

PROYECTO FIN DE CARRERA
Ingeniería Industrial

**DISEÑO Y CÁLCULO DE LIGAMENTOS DESECHABLES PARA
IMPACTADOR ANTROPOMÓRFICO DE USO EN ENSAYOS DE
SEGURIDAD PASIVA EN AUTOMOCIÓN.**



Universidad de Zaragoza



Centro Politécnico Superior



Dpto. Ingeniería Mecánica

Director de Proyecto

Dr. D. Juan José Alba López

Autor

D. Germán López Villanueva

Febrero 2011

Área de Ingeniería e Infraestructura de los Transportes
Departamento de Ingeniería Mecánica

Agradecimientos

En primer lugar agradezco a mi director la posibilidad que me brindó al ofrecerme realizar este proyecto. También tengo que agradecer a todos mis compañeros de “la salita”, a Ramón, Luis, Kike, Dani, Javier, Fran, Pablo, Pemán, Hugo y Chicho la ayuda y los buenos ratos que hemos pasado durante todos estos meses, y una mención especial a David por tener que aguantar todas mis dudas y preguntas.

Además tengo que mencionar a todos los compañeros y amigos que me han acompañado todos estos años y que, sin duda, han hecho mucho más llevadero el estudio. Si pusiese el nombre de todos me llevaría mucho tiempo y seguro que me dejaría a alguno, así que gracias a todos.

Y por último, y no por ello menos importante, el agradecimiento a mi familia por su apoyo incondicional desde el inicio. A mis hermanos Joaquín y Juan Luis por estar siempre ahí, y a mis padres por su ternura y sacrificio. Y también a la recién llegada a la familia, Nicoleta.

Y como dijo una vez mi hermano Juan Luis, y espero que así sea, “Lo mejor está, sin duda, por venir”.

Resumen

La realización de este proyecto se debe a la existencia de un único fabricante de impactadores antropomórficos con forma de pierna en el mercado. Una empresa está interesada en desarrollar un impactador con forma de pierna alternativo de forma que disminuya su alto coste de fabricación, lo que nos lleva a buscar una solución que permita realizar ensayos de una forma rápida y económica. La solución que se propone en este proyecto es diseñar las piezas que realizan la función de ligamentos, de forma que puedan ser sustituidos después de cada ensayo, aprovechando un mismo impactador antropomórfico.

El diseño de los ligamentos está supeditado al cumplimiento del informe WG17 del European Enhanced Vehicle-Safety Committee, EEVC, (Comité Europeo para la Mejora de la Seguridad Vial) de Diciembre de 1998 con actualizaciones de 2002.

El diseño se basa en encontrar una geometría y un material adecuado de forma que se cumplan los requisitos de certificación para los dos ensayos estáticos y el ensayo dinámico del informe WG17.

Los ensayos estáticos que marca el informe para aceptar el impactador antropomórfico son un ensayo de flexión y uno de cortadura, donde se determinan el ángulo y el desplazamiento máximo según la fuerza aplicada y que se realizan con las piezas que simulan la “tibia”, el “fémur” y los “ligamentos”.

Por el contrario, el ensayo dinámico, con el que se determina la aceleración máxima que alcanza el impactador antropomórfico cuando se hace chocar contra él un impactador de certificación, se realiza, además, con una cobertura que simula la “carne” y la “piel” de la pierna.

Las simulaciones de los ensayos se han realizado mediante el método de los elementos finitos (MEF) y se ha comprobado si los resultados obtenidos cumplen la norma del informe WG17.

Debido a que el proyecto se centra en el diseño de los ligamentos, las simulaciones de los ensayos estáticos se han realizado únicamente con estas piezas simulando los anclajes a tibia y fémur mediante unas restricciones de tipo MPC (Multiple-Point Constraints). Por el contrario, para el ensayo dinámico, ha sido necesario incluir en el cálculo la tibia, el fémur, la carne y la piel debido a las restricciones de centro de masas e inercias de la norma.

Los resultados finales obtenidos, tanto los ligamentos por separado en los ensayos estáticos, como montados sobre la pierna completa en el ensayo dinámico, son satisfactorios y cumplen la normativa establecida.

Índices

Índice de contenido

Memoria Técnica

1 Introducción.....	13
1.1 Estado del arte.....	15
1.2 Objeto.....	16
1.3 Objetivos y Alcance.....	17
2 Requisitos técnicos y Ensayos.....	19
2.1 Requisitos técnicos.....	21
2.1.1 Ensayos estáticos.....	21
2.1.2 Ensayo dinámico.....	24
2.2 Ensayos estáticos.....	29
2.2.1 Búsqueda de Geometría.....	30
2.2.2 Definición de la malla.....	32
2.2.3 Análisis de sensibilidad.....	32
2.2.4 Compensación del amortiguamiento.....	34
2.3 Ensayo dinámico.....	37
2.3.1 Posicionamiento del cdg.....	37
2.3.2 Ajuste del momento de inercia.....	38
2.3.3 Contactos.....	38
2.3.4 Condiciones de contorno.....	39
2.3.5 Definición de la malla.....	39
3 Resultados.....	41
3.1 Ensayos estáticos.....	43
3.1.1 Influencia de los parámetros geométricos	43
3.1.2 Influencia del material.....	48
3.1.3 Evolución de los resultados.....	49
3.1.4 Resultados finales.....	52
3.2 Ensayo dinámico.....	55
3.2.1 Influencia de los materiales.....	55
4 Conclusiones y futuras líneas de trabajo.....	61
Bibliografía.....	65

Anexos

Anexo A. Medios usados en la elaboración del proyecto.....	69
1 Metodologías actuales aplicadas al problema.....	71
1.1 Resolución mediante el método matricial.....	73
1.2 Resolución mediante el método de los elementos finitos.....	75
2 Medios materiales y programas empleados.....	79
2.1 MSC Patran.....	81
2.2 Abaqus.....	85
2.3 Abaqus Viewer.....	85

Anexo B. Materiales.....	87
Anexo C. Cálculo de los coeficientes de amortiguación Rayleigh.....	93
Anexo D. Imágenes.....	99
1 Ensayo de cortadura.....	101
2 Ensayo de flexión.....	107
3 Ensayo dinámico.....	113
3.1 Modelo FEM del Impactador.....	115
3.2 Modelo FEM del impactador de certificación.....	117
3.3 Resultados.....	119

Índice de figuras

Figura 1: Choque de un Impactador TRL contra paragolpes.....	16
Figura 2: Gráfica de validación para ensayo estático de flexión.....	22
Figura 3: Gráfica de validación para ensayo estático de cortadura.....	23
Figura 4: Esquema de realización del ensayo estático de flexión.....	23
Figura 5: Esquema de realización del ensayo estático de cortadura.....	24
Figura 6: Vista lateral del esquema de realización del ensayo dinámico.....	25
Figura 7: Vista superior del esquema de realización del ensayo dinámico.....	25
Figura 8: Dimensiones del impactador de certificación para ensayo dinámico.....	26
Figura 9: Dimensiones del Impactador antropomórfico completo.....	27
Figura 10: Detalle nodos anclados mediante MPC en ensayo de flexión. Vista superior.....	31
Figura 11: Detalle nodos anclados mediante MPC en ensayo de cortadura. Vista superior.....	32
Figura 12: Detalle contacto tipo TIE entre la tibia, el fémur y los ligamentos.....	38
Figura 13: Detalle del tamaño de malla entre tibia y fémur, y ligamentos.....	39
Figura 14: Detalle de la malla del fémur y la tibia.....	40
Figura 15: Detalle en perspectiva de la forma de la entalla superior.....	44
Figura 16: Detalle sección intermedia de un ligamento cortado por un plano transversal.....	45
Figura 17: Detalle de la distancia de anclaje. Se marcan en blanco cada uno de los nodos restringidos.....	46
Figura 18: Corte transversal del Impactador donde se muestra la distancia entre ligamentos, el fémur, la carne y la piel.....	47
Figura 19: Vista frontal.....	47
Figura 20: Primeras simulaciones. Función del espesor y el material. (Sin amortiguar).....	50
Figura 21: Segundas simulaciones. Función de la altura de placa, entalla y material. (Sin amortiguar).....	50
Figura 22: Últimas simulaciones. Función del espesor, distancia de anclaje, separación de las placas y material.....	51
Figura 23: Primeras simulaciones. Función del espesor, altura de placa y material.....	51
Figura 24: Últimas simulaciones. Función de la distancia de anclaje, separación de las placas y material.....	52
Figura 25: Gráfica Energía absorbida frente ángulo de flexión.....	53
Figura 26: Gráfica “Fuerza - Ángulo de flexión” dentro de los límites superior e inferior.....	54
Figura 27: Gráfica “Fuerza - Desplazamiento de cortadura” dentro de los límites superior e inferior.....	54

Figura 28: Gráfica Aceleración de la tibia para distintos valores de densidad de carne y piel.....	57
Figura 29: Gráfica de posición del Impactador en distintos instantes de tiempo.....	58

Índice de tablas

Tabla 1: Propiedades de los materiales utilizados en las simulaciones.....	52
Tabla 2: Geometría de los ligamentos y propiedades del material utilizado.....	53
Tabla 3: Densidades de los elementos del Impactador y sus propiedades.....	56
Tabla 4: Ángulo de flexión del Impactador en distintos instantes de tiempo.....	59
Tabla 5: Cálculo de los valores de alfa y beta	98

MEMORIA TÉCNICA

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Estado del arte

Vivimos en una sociedad en la que la seguridad vial es un término tan importante como cualquier otro dentro del ámbito automovilístico. Tan importante es evitar que se produzca un accidente, lo que se conoce como *Seguridad Activa*, como evitar el mayor daño posible a los usuarios si este llega a producirse, lo que se conoce como *Seguridad Pasiva*.

Dentro de la Seguridad Pasiva se encuentran aquellos elementos que van destinados a proteger la integridad del conductor y de todos los ocupantes del vehículo, como pueden ser el cinturón de seguridad o los *airbags*. Por otro lado están aquellos elementos del vehículo destinados a proteger a los usuarios externos a éste, como son principalmente, peatones y ciclistas. Cada año, en todo el mundo, son miles de peatones los que son atropellados por un vehículo de motor, sucediéndose la mayoría de estos atropellos dentro del núcleo urbano, allí donde la velocidad es relativamente baja, alrededor de 40 km/h de media, dando como consecuencia lesiones en la pierna, cadera y cabeza.

La investigación ha demostrado que las medidas para mejorar el diseño del coche, pueden mitigar mucho las lesiones a los peatones en las colisiones. Por ello, la Comisión Europea (CE) apoyó el desarrollo de métodos y herramientas de ensayo para la estandarización en la protección de peatones. En el año 2003, la Unión Europea acordó la Directiva Europea 2003/102/CE que obliga a que los fabricantes de coches proporcionen la protección de peatones en todos aquellos vehículos que se nombran en la propia Directiva, que son principalmente vehículos de pasajeros. La Directiva se basa en métodos de ensayo que se desarrollaron por primera vez por el Grupo de trabajo 10 del Comité Europeo de Mejora de Seguridad de los Vehículos (*European Enhanced Vehicle-safety Committee Working Group 10, EEVC WG10*) y más tarde perfeccionado por el Grupo de Trabajo 17 (*WG17*).

A partir de este año 2010, y de acuerdo a esta Directiva, se harán efectivas nuevas regulaciones incluso más estrictas que las actuales, y en 2015 se espera que todos los fabricantes estén adheridos a las nuevas directrices para poder vender en Europa. Mientras tanto esta Directiva ha sido sustituida por una Regulación, que presenta mínimas variaciones.

Uno de los tres procedimientos de ensayo de la Directiva Europea corresponde al choque de un impactador con forma de pierna, que representa la pierna de un adulto desde la planta del pie hasta el comienzo de la cadera (ya que existe un ensayo propio para la cadera) donde se medirán el desplazamiento lateral, el ángulo de

flexión y la aceleración cuando éste choca contra el *Bumper* o parachoques del vehículo. Los datos obtenidos de la instrumentación del impactador se utilizan para establecer si las características de absorción de energía del vehículo son aceptables.



Figura 1: Choque de un Impactador TRL contra paragolpes

1.2 Objeto

Ahora mismo existe un único fabricante, la empresa TRL, que realiza este tipo de impactadores con forma de pierna. Por otro lado existe en fase de desarrollo desde el año 2002 un prototipo de un impactador flexible con forma de pierna con mayor “biofidelidad” que ha llegado a producirse en el año 2008 bajo el nombre de *FLEX-GTR*. Se están haciendo ensayos para determinar si este nuevo impactador ofrece mejores resultados que los obtenidos hasta ahora con el modelo anterior.

El nombre de impactador con forma de pierna, o *Legform Impactor* en inglés, viene del hecho de que es este elemento el que “impacta” contra un automóvil en los ensayos de certificación de seguridad pasiva. A partir de este momento y en todo el proyecto, a fin de acortar el nombre, se denominará con el nombre propio de *Impactador*.

Dado que todavía se está evaluando la mejora del modelo *FLEX-GTR* sobre el anterior Impactador, se cree que la desaparición de este modelo, si se llega a producir, tardará todavía varios años. Por ello, una empresa se puso en contacto con el grupo VEHIVIAL de la Universidad de Zaragoza interesada en desarrollar un Impactador alternativo de forma que se disminuya su actual alto coste de fabricación, lo que nos lleva a buscar una solución que permita realizar ensayos de una forma rápida y económica.

Los estudios de atropellos a peatones y ciclistas demuestran que, cuando son alcanzados por el vehículo, la dirección de su movimiento es perpendicular a la dirección de movimiento del vehículo como por ejemplo, cuando se está cruzando un paso “de cebra”.

El modelo que se ha desarrollado se basa en dos elementos idénticos que se colocan entre la “tibia” y el “fémur”, de la misma forma que en la pierna de un ser humano podemos encontrar los ligamentos a cada uno de los lados de la rodilla. El resto de elementos que forman parte de la rodilla se han eliminado del modelo, ya que lo hubiesen complicado notablemente.

El proyecto se basa, por tanto, en diseñar las piezas que realizan la función de ligamentos. Han de tener una geometría sencilla para que la fabricación sea rápida, y puedan ser sustituidos también de una manera rápida. Si además se busca la posibilidad de que estas piezas sean las que absorban todos los esfuerzos en un choque de certificación, podremos utilizar el resto de elementos que forman parte del Impactador en más de un ensayo, reduciendo los costes generados en cada uno de ellos. La tendencia es que se pueda utilizar un mismo Impactador en 20 ensayos de certificación, sustituyendo únicamente los ligamentos.

1.3 Objetivos y Alcance

El objeto de este proyecto es llegar a un modelo final que cumpla con la normativa vigente para impactadores de certificación de vehículos, que tenga una geometría sencilla y que los materiales utilizados para ello sean fáciles de obtener. Para ello se plantearon los siguientes objetivos:

- Estudio de la normativa vigente en referencia a los impactadores con forma de pierna, conocidos como *Lower Legform Impactor*.
- Diseñar unas piezas que simulen los ligamentos de una rodilla antropomórfica con una geometría sencilla que permita una rápida fabricación.
- Elegir un material del mercado.
- Crear un modelo de elementos finitos de las piezas diseñadas.
- Someter el modelo a cálculo conforme a los ensayos establecidos en la normativa.
- Optimizar el modelo hasta que se cumplan dichos ensayos.

