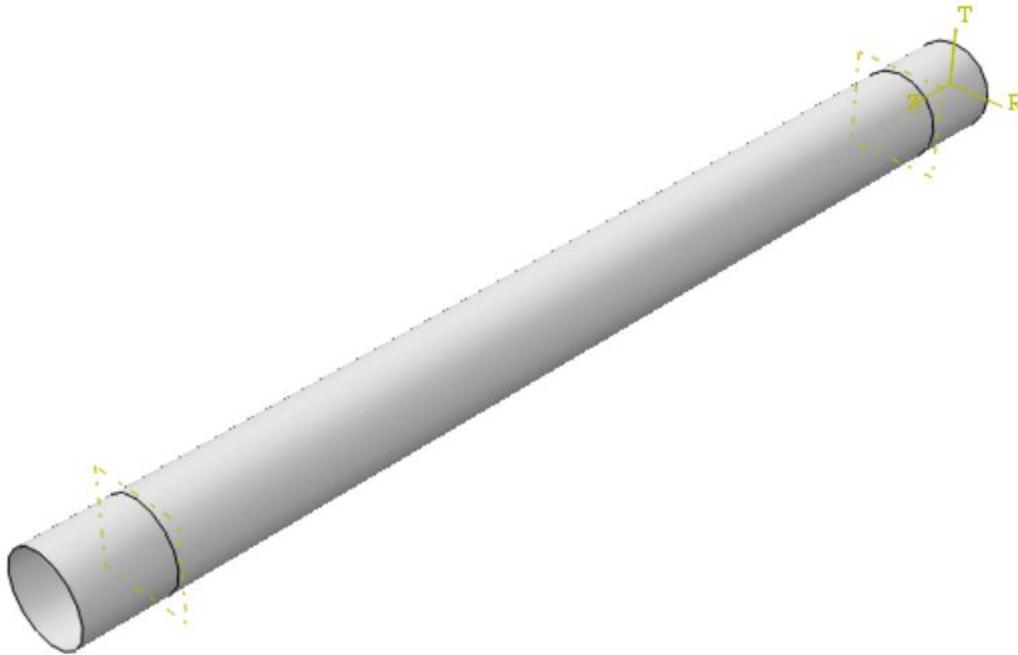


Figura 22: Modelo 5 tipo Shell

El segundo modelo, por el contrario, se eligió usar un modelo tipo sólido. Esto significa que usará elementos tridimensionales a la hora de hacer los cálculos, siendo de esta forma mucho más preciso que el tipo Shell. Sin embargo, no solamente tiene una carga computacional mucho mayor debido a un número de elementos muchísimo mayor, si no que el modelado en sí es más complejo ya que, al menos en mi caso, el módulo de *Composite Layup* no funciona bien con elementos tridimensionales, ya que se le asigna sólo a una de las caras del elemento. Esta problemática es reconocible en la Figura 23.

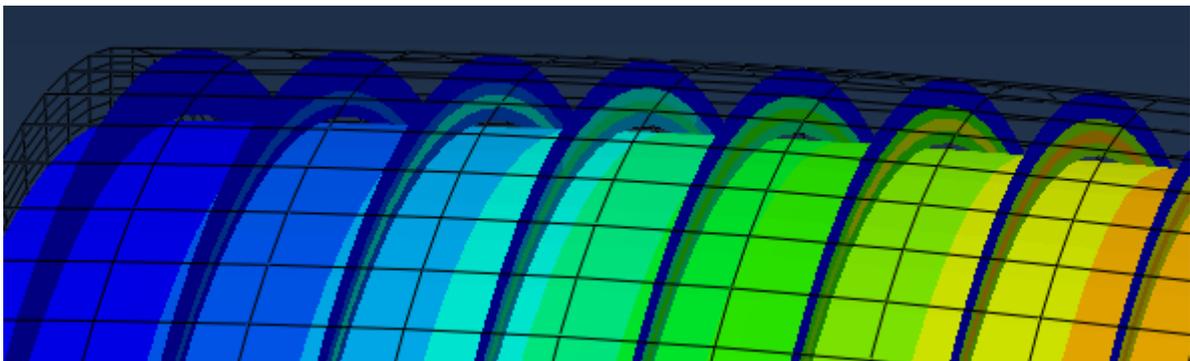


Figura 23: Detalle de los elementos sólidos con composite layup

Es por ello, por lo que finalmente se dividió el sólido en cada una de sus capas, asignándole a cada una de ellas la dirección deseada del composite (Figura 24). Trae sus inconvenientes, como que, al ser cada capa de 0.184 mm, los elementos son muy finos en la dirección radial, por lo que el número de ellos se dispara. Por suerte esto se puede solucionar aumentando el tamaño de los elementos en la dirección axial en las zonas menos críticas, llegando a un buen compromiso entre resolución y carga computacional:

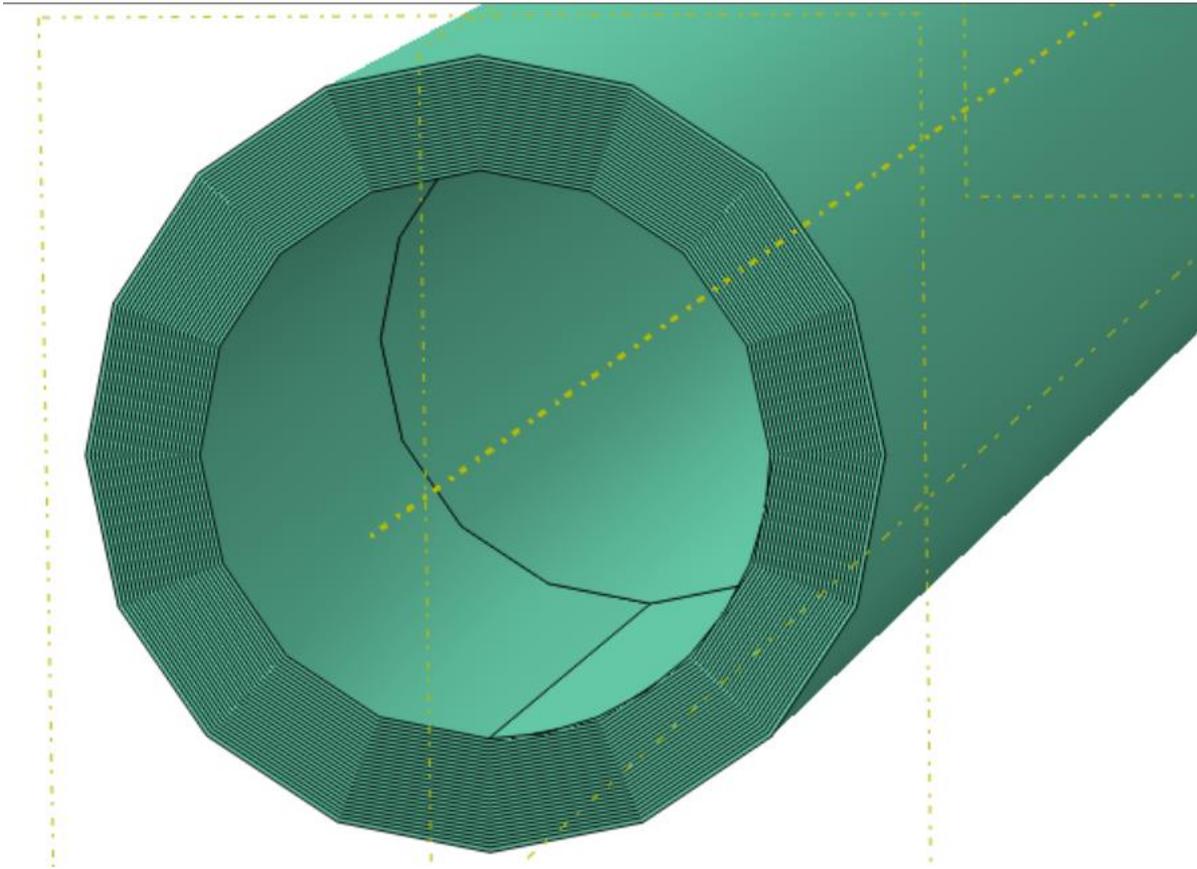


Figura 24: modelado con elementos sólidos sin composite layup

A la hora de crear la geometría en sí, se ha realizado una partición a cada extremo de 28mm de longitud, siendo esta la zona donde los insert están adheridos. Un extremo se le ha impuesto la condición de contorno anulando todos los grados de libertad y en el contrario se ha aplicado el torsor, en ambos casos mediante un MPC (Condición de contorno de múltiples puntos).

Para que la orientación de la fibra sea consistente, se le ha impuesto al sistema en ambos modelos un sistema de referencia con coordenadas cilíndricas.

Para el modelo Shell, orientar las fibras es tan sencillo como seleccionar en el módulo de composite layup la orientación deseada. Para el modelo sólido, es necesario usar la herramienta de *Assign material orientation* y seleccionando las capas deseadas y el sistema de referencia, se puede orientar al material de la forma deseada sin mayores problemas.

De esta forma, las tensiones obtenidas en el modelo tipo shell se muestran en la Figura 25.

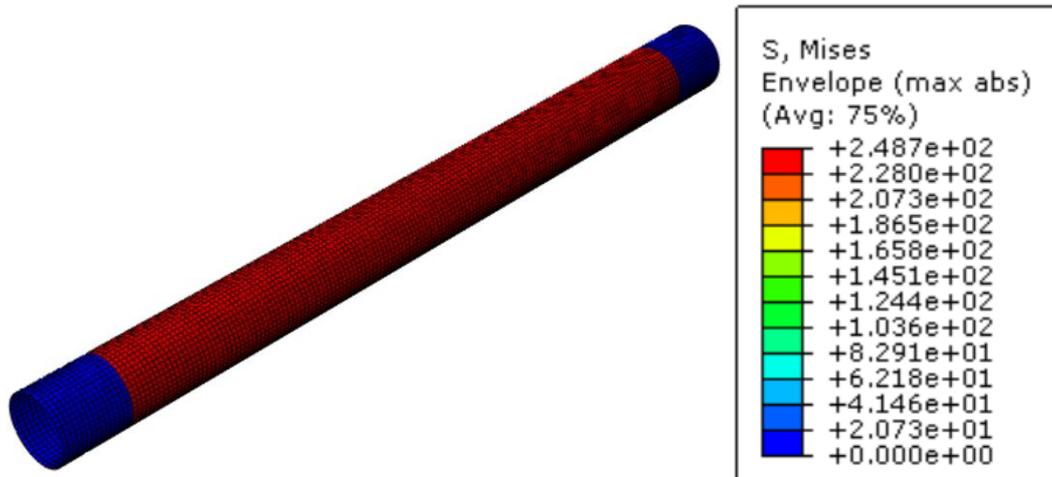


Figura 25: Tensiones máximas en modelo shell

Las tensiones en el modelo con elementos tipo solid se pueden observar en la Figura 26.

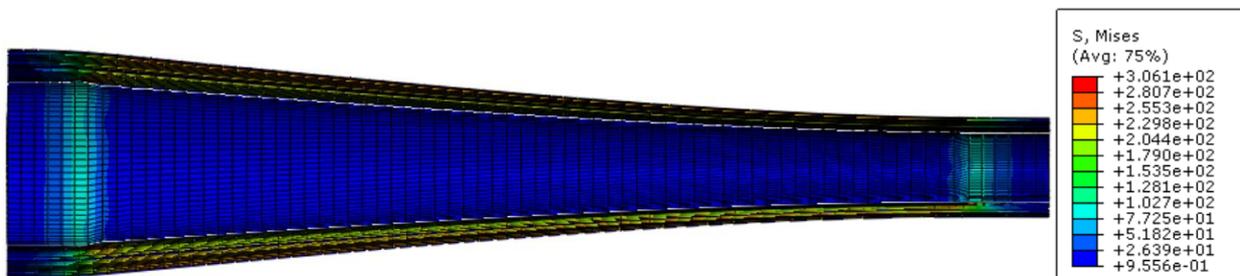


Figura 26: Tensiones en el modelo solid

Entre un modelo y otro, para una misma capa se han detectado diferencias de tan sólo 2 MPa en la parte central del palier, por lo que se considera que ambos modelos son equivalentes.

A diferencia de los materiales tradicionales, con los composites no se puede usar el límite elástico o el de rotura como criterio de diseño, si no que, para validar un modelo, hay que hacer uso de criterios de daño.

Dentro de los tres criterios de daño principales que se usan en la actualidad, se usará el criterio de Hashin. En primer lugar, porque es un criterio que ya de por sí está implementado en el software que se está usando, lo cual simplifica notablemente su uso. Y, en segundo lugar, porque es un criterio que nos da más información sobre cómo está fallando el material, ya sea la matriz o la fibra a compresión o a tracción. (París Carballo & Universidad de Sevilla. Departamento de Mecánica de Medios Continuos, 2008)

Con esta información, tomar decisiones de diseño es mucho más sencillo que si usáramos, por ejemplo, el criterio de Tsai Hill.

El único inconveniente que presenta este modelo es que, tal y como está implementado en nuestro software, sólo se puede usar en elementos tipo Shell, pero como hemos demostrado que en general, ambos modelos nos conducen a los mismos resultados, no es problema.

