



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TRABAJO FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

**ESTUDIO DE UN SISTEMA AERODINÁMICO ACTIVO EN
AUTOMÓVILES: ELEMENTOS MECÁNICOS**



Memoria y Anexos

Autor: Iván Rivet Fernández
Director: Alfred Fontanals
Co-Director: Ricardo Torres
Convocatoria: Junio 2018

Resumen

A lo largo de este proyecto se tratará el diseño desde cero de un sistema de aerodinámica activa para automóviles. El proceso consta de tres partes diferenciadas: el estudio aerodinámico, donde se caracteriza la interacción fluidodinámica de un perfil alar; el estudio mecánico, donde se diseña el conjunto de mecanismos que forman el sistema mecánico, así como su posterior validación; y la automatización y el control del sistema, donde se modeliza el comportamiento del vehículo y se implementa en un sistema electrónico de control regulado.

Estas partes se presentan como tres Trabajos Finales de Grado distintos relacionados entre sí. En esta memoria se desarrolla la segunda de ellas: el estudio mecánico.

El objetivo principal ha sido completar la fase de diseño de un sistema que mejore el comportamiento dinámico de un vehículo de carácter deportivo en el mayor número posible de situaciones. Esto se ha conseguido variando la repartición de cargas normales por rueda a partir de la modificación de las características geométricas del propio conjunto aerodinámico, mediante el uso de actuadores lineales regulados por un sistema de control en función de las condiciones del automóvil en tiempo real.

Resum

Durant el transcurs d'aquest projecte es tractarà el disseny des de zero d'un sistema d'aerodinàmica activa per a automòbils. El procés consta de tres parts diferenciades: l'estudi aerodinàmic, on es caracteritza la interacció fluidodinàmica d'un perfil alar; l'estudi mecànic, on es dissenya el conjunt de mecanismes que formen el sistema mecànic, així com la seva posterior validació; i l'automatització i el control del sistema, on es modelitza el comportament del vehicle i s'implementa a un sistema electrònic de control regulat.

Aquestes parts es presenten com a tres Treballs Finals de Grau diferents relacionats entre si. En aquesta memòria es desenvolupa la segona d'elles: l'estudi mecànic.

L'objectiu principal ha sigut completar la fase de disseny d'un sistema que millori el comportament dinàmic d'un vehicle de caràcter esportiu en el major nombre possible de situacions. Això s'ha aconseguit amb la variació del repartiment de càrregues normals per roda a partir de la modificació de les característiques geomètriques del propi conjunt aerodinàmic, mitjançant l'ús d'actuadors lineals regulats per un sistema de control en funció de les condicions de l'automòbil en temps real.

Abstract

Throughout this project, the design from scratch of an active aerodynamic system for cars will be treated. The process consists of three different parts: the aerodynamic study, where the fluid dynamics interaction of an air profile is characterized; the mechanical study, where the set of mechanisms that make up the mechanical system are designed, as well as its subsequent validation; and the automation and control of the system, where the vehicle behaviour is modelled and implemented in an electronic controlled control system.

These parts are presented as three different Final Year Projects related to each other. In this memory the second part of them is developed: the mechanical study.

The main objective has been completing the design phase of a system that improves the dynamic behaviour of a sports car in as many situations as possible. This has been achieved by varying the distribution of normal loads per wheel from the modification of the geometrical characteristics of the aerodynamic system itself, using lineal actuators regulated by a control system based on the vehicle conditions in real time.

Agradecimientos

Primeramente, queríamos agradecer a los directores de estos tres trabajos, Alfred Fontanals y Sebastián Tornil, por su constante seguimiento y apoyo en el transcurso de este proyecto. Sus experimentadas visiones en los diversos campos ingenieriles estudiados han sido de vital ayuda con tal de encontrar soluciones a los problemas que hemos afrontado en este estudio.

Al co-director Ricardo Torres, por su gran interés en nuestro proyecto y su ayuda en aspectos fluidodinámicos. Su disposición ha sido completa en todo momento, tanto en la parte teórica como en la práctica. Su ayuda nos facilitó el acceso a una impresora 3D, esencial para el diseño de la experimentación en el túnel de viento y de la fabricación de la maqueta final.

Al profesor Esteve Ribas, por compartir con nosotros sus amplios conocimientos en la simulación por el método de elementos finitos, en particular con el software ANSYS y por aportarnos la documentación necesaria para mejorar la semejanza del modelo con la realidad.

Se agradece también a la Universidad y especialmente al Departamento de fluidos el acceso a las instalaciones utilizadas durante la realización del proyecto. Trabajar en el túnel de viento ha sido una gran oportunidad y ha aportado una mayor rigurosidad científica al proyecto.

Queremos agradecer a la unidad de servicios de taller y laboratorios por sus diversas ayudas en la experimentación en el túnel de viento. En especial, a Alejandro Martínez por darnos acceso al túnel de viento cuando ha sido necesario, y a Daniel Romanillos y Sergio Calles por el mecanizado de las barras de soporte necesarias para el estudio experimental.

A Cristian Jiménez, ingeniero en Applus+ IDIADA, por aportarnos diversas posibles fuentes de obtención de datos vehiculares, necesarios para la modelización de la dinámica del coche. También se agradece la ayuda de otras empresas de automoción, las cuales nos han aportado algunos de estos valores tan necesarios para el proyecto.

Finalmente, pero no menos importante, agradecer a nuestra familia y amigos su constante apoyo y motivación que, durante los momentos de dificultad atravesados durante el trabajo, siempre han estado ahí para ayudarnos a sacar el máximo rendimiento de nosotros.

A todos ellos, muchas gracias.

Índice de Figuras

Figura 3.1. Movimiento de traslación de un cuerpo sólido rígido.	7
Figura 3.2. Movimiento de rotación de un cuerpo sólido rígido.	7
Figura 3.3. Movimiento combinación de traslación y rotación de un cuerpo sólido rígido.	8
Figura 3.4. Reformulación de aceleraciones como fuerzas equivalentes.	11
Figura 3.5. Elemento infinitesimal con las tensiones expresadas en forma ingenieril.	14
Figura 3.6. Interpretación del módulo de Young en un diagrama tensión-deformación.	16
Figura 3.7. Esfuerzo de tracción y compresión aplicados a un sólido prismático.	18
Figura 3.8. Esfuerzos de flexión y torsión provocados por fuerzas externas.	19
Figura 3.9. Diagrama tensión-deformación con el límite elástico mostrado gráficamente.	20
Figura 4.1. Alerón trasero del Bugatti Veyron.	23
Figura 4.2. En rojo, los flaps del difusor trasero del Ferrari 458 Speciale.	24
Figura 4.3. A la izquierda, válvula cerrada. A la derecha, se abre la válvula y se modifica el flujo de aire.	25
Figura 4.4. Funcionamiento de ALA en una curva de derechas.	26
Figura 4.5. Diseños iniciales del mecanismo del alerón.	28
Figura 4.6. Esbozo inicial del sistema aerodinámico completo.	29
Figura 4.7. Primeros planos del sistema aerodinámico inicial.	29
Figura 4.8. Incorporación de la zona intermedia en el diseño.	30

Figura 4.9. Primeros planos del sistema aerodinámico inicial. _____	30
Figura 4.10. Vista de perfil del diseño utilizando flaps. _____	31
Figura 4.11. Planos iniciales del diseño basado en la utilización de flaps. _____	31
Figura 4.12. Esquema de ambas partes de los ejes externos. _____	33
Figura 4.13. Injertos de fibra incorporados para la sujeción del <i>rocker</i> y el eje externo. _____	34
Figura 4.14. Vista de perfil de una de las zonas laterales. _____	34
Figura 4.15. Vista isométrica del diseño final del alerón renderizado. _____	36
Figura 4.16. Vista frontal del diseño final del alerón renderizado. _____	37
Figura 4.17. A la izquierda, tuerca sin remachar. A la derecha, tuerca después del remache. ____	38
Figura 4.18. Insertos roscados de métrica M6. _____	38
Figura 4.19. Tornillos de cabeza hexagonal y rosca corta, utilizados en las uniones del <i>rocker</i> . ____	39
Figura 4.20. Casquillo con valona de la serie E40 de Schaeffler. _____	39
Figura 4.21. Conjunto formado por <i>rocker</i> , soporte y actuador con sus uniones. _____	40
Figura 4.22. Unión del actuador al balancín, fijo en el chasis del vehículo. _____	40
Figura 5.1. Carta de selección que relaciona el módulo de Young con la densidad. _____	42
Figura 5.2. Carta de selección que relaciona la resistencia con la densidad. _____	45
Figura 5.3. Perfil aerodinámico, formado por una parte central fija y dos partes móviles. ____	47
Figura 5.4. Entramado habitual en láminas multicapa, con fibras en direcciones 0º y 90º. ____	48
Figura 5.5. Tabla de propiedades de algunas fibras de refuerzo y materiales comunes. _____	50

Figura 5.6. Soportes que conectan el perfil al vehículo. _____	51
Figura 5.7. Zona de anclaje del soporte al vehículo, donde se albergan los insertos roscados. ____	52
Figura 5.8. Balancín o <i>rocker</i> . _____	53
Figura 5.9. Anclaje del actuador lineal al vehículo. _____	54
Figura 5.10. Parte externa de la unión entre perfiles aerodinámicos. _____	54
Figura 6.1. Función u (línea azul continua) aproximada con uh (línea roja discontinua). _____	58
Figura 6.2. Geometría de elementos lineales 2D y 3D. _____	59
Figura 6.3. Geometría de elementos cuadráticos 2D y 3D. _____	60
Figura 6.4. Sistema lineal. _____	60
Figura 6.5. Solución del sistema lineal. _____	61
Figura 6.6. Sistema no lineal. _____	61
Figura 6.7. Convergencia del sistema no lineal. _____	62
Figura 7.1. Modelo tridimensional con plano de simetría XZ. _____	70
Figura 7.2. Geometría tridimensional a analizar en ANSYS. _____	72
Figura 7.3. Flujo de trabajo dentro del software ANSYS. _____	73
Figura 7.4. Superficies externas extraídas mediante ANSYS <i>DesignModeler</i> . _____	76
Figura 7.5. Interfaz gráfica del módulo ACP (Pre). _____	77
Figura 7.6. Creación de <i>fabrics</i> , <i>stackups</i> y <i>sub laminates</i> . _____	78
Figura 7.7. Detalle de la dirección principal proyectada en el <i>oriented selection set</i> . _____	80

Figura 7.8. Detalle de la dirección normal, representada por una flecha morada. _____	80
Figura 7.9. Menú de aplicación de agrupamiento sobre el perfil aerodinámico. _____	81
Figura 7.10. Resultado final, compuesto por tres sólidos. _____	83
Figura 7.11. Geometría importada con los elementos ya modelados suprimidos. _____	84
Figura 7.12. Distribución de presiones en las superficies superior e inferior del perfil aerodinámico.	86
Figura 7.13. Carga de presión distribuida sobre la superficie superior del perfil. _____	86
Figura 7.14. Carga de presión triangular sobre la superficie inferior del perfil. _____	88
Figura 7.15. Unión <i>fixed</i> entre los sólidos generados en ACP. _____	89
Figura 7.16. Unión <i>fixed</i> entre los elementos de material compuesto. _____	90
Figura 7.17. Unión <i>revolute</i> entre el <i>rocker</i> y el soporte. _____	91
Figura 7.18. Vista de sección de la malla del alerón sin la restricción de tamaño en sus aristas. __	93
Figura 7.19. Diagrama de convergencia <i>Total Deformation</i> . _____	94
Figura 7.20. Malla de la estructura. _____	95
Figura 7.21. Calidad de los elementos de la malla en ACP según el criterio <i>Element Quality</i> . ____	97
Figura 7.22. Localización de los elementos cuadriláteros con un valor de <i>Quality</i> inferior a 0,5. __	98
Figura 7.23 Calidad de los elementos de la malla en <i>Mechanical</i> según el criterio <i>Element Quality</i> .	98
Figura 7.24. Localización de los elementos tetraédricos con un valor de <i>Quality</i> inferior a 0,5. __	99
Figura 7.25. Calidad de los elementos de la malla en <i>Static Structural</i> según el criterio <i>Element Quality</i> .	99

Figura 7.26. Vista de sección del mallado por capas del alerón.	100
Figura 7.27. Geometría del elemento SOLID186.	101
Figura 7.28. Geometría del elemento SOLID187.	101
Figura 7.29. Geometría del elemento SOLID185 estructurado por capas.	102
Figura 7.30. <i>Total Deformation</i> .	104
Figura 7.31. <i>Equivalent Stress VM</i> .	105
Figura 7.32. <i>Equivalent Stress VM</i> en el <i>rocker</i> .	105
Figura 7.33. Criterio de Tsai-Wu. <i>Inverse Reserve Factor</i> .	106
Figura 7.34. Singularidad en el criterio de Tsai-Wu. <i>Inverse Reserve Factor</i> .	107
Figura 7.35. Criterio de Tsai-Wu en la zona crítica nº1. <i>Inverse Reserve Factor</i> .	107
Figura 7.36. Criterio de Tsai-Wu en la zona crítica nº2. <i>Inverse Reserve Factor</i> .	108
Figura 7.37. <i>Total Deformation</i> con cambio de materiales.	109
Figura 7.38. <i>Equivalent Stress VM</i> con cambio de materiales.	109
Figura 7.39. Criterio de Tsai-Wu con cambio de materiales. <i>Inverse Reserve Factor</i> .	110
Figura 7.40. <i>Equivalent Stress VM</i> en el <i>rocker</i> con cambio de materiales.	110
Figura 7.41. Criterio de Tsai-Wu en la zona crítica nº1 con cambio de materiales. <i>Inverse Reserve Factor</i> .	111
Figura 7.42. Criterio de Tsai-Wu en la zona crítica nº2 con cambio de materiales. <i>Inverse Reserve Factor</i> .	111
Figura 8.1. Actuador LINAK LA14.	113

Figura 8.2. Actuador lineal CAHM-3510. _____	115
Figura 9.1. Diseño de las cajas laterales utilizadas en la maqueta a escala. _____	118
Figura 9.2. Vista isométrica en 3D de la maqueta renderizada. _____	119
Figura 9.3. Vista frontal de la maqueta. Alerones laterales situados a 55 grados. _____	119
Figura 9.4. Maqueta real a escala del sistema aerodinámico activo. _____	120
Figura 9.5. Comparación del modelo CAD de caja lateral (izquierda) y la maqueta real (derecha). _____	120
Figura 9.6. Ángulo de presión en un engranaje cilíndrico recto. _____	122
Figura 9.7. Parámetros del sistema piñón – cremallera en GearTrax. _____	125
Figura 9.8. Modelo CAD del sistema piñón – cremallera. _____	125
Figura 9.9. Ángulo del alerón vs posición del servomotor. _____	127
Figura 9.10. Esquema de una impresora 3D de proceso FDM. _____	129
Figura 9.11. Engranajes obtenidos mediante MJF. _____	130
Figura 9.12. Estructura y componentes principales de la impresora BCN3D+. Vista en perspectiva. _____	131
Figura 9.13. Estructura y componentes principales de la impresora BCN3D+. Vistas lateral y frontal. _____	131
Figura 9.14. Estructura del extrusor y el cabezal de la impresora BCN3D+. _____	132
Figura 9.15. Estructura electrónica de la impresora BCN3D+. _____	133
Figura 9.16. Pantalla principal de la impresora BCN3D+. _____	134
Figura 9.17. Posición de <i>Autohome</i> en la esquina inferior derecha de la cama caliente. _____	135

Figura 9.18. Esquema de una correcta carga del filamento en el cabezal. _____	136
Figura 9.19. Parámetros de impresión. _____	137
Figura 9.20. Entorno 3D de impresión del <i>software</i> BCN3D CURA. _____	138

Índice de Tablas

Tabla 7.1. Tabla de características mecánicas de los materiales. _____	75
Tabla 7.2. Direcciones principales de las <i>rosettes</i> en el módulo ACP. _____	79
Tabla 7.3. Tabla con las características de los diferentes agrupamientos aplicados. _____	82
Tabla 7.4. Tabla de características mecánicas del material. _____	84
Tabla 7.5. Tabla de valores para la carga triangular de la superficie inferior del perfil. _____	87
Tabla 7.6. Convergencia de resultados. _____	94
Tabla 7.7. Valor de C en función del tipo de elemento _____	97
Tabla 9.1. Relación de la posición del servo con el ángulo del alerón. _____	126
Tabla 1. Presupuesto subtotal de materiales y productos. _____	147
Tabla 2. Presupuesto subtotal de servicios. _____	148
Tabla 3. Presupuesto subtotal de electricidad. _____	148
Tabla 4. Presupuesto subtotal de servicios de ingeniería. _____	148
Tabla 5. Presupuesto total del proyecto. _____	148

Índice

RESUMEN	I
RESUM	II
ABSTRACT	III
AGRADECIMIENTOS	V
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS	XV
1. PREFACIO	1
1.1. Origen del trabajo.....	1
1.2. Motivación	1
1.3. Requisitos previos.....	1
2. INTRODUCCIÓN	3
2.1. Objetivos del trabajo	3
2.2. Alcance del trabajo	4
3. PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE LA MECÁNICA	5
3.1. Sólido rígido	5
3.2. Principio de superposición	8
3.3. Equilibrio mecánico	9
3.4. Teoría de elasticidad	12
3.5. Resistencia de materiales.....	17
4. DISEÑO DEL CONJUNTO AERODINÁMICO	23
4.1. Influencias principales.....	23
4.2. Estudio del diseño inicial.....	26
4.3. Evolución hasta el diseño final.....	32
4.4. Elementos de unión.....	37
5. SELECCIÓN DE MATERIALES	41
5.1. Criterios y características generales	41
5.2. Perfil aerodinámico	47
5.3. Soportes al vehículo	50

5.4.	Balancín o <i>rocker</i>	52
5.5.	Anclaje del actuador lineal	53
5.6.	Unión entre perfiles aerodinámicos	54
6.	MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)	57
6.1.	Sistemas discretos y sistemas continuos. Funciones de forma	57
6.2.	Tipos de elementos.....	58
6.3.	Problemas lineales y no lineales	60
6.4.	Etapas de cálculo	63
6.5.	Problema mecánico	64
6.5.1.	Planteamiento del problema estático y elástico lineal	64
6.5.2.	Principio de Trabajos Virtuales (PTV).....	65
7.	ANÁLISIS ESTRUCTURAL	69
7.1.	Descripción del problema	69
7.2.	Características de los materiales	73
7.2.1.	Módulo ACP	74
7.2.2.	Asignación de materiales	83
7.3.	Cargas y condiciones de contornos	85
7.4.	Características del modelo FEM.....	92
7.4.1.	Mallado	92
7.4.2.	Convergencia	93
7.5.	Características de los elementos finitos usados	96
7.5.1.	Calidad de la malla.....	96
7.5.2.	Tipos de elementos utilizados.....	100
7.6.	Resultados	103
8.	SELECCIÓN DE ELEMENTOS ACTUADORES	113
9.	MODELO	117
9.1.	Diseño de la maqueta a escala.....	117
9.2.	Sistema piñón-cremallera	121
9.3.	Impresión 3D	127
9.3.1.	Introducción a la fabricación por adición	127
9.3.2.	Características del proceso.....	128
9.3.3.	BCN 3D+	130
9.3.4.	Calibraciones y preparación de la impresora 3D.....	135
9.3.5.	Software CURA.....	136

9.3.6. Experiencia de uso	138
ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL	141
CONCLUSIONES	143
POSIBLES VÍAS DE FUTURO DESARROLLO	145
PRESUPUESTO	147
BIBLIOGRAFÍA	149
Referencias.....	149
Bibliografía complementaria	149
ANEXO A. PLANOS	155
ANEXO B. FICHA TÉCNICA DE LA FIBRA DE CARBONO T700S	173
ANEXO C. DATASHEET SKF CAHM-3510-BN0100-D2-R0P-000	175
ANEXO D. IMÁGENES DE LA MAQUETA A ESCALA	181
ANEXO E. DATOS TÉCNICOS DE LA IMPRESORA BCN3D+	185

1. Prefacio

1.1. Origen del trabajo

La idea original de este proyecto surgió del *treball de recerca* realizado por Eric López Brugarolas, el cual trataba los aspectos esenciales de este trabajo de una manera superficial acorde a los conocimientos en ese nivel educativo.

Además, el hecho de que los tres autores de este proyecto hayamos realizado la totalidad del grado de manera conjunta, colaborando previamente en distintas faenas tales como prácticas u otros trabajos, ha sido un factor decisivo para la conformación del presente proyecto multidisciplinar.

1.2. Motivación

Como pilar fundamental, la pasión por la automoción se ha encontrado presente en la vida de los tres autores del proyecto, factor que ha condicionado en gran medida la elección del tema de este.

De manera paralela, los fundamentos teóricos vistos en asignaturas relacionadas con la dinámica de fluidos han despertado nuestro interés por esta rama de la física; asignaturas tales como ingeniería de fluidos y sobre todo simulación computacional en dinámica de fluidos y transferencia de calor.

Todo ello, sumado a la oportuna adquisición por parte del departamento de fluidos de la facultad de un túnel de viento, ha favorecido la elección de esta propuesta como trabajo final de grado.

Por último, el reto personal que supone embarcarse en un proyecto de estas magnitudes ha sido el componente decisivo: iniciar un diseño desde cero, además de incorporar fundamentos de múltiples y variados campos de la ingeniería.

1.3. Requisitos previos

Complementando el carácter multidisciplinar ya comentado, han sido necesarios una serie de conocimientos previos tales como:

- Fuerte bagaje previo en dinámica de fluidos.
- Dominio del diseño asistido por ordenador (CAD), principalmente los softwares SolidWorks y AutoCAD.
- Formación en el uso de simulación computacional fluidodinámica, en softwares tales como ANSYS *Fluent* o COMSOL *Multiphysics*.
- Conocimientos en impresión 3D e ingeniería de procesos.
- Nociones avanzadas en cinemática y dinámica de máquinas y mecanismos, así como en las relaciones de transmisión de movimiento.
- Conocimientos fundamentales de mecánica como elasticidad y resistencia de materiales, así como mecánica vectorial.
- Amplios conocimientos de las características de los materiales y su meticuloso proceso de selección.
- Base teórica de elementos finitos, además de experiencia previa en el uso de softwares destinados al análisis estructural como ANSYS *Mechanical*.
- Principios fundamentales de control y regulación de sistemas automáticos.
- Nociones de electricidad y electrónica y su aplicación en prototipos reales.
- Fundamentos en programación en lenguaje MATLAB, Python y C/C++ para la edición de códigos en las plataformas comerciales Arduino y Raspberry Pi.

2. Introducción

En el presente proyecto se desarrolla el estudio de un sistema aerodinámico activo implementado en automóviles. A su vez, este está subdividido en tres proyectos interrelacionados presentados por separado:

- Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles: elementos aerodinámicos. Autor: Eric López Brugarolas.
- Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles: elementos mecánicos. Autor: Iván Rivet Fernández.
- Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles: control y automatización del sistema. Autor: Antonio Rodríguez Noriega.

A lo largo del proyecto se harán referencias cruzadas entre todos ellos debido al carácter no lineal de desarrollo del mismo.

2.1. Objetivos del trabajo

El proyecto general presenta una serie de objetivos marcados inicialmente, los cuales se enumeran a continuación. Cabe destacar que estos se tratan en sus respectivos proyectos específicos:

- Obtener un perfil aerodinámico de altas prestaciones en cuanto a la relación entre fuerzas de sustentación y arrastre generadas, el cual ofrezca un comportamiento adecuado en el rango de actuación previsto.
- Caracterizar a nivel aerodinámico dicho alerón en función de las variables más influyentes, utilizando para ello la simulación computación fluidodinámica.
- Corroborar estos datos con experimentación llevada a cabo con un modelo a escala en un túnel de viento mediante análisis dimensional, así como identificar las posibles causas entre las diferencias en los resultados obtenidos.
- Diseñar desde cero un sistema mecánico cumpliendo la funcionalidad y viabilidad preestablecidas, incorporando la selección de materiales, elementos actuadores y el modelado CAD 3D.
- Corroborar la validez de este diseño realizando un análisis estructural mediante el análisis computacional por el método de elementos finitos.
- Modelizar el comportamiento dinámico de un automóvil de referencia

- Incorporar dicho modelo a un sistema de control automatizado encargado de seleccionar la posición óptima de los elementos móviles en función de las variables, perturbaciones y condiciones del sistema.
- Implementar el sistema de control en un equipo electrónico real, formado por un conjunto de sensores, unidades lógicas y actuadores repartidos por la unidad vehicular.
- Realizar un modelo a escala impreso en 3D como convergencia de todos los objetivos anteriores.

2.2. Alcance del trabajo

El alcance de este proyecto es completar la fase de diseño del sistema aerodinámico activo, dejando a este lo más cerca posible de la fase de producción. Esto se mostrará a partir de la realización de una maqueta a escala impresa en 3D que incluirá todos los aspectos tratados en las diferentes partes de este proyecto.

3. Principios fundamentales de la mecánica

3.1. Sólido rígido

El sistema aerodinámico estudiado, analizado de manera aislado, solo interactúa con el vehículo al cual está adherido mediante tres soportes. Por lo tanto, todas las fuerzas generadas en este sistema se transmiten al grueso del vehículo a través de los tres únicos puntos de contacto. Para poder analizar la afectación de estas fuerzas puntuales en el conjunto del sistema conformado por el vehículo se deben, primero, entender los principios mecánicos aplicados al análisis del mencionado sistema, así como las consecuentes simplificaciones e hipótesis formuladas.

El vehículo sobre el que se instala el elemento de aerodinámica activa, como sistema, recibe estímulos del exterior en forma de fuerzas y momentos. Todas estas perturbaciones, de carácter variable en magnitud y dirección, así como en el tiempo, provocan alteraciones del estado de equilibrio de este sistema.

Antes de entrar de manera detallada a estudiar qué implica el equilibrio de un sistema es necesario dejar claro que todo estudio mecánico de aquí en adelante se basará en la hipótesis del sólido rígido. Esta asunción tiene como base un objeto o conjunto de objetos de carácter sólido, los cuales se comportan de manera totalmente indeformable ante la aplicación de fuerzas externas. Por lo tanto, el módulo del vector que une dos puntos fijos cualesquiera de este sólido será constante independientemente de las afectaciones exteriores que este sufra. Todo cuerpo o conjunto de cuerpos sólidos reales presenta una cierta deformación ante las acciones externas tales como fuerzas, pero en la gran mayoría de las situaciones a las que se ven sometidas en condiciones usuales estas deformaciones son tan minúsculas que son despreciables. Es por ello que el análisis de un sistema sólido como indeformable presenta una altísima similitud al mismo análisis teniendo en cuenta esas minúsculas deformaciones, siendo el primero de una complejidad matemática muy inferior al segundo. Por todo ello, de ahora en adelante se asumirán los sistemas como sólidos rígidos de cara a los análisis mecánicos.

Todo sólido rígido tiene ciertas características intrínsecas importantes a la hora de entender su comportamiento, las cuales se explicarán a continuación.

La primera de estas características principales es la existencia de un punto teórico llamado centro de gravedad, o centro de masas. Este punto, ubicado en algún lugar del espacio no obligatoriamente dentro del propio cuerpo sólido, cumple la siguiente condición matemática:

$$M g(r_{CG}) = \int_K g(r) \rho(r) dV$$

(Ec. 3.1)

Teóricamente, si el conjunto de fuerzas externas aplicadas a un sólido se concentrase en ese punto llamado centro de gravedad como una sola fuerza neta (y ese punto tuviese una masa igual a la masa total del sistema), la respuesta dinámica del conjunto sería idéntica. Este concepto es importante porque en los análisis mecánicos de sistemas complejos como un vehículo, las acciones externas tales como fuerzas y aceleraciones generadas se aplican de manera continua a toda la masa de este, lo que dificulta en gran medida el cálculo. Con tal de simplificar la carga matemática sin afectar por ello al resultado, muchas de estas fuerzas y aceleraciones externas se aplicarán de manera puntual en el centro de masa del subsistema adecuado, manteniendo así las propiedades de respuesta mecánica y facilitando el tratamiento del problema.

Análogamente al centro de gravedad de un cuerpo pero en cuestión de rotación existe un concepto llamado módulo de inercia, que cuantifica la distribución de dicha masa respecto un supuesto eje de giro: a mayor módulo de inercia mayor resistencia opondrá un cuerpo a rotar sobre dicho eje. La inercia de un cuerpo aumenta proporcionalmente al producto de la masa de este y al cuadrado de su distancia absoluta respecto el eje escogido, por lo que dos cuerpos de misma masa pero con distinta distribución de esta respecto un eje obtendrán diferentes módulos de inercia, siendo mayor el que disponga su masa más alejada del eje de referencia.

$$I = \int_V \rho r^2 dV$$

(Ec. 3.2)

El cálculo de este módulo de inercia resulta relevante a la hora de evaluar la rigidez de algunas estructuras frente a cargas externas, por lo que será útil en los cálculos de resistencia de materiales aplicados a la estructura del propio sistema aerodinámico.

Otro concepto aplicable a todos los cuerpos sólidos indispensable a la hora de comprender los análisis que se realizarán de aquí en adelante es la cantidad de grados de libertad de que dispone un cuerpo sólido.

Un cuerpo sólido teórico que se encuentra en un espacio determinado posee, por sus propias características físicas indeformables, dos tipos de movimiento básico a lo largo de cada dimensión: traslación y rotación.

El movimiento de traslación se da cuando un sólido rígido se desplaza y el vector que une dos puntos fijos cualesquiera de este sólido rígido mantiene su dirección y sentido constante. Esta condición implica que todos los puntos del sólido tienen la misma velocidad, tanto en módulo como en dirección y sentido.

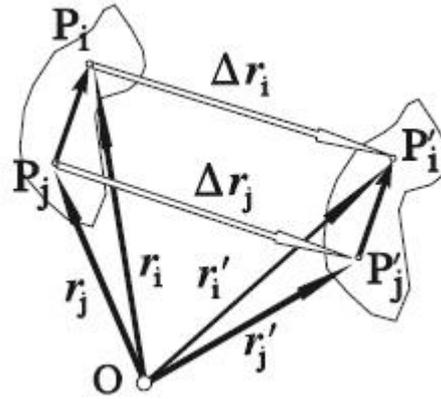


Figura 3.1. Movimiento de traslación de un cuerpo sólido rígido.

El movimiento de rotación, por su parte, se da cuando un sólido rígido está en movimiento y todos los puntos de este forman trayectorias circulares concéntricas a un vector llamado eje de rotación, siempre perpendicular al plano formado por tales trayectorias. Este eje de rotación no tiene por qué cruzar el propio cuerpo. Se podría considerar, por lo tanto, la traslación como una rotación el eje de rotación de la cual se encuentra en el infinito.

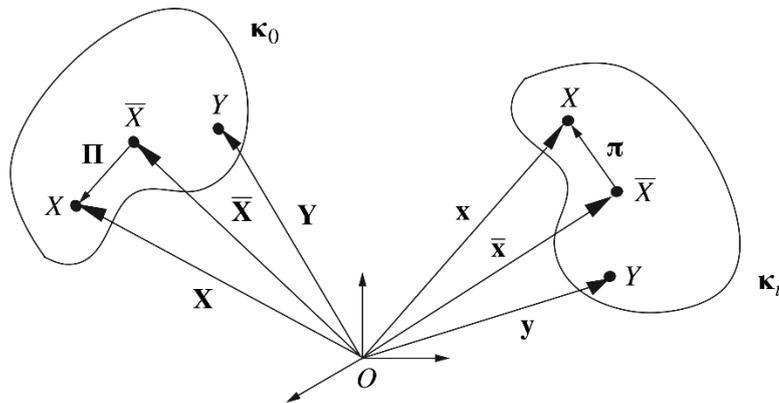


Figura 3.2. Movimiento de rotación de un cuerpo sólido rígido.

Estos dos movimientos a lo largo de cada dimensión componen todos los grados de libertad de los que dispone un sólido libre, pudiendo por lo tanto un cuerpo tridimensional realizar tres tipos de traslación y tres tipos de rotación, y contando este sólido con 6 grados de libertad consecuentemente.

Como es evidente, la traslación y la rotación no son exclusivas, pudiéndose componer un movimiento en una combinación de ambas a lo largo de los diferentes ejes del sistema en que se encuentre este.

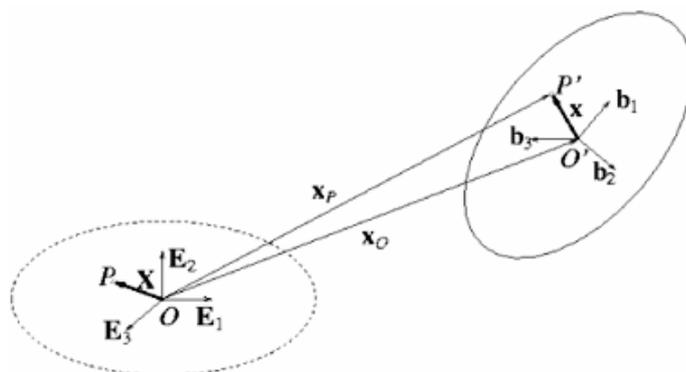


Figura 3.3. Movimiento combinación de traslación y rotación de un cuerpo sólido rígido.

3.2. Principio de superposición

Un movimiento combinado como el anterior, con parte de traslación y rotación en diferentes ejes, resulta arduo de analizar en cuanto a velocidades y aceleraciones se refiere. Para simplificar este proceso de análisis se utiliza el llamado principio de superposición. Este expone, de manera general, que todo comportamiento complejo, siendo las ecuaciones que lo rigen de carácter lineal, se puede dividir en subsecuentes comportamientos simples la superposición o suma de los cuales es equivalente al movimiento original. Por lo tanto, toda magnitud las ecuaciones gobernantes de la cual cumplan las propiedades matemáticas de la linealidad (aditividad -(Ec. 3.3)- y proporcionalidad -(Ec. 3.4)-) estará sujeta a ser analizada en base al principio de superposición.

$$f(x + y) = f(x) + f(y)$$

(Ec. 3.3)

$$f(kx) = k f(x)$$

(Ec. 3.4)

Este principio, aunque simple, facilita de manera inmensa los cálculos matemáticos, no solo en cuestión de sumas vectoriales de velocidades y aceleraciones como se aplica en este momento, sino en muchos otros ámbitos como el análisis tensional de un sólido o las cargas aplicadas a un sistema mecánico, como se verá más adelante en este mismo estudio.

A modo de ejemplo aplicado ahora a un sólido rígido, una traslación en una dirección determinada en el plano XY a cierta velocidad constante se puede descomponer en dos traslaciones simples, cada una en una dirección $-X$ e Y -, la suma vectorial de las velocidades de estas traslaciones dará la velocidad original.

3.3. Equilibrio mecánico

Una vez aclarados los conceptos básicos sobre la mecánica del sólido rígido aplicables a todo el estudio, se pasará ahora a explicar las situaciones de equilibrio del sistema mecánico, que servirá de base para el posterior tratamiento analítico de la situación del sistema mecánico estudiado.

Un sistema físico se considera en equilibrio cuando el estado en que se encuentra es inherentemente estable y, por lo tanto, de no haber una variación externa sobre este, se mantendrá de manera indefinida; una situación de equilibrio es, por ende, una condición extensa a lo largo del tiempo. No obstante, un sistema en equilibrio no es exclusivo de un sistema que no recibe perturbaciones exteriores: es todo aquel sistema en que las afectaciones externas quedan compensadas entre sí, es decir, en que la perturbación neta es nula, siendo esta perturbación neta la suma de todas las perturbaciones individuales.

En el caso particular de un sistema mecánico, el llamado equilibrio mecánico queda plasmado en la primera ley de Newton o ley de inercia, que expone que todo cuerpo persevera en su estado de reposo o movimiento uniforme y rectilíneo a no ser que sea obligado a cambiar su estado por fuerzas impresas sobre él. Por ello, para obtener un equilibrio mecánico se debe asegurar una perturbación externa nula en todos los grados de libertad de los que el sistema disponga, siendo estos la traslación y la rotación en cada uno de los ejes del espacio donde esté ubicado. Esta definición lleva a la siguiente condición para cada eje:

$$\sum_{i=0}^{i=n} \vec{F}_i = 0$$

(Ec. 3.5)

$$\sum_{i=0}^{i=n} \vec{M}_i = 0$$

(Ec. 3.6)

En conclusión, para asegurar un equilibrio mecánico en el sistema que engloba al vehículo completo se debe cumplir que el sumatorio de las fuerzas y momentos externos en cada eje debe ser nulo. Esta será la piedra angular sobre la que se basarán los posteriores análisis mecánicos del vehículo, y la base de su comportamiento. Es por ello que, a razón de viabilizar los cálculos matemáticos de aquí en adelante, todos los análisis mecánicos realizados se llevarán a cabo asumiendo una situación de equilibrio, obviando por tanto los efectos dinámicos de las transiciones entre estas situaciones.

Un vehículo, para cumplir su cometido, pasa por diferentes estados, algunos de ellos en equilibrio y otros no. Si se impone la condición de equilibrio al sistema analizado en el presente proyecto se estaría limitando su aplicación a estas situaciones en que o bien el vehículo se encuentra en reposo o bien en movimiento rectilíneo uniforme, situaciones en que la afectación de la aerodinámica es inexistente o no tiene cabida un sistema activo. Es en este momento, donde se necesitan incorporar a este análisis los estados de variabilidad de movimiento, cuando cobra vital importancia la segunda ley de Newton, que expone que el cambio de movimiento es directamente proporcional a la fuerza motriz impresa y ocurre según una línea recta a lo largo de la cual aquella fuerza se imprime. La interpretación matemática de este principio es la siguiente:

$$\sum_{i=0}^{i=n} \vec{F}_i = m \vec{a}$$

(Ec. 3.7)

Siguiendo la explicación anterior, esta formulación matemática permite ahora incorporar al análisis del sistema mecánico conformado por el vehículo las aceleraciones propias generadas entre estados de equilibrio, ampliando de manera considerable el rango de situaciones en las que se puede conocer las afectaciones externas y sus consecuencias en el sistema mecánico.

Como se ha comentado anteriormente, todos los análisis del sistema se realizarán partiendo de la hipótesis de equilibrio, ya que esta condición hace posible su resolución matemática de manera relativamente sencilla. No obstante, también se ha comentado que las situaciones dinámicas en que un sistema de aerodinámica activa cobra relevancia no parten de este equilibrio. Esta contradicción aparente se solventará reformulando las situaciones de no equilibrio, incorporando los efectos de las aceleraciones externas en forma de fuerzas equivalentes según la segunda ley de Newton. Esto quiere

decir que se añadirán fuerzas al esquema, las cuales no están presentes en la realidad, pero los efectos de las cuales serán iguales a los efectos de las aceleraciones. Este punto de vista en el cual se trata la dinámica sobre los principios de la estática se llama Principio de D'Alembert.

Esta aproximación no es un concepto novedoso, ya que de manera instintiva se realiza para poder concebir situaciones cotidianas en que suceden estos tipos de sucesos. Por plantear una analogía, estas fuerzas equivalentes que se incorporarán al sistema matemático en este proyecto son las mismas fuerzas que habitualmente se llaman "fuerzas de inercia", las consecuencias de las cuales se experimentan al ir de pasajero en un vehículo que circula por una curva a alta velocidad: se percibe una fuerza hacia el exterior de la curva, aunque dicha fuerza es inexistente y la percepción radica en el cambio de estado provocado por la aceleración en sentido contrario del vehículo. Mediante esta simplificación de la realidad se puede llevar al campo matemático del equilibrio toda situación que experimente una aceleración constante y, por lo tanto, analizarse como tal un amplio rango de situaciones distintas.

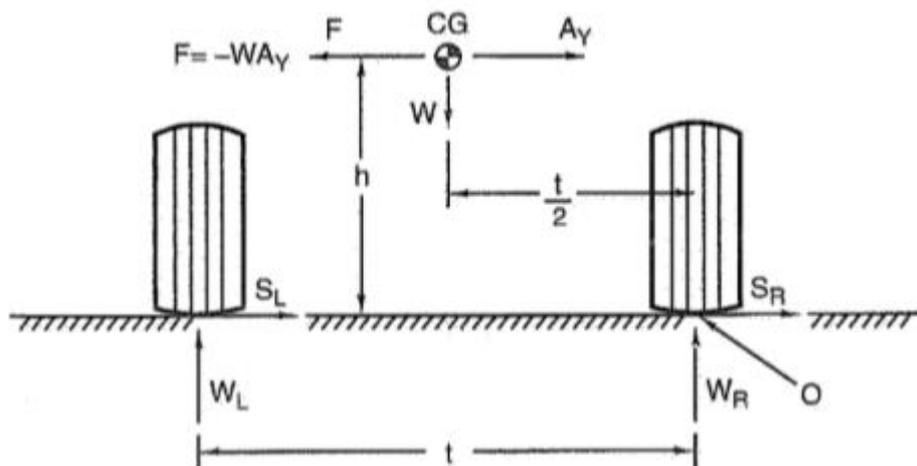


Figura 3.4. Reformulación de aceleraciones como fuerzas equivalentes.

Como se puede ver en la Figura 3.4. Reformulación de aceleraciones como fuerzas equivalentes., esta estrategia implica reformular las aceleraciones sufridas por el sistema como fuerzas de valor $m a$, aplicadas en el centro de gravedad de dicha masa, con una dirección idéntica a la de la aceleración sufrida y de sentido contrario. Así, el análisis matemático es congruente con las consecuencias físicas del sistema.

A modo de conclusión, todos los análisis mecánicos que se aplicarán de aquí en adelante en el presente estudio se llevarán a cabo bajo la asunción de que las aceleraciones registradas por el sistema en cada instante son constantes. Ello implica que se dejarán fuera de toda valoración los efectos dinámicos de transición entre estos estados, ya que ello llevaría el análisis matemático a una complejidad muy

superior a la del alcance de este proyecto. A modo de analogía, se estudiarán las situaciones físicas “fotograma a fotograma”, sin tener en cuenta el orden de estos ni el cambio entre ellos.

3.4. Teoría de elasticidad

Hasta este punto, la mecánica que se ha explicado ha sido enfocada desde un punto de vista generalista, siendo el sujeto de esta un cuerpo o conjunto de cuerpos mecánicos de grandes dimensiones. Como se ha comentado, este tipo de análisis mecánico se sustenta en la hipótesis del sólido rígido, el cual no sufre deformaciones. Esta hipótesis es totalmente válida para este tipo de macro análisis, ya que las deformaciones reales son minúsculas en comparación a las magnitudes del sistema analizado. Sin embargo, hay momentos en que interesa conocer el estado tensional interno de un elemento mecánico para saber si esas deformaciones que sufre son reversibles o no o, llegado a un extremo, para saber si hay fallo y riesgo de accidente. En este punto se debe abandonar el enfoque generalista y adoptar la visión totalmente opuesta, el estudio de elementos infinitesimales. Estas divisiones son teóricas, claro está, no existiendo como tales en el sistema mecánico real, pero se consideran para poder aplicar condiciones matemáticas que de otra manera resultaría imposible. A continuación, se explicarán los diferentes conceptos básicos de esta teoría del sólido elástico, en contraposición al sólido rígido visto hasta ahora, que serán de gran utilidad en posteriores ocasiones, por ejemplo, en la selección de materiales o designación del ángulo máximo del sistema de aerodinámica activa.

El concepto de elasticidad radica en la capacidad de un cuerpo sólido de almacenar cierta energía en forma de energía potencial elástica: esta energía extra en un cuerpo se manifiesta en forma de tensión interna y, consecuentemente, deformación. Para considerar un cuerpo elástico este debe ser capaz de devolver esa energía al exterior y, por lo tanto, volver a su estado inicial, de manera reversible. Aún y así, todo cuerpo elástico tiene un límite a partir del cual no es capaz de almacenar más energía sin llegar a deformarse de manera permanente o plástica; este tipo de deformaciones queda fuera de la teoría de elasticidad.

Todas las propiedades matemáticas aplicables en la teoría de elasticidad son aptas siempre y cuando se cumplan ciertas condiciones que garantizan que los principios físicos subyacentes son válidos: primeramente, se considera homogeneidad material en toda la estructura de sólido; a parte de esta homogeneidad, al material se le presuponen características isotrópicas, para poder aplicar así a todos los puntos de la estructura los mismos principios; por un lado, los cuerpos deben comportarse como sólidos elásticos lineales, en los que la relación entre la tensión y la deformación resultante es lineal; de manera adicional, las deformaciones deben de ser pequeñas, para que los consecuentes

desplazamientos sean pequeños y no alteren de manera aparente la geometría de estos (y por ende las consecuencias de las cargas sobre esta). De estas condiciones son especialmente importantes las de linealidad, ya que permitirán aplicar el ya mencionado principio de superposición, simplificando así mucho la carga matemática asociada al análisis. En este caso, la superposición se hará con cada una de las cargas externas, pudiendo ser analizado el estado tensional de un punto cualquiera como la suma de los estados tensionales individuales que produciría cada una de las cargas por separado.

Los elementos analizados en esta teoría son elementos infinitesimales, los cuales se representan como cubos con una longitud de arista diferencial y en un estado de equilibrio. Sobre las distintas caras de estos elementos diferenciales se calculan las diferentes magnitudes relevantes: tensión y deformación.

Partiendo de un cuerpo sólido sobre el que actúan diferentes fuerzas externas, la suma neta de las cuales es nula (definición de cuerpo en equilibrio), se escoge al azar un punto interno del que se extrae un elemento infinitesimal, y por aplicación de la primera ley de Newton el resultado de las fuerzas externas sobre este elemento debe ser nulo. Esas fuerzas provienen de la reacción con los elementos infinitesimales colindantes que, todos juntos, conforman el cuerpo sólido. Partiendo también de un sistema de coordenadas ortonormal, se pueden llegar a designar hasta 6 fuerzas, cada una aplicada en una de las superficies externas del elemento. El concepto de tensión, uno de los más importantes para comprender la teoría de la elasticidad, se define como la fuerza que actúa sobre una superficie dividida por el valor de dicha superficie. Dado que la fuerza que genera una tensión no tiene por qué ser perpendicular a la superficie sobre la que actúa, las tensiones derivadas se dividen en dos tipos: tensión normal, aquella proveniente de la componente de fuerza perpendicular a la superficie; y tensión tangencial, aquella proveniente de la componente de fuerza paralela a la superficie. Siguiendo el esquema ortonormal, si se descompone cada una de las 6 fuerzas aplicadas sobre las caras del elemento infinitesimal en cada uno de los 3 ejes, se obtienen 18 fuerzas distintas: 2 fuerzas tangenciales por cada superficie y 1 fuerza normal por cada superficie.

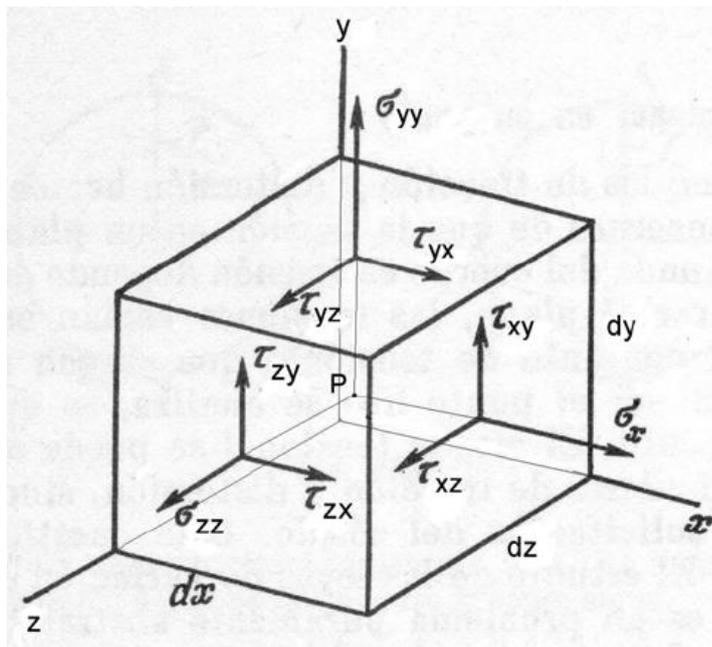


Figura 3.5. Elemento infinitesimal con las tensiones expresadas en forma ingenieril.

Como se puede ver en la anterior figura, las componentes denotadas con la letra σ indican tensiones normales, mientras que las denotadas con la letra τ indican tensiones tangenciales, criterio bastante aceptado en el ámbito ingenieril. Los subíndices indican la dirección normal a la cara aplicada, en el caso del primero, y la dirección en que esta tensión se aplica, en el caso del segundo.

Dado que el elemento es infinitesimal, y como las tensiones solo varían de manera gradual a lo largo de un medio continuo, se puede considerar que ambas tensiones en planos paralelos muy cercanos (como las caras paralelas del elemento estudiado) son prácticamente iguales en caso de equilibrio, por lo que el número de caras que registrarán fuerzas (y por lo tanto tensiones) distintas se reduce de 6 a 3, pasando el número de componentes de 18 a 9. Para expresar de manera matemática estas magnitudes asociadas a un punto concreto se utiliza el tensor, una entidad algebraica compuesta por diferentes componentes, pero independiente del sistema de referencia usado. El tensor de tensiones, de segundo orden, tiene las siguientes 9 componentes:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

Si se utiliza la condición de equilibrio, aplicado en este caso a los momentos generados alrededor de los ejes coordenados, se obtiene que los pares de tensiones tangenciales cuyos subíndices se encuentran en orden inverso (τ_{yz} y τ_{zy} , por ejemplo) deben de tener un valor en módulo igual. Esto da lugar a un tensor de tensiones simétrico, por lo que el número máximo de componentes distintos

pasa de 9 a 6. Esta propiedad será de vital importancia a la hora de realizar operaciones aritméticas con los tensores, ya que permite su implementación como vector de 6 componentes.

$$\boldsymbol{\sigma} = (\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz})$$

Derivado de este concepto de tensión surge el de deformación: debido a este estado tensional interno en el que se encuentran los sólidos sobre los que se aplican fuerzas externas, las estructuras internas del material se modifican de manera acorde. Esto da lugar a un cambio en las dimensiones y/o proporciones de los elementos estudiados. Se define, por lo tanto, la deformación como este cambio de tamaño debido a las tensiones internas. La medida más estándar en ingeniería de la deformación es la llamada deformación unitaria, la cual es adimensional en tanto a que muestra la relación de cambio de longitud por unidad de longitud.

$$\varepsilon = \frac{d - d_0}{d}$$

(Ec. 3.8)

Volviendo al elemento infinitesimal estudiado anteriormente, se pueden designar distintas deformaciones en función de la dirección y superficie escogida, por lo que se retoma la estrategia anterior de representar las magnitudes físicas de un objeto en tensores y se designa, de esta manera, el tensor deformaciones, también compuesto por 9 valores distintos.

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix}$$

Así como anteriormente en el tensor de tensiones las diferentes componentes podían catalogarse como normales o tangenciales, obteniendo cada una de ellas una interpretación física distinta, en el tensor de deformaciones ocurre un fenómeno similar: las componentes localizadas en la diagonal del tensor representan cambios relativos de longitud, mientras que las demás componentes representan cambios angulares.