2 REQUISITOS TÉCNICOS Y ENSAYOS

2.1 Requisitos técnicos

En los Anexos de la normativa WG17 de la European Enhanced Vehicle-Safety Committee (EEVC), concretamente en el Anexo VII, se detalla como deben ser tanto los ensayos estáticos como los dinámicos para la certificación del Impactador antropomórfico. El texto extraído de dicho anexo es el siguiente:

2.1.1 Ensayos estáticos

La temperatura estabilizada del Impactador durante la certificación deberá ser de 20 °C con una tolerancia de ± 2 °C. Los valores CAC de respuesta, como se define en la norma ISO 6487:2000, deberán ser de 50° de ángulo de flexión y 500 N de fuerza aplicada cuando el Impactador se carga según el ensayo de Flexión, y 10mm de desplazamiento de cortadura y 10 kN de fuerza aplicada cuando el Impactador se carga de acuerdo al ensayo de Cortadura.

Para ambos test se permite un filtro paso-bajo a una frecuencia apropiada para evitar el ruido a alta frecuencia, sin afectar significativamente a la medida de respuesta del Impactador.

Cuando el Impactador se carga de acuerdo al Ensayo de Flexión, la respuesta “Fuerza – Ángulo de flexión” debe estar dentro de los límites mostrados en la Figura 2. Además la energía absorbida para generar 15° de ángulo de flexión debe ser de 100 ± 7 J.

Cuando el Impactador se carga de acuerdo al Ensayo de Cortadura, la respuesta “Fuerza – Desplazamiento” debe estar dentro de los límites mostrados en la Figura 3.

Ensayo de Flexión

El Impactador, sin la cobertura de “carne” y “piel”, se montará con la tibia firmemente anclada a una superficie horizontal fija y un tubo de metal conectado firmemente al fémur como se muestra en la Figura 4.

El momento aplicado en el centro de la unión de la rodilla, debido al peso del tubo de metal y otros componentes, excluyendo el Impactador en sí mismo, no excederá los 25 Nm.

Una fuerza normal horizontal se aplicará al tubo de metal a una distancia de $2,0 \pm 0,01$ m desde el centro de la unión de la rodilla.

La carga se incrementará hasta un ángulo de desviación de 22°.

La energía se calculará integrando la fuerza con respecto al ángulo de desviación en radianes y multiplicando por la distancia de aplicación de la fuerza.

Ensayo de Cortadura

El Impactador, sin la cobertura de “carne” y “piel”, se montará con la tibia firmemente anclada a una superficie horizontal fija y un tubo de metal conectado firmemente al fémur restringido a 2,0 m desde el centro de la unión de la rodilla, como se muestra en la Figura 5.

Una fuerza normal horizontal se aplicará al fémur a una distancia de 50mm del centro de la unión de la rodilla.

La carga se incrementará hasta que el desplazamiento de cortadura supere los 8mm o la fuerza supere los 6 kN.

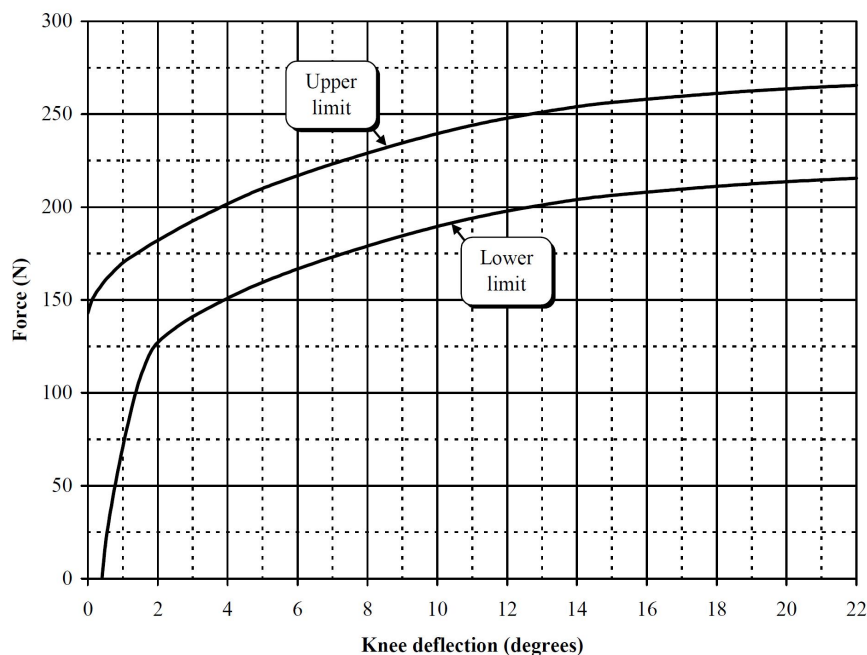


Figura 2: Gráfica de validación para ensayo estático de flexión

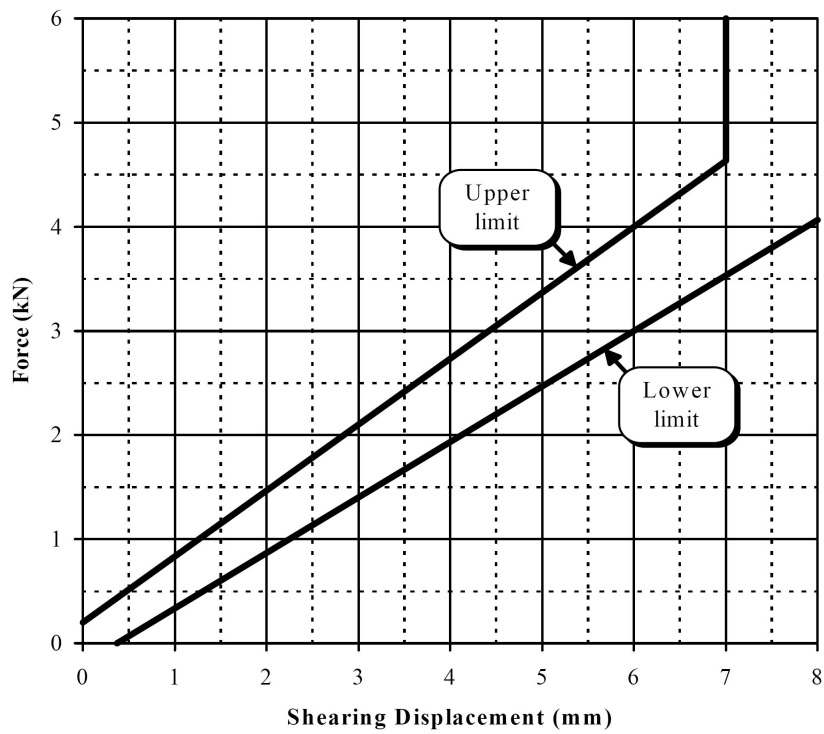


Figura 3: Gráfica de validación para ensayo estático de cortadura

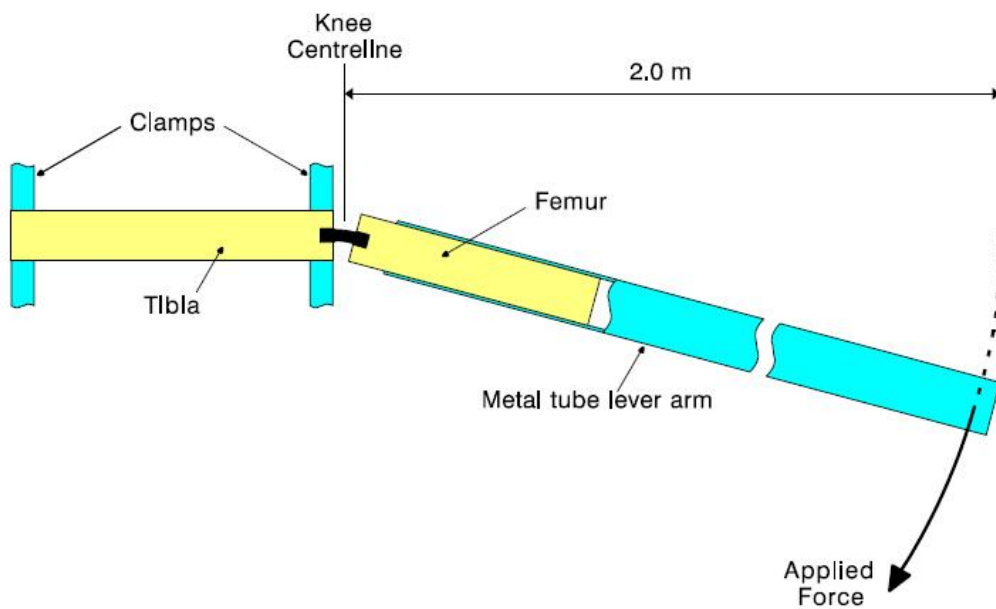


Figura 4: Esquema de realización del ensayo estático de flexión

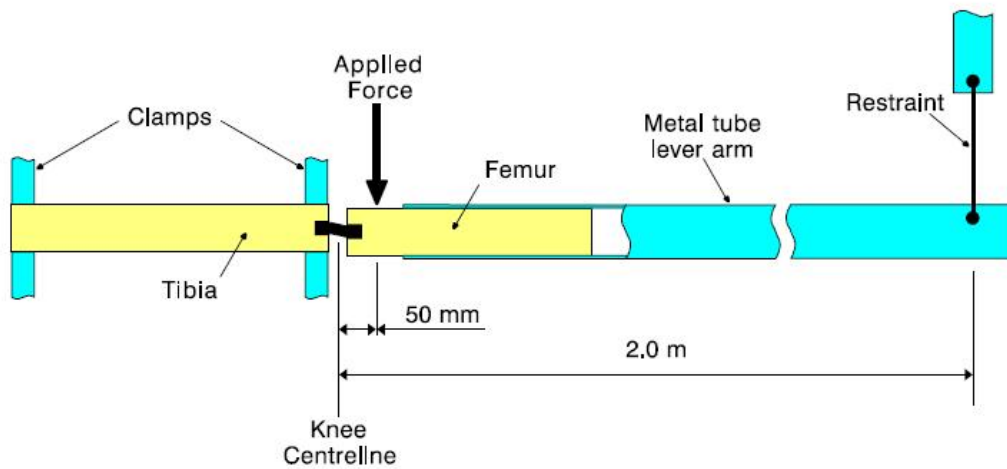


Figura 5: Esquema de realización del ensayo estático de cortadura

2.1.2 Ensayo dinámico

La temperatura estabilizada del impactador durante la certificación deberá ser de 20 °C con una tolerancia de ± 2 °C. Cuando el Impactador es impactado por el impactador de certificación linealmente guiado, la máxima aceleración de la parte superior de la tibia, donde no se produce el impacto del impactador de certificación, no será inferior a 120g ni mayor a 250g. Además, el máximo ángulo de flexión no será menor a 6,2° ni mayor a 8,2°.

El valor de respuesta de la instrumentación CFC, como se define en la norma ISO 6487:2000, debe ser 180 para todos los transductores.

El ensayo se realizará de la siguiente manera.

El Impactador, incluyendo la cobertura de “carne” y “piel”, se suspenderá horizontalmente mediante 3 cables de $1,5 \pm 0,2$ mm de diámetro y una longitud mínima de 2,0 m, como se muestra en la Figura 6 y 7. Se suspenderá según su eje longitudinal con una tolerancia máxima de $\pm 0,5^\circ$ y perpendicular a la dirección del movimiento del impactador de certificación, con una tolerancia de $\pm 2^\circ$.

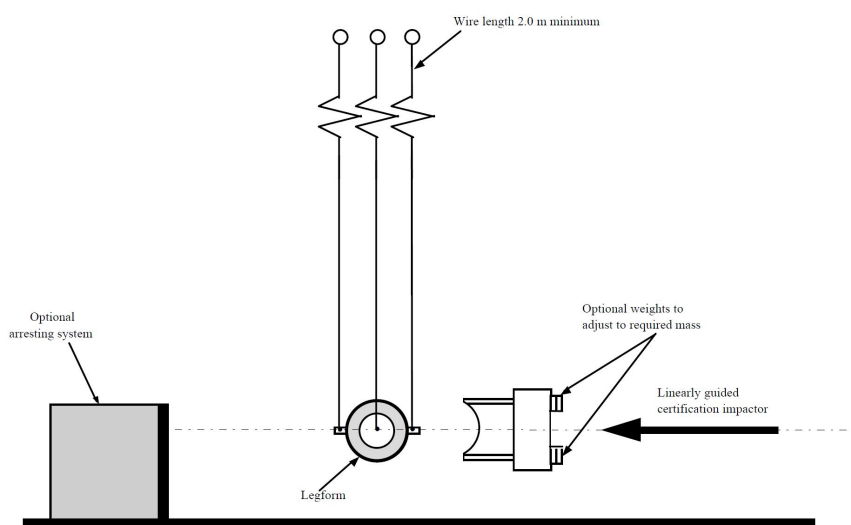


Figura 6: Vista lateral del esquema de realización del ensayo dinámico

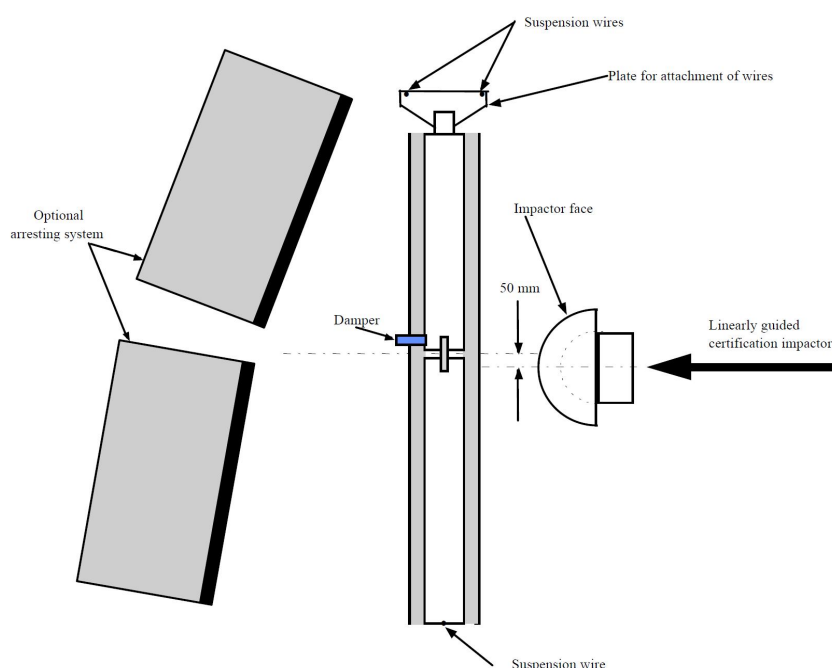


Figura 7: Vista superior del esquema de realización del ensayo dinámico

El impactador de certificación tendrá una masa de $9,0 \pm 0,05$ kg. Esta masa incluye los componentes de guiado y de propulsión que forman parte de él durante el impacto. Las dimensiones del impactador de certificación se muestran en la Figura 8. La cara de impacto tendrá un recubrimiento de aluminio de $2 \mu\text{m}$. Se podrá realizar todo el impactador de aluminio.