Las expresiones que rigen el criterio de Hashin son las que se muestran en la Tabla 6:

Fallo de la fibra en tracción	Fallo de la fibra en compresión	Fallo de la matriz en tracción	Fallo de la matriz en compresión
$\left(\frac{\sigma_{11}}{X_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S}\right)^2 = 1$	$\frac{ \sigma_{11} }{X_c} = 1$	$\left(\frac{\sigma_{22}}{Y_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S}\right)^2 = 1$	$\left(\frac{\sigma_{22}}{2S_t}\right)^2 + \left[\left(\frac{Y_c}{2S_t}\right)^2 - 1\right] \frac{\sigma_{22}}{Y_c} + \left(\frac{\sigma_{12}}{S}\right)^2 = 1$

Tabla 6: Expresiones de fallo según el criterio de Hashin

La correspondencia de la simbología se puede consultar en el Glosario

De esta forma, obtenemos las tensiones mostradas desde la Figura 27 a la Figura 30.

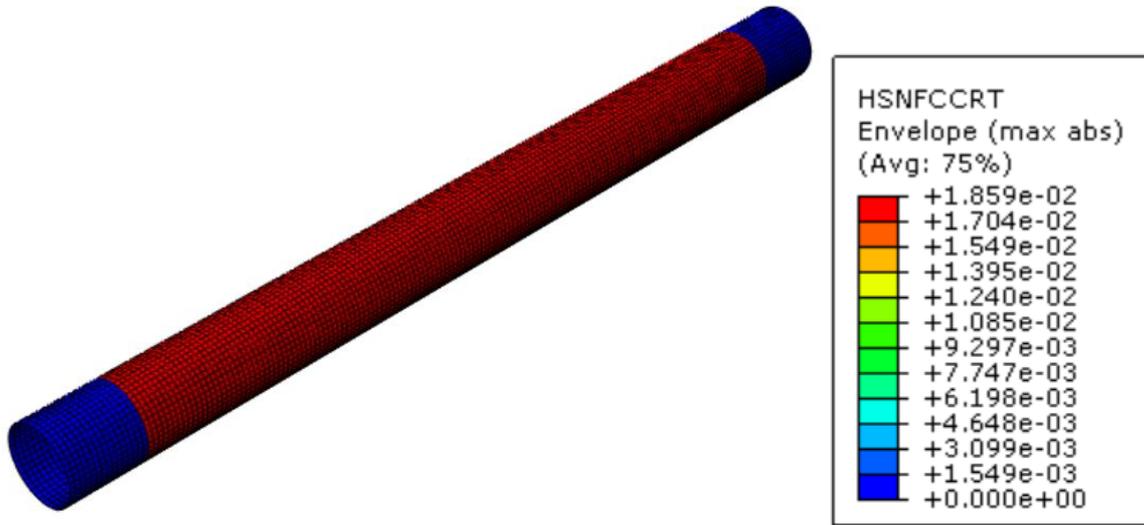


Figura 27: Criterio de Hashin de la fibra a compresión

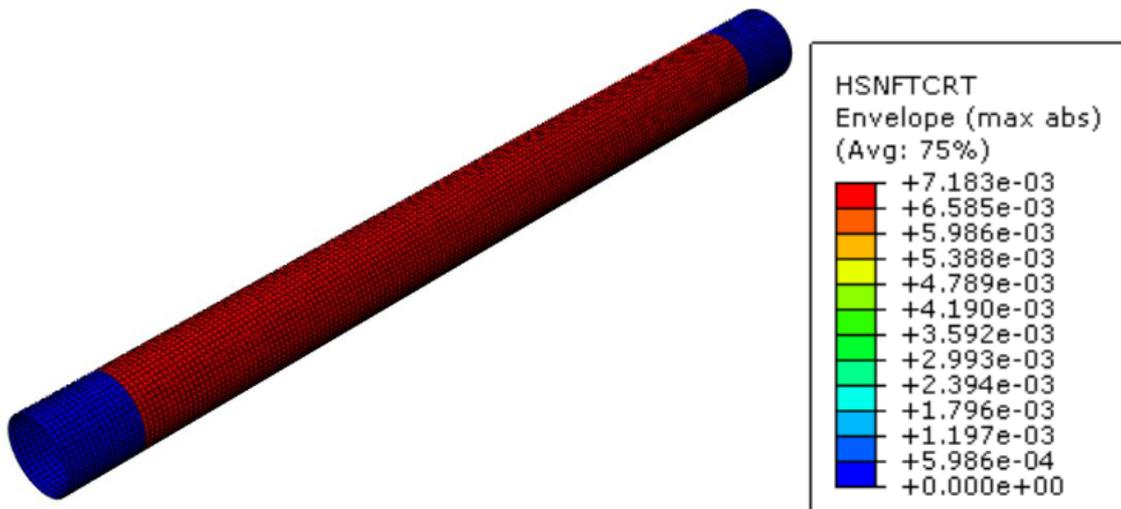


Figura 28: Criterio de Hashin de la fibra a tracción

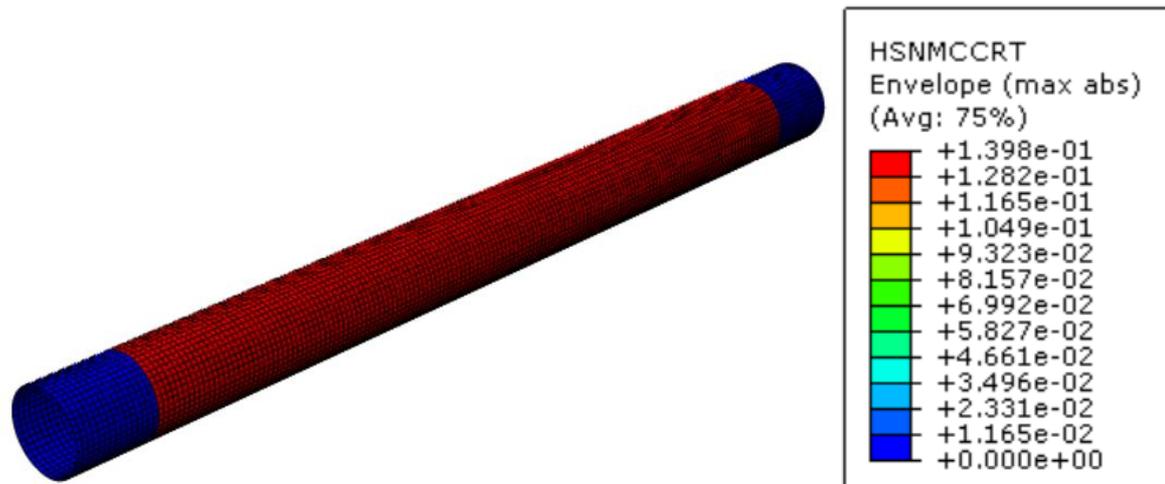


Figura 29: Criterio de Hashin de la matriz a compresión

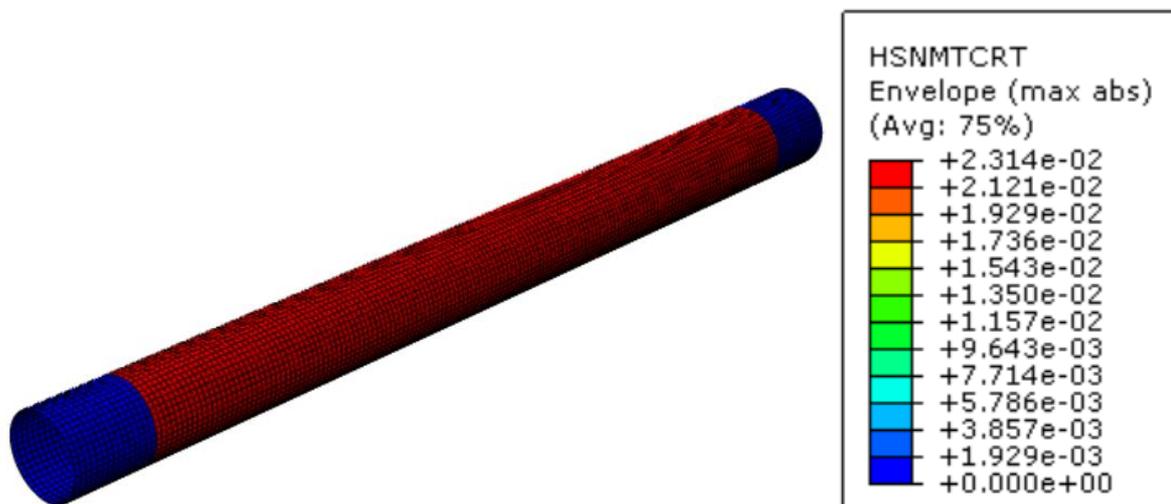


Figura 30: Criterio de Hashin de la matriz a tracción

Como se puede observar en las figuras comprendidas entre la Figura 27 y la Figura 30, el factor limitante del material con esta disposición de láminas es el comportamiento de la matriz a compresión.

Aun así, cabe destacar que las tensiones que hemos obtenido son muy bajas para el tipo de material con el que estamos trabajando, y el criterio de Hashin así nos lo confirma. Esto hace suponer que el dimensionamiento que se ha realizado de forma analítica puede no ser el correcto. En siguientes capítulos se formulará una teoría que explique este hecho.

3.5.1.2 Simulación a carga estática degradado

Los materiales compuestos sufren un fenómeno llamado degradación, en el cuál, después de la aplicación de una carga, se ha creado un daño, ya sea en la matriz, la fibra o la interfase, que provoca que el material pierda propiedades mecánicas.

Si los ciclos de cargas continúan, seguirá perdiendo propiedades, pero cada vez a un ritmo menor, siempre y cuando no se produzca un fallo antes. Hay un parámetro nos marca el ritmo de la degradación, llamado *Factor de degradación*.

Este factor se puede conseguir para un cierto material y una cierta sollicitación de cargas mediante ensayo en el laboratorio; consiguiendo así unas curvas que nos permiten estimar que factor de degradación hay que aplicar en cada caso. Por ejemplo, tal y como se ve en el artículo (Brod et al., 2019), para el composite T700 se obtienen

las gráficas de la Figura 31:

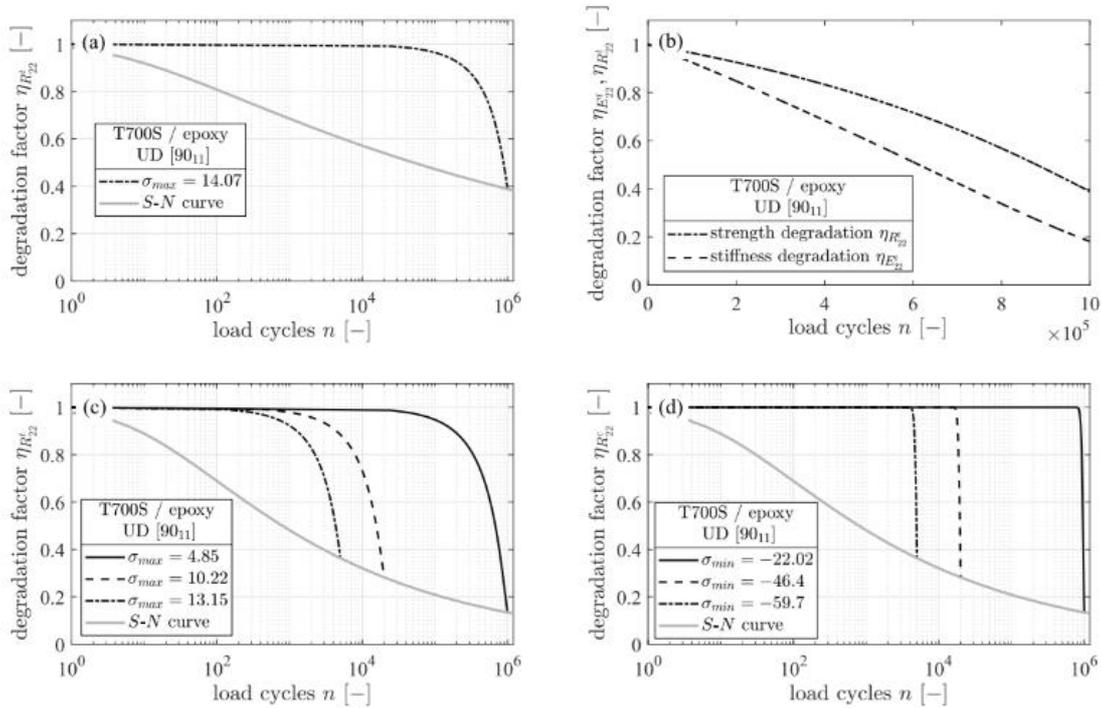


Fig. 10. (a) Strength degradation factor in comparison to the $S-N$ curve for $R = 0$ with $\sigma_{max} = 14.07$ MPa; (b) Coupled Strength and stiffness degradation for $R = 0$ with $\sigma_{max} = 14.07$ MPa; (c) and (d) Strength degradation for $R = R_{crit} = -4.54$ at different applied maximum stresses $\sigma_{max} = [4.85, 10.22, 13.15]$ MPa.