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

(Ec. 3.9)

Siguiendo con la analogía entre ambos conceptos de tensión y deformación, y partiendo de la presente simetría en el tensor de deformaciones, es una práctica habitual la de reducir el tensor de deformaciones a un vector de 6 componentes, tantas como valores máximos diferentes puede contener. De esta manera, se puede expresar el conjunto de deformaciones como:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = (\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{xz}, \varepsilon_{yz})$$

Ambos conceptos, tensión y deformación, son claves a la hora de comprender y caracterizar el estado interno de un objeto sólido, el cual informa de la capacidad de almacenar más o menos energía elástica. Como se ha comentado anteriormente, una de las condiciones necesarias para que toda esta teoría de la elasticidad sea aplicable es que la relación entre la tensión interna sufrida y la deformación resultante sea lineal. La ratio de aumento de una magnitud respecto la otra en el caso de tensiones normales, que se podría interpretar como la pendiente en un diagrama tensión-deformación, es una característica intrínseca de cada material y se define como el módulo de Young o módulo de elasticidad longitudinal: a un módulo de Young mayor, más tensión es necesaria para provocar una misma deformación sobre un objeto. Al ser la deformación una magnitud adimensional el módulo de elasticidad tiene las mismas unidades que la tensión

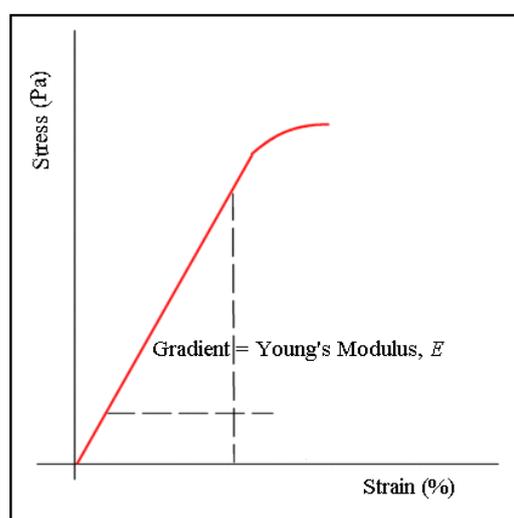


Figura 3.6. Interpretación del módulo de Young en un diagrama tensión-deformación.

De manera similar, si lo que se tiene en cuenta son las tensiones tangenciales en vez de normales y la deformación angular en vez de axial, esta misma ratio de deformación pasa a llamarse módulo de cizalladura, de corte, o módulo de elasticidad transversal.

$$G = \frac{\tau}{\theta}$$

(Ec. 3.10)

Así como al aplicar una tensión en una dirección sobre un elemento material este se deforma en esa misma dirección de manera proporcional al valor de este módulo, para cumplir las leyes de conservación de masa el objeto se debe de deformar en las demás direcciones de manera inversa: si

un elemento se elonga en la dirección X, a causa de una tensión en esta dirección, se debe de la misma manera contraer en las direcciones Y y Z. Así como se había designado la ratio de deformación en una dirección como el módulo de elasticidad, tanto longitudinal como transversal, a esta ratio de crecimiento inter-direccional también se la ha caracterizado de manera análoga, llamándose coeficiente de Poisson o coeficiente de deformación transversal (y representado por ν). Ambos módulos de elasticidad y cizalladura se ven relacionados entre sí a partir de este último coeficiente de la siguiente manera:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$$

(Ec. 3.11)

Una vez definidos todas las tensiones y deformaciones que suceden internamente en la estructura de un objeto sólido, vistos estos desde un enfoque infinitesimal para que las definiciones sean válidas, se puede proceder a extrapolar los resultados obtenidos a una escala mayor: con esta estrategia se pretende ahora analizar un cuerpo u objeto a nivel macroscópico, extrayendo de este análisis resultados más globales y aplicables a una estructura en la vida real, como podría ser una parte del sistema aerodinámico activo.

3.5. Resistencia de materiales

Cambiando ahora el foco a una estructura u objeto general, se consideran los siguientes tipos de esfuerzo a los que puede estar sometido un cuerpo: compresión/tracción, cizalladura, torsión y flexión. Los esfuerzos de compresión y tracción, así como el de cizalladura o corte, resultan muy similares a nivel general y a nivel infinitesimal; sin embargo, de este cambio de visión nacen dos tipos nuevos de esfuerzo que no se correlacionan de la misma manera a nivel general e infinitesimal: la torsión y la flexión. Cabe destacar que los esfuerzos no se dan de manera aislada, sino que en la mayoría de ocasiones se combinan varios.

Un esfuerzo de compresión/tracción sobre un cuerpo sólido, por ejemplo una barra de sección circular ocurre cuando sobre este se aplican un par de fuerzas externas colineales pero de sentidos opuestos, tratándose de compresión cuando el sentido de estas fuerzas apunta hacia el interior del cuerpo y de tracción cuando este vector se aleja del objeto de estudio. La compresión, por tanto, intenta unir las partículas del material entre sí, mientras que la tracción las intenta separar en sentidos opuestos. Como se ha comentado, hay una gran relación entre el esfuerzo general y la situación tensional interna de los elementos materiales, ya que un esfuerzo de compresión/tracción sobre un cuerpo genera un

estado tensional interno de tensiones normales entre los diferentes elementos infinitesimales que se pueden considerar.

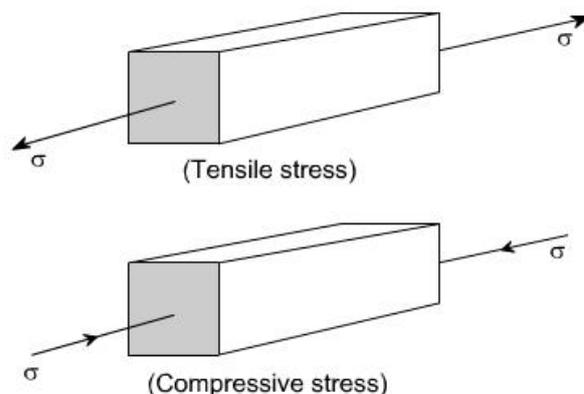


Figura 3.7. Esfuerzo de tracción y compresión aplicados a un sólido prismático.

Asimismo, el esfuerzo de cizalladura se da cuando las fuerzas externas no son colineales e intentan desplazar planos colindantes de la estructura en sentidos distintos, provocando de esta manera un deslizamiento entre ellos. Este esfuerzo genera en los elementos infinitesimales dentro del cuerpo una situación tensional de tensión tangencial.

El esfuerzo de flexión, por su parte, ocurre cuando a un cuerpo sólido se le somete a distintos momentos aplicados en ejes paralelos entre sí. Esta situación genera un estado tensional interno combinación de tracción y compresión en diferentes partes del mismo cuerpo, lo que lleva a la curvatura del objeto debido a la elongación de las fibras en tracción y el acortamiento de las sometidas a compresión.

Por último está el esfuerzo de torsión, el cual aparece cuando un objeto se ve sometido a momentos colineales en sentidos contrarios. Esto genera estados tensionales internos de tensiones tangenciales, el valor de las cuales varía en función de la posición del elemento infinitesimal respecto al eje de aplicación del momento.

Como se ha comentado anteriormente, los esfuerzos aparecen habitualmente combinados entre sí en un mismo cuerpo, por lo que los estados tensionales de los distintos elementos diferenciales en su interior se componen de diferentes tipos de tensiones provenientes las diferentes sollicitaciones. Por ejemplo, una viga soportada por sus extremos sobre el centro de la cual se aplica una carga puntual sufrirá un esfuerzo de cizalladura a causa de las distintas fuerzas no colineales, pero estas mismas fuerzas provocarán momentos que a su vez darán lugar a un esfuerzo de flexión. Por lo tanto, un elemento infinitesimal escogido al azar se encontrará en un estado tensional compuesto por componentes tangenciales (cizalladura) y componentes normales (flexión).

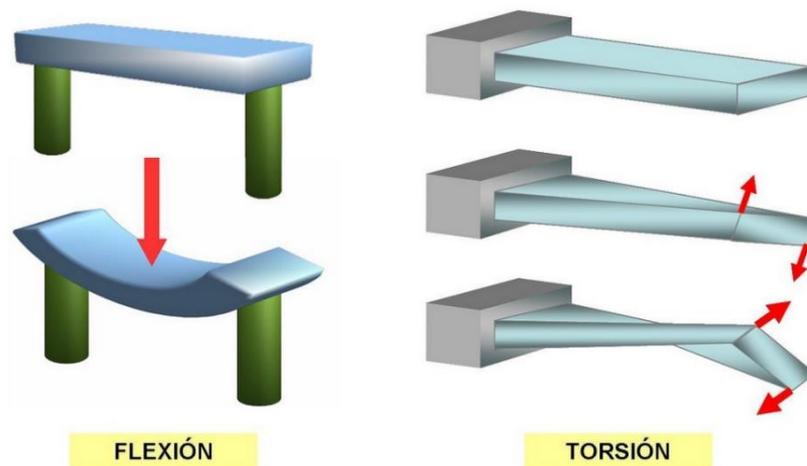


Figura 3.8. Esfuerzos de flexión y torsión provocados por fuerzas externas.

Es importante saber en qué estado tensional se encuentran las diferentes partes de un sólido afectado por fuerzas y momentos externos, ya que es un indicador directo de la cantidad de energía potencial que alberga y como de lejos se encuentra de ese límite a partir del cual la energía interna provoca deformaciones permanentes. Esta última situación se debe evitar en la medida de lo posible, ya que cuando un sólido se deforma de manera permanente puede dejar de hacer su función eficazmente y, en un último caso extremo, llegar a romper. Por esta razón, el punto de máxima deformación elástica admisible se denomina límite elástico, y se designa por el símbolo de tensión normal σ acompañado de subíndice tal como e o $0,2$ (este último se explicará a continuación).

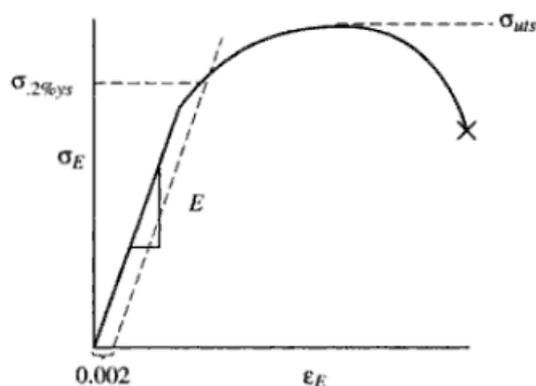


Figura 3.9. Diagrama tensión-deformación con el límite elástico mostrado gráficamente.

El límite elástico es un concepto puntual, pero en la realidad el proceso de transición de la zona elástica (donde las deformaciones desaparecen una vez retirada la fuerza) a la zona plástica (donde las deformaciones se mantienen en cierta medida una vez retirada la fuerza) es un proceso continuo que ocurre en una zona relativamente prolongada. Es por ello que designar un punto concreto para el límite elástico es una tarea complicada: dependiendo de la aplicación para la que se necesite saber el límite elástico se escoge un punto u otro, todos en la zona de transición. En ingeniería, el límite elástico se define como la tensión que, una vez retirada, provoca una deformación plástica unitaria de 0,002 (incremento del 2% de la longitud inicial).

Todos los conceptos expuestos hasta ahora trabajan con la descomposición de las fuerzas, tensiones y deformaciones en un sistema de coordenadas de referencia impuesto. Aún y la facilidad que esto aporta al análisis, pudiendo así estudiar las diferentes magnitudes en cada uno de los ejes de referencia, es necesario no olvidar que es un mecanismo artificial y que en la realidad, por tanto, lo que se aprecia son tensiones y deformaciones totales en las direcciones resultantes. Por todo ello, se hace necesario expresar el estado tensional de un punto concreto como un parámetro unidimensional escalar, el cual sea independiente de los sistemas de referencia y equivalente a su expresión tridimensional. Este parámetro, usado ampliamente en estructuras con materiales isotrópicos dúctiles, se llama tensión equivalente de Von Mises y expresa el estado tensional de un punto basándose en el criterio energético, es decir, en la energía de distorsión acumulada. El cálculo de esta magnitud se lleva a cabo de la siguiente manera:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

(Ec. 3.12)

Donde σ_1 , σ_2 y σ_3 son las tensiones principales de un elemento, es decir, aquellas tensiones (normales) alineadas con un sistema de referencia tal que las tensiones tangenciales son nulas.

Sin embargo, en este proyecto se utilizarán también materiales que no presentan isotropía, concretamente materiales compuestos. En una lámina de material compuesto, las teorías de fallo se basan en las tensiones en la dirección de la fibra o ejes locales, dado que la lámina es ortotrópica y sus propiedades varían según la dirección.

En el caso de una lámina unidireccional hay dos ejes materiales: uno paralelo a la fibra y otro perpendicular. Por lo tanto, hay 4 parámetros de resistencia normal, uno a tracción y otro a compresión para cada dirección. Además, existe un quinto parámetro: la resistencia a cortadura.

Los parámetros de resistencia no se pueden transformar tensorialmente de forma directa para una lámina con las fibras orientadas. Por lo tanto, las teorías de rotura o fallo se basan en encontrar primero las tensiones en los ejes locales y luego usar estos cinco parámetros para saber si existe fallo.

Existen múltiples criterios de fallo para materiales compuestos, cada uno de ellos con diferentes simplificaciones, consideraciones y diferente número de parámetros a obtener. Para este proyecto se ha escogido el criterio de Tsai-Wu, el cual viene de Von Mises y es una generalización del criterio de Tsai-Hill. Este criterio distingue compresión y tracción y es uno de los más utilizados para los MEF debido a su simplicidad ya que predice el fallo en múltiples casos.

Otro criterio ampliamente utilizado es el criterio de Puck. Este criterio es uno de los que mejor se adapta a la realidad ya que distingue entre fallo de las fibras y fallo entre fibras, y además entre tracción y compresión. Tiene en cuenta consideraciones micromecánicas, lo cual hace que prediga el fallo en múltiples casos. No obstante, presenta ciertos parámetros que son costosos de obtener y por ende su uso en simulaciones computacionales no está tan extendido. Teniendo en cuenta que el caso de estudio presenta geometrías complejas resulta inviable su aplicación en este trabajo.

Consecuentemente a todo lo explicado, en una aplicación general de ingeniería se diseñarán los diferentes elementos mecánicos para que los estados tensionales en todas sus zonas no sufran deformaciones plásticas, usualmente aplicando un factor de seguridad. Esto se tendrá en cuenta en posteriores etapas de diseño, donde se tendrá que analizar estructuralmente todo el sistema mecánico para asegurar que no se deforma plásticamente y que cumple su función de manera eficaz.

4. Diseño del conjunto aerodinámico

4.1. Influencias principales

En el panorama actual del sector de la automoción, la aerodinámica activa ha encontrado su lugar principalmente en el diseño de superdeportivos. Estos vehículos, con aerodinámicas pasivas ya extremadamente complejas y calculadas al milímetro, han encontrado en los elementos aerodinámicos activos una manera de seguir mejorando las prestaciones del vehículo y, consecuentemente, la sensación de vanguardia tecnológica que desprenden.

La idea principal de funcionamiento del sistema aerodinámico desarrollado surgió del Bugatti Veyron, durante muchos años el buque insignia de la marca del grupo Volkswagen. Este modelo, que empezó a producirse el año 2005, era una demostración de poderío del OEM (*Original Equipment Manufacturer*) alemán, en la que se aplicaban las tecnologías más avanzadas en el sector de la automoción hasta la fecha.

Una de las características principales del Veyron, dejando de lado su astronómica cifra de 1001 caballos de potencia y su complejo grupo motopropulsor, es su alerón trasero retráctil. Su funcionamiento es de crucial utilidad para la dinámica del coche. Al superar los 180 km/h, el dispositivo se despliega completamente, aportando un mayor *downforce* al vehículo, mejorando su maniobrabilidad. Por otro lado, en frenadas por encima de los 200 km/h, el alerón aumenta su ángulo de ataque, generando una gran cantidad de fuerza de arrastre y sustentación en el eje trasero, obteniendo así una deceleración extra de 0.6 G y maximizando también la estabilidad de frenado. Finalmente, para velocidades superiores a los 400 km/h, este elemento se retracta parcialmente, adquiriendo un ángulo de 3 grados, para buscar el mínimo drag posible.



Figura 4.1. Alerón trasero del Bugatti Veyron.

El sistema aerodinámico producido por Bugatti abrió la posibilidad de la aerodinámica activa para muchas otras marcas, que aplicaron esta idea de muchas maneras distintas. En la marca italiana Ferrari, por ejemplo, empezó a implantarse en el modelo 458 Speciale, en sus difusores delantero y trasero. En el difusor delantero, dos aletas móviles modificaban la dirección del flujo de aire a velocidades superiores a 170 km/h para modificar el drag y lift. Por otro lado, el difusor trasero contaba con dos flaps, que podían colocarse horizontalmente para aumentar el fondo plano y reducir la resistencia producida.



Figura 4.2. En rojo, los flaps del difusor trasero del Ferrari 458 Speciale.

Muchos otros modelos han surgido durante estos años buscando mejorar la dinámica vehicular utilizando la aerodinámica activa, pero la mayoría de estos no hacían más que buscar mejoras generales del vehículo (aumento o reducción de las fuerzas de drag y lift), sin modificar, por ejemplo, la variación de carga en el eje transversal del vehículo. Pocas marcas se habían atrevido a modificar las condiciones de carga aerodinámica de manera diferente para cada lado del vehículo, como Pagani con su modelo Huayra, en el que cuatro flaps independientes varían sus ángulos de ataque para aumentar o reducir la carga que soportan cada una de las ruedas.

El segundo modelo que marcó el desarrollo de este proyecto fue presentado el año 2017, de la marca italiana Lamborghini. El *trim-level* (niveles utilizados en automoción para designar las características o el equipamiento que lleva un vehículo) Performante llegó al Lamborghini Huracán, aplicando el sistema ALA (*Aerodinamica Lamborghini Attiva*).

El uso de la aerodinámica activa en ALA difiere un poco al utilizado en los modelos mencionados anteriormente, en los que, de manera habitual, las modificaciones se realizan con movimientos mecánicos, como el cambio del ángulo de ataque de un alerón. El sistema ALA se divide en dos zonas de acción: eje delantero y eje trasero. En el eje delantero se encuentran dos flaps móviles con un funcionamiento parecido al comentado anteriormente en el Ferrari 458 Speciale, donde la

recirculación de aire permite reducir el drag generado en situaciones donde se busca la máxima velocidad. Por otro lado, en su parte trasera se encuentra un alerón fijo, en el que unos conductos circulan desde las entradas posteriores de aire hasta la zona posterior del *spoiler* (pasando por las barras de soporte de este). En las entradas de aire, una válvula permite (o no) el paso de aire, que, al salir por la zona trasera del alerón, recircula el aire que pasa por este.

La recirculación de aire a través de la zona posterior del alerón genera una separación del flujo que seguía la trayectoria inferior de la superficie de sustentación. Eso genera menos arrastre y sustentación, por lo que mejora su dinámica en situaciones de máxima velocidad. En la Figura 4.3 se aprecia de manera clara el funcionamiento de la válvula de aire.

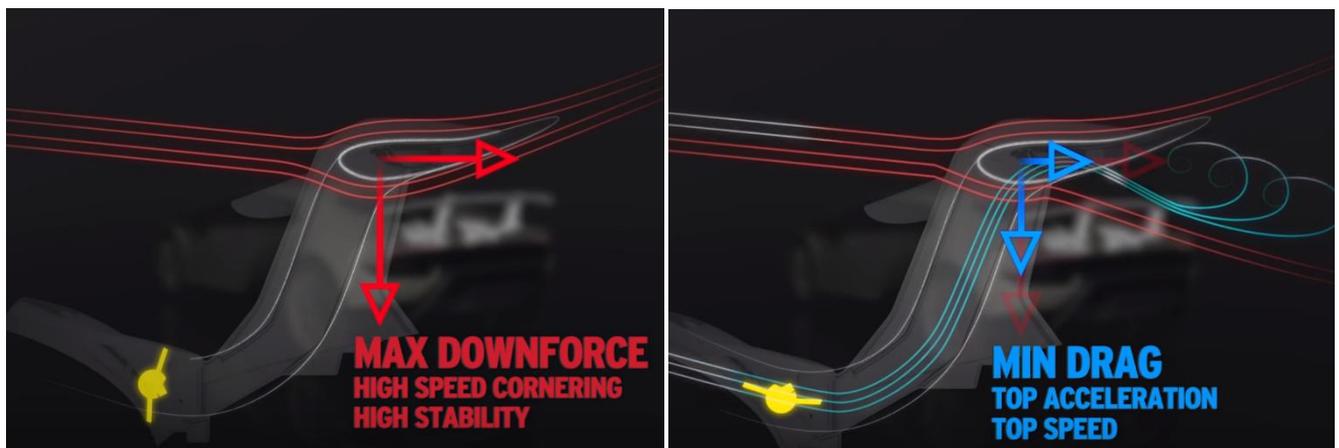


Figura 4.3. A la izquierda, válvula cerrada. A la derecha, se abre la válvula y se modifica el flujo de aire.

El funcionamiento de este sistema, debido a su complejidad en la recirculación del flujo para modificar las fuerzas resultantes, es claramente impresionante, pero su esquema de uso fue la característica principal para el diseño y estudio de este sistema. La apertura de las válvulas de este sistema no es siempre simultánea en ambos lados, es decir, en las condiciones que lo requieren (como por ejemplo una curva a altas velocidades), la válvula de la zona exterior del viraje se abre, mientras que la válvula de la zona interior se mantiene cerrada. La diferencia de *downforce* producido aporta más carga a las ruedas del lado interior de la curva, por lo que su tracción y maniobrabilidad durante la trayectoria mejora notablemente. Esta funcionalidad se conoce como *Aerovectoring*.



Figura 4.4. Funcionamiento de ALA en una curva de derechas.

El *Aerovectoring* aporta al vehículo una alta capacidad de adaptación a la trazada que realiza, mucho mayor a la obtenida con otros sistemas aerodinámicos, como los comentados anteriormente, donde no se tiene en cuenta la distribución de masa en el eje transversal del vehículo. Esta funcionalidad define una de las premisas principales en el proceso de diseño posterior del sistema aerodinámico activo estudiado, el cual se muestra posteriormente.

4.2. Estudio del diseño inicial

Como se ha mostrado en el análisis de las influencias externas en el proceso de diseño del sistema aerodinámico activo, su esencia se basa en modificar las fuerzas resultantes generadas por una serie de elementos aerodinámicos (alerones, flaps, etc) con tal de obtener un reparto de masa óptimo, tanto en el eje longitudinal como en el eje transversal. De manera inclusiva, también se busca utilizar el alerón como freno aerodinámico en altas deceleraciones. Por último, en condiciones de alta velocidad, sin aceleraciones laterales, se reducirá al máximo el drag generado, con tal de mejorar la velocidad punta del vehículo.

En el proceso del diseño de un sistema tal que este, la geometría del vehículo, su carrocería, entradas de aire y su aerodinámica intrínseca tienen bastante afectación en su funcionalidad. Estos parámetros son propios de cada marca y modelo, sus características siendo inamovibles, por lo que un diseño hecho especialmente para un vehículo en concreto difícilmente pueda introducirse en otro modelo o coche de otra marca. Como en este segmento de vehículos hay mucha diversidad de geometrías y dimensiones, se busca realizar un modelo lo más genérico posible, en el que aplicando pequeñas modificaciones en las dimensiones de sus elementos (como, por ejemplo, la altura de las barras del

alerón) pueda incorporarse a prácticamente cualquier superdeportivo en el mercado. La estructura propia del sistema será común en cualquier vehículo en el que se aplique, diferenciándose entre ellas únicamente en su dimensionamiento, con tal de adaptarse de manera óptima a cada modelo.

Para satisfacer las tres premisas designadas en la introducción de este apartado, la manera más sencilla y con menor dependencia de la estructura y aerodinámica del vehículo es la implantación de un alerón. Los flaps en las entradas de aire delanteras, como se ha comentado en otros sistemas aerodinámicos, son una gran opción para aportar o reducir la carga aerodinámica aportada al eje delantero, pero se encuentran altamente subordinados a la geometría de las entradas de aire, por lo que su diseño, sin conocer su posición de aplicación y la influencia de la geometría del vehículo en el flujo de aire, es inconcebible. Debido a eso, el alerón trasero permite hacer estas modificaciones de carga, las cuales se tratarán posteriormente de manera analítica.

Para aplicar el *aerovectoring* en el alerón trasero del sistema aerodinámico, se estudiaron distintas distribuciones de este con tal de encontrar su estructura final. Su método de aplicación, como se ha visto en modelos anteriores, se basa en la modificación del ángulo de ataque, permitiendo así generar mayor o menor sustentación y arrastre según lo deseado. Como se ha comentado, existen otros métodos, tales como el sistema ALA, pero su funcionalidad es mucho más compleja, debido a la circulación de aire a través de las tomas de refrigeración y por los conductos interiores de los soportes del alerón. Es un método de gran efectividad, pero difícilmente estandarizable para diferentes modelos de superdeportivo, por lo que se ha desestimado su uso.

Tomando inicialmente el diseño de diversos de los sistemas aerodinámicos analizados con anterioridad, se empezó con un *brainstorming* acerca de la estructura y mecanismo del alerón posterior. La idea era recrear un soporte de forma alargada y esbelta, para reducir la resistencia aerodinámica generada, en la que incorporar dos barras sólidas en su interior. La primera de estas barras debía ser el soporte fijo entre el alerón y el vehículo, aportando un eje de rotación para modificar el ángulo de ataque; la segunda de las barras debía realizar el trabajo necesario para realizar el cambio de inclinación correspondiente.

Entre ambas barras y el alerón se incluía una pieza metálica, conocida como *rocker*, encargada de albergar los ejes de rotación de ambas barras y permitir una unión efectiva entre estas y el alerón. Puede verse remarcada en el interior del círculo rojo en la Figura 4.5. Diseños iniciales del mecanismo del alerón.

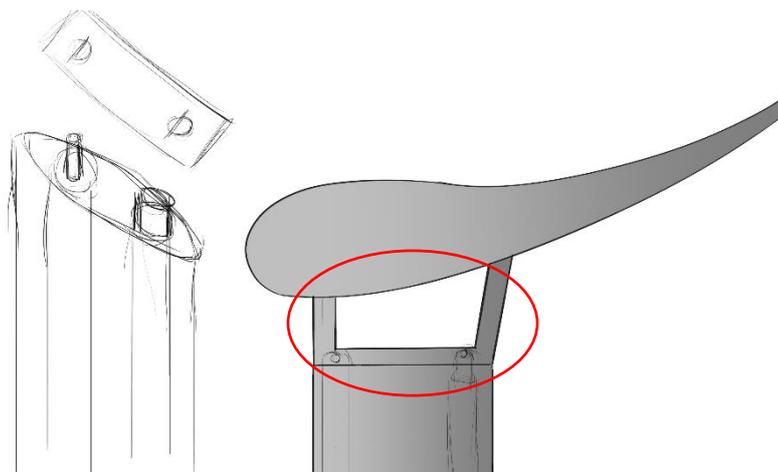


Figura 4.5. Diseños iniciales del mecanismo del alerón.

Este mecanismo inicial permitía la modificación del ángulo de ataque del *spoiler*, pero se requería aún un método de obtener diferentes cargas aerodinámicas para ambos lados del vehículo. La idea inicial era realizar una partición en la zona central del alerón, dividiéndolo de manera simétrica, con tal de modificar el ángulo de ataque de manera independiente a cada lado.

En la zona intermedia, un eje interno podía permitir la unión entre ambas partes, otorgar la rotación necesaria en las dos zonas. También reforzaría la estructura del alerón, evitando el pandeo u otros movimientos de ambas partes, los cuales podrían ser perjudiciales para la integridad estructural del sistema. Este eje puede apreciarse en la Figura 4.5, el cual iría situado en ambos agujeros colocados en la zona superior de este.

Este diseño marcaba la estructura esencial del alerón trasero. Su movimiento estaba definido, permitía la modificación de carga en ambos ejes del vehículo y gozaba de una construcción sin una complejidad elevada, pero también tenía desventajas, por lo que se realizaron diseños alternativos o modificaciones de este, con tal de seleccionar un diseño óptimo.

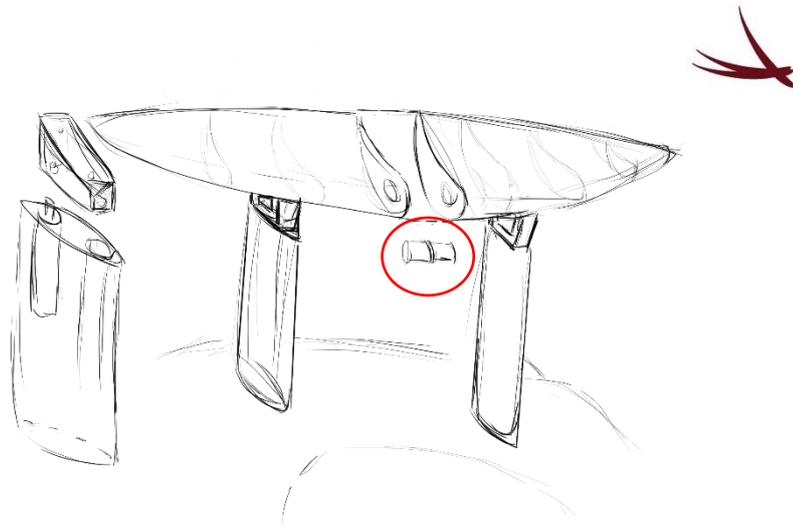


Figura 4.6. Esbozo inicial del sistema aerodinámico completo.

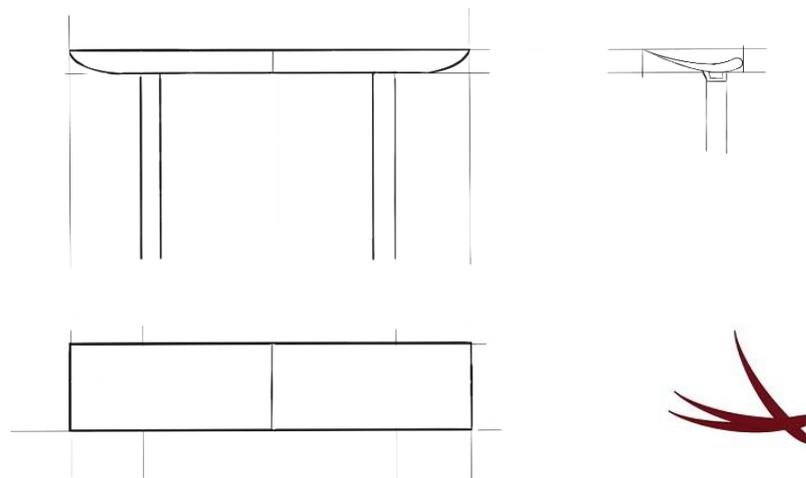


Figura 4.7. Primeros planos del sistema aerodinámico inicial.

La desventaja principal de este diseño primitivo se debía a la afectación de cada parte a su lado adyacente. La modificación del ángulo de ataque de, por ejemplo, el lado izquierdo, dejaba un espacio en el que el aire de la zona superior de la parte derecha (de alta presión) podía recircular hacia la zona inferior de lado derecho (de baja presión), alterando así de manera grave las fuerzas resultantes generadas. Como el estudio de estas recirculaciones y de los métodos para evitarlos eran de una alta complejidad, se desarrollaron dos estructuras alternativas para reducir o eliminar estas recirculaciones del flujo de aire.

La primera de estas variaciones se basaba en la incorporación de una zona intermedia entre ambas partes del alerón. La zona intermedia se encontraba fija, a un ángulo de ataque determinado y su geometría permitía una transición de las zonas exteriores, con un perfil aerodinámico determinado, hasta la zona central, con un perfil diferente, simétrico, para buscar el mayor lift a un drag prácticamente nulo. En la Figura 4.8. se muestra el boceto de la incorporación de la zona fija intermedia

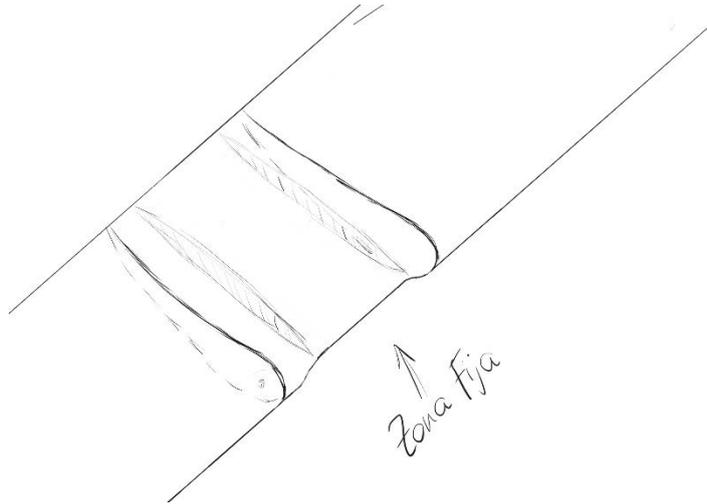


Figura 4.8. Incorporación de la zona intermedia en el diseño.

La zona fija situada en el centro de ambas partes móviles permitía reducir la influencia de cada uno de los lados a su opuesto, al encontrarse separados una cierta distancia. Los ejes entre cada una de las partes, conjuntamente con el soporte de la parte central, aportaban rigidez estructural al alerón y reducían la sollicitación de los soportes, al distribuir la carga en tres soportes distintos.

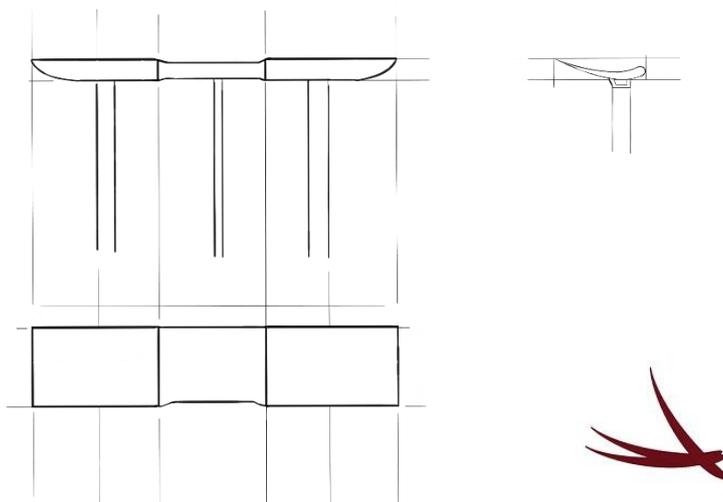


Figura 4.9. Primeros planos del sistema aerodinámico inicial.

La segunda de las modificaciones incorporadas, basada en la ingeniería aeronáutica, incorporaba dos flaps en las zonas posteriores del alerón, obteniendo así dos perfiles aerodinámicos diferenciados en cada lado, como puede apreciarse en las alas de los aviones. Para entender mejor el funcionamiento de este sistema, va a realizarse un aumento en la vista de perfil del alerón para analizar sus componentes.

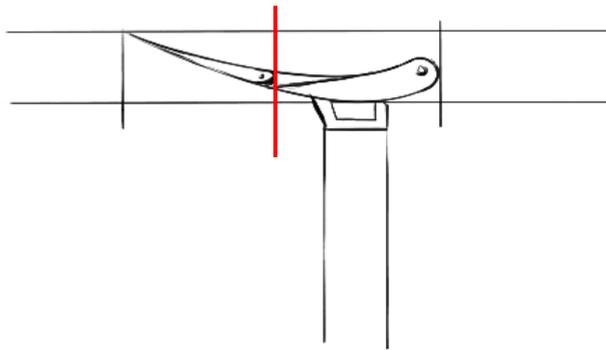


Figura 4.10. Vista de perfil del diseño utilizando flaps.

En la Figura 4.10 se ha incorporado una línea roja, la cual separa, como puede apreciarse, ambas partes del perfil. La zona izquierda es en esencia un flap móvil, como el de las alas de los aviones. La zona derecha se encuentra fija, a un ángulo de ataque concreto, con tal de garantizar unos valores de lift y drag óptimos. Ambas partes crean un perfil aerodinámico conjunto, el cual es constante en toda la envergadura del alerón.

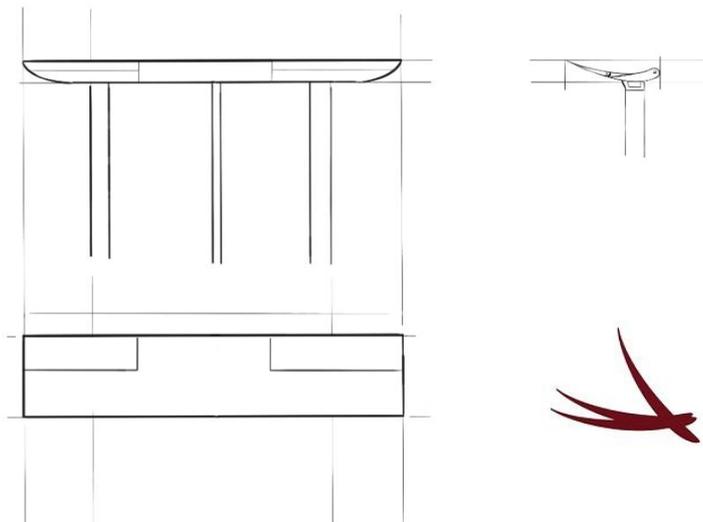


Figura 4.11. Planos iniciales del diseño basado en la utilización de flaps.

Los flaps, colocados a ambos lados, permitían aportar la diferencia de carga necesaria en el eje transversal, pero debido a su reducida área, su afectación gozaba de menor relevancia que la alternativa de diseño anterior. Esta opción también permitía reducir la recirculación de aire entre ambas zonas, debido a la sección intermedia entre ellas, pero el análisis de la zona de separación entre ambos perfiles y la dificultad de configurar ambas partes para obtener unos resultados conjuntos satisfactorios la hacían extremadamente complicada de estructurar, por lo que se acabó desestimando. Aun y así, se cree que es una opción viable y que, con el suficiente estudio y análisis, podría aportar buenos resultados en un sistema aerodinámico.

El diseño escogido finalmente se basa en un alerón dividido en tres secciones. La sección central, fija, permite obtener una cantidad de lift generando prácticamente drag nulo, gracias a su perfil aerodinámico simétrico; separa las dos partes móviles, con tal de reducir su influencia mutua, y finalmente, aporta una mayor rigidez gracias al soporte central que incorpora. Las dos partes laterales, móviles, utilizan un mecanismo de doble barra anclado a un *rocker* para modificar el ángulo de ataque del alerón y modificar así las fuerzas resultantes obtenidas.

Teniendo estas características claras, el diseño ha avanzado y ha ido modificándose con tal de satisfacer otras cuestiones, como la fuente de potencia para generar el movimiento del alerón, el dimensionamiento de los elementos, etc. En el apartado siguiente se trata la evolución del sistema a lo largo de la realización de todo el proyecto.

4.3. Evolución hasta el diseño final

El proceso de creación de cualquier pieza o sistema empieza con una idea inicial bien estructurada, pero se modifica y progresa hasta coincidir con el resto de elementos que participan en el conjunto. Durante el tiempo invertido en el diseño del sistema aerodinámico activo, se han tratado infinidad de características propias del sistema que no se habían definido en su idea primitiva: los perfiles aerodinámicos utilizados, los cuales tendrán un apartado posterior con tal de seleccionar aquellos que sean óptimos en el sistema; las uniones entre piezas, etc. En este apartado se analizarán las modificaciones realizadas en la geometría del sistema inicial comentado anteriormente. Posteriormente se realizará el estudio de cada una de las piezas que lo componen y de las uniones seleccionadas para el funcionamiento correcto del mecanismo del alerón.

El primer aspecto relevante en la evolución del diseño final son las dimensiones generales de este. El alerón tiene una envergadura de 1,80 m y el perfil aerodinámico una cuerda de 0,25 m. Las dos zonas móviles tienen una longitud de 0,75 m cada una, dejando una longitud de la zona intermedia de 30 cm. En la mitad de cada una de estas tres partes se hallan los tres soportes correspondientes, para los que se ha escogido una sección con forma elíptica, de 24,5 cm en su dimensión más larga (eje longitudinal) y 7,6 cm en el eje transversal. Su zona inferior se ha creado con un espesor suficiente para incorporar unos insertos roscados, con tal de fijar los soportes a la carrocería del vehículo. La forma de estos soportes tiene una complejidad elevada, por lo que se analizará mejor posteriormente en su correspondiente apartado.

Para simplificar el sistema se ha eliminado la barra de unión entre el alerón y el vehículo, la cual tenía la finalidad de ofrecer el eje de rotación del alerón. Este eje se encuentra en la unión del *rocker* con el propio soporte de fibra, reduciendo así el peso total y aprovechando las grandes propiedades mecánicas que ofrece el soporte de fibra de carbono.

El perfil aerodinámico escogido, como se ha comentado en su apartado correspondiente, es el E63 con un aumento de su espesor con tal de obtener unas dimensiones adecuadas para su fabricación.

Aún y así, el espesor total del alerón no es suficiente para incorporar un eje interno con tal de realizar la unión entre las diversas partes del sistema aerodinámico, por lo que se ha diseñado un eje externo, que une las zonas laterales con la intermedia, concéntrico al eje de rotación del *rocker*, con tal de permitir la rotación de los laterales.

En la Figura 4.12, puede verse como una de las partes se introduce en el interior de la otra (a la pieza izquierda se le ha aplicado una transparencia para ver el alojamiento del eje), con tal de rotar en su interior.

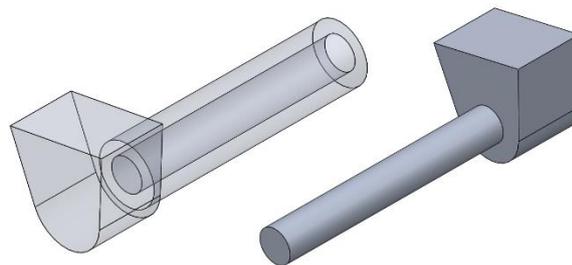


Figura 4.12. Esquema de ambas partes de los ejes externos.

Con tal de unir tanto los ejes externos como los *rockers* a las tres partes del alerón, se han realizado unos injertos en la fibra de carbono para obtener así unas superficies planas para pegar las uniones. Se analizarán con mayor detalle en el estudio de fabricación de las piezas creadas en fibra de carbono. En el círculo azul de la Figura 4.13 puede apreciarse la superficie creada para incorporar el eje externo; en el círculo rojo, para fijar el *rocker* al alerón. Posteriormente, en la Figura 4.14 se muestran estas extensiones de fibra en la vista lateral del perfil aerodinámico.

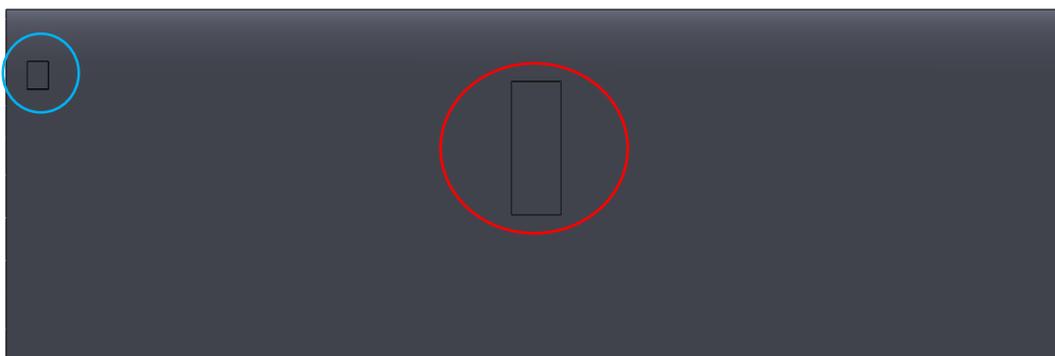


Figura 4.13. Injertos de fibra incorporados para la sujeción del *rocker* y el eje externo.

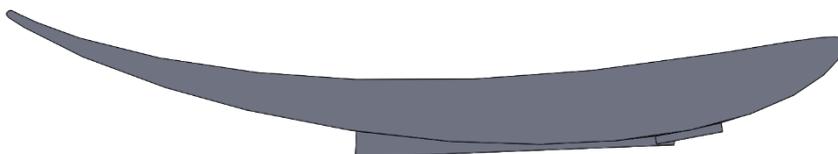


Figura 4.14. Vista de perfil de una de las zonas laterales.

Para aportar el momento necesario para que el *rocker* pueda realizar los cambios en el ángulo de ataque, se ha escogido incorporar un actuador lineal, con una alimentación a 24 voltios de corriente continua. Debido a las grandes cargas que soportará el alerón en su sollicitación máxima, las dimensiones del actuador son elevadas, por lo que no puede colocarse en la zona interior de los soportes laterales. Por lo tanto, su colocación se realizará en la parte inferior del soporte, fijado al chasis del vehículo utilizando un balancín (para facilitar el balanceo que producirá la rotación del alerón). El brazo del actuador lineal se unirá al *rocker* a través del soporte central, gracias a un corte realizado en la superficie inferior de este.

Otra de las opciones estudiadas fue la de aplicar un sistema hidráulico para generar la rotación buscada. Esta posibilidad da unos resultados significativamente mejores, tanto en fuerza, como en velocidad de movimiento, etc. Su gran inconveniente es que, para incorporar un sistema hidráulico, se necesitan de varios componentes adicionales, a parte del pistón (tales como una bomba para aportar

el movimiento del aceite, un intercambiador de calor para su refrigeración, etc). Incorporar tantos elementos en un superdeportivo, el cual ha sido altamente optimizado en aerodinámica, espacio y peso, es extremadamente difícil, por lo que su aplicación, aunque su funcionamiento sea más eficiente que el de los actuadores lineales, se veía altamente comprometida. Debido a la alta dependencia de la construcción del vehículo se ha desestimado su utilización, aunque en otras condiciones en las que la estructura del coche no fuera un problema para incorporar tales elementos, se recomendaría la aplicación de un conjunto hidráulico para el funcionamiento del sistema aerodinámico.

El soporte central, al no requerir espacio para ningún elemento en su interior, se ha diseñado con unas dimensiones inferiores a las de los soportes laterales, con tal de optimizar su diseño y reducir la resistencia creada por este. La zona inferior se ha creado con un espesor igual que en los otros soportes, con tal de aplicar los insertos roscados para su unión con el vehículo.

Para finalizar el progreso del diseño hasta su sistema final, se realiza una recapitulación de las piezas que componen el sistema aerodinámico, tratando sus funcionalidades principales.

- Alerones laterales: basados en el perfil aerodinámico E63, espesor aumentado un 200%. Su envergadura es de 75 cm y la cuerda del perfil mide 25 cm. Su funcionalidad principal es la generación de *downforce* y, modificando su ángulo de ataque relativo al flujo de aire, regular la cantidad generada a cada instante.
- Zona intermedia del alerón: zona fija entre ambos alerones laterales. Su longitud es de 30 centímetros, y su diseño realiza una transición entre el perfil E63 (en los laterales) hasta el perfil GOE445, un perfil alar simétrico colocado a 2 grados, que permite obtener una cantidad de carga aerodinámica considerable a drag prácticamente nulo. Su funcionalidad principal es dejar una distancia entre ambos alerones laterales, con tal de minimizar la influencia de uno sobre el otro.
- Soportes de los alerones laterales: su forma elíptica permite el paso del brazo del actuador lineal a través de su interior. En la parte inferior, dos insertos roscados permiten la unión fija al vehículo, mientras que en la parte delantera superior, un orificio permite la unión entre el *rocker* y el soporte, fijando así el alerón al vehículo.
- *Rocker*: la superficie superior del *rocker* permite la unión al alerón lateral, mientras que en su zona inferior, el orificio delantero se une al soporte de fibra, creando así el eje de rotación del alerón. Por otro lado, el agujero posterior permite la conexión con el actuador lineal. Su funcionalidad esencial se basa en la transformación del movimiento lineal del actuador a un movimiento rotacional, modificando así el ángulo de ataque de cada alerón lateral.

- Eje externo: compuesto por dos piezas, macho y hembra, unen los alerones laterales con la zona intermedia. Concéntricos a los mismos orificios que unen los *rockers* con los soportes laterales, permiten la rotación de las zonas laterales además de aportar rigidez estructural y evitar el pandeo de los alerones. Se encuentran unidos a unos injertos de fibra de carbono introducidos en las tres piezas que componen el *spoiler*, con tal de crear una superficie plana para su fijación.
- Soporte central: de forma también elíptica, tiene una estructura parecida a los soportes laterales, pero de tamaño inferior, al no requerir espacio interno para incorporar ningún elemento. Se encarga de fijar la zona intermedia al vehículo.
- Actuador lineal: fijado al chasis, aporta el movimiento lineal y potencia necesarios para realizar las correcciones de ángulo de ataque necesarias. Debido a su elevado tamaño, se encuentran en la zona inferior de los soportes laterales, y su brazo atraviesa el orificio creado en su superficie inferior llegando al *rocker* a través de su interior.

Finalmente, se muestra el diseño final del alerón al aplicar un renderizado 3D. En el Anexo D se incluyen otras fotografías del sistema completo, incluyendo detalles de algunas zonas relevantes del alerón.

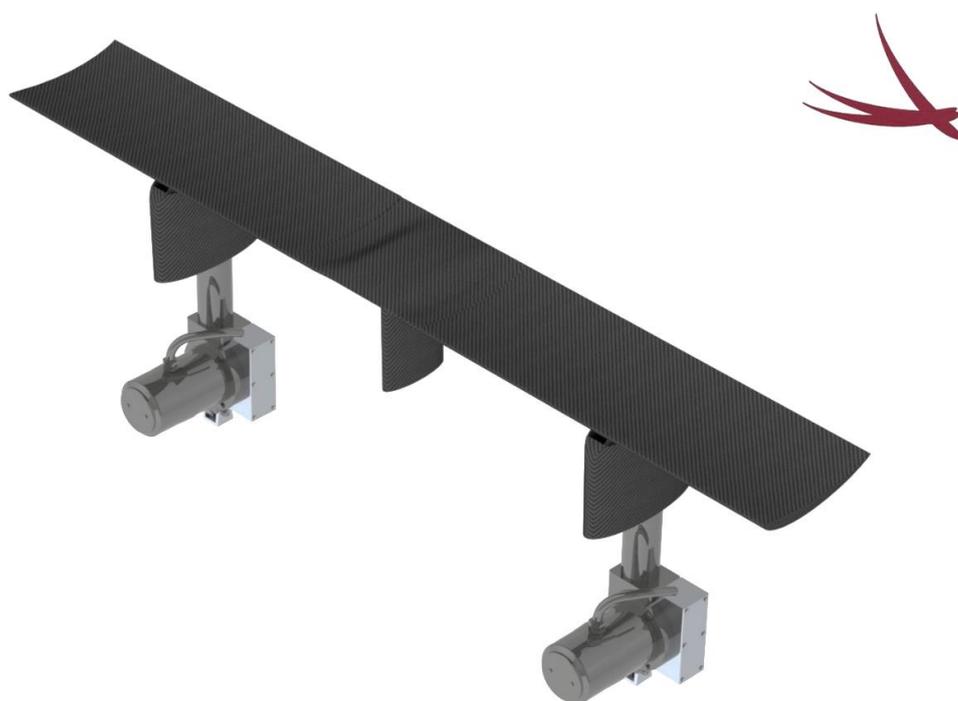


Figura 4.15. Vista isométrica del diseño final del alerón renderizado.