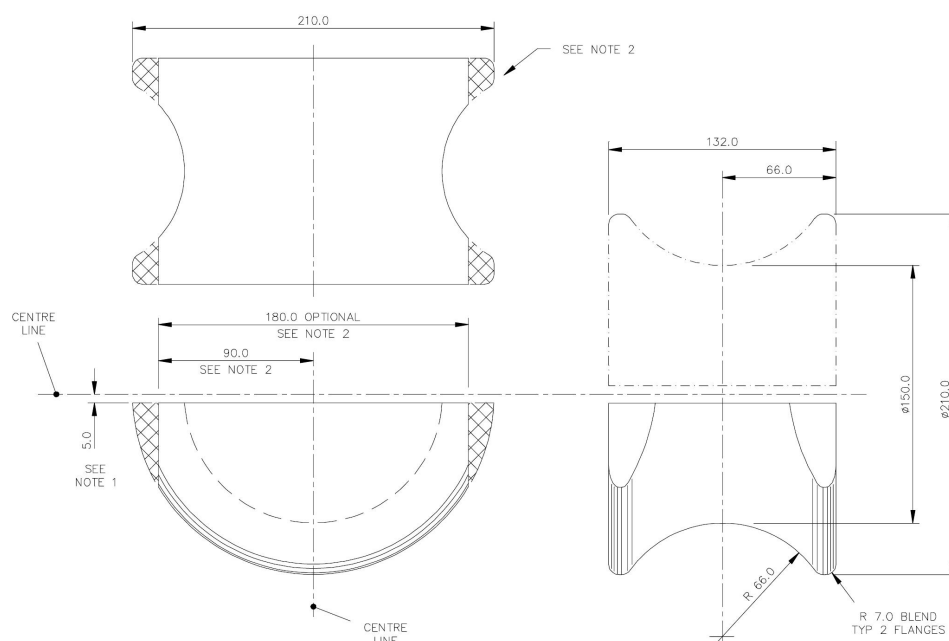


Figura 8: Dimensiones del impactador de certificación para ensayo dinámico

El impactador de certificación se propulsará a una velocidad de $7,5 \pm 0,1$ m/s y se posicionará de tal manera que su centro se alinee con la tibia a una distancia de 50mm del centro de la unión de la rodilla, con unas tolerancias máximas de ± 3 mm horizontalmente y ± 3 mm verticalmente.

El Impactador se certificará con el recubrimiento de “carne” y “piel” sin que tengan uso previo, y durante, así como después de su colocación, se intentará que la manipulación sea lo menor posible.

Por otro lado, en el punto 4 Anexo III del mismo informe se detalla cómo debe ser y cuáles deben ser las dimensiones del Impactador. El texto es el siguiente:

- El diámetro del fémur y de la tibia será de 70 ± 1 mm y ambos tendrán una cobertura de carne y piel. El material de la carne será *Confor Foam CF-45* con un espesor de 25 mm. El material de la piel será *Neopreno* y tendrá un espesor de 6 mm.
- La masa total del fémur y de la tibia será $8,6 \pm 0,1$ Kg y $4,8 \pm 0,1$ Kg respectivamente y la masa total del modelo de $13,4 \pm 0,2$ Kg. El centro de gravedad del fémur y de la tibia se situará a una distancia del centro de la rodilla de 217 ± 10 mm y 233 ± 10 mm respectivamente.
- El momento de inercia del fémur y la tibia, respecto del eje perpendicular a la dirección de impacto, será $0,127 \pm 0,010$ Kgm² y $0,120 \pm 0,010$ Kgm²

respectivamente.

En la siguiente imagen se muestran el resto de dimensiones

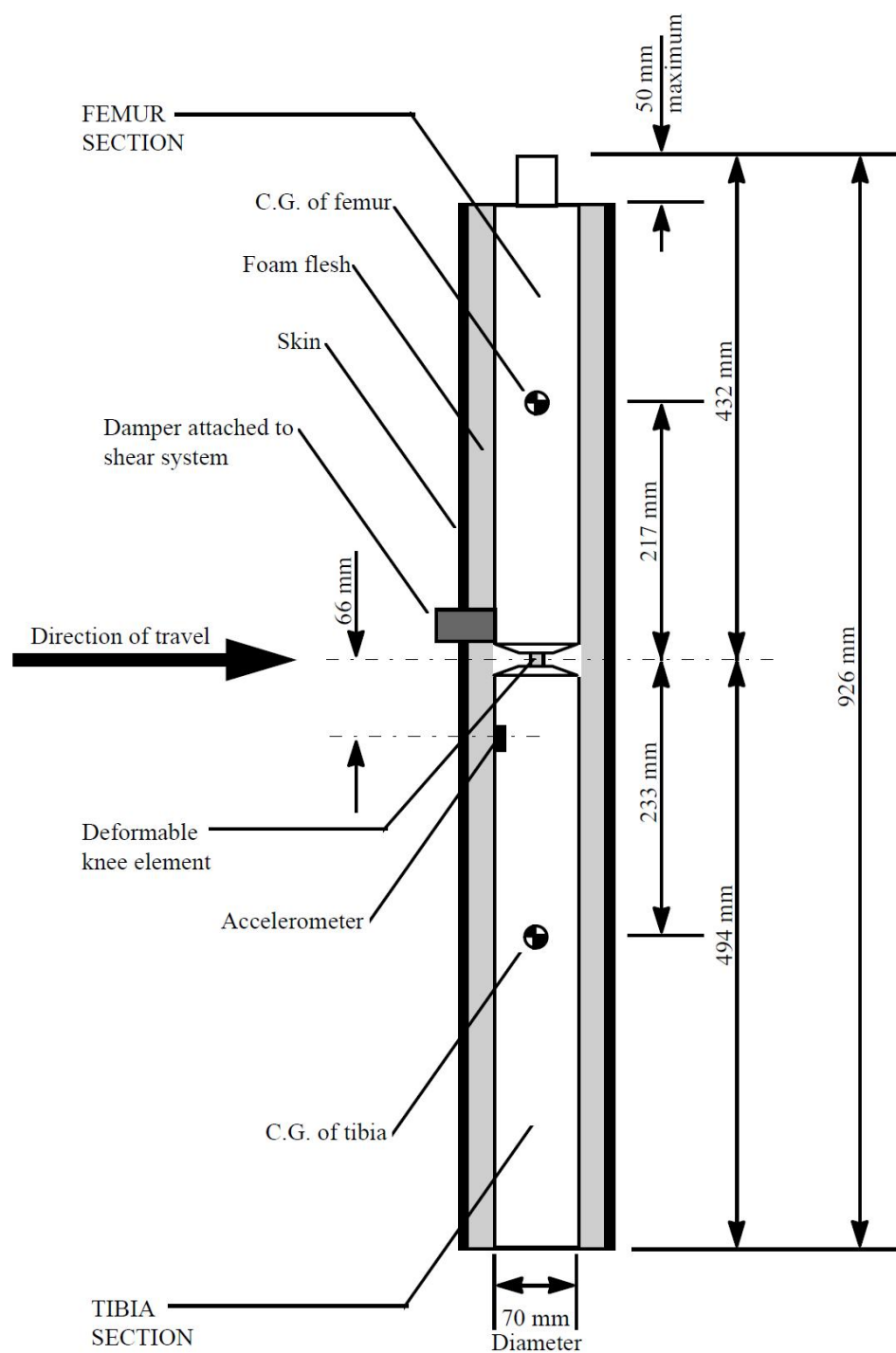


Figura 9: Dimensiones del Impactador antropomórfico completo

2.2 Ensayos estáticos

Para realizar la simulación de los ensayos estáticos se barajaron dos posibilidades. Una de ellas era ser fiel al esquema que muestra el informe WG17 en las Figuras 4 y 5. Para poder ser fiel a este montaje, hay que empezar por crear el Impactador completo, tanto el “fémur” como la “tibia” y colocar entre medio de ambas piezas los elementos diseñados. Además habría que crear el tubo sobre el que se aplica la fuerza en el ensayo de flexión, los anclajes y demás restricciones.

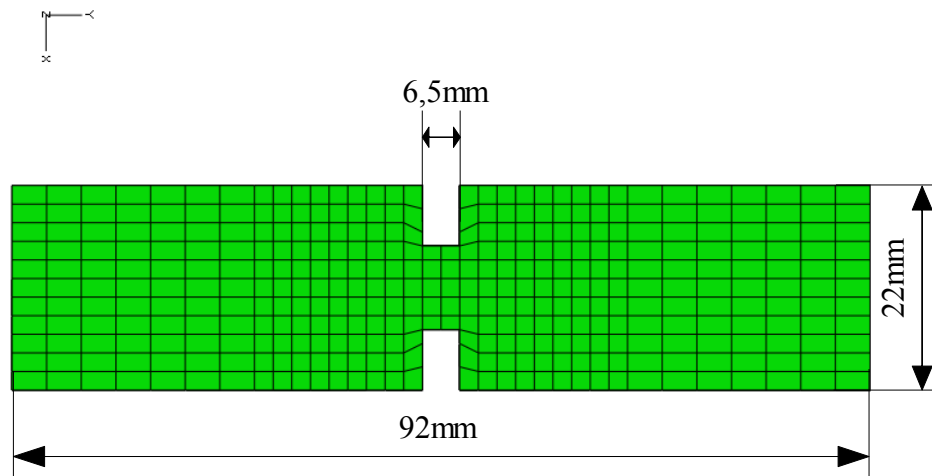
Esto iba a generar ciertos inconvenientes. Uno de ellos era el hecho de que habría que mallar tanto la tibia, el fémur, como del tubo para realizar los ensayos. El mallar estos elementos supondría un incremento más que notable en el número de elementos en el modelo, lo que se traduce en un aumento del tiempo de cálculo, y por consiguiente, en un retraso en la obtención de datos. Pero el principal problema podría venir al tener que incluir los ligamentos entre la tibia y el fémur, ya que aun se desconocía cual iba a ser la geometría de estos elementos, tanto su longitud, como el espesor o la separación entre ellos. Dado que el informe WG17 es muy restrictivo en cuanto a la longitud máxima de los elementos que forman el Impactador, con cada prueba en busca de la geometría correcta de los ligamentos, habría que modificar también la geometría de la tibia y del fémur, y por tanto, su malla y los contactos entre elementos. Además una vez creadas las mallas habría que crear un contacto especial entre el fémur y el tubo de metal sobre el que se aplica la fuerza. Por todos estos inconvenientes se hacía necesario buscar una alternativa que permitiese realizar las simulaciones de una manera más sencilla. Esto nos lleva a la segunda posibilidad.

La otra posibilidad era trabajar únicamente con los ligamentos. Al trabajar únicamente con los ligamentos, el número de elementos de la malla es mucho menor, con lo que el cálculo se agiliza y se pueden obtener resultados de manera más rápida. Al modificar la geometría de los ligamentos ya no hay que pensar en la geometría del resto de piezas del Impactador. En cuanto a los anclajes, la unión a la tibia se haría mediante condiciones de contorno, restringiendo desplazamientos y giros, y evitando crear contactos entre piezas. Y el tubo de metal de 2 m sobre el que se aplica la fuerza para el ensayo de flexión, se simularía mediante una unión de tipo MPC (Multiple-Point Constraints), que se explicará detalladamente más adelante, en la que conseguimos que los puntos del anclaje de los ligamentos se muevan igual que el punto donde se aplica la fuerza.

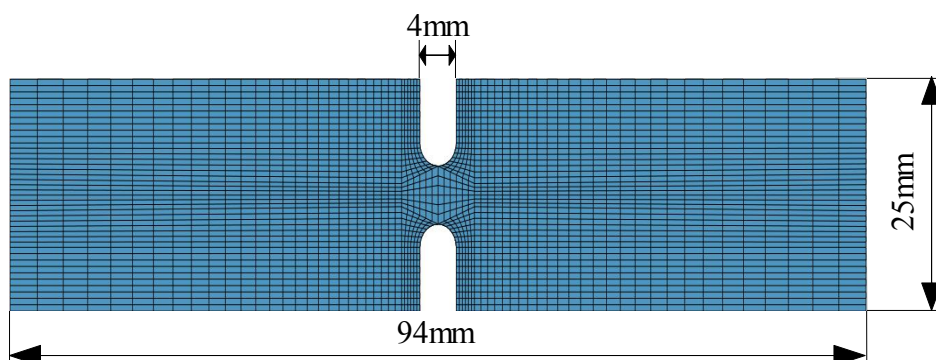
La segunda posibilidad presenta como ventajas aquello que la primera posibilidad presenta como inconvenientes, de modo que la segunda opción sería la elegida para realizar los cálculos de los ensayos estáticos.

2.2.1 Búsqueda de Geometría

El primer paso en el diseño de los ligamentos era encontrar una geometría sencilla. Gracias a algunas pruebas realizadas anteriormente en el grupo VEHIVIAL del Departamento de Ingeniería Mecánica en este ámbito, se disponía de una geometría que serviría como base para empezar. La geometría base era una probeta de forma rectangular con dos entallas de forma también rectangular en su zona media.



Las medidas de dicha probeta eran las que se muestran en la imagen y de las que se partió para hacer las primeras iteraciones, aunque es verdad que desde un primer momento se decidió cambiar las medidas ligeramente, ya que se prefirió modificar la entalla por una con el “fondo” redondeado como muestra la siguiente imagen. Las medidas iban a ser ahora de 94 mm de longitud, 25 mm de altura, espesor de 4,5 mm y un ancho de entalla de 4 mm y una altura de 7,5.



El segundo paso era definir las condiciones de contorno para realizar las simulaciones de los ensayos estáticos. Para definir las condiciones de contorno había

que decidir también cual iba a ser la distancia de anclaje de los ligamentos tanto a la tibia como al fémur. Esta distancia de anclaje determina que parte de los ligamentos es solidaria a las otras piezas y que, por tanto, no se mueve. La distancia elegida en un primer momento era de 18 mm. Para los nodos de la malla de los ligamentos que iban a estar empotrados en la tibia se les restringió tanto los desplazamientos como los giros en las tres direcciones de los ejes de coordenadas.

Las condiciones de contorno para los nodos empotrados en el fémur había que hacerlos de una manera un poco distinta. Como se ha comentado antes brevemente, se hizo mediante MPC, que cambiaría dependiendo del ensayo, si era el de flexión o el de cortadura.

Para realizar la simulación de flexión se colocó un nodo a una distancia de 2 m de distancia del centro de los ligamentos, que es donde se aplica la fuerza. Los nodos de anclaje pertenecientes a los ligamentos se unen a este nodo mediante un MPC.

El MPC o Multiple Point Constraints utilizado es de tipo Rígido, lo que permite es que uno, o varios nodos definidos como dependientes se comporten de igual manera que un nodo definido como independiente. Es decir, el MPC lo que hace es simular una unión rígida, como si hubiese una barra que conecta ambos nodos, que es precisamente lo que buscábamos.

En nuestro caso, el nodo situado a 2 m de distancia, donde se aplica la fuerza, es el nodo independiente, y los nodos de anclaje de los ligamentos, los dependientes.