Figura 31: Resultados de ensayo con T700 según (Brod et al., 2019)

Lo ideal sería realizar estos ensayos con probetas, sacando el primer lugar las curvas $S-N$ y de ellas calcular las curvas de los factores de degradación, tal y como se describe en los trabajos (Brod et al., 2019, 2020). Sin embargo, debido a que el tiempo y los recursos para este trabajo es limitado, se ha decidido realizar un enfoque diferente, aunque queda la puerta abierta en el futuro a realizar estos ensayos.

Uno de los objetivos de este palier, es que sea fiable siempre, ya que es necesario una vida medida en años para poder competir económicamente contra otras opciones. Además de que, si no, el concepto de un palier que sea flexible en cuanto su longitud según los defectos de fabricación de un año a otro si dura menos de uno, pues no tiene sentido.

Es por ello, por lo que a esta pieza se le va a exigir vida infinita. De esta forma, se toma ventaja de una propiedad que tienen la mayoría de los composites y es que, una vez llegado a cierto número de ciclos, cesa cuasi-completamente la degradación. A este estado Tsai lo llama como estado completamente degradado

Gracias al estudio anteriormente citado de (Brod et al., 2019) y al libro (París Carballo & Universidad de Sevilla. Departamento de Mecánica de Medios Continuos, 2008), sabemos que el factor de degradación de una lámina completamente degradada del tipo grafito-epoxi toma los siguientes valores:

$$E_{22} = 0,3 \cdot E_{22}^0 \quad (19)$$

$$G_{12} = 0,3 \cdot G_{12}^0 \quad (20)$$

$$\nu_{12} = 0,2 \cdot \nu_{12}^0 \quad (21)$$

Mediante el uso de las ecuaciones (19), (20) y (21) podemos establecer nuestro criterio de diseño para vida infinita.

Se impone a nuestra pieza la condición de que, teniendo todas las láminas completamente degradadas, debe de conseguir resistir una carga estática nominal. Es decir, que el criterio de Hashin en los cuatro casos de fallo sean

menor que uno.

De esta forma, volvemos a realizar los cálculos en nuestro modelo de elementos finitos, sustituyendo los distintos valores de rigidez originales (fila superior) por los degradados (fila inferior) recogidos en la Tabla 7:

$E_{22}^0 = 8,50 \text{ GPa}$	$G_{12}^0 = 4,20 \text{ GPa}$	$\nu_{12}^0 = 0,34$
$E_{22} = 2,55 \text{ GPa}$	$G_{12} = 1,26 \text{ GPa}$	$\nu_{12} = 0,068$

Tabla 7: Propiedades mecánicas antes y después de degradar

Una vez aplicados estos cambios, obtenemos los resultados de las Figura 32 a la Figura 35 al calcular los valores del criterio de Hashin:

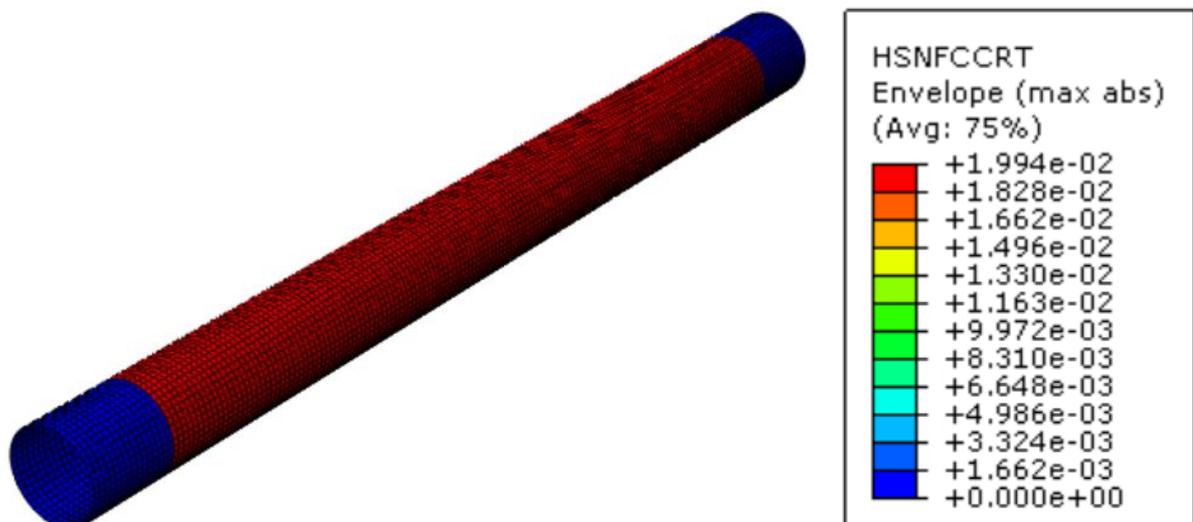


Figura 32: Criterio de Hashin de la fibra degradada a compresión

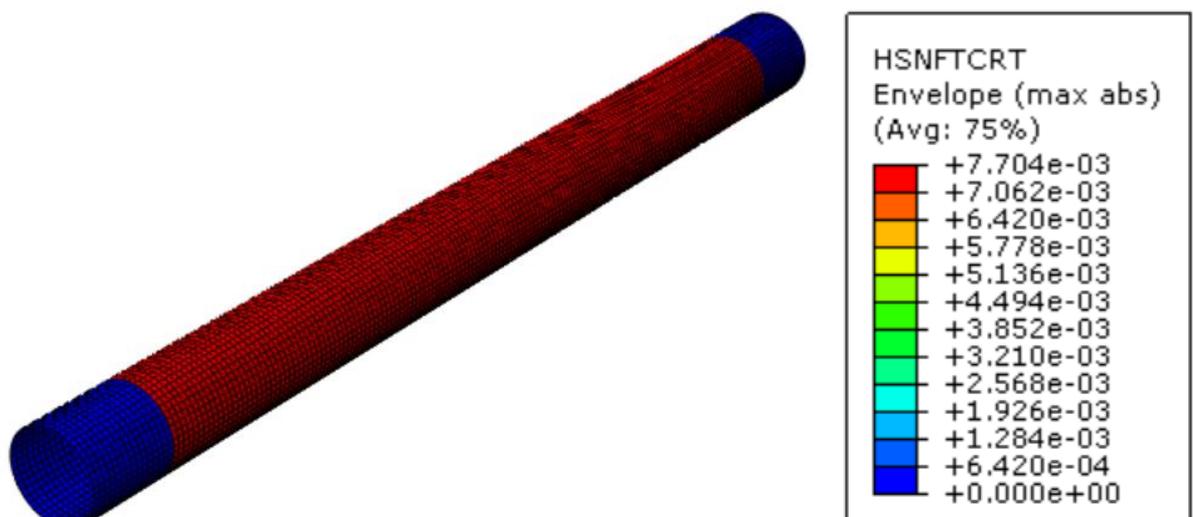


Figura 33: Criterio de Hashin de la fibra degradada a tracción

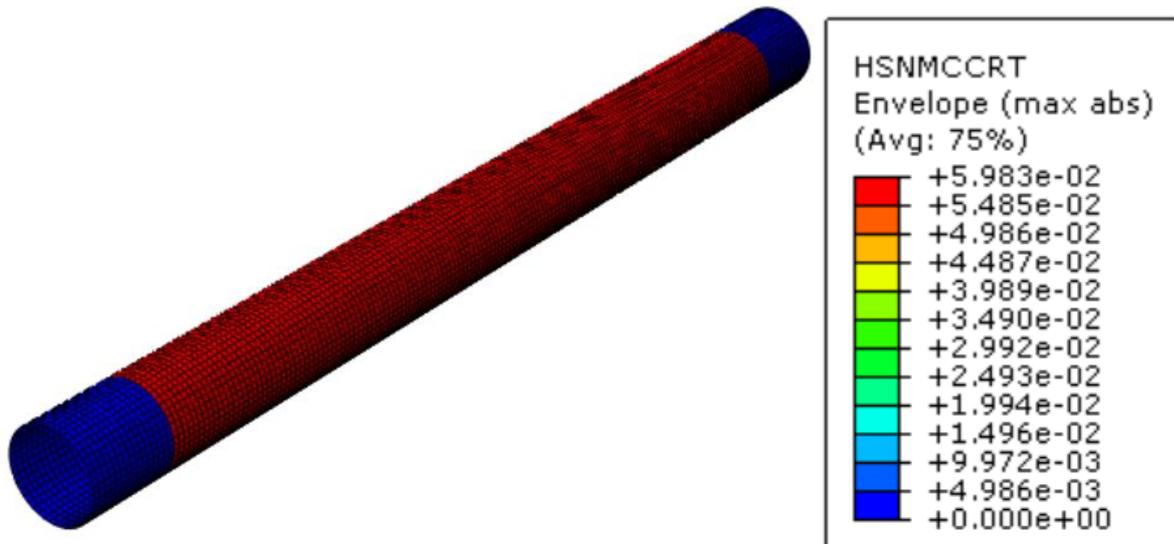


Figura 34: Criterio de Hashin de la matriz degradada a compresión

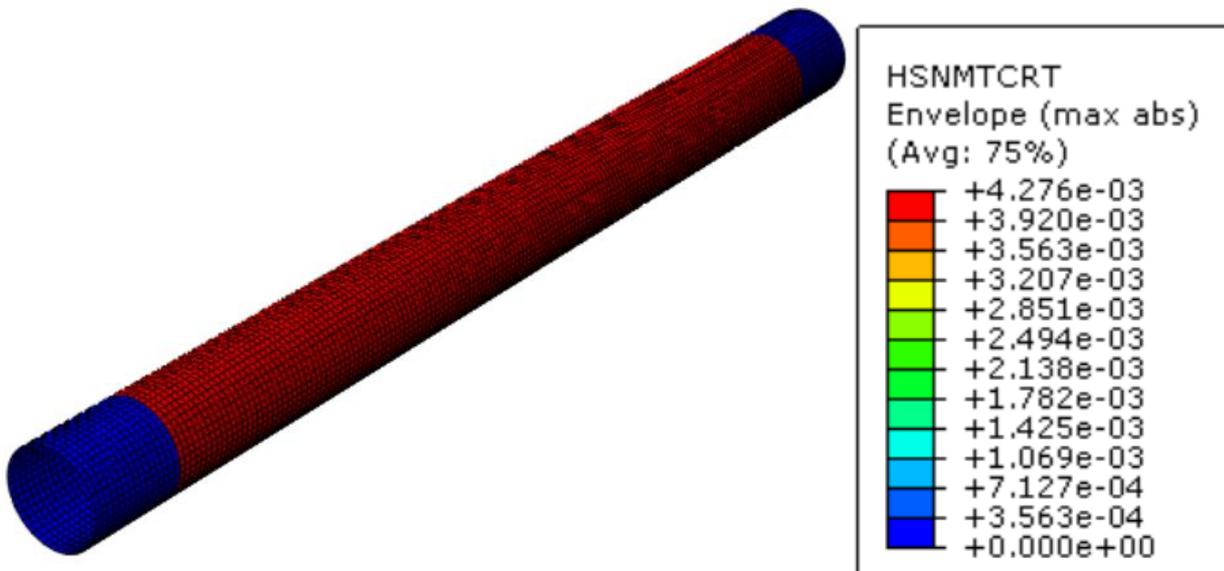


Figura 35: Criterio de Hashin de la matriz degradada a tracción

Al igual que el cálculo a tensión estática, tenemos que el criterio de Hashin nos da resultados bajísimos. Esto significa que apenas se le están exprimiendo las propiedades mecánicas que tiene.

No sólo esto, sino que lo más preocupante es que, previo a realizar estos cálculos, habíamos realizado un predimensionamiento para tener una buena primera aproximación, sin embargo, se puede ver que no es el caso. Esto implica que hay algo que no hemos entendido de cómo está funcionando el material en nuestra pieza.

Estos dos factores tienen las siguientes consecuencias:

- 1.- Este diseño no se considera válido, ya que, a pesar de resistir las tensiones demandadas (de sobra), se puede conseguir este objetivo con una cantidad de material mucho menor, con el ahorro en peso y sobre todo ahorro económico que ello supone.
- 2.- Se considera que el criterio de dimensionamiento no es válido, ya que no nos ha dado un espesor de pared cercano a límite.
- 3.- ¿Por qué no se ha sido capaz de predecir el comportamiento?

Todo esto, nos lleva a realizar un segundo dimensionamiento, donde intentaremos resolver los tres puntos anteriormente mencionados.

3.5.2 Segundo dimensionamiento

En un primer lugar, se pensó que quizás el error provenía de realizar la aproximación de pared delgada, por lo que se repitió el predimensionamiento cambiando el criterio. Sin embargo, obtuvimos un grosor de pared aún mayor, por lo que el material estaría aún menos aprovechado.