Figura 4.16. Vista frontal del diseño final del alerón renderizado.

4.4. Elementos de unión

Los elementos de unión, tales como tornillos, tuercas, pasadores, chavetas o remaches son esenciales en el diseño y construcción de cualquier elemento o sistema mecánico. En este apartado se procede a comentar los sistemas de unión seleccionados en función de su aplicación.

En el sistema aerodinámico activo diseñado se encuentran tres zonas principales de alta importancia en cuestión de uniones entre diversas piezas. La primera de ellas se encuentra en las zonas inferiores de los tres soportes de fibra de carbono. En esta posición se realiza la fijación de todo el sistema al vehículo en el que se implanta. Para ello, estas superficies se han diseñado con un mayor espesor para poder albergar dos orificios en los que se introducen unos insertos roscados.

Los insertos roscados o filetes insertos son unos elementos mecánicos que se introducen en el interior del agujero de una pieza, habitualmente usados en aplicaciones industriales y en el sector de la automoción, para garantizar una unión resistente y segura. Sus principales características técnicas son: resistencia elevada, ganancia de espacio y peso (al reducir el tamaño del tornillo y sus puntos de fijación), la capacidad de no desajustarse y un mejor reparto de tensiones (debido a su función de junta), entre otros.

En el caso de la fibra de carbono, la dificultad para el roscado de un tornillo se soluciona reforzando el orificio con la introducción de un inserto roscado. De esta manera, se obtiene una parte hembra en la que introducir un tornillo para realizar la fijación entre la carrocería y el alerón. La misma función puede obtenerse con el uso de tuercas remachables, de estructura similar, las cuales crean un alojamiento fijo para el tornillo. La diferencia principal entre ellas se encuentra en su fijación dentro del orificio, ya que el inserto roscado se introduce completamente en el interior, mientras que la tuerca, como su nombre indica, se remacha en la superficie de la pieza, creando un resorte en esta. Como en el caso de la fibra se requiere introducir completamente la unión, ya que esta no permite el remache de la tuerca, se han escogido los insertos roscados como elementos de unión, aunque en la

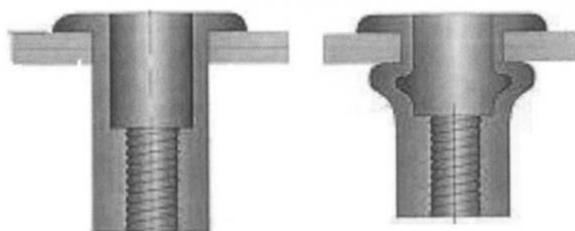


Figura 4.17 y en la Figura 4.18 se muestran ambos elementos.

Figura 4.17. A la izquierda, tuerca sin remachar. A la derecha, tuerca después del remache.

Figura 4.18. Insertos roscados de métrica M6.

Las dos zonas de unión restantes se encuentran en el *rocker*, pieza clave en el funcionamiento mecánico del sistema. El *rocker* dispone de dos orificios a cada uno de sus lados, con tal de alojar dos ejes de rotación. El eje delantero realiza la unión de los *rocker* con los soportes de fibra laterales. Esta unión se realiza mediante tornillos de cabeza hexagonal y métrica M8, las dimensiones de los cuales



se encontrarán en su plano pertinente en el Anexo A. Estos tornillos, fabricados en acero, permiten la correcta sujeción del *rocker* al soporte de fibra y soportan el esfuerzo cortante producido en la unión. Se han seleccionado tornillos de rosca corta, con tal de reducir la fricción en las uniones del *rocker*, tal y como se muestra en Figura 4.19. La misma serie de tornillos se utilizará en el eje trasero del *rocker*, tal y como se explicará a continuación.

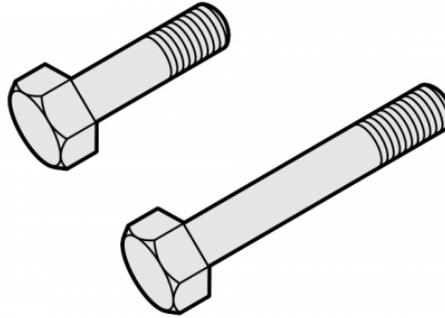


Figura 4.19. Tornillos de cabeza hexagonal y rosca corta, utilizados en las uniones del *rocker*.

Para reducir la fricción generada entre el tornillo y la fibra de carbono se han introducido unos casquillos de fricción, los cuales permiten una reducción del rozamiento con la fibra de carbono, mejorando el comportamiento mecánico del alerón. Se han escogido unos casquillos con valona de la empresa Schaeffler, de la serie E40. Este modelo dispone de un recubrimiento de estaño-bronce poroso en el dorso de acero, con una correcta lubricación en seco de la capa deslizante. En la Figura 4.20 se muestra el modelo de casquillos seleccionado.



Figura 4.20. Casquillo con valona de la serie E40 de Schaeffler.

Las dimensiones de los casquillos seleccionados se encuentran también en el Anexo A de este proyecto.

En el eje posterior del *rocker* se realiza la unión de este con el brazo del actuador lineal. Al ser ambas piezas metálicas, no se requiere de la adición de casquillos para reducir su rozamiento. La unión en este eje, tal y como se ha comentado, se realiza a través de los mismos tornillos que en su unión superior, pero con una reducción de longitud, con tal de adecuarla a las dimensiones del *rocker*. Para realizar la fijación de estos tornillos, se introduce una tuerca en extremo final. En la Figura 4.21 se muestra el conjunto de uniones utilizado en la configuración del *rocker*.



Figura 4.21. Conjunto formado por *rocker*, soporte y actuador con sus uniones.

Finalmente, en la parte inferior del actuador, tal y como se comenta en el apartado de Diseño del conjunto aerodinámico, se incorpora un balancín fijado al chasis del vehículo como unión, con tal de permitir la rotación del actuador de manera sencilla. Se ha utilizado el mismo tamaño de tornillo hexagonal para esta unión. La distribución queda tal que así:

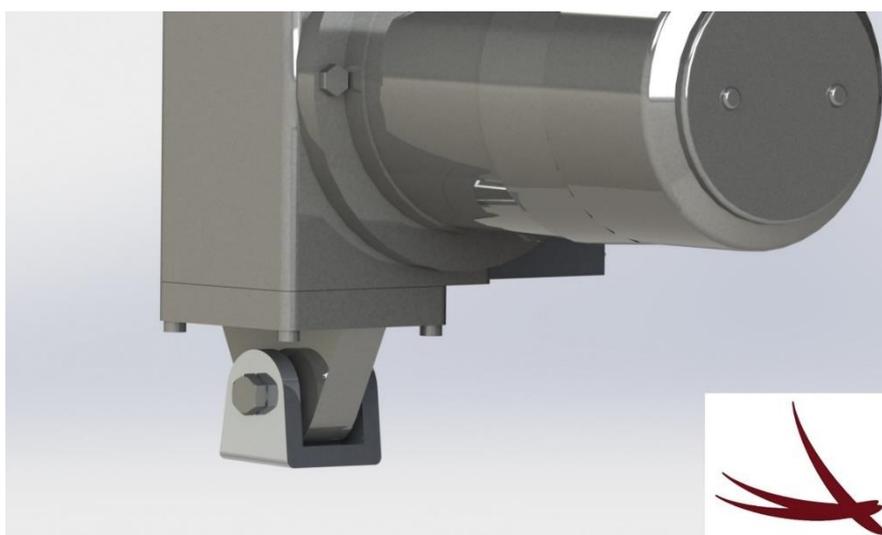


Figura 4.22. Unión del actuador al balancín, fijo en el chasis del vehículo.

5. Selección de materiales

Todos los elementos mecánicos mencionados anteriormente que componen el conjunto del sistema aerodinámico activo tienen una función definida dentro de este, siendo su geometría y características intrínsecas las consecuencias de un proceso de diseño centrado en su funcionalidad como objetivo principal. Para poder satisfacer su cometido todas estas piezas deberán, aparte de tener la geometría adecuada, estar fabricadas a partir de los materiales óptimos: aquellos que permitan maximizar su eficiencia, ya sea aumentando su resistencia, disminuyendo su peso, comportándose de manera flexible, etc. o una combinación de algunas de estas características. No hay que dejar de lado que todos estos elementos deberán de ser fabricados mediante una serie de métodos y procesos, por lo que no se puede seleccionar un material de manera aislada sin haber planificado con anterioridad su viabilidad de producción. Es por ello que el proceso de selección de materiales y el proceso de diseño no son entes independientes, sino que se llevan a cabo de manera paralela, influenciando uno al otro y viceversa.

Dicho esto, se pasará a explicar, primero de manera general y a continuación entrando pieza a pieza, el proceso de selección de materiales realizado relacionándolo cuando sea necesario con el ya explicado proceso de diseño.

5.1. Criterios y características generales

Como conjunto global, el sistema aerodinámico activo será un elemento electromecánico añadido a un vehículo de producción, el cual debe de soportar cargas derivadas principalmente de la interacción con el medio, es decir, con el aire que lo rodea; como añadido a un vehículo, el cual está principalmente diseñado para poder maniobrar ágilmente, el sistema aerodinámico deberá de interferir lo mínimo posible con este objetivo. Para ello, es esencial intentar reducir al mínimo el peso del conjunto, ya que es uno de los factores con más influencia en cuanto a desempeño del vehículo se refiere: este requisito marcará, por tanto, la selección de todos los materiales a utilizar en el conjunto.

Adicionalmente, las fuerzas resultantes mencionadas de la interacción con el aire crecen proporcionales al cuadrado de la velocidad relativa a este, por lo que a altas velocidades pueden llegar a ser de gran magnitud. En estas situaciones de alta velocidad es, precisamente, cuando más efecto tiene el sistema aerodinámico activo sobre el comportamiento del vehículo, y cuando más peligroso puede resultar un fallo mecánico, pudiendo ocasionar un accidente de graves consecuencias. Para asegurar la seguridad del sistema y, por ende, su integridad, otro de los criterios generales más

decisivos en la selección de materiales será la resistencia de materiales: asegurar que todos los componentes soportarán con un factor de seguridad adecuado las cargas a las que serán sometidos en situaciones no solo comunes, sino extremas. Estos dos criterios, maximizar resistencia minimizando peso, serán la constante general a la hora de la selección de materiales de las distintas piezas que conforman el sistema.

Para ayudar en el proceso de selección de materiales es común utilizar una serie de gráficas denominadas cartas de selección. Estas son representaciones bidimensionales en las que se distribuyen las diferentes familias de materiales según dos de sus características, las cuales se encuentran representadas por ambos ejes; estas características suelen ser densidad, módulo de Young, resistencia a fallo, resistencia a la fractura, coste específico, conductividad térmica, conductividad eléctrica, etc. También existen cartas en que las propiedades son relaciones de algunas de estas.

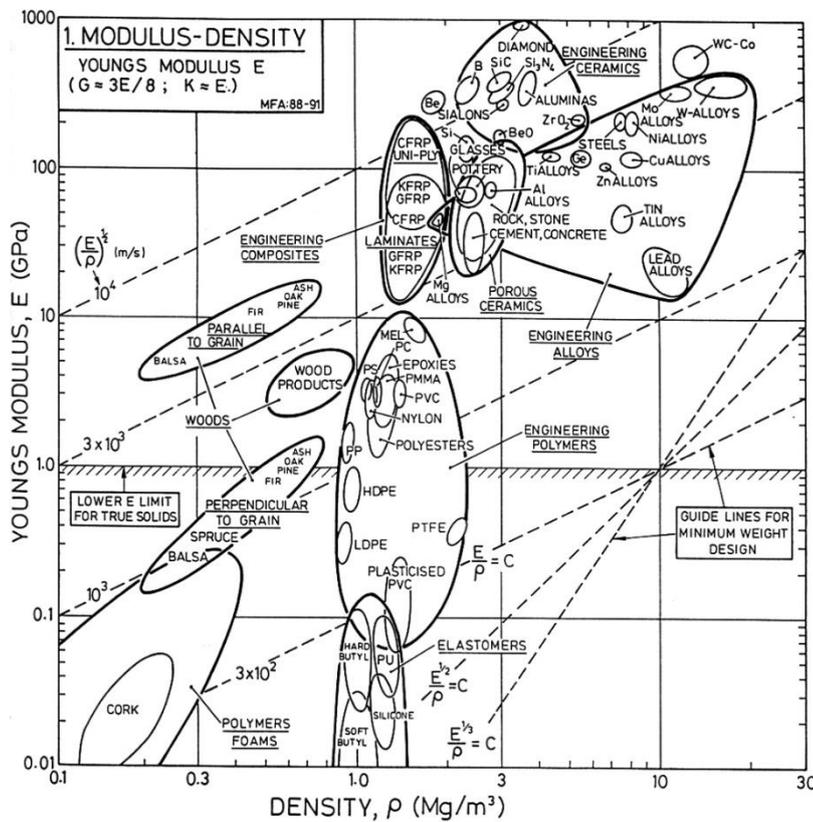


Figura 5.1. Carta de selección que relaciona el módulo de Young con la densidad.

El objetivo de estas cartas de selección recae en poder comparar de una manera equitativa los diferentes materiales solo teniendo en cuenta las características más relevantes para cada situación particular. Así, si se observa la carta de selección que relaciona el módulo de Young con la densidad se puede ver como aparecen las diferentes familias de materiales (cerámicas ingenieriles, cerámicas

porosas, compuestos ingenieriles, elastómeros, etc.) distribuidas a lo largo y ancho de la carta. Si se busca un material con alto módulo de Young pero ligero se elegirá uno perteneciente a una familia situada en la parte superior izquierda de la carta, mientras que si se busca un material muy denso y con un módulo de Young bajo se elegirá uno situado en la diagonal opuesta. Para asegurar que la comparación es equitativa se han trazado un seguido de líneas discontinuas como guías, las cuales cortan los materiales que comparten una misma relación entre las dos características a comparar, ya sea esta lineal o no; dependiendo de los requisitos expresos de cada situación se deberá usar una guía u otra. Suponiendo un caso en que la relación sea lineal se procedería a trazar diferentes líneas paralelas a la guía correspondiente (marcada como $\frac{E}{\rho} = C$ en la Figura 5.1) para así encontrar los materiales que ofrecen un desempeño equivalente, situados en la intersección con dichas líneas paralelas.

En el caso de estudio del sistema aerodinámico activo, se requiere que sus componentes soporten las máximas fuerzas posibles manteniendo el mínimo peso posible. Si se expresan ambas condiciones de manera matemática se obtiene:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{\sigma_f}{S_f} = \frac{1}{S_f} (\sigma_f) \tag{Ec. 5.1}$$

$$peso = m g = V \rho g = V g (\rho) \tag{Ec. 5.2}$$

En la (Ec. 5.1) se expresa la tensión de trabajo σ en función de las fuerzas aplicadas y del área de la sección A (teniendo en cuenta comportamientos de tracción-compresión). Ninguna de estas características es dependiente del material, por lo que finalmente se expresa la tensión de trabajo (característica a maximizar) en función de la resistencia σ_f (la cual se explicará con más detalle a continuación) y un determinado coeficiente de seguridad S_f . De estas variables, la única perteneciente al material es la resistencia σ_f .

En la (Ec. 5.2) se expresa el peso como función del volumen del elemento V y de la densidad del material ρ , siendo solo esta última dependiente del material.

Si se tiene en cuenta que la relación a maximizar es la de tensión de trabajo respecto peso:

$$\frac{\sigma}{\text{peso}} = \frac{1}{S_f} \frac{(\sigma_f)}{V g (\rho)} = \frac{1}{S_f V g} \left(\frac{\sigma_f}{\rho} \right)$$

(Ec. 5.3)

Se obtiene, pues, que la relación a maximizar en el material objetivo es $\left(\frac{\sigma_f}{\rho} \right)$, la cual mantiene una proporcionalidad lineal.

Pasando ahora a las cartas de selección, la más adecuada para el caso estudiado es la que relaciona precisamente esas dos características, resistencia y densidad. La característica de resistencia se define en esta selección de materiales de manera distinta según el tipo de material al que se le aplica: en el caso de materiales dúctiles como metales y polímeros representa el límite elástico; en cerámicos y vidrios la resistencia a compresión; en elastómeros la resistencia a la rotura a tracción; y en compuestos se representa la tensión de fallo a tracción. Esto es debido al comportamiento de cada tipo de material respecto el fallo: los materiales dúctiles se deforman de manera plástica antes de romper, por lo que se evita esa deformación permanente, mientras que los materiales frágiles rompen sin casi deformación, por lo que se evita ese punto de rotura. Se muestra a continuación la carta de selección pertinente:

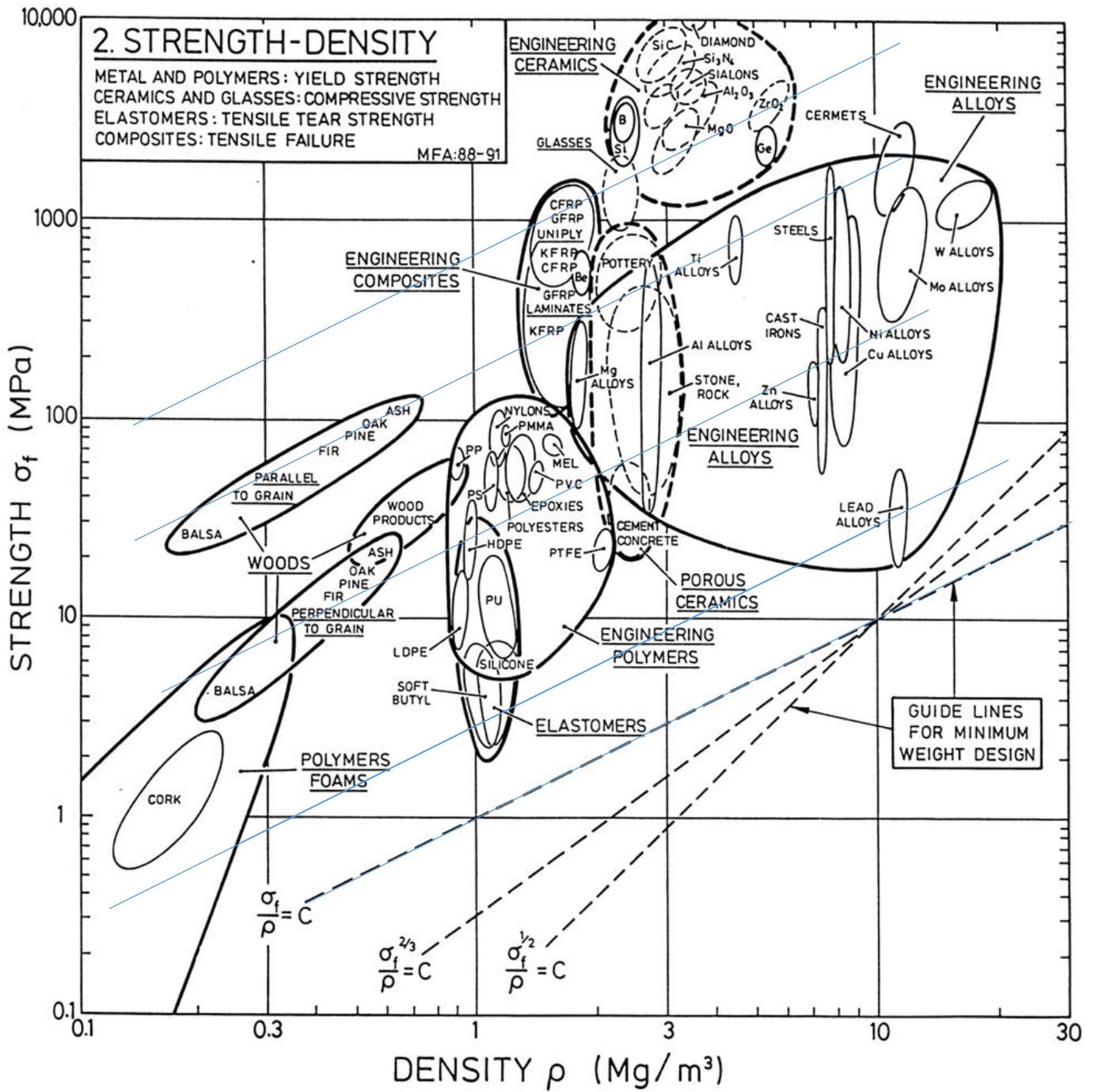


Figura 5.2. Carta de selección que relaciona la resistencia con la densidad.

Como se ha explicado anteriormente, el objetivo es maximizar la resistencia minimizando el peso, por lo que los materiales más adecuados para el caso de estudio se encontrarán en la zona superior izquierda de la carta de selección. Si se tiene en cuenta el tipo de relación, que es lineal, se pueden trazar líneas paralelas a la guía de referencia y así realizar una primera selección de familias de materiales, ordenadas de más a menos conveniente:

- Cerámicas, vidrios y compuestos (capa única)
- Compuestos (láminas de capas múltiples) y maderas (dirección paralela al grano)
- Aleaciones, polímeros y maderas (dirección perpendicular al grano)
- Espumas poliméricas y elastómeros

En primer lugar, aparecen las cerámicas y vidrios, materiales muy resistentes a compresión (los valores mostrados en la carta son para roturas a compresión) pero muy débiles a tracción, y compuestos de una sola capa, los cuales tienen un comportamiento altamente anisotrópico. Siguen los materiales compuestos laminados (diversas capas), de comportamiento más regular en las distintas direcciones, y las maderas en las que la aplicación de la fuerza es paralela al grano. A continuación, vendría un gran conjunto formado por las maderas, los polímeros (altamente deformables y dependientes de la temperatura) y las aleaciones metálicas, un subconjunto muy completo debido a la flexibilidad de obtención. Finalmente aparecen los polímeros elastómeros (comportamiento frágil a la rotura) y las espumas poliméricas (materiales muy porosos y ligeros).

Esta primera selección se ha realizado únicamente teniendo en cuenta los dos criterios principales escogidos anteriormente, que sirven para ordenar los materiales de más a menos apto en ese aspecto. No por ello se debe pensar que es una selección definitiva, ya que es necesario un proceso posterior de evaluación de cada uno de los materiales teniendo en cuenta otro tipo de criterios como tipo de esfuerzo sometido, adaptabilidad a la geometría o tipo de comportamiento elástico.

Aplicando estos criterios a la primera selección de familias de materiales se pueden descartar los siguientes:

- Cerámicas y vidrios: su gran debilidad a tracción hace adecuados estos materiales únicamente para casos de compresión, quedando por tanto descartados para situaciones en que puede aparecer flexión, como es el caso.
- Compuestos de capa única: la gran anisotropía que presentan este tipo de matrices reforzadas hace que no puedan ser utilizadas en geometrías complejas que sufren esfuerzos en distintas direcciones, como el caso estudiado.
- Polímeros: el bajo módulo de elasticidad de los polímeros causa principal de su gran deformación bajo carga, resulta inviable para aplicaciones aerodinámicas en que el comportamiento es altamente dependiente de la geometría. Además, el hecho de ser un

conjunto de piezas que tienen que operar conjuntamente complica el uso de materiales fácilmente deformables.

Realizada esta segunda criba las posibilidades respecto al material a utilizar se reducen a:

- Compuestos (láminas de capas múltiples) y maderas (dirección paralela al grano)
- Aleaciones y maderas (dirección perpendicular al grano)
- Espumas poliméricas y elastómeros

Hecha esta preselección de materiales se pasará ahora a un proceso más exhaustivo centrándose en cada una de estas piezas por separado y sus características.

5.2. Perfil aerodinámico

El perfil aerodinámico es el elemento mecánico más sensible de cara a las repercusiones en forma de fuerzas que sufrirá el sistema, ya que de su acabado y geometría depende la inmensa mayoría de la interacción aire-sólido. Cabe destacar que también es una de las piezas con una geometría más compleja, con espesores muy pequeños en las zonas cercanas al borde de salida y grandes curvaturas, sin contar con su gran tamaño (cada una de las dos partes móviles tiene una cuerda de 0,75 metros).

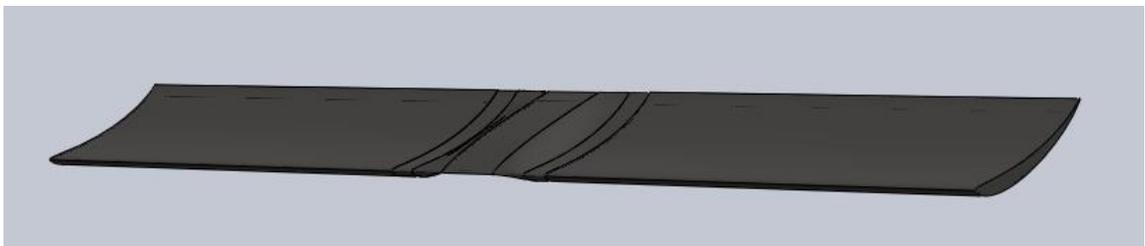


Figura 5.3. Perfil aerodinámico, formado por una parte central fija y dos partes móviles.

Con tal de minimizar el peso del conjunto de todos los elementos mecánicos de grandes dimensiones se han decidido diseñar vaciados en su interior, es decir, conformados por una “lámina” exterior de un grosor determinado cerrada, pero sin un núcleo sólido. Esta decisión se ha tomado en base a que la rigidez de este elemento se debe principalmente a su módulo de inercia, por lo que la aportación de la masa situada en la zona nuclear es mucho menor que la de la masa situada en las zonas exteriores; la resistencia del elemento, dada por su sección transversal, se analizará posteriormente por métodos de elementos finitos para comprobar que el grosor escogido es suficiente para soportar los esfuerzos a los que se verá expuesto este elemento.

Esta decisión en favor de la ligereza del conjunto descarta de la preselección de materiales anterior al grupo de maderas, ya que resultaría imposible realizar un vaciado del interior de un bloque de este material. Por ello, la primera opción en cuanto a familia de materiales disponible se reduce a materiales compuestos multicapa, que comprende principalmente CFRP (*carbon fiber reinforced polymer*, polímero reforzado con fibra de carbono o comúnmente simplificado a fibra de carbono) y KFRP (*kevlar fiber reinforced polymer*, polímero reforzado con fibra de Kevlar). Este tipo de materiales está compuesto de una matriz polimérica (comúnmente resina de epoxi) en la que se añaden fibras alineadas cuasi-unidimensionales con el objetivo de reforzar su estructura. La composición de estas fibras aporta un gran aumento de la resistencia a tracción en la dirección de las fibras, por lo que el comportamiento del material se vuelve altamente anisotrópico y, por tanto, dependiente de la dirección de aplicación de cargas externas. Sin embargo, el tamaño minúsculo de estas fibras, el hecho de contener resina polimérica y el peculiar proceso de obtención da lugar a láminas de compuesto extremadamente finas. Estas láminas (anteriormente referidas como compuestos de capa única) pueden disponerse una sobre otra para obtener (mediante la unión de la resina o bien mediante el entramado de las distintas capas) un material multicapa con unas características intrínsecas muy peculiares.

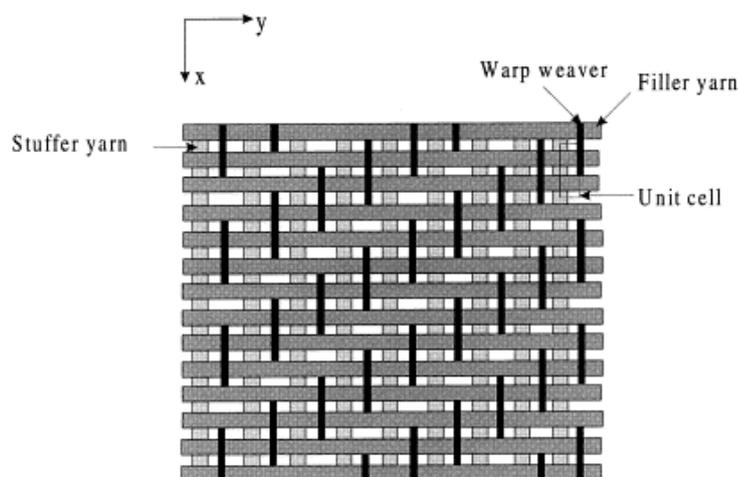


Figura 5.4. Entramado habitual en láminas multicapa, con fibras en direcciones 0° y 90°.

Las diferentes capas que conforman una lámina de material compuesto se pueden orientar en distintas direcciones (tomando como dirección de referencia de cada capa la dirección de las fibras que la componen), consiguiendo así disminuir el comportamiento anisotrópico propio de estas al compensarse unas capas con otras y obteniendo una lámina final con un buen desempeño mecánico en todas direcciones. Este proceso se puede replicar utilizando láminas en vez de capas, obteniendo así una lámina final del grosor que se desee con unas características mecánicas muy personalizables mediante la elección del grosor de capa, dirección de estas y número de capas aplicadas.

Las láminas resultado de este proceso son flexibles y tienen una apariencia textil, por lo que se pueden adaptar perfectamente a geometrías complejas. Se comercializan en distintos formatos, siendo el más de común de estos el *prepreg*, denominación proveniente del término anglosajón *pre-impregnated*. Estas láminas vienen con una capa de resina epoxi aplicada, por lo que su utilización para obtener una pieza resulta muy sencilla: tan solo es necesario aplicar diferentes láminas *prepreg* sobre un molde de la geometría a obtener y, una vez cubierto todo el modelo, dejar curar en un autoclave durante el tiempo recomendado por el fabricante (a veces utilizando bolsas de vacío para asegurar que las láminas se mantienen pegadas al molde). La alta temperatura del horno es idónea para el proceso de curación de la resina, resultando en la unión de las distintas capas de epoxi presentes en una sola matriz global y, por lo tanto, un producto final. Este proceso puede repetirse varias veces por lo que es posible la creación de elementos con geometrías muy complejas.

Volviendo a la pieza en cuestión, el perfil aerodinámico, la geometría del cual tiene un vaciado interior y grandes e irregulares curvaturas, la opción de utilizar un material compuesto resulta óptima por diferentes cuestiones.

Por un lado está el tema anteriormente comentado del vaciado interior, que dificulta en gran medida el uso de materiales que se trabajan a partir de la sustracción de un bloque de materia prima (la inmensa mayoría). En este aspecto los compuestos multicapa destacan por su flexibilidad a la hora de trabajar, ya que su proceso de modelado se basa en la adición.

Adicionalmente, la compleja geometría del perfil aerodinámico (sobre todo en la parte fija central, con el cambio de sección irregular) se adapta a la perfección al método de trabajo del laminado *prepreg*, pudiendo incluso obtener grosores variables a lo largo de una misma pieza.

Por último, que no menos importante, es el material que ofrece mayor ratio resistencia-peso, como se ha visto en la primera preselección a partir de las cartas de selección de materiales. De manera complementaria a este último criterio, dentro de la familia de materiales compuestos multicapa destaca el CFRP (fibra de carbono) como el material más eficiente en cuanto a relación resistencia-peso, por lo que será el material seleccionado para los elementos que conforman el perfil aerodinámico del sistema (parte fija central y ambas partes móviles laterales).

Material Type		Tensile Modulus (GPa)	Tensile Strength (MPa)	Density (g/cm ³)
Carbon Fibre	High Strength	160-270	3500	1.8
	Intermediate Modulus	270-325	5300	1.8
	High Modulus	325-440	3500	1.8
	Ultra-High Modulus	440-600	2000	2
Kevlar (Aramid)	Low Modulus	60	3600	1.45
	High Modulus	120	3100	1.45
	Ultra-High Modulus	180	3400	1.47
Glass Fibre	E-Glass	69	2400	2.5
	S-Glass	86	3450	2.5
Aluminium		72	400	2.7
Titanium		110	950	4.8
Steel	Mild	200	450	7.2
	High Strength	200	1200	7.2

Figura 5.5. Tabla de propiedades de algunas fibras de refuerzo y materiales comunes.

Se ha optado por un grosor constante a lo largo de todo el perfil (siempre que sea posible) que se ha fijado en 2,5 mm, suficiente a priori para mantener una buena integridad estructural y reducir peso simultáneamente. Es evidente que esta decisión se tendrá que apoyar en unos cálculos de resistencia estructural, los cuales se llevarán a cabo posteriormente en un software de simulación por elementos finitos.

Al tratarse de una construcción multicapa estos 2,5 mm de grosor no contienen las fibras en una misma dirección, sino que se ha optado por disponer capas de *prepreg* comercial (ya multidireccionales de por sí) en direcciones de 45° y -45° alterativamente (respecto la dirección “principal” escogida), siendo cada lámina individual de un grosor de 0,25 mm. Esta disposición cruzada, adicional a las diferentes direcciones de fibra que pueda tener cada lámina de *prepreg*, proporciona una mayor homogeneidad de prestaciones y suaviza la ya comentada anisotropía.

5.3. Soportes al vehículo

Una vez seleccionado el material CFRP para todos los elementos aerodinámicos del conjunto se pasará a revisar las demás piezas, siguiendo por los soportes que unen dicho perfil de manera rígida al vehículo. Estos tres soportes, distintos entre sí debido a que ambos laterales deben albergar el actuador lineal en su interior, son piezas de unas características similares a los perfiles aerodinámicos: gran envergadura, necesidad de vaciado interior (para el sistema electromecánico de actuación) y altos requisitos de resistencia a cargas externas (transmisión de carga al chasis).



Figura 5.6. Soportes que conectan el perfil al vehículo.

Debido a esta gran similitud entre elementos, se ha optado por seguir también el mismo criterio de selección de materiales que en el caso anterior, seleccionado por lo tanto la fibra de carbono por su gran relación resistencia-peso y por su adaptabilidad a geometrías curvas como son los soportes. El grosor de estos se ha mantenido en 2,5 mm, siguiendo el mismo método de cruzamiento de láminas *prepreg* alternando 45° y -45°.

Los soportes, sin embargo, tienen una zona que debe cumplir unos requisitos distintos: la unión con el vehículo. El método de unión desmontable requiere un grosor mucho mayor en esa zona que los 2,5 mm seleccionados para los elementos de material compuesto, ya que debe albergar suficiente longitud de parte roscada del tornillo en su interior. Además, se da la problemática que, por su propia composición, la fibra de carbono no es recomendada para las uniones atornilladas ni roscadas convencionales. Por este motivo se ha optado por incorporar en el interior del soporte un inserto de otro material apto para roscados, el cual tiene una rosca externa específica para este tipo de materiales.

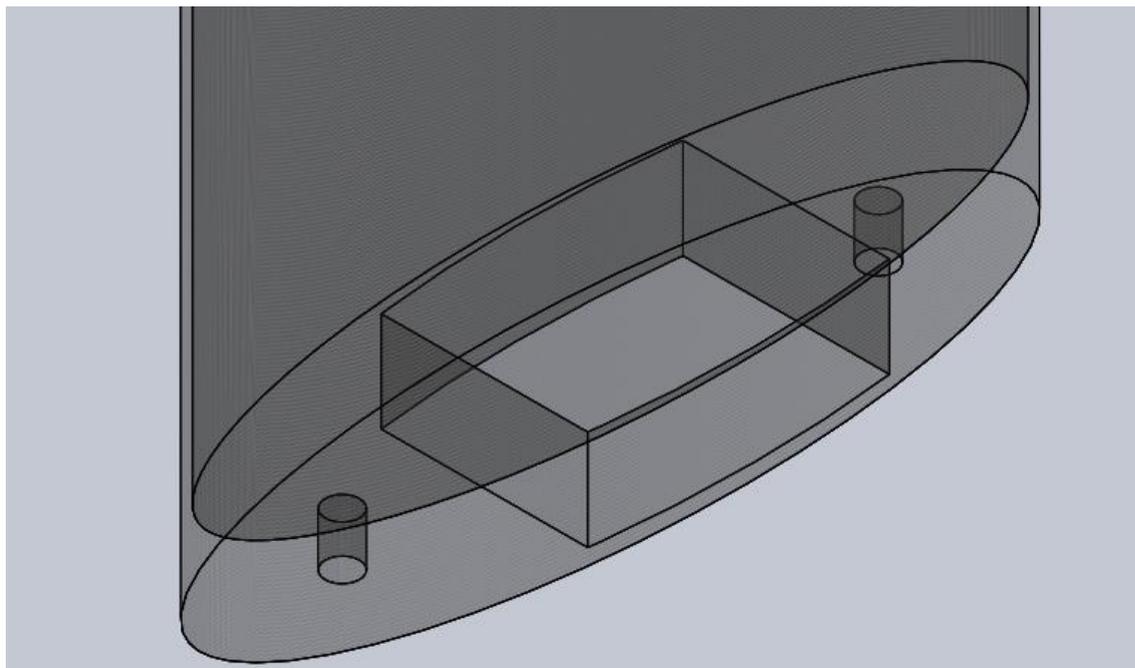


Figura 5.7. Zona de anclaje del soporte al vehículo, donde se albergan los insertos roscados.

La inclusión de estos insertos hace obligatorio el uso de una construcción maciza en esta zona, por lo que se ha optado por la aplicación de capas de fibra de carbono una sobre otra hasta conseguir el grosor adecuado para la correcta transmisión de esfuerzos a la unión roscada, siendo este grosor de 30 mm.

5.4. Balancín o *rocker*

El balancín que se encarga de convertir el movimiento lineal del actuador en una rotación del perfil aerodinámico es una pieza de geometría muy sencilla y de dimensiones reducidas, por lo que la selección de materiales se hará con unos criterios distintos a los elementos anteriores.

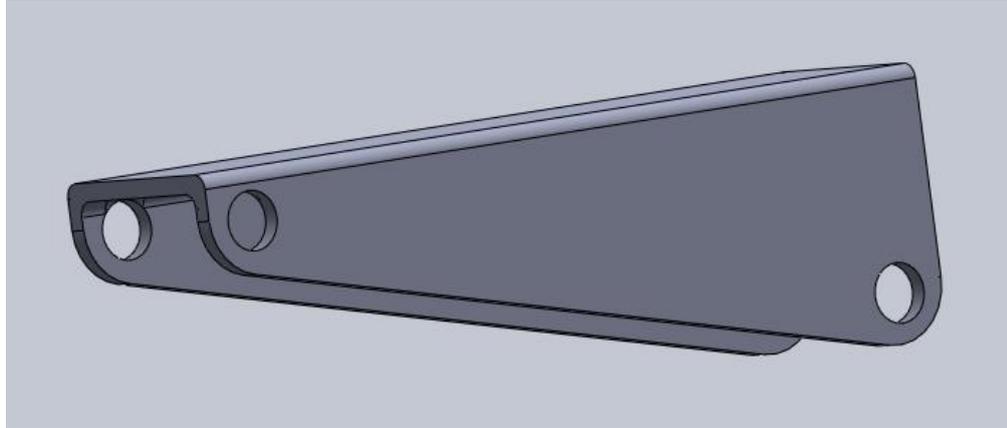


Figura 5.8. Balancín o *rocker*.

La función que lleva a cabo, transmitir la mayoría de las fuerzas generadas por el perfil a los demás elementos, hace que este elemento sufra esfuerzos especialmente grandes. Una de las características principales de este elemento, no obstante, es la rotación que realiza respecto al soporte, que hace obligado el paso de un eje a través de los orificios del propio balancín.

La combinación de pieza pequeña y sencilla, fácil de obtener con la mayoría de materiales (por adición o sustracción) no descarta ninguna de las opciones de familias de materiales preseleccionados, pero ese último detalle de funcionamiento (rotación con eje a través) hace que si se escogiera fibra de carbono se tuviese que añadir algún tipo de dispositivo para reducir la fricción tal como un casquillo de fricción (como se hará entre el soporte y dicho eje). Es por ello que se ha descartado la familia de materiales compuestos y se ha elegido un material perteneciente al segundo grupo preseleccionado, aleaciones. Dado que el eje será metálico (producto comercial) se ha buscado un material que, en contacto con un metal, ofrezca la mínima resistencia posible al giro en forma de rozamiento, lo cual lleva a escoger casi obligatoriamente otro metal. Dentro del amplísimo rango de aleaciones metálicas que hay se ha optado por utilizar titanio, dada la buena relación resistencia-densidad que ofrece, la gran resistencia a ser deformado de manera plástica que presenta y la facilidad de manipulación, ya que el *rocker* se fabricará a partir de una lámina de 2.5 mm de grosor doblada en dos ángulos de 90°.

5.5. Anclaje del actuador lineal

Este elemento, situado entre el actuador lineal y el chasis del vehículo, transmite gran parte de las fuerzas del actuador lineal a la estructura del coche. Estructuralmente hablando, su geometría es similar a la del balancín, aunque algo más reforzado gracias a su amplia base, por lo que se espera que

sufra unas tensiones menores que este. Además, también tiene una pieza metálica rotando sobre el (en este caso el propio actuador lineal).

Dadas las grandes similitudes entre ambos componentes se ha decidido utilizar un material de características similares, metálico, aunque se ha escogido aluminio en vez de titanio ya que no se espera que soporte tensiones tan altas y, además, es más ligero. El proceso de obtención será el mismo, angulado de chapa.

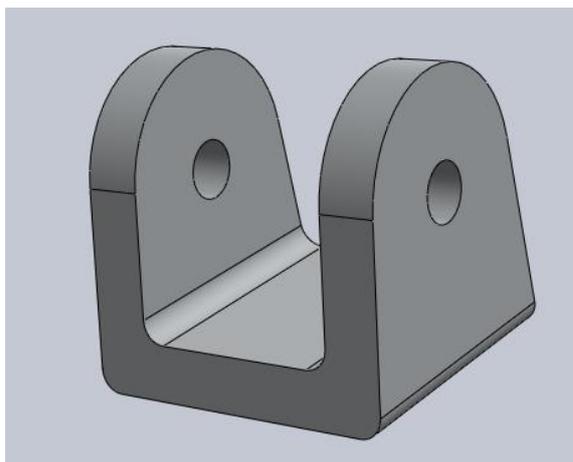


Figura 5.9. Anclaje del actuador lineal al vehículo.

5.6. Unión entre perfiles aerodinámicos

Como se ha explicado anteriormente, un pequeño eje externo se ha incluido en el diseño con tal de evitar la posible componente de rotación respecto el eje X de los perfiles aerodinámicos móviles (que sin este elemento solo estarían fijados por dos puntos, situados estos en la zona central).

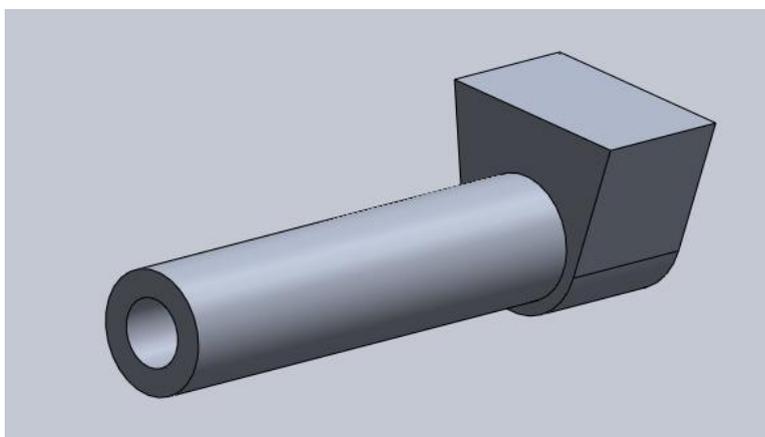


Figura 5.10. Parte externa de la unión entre perfiles aerodinámicos.

Este elemento (y su análogo) no soportará a priori grandes esfuerzos, sino que trabajará constantemente rotando sobre sí mismo, por lo que el ya mencionado requisito de baja fricción pasa a ser aquí primordial. Es por esta razón principalmente que se ha vuelto a descartar la familia de compuestos y se ha escogido el aluminio como material principal para las dos piezas que forman las uniones entre perfiles aerodinámicos móviles y fijo. La obtención de estos elementos deberá realizarse, a causa de su geometría moderadamente compleja y la precisión requerida, en una fresadora con tecnología de control numérico (CNC).

6. Método de Elementos Finitos (MEF)

El Método de Elementos Finitos se fundamenta en la idea de dividir un objeto complicado en partes pequeñas y fácilmente manipulables. Esta simple idea tiene muchas aplicaciones en la vida cotidiana, tales como las construcciones de edificios o la aproximación del área de un círculo. Gracias a estas simplificaciones, el MEF permite realizar simulaciones numéricas de alta complejidad para el análisis y el diseño de diferentes modelos de estudio. Este aspecto implica que sea el método más utilizado en el análisis en Ingeniería.

6.1. Sistemas discretos y sistemas continuos. Funciones de forma

El MEF solo puede tratar con sistemas discretos, esto es sistemas en los que se pueden visualizar diferentes partes separadas, conectadas normalmente mediante nodos. Cuando esto no sucede se llaman sistemas continuos.

La realidad es continua, esto significa que cualquier fluido o sólido deformable puede ser adecuadamente modelizado por aplicaciones continuas, en particular, que las magnitudes relevantes tales como la densidad del medio, la velocidad o las tensiones vienen descritas por algún tipo de campo continuo (escalar en el caso de la densidad, vectorial para la velocidad o tensorial para las tensiones). Además, la gran mayoría de leyes físicas que describen las geometrías y ecuaciones de la realidad están expresadas mediante ecuaciones diferenciales parciales (EDPs), las cuales suelen ser complicadas de resolver analíticamente. Para evitar este problema, mediante modelos matemáticos se discretizan estos sistemas para así poder resolverlos utilizando métodos numéricos. El MEF es el medio utilizado para resolver estas aproximaciones.

Tomando, por ejemplo, una función u que actúa como una variable dependiente en una ecuación diferencial. Esta función puede ser aproximada mediante otra función u_h utilizando combinaciones lineales de funciones bases o funciones de forma de acuerdo a

$$u \approx u_h = \sum_i u_i \psi_i$$

(Ec. 6.1)

Donde ψ_i denota las funciones de forma, y u_i denota los coeficientes de las funciones u_h que aproximan u .

Estas funciones de forma toman un valor unitario en su respectivo nodo, y se anulan en el resto. En la (Ec. 6.1) hay dos ejemplos: uno con 7 nodos y otro con 9.

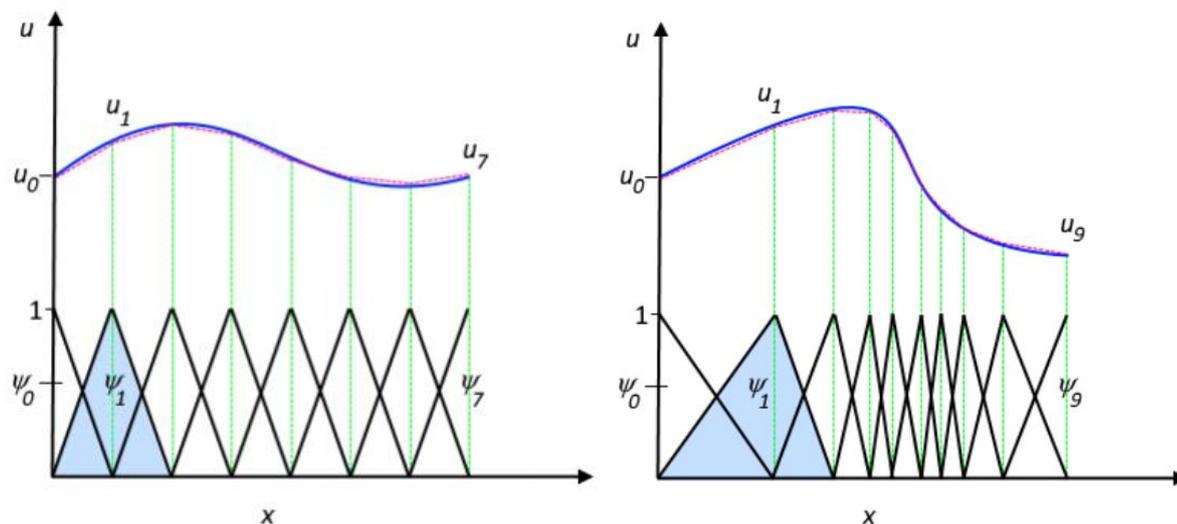


Figura 6.1. Función u (línea azul continua) aproximada con u_h (línea roja discontinua).

Las principales ventajas de tratar con este tipo de aproximaciones es que presentan una gran facilidad de manipulación y análisis, lo cual permite su resolución de forma sistemática mediante simulación computacional. Existe la libertad de escoger el tipo de elemento para discretizar o las funciones de forma. Por ejemplo, los elementos no necesariamente tienen que estar distribuidos uniformemente como en la primera gráfica de la Figura 6.1, puede haber una mayor concentración de estos en una zona donde el gradiente de la función a aproximar es elevado como se muestra en la segunda gráfica de la Figura 6.1.

Ambas gráficas muestran interpolaciones mediante funciones de forma lineales, las cuales no presentan una elevada eficiencia, ya que solo toman un valor diferente de 0 en un intervalo muy pequeño y además se solapan entre ellas. El tipo de función de forma escogido variará en función del problema.

6.2. Tipos de elementos

Como se ha dicho anteriormente, según el problema tratado hay diferentes tipos de funciones de forma a escoger (de hecho, hay infinitos). En este apartado se explican los más comunes.

Para funciones lineales en problemas 2D y 3D, los elementos más utilizados se muestran en la Figura 6.2. Las funciones de forma están expresadas en función de la posición de los nodos de los elementos.

En 2D, los elementos rectangulares son habitualmente utilizados en problemas mecánico-estructurales, o para el mallado de la capa límite en simulación computacional fluidodinámica (CFD). Su analogía en 3D son los elementos hexaédricos, los cuales son utilizados de forma similar. Los elementos triangulares y sus análogos en 3D (tetraédricos) se utilizan para rellenar aquellas zonas que los otros elementos no pueden cubrir debido a sus características geométricas.

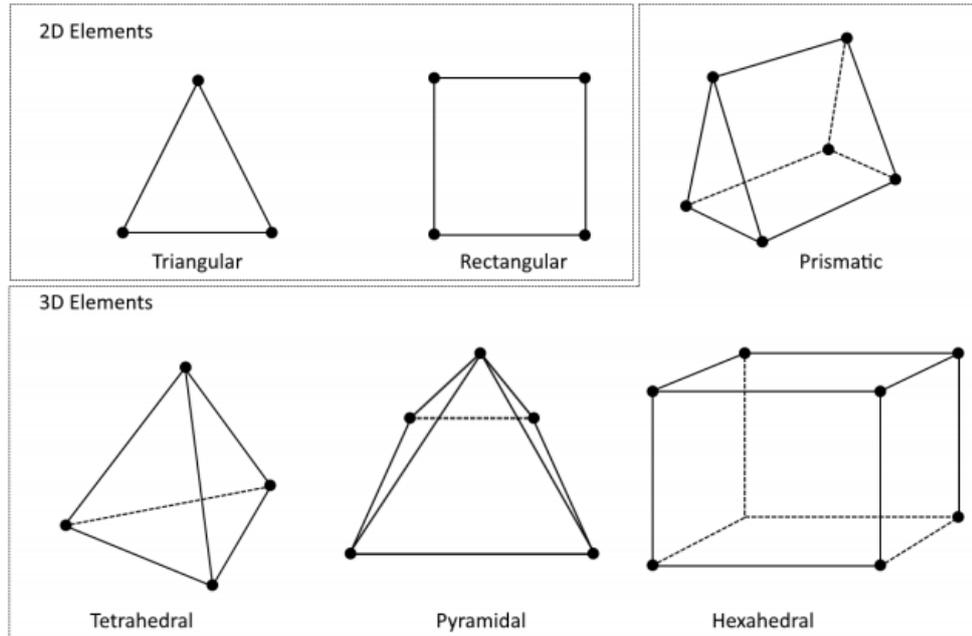


Figura 6.2. Geometría de elementos lineales 2D y 3D.