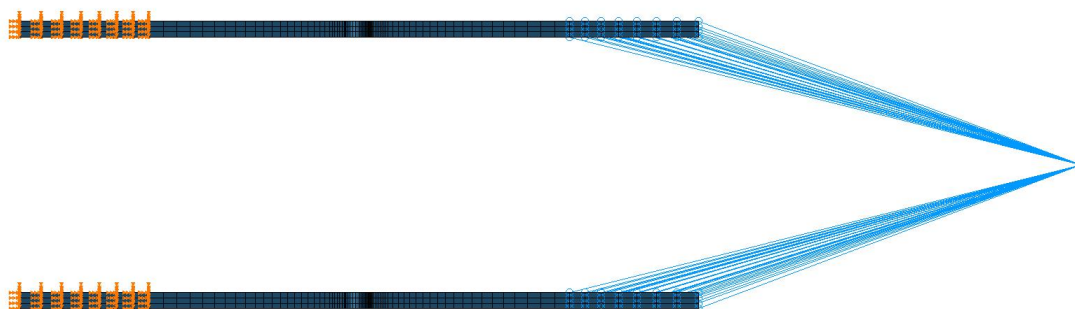


Figura 10: Detalle nodos anclados mediante MPC en ensayo de flexión. Vista superior

El ensayo de cortadura es similar al de flexión en cuanto al MPC utilizado, pero, al aplicarse la carga de otra manera había que hacer algunos cambios. Para esta simulación se iban a necesitar dos MPC, el primero iría desde los nodos de anclaje de los ligamentos a un nodo situado a 50 mm del centro de éstos, donde se aplicaría la carga. El segundo MPC une éste nodo con un nodo situado a 2 m de distancia, en el cual se restringen los desplazamientos en las 3 direcciones.

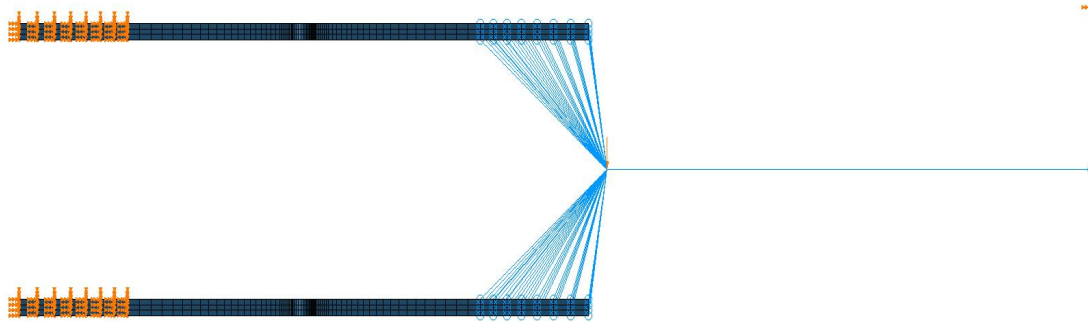


Figura 11: Detalle nodos anclados mediante MPC en ensayo de cortadura. Vista superior

2.2.2 Definición de la malla

El tamaño de malla es una variable que también tuvo que ser analizada de una manera exhaustiva, ya que el tamaño mínimo de los elementos determina el tiempo de cálculo. Para determinar cual era el tamaño de malla más adecuado se decidió realizar un análisis de sensibilidad con la primera geometría elegida. Aunque esta geometría no fuese la definitiva, sí que permitiría obtener unos resultados que serían extrapolables a cualquier geometría que eligiésemos, ya que las dimensiones no iban a cambiar su orden de magnitud.

Para realizar la malla se siguieron los siguientes pasos. La geometría propuesta posee 2 ejes de simetría, uno longitudinal y otro transversal, lo que permite dividir la probeta en cuatro partes para trabajar más fácilmente. La cuarta parte de la probeta también se subdividió en superficies más pequeñas, porque la entalla, al ser la zona donde se van a producir los esfuerzos principales, merecía una atención especial, y sería esa zona la que determinase el tamaño final de los elementos de la malla. Una vez decidido el número de elementos en la entalla, se mallaron el resto de superficies, aumentando el tamaño de los elementos conforme se acerca la zona de anclaje, y posteriormente, el resto de la probeta aprovechando la simetría. El resto del modelo se obtuvo duplicando la probeta.

2.2.3 Análisis de sensibilidad

Con el análisis de sensibilidad se trata de determinar cual es el tamaño mínimo de los elementos con el que se puede obtener un resultado correcto. Como ya se ha dicho antes, la entalla será lo que determine el tamaño mínimo de los elementos de la malla.

En la primera malla que se creó se hicieron 16 divisiones en el contorno de la entalla (hablamos siempre en un cuarto de la probeta), 8 en la zona curva y otros 8 en la zona recta. El siguiente paso fue realizar una malla con elementos más grandes. En esta segunda malla el número de elementos en la entalla eran 11, 6 en la zona recta y 5 en la curva. Y por último, una tercera prueba con un tamaño más pequeño que la malla original, que constaba de 22 elementos, 10 en la zona recta y 12 más en la zona curva.

Comparación de resultados en el ensayo de cortadura.

Malla con menor número de elementos en la entalla

En esta simulación los resultados variaban sustancialmente cuando la fuerza aplicada llegaba a un intervalo próximo a los 3,5 kN. Hasta este valor, cuando la fuerza aplicada se encuentra en el intervalo de 1 a 2,5 kN se alcanza un error de valor aproximado a un 15%. Aunque a priori pudiera parecer mucho, no lo es, ya que equivale a una diferencia aproximada a 0,05 mm en el desplazamiento. La mayor diferencia viene para una fuerza aproximada de 4 kN, que no es donde más error se comete, pero sí donde la diferencia es mayor, 0,7 mm. Dado que la máxima deformación que permite el informe WG17 es de 8mm, una diferencia de 0,7mm no era admisible.

Malla con mayor número de elementos.

Si se refina más la malla, los resultados se asemejan a los obtenidos con una malla de elementos más grandes, también aumenta el desplazamiento, aunque mínimamente. Los errores que se producen con respecto a la malla original de 16 elementos en la entalla son menores que con la malla grande pero aun así se encuentran diferencias de hasta un 23%, que equivalen a 0,6mm.

Con esta tendencia, el error llegaba al 30%. Y como se ha comentado anteriormente una diferencia de 0,6 o 0,7mm no era admisible en este cálculo, además el tiempo utilizado en realizar los cálculos es mucho mayor y no compensa la espera en la obtención de los resultados con las diferencias observadas.

Comparación de resultados en el ensayo de flexión.

Los resultados que se obtuvieron en las simulaciones con tamaños de malla distintos eran prácticamente iguales. A partir de una fuerza de 350 N no era necesario seguir teniendo en cuenta los resultados ya que el ángulo de flexión para esta fuerza tiene una magnitud de 28° y en el informe WG17 se especifica que en el ensayo de flexión se aumentará la carga hasta los 22° de flexión. El máximo error observado en la

medida del ángulo era de $0,12^\circ$ para una fuerza de 300 N.

Se obtienen mejores resultados para la simulación del ensayo de cortadura con la primera malla, más fina, ya que el desplazamiento es menor. En el caso del ensayo de flexión, el ángulo de flexión es menor para un tamaño de malla más grande, pero como las diferencias no son sustanciales ($0,3^\circ$) elegir un tamaño u otro de malla es indiferente.

2.2.4 Compensación del amortiguamiento

La respuesta que se obtenía al realizar las simulaciones del ensayo de cortadura no era la esperada. Dependiendo de la geometría elegida se obtenían una serie de oscilaciones en el resultado que no deberían aparecer con el tipo de carga aplicada. Incluso al simular alguna geometría los resultados de desplazamiento podían aumentar o disminuir aunque la fuerza aplicada era linealmente creciente.

Estos resultados se deben a que se produce un amortiguamiento al aplicar la fuerza. Sobre todo, en ensayos dinámicos, el amortiguamiento juega un papel muy importante. Para compensar el amortiguamiento en un tipo de análisis como éste, lo más sencillo es tratar el amortiguamiento como un Amortiguamiento Equivalente de Rayleigh de la forma

$$[C] = \alpha \cdot [M] + \beta \cdot [K]$$

donde:

$[C]$ es la matriz de amortiguamiento del sistema

$[M]$ es la matriz de masa del sistema

$[K]$ es la matriz de rigidez

α y β son coeficientes que multiplican a las matrices anteriores

La forma de obtener los valores tanto de α (*alfa*) como de β (*beta*) están explicados en el Anexo C.

Una vez se elige la geometría que se va a simular, se hace un análisis frecuencial para hallar los modos de vibración del modelo. Se estima que con los 20 primeros modos de vibración es suficiente para obtener un valor de *alfa* y de *beta* correcto. Los 20 primeros modos de vibración están comprendidos entre 500 y 20.000 hercios (Hz). En las últimas simulaciones con la geometría final de los ligamentos, en el análisis frecuencial se obtuvieron los 50 primeros modos de vibración entre 500 y

200.000 Hz a fin de obtener un valor más preciso de *alfa* y *beta*.

Al introducir el valor de *alfa* en la simulación se observó que la oscilación que se obtenía en la gráfica de “Fuerza – Desplazamiento” había desaparecido, la respuesta que se obtenía ahora era casi lineal, con lo que el problema estaba casi resuelto. La pequeña oscilación que se seguía viendo en la gráfica se subsanaría al introducir también el valor de *beta* en la simulación, pero al hacerlo el tiempo de cálculo se alargaba demasiado para el beneficio que aportaba en los resultados finales. De este modo se decidió introducir únicamente el valor de *alfa* para hacer el cálculo, aunque en la parte de los resultados se darán los valores finales tanto de *alfa* como de *beta*.

2.3 Ensayo dinámico

A diferencia de los modelos para los ensayos estáticos, en el modelo del ensayo dinámico es necesario realizar mediante elementos finitos todo el Impactador e introducir los ligamentos que se han calculado en las simulaciones de los ensayos estáticos, dentro del modelo.

El informe WG17, como se ha explicado anteriormente, detalla cuales deben ser las medidas exactas de cada una de las partes que componen el Impactador. Sólo deja libertad en la medida máxima del fémur, ya que existe una pieza cúbica en el extremo de éste cuya medida puede variar entre cero y 50 mm (ver Figura 9). En este caso se eligió la medida máxima de 50 mm, lo que hace que el fémur esté en su medida mínima de 382 mm. La medida de la tibia son 494 mm y es fija.

Por otro lado hubo que tener en cuenta la posición del centro de gravedad tanto para la tibia como para el fémur. Deben estar situados a una distancia de 233 y 217 mm del centro de la rodilla respectivamente, aunque se permite una variación de ± 10 mm en ambas medidas. Dado que las partes de la piel y de la carne no tienen posicionado su centro de gravedad, el peso de ambas partes debía estar incluido en el peso de la tibia y del fémur. A fin de simplificar la realización del modelo se decidió dividir la masa total de piel y carne a partes iguales entre tibia y fémur. De este modo, se elegía el material del fémur y de la tibia, y por ende su densidad quedaba determinada. Como se conocía cual debía ser el peso total del Impactador, podíamos calcular la masa de carne y piel, el volumen que ocupaba también era conocido, así que la densidad era fácil de calcular. Con el programa de preprocesado se podía obtener la posición del centro de gravedad del fémur y de la tibia.

2.3.1 Posicionamiento del cdg

En casi todos los modelos preparados para ser calculados solía ocurrir que el *cdg* no se localizaba a la distancia adecuada del centro de la rodilla, para lo cual hubo que pensar una solución.

La solución se basaba en crear un elemento adimensional (0P) al cual se le asignaba una masa. El siguiente paso era determinar la posición de ese elemento. Por ejemplo, en el caso de la tibia, su *cdg* debe estar situado a una distancia de 233 ± 10 mm desde el centro de la rodilla, que denominaremos d_{cdg} . Se decidía cual iba a ser la masa del elemento 0P (m) y cual el de la tibia (M). El preprocesador nos daba la posición D del *cdg* de la tibia con la masa M elegida, así que la única incógnita que

teníamos era la posición x del elemento OP. Para determinar x bastaba resolver una sencilla ecuación: $M \cdot D + m \cdot x = (M + m) \cdot d_{cdg}$

De esta sencilla manera se podía asegurar que se tenía toda la masa localizada a la distancia correcta del centro de la rodilla.

2.3.2 Ajuste del momento de inercia

Además de ajustar la posición geométrica del cdg , también había que ajustar el valor del momento de inercia respecto del eje perpendicular a la dirección de impacto en el centro de gravedad, tanto de la tibia como del fémur. Al igual que se hizo para solucionar la posición del cdg , para que el momento de inercia sea el indicado por el informe WG17, se creó un elemento adimensional, al que denominaremos OP y al que se le asignó una propiedad del tipo *Inercia Rotacional* en el eje necesario de valor I_{OP} . Siendo I_{OP} la diferencia entre el valor que queremos y el valor en el cdg .

$$I_{OP} = I_{deseado} - I_{cdg}$$

2.3.3 Contactos

En el modelo del Impactador había que importar los ligamentos que se habían dado por válidos en los cálculos de los ensayos estáticos. En dichos cálculos se había seleccionado una distancia fija de anclaje al fémur y a la tibia. Como en el ensayo dinámico no se iban a crear los anclajes, éstos se iban a representar mediante unos contactos de tipo *TIE* entre los elementos de la cara libre de la tibia y el fémur, con la de los ligamentos. Aquellos elementos de los ligamentos que forman parte del anclaje se eliminaron al importarlos al modelo entero del Impactador, ya que no van a participar en el cálculo.

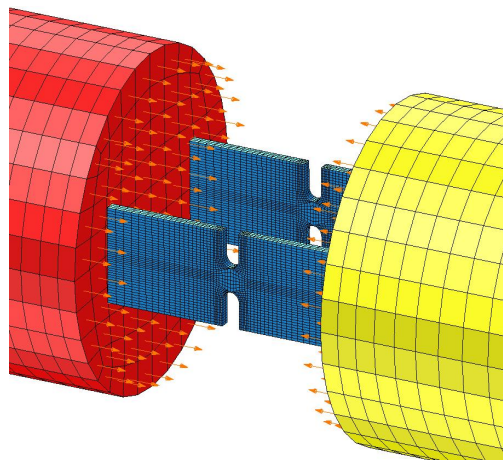


Figura 12: Detalle contacto tipo TIE entre la tibia, el fémur y los ligamentos

2.3.4 Condiciones de contorno

El ensayo dinámico debe hacerse con el Impactador suspendido por 3 cables de 2,0 m de longitud, tal y como se detalla en el “punto 2.1.2” Para simular estas condiciones se ha restringido el desplazamiento en la dirección vertical y los giros en el eje x y en el eje z , y se aplica una carga a todo el modelo en el eje vertical correspondiente a la gravedad.

2.3.5 Definición de la malla

El tamaño de los elementos que se eligió para mallar las piezas que componen el Impactador, como son la tibia y el fémur, carne y piel, era más grande que el tamaño de los elementos que forman los ligamentos. Se eligió un tamaño mayor, ya que las dimensiones de las piezas son también mayores, además hay partes en estas piezas que no iban a sufrir ningún tipo de esfuerzo.