Esto me llevó a leer las normas que dictan cómo se realizan los distintos ensayos para obtener los valores de las propiedades de los materiales compuestos. El **datasheet** del material especifica que, para obtener la tensión tangencial máxima del material, se ha seguido el procedimiento de la norma (AENOR, 2015). Si leemos esta norma, especifica que el test se realiza mediante un ensayo a tracción en una probeta que se ha laminado con una disposición $\{45^\circ -45^\circ 45^\circ -45^\circ\}$, como se puede observar en la Figura 36:

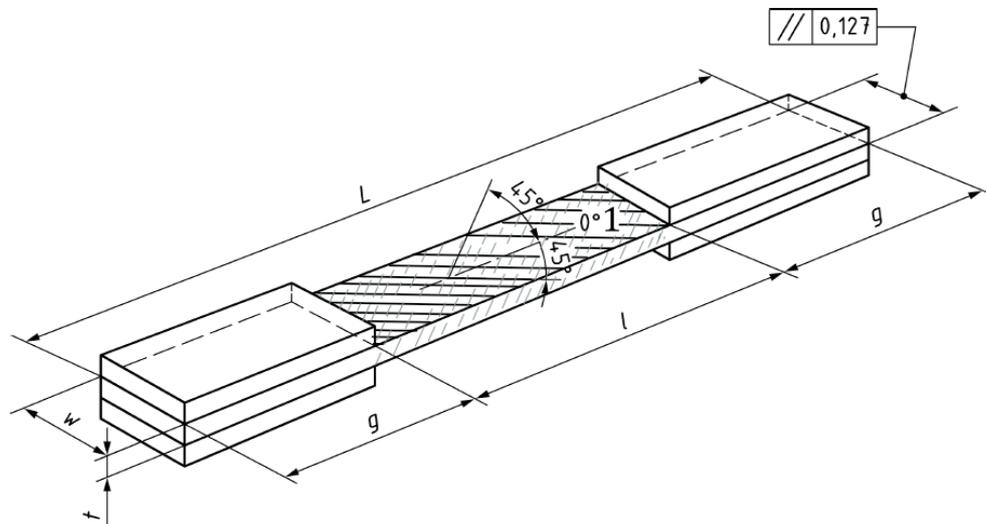


Figura 36: Dimensiones de la probeta estandarizada y direcciones de la fibra según la norma EN 6031:2015 REF

Si bien es cierto que con esta forma de laminar la probeta se introduce en el material el estado biaxial correspondiente a una tensión tangencial pura, tiene una diferencia muy importante respecto a nuestro caso de estudio. Esto es debido a que, en la norma, la fibra no está orientada de forma axial y perpendicular a la carga, si no a 45° , cómo se puede ver en la Figura 37.

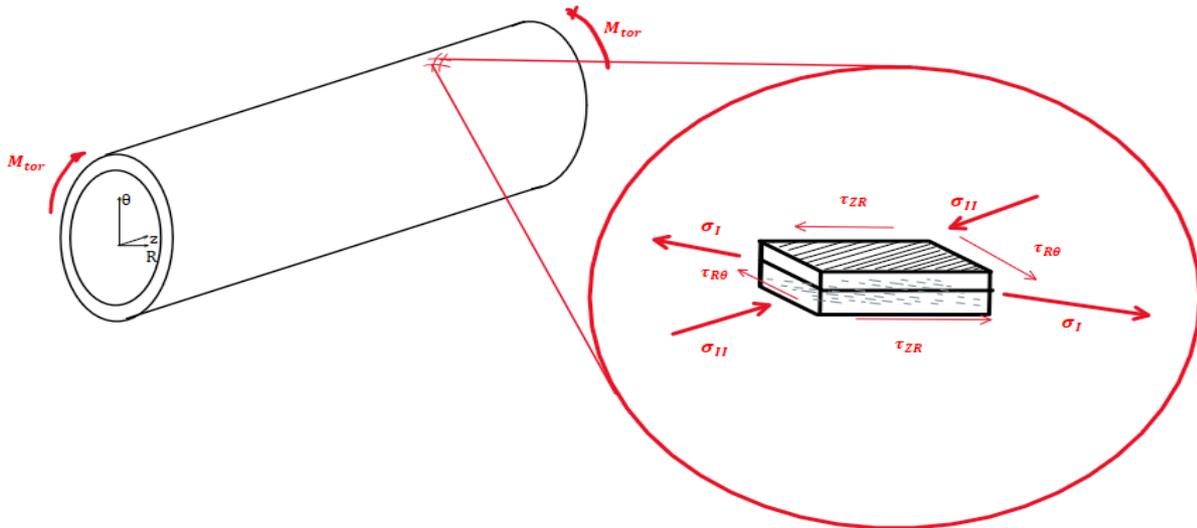


Figura 37: Tensiones principales frente a la dirección del laminado del tubo

Esto significa que, en nuestro caso, si bien sigue habiendo un estado biaxial, va a ser uno menos perjudicial al tener las fibras orientadas en las direcciones principales de las tensiones. Por tanto, se llega a la conclusión de que tomar el valor de la resistencia a tensión tangencial como criterio de diseño es, efectivamente, erróneo.

Vamos a partir de la base de que cada lámina no está trabajando de forma independiente al resto de las capas, si no que, según la orientación de las láminas y de las cargas, las tensiones y deformaciones estarán repartidas por cada lámina.

En la literatura se puede encontrar la Figura 38, que hace referencia a la respuesta micromecánica de un composite con diferentes laminados frente a distintos escenarios de tensiones.

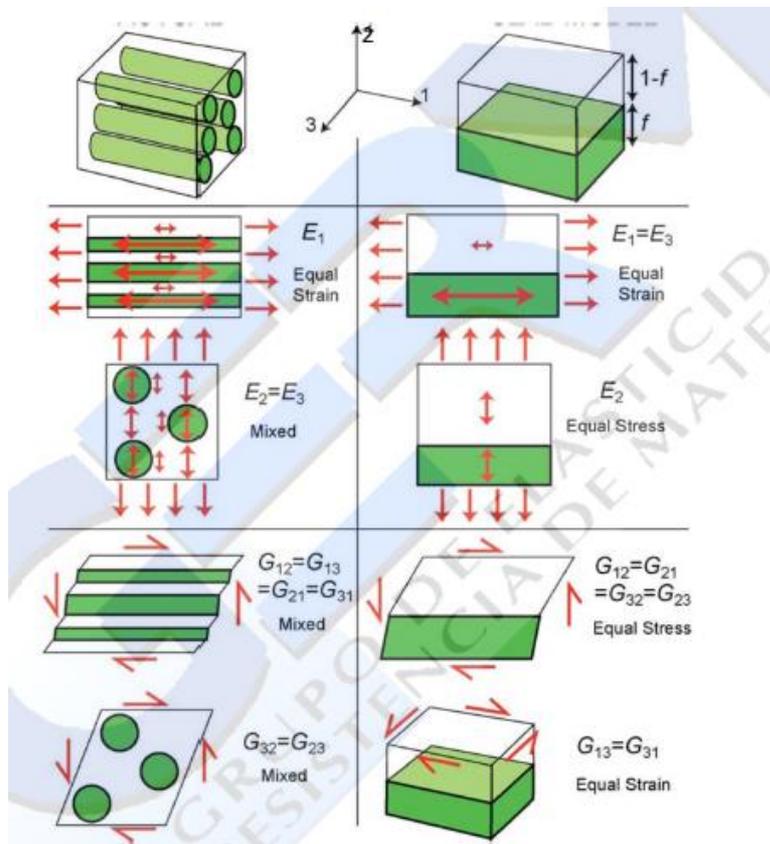


Figura 38: Hipótesis para distintos laminados y tensiones con diferentes direcciones principales

Para saber cuál es nuestro caso, podemos simplificar el esquema de la Figura 37, obteniendo la Figura 39:

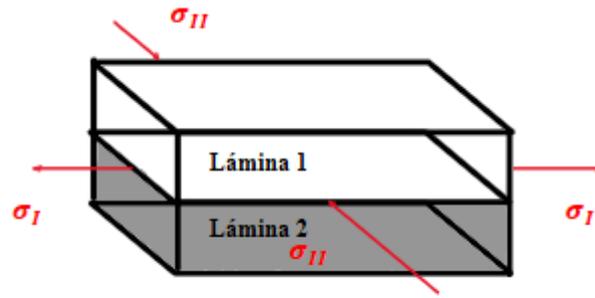


Figura 39: Esquema simplificado de dos láminas y la dirección de sus tensiones principales

Si comparamos este esquema con la Figura 38, se puede ver que se trata de dos situaciones equivalentes, por lo que podemos aplicar la hipótesis de igualdad de deformaciones entre dos láminas adyacentes de nuestro laminado.

Con la hipótesis de igualdad en deformaciones podemos simplificarnos mucho la vida, ya que ahora podemos asumir como una unidad en el laminado al conjunto de dos láminas orientadas perpendicularmente entre sí. Para calcular las propiedades de esta unidad, se propone usar la regla de las fases:

$$E_{unidad} = E_{Lám1} \cdot V_{Lám1} + E_{Lám2} \cdot (1 - V_{Lám1}) \quad (22)$$

Sabiendo que ambas láminas ocupan el mismo área y que la altura de las láminas está marcada por el fabricante, es sencillo de ver que la fracción volumétrica de cada lámina tiene un valor de 0,5.

Además, sabiendo que la definición del módulo de Young relaciona tensiones y deformaciones:

$$E_{ii} = \frac{\sigma_{ii}}{\varepsilon_{ii}} \quad (23)$$

Podemos introducir en la ecuación (22) la expresión de la ecuación (23), obteniendo así la siguiente expresión:

$$\frac{\sigma_{Unidad}}{\varepsilon_{Unidad}} = 0,5 \cdot \left(\frac{\sigma_{Lámina1}}{\varepsilon_{Lámina1}} + \frac{\sigma_{Lámina2}}{\varepsilon_{Lámina2}} \right) \quad (24)$$

Si introducimos la hipótesis de igualdad de deformaciones, la expresión se nos queda simplificada a:

$$\sigma_{Unidad} = 0,5 \cdot (\sigma_{Lámina1} + \sigma_{Lámina2}) \quad (25)$$

Una vez tenemos esta expresión, podemos aplicar un par de aproximaciones para poder calcular la resistencia de nuestro conjunto de dos láminas en las dos direcciones principales, y de esta forma, obtener un valor con el cuál hacer un dimensionamiento.

Además, de la Figura 39, sabemos que el comportamiento de cada una de las láminas es el siguiente:

En las láminas en las cuales la fibra trabaje a tracción, la matriz lo hará a compresión.

En las láminas en las cuales la matriz trabaje a tracción, la fibra lo hará a compresión.

Con esto, podemos estudiar cuál es el comportamiento del conjunto de las dos láminas estudiando cada una de ellas por separado en cada dirección:

- **Dirección I**

Las fibras de la lámina 1 se encuentran orientadas a 90° respecto a esta dirección, por lo que el límite de

rotura será la de la matriz a tracción: 80 MPa.

La lámina 2 se encuentra con las fibras orientadas a 0° respecto a la dirección I, por lo que el límite de rotura se aproximará al de la lámina a tracción: 2860 MPa.

Aplicando la ecuación (25):

$$\sigma_{I_{max}} = 0,5 \cdot (80 + 2860) = 1470 \text{ MPa} \quad (26)$$

• Dirección II

En este caso la lámina 1 se encuentra con las fibras paralelas a esta dirección, por lo que el valor de rotura será el de la lámina a compresión: 1790 MPa.

En el caso de la lámina 2, al encontrarse a 90° de la dirección II, su límite de rotura será el de la matriz a compresión. Sin embargo, este dato no se encuentra en el datasheet del material, y tras haberme puesto en contacto con el fabricante, su respuesta ha sido que les es imposible validar ese dato ya que no hacen ese test. Para conseguir un valor de aproximación, se ha cogido el dato de la resistencia de la matriz a compresión de un composite muy similar, el T700. Este valor es de 117 MPa, pero para ir por el lado de la seguridad, se aproximará a 100 MPa.

Aplicando la ecuación (25):

$$\sigma_{II_{max}} = 0,5 \cdot (1790 + 100) = 945 \text{ MPa} \quad (27)$$

De los dos valores, elegiremos el más limitante, es decir, en nuestro caso el de la dirección II (945 MPa), como valor de diseño para volver a estimar el diámetro exterior de nuestro tubo.

Repitiendo el proceso realizado en el primer dimensionamiento, podemos introducir la nueva tensión máxima en la ecuación (17), obteniendo como resultado $d_{ext} = 26,51$ mm, lo que son 4,10 láminas, lo que se convierten redondeando a 6 láminas.