Los correspondientes elementos de segundo orden (cuadráticos) se muestran en la Figura 6.3. En este tipo de elementos, las aristas y superficies que se encuentran en contacto con el contorno del dominio están habitualmente curvadas, mientras que las internas suelen ser rectas y planas. Los más comunes son los elementos Lagrangianos (formados por los nodos negros, grises y blancos) y los serendipitos (formados por los nodos blancos y negros).

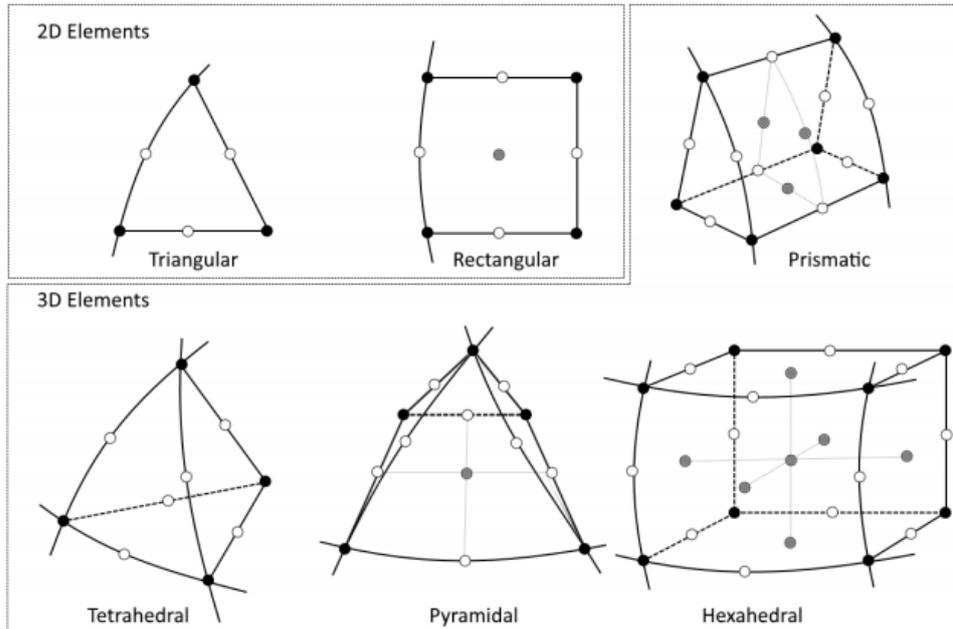


Figura 6.3. Geometría de elementos cuadráticos 2D y 3D.

6.3. Problemas lineales y no lineales

A continuación, se realizará una introducción teórica simple a cómo se resuelven computacionalmente problemas de elementos finitos para luego abordar con una mayor facilidad los puntos a tratar.

Empezando con el sistema lineal más simple posible

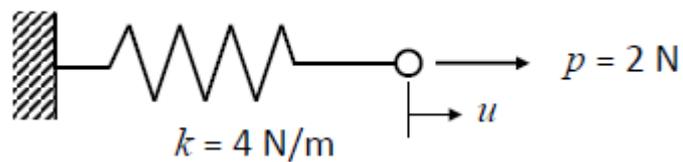


Figura 6.4. Sistema lineal.

Este sistema será lineal geométricamente siempre que k y p no dependan de u . En el caso de que el coeficiente p fuera nulo, la función pasaría por el eje de coordenadas y el sistema sería también lineal algebraicamente, pero ese no es el caso de estudio. La función a tratar sería:

$$f(u) = p - k u = 2 - 4 u$$

(Ec. 6.2)

Los pasos a seguir para resolver $f(u) = 0$ son:

- 1) Empezar en un punto, $u_0 = 0$
- 2) Calcular $f(u_0)$
- 3) Calcular la primera derivada $f'(u_0)$
- 4) Resolver $u_{solucion} = u_0 - f(u_0)/f'(u_0)$

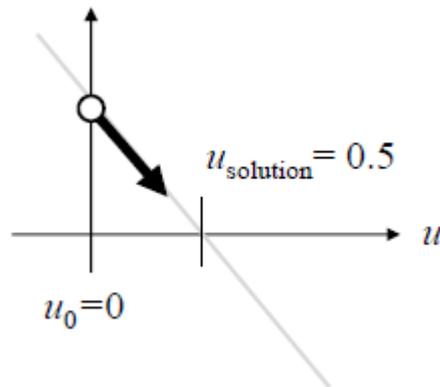


Figura 6.5. Solución del sistema lineal.

Como es un problema lineal se converge en la primera iteración independientemente del punto inicial escogido. Con sistemas no lineales no sucede lo mismo. Se procede ahora a resolver un nuevo ejemplo:

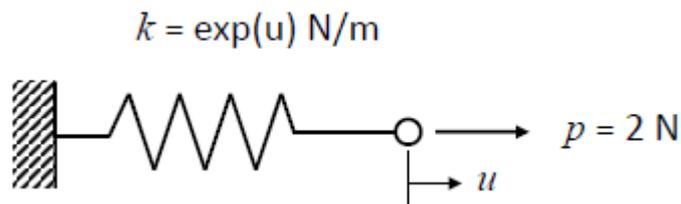


Figura 6.6. Sistema no lineal.

Se observa ahora que uno de los coeficientes depende de la variable u . La resolución aquí se haría linealizando el problema inicial y luego iterando. Este método es conocido como el método de Newton.

- 1) Iniciar $i = 0$
- 2) Asumir linealidad, $u_i = 0$
- 3) Calcular $f(u_i)$
- 4) Calcular la primera derivada $f'(u_i)$
- 5) Resolver $u_{i+1} = u_i - f(u_i)/f'(u_i)$
- 6) Volver al paso 3) con $i = i + 1$, tomando como nuevo punto inicial el último resultado

Se termina a un número prefijado de iteraciones o cuando haya convergido, es decir, cuando

$$\|u_i - u_{i-1}\| \& \|f_i - f_{i-1}\| < Tolerancia$$

(Ec. 6.3)

i	u_i	$f(u_i)$	$ u_{i-1} - u_i $	$ f(u_{i-1}) - f(u_i) $
0	0.000	2.000		
1	2.000	-12.77	2.000	10.77
2	1.424	-3.915	0.576	8.855
3	1.035	-0.914	0.389	3.001
4	0.876	-0.104	0.159	0.810
5	0.853	0.002	0.023	0.102
6	0.852	0.001	0.001	0.001

Figura 6.7. Convergencia del sistema no lineal.

Una técnica utilizada para acelerar la convergencia es el llamado *damping*. Consiste en, si la iteración es muy larga, reducir el salto que se está produciendo. A nivel matemático:

$$\text{Si } \|f(u_{i+1})\| \gg \|f(u_i)\|$$

$$\text{Calculamos } \Delta u = u_{i+1} - u_i$$

Seleccionamos el coeficiente de dampeo " α " tal que $0 < \alpha < 1$

Utilizamos para la siguiente iteración $f(u_{i+1} + \alpha \Delta u)$

No obstante, hay determinados problemas en los que estos métodos no sirven, como por ejemplo empezando en un punto inicial muy lejano a la solución, intentando resolver un problema sin soluciones...

6.4. Etapas de cálculo

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular, las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa MEF se dividen en:

- Preproceso: constituye todos los pasos referentes a la definición del modelo, tales como las especificaciones geométricas, la asignación de propiedades a los materiales, las condiciones de contorno e iniciales, o la generación de la malla. Este último paso es una parte clave cuando se trata con geometrías o problemas complejos, y no se trata de una operación trivial. La calidad de los resultados depende directamente de la calidad de la malla, ya que la aproximación de funciones mediante funciones de forma conlleva a un cierto grado de error. En ocasiones es necesario realizar ciertas operaciones de regulación de la malla y preacondicionamiento para así asegurar la correcta convergencia de los cálculos (como se ha visto en el caso de los problemas no lineales).
- Proceso: consiste en la resolución de las ecuaciones que rigen el problema tratado aplicando todas las condiciones y especificaciones definidas en el preproceso. Si se trata de un problema lineal, se resuelve un sistema de N ecuaciones lineales y N incógnitas. En el caso de un problema no lineal, el cálculo consiste en una sucesión finita de sistemas de N ecuaciones y N incógnitas que deben resolverse una a continuación de otra.
- Postproceso: incluye todo el posterior tratamiento de los resultados generados en el proceso. Este tratamiento consiste no solo en visualizar los resultados, sino en la interpretación de los mismos. Además, el proceso proporciona valores de cierto conjunto de funciones en los nodos de la malla que define la discretización, y en el postproceso se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos, y en ocasiones se aplican operaciones de suavizado, interpolación e incluso determinación de errores.

Con el MEF se pueden llegar a resolver problemas tan complejos que generan una enorme cantidad de datos que conviene ser procesados para hacerlos más comprensibles e ilustrar diferentes aspectos del problema.

6.5. Problema mecánico

6.5.1. Planteamiento del problema estático y elástico lineal

Las incógnitas a resolver son las siguientes:

- Vector de desplazamientos: $\mathbf{u} = \mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$ (3 incógnitas)
- Vector de deformaciones: $\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{x}, t)$ (6 incógnitas)
- Vector de tensiones: $\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{x}, t)$ (6 incógnitas)

Las ecuaciones disponibles:

- Ecuaciones de equilibrio o ecuaciones de Cauchy (3 ecuaciones)

$$\rho \mathbf{b} + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} = 0$$

(Ec. 6.4)

- Ecuación constitutiva (6 ecuaciones)

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0$$

(Ec. 6.5)

- Ecuación geométrica (6 ecuaciones)

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B} \mathbf{a}$$

(Ec. 6.6)

Donde ρ es la densidad, \mathbf{b} es el vector de fuerzas volumétricas, \mathbf{D} es la matriz constitutiva del material que establece la relación de proporcionalidad entre las tensiones y las deformaciones del mismo (el análogo del módulo de Young en 3 dimensiones), $\boldsymbol{\varepsilon}_0$ es el vector de deformaciones iniciales, $\boldsymbol{\sigma}_0$ es el vector de tensiones iniciales, y \mathbf{B} es la matriz de deformaciones formada por las derivadas del campo de desplazamientos, o lo que es lo mismo, las derivadas de las funciones de forma.

Se consideran ahora las condiciones de contorno en el espacio:

- Condiciones de contorno en desplazamientos

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{u}^*(\mathbf{x}, t), \quad \mathbf{x} \in \Gamma_u$$

(Ec. 6.7)

- Condiciones de contorno en tensiones

$$\boldsymbol{\sigma}(\mathbf{x}, t) \cdot \mathbf{n} = \mathbf{t}^*(\mathbf{x}, t), \quad \mathbf{x} \in \Gamma_\sigma \quad (\text{Ec. 6.8})$$

Por último, para las condiciones iniciales, en el instante de referencia ($t=0$) se conocen los desplazamientos y la velocidad.

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, 0) = \mathbf{0} \quad (\text{Ec. 6.9})$$

$$\left. \frac{d\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)}{dt} \right|_{t=0} = \mathbf{v}(\mathbf{x}, 0) \quad (\text{Ec. 6.10})$$

Con un sistema de 15 ecuaciones y 15 incógnitas, además de las condiciones de contorno en el espacio y el tiempo, se demuestra que existe solución al problema elástico lineal y que es única.

6.5.2. Principio de Trabajos Virtuales (PTV)

Las ecuaciones diferenciales parciales (EDPs) en las cuales están basadas las simulaciones computacionales, se obtienen a partir de leyes de conservación de principios físicos fundamentales. No obstante, en determinadas ocasiones las funciones que envuelven las EDPs no tienen la suficiente “suavidad” para poder resolverlas en cada punto del espacio, es decir son demasiado estrictas como para obtener soluciones físicas sensibles. Este planteamiento es también conocido como forma fuerte, ya que exige continuidad en la derivada. Por ello, esta formulación se pasa a una formulación integral, también llamada forma débil. El teorema en el que se fundamenta esta afirmación se conoce como Principio Variacional.

La formulación débil transforma estas ecuaciones diferenciales en ecuaciones integrales sobre dominios arbitrarios, las cuales son menos estrictas al incluir términos sobre elementos que no necesitan estar bien definidos en cada punto del dominio.

En el caso del problema mecánico, la forma fuerte son las ecuaciones planteadas en el apartado anterior ((Ec. 6.4), (Ec. 6.5) y (Ec. 6.6)), y desarrollando se obtiene la formulación débil llamada Principio de Trabajos Virtuales (PTV).

$$\iiint_V \delta \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma} dV = \int_V \delta \mathbf{u}^T \mathbf{b} dV + \iint_A \delta \mathbf{u}^T \mathbf{t} dA + \sum_i \delta \mathbf{a}_i^T \mathbf{q}_i$$

(Ec. 6.11)

Donde \mathbf{a} es el vector de desplazamientos globales, el cual contiene las funciones de forma que aproximan la función desplazamientos.

Este principio establece que las tensiones, las fuerzas volumétricas y las tangenciales están en equilibrio si el trabajo virtual interno (parte izquierda de la (Ec. 6.11) es igual al trabajo virtual externo (parte derecha de la (Ec. 6.11)) para cada campo de desplazamientos virtuales.

El PTV es una forma alternativa de expresar el equilibrio de fuerzas de un sistema (Leyes de Newton). A partir de esta ecuación, se puede acabar obteniendo el sistema lineal de ecuaciones (Ec. 6.12) que hay que resolver para obtener el campo de desplazamientos del problema.

$$\mathbf{K} \mathbf{a} = \mathbf{f}$$

(Ec. 6.12)

Donde \mathbf{f} el vector de fuerzas globales y \mathbf{K} es la matriz de rigidez global, la cual se calcularía como

$$\mathbf{K} = \iiint_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV$$

(Ec. 6.13)

Y \mathbf{D} y \mathbf{B} serían las matrices constitutiva y de deformación respectivamente, calculadas como

$$\mathbf{D} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{pmatrix} 1 & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1-\nu}{\nu} & 1 & \frac{1-\nu}{\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1-\nu}{\nu} & \nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1-\nu}{\nu} & \frac{1-\nu}{\nu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{pmatrix}$$

(Ec. 6.14)

$$B_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} & \frac{\partial N_i}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial N_i}{\partial z} & \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{bmatrix}$$

(Ec. 6.15)

Para un elemento de n nodos, donde N es el tensor de funciones de forma:

$$\mathbf{u} = \mathbf{N} \mathbf{a}$$

(Ec. 6.16)

$$\mathbf{N} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & \dots & N_n & 0 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & 0 & \dots & 0 & N_n & 0 \\ 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & N_2 & \dots & 0 & 0 & N_n \end{bmatrix}$$

(Ec. 6.17)

$$\mathbf{a} = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_n, v_n, w_n]^T$$

(Ec. 6.18)

Cabe destacar que la (Ec. 6.14) de la matriz constitutiva está expresada para un material isótropo. En el caso de que este presentara anisotropía, esta fórmula no sería válida.

7. Análisis estructural

Realizado ya el diseño preliminar de todos los componentes mecánicos que conforman el sistema aerodinámico activo objeto de estudio y ensamblados estos entre sí, ahora se pasará a realizar un análisis estructural con la finalidad de corroborar la integridad del modelo. En el proceso de selección de materiales y diseño de componentes se han ido realizando diversas elecciones y tomando decisiones basadas en la funcionalidad y en un criterio ingenieril; no obstante, es necesario respaldar todas estas decisiones con los suficientes datos objetivos que permitan asegurar que el sistema diseñado cumplirá su función sin poner en peligro su integridad estructural ni la seguridad de ninguno de los usuarios.

Debido al alto coste que supondría la fabricación de un prototipo y la experimentación real sobre el para obtener los datos anteriormente mencionados, se ha optado por calcular el desempeño mecánico del sistema implementando un modelo mediante una simulación computacional por el método de elementos finitos, descrito en el apartado Método de Elementos Finitos (MEF). El modelo utilizado partirá de la geometría digital modelada mediante software 3D (SolidWorks) e incorporará las diferentes selecciones de materiales ya realizadas, así como las uniones correspondientes entre elementos que aseguren un comportamiento fiel a la realidad. Adicionalmente, se utilizarán en este modelo unas cargas externas (con su correspondiente factor de seguridad) que corresponderán a una situación extrema en la que el conjunto sufre unas fuerzas máximas. Todo el proceso se llevará a cabo en el software comercial ANSYS *Mechanical*, el cual incorpora desde un editor de geometría (*DesignModeler*) capaz de importar archivos de otros programas similares, incluido SolidWorks, hasta el propio *solver* de métodos finitos, pasando por una interfaz de mallado y aplicación de condiciones de contorno.

A continuación, se pasará a explicar paso a paso el modelo simulado para el análisis estructural y cada uno de sus constituyentes, así como el origen de las condiciones de contorno aplicadas.

7.1. Descripción del problema

La situación en la que se evaluará la resistencia de los componentes mecánicos del sistema se ha escogido como una situación estática extrema con tal de asegurar que todo el funcionamiento en régimen nominal será capaz de soportar los esfuerzos propios de los ciclos de trabajo. Por ello, el problema escogido simulará una frenada a muy alta velocidad (75 m/s, 270 km/h), en la que los perfiles

aerodinámicos móviles alcanzan el ángulo de ataque máximo (55° respecto la horizontal) y, por lo tanto, reciben las fuerzas máximas de interacción con el aire.

El sistema de aerodinámica activa está compuesto de un perfil dividido en tres partes, una central fija y dos laterales móviles. La geometría de este, al contar con distintos elementos, resulta compleja y hace imposible la simplificación en un sistema bidimensional, por lo que el modelo simulado deberá de ser tridimensional: esto conlleva un alto coste computacional, aunque se intentará reducir mediante diferentes simplificaciones.

Como se ha comentado anteriormente, la geometría tiene dos partes móviles laterales. Por lo tanto, siempre y cuando ambos elementos móviles se encuentren en la misma posición, el sistema presenta una simetría respecto el plano medio XZ. Esto simplifica mucho el análisis, permitiendo reducir el estudio a una sola de las partes simétricas (aplicando correctamente las condiciones de contorno adicionales derivadas de la simetría).

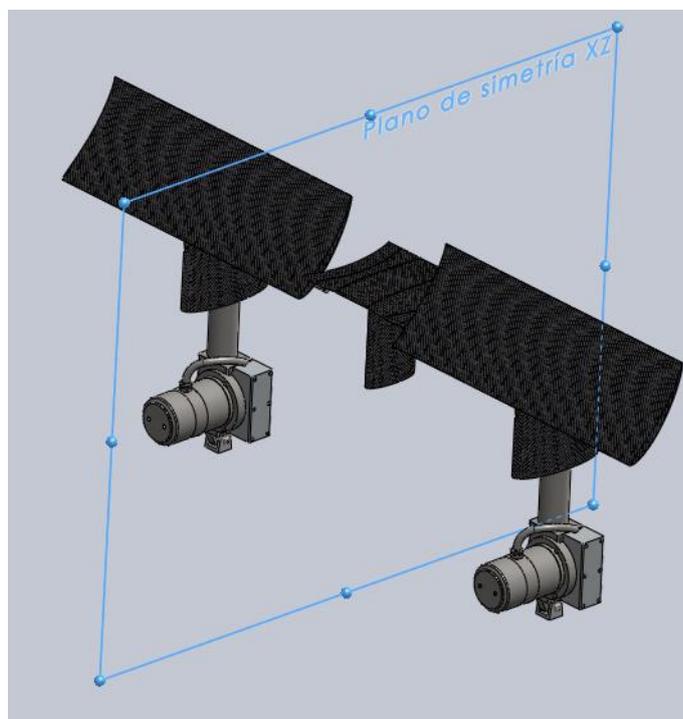


Figura 7.1. Modelo tridimensional con plano de simetría XZ.

De manera adicional a esta simplificación, se puede observar que la zona central fija recibe unas fuerzas de interacción con el aire de una magnitud mucho menor que las zonas laterales móviles, ya que su ángulo de ataque está fijo a 2° respecto la horizontal, lo que le otorga un coeficiente de resistencia (y de sustentación) muy inferiores a los de los elementos laterales (tal y como se detalla en el apartado Simulación computacional de [1]). Además, debido a la posición centrada de las sujeciones de los perfiles laterales (tanto al soporte como al actuador), la cual reduce mucho las fuerzas en el eje Y, las

uniones con las zonas móviles laterales solo evitan la flexión excesiva, por lo que la magnitud de la interacción en ese punto será muy reducida respecto las demás uniones. Por todo ello, se puede argumentar que la zona que más sufrirá en cualquier situación dinámica será la zona lateral, conformada por el perfil móvil, soporte, *rocker*, actuador lineal, sujeción de este al chasis y unión con la zona central fija. Ya que esta es la zona que más sufrirá, se ha decidido simplificar aún más la geometría a simular mediante el método de elementos finitos a dichos componentes, por lo que se reduce aún más el coste computacional y se simplifican las condiciones de contorno: las posibles condiciones de contorno derivadas de la simetría respecto el plano XZ se sustituirán por las interacciones con los demás elementos, que solo se encuentran en la sujeción al chasis, la unión entre el soporte y el vehículo y la unión entre el perfil móvil y la parte fija.

De los componentes mencionados, el actuador lineal es un producto comercial que, pese a disponer de un modelo digital tridimensional proporcionado por el fabricante, viene aprobado ya para unas condiciones concretas de uso y cargas máximas. La simulación computacional de este elemento se hace, por tanto, redundante: si se consigue asegurar que las cargas a las que se verá sometido en la posición y condición de uso se encuentran en el rango de trabajo ofrecido por el fabricante se podrá asegurar que su funcionamiento será el correcto, tal y como dicho fabricante se ha comprometido a que sean. Por lo tanto, el modelo del actuador lineal se sustituirá por un elemento fijo de las mismas dimensiones, pero de geometría simple y material homogéneo, el cual permitirá aplicar las mismas condiciones de contorno que si del actuador real se tratara, pero disminuyendo el coste computacional y, por tanto, el tiempo de resolución.

Por último, los elementos de unión genéricos tales como ejes, tornillos, tuercas y casquillos de fricción se han suprimido del modelo a simular y se sustituirán por sus correspondientes condiciones de contorno dentro del propio software.

Aplicando todas las simplificaciones válidas posibles al modelo de sistema aerodinámico activo la geometría resultante que se utilizará para el análisis estructural es la siguiente:

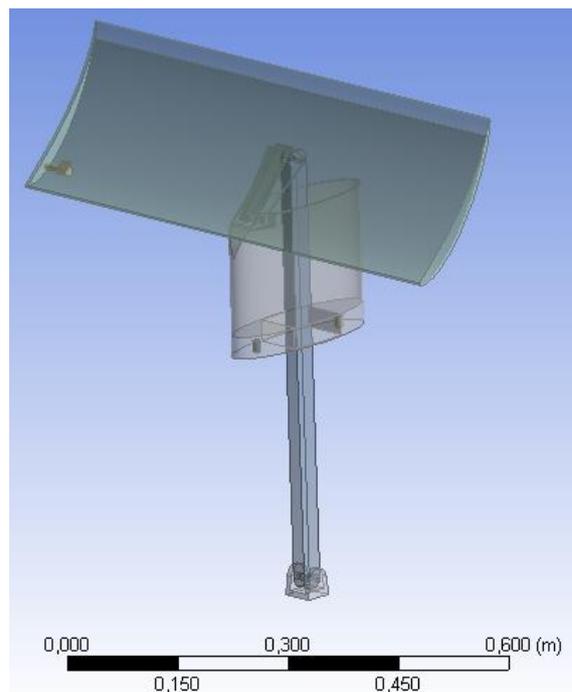


Figura 7.2. Geometría tridimensional a analizar en ANSYS.

Los diferentes componentes de este subsistema están fabricados en diferentes materiales y según distintos procesos, tal y como se ha explicado en el apartado Selección de materiales, los cuales otorgan características muy diversas a cada uno de ellos. Es por ello que a continuación se deberán vincular los datos específicos de cada uno de los materiales a sus correspondientes componentes.

Como se explicará detalladamente en el siguiente apartado, es necesario utilizar dos módulos distintos de ANSYS (*Mechanical* y ACP) para modelar de manera fiel las diferentes piezas que conforman el sistema. Las dos geometrías derivadas de sendos módulos se unirán en un solo análisis de tipo estático o estacionario, es decir, independiente de la variable temporal. Dicho análisis ha sido escogido porque se desea conocer la resistencia en un momento de tiempo concreto, ignorando por tanto las transiciones entre estados ya que el sistema de control se encargará de suavizarlas.

La implementación de un análisis de este tipo se lleva a cabo en el módulo *Static Structural*, el cual deberá de alimentarse de las geometrías generadas por los dos módulos distintos y combinarlas mediante las adecuadas condiciones de contorno para realizar una única resolución mediante el método de elementos finitos. El flujo de trabajo del problema a analizar es el que se muestra en la Figura 7.3.

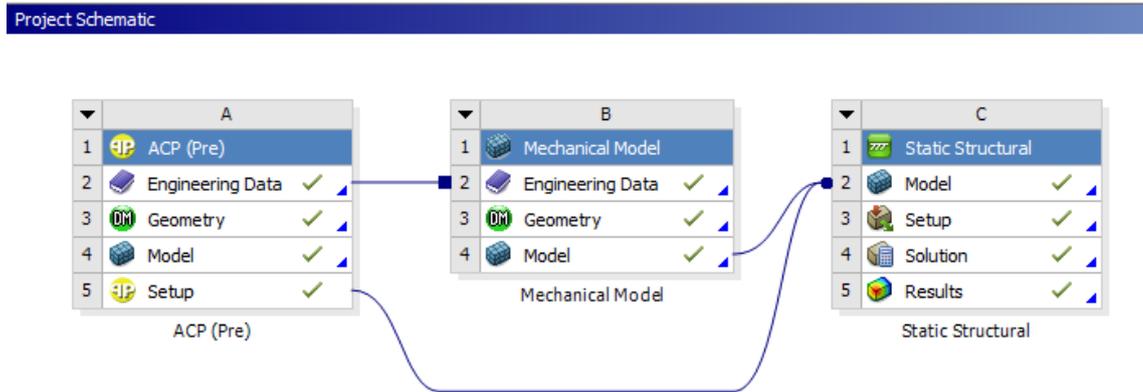


Figura 7.3. Flujo de trabajo dentro del software ANSYS.

7.2. Características de los materiales

De acuerdo a la previa selección de materiales realizada en el apartado Selección de materiales, los componentes estarán fabricados o bien en aluminio (sujeción al chasis y unión con la parte central fija), titanio (*rocker*) o fibra de carbono (perfil aerodinámico y soporte).

Estos tres materiales tienen unas características y un comportamiento totalmente distintos: el aluminio y titanio son unos materiales homogéneos e isotrópicos, por lo que dados unos datos genéricos de límite elástico, módulo de Young y coeficiente de Poisson, se pueden llegar a calcular los esfuerzos y deformaciones derivados de la aplicación de unas ciertas cargas externas; la fibra de carbono, sin embargo, es anisotrópica, heterogénea, discontinua (formada por distintos elementos diferenciados) y está compuesta por el material de la matriz y el de refuerzo, aparte de que las direcciones en que se disponen las fibras de refuerzo son cambiantes a lo largo y ancho de toda la geometría. Dadas estas diferencias es evidente que la implementación en el modelo computacional será totalmente diferente para cada uno de estos grupos de materiales, llevándose a cabo la del aluminio y titanio mediante la asignación ordinaria de un material a partir de la biblioteca propia del software ANSYS la de la fibra de carbono mediante la modelización de un objeto compuesto a través del módulo de ANSYS llamado ACP (*ANSYS Composite Prep/Post*).

Este módulo, incluido dentro de la suite multidisciplinar ANSYS, permite la modelización fiel de sólidos tridimensionales fabricados a partir de materiales compuestos, simulando un flujo de trabajo casi idéntico al llevado a cabo en el proceso de obtención de una pieza de material compuesto. El resultado es un modelo sólido idéntico al obtenido con el software de modelado tridimensional, con la diferencia de que este primero incorpora todas las características intrínsecas propias del material compuesto,

pudiendo así modelar fielmente la anisotropía que tendría una pieza de este tipo de material. A continuación, se explicará paso a paso su uso en este proyecto.

7.2.1. Módulo ACP

El primer paso antes de entrar en el módulo ACP como tal es la selección de los materiales a utilizar, la cual se realiza en el apartado *Engineering Data* del bloque ACP. Aquí se pueden crear materiales definiendo las propiedades de estos o bien se pueden importar materiales de las librerías internas de ANSYS. En nuestro caso se ha decidido utilizar materiales comerciales, uno de ellos ya incluido en las librerías internas de ANSYS y otro más resistente creado a partir de la introducción de los datos necesarios provenientes del *datasheet* del fabricante. Como material compuesto dentro de la librería se ha utilizado *Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg*, el cual representa una lámina multicapa de resina epoxi reforzada con fibra de carbono; como material compuesto comercial se ha creado uno (*TorayCa T700S Prepreg*) sobre la base del *Epoxy Carbon Woven (395 GPa) Prepreg*, utilizando los datos característicos externos; y como material para la matriz se ha escogido *Resin Epoxy*, el cual también forma parte del compuesto pero se necesita como instancia a parte para su futura utilización en el modelado dentro del módulo ACP. Las propiedades mecánicas de todos ellos se listan en la Tabla 7.1:

	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepeg	TorayCa T700S Prepeg	Resin Epoxy
Densidad (kg/m ³)	1420	1545	1160
Módulo de Young (Mpa) en dirección X	61340	135000	3780
Módulo de Young (Mpa) en dirección Y			
Módulo de Young (Mpa) en dirección Z	6900	19000	
Coefficiente de Poisson en dirección X	0,04	0,04	0,35
Coefficiente de Poisson en dirección Y	0,3	0,3	
Coefficiente de Poisson en dirección Z			
Límite elástico a tracción (MPa) en dirección X	805	2550	54,6
Límite elástico a tracción (MPa) en dirección Y			
Límite elástico a tracción (MPa) en dirección Z	50	200	

Tabla 7.1. Tabla de características mecánicas de los materiales.

La idea principal es realizar una primera simulación utilizando la fibra incluida dentro de la librería de ANSYS y, en vista de los resultados, decidir si esta ofrece unas prestaciones mecánicas suficientes para su cometido o, en caso negativo, sustituirla por la comercial de alto desempeño y realizar una segunda

iteración. Los pasos que se realizarán de aquí en adelante se estructurarán de manera que un posible futuro cambio de material sea sencillo de implementar.

Seleccionados los materiales con los que se trabajará se puede comenzar el proceso de creación de un modelo realizado en material compuesto con la importación de una geometría base que hará la función de molde. Esta geometría debe estar compuesta por una o diversas superficies, las cuales servirán de referencia para la colocación de las distintas capas de material matriz y fibras de refuerzo. Esta base puede corresponder a un molde positivo o negativo, ya que la dirección de aplicación de los materiales se asigna de manera posterior.

En el caso concreto del proyecto en cuestión, los dos elementos a generar mediante el módulo ACP son el perfil aerodinámico móvil y el soporte de este al vehículo, por lo que se ha utilizado el modelo tridimensional ya generado anteriormente para la obtención de las geometrías base. Dicho modelo es tridimensional, mientras que la geometría de importación al módulo ACP requerida debe estar compuesta solamente por superficies. Por ello, se ha decidido convertir las caras externas de ambas piezas en superficies. La elección de las caras externas frente a la posibilidad de escoger las caras internas o superficies medias se ha realizado en base a dos motivos: por un lado, debido a la gran curvatura de ambos elementos, la aplicación de material en una dirección normal hacia el interior representa menos problemática y evita zonas en que pueda llegar a haber ausencia de material; por otro lado, el vaciado interior del perfil aerodinámico tiene zonas en que, para mantener el espesor constante, se ha creado un vértice con un ángulo mucho más agudo que el exterior (por ejemplo en el borde de salida), imposibilitando así el obtener una geometría similar a partir de la superficie interior.

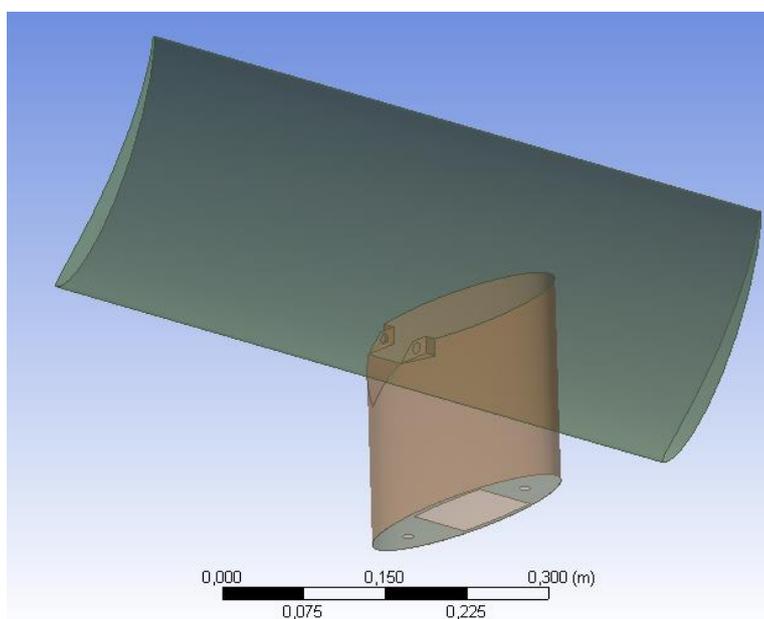


Figura 7.4. Superficies externas extraídas mediante ANSYS *DesignModeler*.

Es importante destacar que las zonas del perfil aerodinámico que sirven de base a las uniones (tanto con el *rocker* como con la zona central) también son de fibra de carbono pero, debido a su espesor variable a lo largo de la geometría, se asignarán de manera independiente con los elementos no compuestos: al ser zonas macizas con la única función de acomodar los elementos metálicos adheridos, un modelado extremadamente preciso como el obtenido por el módulo ACP resulta excesivo, por lo que se ha optado por no utilizar este módulo en ellas.

Una vez se tiene la geometría base que hará de molde para la aplicación de las diferentes capas de material compuesto ya se puede acceder al menú propio del módulo ACP (en este caso al apartado Pre), el cual tiene la siguiente interfaz gráfica:

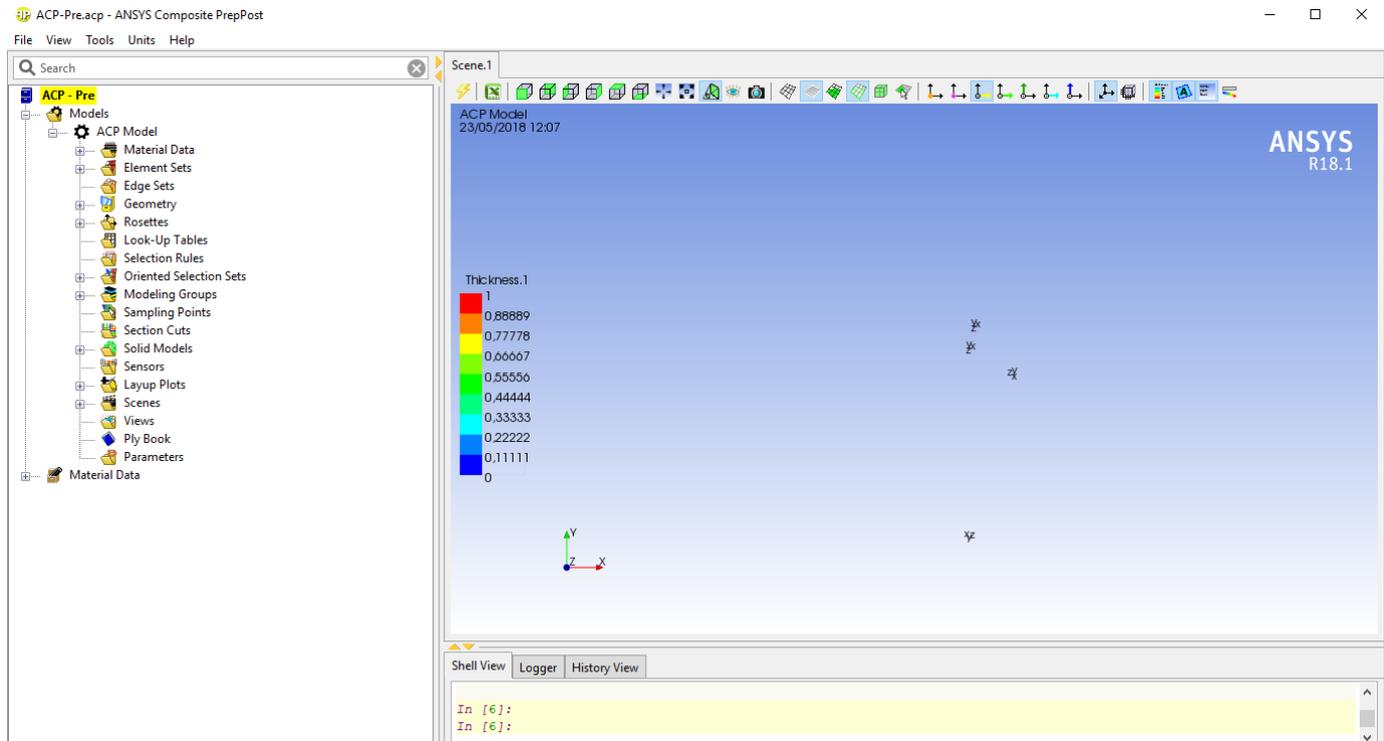


Figura 7.5. Interfaz gráfica del módulo ACP (Pre).

En la lista de menús de la izquierda es donde se van realizando los diferentes pasos hasta conseguir el sólido de material compuesto, mientras que en la ventana gráfica de la derecha se pueden ir viendo diferentes aspectos de la geometría como el grosor aplicado a cada una de las superficies base o la dirección de las capas de refuerzo aplicadas.

El proceso comienza en *Material Data*, donde hay un primer submenú llamado *Materials* desde el cual se importan automáticamente los materiales seleccionados en *Engineering Data*, que en este caso son *Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepeg* y *Resin Epoxi*. En el siguiente submenú, *Fabrics*, se procede a la creación de los formatos bases con los que se trabajará en el resto del proceso. En este caso se ha creado un *fabric* con material *Epoxy Carbon Woven (230 Gpa) Prepeg* y 0,25 mm de grosor.

Después se agrupan los distintos formatos creados en *Fabrics* en capas orientadas, las cuales tienen dos niveles posibles: *Stackups* y *Sub Laminates*. En este caso se han creado dos *stackups* que agrupan diferentes *fabrics* de 0,25 mm cada uno: el primer *stackup* está conformado por 10 capas de fibra, alternando direcciones de -45° y 45° hasta llegar a los 2,5 mm de grosor total; el segundo *stackup* está compuesto de la misma manera, solo que esta vez se alternan 12 capas hasta conseguir un grosor total de 3 mm. La agrupación de 2,5 mm de grosor se empleará para todas las paredes externas de los componentes a excepción de la base del soporte en la que se alojan los insertos roscados. La agrupación de 3 mm, en cambio, se usará para crear un *sub laminate* conformado por 10 agrupaciones, todas ellas a un ángulo principal de 0° (ya que las direcciones de la fibra ya van incluidas en los *stackups*), que se utilizará en la zona de los insertos roscados para proporcionar los 30 mm necesarios de grosor.

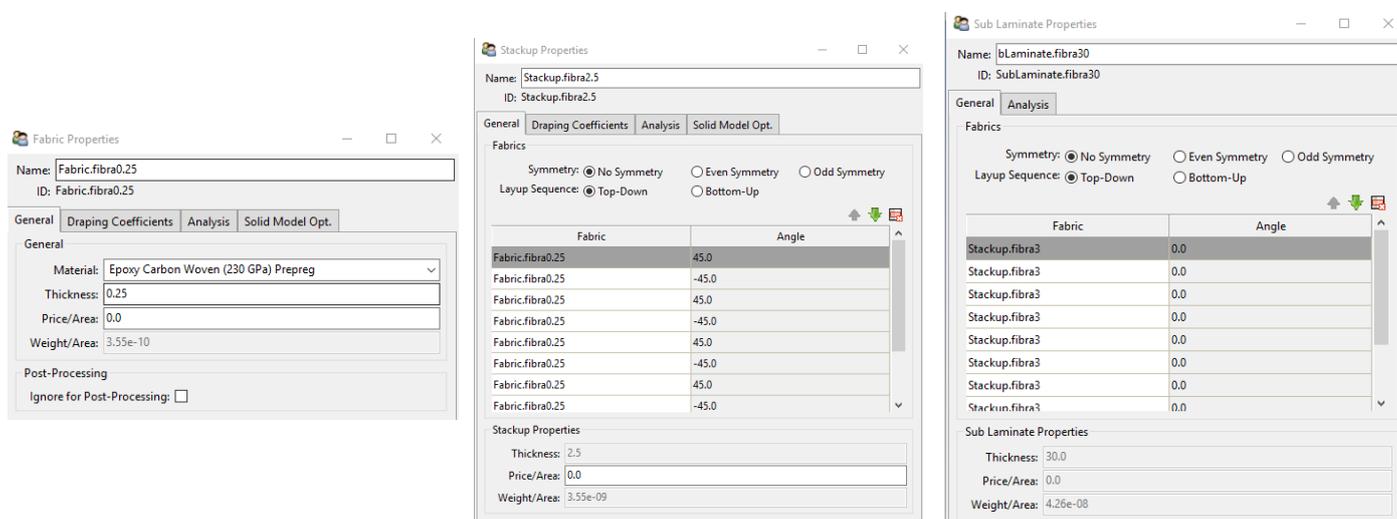


Figura 7.6. Creación de *fabrics*, *stackups* y *sub laminates*.

Cabe destacar que el orden en que se posicionan las distintas capas o láminas en las agrupaciones es muy importante, ya que si se deja seleccionada la opción por defecto *Top Down* estas se colocarán en el molde en el orden seleccionado, mientras que si se cambia a la opción *Bottom-Up* se colocarán en el molde en sentido inverso. En el caso de las agrupaciones creadas en este proyecto esta opción no es relevante ya que las agrupaciones son independientes de la dirección de aplicación.

Creados todos los tipos y formatos de materiales que se utilizarán en los modelos de materiales compuestos se procede a revisar en el apartado *Selection Sets* que todas las superficies importadas han sido reconocidas sin errores. Es importante tener en cuenta que, si se quiere aplicar distintos formatos de fibra a diferentes superficies o partes de superficie previamente importadas, se deben de crear en *DesignModeler* lo que en ANSYS se llaman *Named Selections*: estas serán importadas automáticamente al apartado de *Selection Sets* y se podrán visualizar como elementos separados para la creación del modelo de material compuesto. En este caso se han creado en *DesignModeler* tres

named selections, una correspondiente a la zona externa del perfil, otra correspondiente a las paredes externas del soporte y una última que representa la superficie inferior del soporte. Esto permitirá en el siguiente submenú escoger la dirección principal en la que se dispondrán las láminas ya creadas, adaptando por tanto las direcciones de las capas de fibra a cada elemento particular para así maximizar su funcionalidad.

Con los diferentes *selection sets* ya reconocidos por el módulo ACP se pasa a la creación de uno de los elementos más importantes, las llamadas *Rosettes*. Estos elementos son ejes de coordenadas locales, aplicables a cada uno de los *selection sets* ya reconocidos, y definirán según sus ejes X e Y las direcciones principal (0º) y secundaria (90º) de las agrupaciones que después se modelarán. Se pueden utilizar diversas *rosettes* para una misma pieza, refinando así más todo el proceso de orientación de agrupaciones de capas de material compuesto según los requisitos específicos. En este proyecto se ha creado, por lo tanto, una *rosette* para cada *selection set*, orientando la dirección principal de cada una siguiendo la Tabla 7.2:

Dirección principal según los ejes absolutos	
Rosette del perfil aerodinámico	Y (-)
Rosette de las paredes del soporte	Z (-)
Rosette de la base del soporte	X (+)

Tabla 7.2. Direcciones principales de las *rosettes* en el módulo ACP.

El siguiente submenú de interés es *Oriented Selections Sets*, donde se seleccionarán qué *rosettes* pertenecen a cada uno de los *selection sets* importados, aplicando de esta manera ya las direcciones principales escogidas a las superficies base que hacen de moldes. Una vez más se han creado tres *oriented selection sets*, cada uno asignando la *rosette* correspondiente creada en el submenú anterior al *selection set* importado al que hace referencia. Si se actualiza el proyecto después de crear los diferentes *oriented selection sets* se pueden visualizar en la pantalla principal las direcciones principales asignadas, representadas con unas diminutas flechas amarillas como se puede observar en la Figura 7.7.

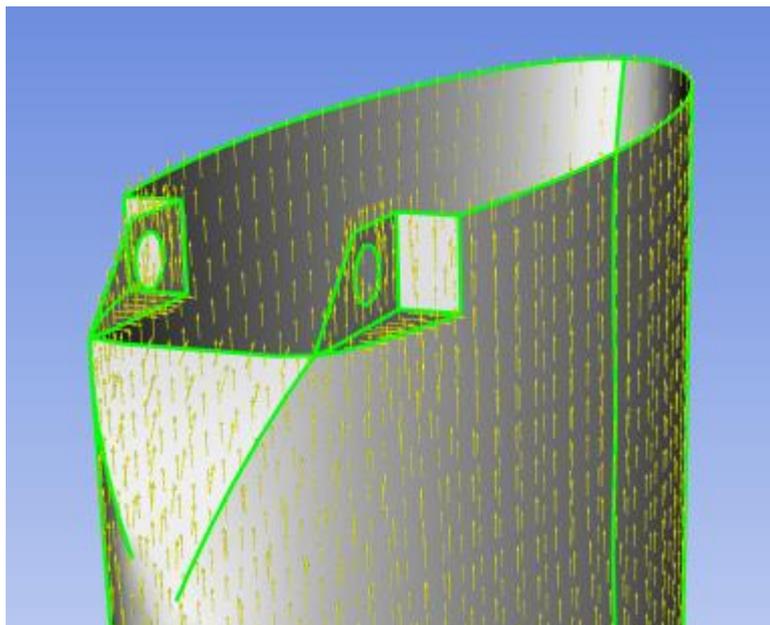


Figura 7.7. Detalle de la dirección principal proyectada en el *oriented selection set*.

Dentro del submenú de *Oriented selection sets* también se asigna a cada uno de ellos una dirección normal (llamada orientación), la cual indica el sentido que se seguirá a la hora de aplicar las distintas agrupaciones creadas anteriormente. Como ya se ha comentado, las superficies base que se han utilizado en este proyecto son las exteriores, por lo que todas las direcciones normales aplicadas en los distintos *oriented selection sets* apuntarán hacia el interior de estas superficies, tal y como se puede apreciar en la Figura 7.8 (flecha morada):

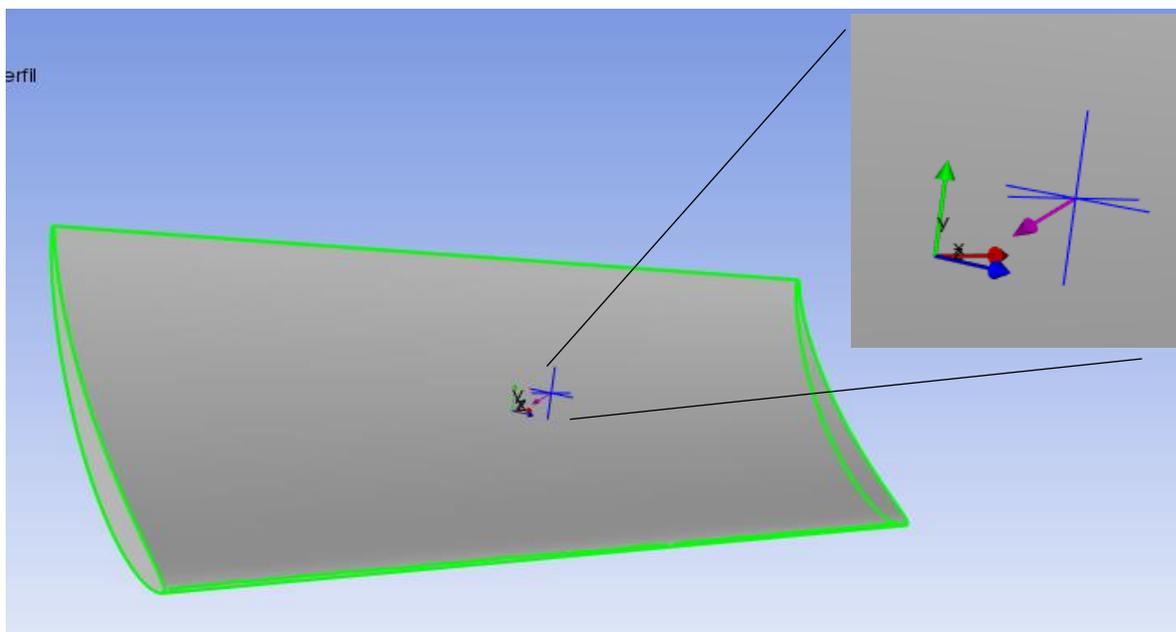


Figura 7.8. Detalle de la dirección normal, representada por una flecha morada.

Definidas ya todas las direcciones (tanto principales, secundarias como normales) en los distintos *oriented selection sets*, es hora de comenzar a aplicar las agrupaciones de capas creadas en los primeros pasos con el módulo ACP. Para ello se utiliza el submenú *Modelling Groups*: en este se crean grupos, dentro de cada cual se pueden aplicar tantas agrupaciones como se quiera. Para aplicarlas se debe de crear un *Modeling Ply* (haciendo clic derecho sobre el grupo que se quiera seleccionar) y seleccionar un *oriented selection set*, un material (que puede ser *fabric*, *stackup* o *sub laminate*), una dirección (en forma de ángulo respecto la dirección principal del *oriented selection set* escogido) y el número de capas a aplicar. El menú de la Figura 7.9 muestra la selección al aplicar la agrupación perteneciente al perfil aerodinámico.

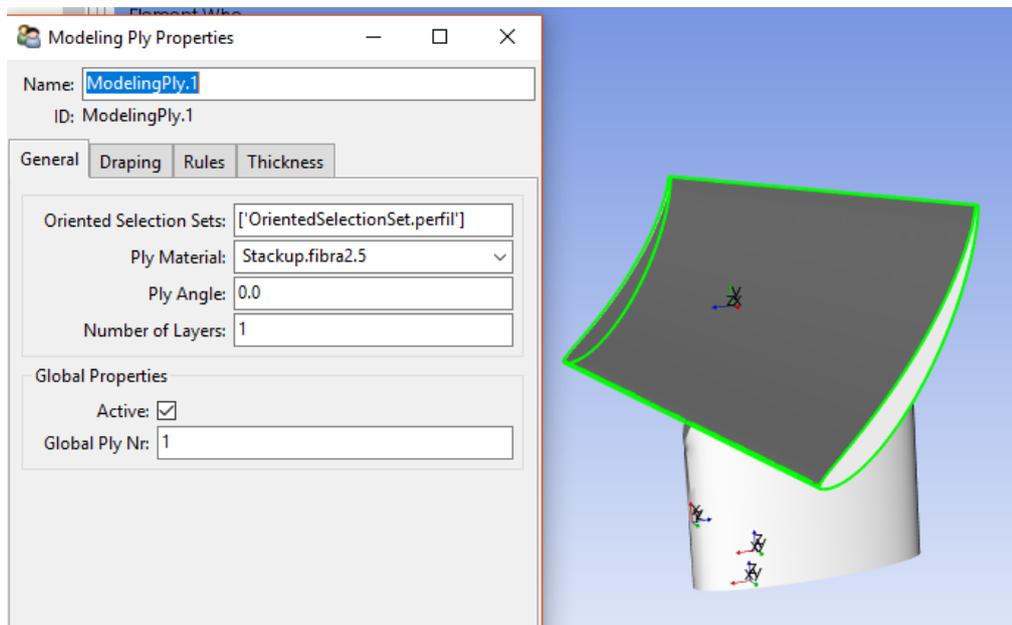


Figura 7.9. Menú de aplicación de agrupamiento sobre el perfil aerodinámico.