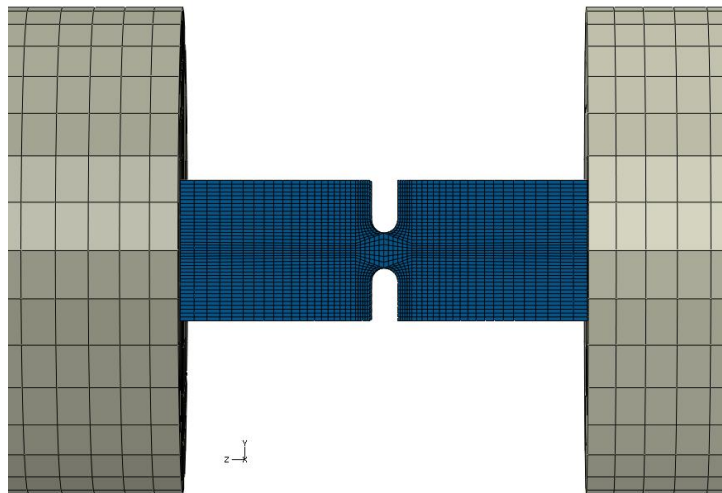
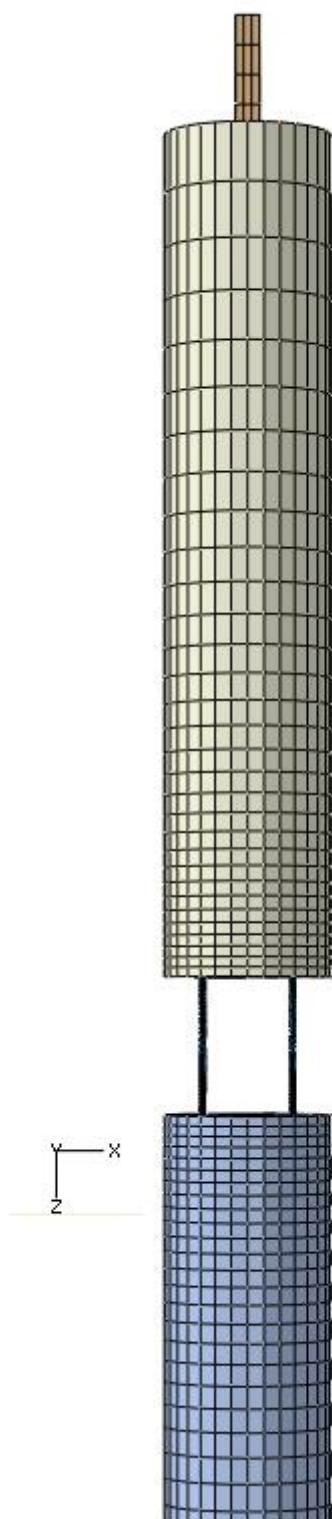


Figura 13: Detalle del tamaño de malla entre tibia y fémur, y ligamentos

Después de las primeras simulaciones, se decidió modificar la malla inicial de la carne y la piel en la zona de contacto entre estas piezas y el impactador de certificación. Se refinó el tamaño de malla, haciendo que los elementos fuesen más pequeños en esa zona y aumentasen su tamaño hacia los extremos del Impactador. Este cambio iba a permitir obtener unos resultados más fiables en la zona de impacto, allá dónde se iban a generar mayores tensiones.



*Figura 14: Detalle de la malla
del fémur y la tibia*

3 RESULTADOS

3.1 Ensayos estáticos

La primera geometría, que sirvió de partida para hacer los primeros cálculos y para hacer el análisis de sensibilidad tenía unas medidas de 94 mm de longitud, 25 mm de altura y un espesor de 4,5. La entalla tenía un ancho de 4 y una altura de 7,5 mm.

Una vez elegido el tamaño de malla, el procedimiento que se iba a seguir era elegir una nueva geometría, y con cada geometría hacer pruebas con distintos materiales. El cambio en la geometría se basa fundamentalmente en cambios en la altura y/o anchura de la entalla, y cambios en el espesor de los ligamentos.

Con los primeros cálculos se observó que el ensayo de cortadura era el que más problemas iba a presentar, ya que los resultados que se obtenían distaban mucho de los límites marcados por la norma. Por el contrario, el ensayo de flexión mantenía una forma similar a los límites superior e inferior de la gráfica “Fuerza – Ángulo” de la norma, aunque se situaba por encima del límite superior. A la vista de estos resultados, el cálculo y modificación de la geometría se centraría en el ensayo de cortadura, y cada cierto número de pruebas se comprobaría también la geometría en el ensayo de flexión.

3.1.1 Influencia de los parámetros geométricos

La modificación de un parámetro geométrico ofrece cambios en los resultados pero se ven influidos por el resto de parámetros geométricos y por los materiales. Por eso, el hecho de intentar aislar el comportamiento de cada uno de los parámetros sobre el resultado final puede resultar un poco complicado.

Influencia del espesor

Los primeros cálculos que se realizaron se hicieron manteniendo la altura y el ancho de la entalla, así como la longitud y la altura de los ligamentos. Se partió de un espesor de 4,5 mm y se fue disminuyendo hasta los 2,5 mm con pasos de 0,5 mm. Con cada disminución del espesor (manteniendo constante la distancia entre las placas) se obtenía una gráfica (siempre “Fuerza – Desplazamiento” para el ensayo de cortadura) cada vez más próxima al límite superior de la norma.

El espesor se mantuvo con una dimensión de 2,5 mm para el resto de cálculos. Únicamente se hicieron ciertas pruebas en torno a este valor con variaciones de décimas de milímetro para momentos puntuales en los que se quería volver a

comprobar la influencia de este parámetro. Aunque este tipo de comprobaciones se hicieron conforme se iba definiendo la geometría final, en el momento final, cuando la geometría estaba casi determinada, fue cuando más pruebas se hicieron con el objeto de afinar los resultados, llegándose a un espesor de 2,2 mm como la mejor opción.

Influencia de la altura

Con la altura se siguió un proceso similar al del espesor. Se empezó con una altura de 25 mm y se fue disminuyendo el valor hasta encontrar el que diese un resultado adecuado. Los decrementos en la altura eran de 2 mm hasta que se alcanzó una dimensión de 18 mm. Al comparar los resultados se observó que la medida más adecuada para la altura era de 20 mm. De igual modo que con el espesor, se decidió utilizar la medida de 20 mm en la altura para el resto de los cálculos, y únicamente se modificaría en algún momento puntual para comprobar si la elección había sido correcta, aunque acabaría siendo la medida seleccionada para el modelo final.

Influencia del tamaño de la entalla

Existen dos parámetros que determinan la forma de la entalla tal y como se diseñó, uno es la altura total y otro la anchura. El diámetro de la semicircunferencia que da forma a la base de la entalla viene dado por el ancho de ésta, de manera que la única forma de cambiar la altura de la entalla era modificar la longitud del tramo recto entre el borde de la placa y la zona circular.

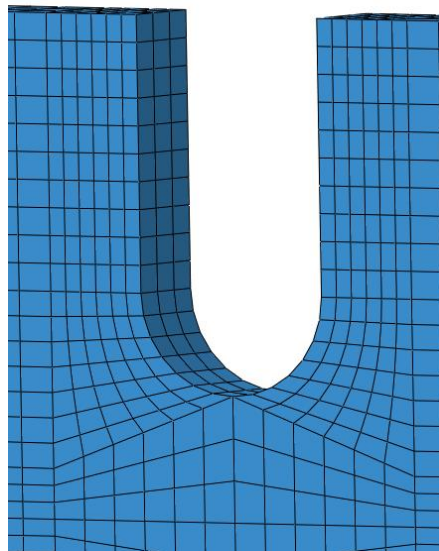


Figura 15: Detalle en perspectiva de la forma de la entalla superior

Se dejó fijo el ancho de la entalla y se fue modificando la altura. Modificar la altura de la placa se traduce en modificar la altura de la sección intermedia de la placa donde se iban a concentrar todos los esfuerzos. Se partía de una altura total de 7,5 mm, y se hicieron pruebas con alturas que iban desde los 5,5 mm hasta los 8,5, con pasos de 0,5 o 1 mm. Conforme se modificaba la altura de la entalla se hacía también la modificación de la altura de la placa, de forma que, como esta variaba desde los 25 a los 18 mm, se tenía una sección intermedia que iba desde los 3 a los 15 mm. Como se ha comentado anteriormente se eligió una altura de placa de 20 mm, lo que restringe la altura de la sección intermedia entre los 3 y los 10 mm.

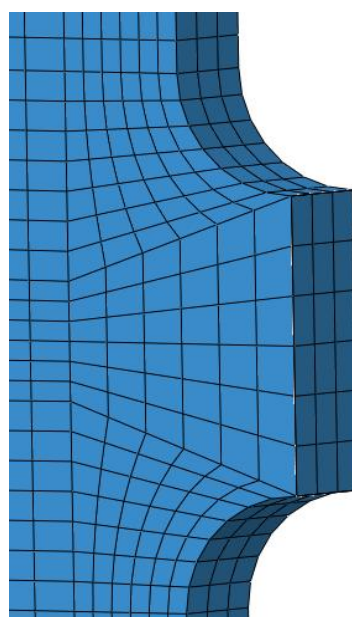


Figura 16: Detalle sección intermedia de un ligamento cortado por un plano transversal

Los 3 mm de altura en la sección intermedia, o lo que es lo mismo, una altura de entalla de 8,5 mm, suponía una sección demasiado estrecha, la placa no era lo suficientemente resistente y rompía antes de alcanzarse los 8 mm de desplazamiento.

El mejor resultado se obtenía para una altura de entalla de 7,5 mm, casualmente la medida que se había elegido en un primer momento.

Influencia de la distancia de anclaje

Se llama distancia de anclaje a la longitud de la placa que está empotrada en el fémur y en la tibia del Impactador. Cuando se habla de esta distancia se refiere a un único lado de la placa, pero no hay que olvidar que es simétrica y que la distancia de anclaje debe ser la misma en los dos lados de la placa.

Desde un primer momento se escogió una distancia de anclaje de 20 mm ya que la longitud total de la placa eran 94 mm y de esa forma la distancia entre los anclajes, 54 mm, era mayor que la mitad de la longitud total. Además la malla elegida para hacer los cálculos favorecía el hecho de poder seleccionar esa distancia ya que una fila de nodos estaba a esa distancia y las restricciones de movimiento eran nodales.

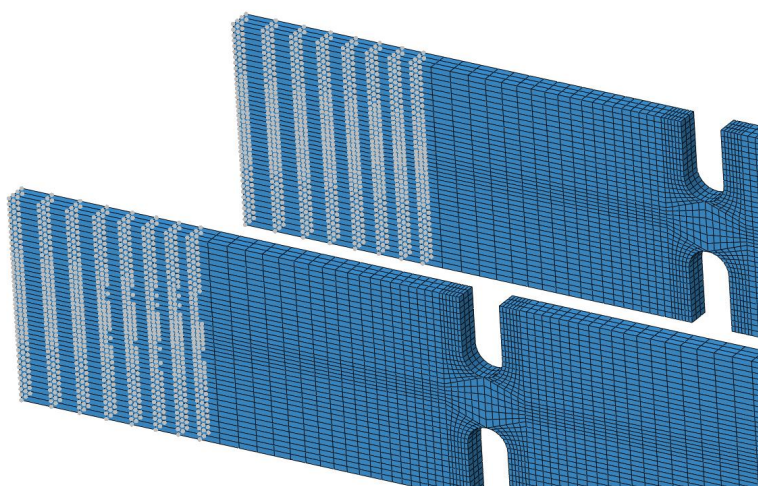


Figura 17: Detalle de la distancia de anclaje. Se marcan en blanco cada uno de los nodos restringidos

Una vez se habían determinado algunos de los parámetros anteriores como fijos, era el momento de comprobar la influencia de la distancia de anclaje. Se hicieron pruebas disminuyendo la distancia de anclaje a 18, 16 y 8 mm. Para una misma geometría la disminución de la distancia de anclaje suponía que, para el mismo nivel de fuerza aplicada el desplazamiento de cortadura era mayor, o lo que es lo mismo, que para tener el mismo desplazamiento se debía aplicar una fuerza menor. En el ensayo de flexión, cuando se disminuía la distancia de anclaje, el ángulo de flexión aumentaba para el mismo nivel de fuerza aplicada. A la vista de los resultados obtenidos, se decidió utilizar una distancia de anclaje comprendida entre los 18 y los 20 mm. Puesto que la separación entre placas influía en la elección de la distancia de anclaje, se elegirían ambas dimensiones de forma conjunta, resultando finalmente una distancia de 18 mm como la más favorable y, por tanto, la elegida.

Influencia de la separación entre placas

La separación entre placas estaba limitada por el diámetro mayor del fémur y de la tibia, ambos de 70 mm. Dependiendo entonces de la altura de la placa escogida se podrían separar más o menos.

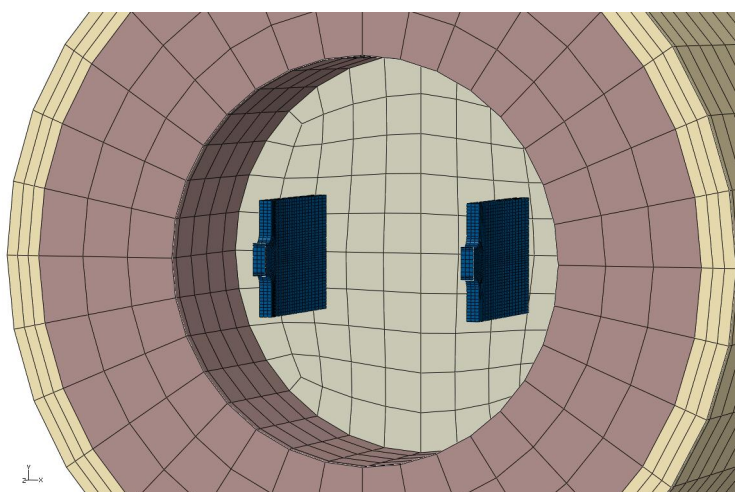


Figura 18: Corte transversal del Impactador donde se muestra la distancia entre ligamentos, el fémur, la carne y la piel

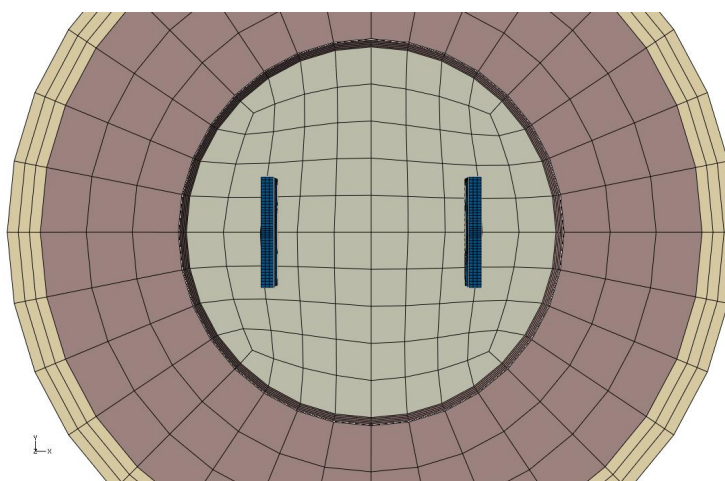


Figura 19: Vista frontal

En el ensayo de cortadura, la separación de las placas no iba a ser muy relevante, por la distancia y la forma de aplicar la carga, pero sí lo iba a ser en el ensayo de flexión, donde una separación mayor iba a tener las mismas consecuencias que disminuir la distancia de anclaje, es decir, para obtener el mismo ángulo de flexión se debía aplicar una fuerza mayor.