A estas 6 láminas, además, se le han añadido dos más, una a 0° y otra a 90° por los mismos motivos que en el primer dimensionamiento. Por lo que finalmente, quedaría el siguiente laminado:

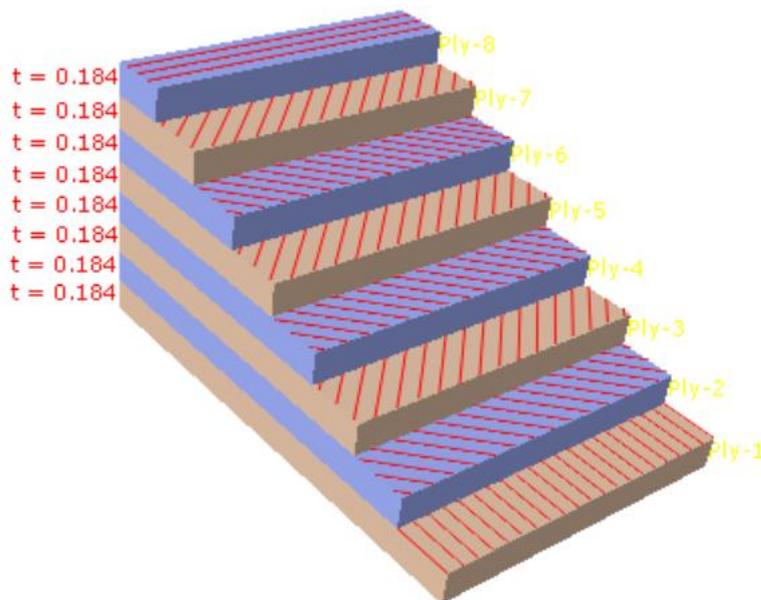


Figura 40: Laminado de segundo dimensionado

3.5.2.1 Simulación a carga estática

Se ha procedido de forma equivalente al primer dimensionamiento, obteniendo como resultados las tensiones del modelo shell en la Figura 41 del modelo solid en la Figura 42:

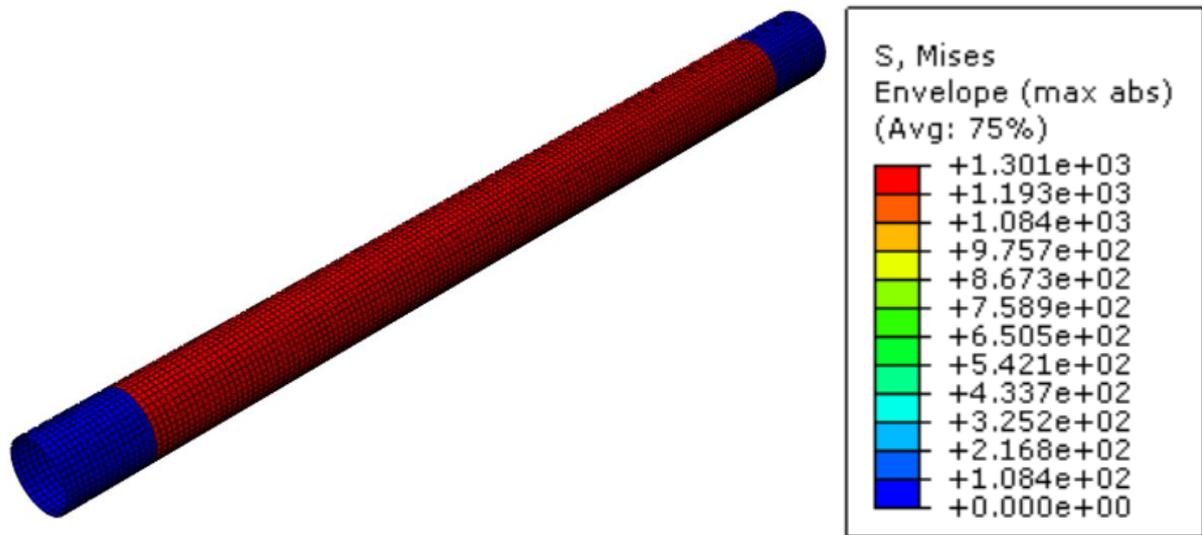


Figura 41: Tensiones resultantes en el modelo tipo Shell

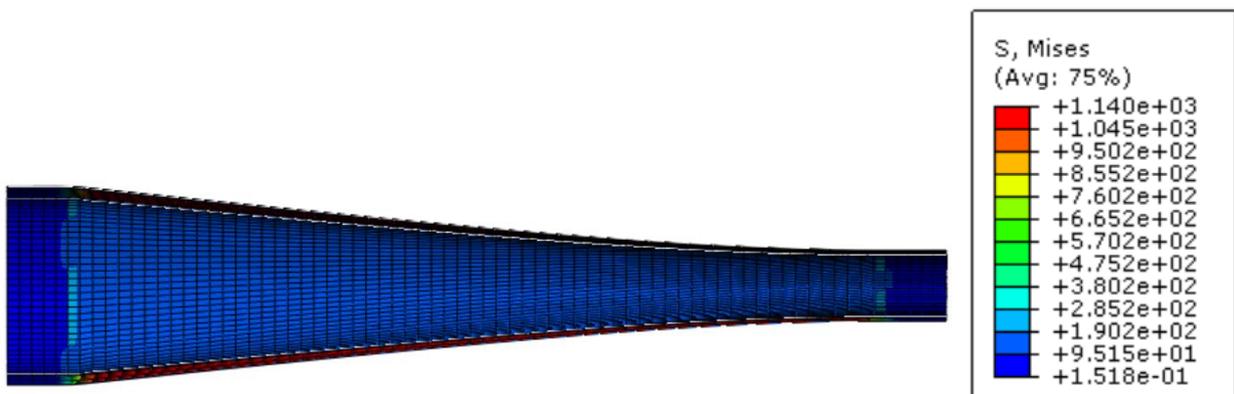


Figura 42: Tensiones en el modelo sólido

Como se puede ver, una vez más el resultado entre los dos modelos son lo suficientemente parecidos, por lo que el resultado se considera como válidos. Ya desde un primer momento, estos resultados arrojan unos valores mucho más coherentes con los esperados.

En cuanto al criterio de Hashin, los resultados de cada modo de fallo se muestran desde la Figura 43^a la Figura 46:

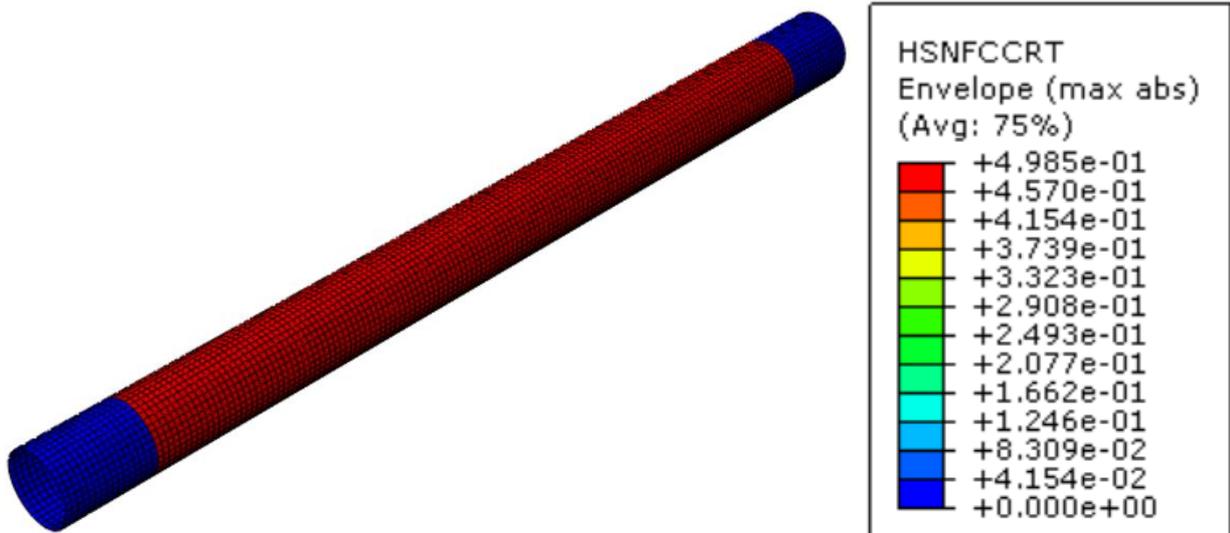


Figura 43: Criterio de Hashin de la fibra a compresión

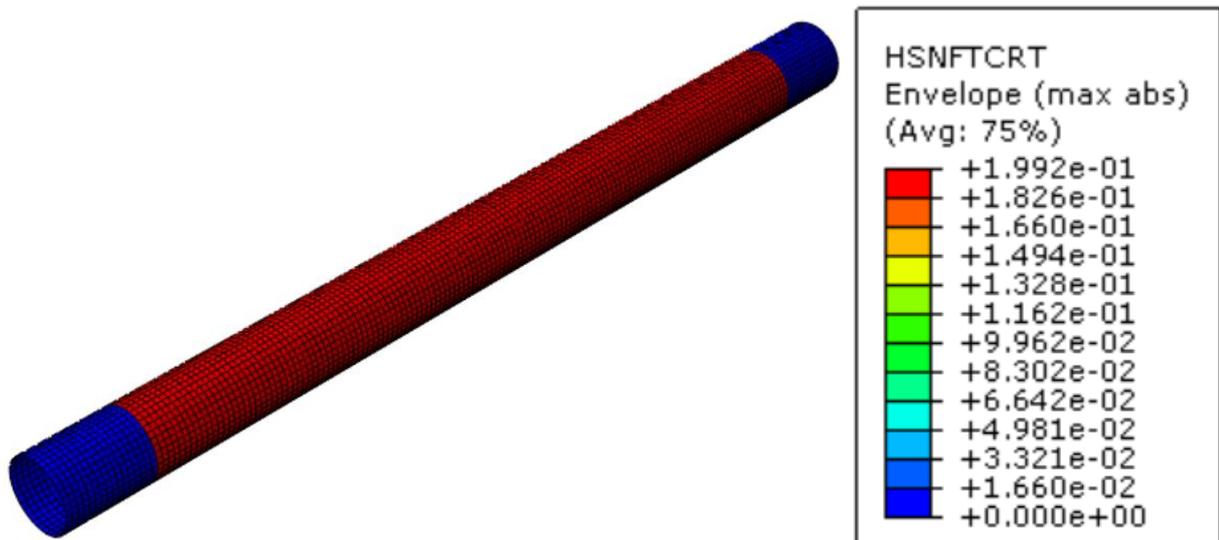


Figura 44: Criterio de Hashin de la fibra a tracción

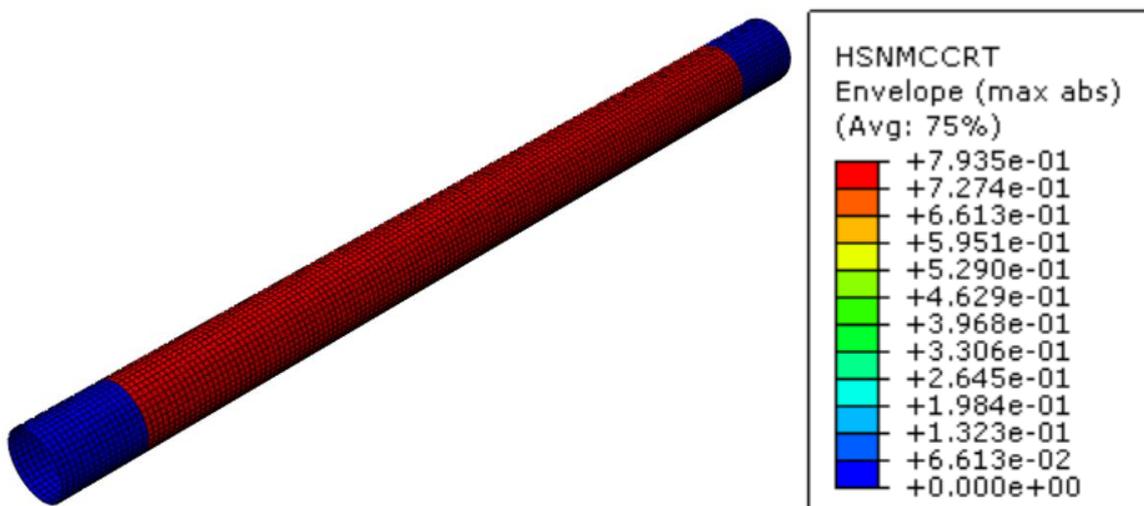


Figura 45: Criterio de Hashin de la matriz a compresión

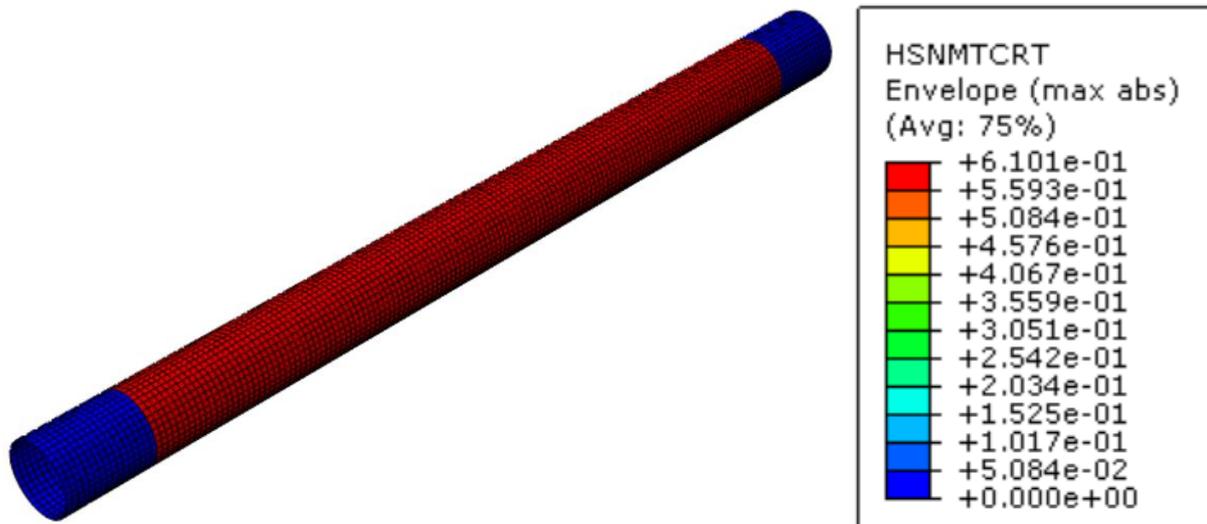


Figura 46: Criterio de Hashin de la matriz a tracción

Como se puede observar, los resultados esta vez son mucho más ajustados. Aun así, el diseño sigue pasando el criterio de Hashin con cierto margen, sin embargo, atribuyo esto a la diferencia que hay entre las 6 capas a $\pm 45^\circ$ y las 4,10 que estimaba la ecuación.