Como se puede observar en la Figura 7.9, la dirección escogida siempre será 0º ya que los ángulos de +45º y -45º se han introducido en el propio *stackup*.

En el proyecto se han creado dos grupos, uno perteneciente al perfil y otro al soporte. Dentro del grupo del perfil solo se ha aplicado un agrupamiento, mientras que en el grupo del soporte se han aplicado dos, uno para las paredes y otro para la base. Las características de cada uno se pueden ver en la Tabla 7.3.

	<i>Grupo Perfil</i>		<i>Grupo Soporte</i>
	Agrupamiento 1	Agrupamiento 2	Agrupamiento 3
Oriented selection set	Perfil	Paredes del soporte	Base del soporte
Material	Stackup de 2,5 mm de grosor	Stackup de 2,5 mm de grosor	Stackup de 30 mm de grosor
Ángulo	0º	0º	0º
Número de capas	1	1	1

Tabla 7.3. Tabla con las características de los diferentes agrupamientos aplicados.

Con este paso ya se han aplicado las diferentes capas de material que conforman las piezas de material compuesto, por lo que si no se desean crear los modelos sólidos a partir de ellas (por ejemplo, en una simulación en dos dimensiones) se puede abandonar el módulo ACP y avanzar en el proceso de simulación. En el caso de este proyecto, que resulta obligado el caso tridimensional por la geometría compuesta, se debe realizar un último paso antes de abandonar el módulo ACP, que es el de extraer los agrupamientos aplicados en el submenú *Modellig groups* con tal de obtener piezas sólidas a partir de las superficies con las que trabaja el módulo por defecto.

Esta extrusión se realiza en el submenú *Solid Models*, en el cual se debe crear un elemento sólido seleccionando un *element set*, un tipo de extrusión (se ha dejado la opción por defecto *Analysis Ply Wise*) y una dirección de extrusión (por defecto normal a la superficie base). Con estos parámetros básicos ya se puede crear un sólido, aunque se ha decidido añadir los parámetros *drop-off* y *cut-off*, que se encargan de rellenar los posibles espacios que quedan entre capas, bien por la difícil adaptación de estas a las curvaturas o bien por las diferentes longitudes de estas, con el material que se seleccione. La documentación de ANSYS recomienda activar estas opciones y seleccionar como material el propio de la matriz, ya que así se obtendrá un modelo fiel a la pieza real, en la que los espacios entre capas (de cualquier origen) quedan rellenos por el polímero de la matriz. Por ello se ha seleccionado como material *Resin Epoxy*, el cual se había incorporado anteriormente desde la biblioteca de materiales de ANSYS.

Para facilitar el posterior tratamiento del modelo y aplicación de condiciones de contorno se ha decidido crear tres sólidos en vez de dos: un sólido por cada agrupamiento aplicado. Esto se debe a que será más fácil aplicar una condición de contorno de unión entre las dos partes que conforman el soporte (paredes y base, ahora creados como sólidos distintos) que no crear un solo sólido a partir de

dos extrusiones y dejar al módulo ACP interpretar de manera automática las tolerancias de distancias entre estas como un resultado fusionado.

Con todas las opciones necesarias ya configuradas se puede proceder a actualizar el modelo, lo que resulta en una imagen tridimensional del soporte idéntica a la obtenida en la geometría importada del software de modelado en tres dimensiones, pero incluyendo en cada punto las prestaciones mecánicas específicas derivadas de las distintas capas de material y sus peculiares orientaciones.

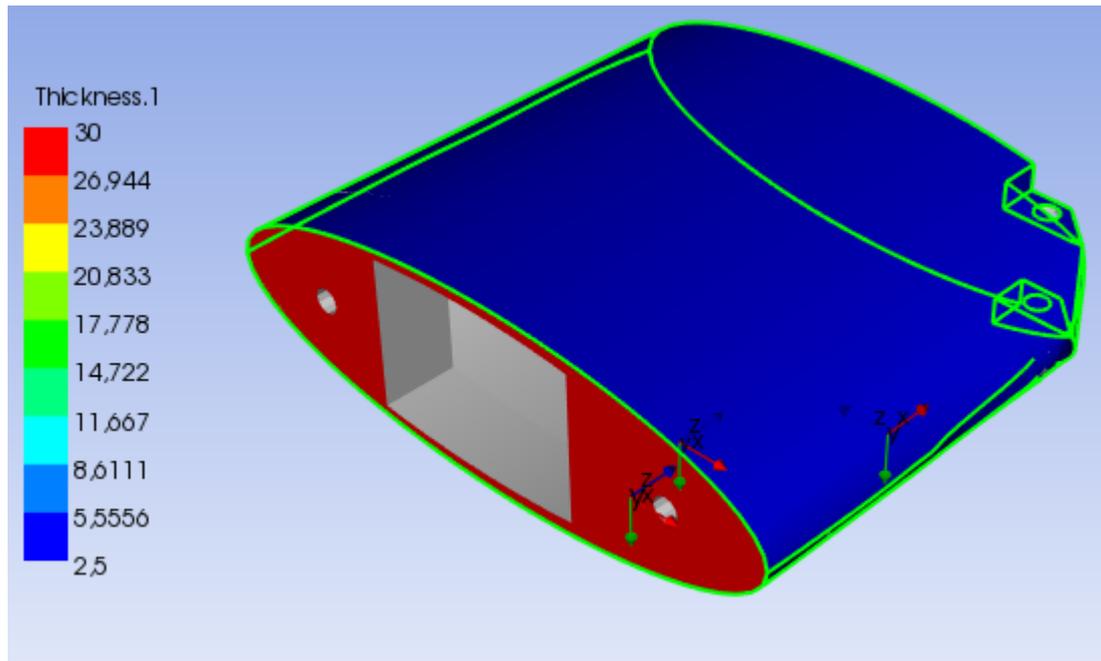


Figura 7.10. Resultado final, compuesto por tres sólidos.

Con las piezas más sensibles de material compuesto ya generadas se pasará ahora a la asignación de los demás materiales, tanto metálicos como las uniones de material compuesto.

7.2.2. Asignación de materiales

Los elementos que no se generan como sólidos en el módulo ACP deben ser importados como tales desde el propio SolidWorks (u otro software similar de modelado tridimensional). En este caso, debido a que la geometría importada contiene de manera redundante los elementos de material compuesto ya generados, solo ha sido necesaria la supresión de estos dentro de *DesignModeler*, quedando la geometría importada tal y como muestra la Figura 7.11.

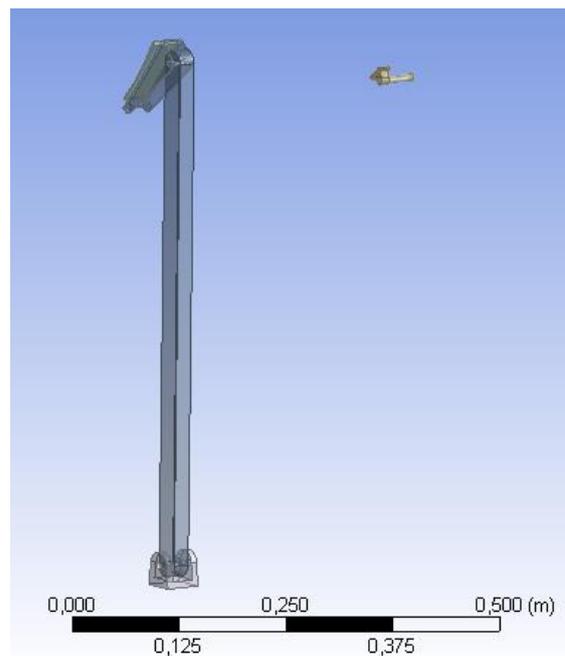


Figura 7.11. Geometría importada con los elementos ya modelados suprimidos.

Los materiales de los que están compuestos los elementos importados son aluminio (anclaje a chasis, unión con parte central y actuador lineal simplificado), titanio (*rocker*) y fibra de carbono (bases del perfil aerodinámico para adhesión de elementos metálicos); todos ellos se importarán desde las librerías internas de ANSYS, siendo los seleccionados *Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepeg* (cuyas propiedades mecánicas están tabuladas en la Tabla 7.1), *Titanium Alloy* y *Alluminium Alloy* (cuyas propiedades se listan en la Tabla 7.4).

	<i>Alluminium Alloy</i>	<i>Titanium Alloy</i>
<i>Densidad (kg/m³)</i>	2770	4620
<i>Módulo de Young (Mpa)</i>	71000	96000
<i>Coefficiente de Poisson</i>	0,33	0,36
<i>Límite elástico (Mpa)</i>	280	930

Tabla 7.4. Tabla de características mecánicas del material.

La asignación de estos materiales a sus correspondientes elementos se hará de manera directa dentro de ANSYS *Mechanical*, quedando sus propiedades vinculadas con la acción de un simple menú desplegable. En el caso de los elementos compuestos por fibra de carbono que no se han modelado en el módulo ACP es importante determinar un sistema de coordenadas local que coincida con las

propiedades anisotrópicas designadas en *Engineering data* (plano XY coincidente con la lámina de material donde sus propiedades mecánicas son óptimas).

7.3. Cargas y condiciones de contornos

Antes de proceder a explicar la discretización utilizada en el modelo, se aplicarán las cargas y condiciones de contorno necesarias para asegurar que el modelo sufre unas sollicitaciones equivalentes a una situación real y que sus grados de libertad son los mismos que el prototipo montado en un vehículo.

Se debe aclarar que, debido a la ligera constitución de los componentes del sistema y las altas cargas aerodinámicas que se esperan, se ha desestimado la aplicación del peso propio de las piezas, que representaría una fracción despreciable de la carga aplicada. Dicho esto, la carga de más consideración que afecta el sistema es la generada a partir de la interacción del perfil aerodinámico con el aire: la gran esbeltez que presenta junto con el exagerado ángulo de ataque ofrecen una gran resistencia al flujo de aire, generando este un campo de presiones en la superficie del perfil que se traduce en una gran fuerza aplicada sobre este. Para cuantificar esta interacción de manera precisa y fiable se ha llevado a cabo una simulación computacional en la que se ha analizado la interacción punto por punto (a través de una malla discreta, en este caso del fluido en vez del sólido) del fluido con la superficie exterior de la geometría del perfil, la información detallada de la cual se encuentra en el apartado Simulación computacional de [1]. A modo de resumen, se ha simulado una situación en que el aire (en condiciones atmosféricas estándares a 25º C) se enfrenta al perfil aerodinámico ajustado a 60º de ángulo de ataque con una velocidad relativa de 75 m/s, equivalente a 270 km/h. La elección de 60º para la simulación (frente a los 55º máximos que alcanza el perfil aerodinámico en una situación controlada) se ha tomado a modo de un primer factor de seguridad, ya que puede llegar a haber momentos en que, debido al cabeceo sufrido por el vehículo a causa de la aceleración negativa de este, el ángulo real del perfil respecto el aire incidente supere los 55º del valor máximo fijado.

El resultado de esta simulación computacional de fluidos (CFD) es un perfil de presiones a lo largo de todo el contorno exterior del perfil aerodinámico, como se puede ver en la Figura 7.12.

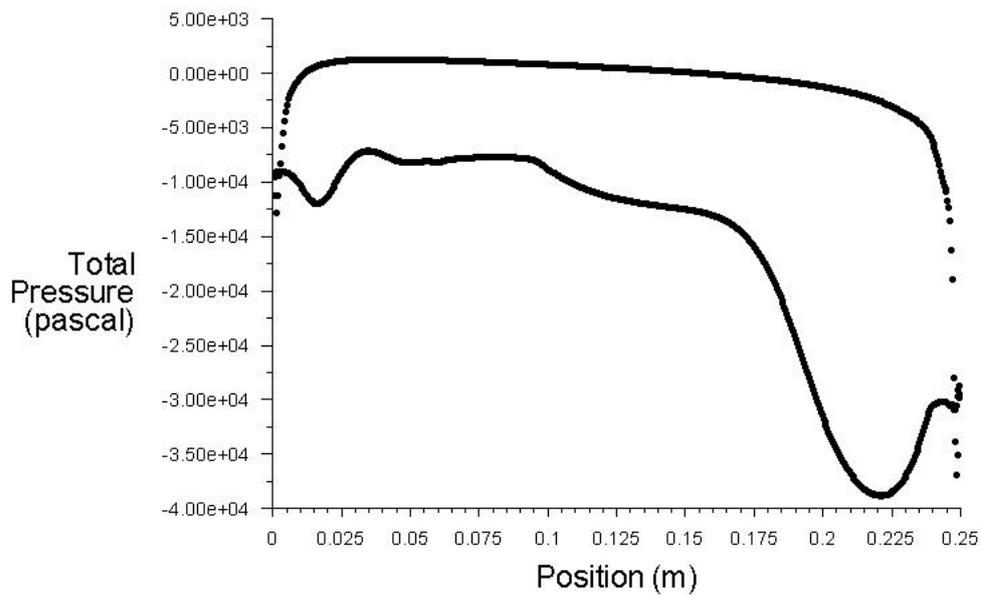


Figura 7.12. Distribución de presiones en las superficies superior e inferior del perfil aerodinámico.

Esta carga, de manera aproximada, será la que se incorpore en el software de simulación ANSYS. Debido a la gran diferencia de distribución de presiones generada entre las partes superior e inferior del perfil (tomando como puntos de separación el borde de ataque y el borde de salida) se aplicarán dos cargas externas en forma de presión, una en la superficie superior y la otra en la superficie inferior.

La carga aplicada a la superficie superior será distribuida, ya que como se puede ver en la Figura 7.12, la distribución de presiones en esta zona se asemeja mucho a una de valor constante en toda su aplicación. El valor de esta carga corresponderá a -700 Pa , siendo el signo negativo debido a que se trata de una presión inferior a la atmosférica.

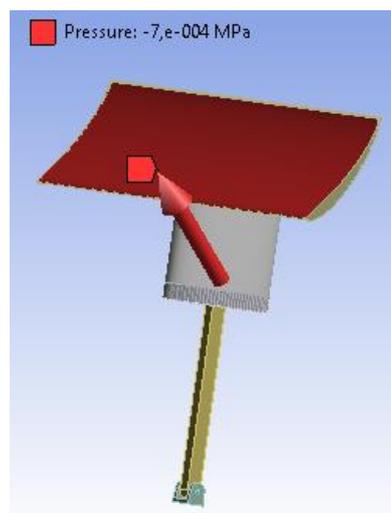


Figura 7.13. Carga de presión distribuida sobre la superficie superior del perfil.

Este fenómeno puede parecer contraintuitivo a primera vista, ya que una presión negativa en la zona superior del perfil aerodinámico generará una fuerza sobre esta superficie de succión y, por lo tanto, producirá una sustentación positiva, contraria al objetivo de este elemento. Sin embargo, el aire que circula por esta zona fluye a una velocidad mayor que el flujo sin perturbar debido a la gran curvatura del perfil aerodinámico, por lo que el valor negativo de presión es coherente. La interpretación de la fuerza de sustentación positiva que esto generaría sería correcta si solo se tuviese en cuenta esta zona superior, pero si al contar con la zona inferior se descubre una distribución de presiones en esta zona de valor medio más bajo que el de la zona superior la fuerza neta generada sería de sustentación negativa, es decir, de *downforce*, cumpliendo por lo tanto el objetivo del sistema aerodinámico.

Como se puede apreciar en la Figura 7.12, la distribución de presiones en la zona inferior se asemeja más a una carga triangular, partiendo en el borde de ataque de una presión atmosférica hasta llegar a un valor mínimo cerca del borde de salida cercano a -39000 Pa. Esto significa que la presión neta de la parte inferior es mucho menor que la de la parte superior del perfil, generando por tanto *downforce* y validando los resultados obtenidos por las demás simulaciones computacionales llevadas a cabo en el apartado Simulación computacional de [1].

En el modelo de ANSYS esta carga se representará como una presión definida por una tabla, la cual solo contará con dos valores: el inicial (correspondiente al borde de ataque) y el final (correspondiente al borde de salida). La variable independiente en esta tabla, es decir, la variable respecto la que varía la presión, se ha determinado como la posición absoluta en el eje X (longitudinal del vehículo), la cual se toma respecto el origen de coordenadas del ensamblaje importado y, por lo tanto, no corresponde a ninguna distancia ni longitud real en el vehículo. Los valores de posición en X se han obtenido de manera experimental dentro de ANSYS, buscando las coordenadas de los bordes de ataque y salida. Los valores incorporados en la tabla son los siguientes:

<i>Posición X (mm)</i>	<i>Presión (Pa)</i>
-150	0
-6,63	-39000

Tabla 7.5. Tabla de valores para la carga triangular de la superficie inferior del perfil.

Las distribuciones de presiones obtenidas mediante simulaciones CFD representan como variable independiente la posición tomando como eje local el vector que une el borde de ataque y el borde de salida. La implementación en ANSYS, sin embargo, se ha llevado a cabo tomando un eje de referencia absoluto, inclinado -55° respecto dicho vector entre los bordes de ataque. Al tratarse de una distribución triangular y, en ambos casos, representarse posiciones absolutas, no se incurre en ningún

tipo de error de conversión, correspondiendo cada punto estudiado a su análogo en cuanto a presiones se refiere.

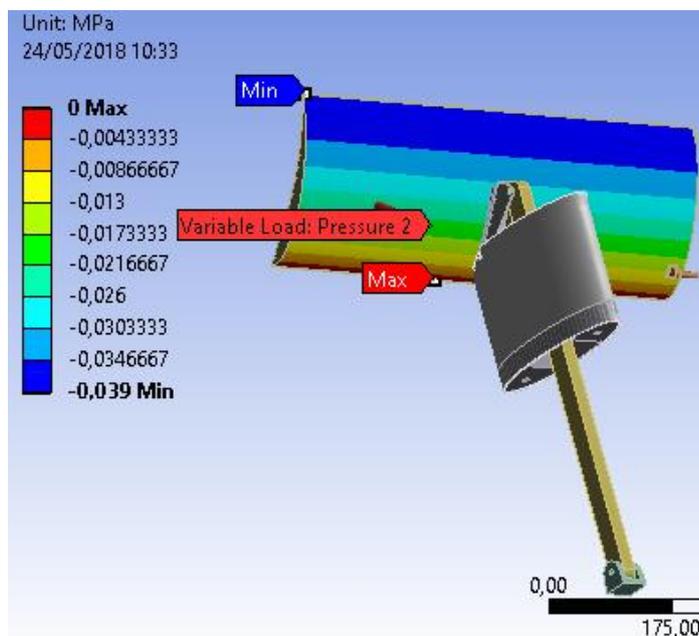


Figura 7.14. Carga de presión triangular sobre la superficie inferior del perfil.

Con las cargas aplicadas en las superficies superior e inferior del perfil se pasará a designar las condiciones de contorno que definirán los grados de libertad del modelo. ANSYS incorpora dos modos de interacción entre elementos dentro de un mismo ensamblaje: contactos (*contacts*) y uniones (*joints*). El primer tipo es designado de manera automática cuando se detecta una distancia entre elementos inferior a una tolerancia muy pequeña, y es utilizado principalmente para piezas que tienen superficies en contacto tales como las utilizadas en uniones atornilladas o soldadas. El segundo tipo, uniones, permite mucha más flexibilidad al añadir más opciones con distintos grados de libertad entre elementos o entre elemento y bancada. Además, existen uniones fijas equivalentes a algunos contactos, por lo que para la implementación de este proyecto se utilizarán uniones para la totalidad de condiciones de contorno.

Según la cantidad de grados de libertad que se permite cada unión, se necesitarán principalmente dos tipos distintos: uno que no permita ningún grado de libertad, ni de traslación ni de rotación, para modelar las uniones fijas tales como adhesiones entre elementos de material compuesto o soldadura entre piezas metálicas; y otro tipo de unión que permita la rotación en un solo eje, bloqueando todos los demás grados de libertad, la cual se utilizará para elementos de rotación.

El primer tipo de unión se consigue con la *joint* de tipo *fixed*, y se puede aplicar tanto en modo de interacción entre cuerpos como en modo de interacción cuerpo bancada. Esta unión se utilizará en los casos especificados a continuación:

- Unión permanente entre la base del anclaje al chasis y el propio chasis: este elemento, que conecta el actuador lineal con el chasis y transmite toda la fuerza a la estructura del vehículo, es una unión soldada, por lo que la condición de fijación es totalmente representativa.
- Unión permanente entre los dos sólidos diferentes generados en el módulo ACP que conforman el soporte: como se ha explicado previamente, para asegurar la unión entre las distintas extrusiones del módulo ACP se ha decidido crear dos sólidos diferentes y unirlos con una condición de contorno en sus superficies de contacto; esta condición es específica del tipo de implementación llevado a cabo en este proyecto, y no representa ninguna unión entre elementos en la realidad ya que se utiliza entre partes de una misma pieza.

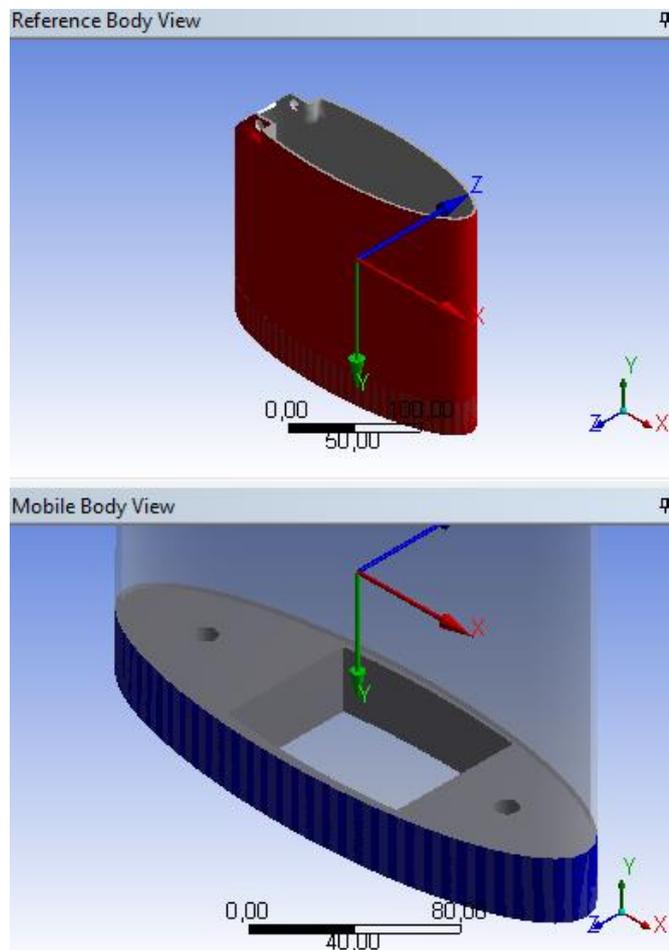


Figura 7.15. Unión *fixed* entre los sólidos generados en ACP.

- Unión entre el soporte y la superficie del vehículo: los soportes de fibra de carbono se ven anclados a la superficie del vehículo mediante varios tornillos, por lo que se ha optado por

aplicar la condición de *fixed* respecto la bancada a los dos elementos (unidos en el punto anterior) que conforman el soporte en sus superficies inferiores.

- Unión permanente entre el perfil aerodinámico y los elementos de material compuesto de base para uniones: estos elementos, el material de los cuales ha sido aplicado sin la necesidad del módulo ACP, van unidos de manera adhesiva al perfil aerodinámico, que sí que proviene de este módulo, por lo que la unión de tipo *fixed* es la más adecuada.

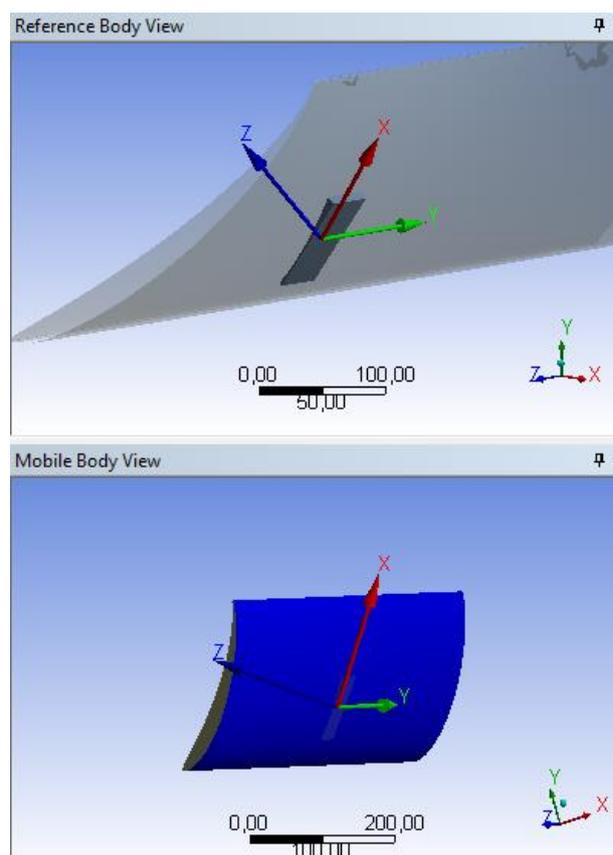


Figura 7.16. Unión *fixed* entre los elementos de material compuesto.

- Unión entre los elementos de material compuesto de base para uniones y los propios elementos de unión: los elementos fijados en el punto anterior también se encuentran pegados mediante adhesivo a las piezas metálicas de unión, como son el *rocker* y la unión con la parte fija central.

El segundo tipo de unión mencionado, el cual permite la rotación en solo uno de los ejes, se consigue implementar mediante las *joints* llamadas *revolute*. Estas uniones, al igual que las *fixed*, también permiten su uso entre dos sólidos o entre sólido y bancada; si se aplica entre sólidos, estas *joints* relacionan dos conjuntos de caras o vértices. Cuando se realiza la selección de geometría, ANSYS

analiza esta en busca de cilindros o círculos para fijar el grado de libertad como la rotación en el eje longitudinal de estos. Se utilizarán *revolutes* en los siguientes casos:

- Unión entre el anclaje al chasis y la zona inferior del actuador lineal: esta unión permite el movimiento de rotación sobre el eje Y del vehículo, y al disponer de caras cilíndricas ambos sólidos ANSYS es capaz de detectar el grado de libertad de manera automática.
- Unión entre la zona superior del actuador lineal y el *rocker*: al igual que la anterior, permite la rotación en el eje transversal del vehículo.
- Unión entre el *rocker* y el soporte: también permite la rotación sobre Y, esta vez entre el eje fijo del balancín y el propio soporte de fibra de carbono.

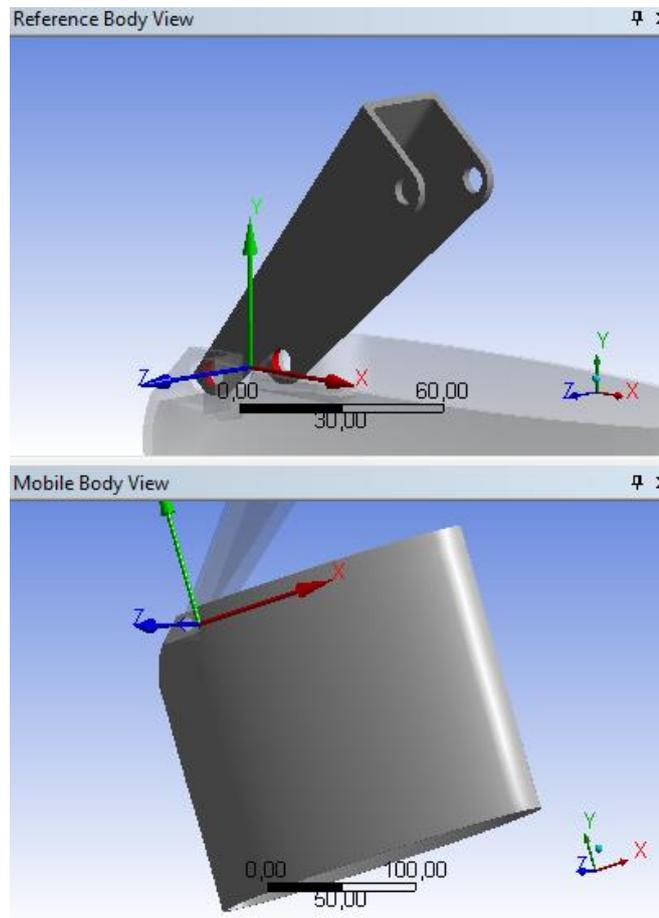


Figura 7.17. Unión *revolute* entre el *rocker* y el soporte.

- Unión entre el elemento de fijación a la zona central fija y la bancada: al haber eliminado la zona central fija, es necesario aplicar esta condición de contorno que simula la interacción con el eje externo que hace de soporte entre el flap y la zona fija del perfil, siendo la rotación sobre el eje transversal del vehículo como en los casos anteriores.

Con esto se finaliza la aplicación de condiciones de contorno y cargas, dejando el modelo computacional listo para comportarse de manera equivalente a su análogo en el mundo real.

7.4. Características del modelo FEM

7.4.1. Mallado

La estructura a analizar está dividida en múltiples partes, pero se distinguen dos grupos fundamentales: piezas generadas mediante el módulo ACP (alerón y su soporte) y piezas generadas en el módulo *Mechanical*. Ambas partes se han mallado por separado y con unas restricciones diferentes debido a las distintas características y propiedades que estos presentan.

El objetivo es mallar toda la estructura con mayoría de elementos hexaédricos de 2º orden ya que es el elemento que mejor aproxima la discretización a la realidad. Este aspecto se puede configurar mediante la opción *Quadrilateral Dominant* en el módulo ACP y su análoga en *3D Hex Dominant* en el módulo *Mechanical*. Como se ha observado anteriormente, el módulo ACP define inicialmente una superficie para darle posteriormente un determinado espesor, discretizándose el medio cuando la geometría todavía es 2D.

Cabe remarcar que estas opciones no mallan la totalidad de la estructura con hexaedros sino solo la mayoría, ya que existen zonas con geometrías más complejas que lo imposibilitan. El mallador de ANSYS utiliza para estas áreas elementos tetraédricos de 2º orden, los cuales presentan una convergencia inferior a los hexaédricos, pero permiten cubrir con mayor precisión la geometría a estudiar.

En cuanto a las piezas del módulo ACP no ha habido ningún problema con el método de mallado propuesto inicialmente, pero con algunos cuerpos del módulo *Mechanical* han surgido inconvenientes. Debido al bajo espesor que posee la estructura en muchas zonas, el software avisa de que la ratio volumen normalizado-área de la geometría es demasiado pequeña, por lo que la malla resultante presentará un pobre porcentaje de elementos hexaédricos o, en su defecto, una muy baja calidad.

Para conseguir una mejor discretización, se han mallado los cuerpos del módulo *Mechanical* mediante el método automático o *Automatic Method*. Mirando en la ayuda de ANSYS, este método busca sólidos con una topología de barrido para aplicar una *Sweepable Mesh* y, si no es posible, utiliza elementos tetraédricos de 2º orden. Si la primera opción es posible, escoge 2 caras del sólido topológicamente opuestas, malla las 2 superficies y luego genera elementos hexaédricos entre ambas. Para ver si la geometría contiene algún sólido que pueda ser mallado por barrido se utiliza la opción *Mesh – Show –*

Sweepable Bodies. Clicando en esta opción se resaltan todas las entidades gráficas en pantalla, por lo que se concluye que este método es aplicable.

Ha sido necesario regular el mallado del cuerpo del alerón debido a que este se genera a partir de la extrusión de una superficie y a que su geometría presenta unos cambios muy bruscos en la cabeza y la cola del perfil. Para solucionar este problema se ha impuesto un tamaño de elemento en las aristas de la cola y la cabeza de 1 mm, aumentando así la precisión en esas zonas difíciles de discretizar. En la Figura 7.18 se puede observar como el hecho de no imponer el tamaño de elemento mencionado genera una zona puntiaguda que no representa la realidad y que puede falsear los resultados obtenidos actuando como una zona de acumulación de tensiones. A este suceso se le llama singularidad.

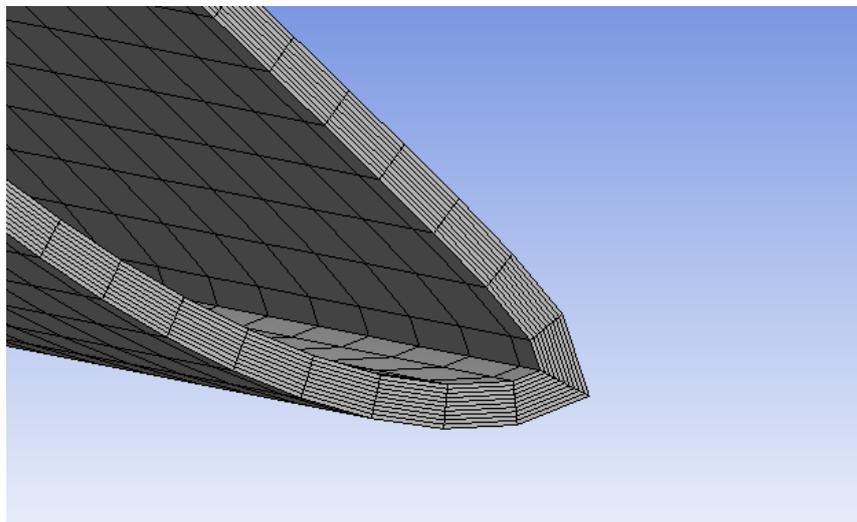


Figura 7.18. Vista de sección de la malla del alerón sin la restricción de tamaño en sus aristas.

Este mismo procedimiento se ha aplicado en los agujeros del soporte de la fibra, ya que, si la calidad del mallado no es suficiente en esa zona, el agujero circular se convierte en uno de sección poligonal, lo cual imposibilita añadir la restricción de concetricidad con los agujeros del *rocker*.

7.4.2. Convergencia

Una vez se ha mallado el conjunto, se ha llevado a cabo un estudio de convergencia del mismo, variando el tamaño de elemento y mirando cómo se modificaba el valor máximo de *Total Deformation*, apuntando para cada iteración los datos más significativos de la malla. Cabe destacar que es habitual utilizar también en este proceso el parámetro de *Equivalent Stress VM*, pero debido a que no es un criterio de fallo apto para materiales compuestos o anisotrópicos no ha sido posible.

En la Tabla 7.6 se han expresado el tamaño de los elementos, el número de ellos, el número de nodos y los grados de libertad, además de la información indicada anteriormente. Los datos obtenidos son los siguientes:

CONVERGENCIA DE RESULTADOS				
Tamaño Elemento (mm)	Nº Elementos	Nodos	GDL	Max Total Deformation [m]
30	165060	185155	555465	0,0010993
20	246459	275428	826284	0,0011193
15	255606	286678	860034	0,001124
10	281887	319476	958428	0,001127
7,5	328263	375895	1127685	0,001124
5	445526	518623	1555869	0,001129

Tabla 7.6. Convergencia de resultados.

Se ha graficado la *Total Deformation* respecto al número de grados de libertad de la estructura, calculando este como el número de nodos por 3, ya que al ser un problema tridimensional cada nodo puede sufrir desplazamientos en las 3 direcciones (X, Y, Z).

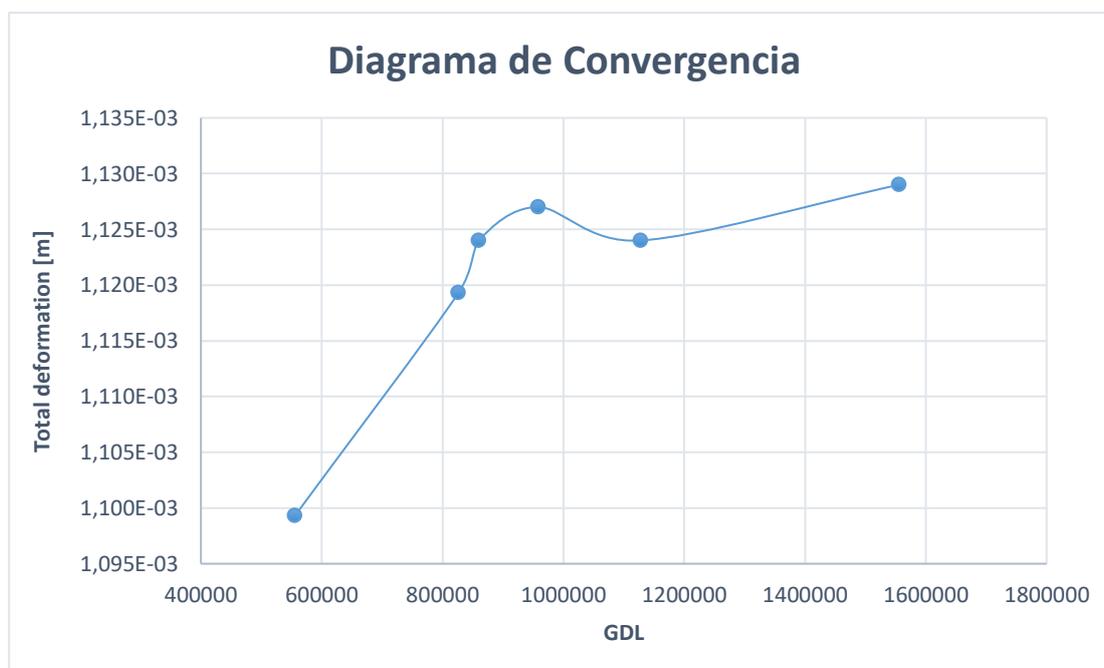


Figura 7.19. Diagrama de convergencia *Total Deformation*.

Los resultados consiguen converger y estabilizarse una vez superado el millón de grados de libertad. Sin embargo, el diagrama sufre una pequeña alteración de su recorrido teórico en algunas iteraciones. Las posibles causas de que el comportamiento de la convergencia de resultados se desvíe ligeramente de un comportamiento logarítmico es el hecho de que la estructura está compuesta de dos partes malladas en módulos diferentes. Esto se observa claramente en el módulo ACP, donde la metodología de mallado es la discretización de una superficie seguido de la extrusión de esta. Adicionalmente, ha habido restricciones de tamaño de elemento en aristas en los cambios bruscos de geometría, además del uso de diferentes métodos de mallado. No obstante, esto no impide que los resultados converjan correctamente.

Finalmente, la malla obtenida una vez finalizada la convergencia es la siguiente:

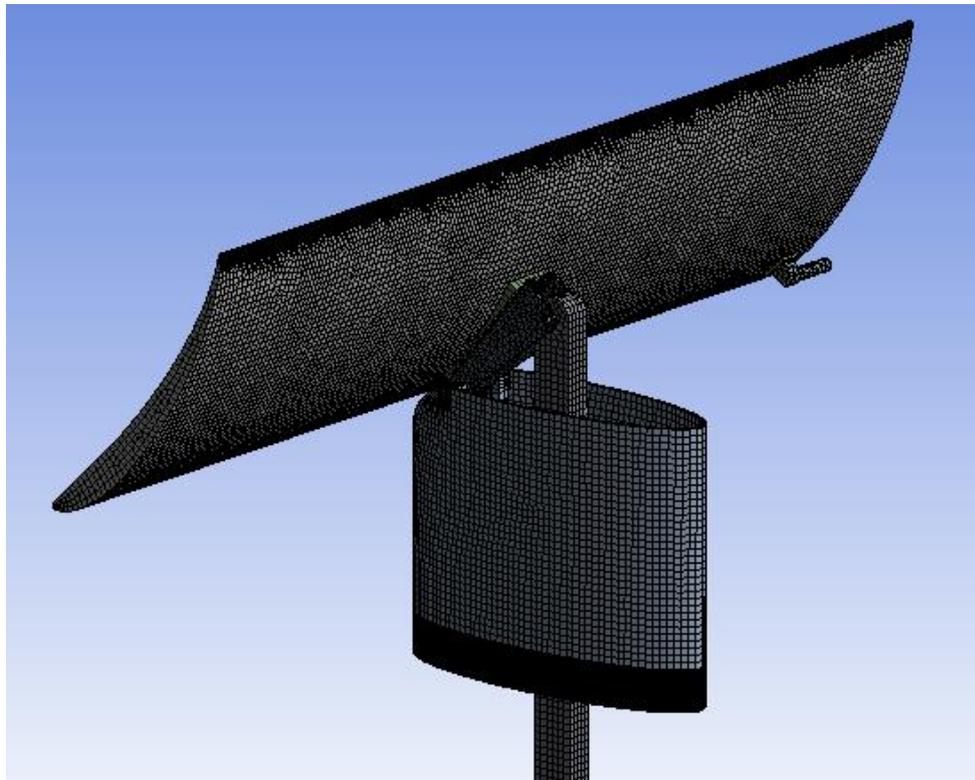


Figura 7.20. Malla de la estructura.

7.5. Características de los elementos finitos usados

7.5.1. Calidad de la malla

Para poder determinar el grado de calidad del mallado existen diferentes criterios:

- *Element Quality*
- *Aspect Ratio*
- *Jacobian Ratio*
- *Warping Factor*
- *Parallel Deviation*
- *Maximum Corner Angle*
- *Skewness*
- *Orthogonal Quality*

En este caso se ha aplicado el criterio de *Element Quality*, uno de los más utilizados para determinar la calidad de mallas destinadas al cálculo estructural. Su rango de valores va de 0 a 1, donde 1 sería el valor adquirido por un elemento perfecto (equilátero o equiángulo).

Este criterio se basa en la proporción entre el área y el cuadrado de la suma de la longitud de las aristas en 2D, o el volumen y la raíz cuadrada del cubo de la suma de los cuadrados de la longitud de las aristas en 3D.

$$\text{En 2D:} \quad \text{Quality} = C \left(\frac{\text{area}}{(\sum \text{EdgeLength})^2} \right) \quad (\text{Ec. 7.1})$$

$$\text{En 3D:} \quad \text{Quality} = C \left(\frac{\text{volume}}{\sqrt{(\sum (\text{EdgeLength}^2))^3}} \right) \quad (\text{Ec. 7.2})$$

Donde C es una constante que toma los siguientes valores en función del tipo de elemento:

Elemento	C
Triángulo	6,92820323
Cuadrilátero	4,0
Tetraedro	124,70765802
Hexágono	41,56921938
Pirámide	96

Tabla 7.7. Valor de C en función del tipo de elemento.

El análisis de este parámetro se ha llevado a cabo por separado en los módulos ACP y *Mechanical*.

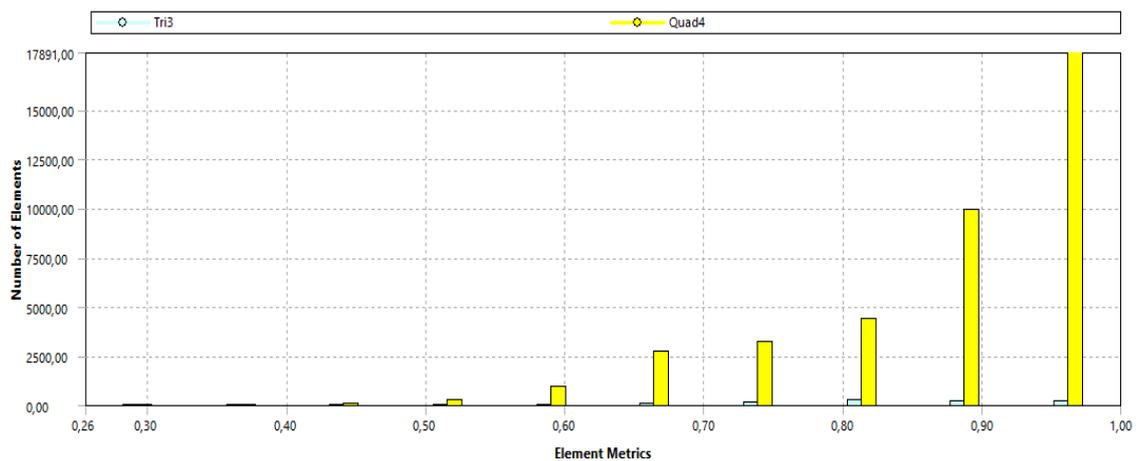


Figura 7.21. Calidad de los elementos de la malla en ACP según el criterio *Element Quality*.

En el módulo ACP la calidad de los elementos tiene valores muy altos superando la mayoría el 0,75 de *Quality*, por lo que la discretización se ha realizado correctamente. Todos ellos son en 2D ya que, como se ha mencionado antes, el mallado en ACP se realiza sobre una superficie para luego ser extruida posteriormente. Además, predominan los cuadriláteros sobre los triángulos debido al método de *Quadrilateral Dominant* impuesto anteriormente.

Los elementos con menor calidad se sitúan en la cabeza y la cola del alerón. Estas zonas presentan un cambio tan brusco de geometría que, pese a tener impuesto un tamaño de elemento en la arista de 1 mm, su calidad es inferior a la media.

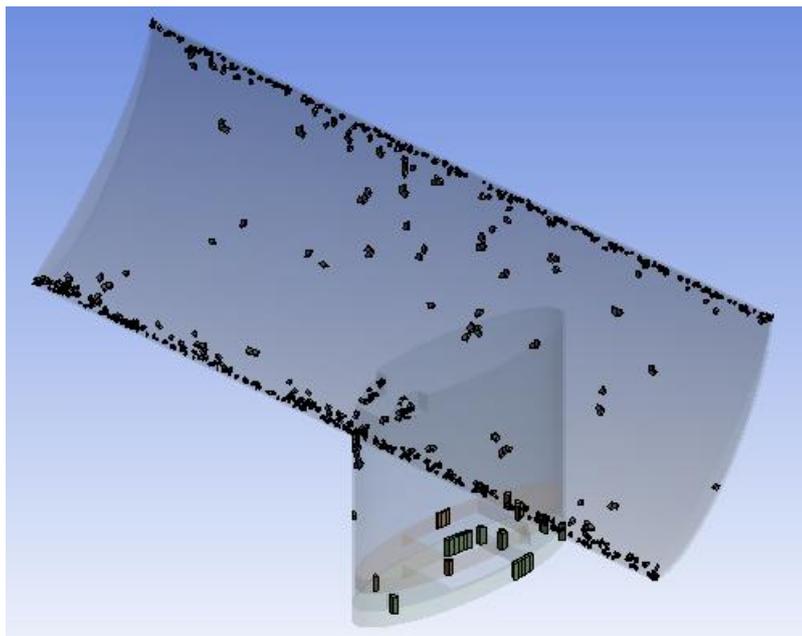


Figura 7.22. Localización de los elementos cuadriláteros con un valor de *Quality* inferior a 0,5.

En cuanto a las piezas generadas en *Mechanical* el valor de calidad tiene una clara tendencia hacia la unidad, por lo que se considera que el mallado es bueno. Además, aproximadamente una tercera parte de los elementos tienen una calidad excelente cercana a 1.

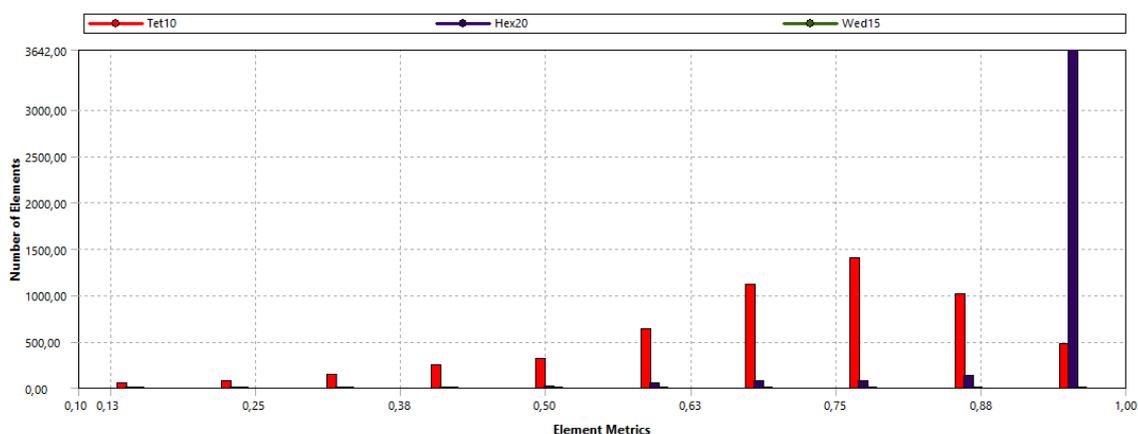


Figura 7.23 Calidad de los elementos de la malla en *Mechanical* según el criterio *Element Quality*.

Analizando en más profundidad, se observan mayoritariamente 2 elementos: hexaedros y tetraedros. La calidad de la mayoría de elementos hexaédricos es muy cercana a la unidad, mientras que la de los tetraédricos presenta una distribución normal entorno al valor de 0,75. Esta gran diferencia tanto en valor como en distribución es debido a lo comentado anteriormente: los hexaedros mallan gran parte de la geometría excepto aquellas zonas de mayor complejidad, en las cuales los tetraedros se

desenvuelven mejor. Es por ello que su calidad es inferior y más variada. El hecho de que la calidad de todos los hexaedros sea tan elevada se debe a la definición del método utilizado *Automatic Method*.

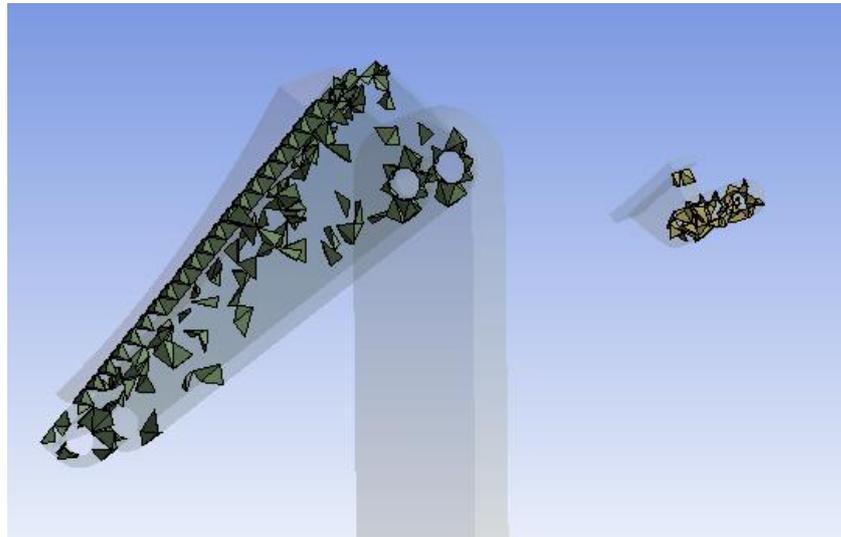


Figura 7.24. Localización de los elementos tetraédricos con un valor de *Quality* inferior a 0,5.