Se partió de una separación entre las placas de 30 mm y se fue aumentando hasta los 40 mm haciendo pruebas con 35 y 38 mm. Todas estas pruebas se hicieron de forma paralela a la modificación de la distancia de anclaje con toda la geometría ya elegida.

Finalmente, una distancia intermedia de 35 mm era la que ofrecía mejores resultados, y para el modelo final, se ajustó este valor a los 35,5 mm.

3.1.2 Influencia del material

Como ya se ha comentado no solo la geometría afecta a los resultados, el tipo de material utilizado influye en los cálculos y debe ser tenido muy en cuenta en cada una de las iteraciones para obtener el resultado final.

De la misma manera que se disponía de una geometría de partida, el material que se había elegido para esta primera geometría era un acero inoxidable 316, con un módulo elástico de 193 GPa y un límite elástico de 250 MPa. Con este acero se hicieron las primeras pruebas de forma paralela a la modificación del espesor y de la entalla. A vista de los resultados del desplazamiento de cortadura se necesitaba un acero con un límite, tanto elástico como de rotura mayor, ya que hasta el momento los resultados revelaban que los ligamentos rompían antes de alcanzarse los 8 mm de desplazamiento o los 6 kN de fuerza aplicada. Se decidió utilizar la serie AISI de aceros inoxidables, la cual tiene en común, para la mayoría de ellos, una densidad de 7850 kg/m³ y un módulo de *Young* de 200-205 GPa. El límite elástico de esta serie comienza en los 400 MPa y el límite de rotura en los 650 MPa aproximadamente, y con una elongación de rotura en torno al 20%. Los resultados que se obtenían entonces estaban mucho más próximos al límite superior establecido para la gráfica de “Fuerza – Desplazamiento”, se alcanzaban valores de desplazamiento cercanos a los 8 mm para fuerzas en torno a los 4 kN, y la rotura se producía para valores de desplazamiento mucho más altos. La forma de la gráfica era la buscada, pero aun se encontraba fuera de los límites establecidos.

Hasta el momento no se habían comprobado todavía los resultados para el ensayo de flexión, salvo para la primera geometría y el primer material, con el fin de saber si la forma de la gráfica de resultados “Fuerza – Ángulo” era semejante a la mostrada en la norma. La razón de no realizar los cálculos con cada geometría también para el ensayo de flexión, se debía a que parecía, y lo era, más sencillo conseguir que la gráfica de “Fuerza – Desplazamiento” para el ensayo de cortadura estuviese dentro de los límites. En última instancia, se reajustarían los valores para cumplir también la norma establecida para el ensayo de flexión. Así se decidió hacer, de forma que hasta no conseguir que la simulación del ensayo de cortadura cumpliera la norma, no se simularía el ensayo de flexión.

Por tanto, el método a seguir era el mismo, se modificaba el material y se hacían pruebas modificando los parámetros geométricos tal y como se ha explicado anteriormente. Los resultados obligaban a utilizar cada vez aceros de más alta resistencia, con unos valores de límite elástico en torno a los 550-600 MPa y valores de límite de rotura que llegaban a los 800 MPa.

Con la geometría ya casi definida y con este tipo de material, la gráfica de resultados para el ensayo de cortadura se encontraba dentro los límites establecidos por la norma. Era entonces el momento de comprobar estas geometrías y estos materiales en la simulación de flexión.

Como era de esperar, si la geometría cumplía el ensayo de cortadura, también debería, o al menos estar cerca, de cumplir el ensayo de flexión. Así lo mostraban los resultados de las simulaciones. La gráfica “Fuerza – Ángulo de flexión” se encontraba casi en su totalidad dentro los límites superior e inferior, aunque se alcanzaban ángulos de flexión mayores a 12° para una fuerza aplicada demasiado baja, o lo que es lo mismo, a partir de 12°, la gráfica se encontraba por debajo del límite inferior. Ese era el momento en que habría que trabajar con ambos ensayos de forma paralela, modificando tanto la geometría como el material.

Se reajustaron los valores de espesor, anclaje y separación de las placas, así como el material. Al observar los resultados de las simulaciones se comprobó que ambas gráficas se encontraban dentro de los límites establecidos, de forma que se daba por válida la geometría y el material utilizado. El material que se eligió finalmente es un *Allvac Nickelvax N-90 Nickel Superalloy*[9].

3.1.3 Evolución de los resultados

En este apartado se muestra de forma gráfica lo expresado con palabras en el apartado anterior. Se muestra en tres gráficas la evolución de la respuesta “Fuerza – Desplazamiento” en la simulación del ensayo de cortadura, para diversos escenarios de simulación, obtenidos al variar parámetros geométricos, así como los materiales utilizados. Del mismo modo, se muestra también la evolución de la respuesta “Fuerza – Ángulo” para la simulación del ensayo de flexión.

En el título de cada gráfica se muestran las características comunes a cada uno de los resultados. Por otro lado, en la leyenda de las gráficas se muestran los parámetros más relevantes que diferencian unos resultados de otros. Los materiales utilizados se numeran del 1 al 8 para evitar una denominación más larga y que se pueda, de un rápido vistazo, identificar qué simulaciones se han realizado con el mismo material.

Las propiedades de estos materiales se muestran en la Tabla 1 al final de este punto. Cabe señalar que el material número 8 se corresponde con el material que se eligió finalmente como el más adecuado.

Resultados de las simulaciones del ensayo de cortadura

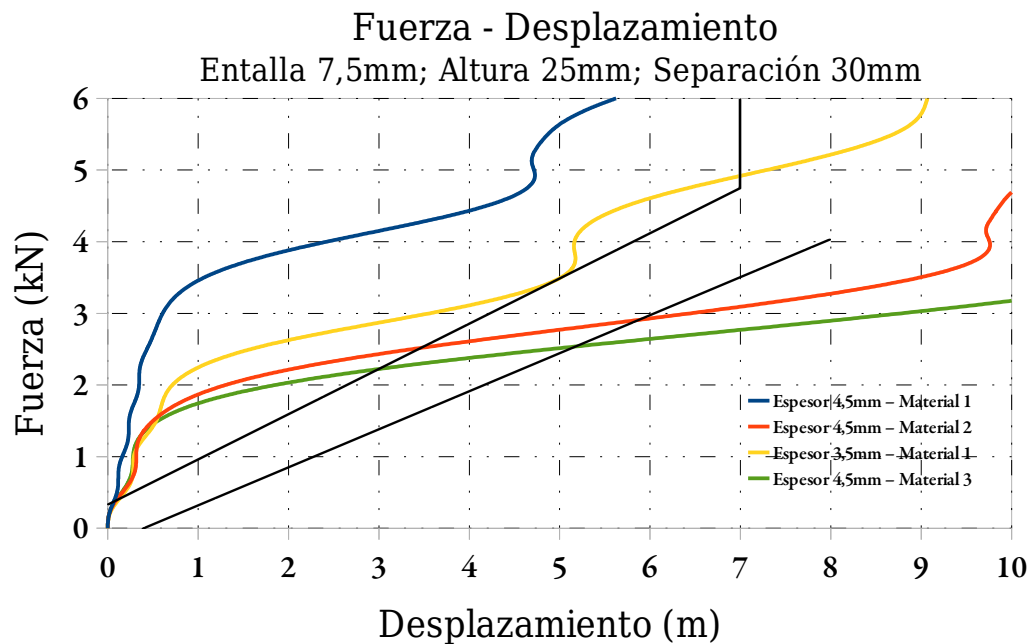


Figura 20: Primeras simulaciones. Función del espesor y el material. (Sin amortiguar)

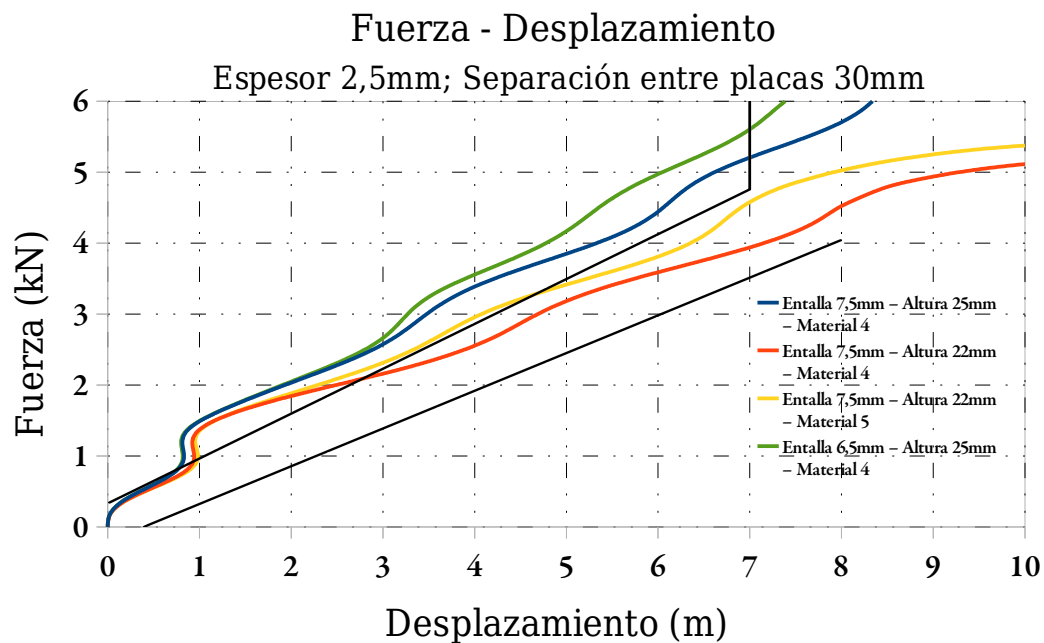


Figura 21: Segundas simulaciones. Función de la altura de placa, entalla y material. (Sin amortiguar)

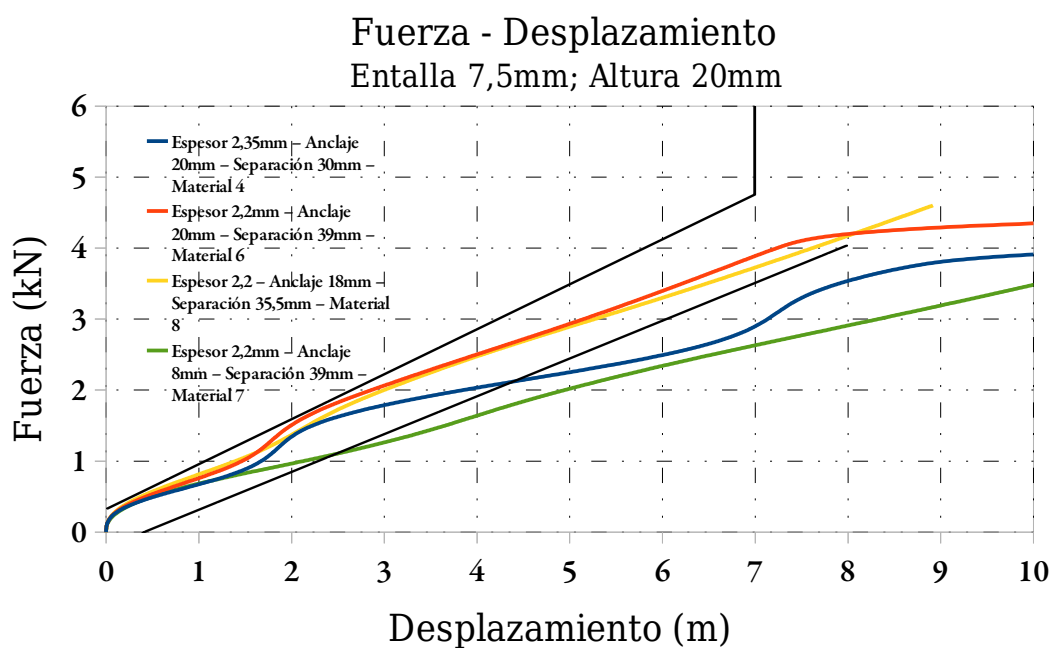


Figura 22: Últimas simulaciones. Funci o n del espe so r, distancia de anclaje, separaci o n de las placas y material

Resultados de las simulaciones del ensayo de flexi o n

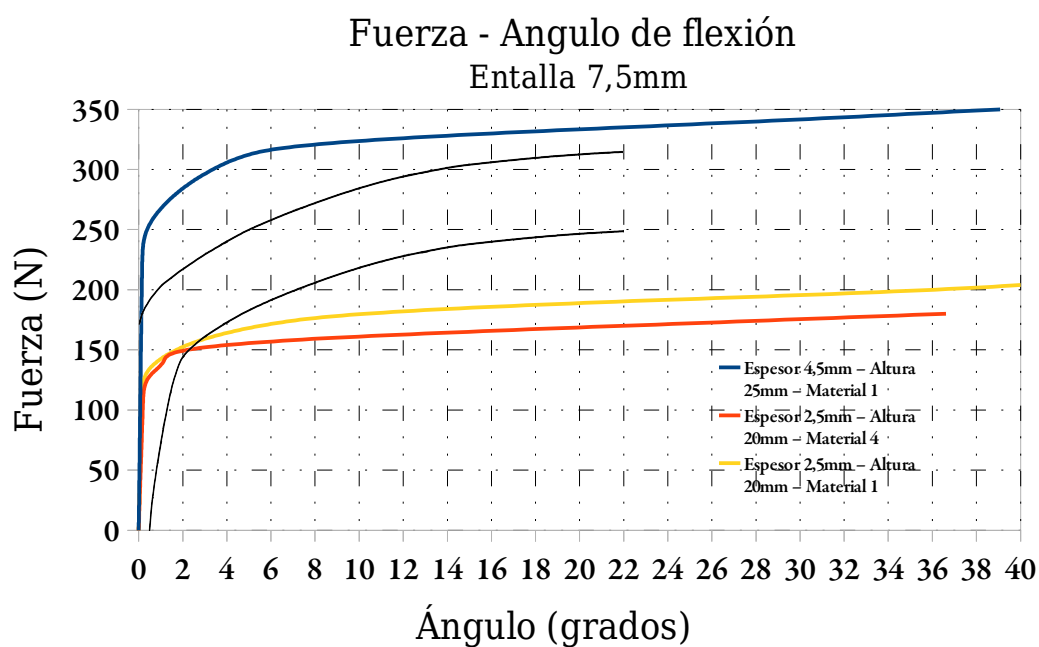


Figura 23: Primeras simulaciones. Funci o n del espe so r, altura de placa y material