En general, considero que, al menos sobre el papel, este es un criterio de diseño mucho más satisfactorio para el dimensionamiento de tubos de carbono que trabajen a torsión pura que el anterior usado.

3.5.2.2 Simulación a carga estática degradado

En este caso, se ha vuelto a asumir que a pieza ha de resistir una carga completa del palier estando las láminas completamente degradadas, por lo que se repite el proceso descrito en el primer dimensionamiento. Los resultados obtenidos están agrupados desde la Figura 47 hasta la Figura 50:

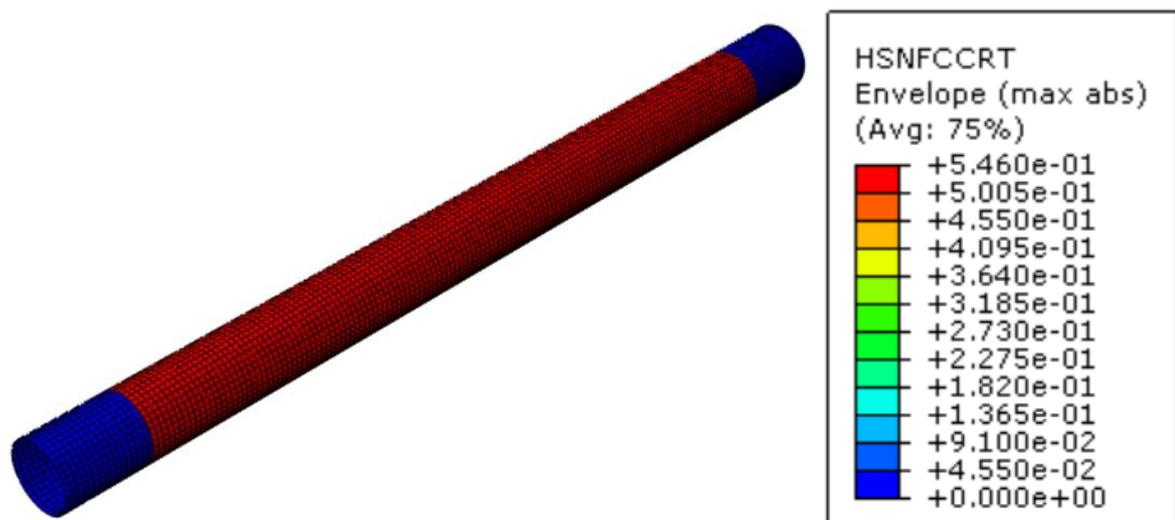


Figura 47: Criterio de Hashin de la fibra degradada a compresión

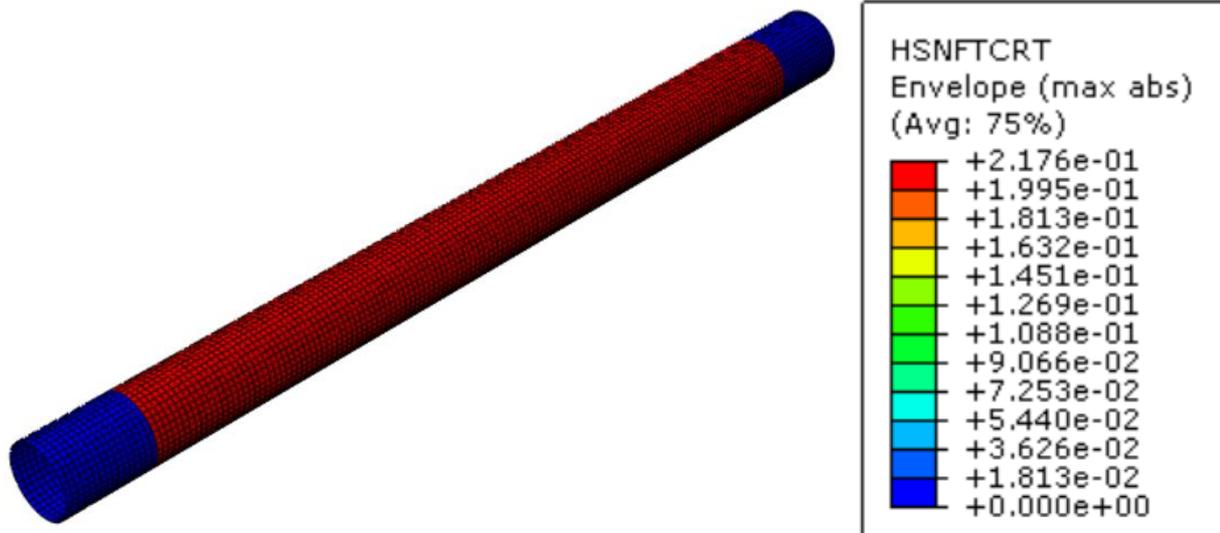


Figura 48: Criterio de Hashin de la fibra degradada a tracción

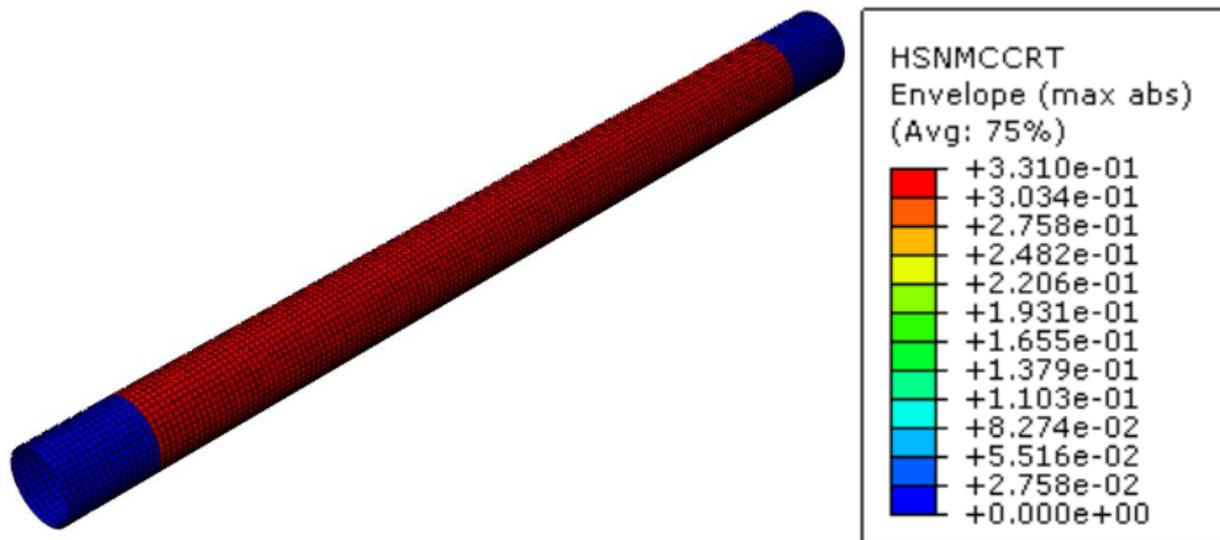


Figura 49: Criterio de Hashin de la matriz degradada a compresión

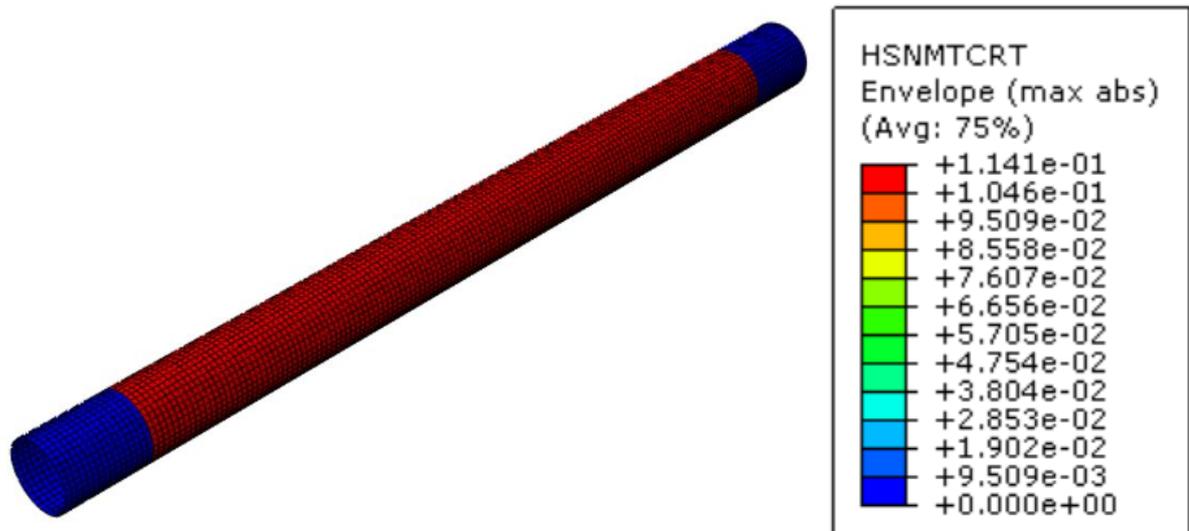


Figura 50: Criterio de Hashin de la matriz degradada a tracción

Usando el criterio de Hashin, podemos observar que el cuerpo resiste a vida infinita, por lo que podemos considerar que ha superado esta fase del diseño.

3.5.2.3 Simulación de pandeo degradado

Por último, se va a calcular que el tubo de fibra de carbono es estable bajo a torsión. Es decir, vamos a comprobar que el palier no pandeará bajo torsión. Para ello, vamos a hacer uso una vez más de nuestro software de elementos finitos. Con él, calcularemos cuál es el par necesario para que el tubo pandee según el primer modo.

Como criterio de diseño se ha escogido que el par necesario para que ocurra el pandeo según el primer modo ha de ser un 50% mayor que el par de diseño. Es decir, $M_{\text{pandeo}} > 1082,59 \text{ Nm}$.

Sabiendo esto, podemos realizar el primer cálculo de pandeo, usando el mismo modelo con las características degradadas como hasta ahora. Con ello, se obtiene el siguiente resultado mostrado en la Figura 51:

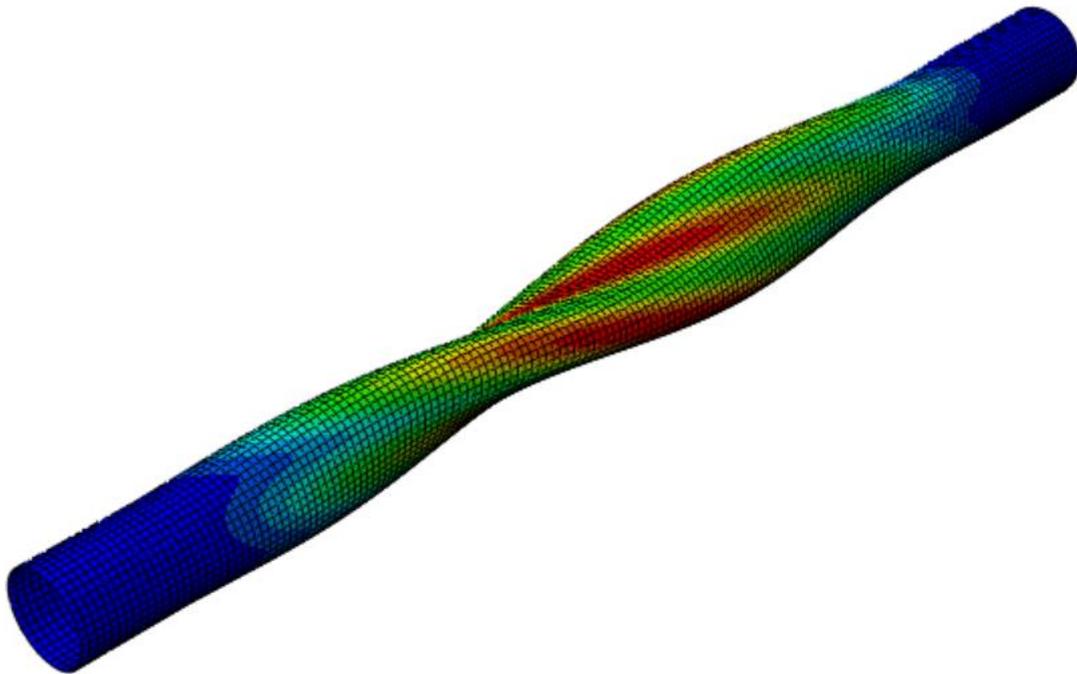


Figura 51: Primer modo de pandeo con 8 láminas

Con el laminado actual, el primer modo de pandeo ocurre para una torsión de 803,22 Nm, por lo que no cumple el criterio impuesto. De cierta manera esto es un resultado esperado, ya que el grosor de la pared era de tan sólo 1,47 mm.