Si se aplica el criterio de *Element Quality* sobre el mallado de la estructura total sucede algo sorprendente, y es que la calidad es muy inferior a la mostrada anteriormente.

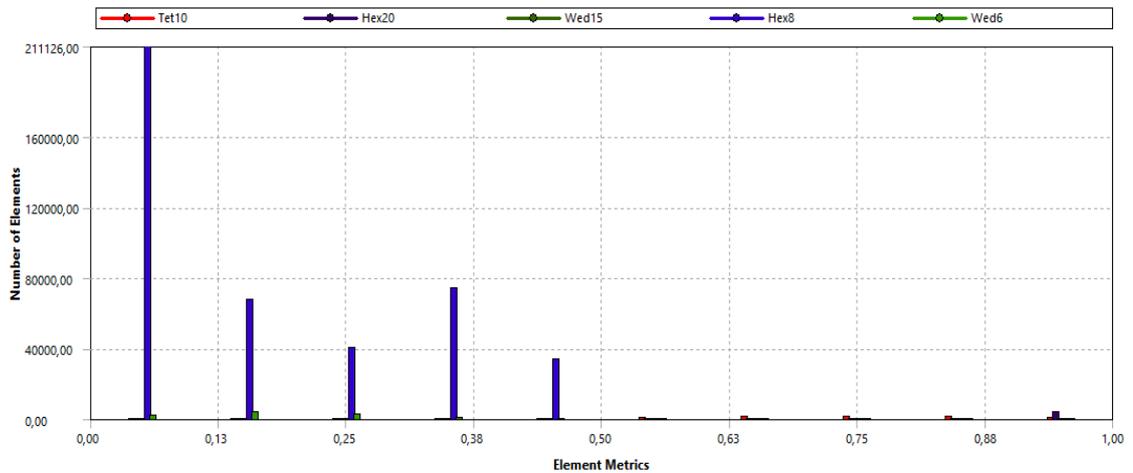


Figura 7.25. Calidad de los elementos de la malla en *Static Structural* según el criterio *Element Quality*.

Esta gran diferencia se debe principalmente al módulo ACP. En esa parte la calidad del mallado se analizaba sobre la superficie (2D), mientras que esta última ha sido posterior a la extrusión de la lámina (3D). Como el criterio utilizado de *Element Quality* compara el elemento a su ideal equilátero o equiángulo, en 2D utiliza de referencia un cuadrado, lo cual da valores lógicos de calidad. La problemática surge en 3D, ya que el módulo ACP ha extruido los elementos de la superficie inicial la profundidad especificada en el *Setup* (10 capas de 0,25 mm en nuestro caso), la cual no tiene por qué

coincidir con el lado del elemento superficial. Como el tamaño del elemento especificado para ese cuerpo está lejos de los 0,25 mm de espesor de lámina, los elementos hexaédricos obtenidos no se acercan a sus homólogos ideales. Es por ello que se obtienen unos valores de calidad poco representativos del conjunto. Por esta razón se ha analizado la calidad del mallado en los dos módulos comentados por separado.

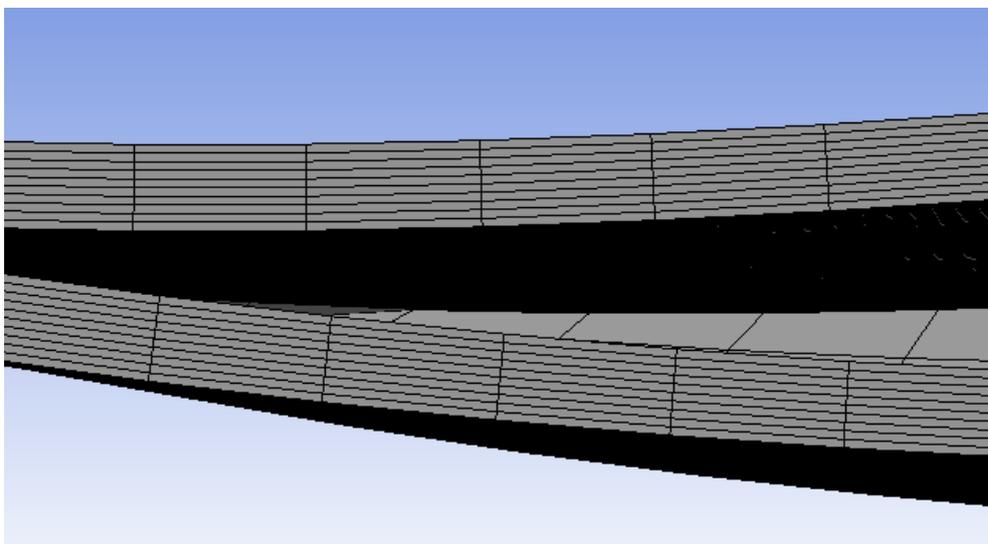


Figura 7.26. Vista de sección del mallado por capas del alerón.

7.5.2. Tipos de elementos utilizados

Buscando en el apartado *Solution information* de ANSYS se encuentra información sobre las decisiones tomadas a la hora de mallar y los tipos de elementos por los que se ha optado. Para el caso de estudio, los elementos que el software ha elegido son SOLID186, SOLID187 y SOLID185.

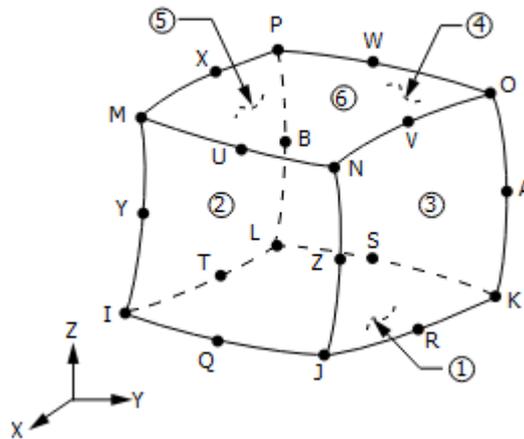


Figura 7.27. Geometría del elemento SOLID186.

SOLID186 es un elemento hexaédrico de 2º orden con comportamiento cuadrático. Posee 20 nodos, cada uno de ellos con 3 grados de libertad: translaciones en los 3 ejes. El elemento presenta plasticidad, hiperelasticidad, fluencia, rigidez tensional, gran desviación y grandes capacidades de deformación. También consta de una capacidad de formulación mixta para simular deformaciones de materiales elastoplásticos casi incompresibles y materiales hiperelásticos totalmente incompresibles.

Como datos de entrada, acepta propiedades del material sea este isotrópico o anisotrópico. Las cargas están descritas en los nodos y respecto al sistema de referencia del elemento mostrado en la Figura 7.26. Las cargas distribuidas o presiones son aplicadas en las caras, considerando positivas aquellas que causen compresión.

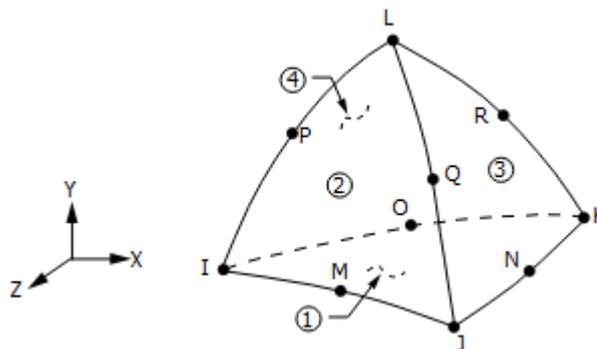


Figura 7.28. Geometría del elemento SOLID187.

SOLID187 presenta unas prestaciones muy similares al SOLID186. Las principales diferencias son que este elemento es tetraédrico de 2º orden, también con comportamiento cuadrático, y sirve para rellenar geometrías irregulares. Posee 10 nodos, cada uno de ellos con los mismos 3 grados de libertad que el SOLID186.

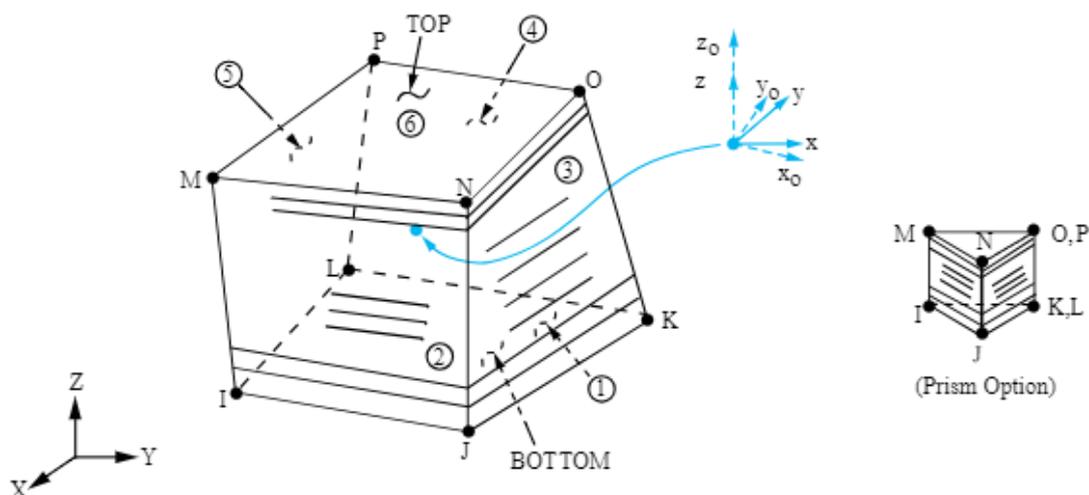


Figura 7.29. Geometría del elemento SOLID185 estructurado por capas.

SOLID185 presenta dos formas posibles: estructurado homogéneo y estructurado por capas. En este caso aparece en la segunda forma, la cual sirve para modelizar sólidos compuestos por capas o láminas. En general posee 8 nodos, cada uno con los mismos 3 grados de libertad que SOLID186 y SOLID187, y presenta las mismas prestaciones físicas que estos. No obstante, posee propiedades adicionales.

La información de entrada, aparte de ser nodal, también incluye propiedades anisotrópicas del material, cuyas direcciones están basadas en el sistema de coordenadas del elemento. Este sistema de coordenadas sigue a convención donde el eje z es normal a la superficie de la lámina, aunque puede ser modificando estableciendo un nuevo sistema de coordenadas local para el componente.

Las especificaciones del material compuesto que se le especifican al elemento SOLID185 estructurado por capas son el espesor de capa, el material, la orientación de las fibras y los diferentes puntos de integración a lo largo del espesor de la capa.

Como se ha visto en los fundamentos teóricos del método de elementos finitos, la base teórica sobre la que se utilizan estos elementos es común a todos los problemas de este tipo: se simplifica la realidad continua dividiéndola en elementos discretos; se toman puntos de control dentro de este elemento discreto para calcular todas las características en ellos (nodos); y se interpola un campo continuo a partir de los valores de los nodos, obteniendo así una aproximación en todo el elemento y, por tanto, en todo el modelo.

En el caso particular del tetraedro de segundo orden, al contar con 10 nodos se obtendrá primero de todo el vector de desplazamientos nodales (que contará con 30 componentes, 3 por cada nodo), utilizando para ello la matriz de rigidez (de dimensiones 30x30) y las cargas externas de este elemento (vector de 30 componentes, fuerza en cada dirección para cada nodo). Con este vector se aproximará un campo de desplazamientos continuo a base de crear unas funciones auxiliares, llamadas funciones de forma. Estas funciones, tantas como nodos haya, toman un valor de 1 en el nodo asociado y 0 en todos los demás, por lo que la suma de todas las funciones de forma multiplicadas por los desplazamientos correspondientes dará un campo interior de desplazamientos capaz de obtener valores aproximados en cualquier punto del elemento.

Sabiendo las funciones de forma se puede obtener, a partir de diferentes derivadas en las distintas direcciones, la matriz de deformaciones, nexo de unión entre los desplazamientos nodales y las deformaciones (que tendrá 3 columnas por nodo y 6 filas). Devolverá, por tanto, el campo de deformaciones, un vector con 6 componentes.

Todos estos cálculos y matrices, las dimensiones de las cuales son específicas de este tipo de elemento ya que dependen del número de nodos, se llevan a cabo por parte del motor de ANSYS *Workbench* de manera inapreciable para el usuario: la única decisión tomada por este es el método de mallado (tetraédrico, hexaédrico, etc.). Es en estos casos en que se puede llegar a ver la gran utilidad aportada por los softwares de cálculo tales como ANSYS *Workbench*, capaces de resolver de manera eficaz cálculos de gran magnitud y de representar los resultados de manera clara y amena.

Considerando todo lo anterior, se puede confirmar que los tipos de elementos seleccionados son apropiados para el problema que se está tratando.

7.6. Resultados

Se ha postprocesado toda la información obtenida para así poder expresar aquella que tiene una mayor relevancia en el caso estudiado. Por ello, se ha considerado necesario el análisis de la *Total deformation*, así como de aquellos criterios que indican si se produce un fallo en la estructura.

Como criterios de fallo se ha utilizado Von Mises para las piezas hechas de materiales isotrópicos, y el criterio de Tsai-Wu para aquellas de materiales compuestos.

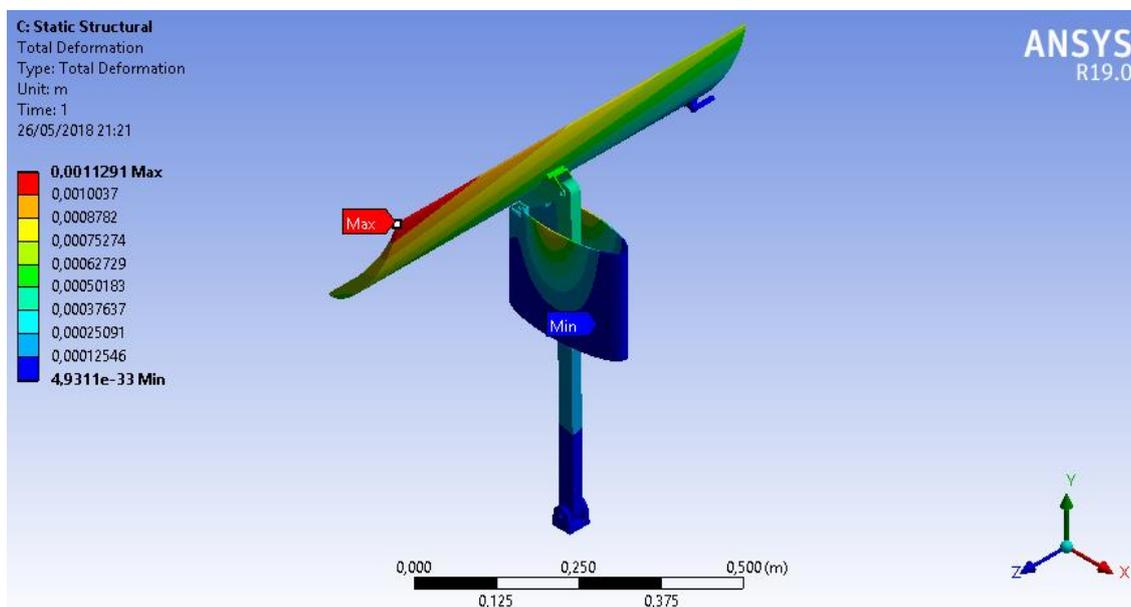


Figura 7.30. Total Deformation.

Mirando la Figura 7.30, se observa que las zonas más próximas a los apoyos fijos sufren menos desplazamientos y conforme aumenta la distancia estos van aumentando, algo lógico y normal, dándose el valor máximo en la esquina del alerón opuesta al eje externo que sirve de apoyo para evitar pandeo.

Esto era de esperar teniendo en cuenta que en esa zona se da la mayor sollicitación (la carga distribuida triangular en la cara inferior del perfil es máxima en la arista superior del alerón) y tiene la menor resistencia al ser la zona del perfil de menor grosor. Además, este desplazamiento máximo sucede en el lado opuesto al eje externo, el cual actúa como apoyo fijo. Se puede ver como los desplazamientos aumentan gradualmente conforme se alejan de esa zona.

El resto de zonas no tiene información significativa a destacar, no habiendo deformaciones superiores al milímetro, algo que indica que la estructura cumple los requerimientos establecidos inicialmente.

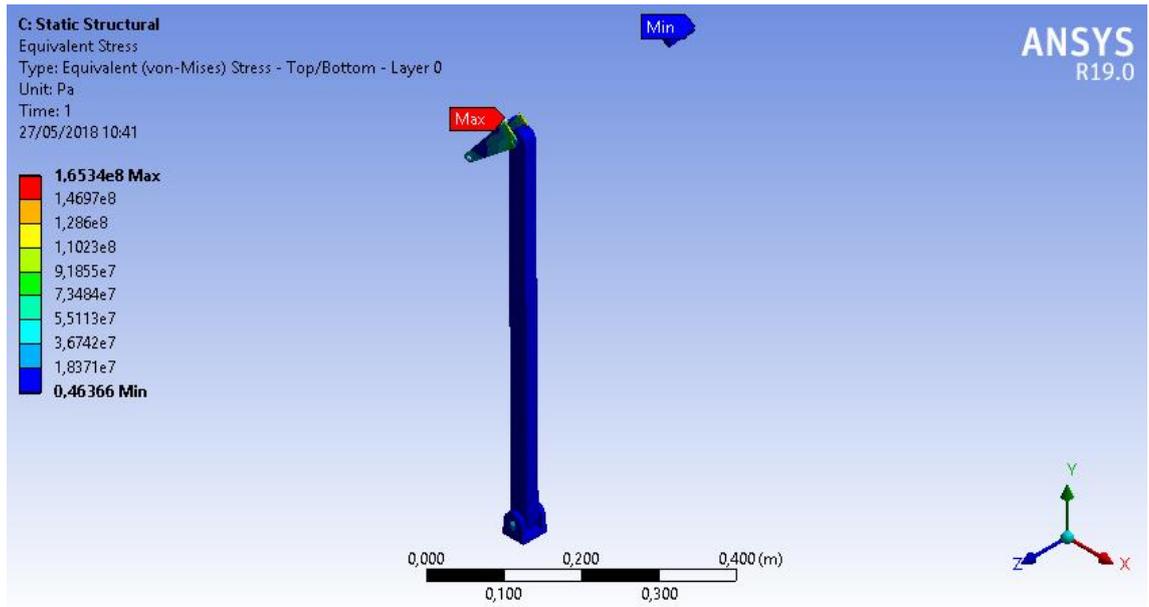


Figura 7.31. *Equivalent Stress VM.*

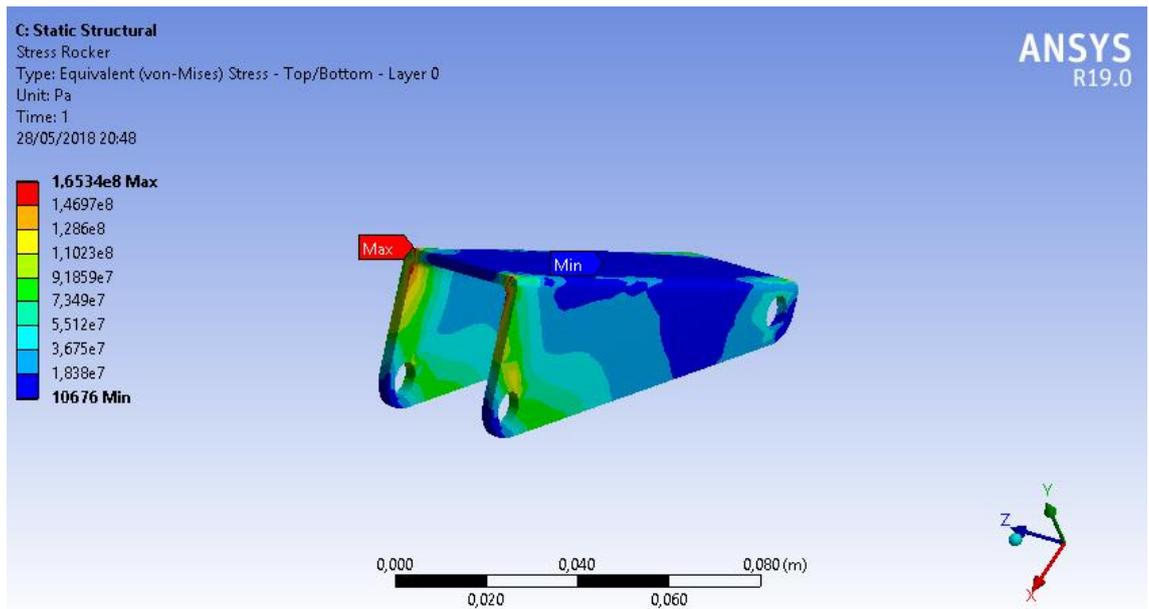


Figura 7.32. *Equivalent Stress VM en el rocker.*

La tensión equivalente de Von Mises permite pasar de un estado tensional de 3 dimensiones a uno unidimensional, para así poder comparar con las propiedades del material obtenidas de ensayos de tracción y ver en qué régimen está trabajando la estructura.

Se puede ver como las piezas objeto de estudio no presentan zonas excesivamente cargadas. El valor máximo sucede en las esquinas superiores del *rocker* en contacto con el alerón debido a su bajo espesor, a la curvatura, y a que la carga distribuida triangular tiene su valor máximo en la parte

superior. No obstante, pese a ser una sección crítica, su estado tensional uniaxial equivalente únicamente alcanza valores alrededor de 165 MPa. Mirando las propiedades del titanio, su límite elástico es de 930 MPa, con lo cual no se produce fallo. Además, esta zona crítica sufre tensiones mucho mayores al resto de la estructura, por lo que se concluye que las piezas hechas de materiales isotrópicos trabajan en régimen elástico y que no hay riesgo de fallo.

Viendo la enorme diferencia entre la tensión equivalente de Von Mises en el *rocker* y el límite elástico del titanio, se puede buscar un material cuyas prestaciones estén más cercanas a las solicitaciones de la pieza en este sistema. Por ello, se ha realizado otra iteración cambiando el material del *rocker* a aluminio, cuyo límite elástico es de 280 MPa.

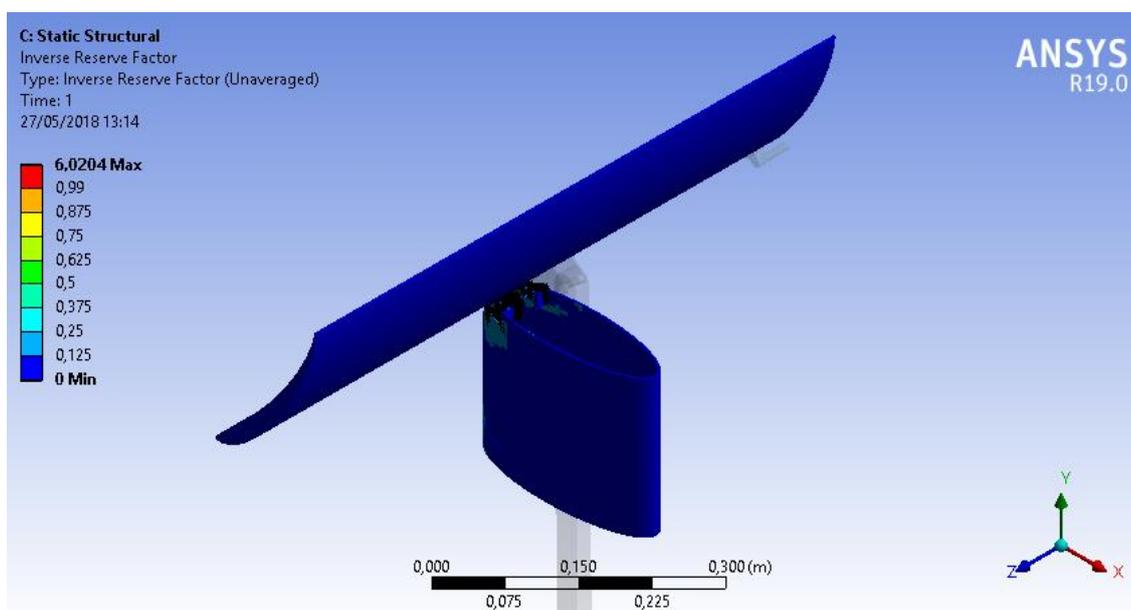


Figura 7.33. Criterio de Tsai-Wu. *Inverse Reserve Factor*.

Haciendo referencia a los materiales compuestos, mediante el criterio de fallo de Tsai-Wu se puede calcular si las piezas fibrosas sufren un fallo o no. ANSYS expresa esta información mediante el factor de seguridad inverso, el cual da muestra de la proporción entre la solicitación máxima y la solicitación crítica del material. Siguiendo esta definición, el factor de seguridad inverso debe ser inferior a la unidad, ya que la solicitación crítica del material siempre tiene que ser mayor a la máxima actual.

A partir de la Figura 7.33 se puede observar como las piezas hechas de fibra presentan unos coeficientes muy por debajo de la unidad. No obstante, la leyenda de ANSYS avisa de que existe un valor máximo de 6. Analizando en más profundidad, esta zona se encuentra en la capa media de una esquina del interior del soporte del alerón. Viendo que los elementos de las capas colindantes a esta zona no presentan unos coeficientes ni siquiera mayores a 0,5, este cambio tan brusco se debe a la geometría puntiaguda de la esquina y por lo tanto es una singularidad. Esta geometría no podría

rehacerse ya que es consecuencia de la generación del sólido mediante el módulo ACP. En la realidad se suavizaría con redondeos y demás operaciones de fabricación.

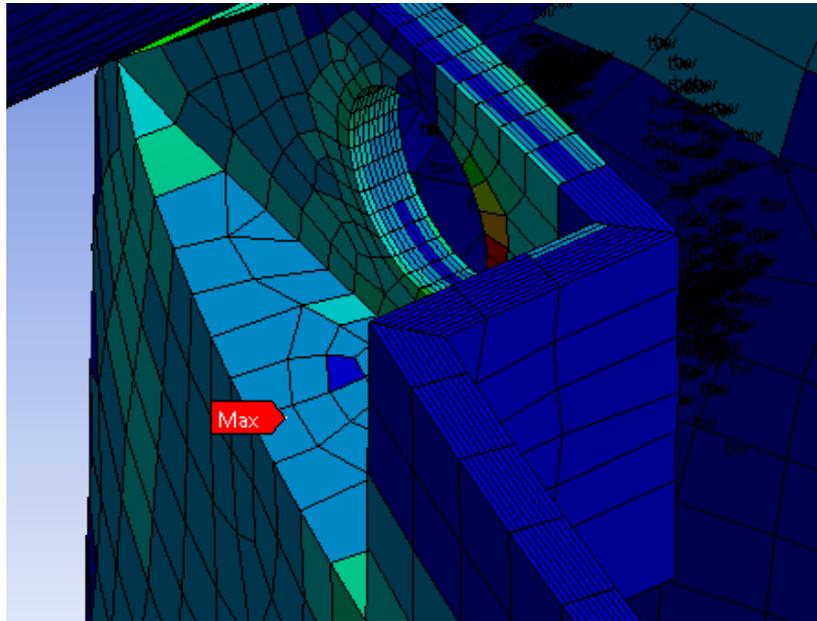


Figura 7.34. Singularidad en el criterio de Tsai-Wu. *Inverse Reserve Factor*.

No obstante, en la zona del agujero del soporte que conecta con el *rocker*, el coeficiente de seguridad inverso también supera la unidad. Esta zona sí que es crítica y no se corresponde a una singularidad. Por lo tanto, según el criterio de Tsai-Wu, la fibra no aguantaría en los alrededores del agujero. Además, existe otra zona donde se produciría fallo: el interior de la zona curva del soporte.

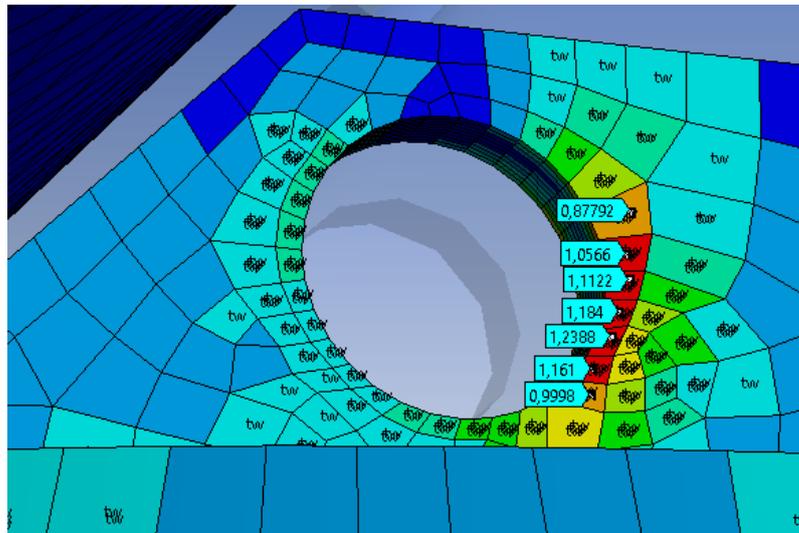


Figura 7.35. Criterio de Tsai-Wu en la zona crítica nº1. *Inverse Reserve Factor*.

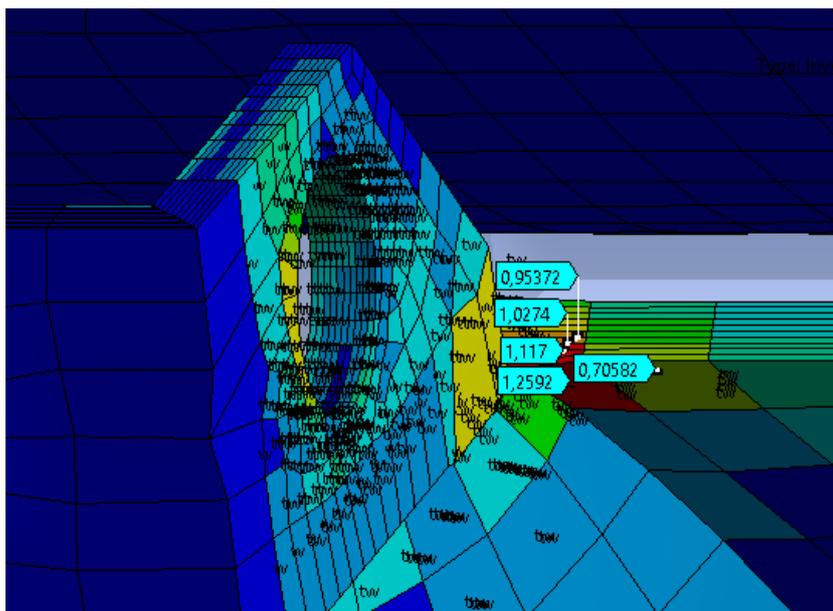


Figura 7.36. Criterio de Tsai-Wu en la zona crítica nº2. *Inverse Reserve Factor*.

Debido a la restricción de espacio que hay en esas áreas se ha decidido no modificar el diseño y por ello se ha cambiado el material. El objetivo es mantener el factor de seguridad inverso inferior a la unidad; esta condición necesaria no es suficiente ya que, como se ha comentado anteriormente, la carga impuesta en la estructura es para una velocidad de 75 m/s. Si el vehículo superara este límite la presión del aire en el alerón aumentaría, por lo que un coeficiente de 0,9 no garantizaría la integridad de la estructura. Por ello, buscando rebajar este factor de forma considerable se ha optado por un material compuesto de una fibra ortotrópica de altas prestaciones para aplicaciones de altas sollicitaciones, asegurando que la estructura no sufre ningún fallo. Finalmente se ha seleccionado la fibra *TorayCa T700S Prepreg*, un material externo a las librerías de ANSYS ya que los únicos compuestos existentes no mejoraban en gran medida las propiedades mecánicas de la fibra actual.

Realizar los dos cambios de material mencionados anteriormente (el material del *rocker* se cambia a aluminio y los materiales compuestos se modifican a fibra *TorayCa T700S Prepreg*) conlleva obtener unos resultados diferentes a los expresados anteriormente, pero no implica cambiar ningún parámetro del mallado ya que este una vez ha convergido es independiente de las condiciones de contorno del sistema y de los materiales. Algo muy diferente sería un cambio de geometría, pero como este no es el caso la malla permanece inalterada.

Expresando las gráficas anteriores con los nuevos materiales quedaría lo siguiente:

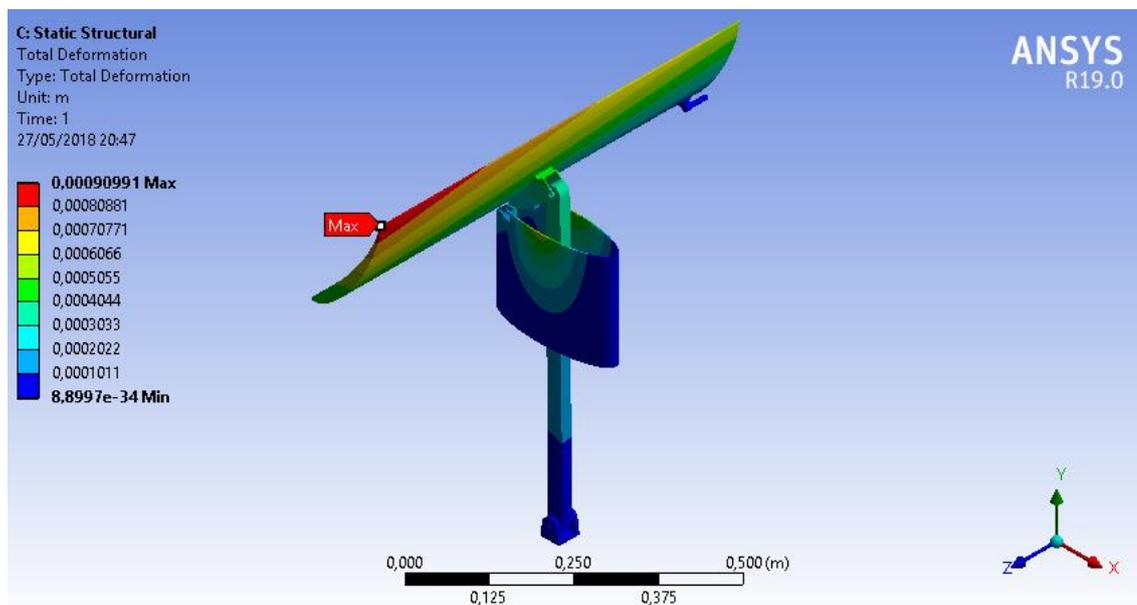


Figura 7.37. Total Deformation con cambio de materiales.

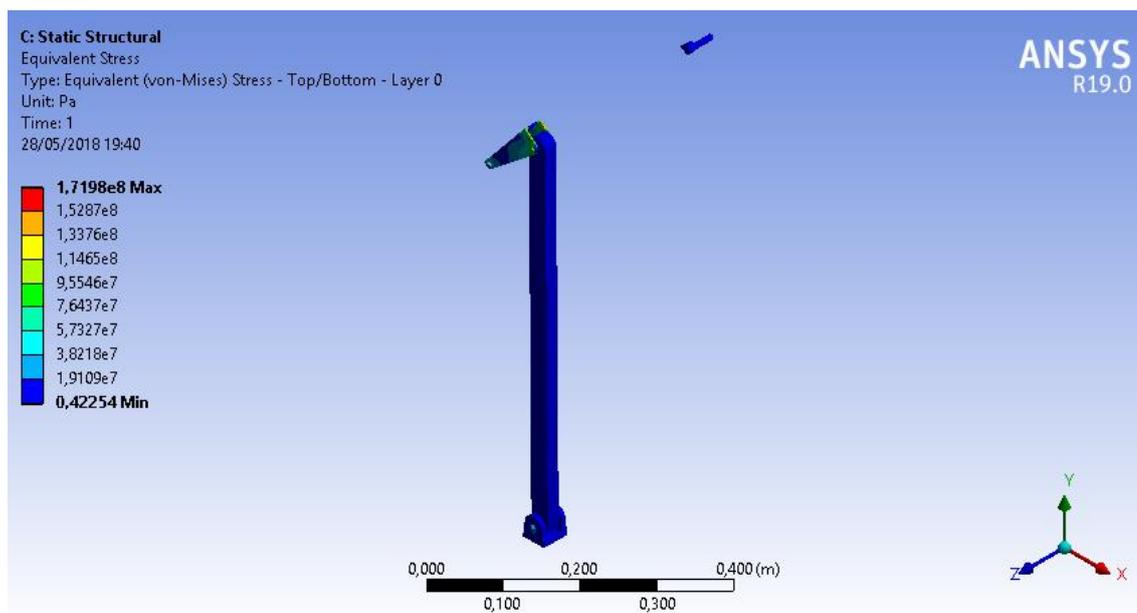


Figura 7.38. Equivalent Stress VM con cambio de materiales.

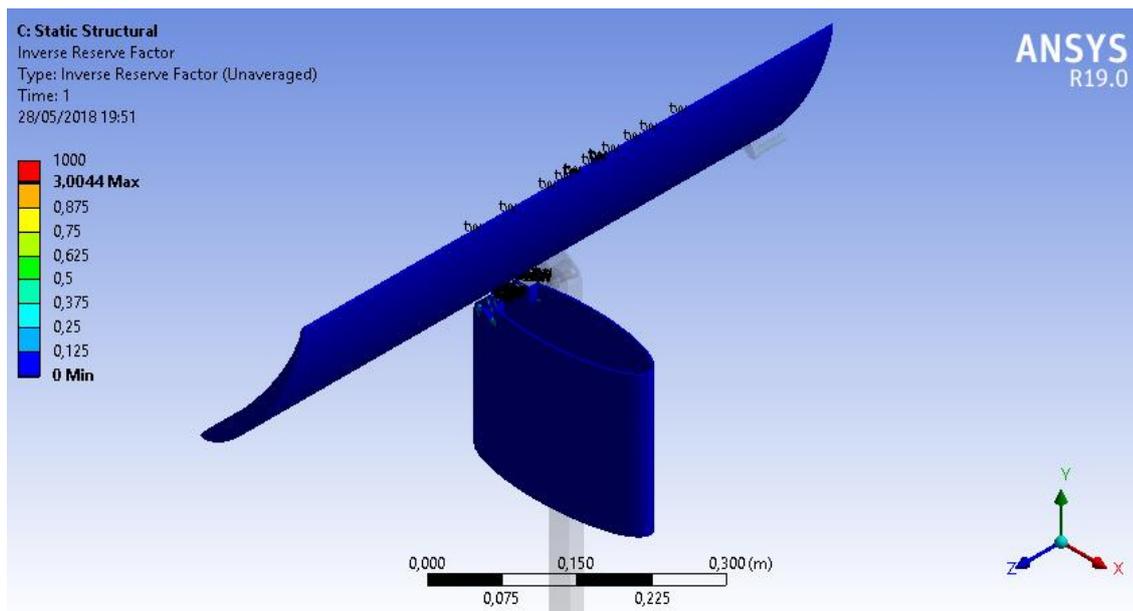


Figura 7.39. Criterio de Tsai-Wu con cambio de materiales. *Inverse Reserve Factor*.

Observando a nivel general, el rango de valores obtenido para cada parámetro, así como su distribución relativa a lo largo de la estructura no varían excesivamente del primer caso, tal y como era de esperar. Esta variación es debida a las diferentes propiedades mecánicas de los nuevos materiales, tales como módulo de Young, límite elástico a tracción, a compresión...

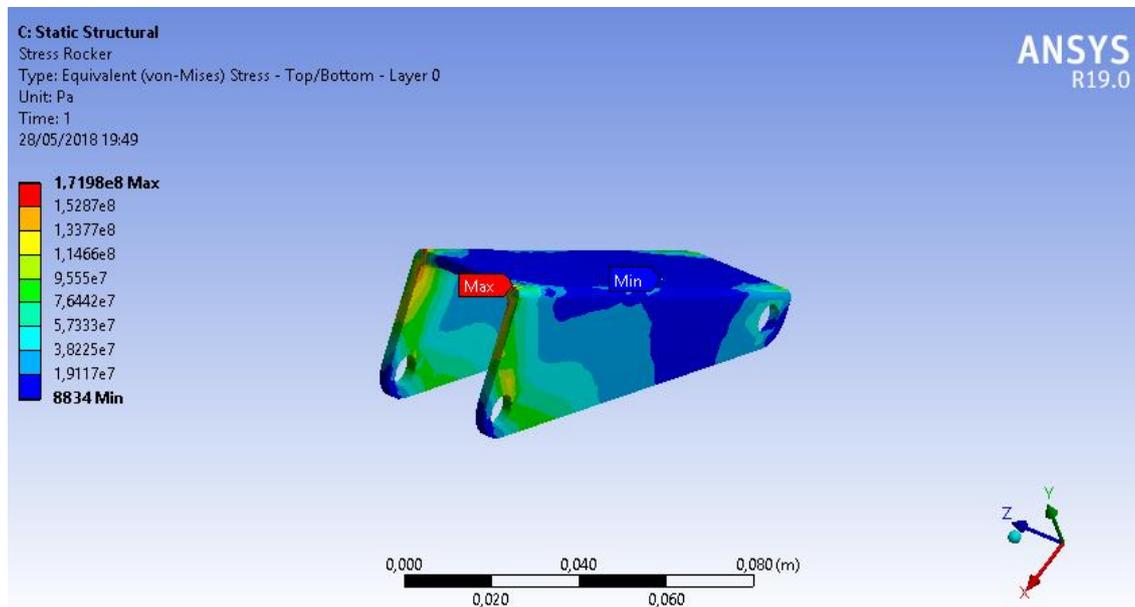


Figura 7.40. *Equivalent Stress VM* en el rocker con cambio de materiales.

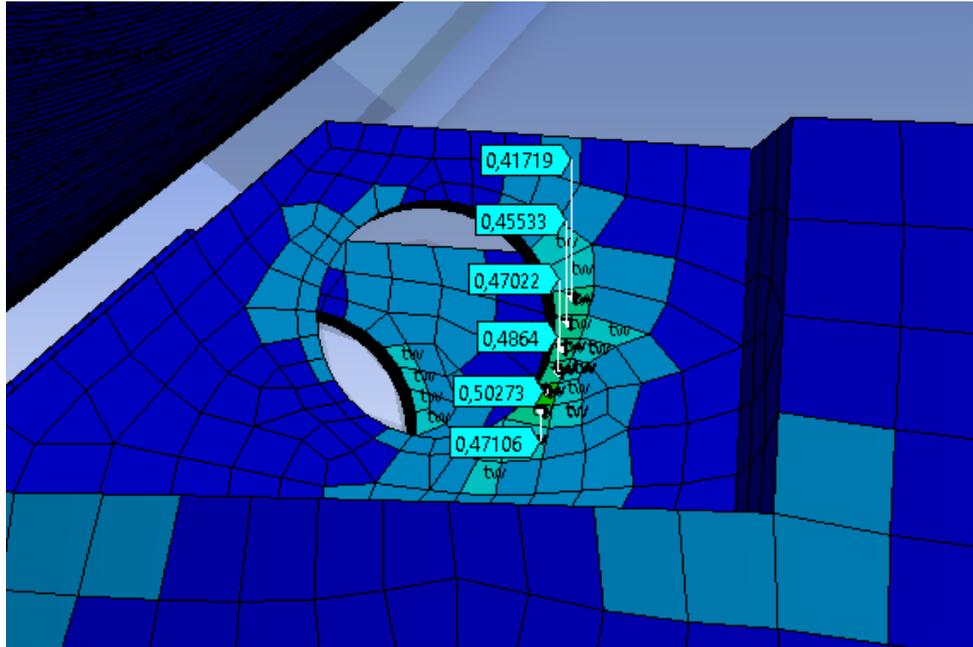


Figura 7.41. Criterio de Tsai-Wu en la zona crítica nº1 con cambio de materiales. *Inverse Reserve Factor*.

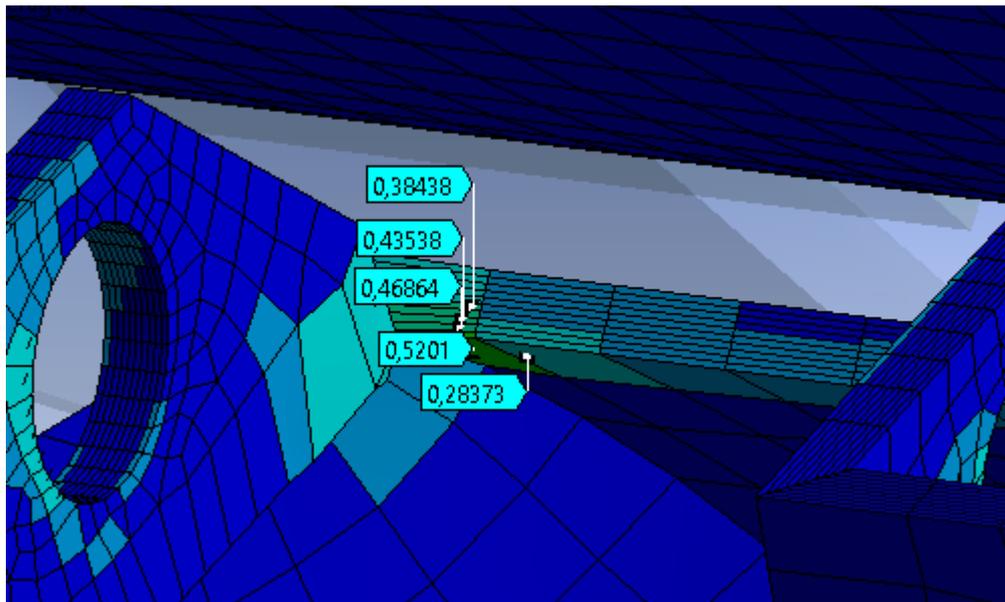


Figura 7.42. Criterio de Tsai-Wu en la zona crítica nº2 con cambio de materiales. *Inverse Reserve Factor*.

Particularizando a otro nivel, las tensiones equivalentes de Von Mises en la zona crítica del *rocker* han aumentado ligeramente, pero siguen manteniéndose muy por debajo del límite elástico del aluminio. Por ello, todas las piezas hechas de materiales isotrópicos trabajan en el régimen elástico sin deformaciones permanentes.

En cuanto al factor de seguridad inverso calculado mediante el criterio de fallo de Tsai-Wu, este se ha visto reducido de forma considerable en las 2 zonas críticas tratadas anteriormente. Como se observa en la Figura 7.41 y en la Figura 7.42, el coeficiente ahora presenta unos máximos de 0,5 en dichas áreas y en consecuencia, la fibra resiste las solicitaciones del sistema. Cabe destacar que sigue apareciendo el valor pico en la zona puntiaguda interna del soporte de fibra pese a haber modificado la rigidez del sistema, lo cual confirma que se trata de una singularidad.

Una vez asegurada la integridad estructural y fijados los materiales concretos, se ha calculado mediante ANSYS la transmisión de fuerzas entre el elemento actuador y su soporte, para así conocer la fuerza mínima que tendría que ejercer dicho actuador para poder sostener o mover el alerón. El resultado obtenido ha sido de 6000 N (600 kg) de fuerza. Por lo tanto, a la hora de seleccionar los elementos actuadores para nuestro sistema, estos tienen que poder trabajar con cargas superiores a los 6000 N.

8. Selección de elementos actuadores

En el diseño inicial del sistema aerodinámico activo se buscaba generar el movimiento lineal del eje trasero del *rocker* mediante un actuador lineal compacto, situado en la zona interior de los soportes de fibra laterales. La idea permitía obtener un dispositivo muy bien optimizado, el cual permitía anclar el alerón a la carrocería de prácticamente cualquier vehículo sin problemas. En la zona inferior del actuador lineal, su anclaje otorgaba un grado de libertad con tal de permitir una cierta rotación del actuador, generada por el movimiento relativo del *rocker*.

Para ello, se seleccionó un actuador lineal inicial, de medidas contenidas, el cual permitía su colocación en el soporte de fibra, tal y como se deseaba. El modelo escogido era el LINAK LA14, un actuador muy robusto y de dimensiones reducidas. Su pequeño tamaño lo hacía perfecto para aplicaciones con movimientos lineales cortos, tal y como se necesitaba en nuestro sistema. Este modelo podía trabajar a 12 o 24 VDC, según las características eléctricas del vehículo en el que se incorporase. Su fuerza máxima era de 750N, un poco limitada, pero a una velocidad considerable para realizar el movimiento deseado. En la Figura 8.1 se muestra el modelo seleccionado.



Figura 8.1. Actuador LINAK LA14.

Posteriormente, el análisis de las fuerzas resultantes en el alerón mostró que, en su sollicitación máxima trabajando como freno aerodinámico (con un ángulo de ataque de 55 grados a 75 m/s) las cargas generadas eran superiores a los 600 kg de fuerza, por lo que se desestimó el uso de un actuador lineal de dimensiones tan compactas.

Por lo tanto, se inició un arduo proceso de búsqueda en el que se mantuvo contacto con diversas empresas del sector industrial, tales como LINAK, Warner Linear, Timotion o SKF Technologies, entre otras. Después de realizar pruebas con diversos modelos, se escogió finalmente el CAHM-35 de SKF

Technologies. Esta empresa, especializada en soluciones industriales, fabrica diversos productos, como rodamientos, sistemas magnéticos, transmisiones de potencia, etc. Su diverso catálogo de productos incluye de piezas y dispositivos para sectores como el aeroespacial, automoción, construcción, maquinaria industrial, etc.

Esta empresa sueca permite una gran personalización de los actuadores lineales encontrados en su catálogo. La serie CAHM-35 consiste en actuadores de elevación mediante husillo de bolas. Sus características cumplen con aplicaciones industriales de altas exigencias. Ofrecen movimientos fuertes, rápidos y silenciosos, con altos ciclos de trabajo. Pueden incluirse diversas opciones de interfaz, tales como un final de carrera, potenciómetro, etc.

Después de realizar la selección de características correspondiente, el modelo seleccionado es el CAHM-3510-BN0100-D2-R0P. La codificación del nombre del modelo es la siguiente:

- CAHM-35: Serie del actuador lineal
- 10: Relación de transmisión de los engranajes reductores.
- BN: Actuador mediante husillo de bolas. En caso de realizarse mediante un tornillo de avance, las siglas serían LS (del término inglés *Lead Screw*).
- 0100: Carrera de 100 milímetros.
- D2: Alimentación a través de un motor eléctrico de 24V de corriente continuo.
- R0P: La letra R corresponde al accesorio superior, acabado en una horquilla circular. Por otro lado, la letra P corresponde a la incorporación de un potenciómetro, con tal de controlar la posición relativa del actuador lineal.

Este modelo de actuador lineal, de tamaño y peso significativamente superior al modelo LA14 comentado anteriormente, dispone de una carga máxima de 10 kN, tanto en empuje como en arrastre, por lo que cumple las solicitaciones máximas con un factor de seguridad considerable. Por otro lado, su velocidad a carga máxima se acerca a los 30 mm/s, por lo que ofrece un movimiento rápido en tanto en su rango de operación como en situaciones de carga máxima. En la Figura 8.2 se muestra el modelo seleccionado.



Figura 8.2. Actuador lineal CAHM-3510.