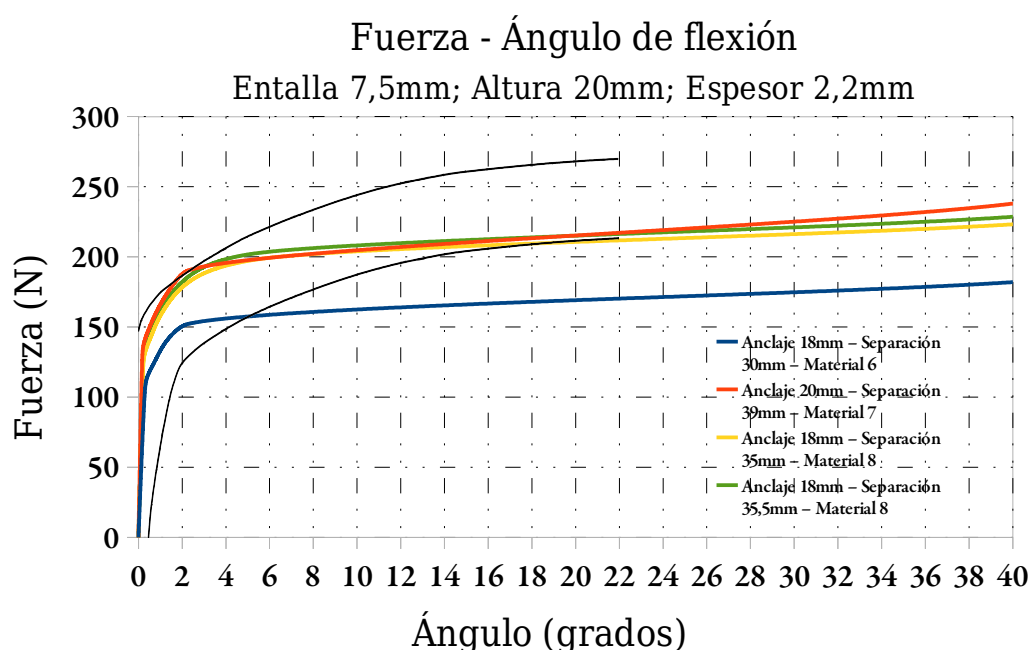


Figura 24: Últimas simulaciones. Función de la distancia de anclaje, separación de las placas y material

	Denomina- ción	Densidad	Módulo de Young	Límite elástico	Límite de rotura
Material 1	316 SS	8000 kg/m ³	193 GPa	250 MPa	565 MPa
Material 2	305 SS	8000 kg/m ³	193 GPa	240 MPa	585 MPa
Material 3	309 SS	8000 kg/m ³	200 GPa	275 MPa	655 MPa
Material 4	AISI 8650	7850 kg/m ³	205 GPa	385 MPa	715 MPa
Material 5	AISI 1060	7850 kg/m ³	205 GPa	420 MPa	779 MPa
Material 6	AISI 5160H	7850 kg/m ³	205 GPa	510 MPa	924 MPa
Material 7	Haynes Alloy	8470 kg/m ³	206 GPa	490 MPa	958 MPa
Material 8	Allvac N-90	8110 kg/m ³	206 GPa	520 MPa	1207 MPa

Tabla 1: Propiedades de los materiales utilizados en las simulaciones

3.1.4 Resultados finales

Por último, sólo quedaba por comprobar la última especificación referente a la energía absorbida para generar 15° de flexión en el ensayo homónimo. La gráfica siguiente muestra que, para un ángulo igual a 15° de flexión, la energía absorbida es 106 J, dentro del límite impuesto de 100 ± 7 J, y por ende, se cumple la especificación.

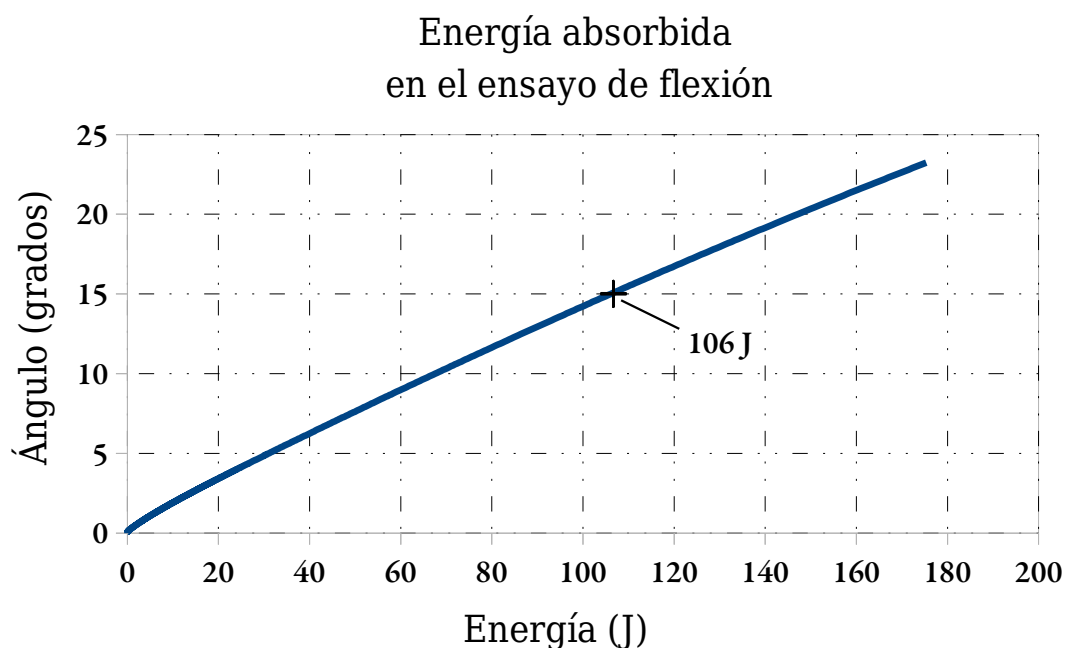


Figura 25: Gráfica Energía absorbida frente ángulo de flexión

Se hace una recopilación de la geometría final y del material elegido. Las propiedades del material y las dimensiones finales se muestran en las siguientes tablas.

<i>Propiedades del acero Allvac Nickelvac N-90</i>	
Densidad	8110 kg/m ³
Módulo de <i>Young</i>	206 GPa
Límite elástico	520 MPa
Límite de rotura	1207 MPa
Elongación a rotura	30,00%
<i>Geometría final de los ligamentos</i>	
Longitud	94 mm
Altura	20 mm
Espesor	2,2 mm
Altura de la entalla	7,5 mm
Ancho de la entalla	4 mm
Separación de las placas	35,5 mm
Longitud de anclaje (por cada lado)	18 mm

Tabla 2: Geometría de los ligamentos y propiedades del material utilizado

A continuación se muestran las gráficas de resultados “Fuerza – Ángulo” y “Fuerza – Desplazamiento” referentes al ensayo de flexión y de cortadura respectivamente, con la geometría final de los ligamentos y el acero elegido.

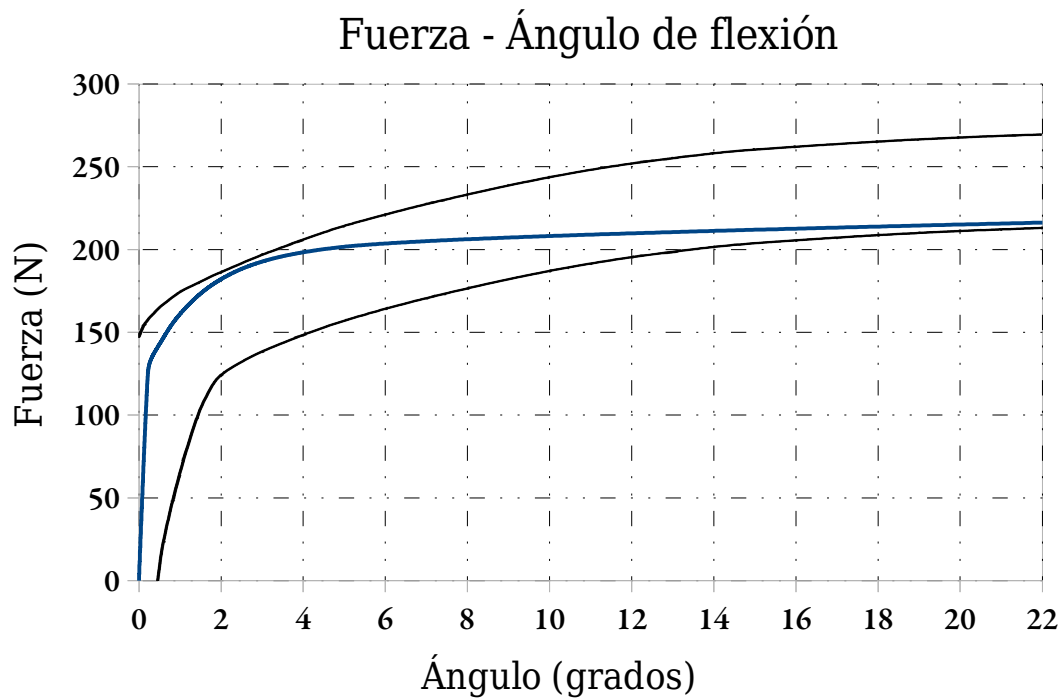


Figura 26: Gráfica “Fuerza - Ángulo de flexión” dentro de los límites superior e inferior

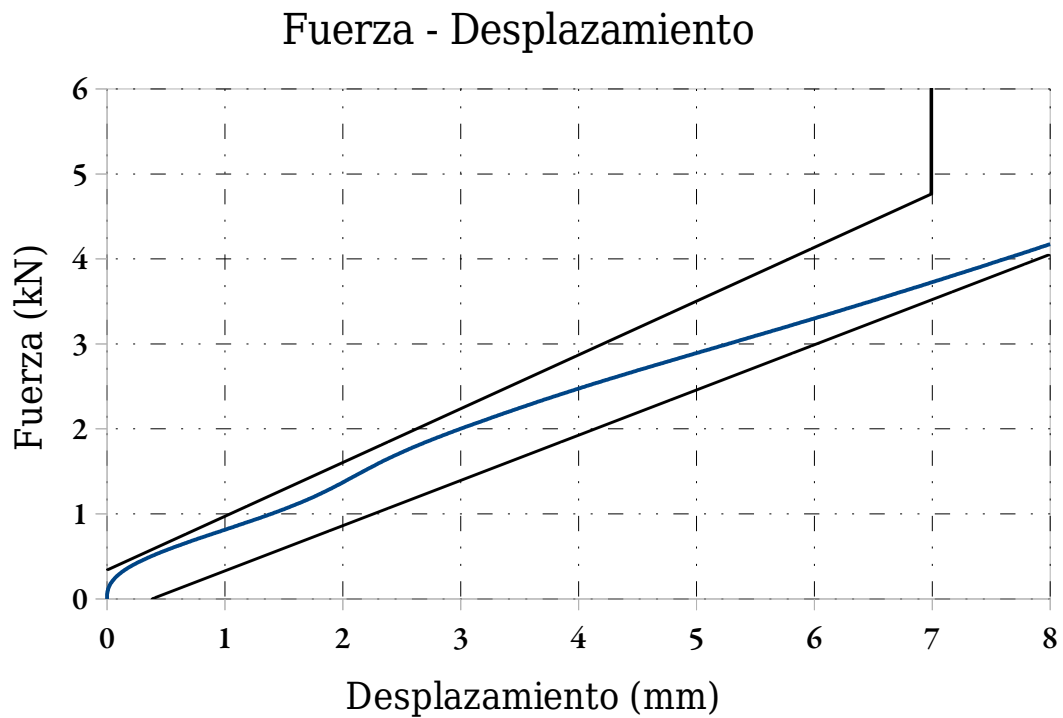


Figura 27: Gráfica “Fuerza - Desplazamiento de cortadura” dentro de los límites superior e inferior

3.2 Ensayo dinámico

En esta simulación los resultados iban a estar influidos únicamente por los materiales elegidos tanto para los *huesos* como los elegidos para la carne y la piel, ya que la geometría venía determinada y no había margen de modificación.

Los resultados de aceleración de la tibia servirían para dar, o no, por válido un modelo, ya que el ángulo de flexión del Impactador estaría relacionado con la fuerza del impacto, y por tanto, con la aceleración.

Es importante remarcar que la elección de los materiales que se ha hecho tiene un carácter informativo y orientativo, y lo que se proporciona en los resultados es una tabla con los valores aproximados de densidad y propiedades características de los materiales, para obtener unos resultados que cumplan la normativa del Informe WG17.

3.2.1 Influencia de los materiales

Los materiales que se deben utilizar para la carne y la piel vienen definidos en el informe WG17, tal como se detalla en el punto 2.1.2. En cambio no se da ningún tipo de limitación en la elección de los materiales que se deben utilizar en la tibia y el fémur.

Tanto para tibia como para el fémur se decidió utilizar el mismo material, un tipo de acero con un módulo elástico en torno a 200 GPa.

La piel debía ser de Neopreno, pero no se detallaba de que tipo, ni cuales debían ser sus propiedades, y lo mismo ocurría con el material de la carne.

Los primeros cálculos se hicieron modificando las propiedades del material para el fémur y la tibia, probando aceros más o menos rígidos, con un módulo elástico comprendido entre 124 y 210 GPa, mientras las propiedades del resto de materiales permanecían fijas.

Se decidió utilizar un acero de 180 GPa de módulo elástico, ya que los valores de aceleración eran algo menores que con los otros aceros.

El siguiente paso fue modificar las propiedades del Neopreno y del *foam* utilizado para la carne. A pesar de haber probado con grandes variaciones en los valores del módulo y del límite elástico de ambos materiales, los resultados que se obtenían no presentaban grandes diferencias entre ellos. La aceleración de la tibia seguía siendo

muy alta y su valor sobrepasaba los límites establecidos por la norma.

En una búsqueda por encontrar distintos tipos de Neopreno y de *foam* que diesen un resultado distintos a la aceleración, se encontró una revisión del organismo APROSYS (*Advanced Protection Systems*) sobre los procedimientos de test de impactadores con forma de pierna [5] en el cual se habla del modelo de elementos finitos para un impactador como el que atañe a este proyecto. En él se dan valores de densidad y de las propiedades de los materiales utilizados. Esto abrió la posibilidad de hacer un estudio de cómo variaban los resultados en función de la densidad. Para hacer cambios en la densidad, había que ajustar también la masa de todas la piezas del Impactador, ya que el peso no podía sobrepasar el valor máximo, y además, había que re-ajustar la posición del *cdg* y el valor del momento de inercia. Una vez corregido todo esto, se apreció que lo que más influencia tenía sobre el valor de la aceleración era la masa de cada una de las piezas del Impactador, ya que en una única iteración se había conseguido modificar notablemente el valor del resultado.

Para hacer las nuevas simulaciones también se tomaron como base algunos de los valores del módulo elástico de los materiales, y se dejó un poco de lado en hecho de buscar un material comercial que tuviese las propiedades que se buscaban. Se tomó un valor de 22 MPa de módulo elástico para la piel y de 10 MPa para la carne.

Con estas modificaciones se consiguió bajar los valores de aceleración por debajo de las 300g, que hasta entonces no se había podido conseguir con los anteriores cambios. Esa era la línea que se debía seguir, distribuir la masa global del Impactador de distinta manera entre las distinta piezas que lo forman. Hay que notar que pequeños cambios en la masa de la carne y de la piel daban grandes variaciones en la forma de la gráfica de la aceleración respecto al tiempo. Los valores de masa que mejores resultados de aceleración presentaban estaban en torno a 1,4 – 1,6 Kg para la tibia y entre 5,2 – 5,5 Kg para el fémur.