Para aumentar el valor del torsor para que el primer modo de pandeo ocurra, se decide añadir dos láminas más a $\pm 45^\circ$. De esta manera los resultados obtenidos se pueden apreciar en la Figura 52:

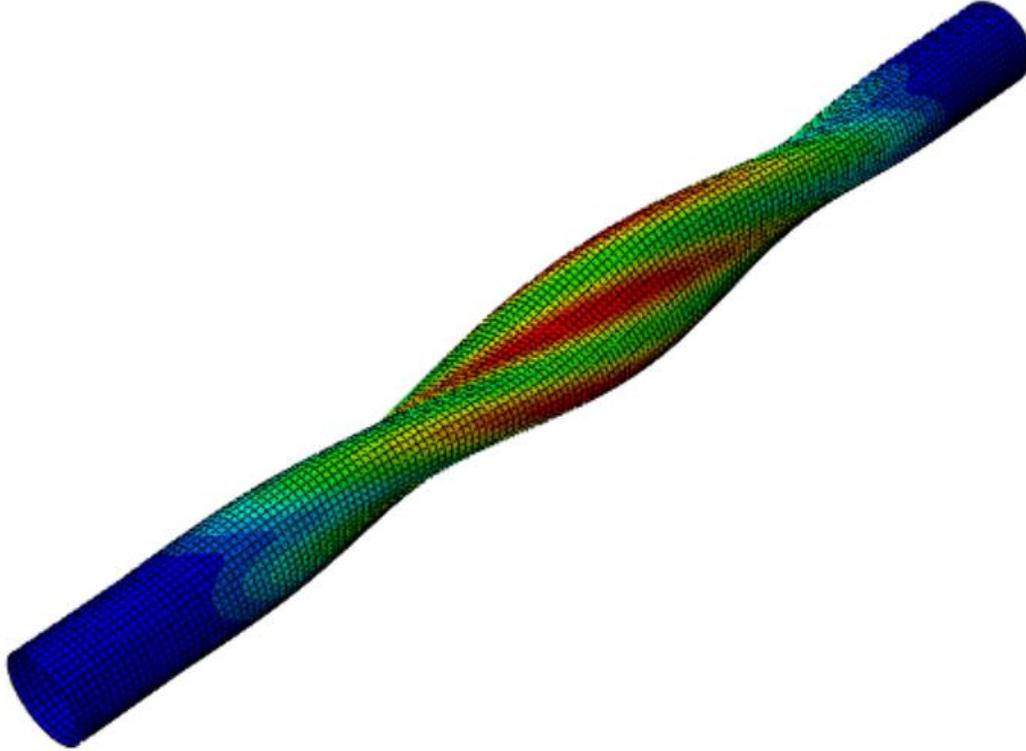


Figura 52: Primer modo de pandeo con 10 láminas

Con un espesor de 10 láminas (1,840mm) se ha calculado que el torsor necesario para que ocurra el primer modo de pandeo es 1364,70 Nm, por lo que se cumple el criterio impuesto.

Por tanto la dimensiones de los dos tubos de fibra de carbono quedan recogidas en la Tabla 8 para ambos lados del monoplaza.

	L	d_{int}	d_{ext}
Palier derecho	339 mm	25 mm	28,68 mm
Palier izquierdo	355 mm	25 mm	28,68 mm

Tabla 8: Dimensiones finales de los tubos

4 CONCLUSIONES Y DESARROLLOS A FUTURO

En primer lugar, si estamos hablando de las conclusiones, hay que realizar una comparación entre las masas de la versión actual de los palieres frente al nuevo diseño. Para ello, se ha despreciado el peso del adhesivo, ya que es complicado de estimar cuál es la cantidad necesaria en su aplicación.

Los palieres usados hasta ahora están fabricados en acero F127, que tiene una densidad de $7946,05 \text{ kg/cm}^3$. Gracias al modelado 3D, sabemos los volúmenes de cada parte, lo que nos permite conocer la masa de cada palier en la Tabla 9:

	Volumen	Densidad	Cantidad	Masa
Palier Izquierdo	$168,728 \text{ cm}^3$	7946 kg/cm^3	1	1,341 kg
Palier Derecho	$162,906 \text{ cm}^3$	7946 kg/cm^3	1	1,294 kg

Tabla 9: Masa de los palieres originales

Si repetimos este procedimiento con los componentes de cada palier, sabiendo el peso de cada tornillo y que la densidad del prepeg M21 es de $1,56 \text{ g/cm}^3$, obtenemos los siguientes resultados para cada palier, mostrados en la Tabla 10 para el palier izquierdo y en la Tabla 11 para el derecho.

	Volumen	Densidad	Cantidad	Masa total
Espárrago	$22,617 \text{ cm}^3$	7946 kg/cm^3	2	359,43 g
Insert	$4,356 \text{ cm}^3$	7946 kg/cm^3	2	69,23 g
Cuerpo	$55,078 \text{ cm}^3$	$1,56 \text{ g/cm}^3$	1	85,92 g
Tornillos	-	-	2	1,24 g
Total palier izquierdo				515,82 g

Tabla 10: Masa de palier izquierdo

	Volumen	Densidad	Cantidad	Masa total
Espárrago	22,617 cm ³	7946 kg/cm ³	2	359,43 g
Insert	4,356 cm ³	7946 kg/cm ³	2	69,23 g
Cuerpo	55,078 cm ³	1,56 g/cm ³	1	82,05 g
Tornillos	-	-	2	1,24 g
Total palier izquierdo				511,82 g

Tabla 11: Masa de palier derecho

Es decir, se ha logrado un ahorro de peso de un 61,53% en el palier izquierdo y de un 60,45% en el palier derecho. Esto significa un ahorro muy considerable de peso no sólo en la masa no suspendida y en general del coche (estamos hablando de un ahorro de **1,61 kg** en un coche cuyo peso ronda los 230 kg) sino que además, esto va a tener una disminución considerable en las inercias de la transmisión, lo que implica una transmisión más eficiente, ya que no se gasta energía en acelerar masa; mejores tiempos en aceleración; además de la ventaja de tener un sistema más resiliente frente a fallos en la fabricación de otros componentes.

En cuanto al desarrollo a futuro que este trabajo puede tener, hay varios puntos.

Lo primero y más importante es validar los resultados obtenidos mediante el cálculo en elementos finitos mediante el ensayo en laboratorio por los siguientes motivos:

1. Para verificar que el procedimiento para el dimensionamiento (que es poco ortodoxo) es válido.
2. La realización de ensayos permitiría validar la unión mediante adhesivo, ya que este tipo de uniones son complicadas de calcular, teniendo una gran variabilidad según los métodos de aplicación (preparación de superficies, temperaturas...) y condiciones ambientales.
3. Verificar que el valor asumido de resistencia a compresión de la matriz es cercano a la realidad.
4. Verificar que las propiedades de una lámina degradada con el layup aplicado es cercano a los valores impuesto por el criterio de Tsai.

Una vez hecho esto, se abren las puertas a futuros desarrollos como:

1. Fabricación de los componentes en los talleres de la Universidad de Sevilla e implementación de monoplaza. Sería necesario diseñar los procesos de fabricación tanto de las piezas metálicas como las de composite; las tolerancias necesarias para que los componentes interactúen de forma correcta y elegir los controles para asegurar que la pieza es conforme o no.
2. Realizar un estudio económico aplicado a la escalabilidad de este tipo de componentes para un mercado generalista. En un mundo donde los vehículos eléctricos ven limitado su autonomía, el aumento del rendimiento por parte del sistema de transmisión es una forma interesante de poder aumentar esta. Mediante el uso de este diseño, se podría producir a gran escala un cuerpo de carbono común para una amplia gama de modelos, variando solamente el espárrago de un modelo a otro según la necesidad. Esto podría permitir reducir el coste de la fabricación del elemento en composite.

5 REFERENCIAS

- AENOR. (2015). *EN 6031:2015. Determinación de las propiedades de cizalla en el plano (ensayo de tracción $\pm 45^\circ$)*. www.aenor.es
- Brod, M., Dean, A., Scheffler, S., Gerendt, C., & Rolfes, R. (2020). Numerical modeling and experimental validation of fatigue damage in Cross-Ply CFRP composites under inhomogeneous stress states. *Composites Part B: Engineering*, 200. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2020.108050>
- Brod, M., Just, G., Dean, A., Jansen, E., Koch, I., Rolfes, R., & Gude, M. (2019). Numerical modelling and simulation of fatigue damage in carbon fibre reinforced plastics at different stress ratios. *Thin-Walled Structures*, 139, 219-231. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.03.005>
- Composite World. (2022, febrero 16). *Composite-metal anti-roll bars make headway for lightweight automotive suspension systems*. <https://www.compositesworld.com/news/composite-metal-anti-roll-bars-make-headway-for-lightweight-automotive-suspension-systems>.
- FSG. (2022). *FS-Rules_2022_v1.0* (Vol. V1).
- Mario Fernández Osma. (2017). *Diseño y estudio de los palieres de un monoplaça de Fórmula SAE empleando materiales alternativos al acero*. Universidad Politécnica de Madrid.
- París Carballo, F., & Universidad de Sevilla. Departamento de Mecánica de Medios Continuos, T. de E. e I. del Terreno. G. de E. y R. de los Materiales. (2008). *Introducción al análisis y diseño con materiales compuestos*. Universidad de Sevilla, Escuela Técnica Superior de Ingenieros.
- Reinoso, J., Blázquez, A., Estefani, A., París, F., Cañas, J., Arévalo, E., & Cruz, F. (2012). Experimental and three-dimensional global-local finite element analysis of a composite component including degradation process at the interfaces. *Composites Part B: Engineering*, 43(4), 1929-1942. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2012.02.010>

6 ANEXO



HexPly® M21
180°C (350°F) curing epoxy matrix



Product Data Sheet

Cured Unidirectional Prepreg Properties

Nomenclatura: resín/resin content by weight (%) / fiber weight (gsm) / fiber type

Physical Properties	Units	M21/34%/UD194/ IM7-12K	M21/34%/ UD194/ AS7-12K	M21/34%/ UD194/ IMA-12K
Fiber		IM7	AS7	IMA
Weave/UD		UD	UD	UD
Fiber Mass	g/m ²	194	194	194
Nominal Prepreg Mass	g/m ²	294	294	294
Theoretical Calculated Cured Ply Thickness	mm (inch)	0.184 (0.0072)	0.184 (0.0072)	0.184 (0.0072)
Theoretical Calculated Fiber Volume	%	59.2	58.9	59.2
Resin Density	g/cm ³ (lbs/ft ³)	1.28 (79.9)	1.28 (79.9)	
Fiber Density	g/cm ³ (lbs/ft ³)	1.78 (111.1)	1.79 (111.1)	1.79 (111.1)
Theoretical Calculated Laminate Density	g/cm ³ (lbs/ft ³)	1.58 (98.6)	1.58 (98.6)	1.58 (98.6)

Mechanical Properties	Units	Temp °C (°F)	M21/34%/UD194/ IM7-12K	M21/34%/ UD194/ AS7-12K	M21/34%/ UD194/ IMA-12K
Test Standards			US Standards	European Standards	
Glass Transition Temperature	°C (°F)		195 (383)	195 (383)	
Method			ASTM E1640	EN 6032 - DMA extrapolated onset E'	
Tension Strength	MPa (ksi)	23 (73)	2860 (415)	2350 (341)	3050 (442)
Tension Modulus	GPa (msi)	23 (73)	160 (23.2)	148 (21.5)	178 (25.8)
Method			ASTM D3039 (1)	EN 2561 B	
Compression Strength	MPa (ksi)	23 (73)	1790 (260)	1560 (226)	1500 (218)
Compression Modulus	GPa (msi)	23 (73)	148 (21.4)	123 (17.8)	146 (21.2)
Method			ASTM D695 (2)	EN 2650 B	
ILSS	MPa (ksi)	23 (73)	110 (15.9)	114 (16.5)	97 (14.1)
Method			ASTM 2344	EN 2563	
In-plane Shear Strength	MPa (ksi)	23 (73)	-	109 (15.8)	94 (13.6)
In-plane Shear Modulus	GPa (msi)	23 (73)	4.6 (0.67)	5.2 (0.75)	5.2 (0.75)
Method			ASTM D3039 (3)	EN 6031	
Open Hole Tension	MPa (ksi)	23 (73)	495 (72)	385 (53)	510 (74)
Method - (25/50/25) (gross section)			ASTM 5766 (5)	EN6035 (4)	
Open Hole Compression	MPa (ksi)	23 (73)	303 (44)	315 (46)	305 (44)
Method - (25/50/25) (gross section)			ASTM D6484	EN 6063 (6)	
CAI @ 30.5J	MPa (ksi)	23 (73)	298 (43)	-	-
CAI @ 30.0J	MPa (ksi)	23 (73)	-	238 (34.5)	219 (31.8)
Method - (25/50/25)			ASTM D7136-D137	EN6038	