Este actuador, debido a su motor eléctrico de mayor potencia, no puede colocarse íntegramente en el interior de los soportes laterales, por lo que su posición se ha transportado a la zona inferior de estos. Su anclaje inferior se unirá entonces al chasis del vehículo, con tal de una mejor distribución de las fuerzas en la estructura del vehículo. El brazo del actuador atraviesa el interior del soporte de fibra de carbono a través de un orificio en la zona inferior creado para ello, hasta llegar a su unión con el *rocker*.

Tal y como se comentó en el apartado Diseño del conjunto aerodinámico, el sistema ideal para la transmisión de movimiento lineal hubiese sido la implementación de un conjunto hidráulico, debido a su efectividad tanto en carga como en velocidad. Aún y así, su diseño se encuentra altamente subordinado a la construcción del vehículo, con tal de encontrar la posición adecuada de todos los elementos que componen el sistema hidráulico. Aún y así, el actuador lineal eléctrico permite un conjunto más compacto, situado en la zona posterior del vehículo, zona en la que habitualmente se dispone del espacio necesario para implementar el sistema aerodinámico completo.

Posteriormente, en el apartado Implementación en el modelo de [2], se trata con mayor detalle su alimentación y funcionamiento. Puede encontrarse la ficha técnica del modelo seleccionado en el Anexo C.

9. Modelo

El uso de herramientas CAD para la creación de un nuevo diseño, como es el caso del sistema aerodinámico activo tratado en este proyecto, es de gran utilidad para tanto para su dimensionamiento como para la selección de sus componentes y su estética final. Aun y así, es habitual en la ingeniería la creación de modelos a escala, con tal de mostrar de manera física el diseño de una pieza o sistema y su comportamiento de manera tangible.

En este apartado se trata el proceso de diseño y fabricación de una réplica a escala del sistema aerodinámico activo diseñado. Se tratan diversas modificaciones aplicadas al diseño real, con tal de permitir una correcta fabricación y representar de la manera más fidedigna posible el funcionamiento del alerón real.

9.1. Diseño de la maqueta a escala

Con tal de mostrar el diseño realizado de manera física, e implementar todo el sistema electrónico creado y programado se encontró conveniente la creación de un modelo a escala, con tal de representar las dimensiones del modelo y su funcionamiento de cara a la presentación de este proyecto. Para ello, se modificó el diseño real aplicando una escala geométrica 1:3, obteniendo una envergadura total del alerón de 60 centímetros.

Se han incorporado algunas modificaciones al diseño real, con tal de facilitar la construcción de la maqueta. Los espesores han sido reajustados para garantizar la correcta fabricación de las piezas. La altura de los soportes laterales se ha fijado en 10 centímetros, con tal de obtener unas dimensiones considerables. Por otro lado, los ejes de unión externos entre los alerones laterales y la zona central han sido eliminados, debido a su tamaño extremadamente reducido.

Debido a su reducido tamaño, la implementación de un actuador lineal se volvía imposible. Después de realizar una búsqueda exhaustiva de alternativas para aplicar el movimiento lineal al eje posterior del *rocker*, se ha escogido dos servomotores, controlados a través del microcontrolador Arduino Uno R3, fijado a un sistema piñón-cremallera. El servomotor genera un ángulo de salida con el que se rota el engranaje, obteniendo un movimiento lineal en la cremallera. La cremallera dispone de un vástago, simulando el brazo del actuador lineal, con el que se une al *rocker*. Este sistema de transmisión ha diseñado utilizando el software GearTrax, y sus detalles de diseño se tratan en el apartado Sistema piñón-cremallera.

Con tal de alojar todos los componentes electrónicos que se requieren para la automatización del funcionamiento del sistema aerodinámico, los cuales se incorporarían en el interior del vehículo, se han creado unas cajas con la finalidad de almacenar estos dispositivos. Estas cajas, colocadas en la zona inferior de los tres soportes, permiten una mayor estabilidad de la maqueta y la capacidad de acopiar cualquier elemento necesario para el control del alerón. A continuación, se procede a la distribución de los componentes electrónicos, de los cuales se hablará con mayor detalle en Implementación en el modelo de [2].

En las cajas laterales, se incorpora el servomotor con el sistema piñón-cremallera. El servo se encuentra alojado en una pequeña caja diseñada para este, con un eje de rotación en los laterales para compensar el balanceo que generará el movimiento del alerón. También se incorpora una guía, con tal de limitar el movimiento lineal de la cremallera y evitar irregularidades en su trayectoria. En los lados interiores de las cajas laterales, se ha diseñado un pequeño orificio con tal de permitir la salida de los cables del servomotor. Las tapas de estas cajas centrales disponen de un orificio central, por el que pasa el vástago de la cremallera, y otros dos agujeros, con tal de atornillar la tapa inferior de los soportes laterales.

En la caja central, de mayor tamaño, se encuentra el cerebro del sistema electrónico de control, un microcontrolador Arduino Uno R3 y un SBC (*Single Board Computer*) Raspberry Pi 3B. En ambos laterales de esta caja se encuentran también orificios para permitir la entrada y salida de ambos dispositivos hacia las cajas laterales. La tapa de esta caja dispone de una pequeña ranura, con la misma geometría elíptica que el soporte central, con tal de permitir un encaje sin juego alguno.

Otra funcionalidad de las cajas en la maqueta es simular la apariencia del vehículo en el que se incorpora el sistema. La parte superior de las cajas, de forma curva, intenta emular la zaga de un automóvil, con tal de imitar la geometría final del sistema aerodinámico en un coche. Esta característica se muestra en la Figura 9.1.



Figura 9.1. Diseño de las cajas laterales utilizadas en la maqueta a escala.

Para la fabricación de la maqueta, se seleccionó la impresión 3D como método de fabricación principal. La mayoría de piezas se han impreso en la Universidad, utilizando la impresora BCN3D+, impresora de fabricación aditiva por FFF (*Fused Filament Fabrication*), de la cual se habla en el apartado Impresión 3D. Las piezas excesivamente grandes se han obtenido a través de servicios externos, en los que se ha usado también utilizando el método de impresión FFF. Por otro lado, algunas piezas de geometrías limitadas, en las que se necesitaban unas tolerancias muy reducidas, se han encargado para su fabricación por MJF (*Multi Jet Fusion*). Ambos métodos de fabricación aditivas se explican también en el apartado Impresión 3D, comentado anteriormente.

A continuación, se muestra el diseño mediante herramientas CAD de la maqueta a escala:

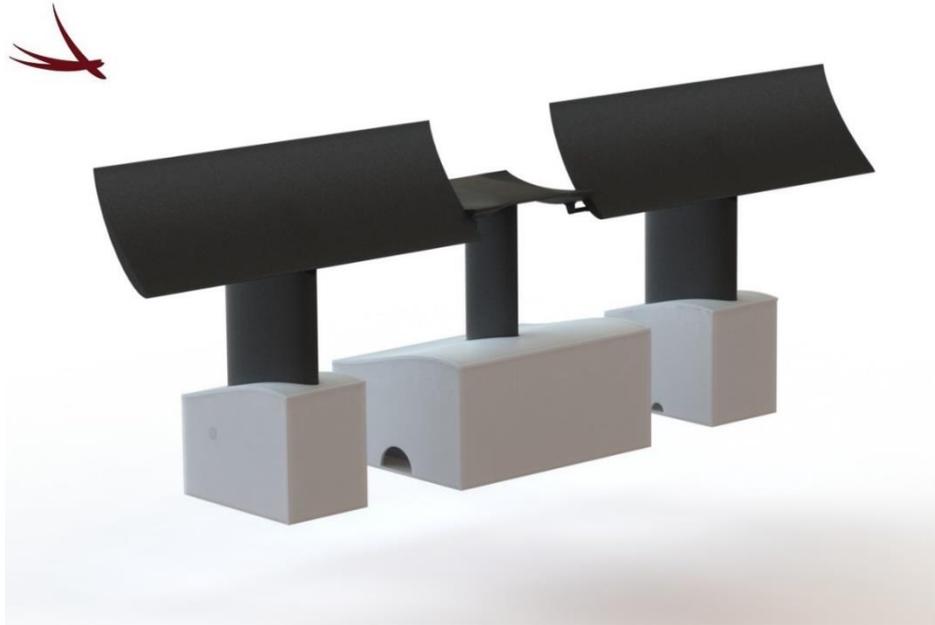


Figura 9.2. Vista isométrica en 3D de la maqueta renderizada.

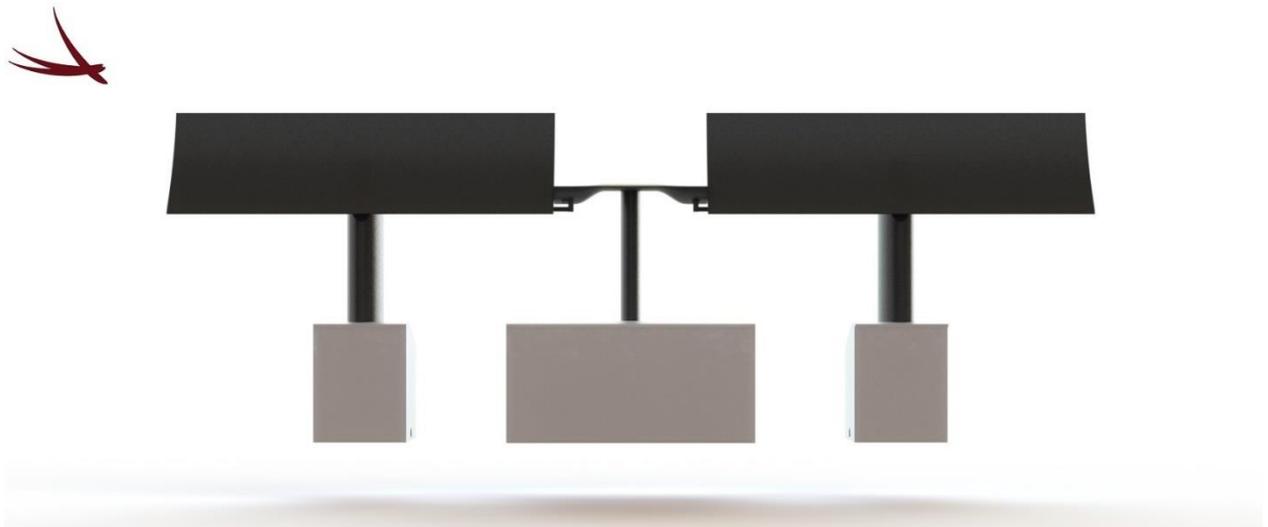


Figura 9.3. Vista frontal de la maqueta. Alerones laterales situados a 55 grados.

Después de la adecuada fabricación y ensamblaje de las piezas que componen la maqueta a escala, se muestra su resultado a continuación. Puede encontrarse el conjunto de fotografías completo en el Anexo D.



Figura 9.4. Maqueta real a escala del sistema aerodinámico activo.

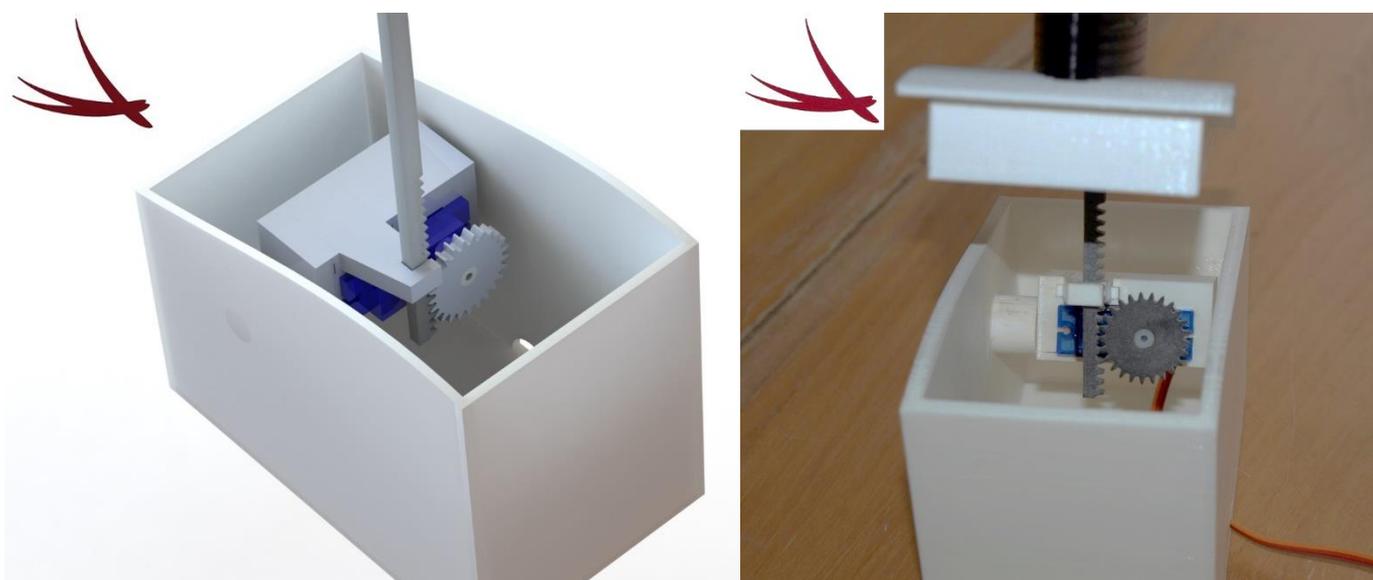


Figura 9.5. Comparación del modelo CAD de caja lateral (izquierda) y la maqueta real (derecha).

9.2. Sistema piñón-cremallera

Debido al escalado del conjunto para posibilitar su impresión 3D, los soportes que incluyen el actuador lineal tienen una altura y un ancho muy pequeños. Tras una búsqueda en el mercado actual, se ha podido observar que estas dimensiones son insuficientes para albergar un actuador lineal, por lo que se han buscado alternativas para representar el modelo a escala.

La opción más viable a nivel práctico y también a nivel económico es sustituir el actuador lineal por un pequeño servomotor. En general, un servomotor es un motor eléctrico que puede ser controlado tanto en velocidad como en posición, ubicándose así en cualquier ángulo dentro de su rango de operación y manteniéndose estable en dicha posición. El servomotor seleccionado ha sido el modelo SG90 Micro Servo.

La principal problemática que surge al sustituir un actuador lineal por un servomotor es el movimiento de salida de estos dispositivos ya que el actuador lineal, como indica su propio nombre, ofrece un movimiento lineal; mientras que el servomotor proporciona uno rotatorio. Para conseguir transformar el movimiento de rotación en traslación se ha diseñado un sistema piñón-cremallera.

Existen multitud de engranajes, pero el utilizado ha sido el cilíndrico recto. La condición necesaria y suficiente para conseguir el perfecto engrane un piñón y una cremallera es que estos tengan el mismo módulo. Para un engranaje cilíndrico recto se define módulo como

$$m = \frac{d}{z} = \frac{\pi}{p}$$

(Ec. 9.1)

Donde d es el diámetro primitivo del piñón (diámetro a través del cual engranan los dientes), z es el número de dientes, y p es el paso (distancia lineal entre dos puntos homólogos de dientes consecutivos medidos sobre el arco del diámetro primitivo). El módulo de las ruedas dentadas está normalizado y se expresa en milímetros.

La fuerza acción-reacción entre el engranaje y la cremallera está contenida en una recta que forma un ángulo α con la horizontal llamado ángulo de presión. Contra más pequeño sea, menos fuerza de rozamiento se transmite, pero a la vez el diente se vuelve más frágil. Actualmente está normalizado a 20° .

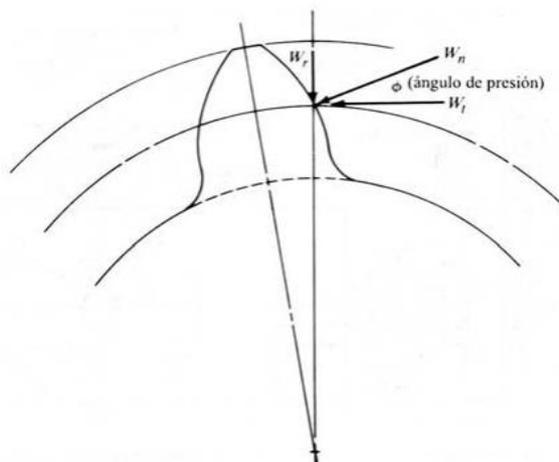


Figura 9.6. Ángulo de presión en un engranaje cilíndrico recto.

Las limitaciones impuestas al sistema piñón-cremallera son las siguientes:

- Fuerza suficiente para levantar el alerón

Esta condición es la más fácil de cumplir ya que no existen las sollicitaciones del modelo real, y el peso del alerón no es elevado al estar hecho de PLA (su densidad es relativamente baja). Además, al ser impreso mediante FDM, la mayor parte de su interior está vacío. Considerando que el torque proporcionado por el servomotor según sus especificaciones es de

$$T = 1,8 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}} \cdot \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \cdot \frac{100 \text{ cm}}{1 \text{ m}} = 0,1766 \text{ Nm}$$

A partir de trigonometría, la fuerza que realiza este se calcularía como

$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} \cos(20)$$

(Ec. 9.2)

- Realizar el movimiento a una velocidad suficiente

Analizando la velocidad angular del servomotor se puede observar que esta condición no presenta ningún problema, ya que hay que lidiar con las oposiciones del modelo real.

$$w = 60^\circ/0,1s = 600^\circ/s \cdot \frac{\pi \text{ rad}}{180^\circ} = 10,47 \text{ rad/s}$$

La velocidad lineal en el diámetro primitivo del piñón transmitida a la cremallera sería

$$V = w \frac{d}{2}$$

(Ec. 9.3)

- Recorrido posible dentro de su rango de actuación

Esta es sin duda la mayor restricción del problema debido a que el servomotor solo permite un rango de rotación de

$$\Delta\theta = 180^\circ \cdot \frac{\pi \text{ rad}}{180^\circ} = \pi \text{ rad}$$

Para este caso, mover el alerón de 2 a 55º conlleva un desplazamiento lineal de aproximadamente 0,028 m. El recorrido lineal máximo que podría realizar la cremallera sería

$$\Delta x = \Delta\theta \frac{d}{2}$$

(Ec. 9.4)

Como se puede observar, al aumentar el diámetro también lo hacen la velocidad lineal y el recorrido, pero la fuerza transmitida disminuye. Este aspecto es un factor a tener en cuenta de cara al diseño.

- Número de dientes mínimo

Debido a las pequeñas dimensiones del servo, el arco del diámetro primitivo del engranaje diseñado no puede albergar un número de dientes excesivo por restricciones de espacio. No obstante, el número de dientes mínimo considerado para un engranaje cilíndrico recto es de 17. Puede haber menos, pero entonces el contacto no será óptimo.

El procedimiento seguido para el diseño del engranaje ha sido el siguiente:

- Se ha buscado un diámetro primitivo que cumpliera la condición del recorrido (la más restrictiva).

$$d = 2 \frac{\Delta x}{\Delta \theta} = 2 \frac{0,028}{\pi} = 0,0178 \text{ m} \approx 18 \text{ mm}$$

- Se han calculado la fuerza y la velocidad para ese diámetro primitivo.

$$F = \frac{T}{d/2} \cos(20) = \frac{0,1766}{0,018/2} \cos(20) = 18,44 \text{ N}$$

$$V = w \frac{d}{2} = 10,47 \frac{0,018}{2} = 0,094 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 94 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

La fuerza obtenida cumple sobradamente con los requerimientos del sistema. En cuanto a la velocidad, sería posible modificar la posición del alerón de 2 a 55° en menos de medio segundo, algo más que suficiente.

- Se ha calculado el módulo imponiendo un número de dientes de 25 y se ha seleccionado el normalizado más próximo superior, debido a su proporcionalidad directa con el diámetro.

$$m = \frac{d}{z} = \frac{18}{25} = 0,72 \text{ mm}$$

El módulo superior más próximo es de 0,8 mm.

- Se ha recalculado el diámetro y por ende la fuerza, la velocidad y el recorrido.

$$d = m z = 0,8 \cdot 25 = 20 \text{ mm} = 0,02 \text{ m}$$

$$F = \frac{T}{d/2} \cos(20) = \frac{0,1766}{0,02/2} \cos(20) = 16,6 \text{ N}$$

$$V = w \frac{d}{2} = 10,47 \frac{0,02}{2} = 0,105 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 105 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$\Delta x = \Delta \theta \frac{d}{2} = \pi \frac{0,02}{2} = 0,0314 \text{ m}$$

Al aumentar el diámetro, la fuerza ha disminuido y la velocidad y el recorrido (el parámetro de mayor interés) han aumentado. Se considera pues que el diseño cumple con los requerimientos prefijados inicialmente.

Una vez diseñado el engranaje, se han introducido los datos de este en el programa de diseño GearTrax para que este calculara los parámetros de la cremallera necesarios para el correcto engrane entre ambos.

Pitch Data		Gear Data	
Gear Standard: Coarse_Pitch_Involute_20deg		PINION RACK	
Diametral Pitch:	31.7500	Number of Teeth:	25 22
Diametral Pitch, Nomal:	31.7500	Gear Type:	External Rack
Module:	0.8000	Hand of Helix:	Right_Han Left_Hand
Module, Nomal:	0.8000	Pitch Diameter:	20.000mm 0.000mm
Circular Pitch:	2.51327mm	Major Diameter:	21.600mm 0.000mm
Pressure Angle:	20.000deg	Minor Diameter:	18.000mm 0.000mm
PressureAngle, Nomal:	20.000deg	Addendum:	0.800mm 0.800mm
Helical Angle:	0.0000deg	Dedendum:	1.000mm 1.000mm
Coefficient, Addendum:	1.00000	Add. Mod. Coef.:	0.000 0.000
Coefficient, Clearance:	0.25000	Addendum Mod.:	0.000mm 0.000mm
Coefficient, Fillet:	0.30000	Base Diameter:	18.794mm 0.000mm
Units:	Metric	Whole Depth:	1.800mm 1.800mm
Assembly		Fillet Radius:	0.240mm 0.240mm
Gear Ratio:	1:0.880	Backlash:	0.000mm 0.000mm
Center Distance:	10.000mm	Tooth Thickness:	1.2566mm 1.2566mm
		Face Width:	3.000mm 3.000mm
		Rack Depth:	n/a 4.000mm

Figura 9.7. Parámetros del sistema piñón – cremallera en GearTrax.

Una vez realizado el archivo en 3D, se ha extruido un eje sobre la cremallera a modo de unión entre el servomotor y el *rocker* situado en el alerón. El diseño final se muestra en la Figura 9.8.

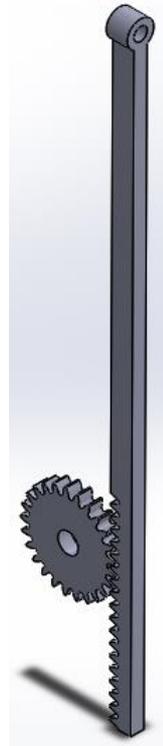


Figura 9.8. Modelo CAD del sistema piñón – cremallera.

De cara a la implementación del sistema en el modelo hay que establecer una relación entre el ángulo de posición del servomotor y el ángulo de inclinación del perfil. Hay que tener en cuenta que el objetivo es posicionar el perfil en un determinado ángulo de inclinación, por lo que es necesario expresar la posición del servo en función de este. Para ello, existen multitud de relaciones trigonométricas que vinculan estos dos ángulos mediante la geometría, la cinemática y la dinámica del mecanismo. No obstante, se ven implicadas diversas inclinaciones, y a su vez existen dependencias entre ellas, por lo que se ha buscado una alternativa de cálculo más práctica. Disponiendo de un modelo CAD en 3D y de las correspondientes relaciones de posición presentes en SolidWorks que simulan a la perfección el engrane de sistemas piñón - cremallera, se puede realizar una tabla de valores modificando el ángulo de entrada del servo y observando qué consecuencias tiene este en el ángulo de salida del alerón. Realizando este procedimiento, se obtienen los siguientes resultados:

<i>Posición del servomotor (º)</i>	<i>Ángulo de inclinación del perfil (º)</i>
0	2
45	16,06
90	30
135	43,08
180	56,1

Tabla 9.1. Relación de la posición del servo con el ángulo del alerón.

Si se grafican estos datos, se observa una fuerte dependencia lineal entre ambos ángulos. Interpolando linealmente se obtiene la ecuación que relaciona ambas variables.

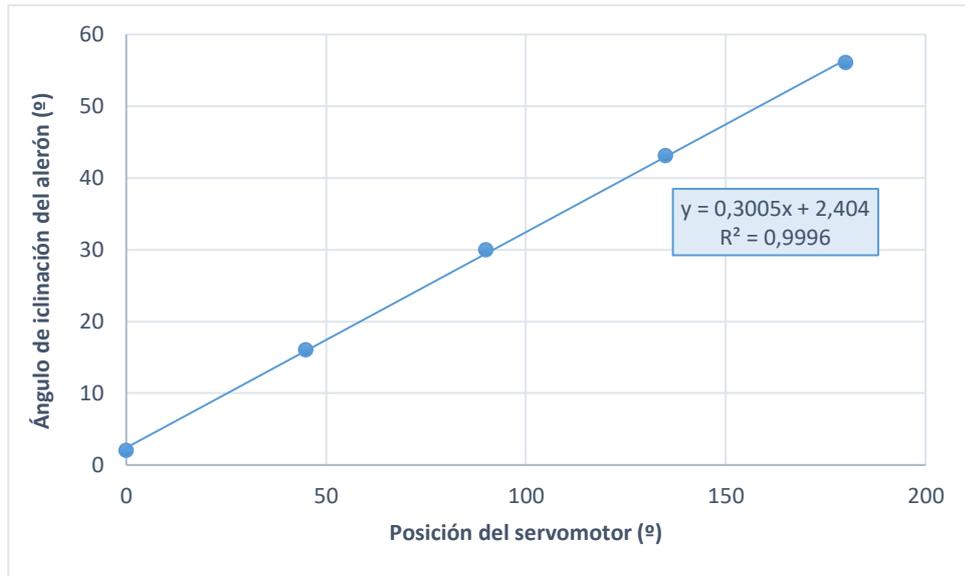


Figura 9.9. Ángulo del alerón vs posición del servomotor.

Finalmente, aislando la variable de interés se obtiene el ángulo de inclinación del perfil en función de la posición del servo.

$$x = \frac{y - 2,404}{0,3005}$$

(Ec. 9.5)

9.3. Impresión 3D

9.3.1. Introducción a la fabricación por adición

El uso de los métodos de fabricación por adición, surgidos en la década de los 80, ha sufrido un importante crecimiento en los últimos años, tanto en el sector industrial como en el ámbito doméstico. Sus posibilidades respecto a la fabricación convencional la hacen de increíble utilidad en el diseño de nuevas piezas gracias a todas las ventajas que aporta: flexibilidad, coste, versatilidad, etc.

En la industria de la automoción, estas tecnologías se han implantado rápidamente en un sector tan competitivo, y su uso sigue creciendo continuamente con la aparición de nuevas tecnologías de fabricación aditiva. En el caso de nuestro proyecto, el prototipado y la construcción de las piezas finales se ha realizado mediante la impresión en 3D. A continuación, se introduce el funcionamiento de estos métodos y sus características principales. Posteriormente, se hablará del *software* utilizado para la

realización de estas impresiones y, finalmente, de la impresora u otros métodos utilizados para la obtención de nuestras piezas finales.

9.3.2. Características del proceso

La fabricación por adición, llamada comúnmente impresión 3D (en referencia a su análoga en papel), es un conjunto de procesos de fabricación basados en la obtención de un producto a partir de la agregación progresiva de material, habitualmente capa a capa, la geometría del cual se basa en un modelo informático, realizado previamente. Los métodos de construcción convencionales se habían basado hasta la fecha en la sustracción de material, por lo que este cambio de concepto abre un sinfín de nuevas posibilidades, como la elaboración de geometrías complejas o la hibridación de materiales. La eficiencia del proceso se ve mejorada, y por ende su coste, ya que el material desaprovechado se reduce de manera drástica. Estas características intrínsecas de la impresión 3D la hace especialmente válida para producciones cortas de piezas y, sobre todo, para prototipos.

Existen diversos métodos y procesos de fabricación aditiva, tal y como se ha comentado anteriormente. Para la realización de este proyecto, se han creado piezas utilizando dos de ellos, los cuales se analizan a continuación.

- Extrusión de material (*material extrusion*): es el método más conocido actualmente, al ser utilizado en modelos de ámbito doméstico. El polímero fundido se extruye a través de la boquilla del cabezal, creando la geometría directamente.

En el interior de esta categoría principal se encuentran diversos subtipos de este método de impresión. El utilizado en este proyecto se conoce como FDM (*Fused Deposition Modeling*) o FFF (*Fused Filament Fabrication*). Este primero se trata de una marca registrada de la compañía Stratasys Inc., por lo que se utilizará el término FFF para hablar del método de impresión 3D seleccionado.

Su funcionamiento es el siguiente: el modelado comienza con un proceso de software, partiendo de un fichero estereolitográfico (de tipo .stl). Este fichero se orienta para ser impreso, se divide en capas y se calculan las trayectorias de la boquilla para realizar la deposición de material, capa a capa. Si se requieren, se pueden generar soportes estructurales, para permitir la correcta impresión de la pieza, los cuales se retiran al finalizar el proceso.

El termoplástico ya fundido se deposita a través de la boquilla en capas del grosor especificado (un espesor de capa más fino implica un mejor acabado en la pieza final). La impresión por

extrusión de material trabaja de manera habitual con ABS (Acrilonitrilo butadieno estireno) o Poliláctico (PLA), aunque existen otros materiales como los policarbonatos, ceras, etc.

Tanto el PLA como el ABS son materiales usados principalmente en aplicaciones cotidianas, debido a su precio y temperatura de fusión relativamente bajas, pero sus propiedades mecánicas no los hacen adecuados para entornos exigentes. Otros materiales, como el nylon, son duros y resistentes pero su punto de fusión es mucho mayor y necesitan de instalaciones con mayor complejidad para su adherencia completa.

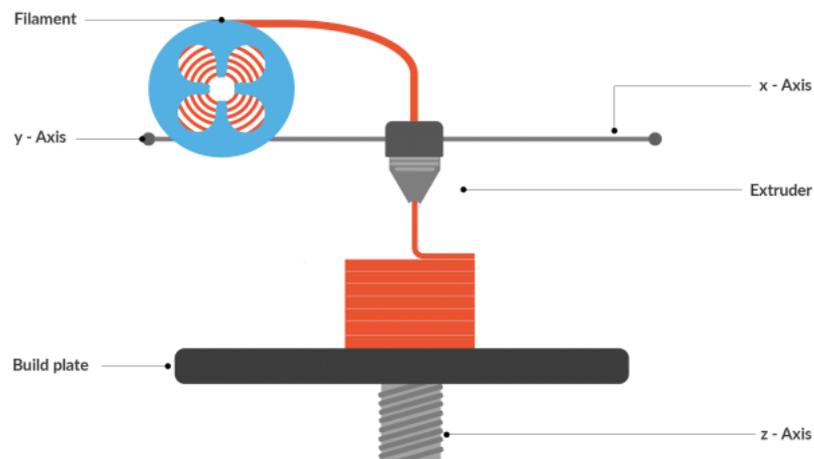


Figura 9.10. Esquema de una impresora 3D de proceso FDM.

- *Multi Jet Fusion (MJF)*: Esta tecnología de impresión, desarrollada por la empresa HP, se basa en la impresión en polvo sin la utilización de láser. El lecho de polvo es calentado uniformemente en la salida. Posteriormente, se pulveriza un agente fusor en los puntos donde las partículas deben fundirse de forma selectiva, y otro agente de detalle sobre los contornos, para mejorar la resolución de la pieza. A medida que las lámparas pasan por la superficie del lecho de polvo, el material captura el calor, que se distribuye de forma igualada a través de la pieza.

Esta tecnología consigue buenos resultados para la producción de piezas complejas de tamaño reducido, para su uso final. También es una alternativa rentable a los moldes de inyección, para las series de componentes pequeños. El material utilizado es la Poliamida (PA12), el cual ofrece el atractivo de sostenerse por sí solo en las secciones de producto generadas, eliminando así cualquier estructura de soporte adicional, necesaria en otros métodos de fabricación. Las piezas construidas en este material cuentan con una buena estabilidad a largo plazo, además de una baja porosidad en comparación a piezas producidas con otros métodos, como el sinterizado por láser.



Figura 9.11. Engranajes obtenidos mediante MJF.

9.3.3. BCN 3D+

En el caso de nuestro proyecto, la estructura principal de la maqueta se realizará mediante impresión FFF, utilizando el poliacido láctico (PLA) para la creación de los componentes de la maqueta. Para la fabricación del mecanismo piñón-cremallera, ambas piezas se encargarán para ser impresas mediante MJF, con tal de obtener un acabado óptimo que no interfiera en sus funcionalidades mecánicas. La impresión mediante extrusión de material de ambas piezas hubiera sido inviable, al no disponer de suficiente precisión para imprimir los dientes de forma correcta.

La impresión del resto de las piezas se ha llevado a cabo en una impresora 3D por adición de material de la empresa BCN3D. En este caso, el modelo de impresora es el Plus "+", una impresora 3D *open source* modular, basada en la fabricación por FFF, método comentado anteriormente. Su estructura está realizada en forma triangular, con una base cuadrada en la parte inferior, donde se coloca la superficie donde reposará la pieza. En las Figura 9.12 y Figura 9.13 se muestran sus componentes principales y se analiza su posición en el conjunto de la impresora.

BCN3D+ Diagram

Perspective

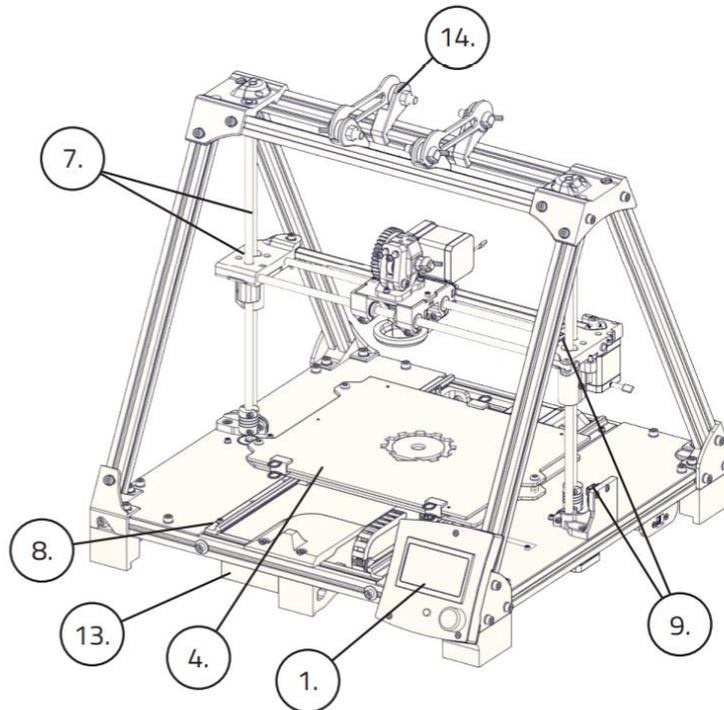
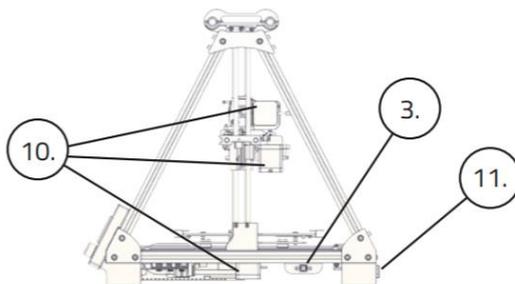


Figura 9.12. Estructura y componentes principales de la impresora BCN3D+. Vista en perspectiva.

Left view



Front view

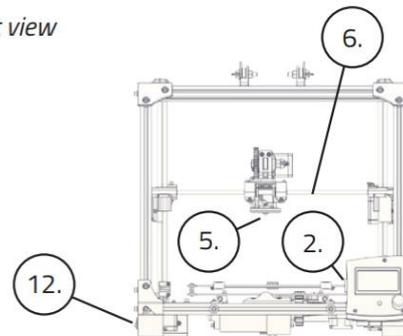


Figura 9.13. Estructura y componentes principales de la impresora BCN3D+. Vistas lateral y frontal.

En el número 1, se encuentra una pantalla LCD en la que una interfaz bastante intuitiva muestra los diversos menús, ajustes y características de la impresión 3D. A su lado inferior izquierdo, un pequeño botón de doble movimiento (pulsación y rotación) permite desplazarse a través de los diversos apartados y modificar los parámetros necesarios. En la parte posterior de la pantalla, accediendo por el lado izquierdo de esta, se encuentra un espacio para incorporar una tarjeta SD (número 2), en la que se introducirán los archivos de las piezas que se quieran imprimir. En el número 3, situado en la parte inferior del soporte, se encuentra una conexión USB, la fuente de alimentación (número 13) y el botón

de encendido/apagado (número 12), situado en la zona izquierda de la impresora. Conectado a la fuente de alimentación, número 11 muestra la entrada del cable de alimentación, colocada en la parte posterior de la impresora.

El número 4 corresponde a la “cama caliente” de la máquina (*hot bed* en inglés). Esta superficie, en la que se extruyen las piezas fabricadas, se calienta a una temperatura determinada (dependiendo del material con el que se trabaje), con tal de maximizar la adherencia de las capas durante la impresión 3D, especialmente las capas iniciales del proceso. La cama caliente se encarga también del movimiento en el eje Y de la máquina, utilizando una cadena conectada a un motor paso a paso y unas guías designadas para su correcto movimiento (número 8)

Continuando con el análisis de los componentes del modelo Plus, se encuentra el extrusor en el número 5. El extrusor puede moverse a lo largo de unas guías (número 6) que definen el eje X de la máquina. Su movimiento se realiza de la misma manera que en el eje Y, mediante un motor paso a paso y una cadena. El número 7, entonces, define el eje Z mediante una guía y una vara roscada, en la que se aplica el movimiento de ascenso o descenso del extrusor. Designados con el número 9, los finales de carrera mecánicos limitan el movimiento de los 3 ejes, con tal de evitar un sobre exceso de movimiento que pueda comportar errores en la impresión o fallos mecánicos. Ya comentados anteriormente, los motores paso a paso, encargados de realizar el movimiento progresivo de los 3 ejes, se designan en la Figura 9.13 con el número 10.

Finalmente, en la parte superior del cuerpo triangular de la impresora, se encuentran unas guías designadas a colocar el carrete de filamento deseado (número 14). Estas pueden colocarse tanto en dirección al eje X o Y, según lo deseado.

Analizando con mayor detalle la zona del extrusor y el cabezal, se examinan sus componentes en la Figura 9.14:

Extruder (Hotend)

1. Heatsink
2. Heat break
3. Heatblock
4. Nozzle

Head

5. Idler
6. Tightening screws
7. Layer fan
8. Hotend fan
9. X axis carriage

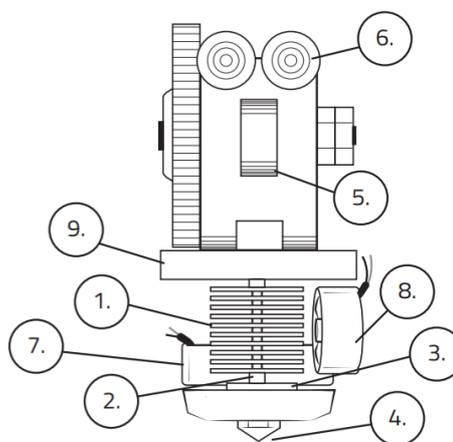


Figura 9.14. Estructura del extrusor y el cabezal de la impresora BCN3D+.

El extrusor está compuesto por un bloque calentador (número 2) el cual se encarga de fundir el termoplástico para su posterior adición a la pieza. En la parte superior, un disipador de calor (número 2), y un ventilador (número 8) se encargan de expulsar el calor producido por el extrusor cuando se requiere. El *heatblock* es la garganta por la que se transporta el filamento de la cabeza al extrusor (número 3). También tiene la utilidad de unir el bloque calentador al cabezal de la impresora. Por otro lado, la boquilla expulsa el material calentado en el extrusor al exterior, con tal de crear la capa de termoplástico (número 4).

Respecto al cabezal del extrusor, se puede observar una polea tensora (número 5) encargada de empujar el filamento de plástico hacia el extrusor de manera continua. El filamento queda sujetado por los tornillos de apriete (número 6), que se fijan al introducir el plástico en el interior del extrusor. Designado por el número 7 se encuentra otro ventilador, encargado de expulsar aire hacia la capa extruida, con tal de solidificar el plástico ya extruido de manera más rápida y eficaz. Finalmente, con el número 9 se aprecia el carro encargado de desplazar el extrusor y el cabezal a través del eje X de la impresora.

Habiendo tratado los componentes estructurales de la impresora y el funcionamiento del extrusor de esta, se analiza de manera esquemática la electrónica esencial del modelo BCN3D+. En la Figura 9.15 se muestran los componentes principales situados en la parte trasera de la pantalla LCD.

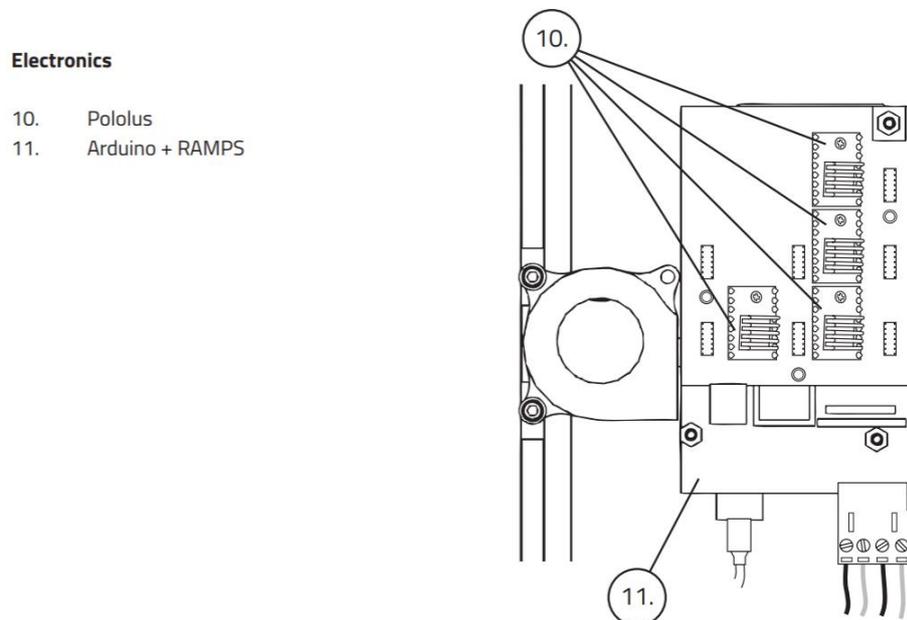


Figura 9.15. Estructura electrónica de la impresora BCN3D+.

El corazón de la impresora 3D es un microcontrolador Arduino, conectado a una placa RAMPS, diseñada especialmente para el funcionamiento de impresoras 3D de código abierto. El dispositivo Arduino Mega 2560 aporta el control al sistema, mientras que la RAMPS aporta la potencia para regular cada uno de los elementos de la impresora BCN3D+. Este conjunto se encarga de controlar los motores paso a paso de los 3 ejes y del extrusor mediante unos controladores para este tipo de motores llamados Pololu. El *firmware* del microcontrolador puede actualizarse utilizando el IDE de Arduino en un ordenador, descargando el paquete *software* correspondiente desde la página web de RepRap (creadores del código abierto común para cualquier modelo de este tipo de impresoras 3D). Durante la impresión, las características esenciales de su desarrollo se muestran en la pantalla LCD. Se procede a detallar su distribución, con tal de conocer los datos más significativos de esta.

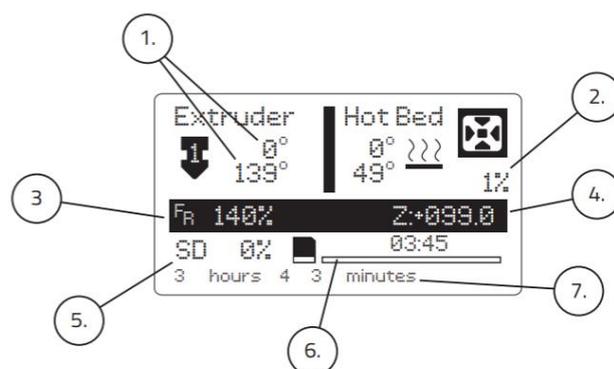


Figura 9.16. Pantalla principal de la impresora BCN3D+.

En la parte superior se encuentran las temperaturas del extrusor (en la zona izquierda) y de la cama caliente (en la zona derecha). La primera de las temperaturas es la temperatura objetivo (designada por el usuario a través de las opciones de impresión), mientras que la segunda se trata de la temperatura real en ese instante de ambos elementos. En el número 2 se encuentra el porcentaje de trabajo del *layer fan*, comentado anteriormente, que se encarga de enfriar las capas de material ya extruido.

Por otro lado, en el número 3 se observa la velocidad de impresión, la cual se encuentra al 100% por defecto en el inicio de la impresión, pero puede reducirse o aumentarse durante el proceso. A su lado, el número 4 muestra la altura de capa en la que se está trabajando en ese momento. Finalmente, en la parte inferior se encuentra el porcentaje de lectura del archivo a imprimir de la tarjeta SD, el cual designa el porcentaje de líneas del G-Code realizadas (número 5). A su lado, se encuentra el tiempo de proceso total y la barra de progresión de la impresión (numero 6). Por último, en el número 7 pueden mostrarse notificaciones relevantes como, por ejemplo, el tiempo esperado para la finalización del proceso. El tipo de archivo G-Code se explicará en detalle posteriormente, en el análisis del software utilizado para la impresión 3D.

9.3.4. Calibraciones y preparación de la impresora 3D

Con tal de preparar la impresora para su uso, se requieren una serie de pruebas con tal de verificar el correcto funcionamiento de la máquina. Al encender la impresora, debe realizarse una comprobación de la posición del extrusor en los tres ejes. Para ello, a través de la pantalla LCD se entra en el apartado *Prepare* y luego se selecciona la opción *Autohome*. Esta función desplaza el extrusor en los tres ejes con tal de llegar al final de carrera mecánico de cada uno de ellos. Cuando el extrusor se ha detenido, la boquilla debería estar prácticamente en contacto con la esquina inferior derecha de la cama caliente, a una altura de aproximadamente 0,2 milímetros. Para comprobar la distancia, se puede intentar pasar una hoja de papel entre la cama caliente y la boquilla. Si la altura no permite el movimiento de la hoja, debe elevarse ligeramente, mientras que, si la boquilla no establece contacto, debe reducirse el movimiento hasta llegar a este, siempre permitiendo el movimiento del papel.

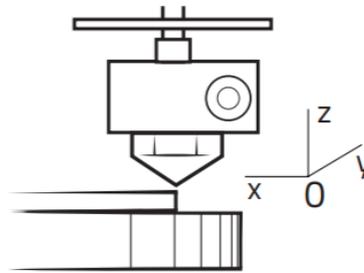


Figura 9.17. Posición de *Autohome* en la esquina inferior derecha de la cama caliente.

Estos ajustes pueden realizarse modificando la posición de los tornillos de los finales de carrera o mediante los tornillos que fijan la cama caliente a la base. Debe comprobarse también que la cama caliente se encuentra de manera totalmente horizontal en cualquiera de sus puntos. Para ello, puede seleccionarse la opción *Move Axis*, en el apartado *Prepare*, y realizar una serie de comprobaciones moviendo el extrusor a lo largo y ancho de la cama caliente. Cuando las cuatro esquinas se encuentran bien equilibradas, puede procederse a cargar el filamento para la posterior impresión.

Para introducir el filamento al cabezal del extrusor, debe comprobarse primero que no existen deformaciones en el plástico a introducir. Si se detecta alguna anomalía en la punta del filamento, debe cortarse y preparar correctamente la introducción de esta. Se procede entonces a precalentar la impresora, seleccionando la función *Preheat* y el material que va a extruirse. Posteriormente, se aflojan los tornillos de apriete y se introduce el plástico por la ranura superior, empujándolo hasta el final del recorrido posible. Se fijan entonces los tornillos y puede procederse a comprobar su funcionamiento. En la opción *Move Axis*, se selecciona una distancia de 0,1mm y se marca el extrusor. Si se mueve en sentido positivo, el material debería empezar a expulsarse por la boquilla, con un espesor considerable. El extrusor debe moverse entonces en sentido negativo, para comprobar que el filamento queda

liberado, y posteriormente volver a los valores positivos, para fijar de nuevo el material. Después de estas comprobaciones, el plástico estará correctamente preparado para su impresión.

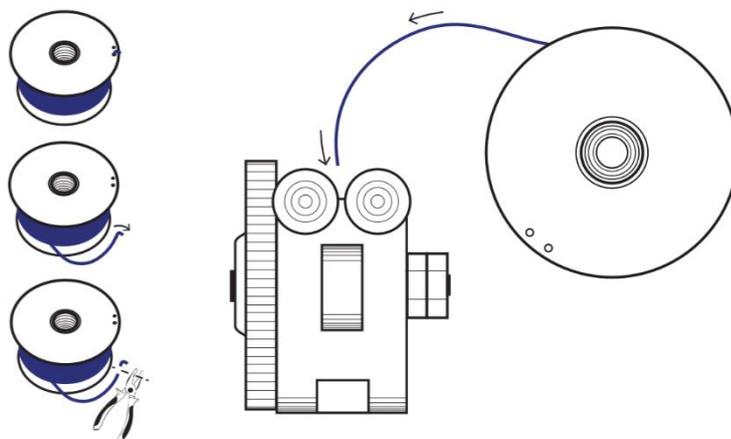


Figura 9.18. Esquema de una correcta carga del filamento en el cabezal.

9.3.5. Software CURA

Cura es un reputado programa de código abierto de laminado para la impresión 3D. Para la realización de las piezas necesarias para este proyecto, se ha trabajado con BCN3D Cura, una variable del software gratuita preparada para la impresión en impresoras propias de la marca BCN3D. Este programa se encarga de convertir un archivo digital estereolitográfico (STL) en un conjunto de instrucciones programadas para la impresora 3D, conocido como G-Code.

El G-Code, también conocido como RS-274, es el nombre habitual del lenguaje de programación para control numérico. Permite al usuario detallar a la máquina herramienta (en este caso la impresora 3D) las instrucciones sobre dónde moverse, qué trayectoria seguir y cuán rápido hacerlo. Otras máquinas típicas donde se utilizan este tipo de archivos son las fresadoras, cortadoras o tornos controlados por control numérico.

Como se ha comentado, CURA permite transformar un archivo STL, obtenido a través de un programa CAD (en el caso de este proyecto, el *software* SolidWorks), a un archivo G-Code, para su correcta lectura en una impresora 3D. Pero en este proceso de transformación se encuentran un conjunto de variables que debe seleccionar el usuario con tal de obtener los resultados deseados. Entre estas características pueden encontrarse el espesor de capa, la velocidad de impresión, la colocación de la pieza en la cama caliente, el porcentaje de relleno para cuerpos sólidos, la creación de columnas de soporte, etc. La elección de estos parámetros se realiza a través de la interfaz de BCN3D Cura, la cual se explica a continuación.