<i>Elemento</i>	<i>Material</i>	<i>Densidad Kg/m³</i>	<i>Módulo Young</i>
Piel	Neopreno	780 – 1100	22 MPa
Carne	<i>Foam</i>	700 – 800	10 MPa
Fémur	Acero	3852 – 4070	180 GPa
Tibia	Acero	785 – 900	180 GPa
Ligamentos	Acero HS	8110	206 GPa

Tabla 3: Densidades de los elementos del Impactador y sus propiedades

En la siguiente gráfica de aceleración frente al tiempo se muestran 2 curvas correspondientes a los valores superior e inferior de densidad de la tabla anterior. Ambas curvas se han obtenido para un valor de masa de la tibia de 1,4 kg y de 5,2 kg para el fémur. Se puede apreciar que la línea de color azul, correspondiente a una

densidad de la carne de 800 Kg/m^3 y 780 kg/m^3 en la densidad de la piel, se sobrepasa el límite máximo de 250g de aceleración en el momento del impacto ($0,002 \text{ s}$), aunque en el “rebote” ($0,004 \text{ s}$) la aceleración es menor que en el otro caso. Se puede concluir entonces que para una densidad de carne de 700 kg/m^3 y 1100 kg/m^3 de densidad de piel, línea de color naranja, el ensayo dinámico cumple la normativa al encontrarse la aceleración siempre por debajo de las 250g .

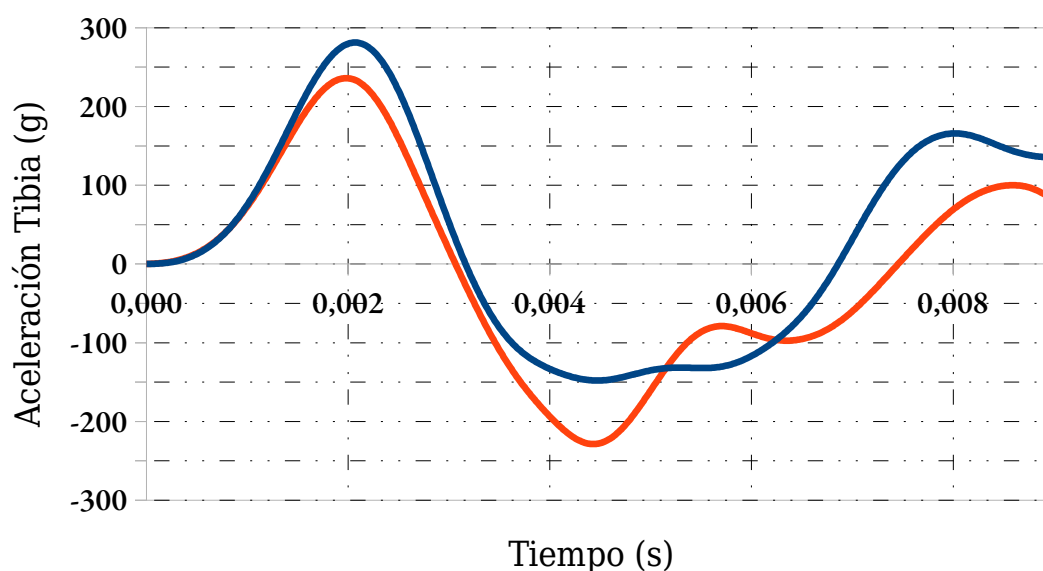


Figura 28: Gráfica Aceleración de la tibia para distintos valores de densidad de carne y piel

A la gráfica de aceleración se aplicó un filtro paso bajo SAE180 para simular el valor de respuesta de la instrumentación CFC para todos los transductores que debía llevar el Impactador. El filtro SAE180 define su frecuencia de corte como el producto entre un multiplicador de frecuencia de corte (CM) y un factor de escala de tiempos (TSF). El filtro SAE180 tiene un CM predefinido igual a 300 y el TSF es 1 ya que los cálculos están hechos en segundos.

Una vez se había comprobado la aceleración, se debía comprobar el ángulo máximo de flexión del Impactador. En la imagen se puede ver el perfil del Impactador en distintos instantes de tiempo. En el eje de ordenadas está representado la coordenada Z o la altura del Impactador. En el eje de abscisas está representado su desplazamiento perpendicular cuando es golpeado por el impactador de certificación desde el lado izquierdo. La gráfica muestra al Impactador dividido en tres tramos, el superior corresponde al fémur, el intermedio a los ligamentos y el inferior a la tibia.

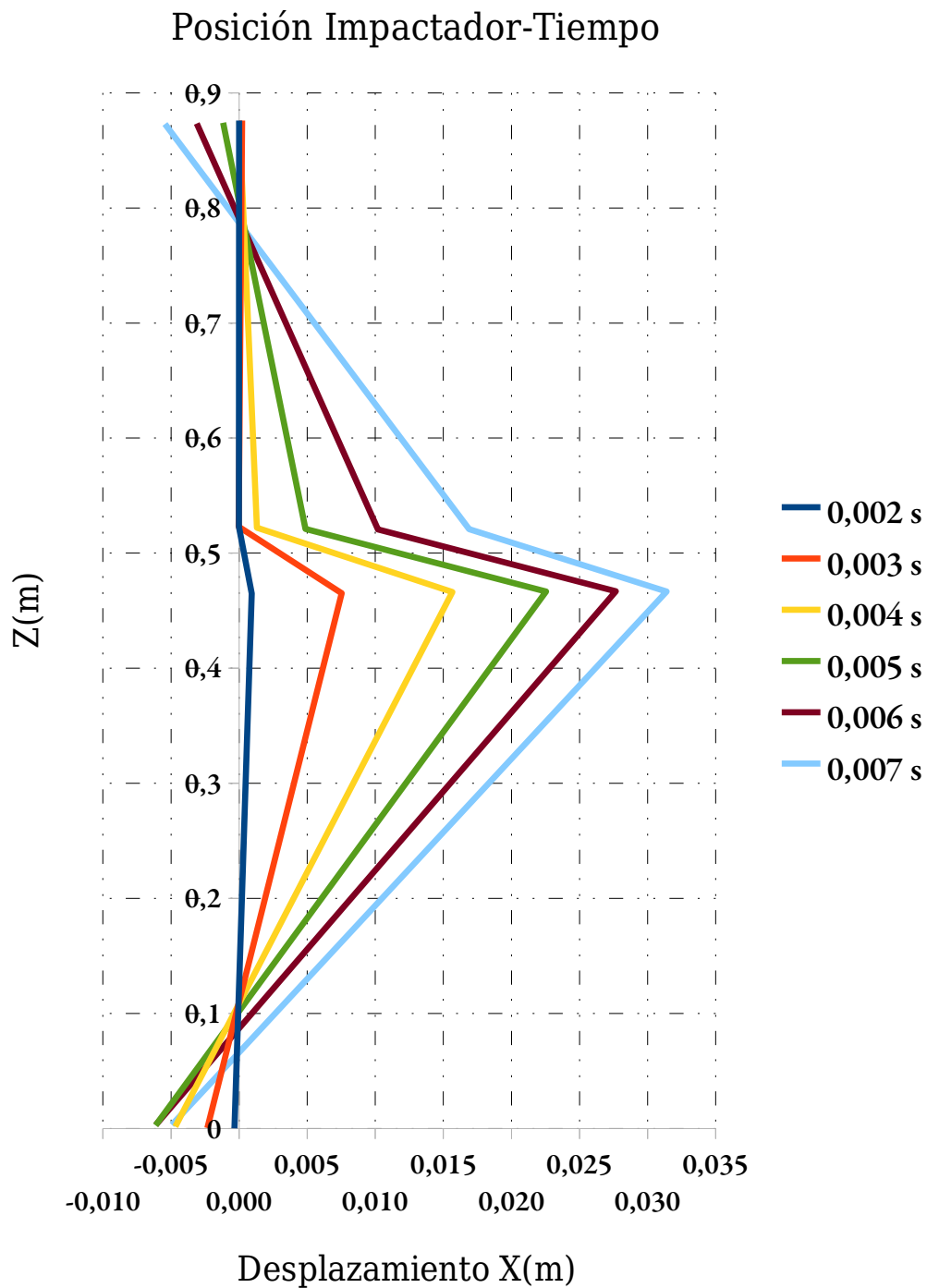


Figura 29: Gráfica de posición del Impactador en distintos instantes de tiempo

Se puede deducir que en el instante de tiempo $t = 0$ segundos, el Impactador aun no ha sido golpeado y que, por tanto, el fémur estará en línea con los ligamentos y con la tibia. En el último instante de tiempo representado, 0,007 segundos, los

ligamentos rompen, de modo que podemos considerar que es el momento de ángulo máximo, ya que en instantes de tiempo posteriores no existe una unión rígida entre la tibia y el fémur. En la siguiente tabla se muestra la evolución del ángulo del fémur y de la tibia respecto a la vertical, así como la suma de ambos. Se puede apreciar que en el instante de 0,007 s el ángulo son 8,1°, por debajo del límite máximo de flexión, luego también se cumple la normativa.

<i>Instante de tiempo (s)</i>	<i>Ángulo del fémur</i>	<i>Ángulo de la tibia</i>	<i>Ángulo total</i>
0,002	0°	0,15°	0,15°
0,003	-0,04°	1,22°	1,18°
0,004	0,21°	2,51°	2,72°
0,005	0,98°	3,54°	4,52°
0,006	2,16°	4,17°	6,33°
0,007	3,63°	4,48°	8,11°

Tabla 4: Ángulo de flexión del Impactador en distintos instantes de tiempo

4 CONCLUSIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO

Para la realización de este proyecto se fijaron una serie de objetivos o metas a fin de subdividir el trabajo, tener una idea clara de donde se encontraba en cada momento y cual era el siguiente paso a seguir. Habría que responder a las preguntas típicas de qué se iba a hacer exactamente y cómo. Además se fijaron una serie de objetivos previos detallados en la introducción de esta memoria.

La primera meta, por tanto, era realizar un estudio de los modelos existentes en el mercado, elegir cual de ellos iba a ser el objeto de este proyecto y cuáles eran las normativas que le afectaban. Una vez elegido el modelo, cada una de las siguientes metas estaba relacionada con cada uno de los ensayos la norma. Se consideraría que el modelo era válido cuando, además de cumplir la normativa, se cumpliesen los objetivos propios del proyecto.

Se puede concluir que cada una de las metas se ha cruzado con éxito. De los dos modelos antropomórficos existentes en el mercado, se eligió aquel que presentaba una geometría sencilla (línea clave en el proyecto) y que en un principio, a vista de los estudios realizados por otros entes más expertos en el tema, acabará por ser sustituido por el otro más moderno y más fiel (aun por determinar) a una pierna antropomórfica. El motivo de su elección a pesar de su posible sustitución se debió a que su desaparición puede durar varios años.

Para las piezas que simulan los ligamentos del Impactador se partía de una geometría previa muy sencilla, se modificó de forma que siguiesen siendo fáciles de construir si el modelo se decide llevar a la práctica, así como fáciles de sustituir después de cada ensayo. Se cumplía por tanto el principal objetivo del proyecto.

El material que se seleccionó es fácil de encontrar, ya que se eligió directamente de un catálogo comercial. Se cumplía otro de los objetivos principales del proyecto.

Por otro lado cada uno de los cálculos relacionados con los ensayos al cual debe ser sometido el Impactador, como son los ensayos estáticos, de flexión y cortadura y el ensayo dinámico, se ha comprobado que cumplen la normativa europea. La simulación del ensayo estático de cortadura es la que más problemas generó, ya que pequeñas variaciones de geometría cambiaban el resultado de forma muy significativa. Una vez se tuvo acotado una geometría y un material que estuviesen cerca de cumplir ese ensayo, se podía simular el ensayo de flexión y trabajar con ellos de forma paralela, hasta encontrar la solución óptima.

En el caso de la simulación del ensayo dinámico se ha dado una base sobre cuales deben ser la propiedades aproximadas para el resto de los componentes que forman el Impactador, elemento que no era objeto de estudio en este proyecto pero que se ha visto envuelto al necesitarse para poder hacer dicha simulación del ensayo.

En el ámbito técnico se puede decir que los objetivos que se marcaron desde que

se dio comienzo este proyecto se han cumplido satisfactoriamente.

No hay que olvidar el ámbito personal en las conclusiones del proyecto. Su realización me ha permitido poner en práctica muchos de los conocimientos adquiridos a lo largo de los años de carrera, desde el comportamiento de los materiales hasta el uso práctico de los elementos finitos, pasando por muchos otros. Además me ha ayudado a conocer nuevas herramientas informáticas, como son *MSC Patran* o *Abaqus*, desarrollar mi capacidad para adaptarme a las limitaciones impuestas por una normativa y buscar nuevas alternativas para solucionar todos esos problemas que se presentan de forma inesperada en la realización de un proyecto.

Respecto a las futuras líneas de trabajo, el primer paso a seguir sería hacer un estudio más detallado de los materiales que se deben utilizar en las partes del Impactador que en este proyecto se han dado de forma orientativa, como son el *fémur* y la *tibia*, la *carne* y la *piel*.

El siguiente paso sería buscar una geometría para el *fémur* y la *tibia* que cumpliese la norma y que permitiese anclar los *ligamentos* que se han desarrollado en el proyecto de forma segura.

Por último solo quedaría llevar el Impactador completo a la práctica, construirlo y realizar los ensayos para comprobar que los resultados obtenidos en las simulaciones son correctos.

Bibliografía

1. **European Enhanced Vehicle-Safety Committee.**
Improved Test Methods to evaluate pedestrian protection afforded by passengers cars.
EEVC Working Group 17 report, December 1998 with September 2002 updates.
2. **United Nations Economic Commission for Europe.**
Agreement concerning the Establishing of global technical regulations for wheeled vehicles, equipment and parts which can be fitted and /or be used on wheeled vehicles.
Addendum. Global technical regulation no.9. Pedestrian Safety, November 2008.
3. **Integrated Project on Advanced Protection Systems.**
Evaluation of the extended scope for FlexPLI obtained by adding an upper body mass.
Project no. FP6-PLT-506503, APROSYS SP3, April 2004.
4. **B J Hardy, G J L Lawrence, I M Knight, I C P Simmons, J A Carroll, G Coley and R S Bartlett.**
A study of possible future developments of methods to protect pedestrians and other vulnerable road users.
Project report UPR/VE/061/07, TRL Limited, March 2007.
5. **G J L Lawrence, B J Hardy, J A Carroll, W M S Donaldson, C Visvikis and D A Peel.**
A study on the feasibility of measures relating to the protection of pedestrians and other vulnerable road users.
Project report UPR/VE/045/06, Final 2006, TRL Limited, October 2006.
6. **Integrated Project on Advanced Protection Systems.**
Review of the current pedestrian lower and upper leg test procedures.
Project no. FP6-PLT-506503, APROSYS SP3, April 2004.
7. **S. Shahbeyk and A. Abvabi.**
A numerical study on the effect of accident configuration on pedestrian lower extremity injuries.
Transaction A: Civil Engineering Vol.16, No. 5, pp 376-387, Sharif University of Technology, October 2009.
8. **R.E. Spears, S.R. Jensen.**
Approach of selection of Rayleigh damping parameters used for time history analysis.
2009 ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference, July 2009.
9. **Allegheny technologies ATI Allvac**
<http://www.alleghenytechnologies.com/allvac/pages/Nickel/UNSN07090.htm>
10. **Material Property Data**
<http://www.matweb.com>
11. **Abaqus v6.9 Online Documentation**