- (1) Specimen dimensions: 12.7mm wide and 127mm free length (0.5" wide and 5" free length)
 (2) Specimen dimensions: 80x12.7mm (3.1"x0.5")
 (3) Specimen dimensions: 12.7mm wide and 127mm free length (+45/-45) (0.5" wide and 5" free length)
 (4) Specimen dimensions: 280x32 mm (11"x1.3")
 (5) Specimen dimensions: 305x38mm and 6.35mm hole diameter (12"x1.5" and 0.25" hole diameter)
 (6) Specimen dimensions: 132x32mm and 32 mm free length (5.2"x1.3" and 1.3" free length)

F1270



CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS

Propiedades mecánicas a temperatura ambiente en el estado de temple y revenido. (+QT)

Dimensiones		Re (N/mm ²)	Rm (N/mm ²)		A (%)	Z (%)	KV (J)	Dureza orientativa
mm.		min.	min.	máx.	min.	min.	min.	HB
≤ 16		930	1130	1320	11		29	331-388
> 16	≤ 40	830	1030	1220	11		29	302-363
> 40	≤ 100	690	880	1080	12		29	262-321
> 100	≤ 160	590	780	980	12		29	232-294
> 160	≤ 250	540	740	880	12		29	217-265
> 250		CONSULTAR						

EQUIVALENCIAS APROXIMADAS

EN	DIN	Nº STAND	UNE	STAS	AFNOR	BS	UNI	AISI/SAE	GOST
	35NiCrMo7		F1270					4337	34xH2M

CÓDIGO DE COLOR



RESINA EPOXI

Información técnica



PRODUCTO DESTINADO SOLAMENTE PARA USO PROFESIONAL

Componentes del producto	Resina epoxi - componente A Activador de poliamina - componente B		
Descripción del producto	Resina epoxi estructural, destinada para laminado manual, completamente compatible con fibra de vidrio y carbono. La viscosidad del producto ha sido adaptada, para equilibrar una fácil aplicación con adecuada penetración en las fibras. El laminado endurecido ofrece excelentes propiedades mecánicas y resistencia a altas temperaturas.		
Datos físicos y químicos	Color: incolora Grado de brillo: Brillo Rendimiento: 0,3÷0,7 kg por 1m ² en una capa.		
Propiedades mecánicas de resina endurecida			
	Resistencia a la tracción	80	MPa
	Alargamiento hasta rotura	7	%
	Módulo de elasticidad durante alargamiento	3400	MPa
	Resistencia a la flexión	130	MPa
	Módulo de elasticidad durante flexión	3400	MPa
	Compresión	110	MPa
	Resistencia a martilleo	30÷40	kJ/m ²
	Resistencia térmica	64	°C

* para endurecimiento en condiciones: 5 horas, 50°C.

Proceso de aplicación



Uso

Producto de uso universal. Útil para construir y reparar elementos dañados de embarcaciones. Recomendado para laminado, cerramiento, refuerzo de superficies, pegado y unión de diferentes elementos estructurales. Unida con láminas de fibra de vidrio, ideal para reparaciones manuales de daños por encima y por debajo de la línea de flotación.

El producto presenta una excelente adherencia a cualquier tipo de superficie. Se puede aplicar sobre superficies metálicas, también sin imprimación, superficies de acero o aluminio, laminados de epoxi y poliéster, madera.

Preparación de superficie

La superficie debe desengrasarse y lijarse con papel de lija, con grano 80÷180. Limpiar el polvo y desengrasar. La sal y demás suciedad, debe limpiarse con agua potable.

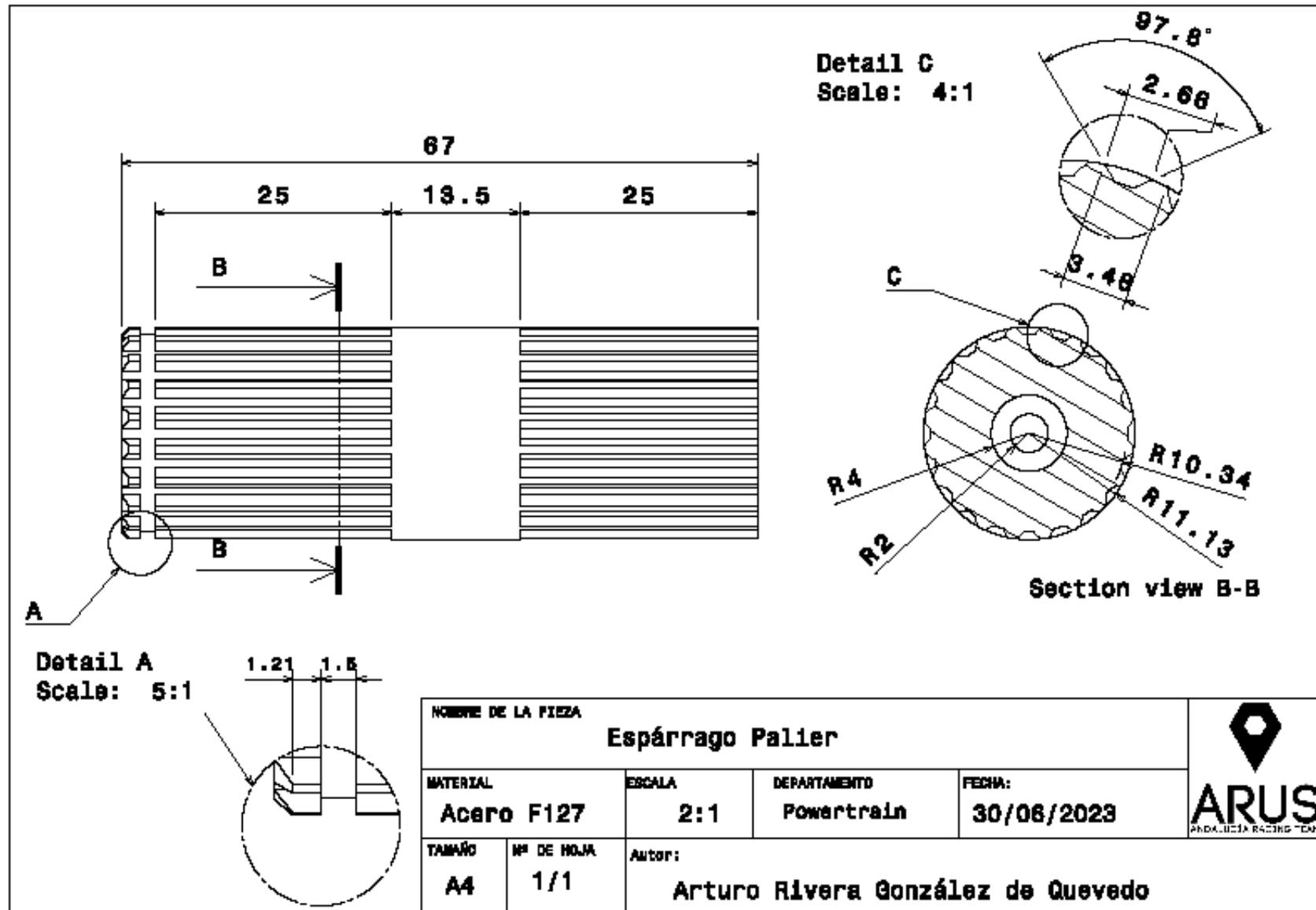
Condiciones de aplicación

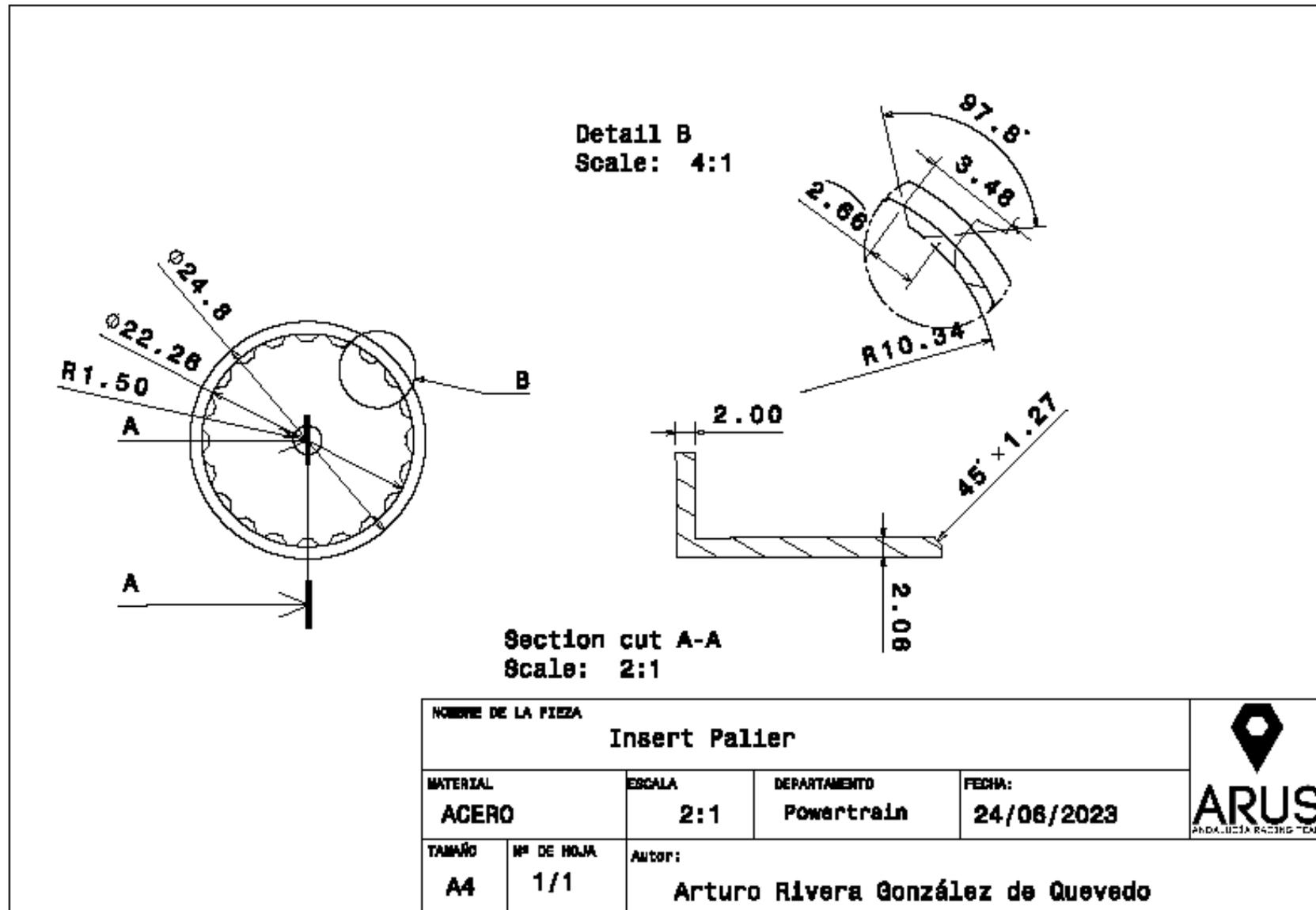
La temperatura mínima de aplicación de resina epoxi es de +15°C. Los mejores resultados se obtienen a temperatura 20÷25°C. Humedad relativa del aire no debe superar 70%.



Proporciones de componentes	Resina : Activador
Partes de peso: (g)	100 : 35
Partes de volumen: (l)	100 : 40

Mezclar bien los componentes. Preparar justo la cantidad necesaria, para que pueda ser utilizada durante un breve periodo de tiempo.





7 GLOSARIO

CV	Combustion Vehicle, categoría de combustión de la FSAE.
EV	Electric Vehicle, categoría eléctrica de la FSAE.
DC	Driverless Championship. Categoría autónoma de la FSAE,
ρ	Densidad del aire
c_D	Coefficiente aerodinámico de arrastre
c_L	Coefficiente aerodinámico de sustentación
P	Peso del monoplaza
m	Masa del monoplaza
l	Batalla del monoplaza
l_1	Distancia del centro de gravedad al eje posterior del monoplaza
h	Altura del centro de gravedad
B	Ancho de vías del monoplaza
g	Función seno de x elevado a y
R	Radio de la curva
r	Radio del neumático
μ	Coefficiente de fricción entre neumático y asfalto
η	Relación de transmisión
ξ	Rendimiento de la transmisión
τ_{max}	Resistencia a tensión tangencial
J	Módulo de torsión
M_{tor}	Par de torsión
X_t	Resistencia de la fibra a tracción
X_c	Resistencia de la fibra a compresión
Y_t	Resistencia de la matriz a tracción
Y_c	Resistencia de la matriz a compresión