Al acceder a la aplicación se observan dos zonas bien diferenciadas. En la zona izquierda, una columna muestra los diversos parámetros modificables para el proceso de impresión 3D.

La cantidad de variables disponibles dependen del posible modo de impresión; en el caso de este proyecto, se utiliza el modo experto. Dentro de este conjunto de variables se encuentran diversos apartados generales: Calidad, Relleno, Velocidad y temperatura, etc. Existen también opciones dedicadas a la creación de soportes, especialmente diseñadas para la impresión de piezas en las que la geometría dificulte la impresión sin ellas.

Las variables indispensables a definir para los procesos de impresión realizados son, de manera habitual, el espesor de capa, la velocidad de impresión y la densidad del relleno que realiza para piezas sólidas. Las temperaturas de impresión son de alta relevancia también, pero están directamente marcadas por el tipo de material utilizado para la fabricación aditiva.

The image shows a software interface for 3D printing settings. At the top, there are five tabs: 'Basic', 'Advanced', 'Plugins', 'Start/End-GCode', and an unlabeled tab. The 'Advanced' tab is selected. Below the tabs, the settings are organized into several sections:

- Quality:** Layer height (mm) is 0.2; Shell thickness (mm) is 1 (highlighted in yellow); Enable retraction is checked.
- Fill:** Bottom/Top thickness (mm) is 0.6; Fill Density (%) is 20.
- Speed and Temperature:** Print speed (mm/s) is 45; Printing temperature (C) is 220; Bed temperature (C) is 45.
- Support:** Support type is 'None'; Platform adhesion type is 'Brim'.
- Filament:** Diameter (mm) is 2.88; Flow (%) is 100.
- Machine:** Nozzle size (mm) is 0.4.

Figura 9.19. Parámetros de impresión.

En las pestañas siguientes de la zona superior, se encuentran soluciones mucho más detalladas para la personalización total de la impresión. Existe la posibilidad de modificar el propio inicio y fin del G-Code, la inclusión de *plugins*, como, por ejemplo, para utilizar un doble extrusor en la impresión, etc. Por otro lado, en la zona derecha del aplicativo se encuentra un gran entorno 3D en el que se muestra la zona disponible de impresión. Al cargar una pieza, se muestra su geometría 3D y pueden aplicarse factores de escala, modificaciones de ciertas longitudes, etc. También puede colocarse la orientación y posición de la pieza para su futura impresión.

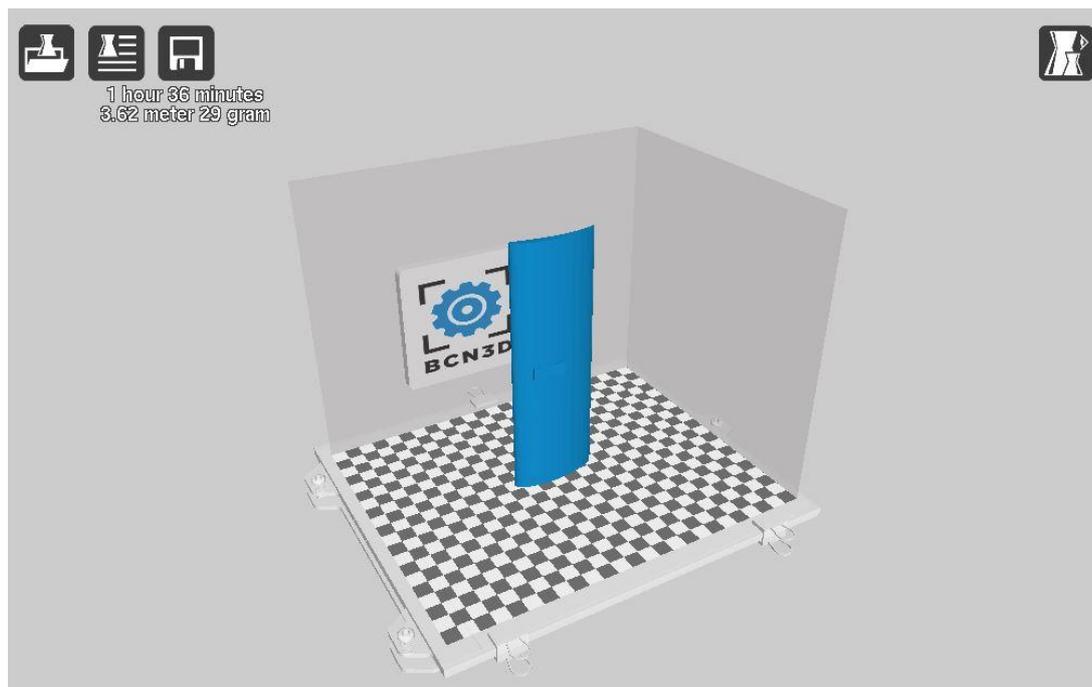


Figura 9.20. Entorno 3D de impresión del *software* BCN3D CURA.

Después de haber seleccionado todas las características correspondientes para la correcta impresión de la pieza, se guarda el archivo G-Code, utilizando el tercer botón de la zona superior izquierda. En la parte inferior de este, se muestra el tiempo total de impresión, los metros de filamento extruido y el peso total de la pieza.

9.3.6. Experiencia de uso

En el transcurso de este proyecto, se han realizado diversas impresiones, tanto para el estudio en el túnel de viento como para el prototipado de piezas y la fabricación de la maqueta final. Durante el proceso de impresión han surgido ciertos problemas y en este apartado se tratan en detalle y se muestran las soluciones aplicadas y las conclusiones surgidas de ello.

Uno de los elementos principales para la correcta realización de una impresión 3D se basa en el adecuado posicionamiento del extrusor. Una posición demasiado alejada del *hot bed* provocara alteraciones y líneas de filamento irregular, por lo que es esencial comprobar la posición del extrusor y la horizontalidad de la cama caliente antes de realizar ninguna impresión, incluso cuando ya se hayan impreso piezas anteriormente.

Por otro lado, la preparación y colocación del filamento, como se ha explicado anteriormente, son de vital importancia. Una introducción deficiente del plástico en el interior del cabezal provoca la

expulsión nula o parcial de material a través de la boquilla, por lo que pueden encontrarse zonas con falta de material, provocando un mal acabado superficial y la pérdida de rigidez estructural. Estas piezas tienen mayor probabilidad de fractura, debido a la falta de contacto entre capas.

Uno de los problemas más comunes encontrados en las impresiones de 3D realizadas ha sido el desplazamiento total de una capa de material respecto su posición original. Esta anomalía, debida al resbalamiento de la cadena respecto los motores paso a paso, se debe principalmente a una falta de mantenimiento de la impresora. La fricción entre las guías y el carro del extrusor puede provocar fallos en su deslizamiento, generando así una alteración de la posición relativa del extrusor respecto a su posición de impresión, y desplazando toda la impresión siguiente. La solución adecuada para evitar estos fenómenos ha sido la correcta limpieza y lubricación de barras y elementos mecánicos de la impresora. Gracias a ello, el movimiento, principalmente del eje X, mejora sustancialmente, eliminando cualquier tipo de tirón o alteración en la continuidad del movimiento.

La documentación técnica de la impresora ha sido de gran ayuda con tal de encontrar las soluciones para perfeccionar el funcionamiento completo de la máquina. Es siempre de gran importancia conocer el modelo con el que se trabaja y las herramientas correctas para su manipulación, con tal de aportar las acciones y cuidados necesarios para el buen uso y mantenimiento de impresoras de este tipo.

Análisis del impacto ambiental

Durante la ejecución de este proyecto se han utilizado diversos equipos electrónicos y eléctricos, siendo los principales ordenadores (tanto sobremesa como portátiles), impresoras 3D y el propio túnel de viento. Estos equipos, dada su potencia, suponen un gasto eléctrico a tener en cuenta a la hora de analizar el impacto de este proyecto en el medio ambiente, por lo que se estimará su consumo para cada uno de ellos.

Primeramente, se analizarán los ordenadores utilizados durante el proyecto. Se dispone de tres portátiles que se han usado de manera asidua para el modelado tridimensional en software CAD, preparación de los archivos de simulación, búsqueda de información y referencias, redacción, simulaciones estructurales de bajo coste computacional, etc. Se estima un uso total de unas 1800 h entre los tres autores, que teniendo en cuenta una potencia media de cada portátil de 40 W resulta en un gasto alrededor de 72 kW h.

El departamento de fluidos ha puesto a nuestra disposición un ordenador de sobremesa de altas prestaciones diseñado para resolver simulaciones computacionales de la manera más eficiente posible. Este ordenador tiene una potencia media de uso de 350 W y se ha utilizado para resolver 30 simulaciones de coste computacional medio (aproximadamente 4 horas cada una) y 10 de alto coste computacional (aproximadamente 40 horas cada una), lo que da un total de 520 horas, que expresado en consumo eléctrico asciende hasta un total de 182 kW h.

Para la fabricación de la maqueta a escala, así como de los modelos para realizar las experimentaciones en el túnel de viento, se ha utilizado la fabricación por adición de material plástico mediante impresoras BCN3D+. Dicho equipo tiene una potencia media de 200 W y se ha utilizado durante 60 horas en el campus universitario y durante 40 horas en servicios externos, dando un consumo total aproximado de 20 kW h. Además, se han encargado a empresas externas algunas piezas que no ha sido posible fabricar, la obtención de las cuales se ha hecho mediante tecnología MJF en un equipo HP Jet Fusion 3D 4200/3200 de potencia media de 10 kW. Estos elementos han tardado 3 horas entre la impresión y el posterior procesado de refrigeración, consumiendo en total 30 kW h.

La parte experimental de comprobación de resultados de las simulaciones computacionales fluidodinámicas se ha llevado a cabo en el túnel de viento TecQuipment AF100, con una potencia media de 20 kW y un uso de 20 horas, lo que equivale a un consumo de 400 kW h.

En total, el consumo eléctrico se estima en 684 kW h.

En cuanto al gasto material, los únicos componentes fabricados han sido los perfiles a escala utilizados en el túnel de viento (junto con los soportes necesarios para su experimentación) y la maqueta a escala de exposición. El material utilizado en la impresión 3D ha sido PLA, el cual es un polímero termoplástico reciclable y reutilizable, mientras que el material utilizado en los soportes del túnel de viento es acero. Dichos soportes, juntamente con la mayoría de los perfiles utilizados en la experimentación en el túnel de viento, van a ser reutilizados por el departamento de fluidos para la realización de prácticas académicas. De manera aproximada, se ha consumido una cantidad de PLA de 800 gramos, de los cuales 500 han sido impresos en las instalaciones universitarias y el resto en servicios externos.

Adicionalmente, se ha comprado tornillería para su utilización en la maqueta a modo de uniones desmontables, por lo que se pueden reutilizar después de uso en la maqueta.

En la implementación real en el vehículo el sistema aerodinámico activo aquí estudiado se alimenta a partir de la batería de 24V del propio vehículo. Por ello, el gasto energético que esto conlleva corre a cargo de la electricidad generada por el alternador, que va conectado mecánicamente al eje del propio motor de combustión. El consumo medio aproximado de todo el sistema aerodinámico activo es de 612 W, perteneciendo 600 W al conjunto de actuación y el resto a la electrónica de control.

Un proyecto de esta envergadura tiene una extensión considerable en cuanto a número de páginas se refiere, por lo que la impresión de este supondría un gasto notable de papel, además de la encuadernación del mismo. Adicionalmente, al tratarse de un proyecto global conformado por tres trabajos que se presentan de manera individual, los fundamentos teóricos y una parte de los resultados obtenidos son de interés común, por lo que existe una cantidad considerable de capítulos que se deberían de imprimir de manera redundante. Por ello, el hecho de que la Universidad haya decidido prescindir de la obligatoriedad de entregar físicamente el Trabajo Final de Grado resulta en un ahorro de papel a tener en cuenta, superando con facilidad el millar de páginas no impresas.

Conclusiones

Una vez finalizado el estudio y obtenidos todos los resultados pertinentes, se han extraído una serie de conclusiones a partir de la correcta interpretación de estos. Como este trabajo no se encuentra en el campo de la investigación, no se partía de una serie de hipótesis que confirmar, por lo que a nivel de conclusiones estas son de un carácter más técnico.

En primer lugar, se han obtenido unos resultados lógicos en cuanto al comportamiento aerodinámico del perfil seleccionado, en concordancia con otros perfiles alares de geometría similar.

En segundo lugar, se ha conseguido un diseño mecánico completo y funcional, fruto de un proceso iterativo siguiendo las pautas marcadas por algunas de las asignaturas impartidas en la universidad.

En tercer lugar, la implementación electrónica conseguida ha sido capaz de simular el comportamiento dinámico de un vehículo (a partir de los datos captados por diferentes sensores) y regular sus salidas acordes a este.

Por último, se ha fabricado una maqueta a escala con todos los grados de libertad con los que cuenta el prototipo diseñado, incorporando en esta todo el sistema electrónico de control y regulación. El sistema actuación, sin embargo, se ha emulado con una solución similar.

En el camino a la consecución de los objetivos marcados inicialmente se han ido adquiriendo una serie de competencias que han facilitado el desarrollo de este. Estos conocimientos de carácter más práctico no se aprenden en las aulas, sino que provienen de la experiencia.

Por un lado, la tarea llevada a cabo en el túnel de viento, que pretendía ser una verificación de la veracidad de los resultados obtenidos mediante simulación computacional fluidodinámica, ha puesto en evidencia las simplificaciones que lleva a cabo una simulación bidimensional: los vórtices de extremo, por ejemplo, que se suponían despreciables frente a otros efectos, han acabado siendo de vital relevancia aun cuando la ratio envergadura-cuerda es relativamente elevada. Esto hace ver la gran dificultad que supone correlacionar la teoría con la práctica. En consecuencia, resulta evidente la necesidad de llevar a cabo experimentos para validar los modelos virtuales, no significando esto que los métodos CFD no sean excelentes herramientas para obtener una idea muy clara del comportamiento aerodinámico con el correcto pre y postprocesado.

Por otro lado, durante el proceso de diseño se ha hecho patente el carácter iterativo de este, debiendo realizar diversas revisiones a los componentes mecánicos y a los materiales de estos conforme se avanzaba en el proyecto dado las interdependencias presentes. Esto se ha hecho presente a la hora de

tener en cuenta la viabilidad en cuanto a la fabricación, un factor que no se tiene en cuenta en los niveles teóricos más elementales.

En relación al proceso de diseño resulta evidente la practicidad de herramientas que implementen el método de elementos finitos para el análisis estructural, suponiendo un ahorro tanto de recursos como de tiempo considerable que se puede invertir en mejorar el diseño existente.

Finalmente se ha podido apreciar de una manera mucho más clara y cercana el uso de la electrónica dentro de un sistema real, con todas las dificultades y problemas que ello conlleva. El modelo de dinámica vehicular incorporado ha ayudado a comprender la enorme dificultad de representar matemáticamente un sistema tan complejo como es un vehículo, suponiendo un ligero incremento en la precisión un gran coste de cálculo

En definitiva, la realización de este ambicioso proyecto nos ha aportado un conjunto de habilidades y conocimientos muy útiles de cara a nuestro desarrollo profesional como futuros ingenieros.

Posibles vías de futuro desarrollo

Pese al gran alcance de este proyecto, el cual abarca tres áreas diferenciadas de la ingeniería y toca múltiples temáticas, se ha conseguido cumplir en gran medida las expectativas que todos los autores teníamos puestas en este trabajo. No obstante, somos plenamente conscientes de que se ha tenido que renunciar a algunos puntos, ya sea por restricciones de conocimiento o de tiempo, que nos habría gustado incorporar al proyecto.

Es por ello que se han pensado una serie de posibles vías de futuro desarrollo, que podrían dotar de mayor rigurosidad, profesionalidad y profundidad al sistema aquí estudiado.

- Realizar simulaciones computacionales fluidodinámicas con modelos tridimensionales, las cuales tendrían en cuenta más factores de la realidad tales como vórtices laterales.
- Realizar simulaciones computacionales estructurales con el modelo completo, es decir, sin aplicar ningún tipo de simetría, para así observar casos en que los elementos móviles se encuentren en posiciones muy diferentes entre sí.
- Aplicar una carga aerodinámica de presión sobre los perfiles aerodinámicos como una función definida por puntos, emulando así el perfil de presiones obtenido mediante CFD.
- Encontrar una relación entre los factores perturbadores tridimensionales (como la ratio envergadura-cuerda) para así poder extrapolar de manera más precisa los resultados CFD a la realidad.
- Valorar la posibilidad y viabilidad de la sustitución de los actuadores lineales por un sistema neumático.
- Optimizar la sincronía de las diferentes funciones de cálculo y transmisión de datos en el código del sistema de control.
- Valorar la sustitución del microcontrolador por un equipo electrónico con una frecuencia de reloj más alta, para así poder explorar todas las posibilidades del bus de datos.
- Profundización de la búsqueda de datos vehiculares para la aplicación del modelo dinámico de tres masas.
- Implementación de una realimentación negativa regulada mediante PID.

Presupuesto

En esta sección se detallarán los recursos tanto materiales como intangibles que se han empleado a lo largo de este trabajo.

Por un lado, durante la realización de este proyecto se ha necesitado del uso y/o adquisición de distintos materiales y productos, los cuales se listan en la Tabla 1.

<i>Material o producto</i>	<i>Coste unitario</i>	<i>Unidades</i>	<i>Coste subtotal</i>
<i>Filamento plástico PLA</i>	30,00 €/kg	0,8 kg	24,00 €
<i>Barra calibrada acero 12mm</i>	3,60 €/m	0,8 m	2,88 €
<i>Papel de lija</i>	0,90 €/ud	3 ud	2,70 €
<i>Masilla</i>	15,20 €/kg	0,25 kg	3,80 €
<i>Raspberry Pi Model 3B</i>	38,00 €/ud	1 ud	38,00 €
<i>Arduino UNO R3</i>	20,00 €/ud	1 ud	20,00 €
<i>InvenSense GY-521</i>	2,44 €/ud	1 ud	2,44 €
<i>Joystick</i>	0,99 €/ud	1 ud	0,99 €
<i>Pack 120 cables</i>	6,10 €/ud	1 ud	6,10 €
<i>Protoboard 170 puntos</i>	1,79 € /ud	2 ud	3,58 €
<i>Fuente protoboard MB102</i>	0,60 €/ud	1 ud	0,60 €
<i>Servo Micro SG90</i>	5,20 €/ud	2 ud	10,40 €
<i>Tornillo M2x20 y tuerca</i>	0,145 €/ud	20 ud	2,90 €
<i>Tornillo M2x16 y tuerca</i>	0,125 €/ud	20 ud	2,50 €
<i>Tornillo M3x10 y tuerca</i>	0,115 €/ud	20 ud	2,30 €
<i>Licencia ANSYS*</i>	0,70 €/h	550 h	385,00 €
<i>Licencia SolidWorks*</i>	0,50 €/h	150 h	75,00 €
<i>Uso túnel de viento*</i>	150,00 €/día	5 días	750,00 €
Subtotal			1.333,19 €

Tabla 1. Presupuesto subtotal de materiales y productos.

Debido a la imposibilidad de obtener ciertas piezas se han derivado servicios de impresión 3D a agentes externos, el presupuesto de los cuales se lista en la Tabla 2.

<i>Servicios</i>	<i>Coste unitario</i>	<i>Unidades</i>	<i>Coste subtotal</i>
<i>Impresión 3D MJF*</i>	2,40 €/h	3 h	7,20 €
<i>Impresión 3D FFF*</i>	1,45 €/h	40 h	58,00 €
Subtotal			65,2 €

Tabla 2. Presupuesto subtotal de servicios.

De acuerdo a la estimación de consumo energético realizada en el apartado de Análisis del impacto ambiental se ha calculado el coste que supondría.

<i>Electricidad</i>	<i>Coste unitario</i>	<i>Unidades</i>	<i>Coste subtotal</i>
<i>Ordenadores portátiles*</i>	0,12 €/(kW h)	72 kW h	8,64 €
<i>Ordenador sobremesa*</i>	0,12 €/(kW h)	182 kW h	21,84 €
<i>Impresión 3D*</i>	0,12 €/(kW h)	12 kW h	1,44 €
<i>Túnel de viento*</i>	0,12 €/(kW h)	400 kW h	48,00 €
Subtotal			79,92 €

Tabla 3. Presupuesto subtotal de electricidad.

Por último, considerando unos honorarios medios tanto para ingenieros junior como para ingenieros senior, se ha obtenido el presupuesto mostrado en la Tabla 4.

<i>Servicios de ingeniería</i>	<i>Coste unitario</i>	<i>Unidades</i>	<i>Coste subtotal</i>
<i>Honorarios de ingeniería*</i>	50,00 €/h	2.500 h	125.000
Subtotal			125.000,00 €

Tabla 4. Presupuesto subtotal de servicios de ingeniería.

Agrupando todos estos costes y aplicando el 21% de IVA a los productos marcados con un asterisco se obtiene el presupuesto total del proyecto, tal y como se muestra en la Tabla 5.

<i>Material o producto</i>	1.333,19 €
<i>Servicios</i>	65,20 €
<i>Electricidad</i>	79,92 €
<i>Servicios de ingeniería</i>	125.000,00 €
<i>IVA (21%)</i>	26.534,58 €
Total	153.012,89 €

Tabla 5. Presupuesto total del proyecto.

Bibliografía

Referencias

[1] López, Eric. “Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles: elementos aerodinámicos”. Trabajo Final de Grado. Universitat Politècnica de Catalunya: Escola d’Enginyeria Barcelona Est, 2018.

[2] Rodríguez, Antonio. “Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles: control y automatización del sistema”. Trabajo Final de Grado. Universitat Politècnica de Catalunya: Escola d’Enginyeria Barcelona Est, 2018.

Bibliografía complementaria

Abbot, Ira H.; von Doenhoff, Albert E. y Stivers Jr., Louis S. “Summary of Airfoil Data”. Technical report, National Advisory Committee for Aeronautics (NACA), 1945.
<https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930090976.pdf>

Abreu, O. V. Alvear D.; Capote, J. A.; Espina, J. y Lázaro, M. “Influencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios”. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería* 24, no. 3 (2008): 227-45. <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099/10445/III%20-%20V24N3.pdf>

Alam, Firoz; Steiner, Tom; Chowdhury Harun; Moria, Hazim; Khan, Iftekhar; Aldawi, Fayez y Subic, Aleksandar. “A study of ball aerodynamic drag.” *Procedia Engineering* 13 (2011) 226-231.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S187770581100991X>

Ashby, Michael F. *Materials selection in mechanical design*. 3ª ed. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, 2005.

Becker, Jared y Valdez, Jonathan. Texas Instruments. “Understanding the I²C Bus”. Technical report, 2005. <http://www.ti.com/lit/an/slva704/slva704.pdf>

Budynas, Richard G; Nisbett, J. Keith y Shigley, Joseph Edward. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 9ª ed. México: McGraw-Hill, 2012.

Capece, V. R.; Kirk, William T.; Nayeri, C. N.; Paschereit, C. O. y Pechlivanoglou, G. "Comparative Study Of CFD Solver Models For Modeling Of Flow Over Wind Turbine Airfoils". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition* (2014). <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1907865>

Castillo, Esmeralda. "Análisis de criterios de fallo para materiales compuestos". Trabajo Final de Grado. Universidad Politécnica de Valencia: Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Diseño, 2016.

CFD Online. "Introduction to Turbulence". [Disponible 5 de mayo 2018]. <https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence>

Components101. "Arduino UNO". [Disponible 9 de marzo 2018]. <https://components101.com/microcontrollers/arduino-uno>

Components101. "Raspberry Pi 3". [Disponible 9 de marzo 2018]. <https://components101.com/microcontrollers/raspberry-pi-3-pinout-features-datasheet>

Comsol Cyclopedia. "The Finite Element Method (FEM)". [Disponible 22 de febrero 2018]. <https://www.comsol.com/multiphysics/finite-element-method>

Çengel, Yunus A. y Cimbala, John M. *Mecánica de fluidos. Fundamentos y aplicación*. 1ª ed. México, D.F.: McGraw-Hill, 2006.

De Pouplana Queralt, Marcos. "Diseño de un generador de vórtices". Trabajo Final de Grado. Universitat Politècnica de Catalunya. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona, 2017.

Dorf, Richard C. *Sistemas de control moderno*. 10a ed. Madrid [etc.]: Prentice Hall, 2005.

Egorov, Yury y Menter, Florian. "A Scale-Adaptive Simulation Model using Two-Equation Models". *AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit* (2005). <https://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/6.2005-1095>

Fixor. "Tuercas remachables e insertos." [Disponible 15 de mayo 2018]. <https://www.fixor.es/insertos-tuercas-remachables/>

Frei, Walter. "Understanding the Solvers". *Comsol Tokyo Conference* (2014). https://www.kesco.co.jp/conference/2014/data/ConfTokyo2014Mini_Solvers.pdf

Frei, Walter. Comsol Blog. "Which Turbulence Model Should I Choose for My CFD Application?". [Disponible 3 de febrero 2018]. <https://www.comsol.com/blogs/which-turbulence-model-should-choose-cfd-application/>

Gillespie, Thomas D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. 1ª ed. Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers.

Hirsch, C. *Numerical Computation of Internal and External Flows*. Elsevier, 2007.

H.K. Versteeg & W. Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method*. 2ª ed. Pearson Education, 2007.

Kuo, Benjamin C. *Sistemas Control Automático*. 7a ed. México: Prentice Hall, 1996.

LearnCAx. "Basics of Y Plus, Boundary Layer and Wall Function in Turbulent Flows." [Disponible 26 de marzo 2018]. <https://www.learncax.com/knowledge-base/blog/by-category/cfd/basics-of-y-plus-boundary-layer-and-wall-function-in-turbulent-flows>.

LINAK. "Actuadores Lineales" [Disponible 7 de mayo 2018]. <http://www.linak.es/productos/linear-actuators.aspx>

MathWorks Documentation. "Fit curve or surface to data – MATLAB fit". [Disponible 29 de abril 2018]. <https://es.mathworks.com/help/curvefit/fit.html>

Matyushenko, Aleksey A.; Kotov, Eugeni V. y Garbaruk, Andrey V. "Calculations of flow around airfoils using two-dimensional RANS: an analysis of the reduction in accuracy." *St. Petersburg Polytechnical University Journal: Physics and Mathematics Vol.3, Issue 1* (Marzo 2017) 15-21. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2405722317300191?via%3Dihub>

Milliken, W. F. y Milliken, D. L. *Race Car Vehicle Dynamics*. 1ª ed. Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, 1995.

Mott, Robert L. *Mecánica de fluidos*. 6ª ed. México D.F.: Pearson Prentice Hall, 2006.

Mullen, Benjamin J. Cornell Confluence. "FLUENT- Flow over an Airfoil". [Disponible 8 de febrero 2018]. <https://confluence.cornell.edu/display/SIMULATION/FLUENT+-+Flow+over+an+Airfoil>

Mulsanne Corner. "Race Car Aerodynamics Database". [Disponible 12 de mayo 2018]. <http://www.mulsannescorner.com/data.html>

Muñoz, Alberto. "Diseño y análisis computacional para túnel de viento de baja velocidad". Proyecto fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid: Escuela Politécnica Superior, 2012.

Oñate, E. *Structural analysis with the finite element method: linear statics*. Barcelona: [London]: CIMNE, Springer, 2009.

P. Beer, Ferdinand; Johnston Jr, E. Russel y Mazurek, David F. *Mecánica vectorial para ingenieros. Estática*. 10ª ed. México, McGraw-Hill, 2010.

Pacejka, Hans B. *Tire and Vehicle Dynamics*. 3ª ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012.

Pritchard, Philip J.; Fox, Robert W. y McDonald, Alan T. *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*. 8ª ed. Manhattan: Wiley, 2011.

Python Documentation. "7.3. struct — Interpret strings as packed binary data". [Disponible 15 de mayo 2018]. <https://docs.python.org/2/library/struct.html>

Quartus Engineering. "Composites 101". [Disponible 24 de abril 2018]. <https://www.quartus.com/resources/composites-101/>

Rumsey, Christopher. Langley Research Center. "Turbulence Modeling Resource". [Disponible 4 de mayo 2018]. <https://turbmodels.larc.nasa.gov/>

Schaeffler. "Casquillos de fricción INA de material compuesto de metal-polímetro." [Disponible 17 de mayo 2018]. https://www.schaeffler.es/content.schaeffler.es/es/products_services/inafagproducts/rotativ_products/plain_bearings/plain_bearings_maintenance_free/metal_polymer_composite_plain_bearings/composite_plain_bearings.jsp

Schieche, Bettina. "The strength of the weak form". [Disponible 22 de febrero 2018]. <https://www.comsol.com/blogs/strength-weak-form/>

SHARCNET. "ANSYS Composite PrepPost User's Guide". [Disponible 4 de mayo 2018]. https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/acp Ug/acp_book.html

SKF. "Linear actuators product range" [Disponible 8 de mayo 2018]. <http://www.linak.es/productos/linear-actuators.aspx>

Storey, Neil. *Electrónica: de los sistemas a los componentes*. Wilmington, Delaware: Addison-Wesley Iberoamericana, 1995.

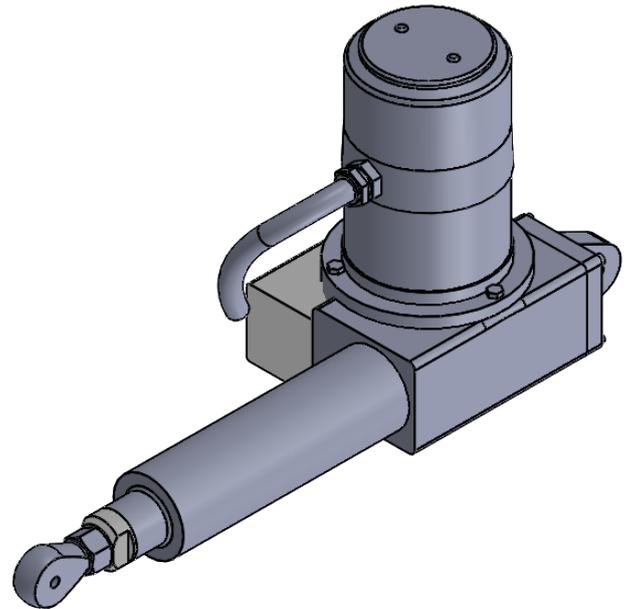
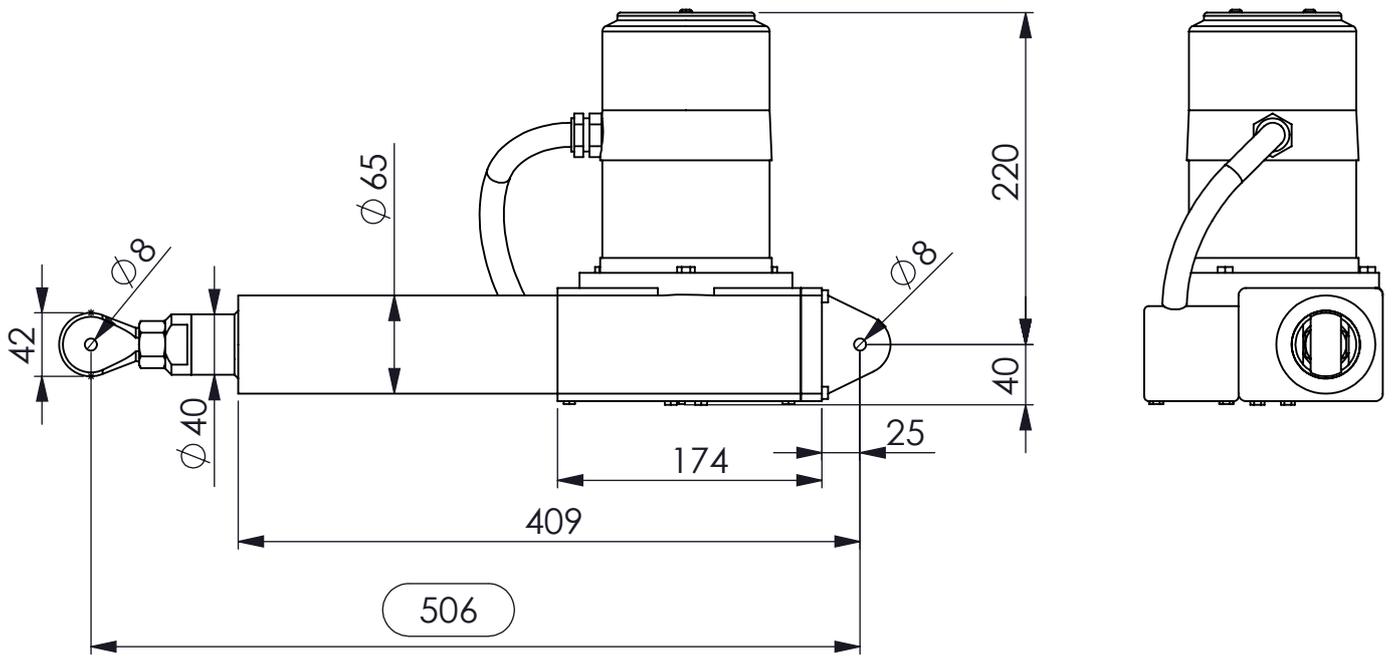
Timotion. "Linearantriebe" [Disponible 8 de mayo 2018]. https://www.timotion.com/de/products/intro/Linear_Actuators?guid=1481269298

Warner Linear. "Rugged Duty Linear Actuators". [Disponible 8 de mayo 2018]. <https://www.warnerlinear.com/Products/linear-actuators/rugged-duty-actuators>

Zhou, Ying y Wang, Z.J. "Effects of Surface Roughness on Separated and Transitional Flows over a Wing." *AIAA Journal* Vol. 50, No.3 (Marzo 2012) 593-609.
<http://www.dept.ku.edu/~cfdku/papers/2012-aiaaj.pdf>

Anexo A. Planos

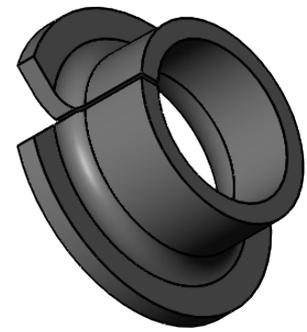
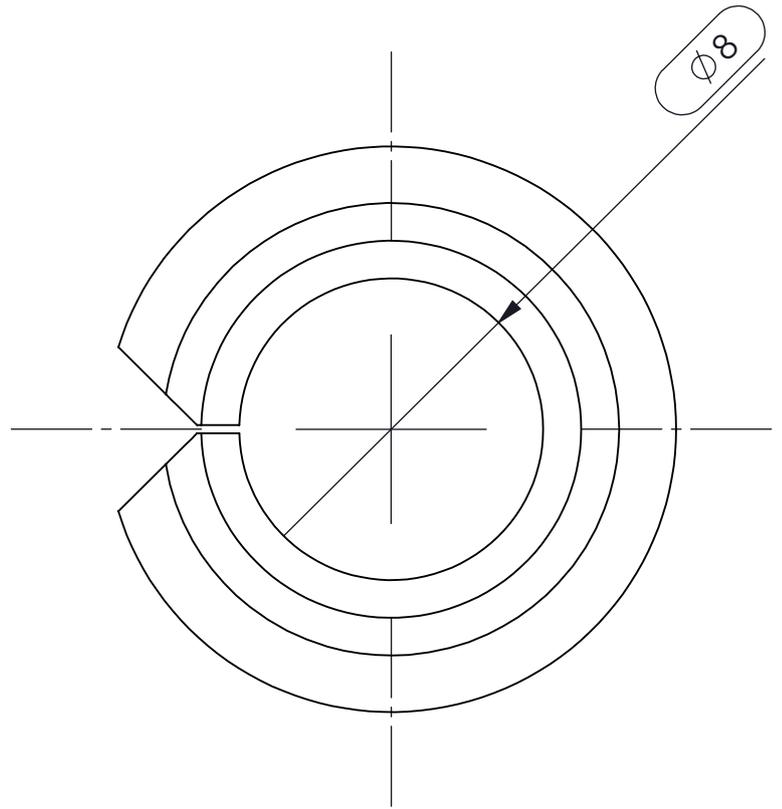
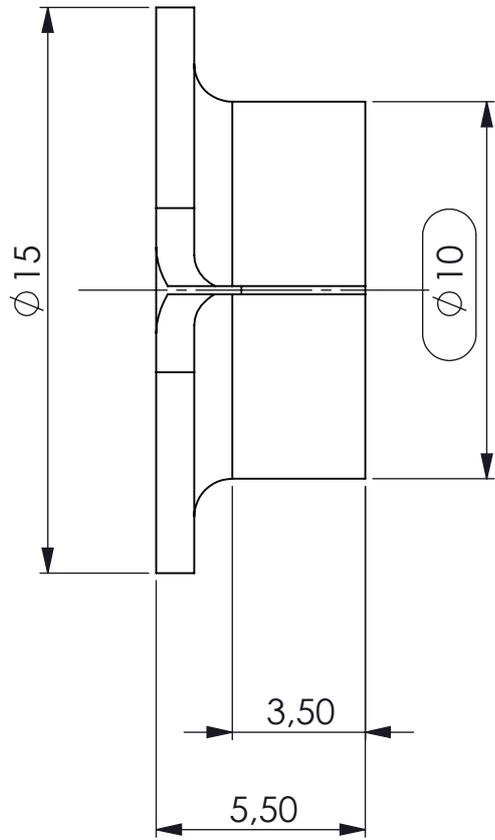




Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.
 Para más información del actuador, consultar el Data Sheet adjunto en los anexos.

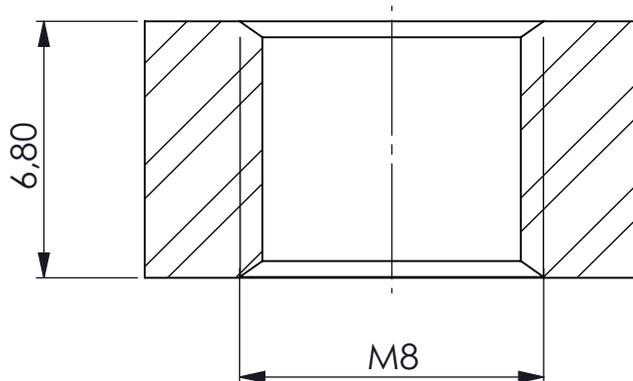
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZADO
	01	Cambio de actuador del LINAK LA14 al CAHM-35	15/05/2018	E. López
		Actuador CAHM-35		
Trabajo Final de Grado		Realizado	E. López	29/04/2018
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles		Aprobado	I. Rivet	29/04/2018
		Escala	1:10	Unidades
		Peso		Formato A4
				Plano 1/17



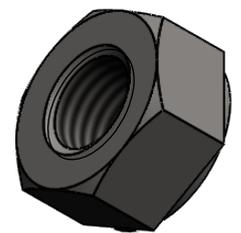
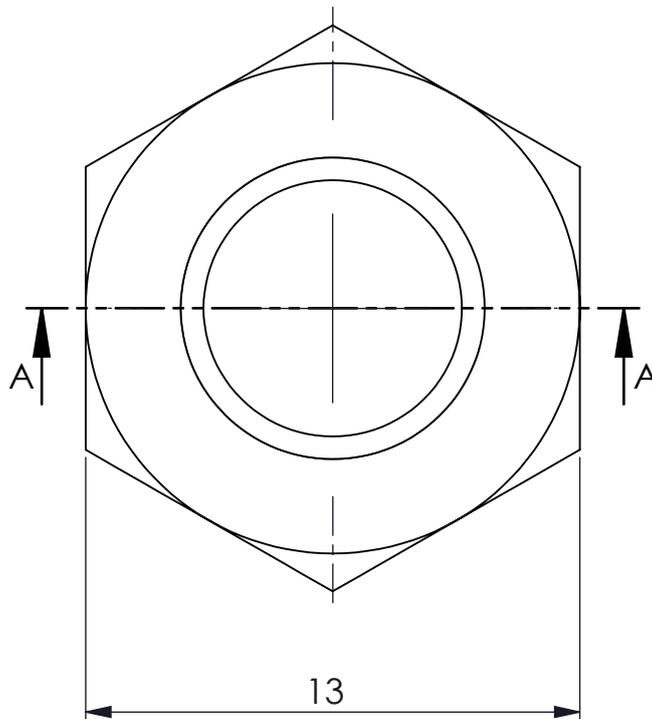


Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.

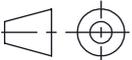
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est	Pieza					Casquillo con valona corto	
	Trabajo Final de Grado	Realizado	I. Rivet	16/04/2018	Material		Formato A4
	Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles	Aprobado	A. Rodríguez	16/04/2018	Acero		Plano 2/17
Escala 5:1		Unidades mm		Peso			1.72 g

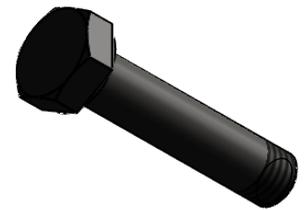
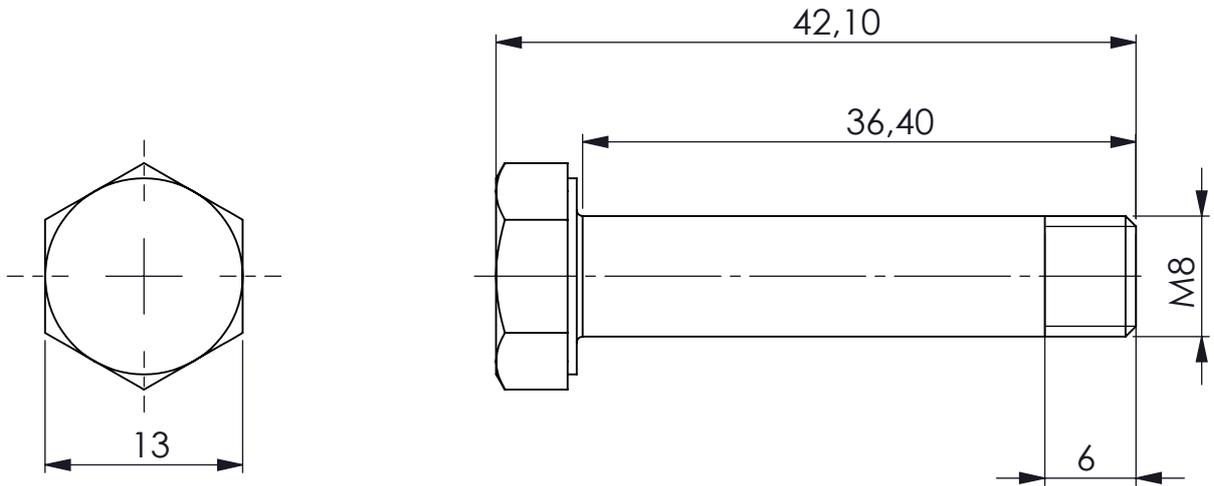


SECCIÓN A-A

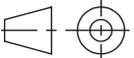


Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est	Pieza					Tuerca hexagonal	
	Trabajo Final de Grado	Realizado	A. Rodríguez	20/04/2018	Material		Formato A4
	Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles	Aprobado	E. López	20/04/2018	AISI 304 Peso 5.853 g		Plano 3/17
Escala 5:1		Unidades mm					



Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est	Pieza					Eje piston	
	Trabajo Final de Grado	Realizado	A. Rodríguez	20/04/2018	Material		Formato A4
	Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles	Aprobado	E. López	20/04/2018	AISI 304		Plano 4/17
		Escala 2:1	Unidades mm		Peso	20.8811 g	

6

5

4

3

2

1

H

G

F

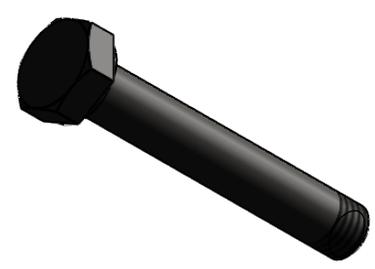
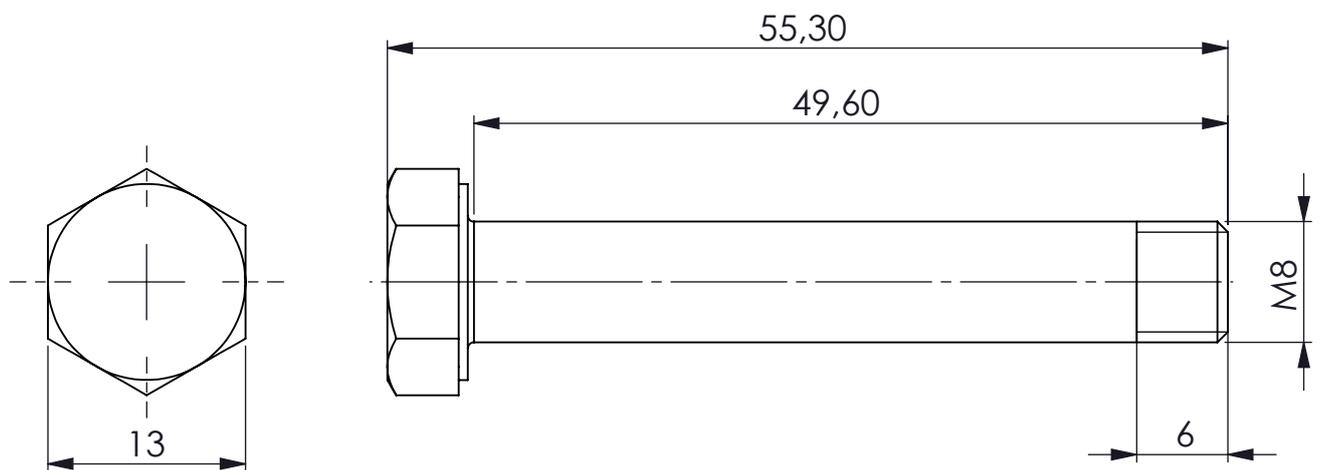
E

D

C

B

A



Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est	Pieza					Eje rocker		
	Trabajo Final de Grado		Realizado	A. Rodríguez	20/04/2018	Material		Formato A4
	Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles		Aprobado	E. López	20/04/2018	AISI 304		Página 5/17
Escala 1:1			Unidades mm		Peso			26.1892 g

6

5

4

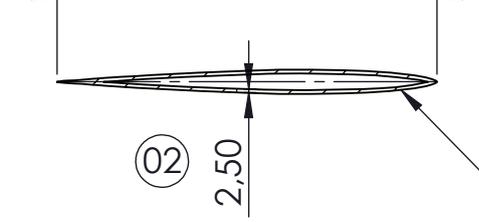
3

2

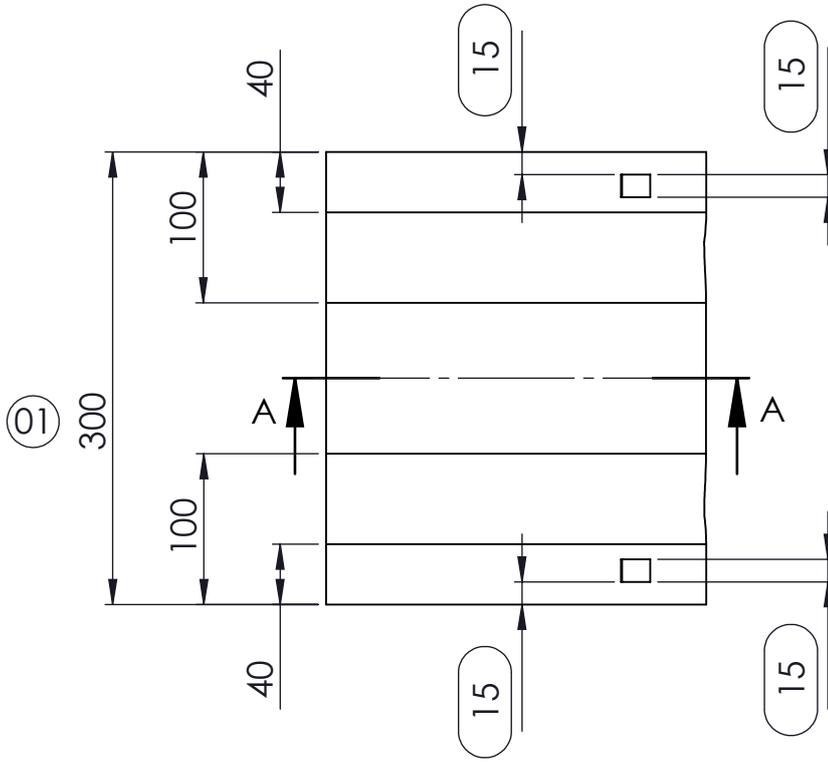
1

SECCIÓN A-A

Longitud de cuerda 250



Perfil GOE445
Espesor 100%

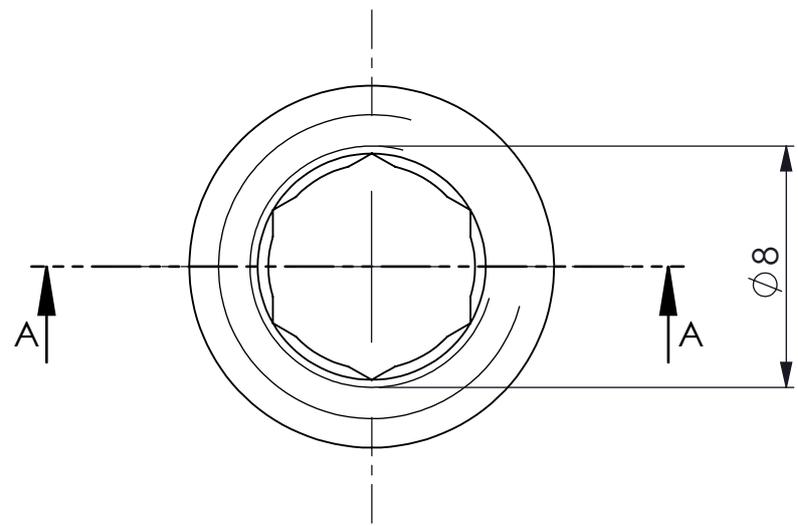
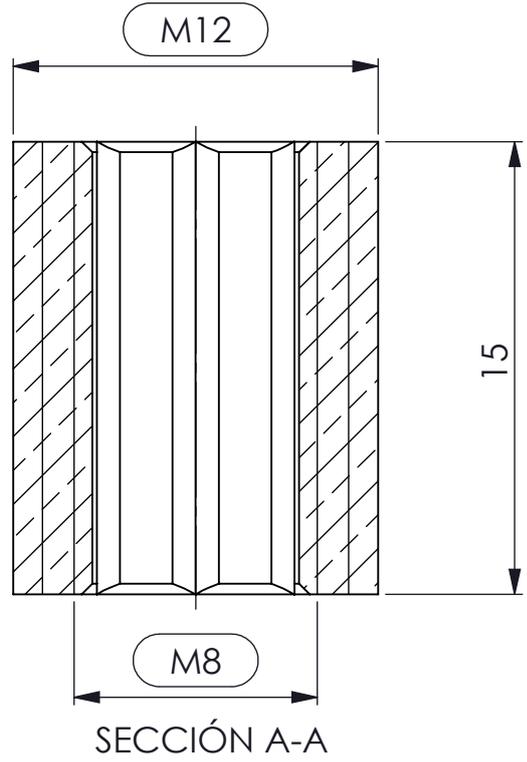


Longitud de cuerda 250

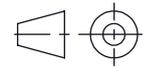
Perfil E63
Espesor 200%

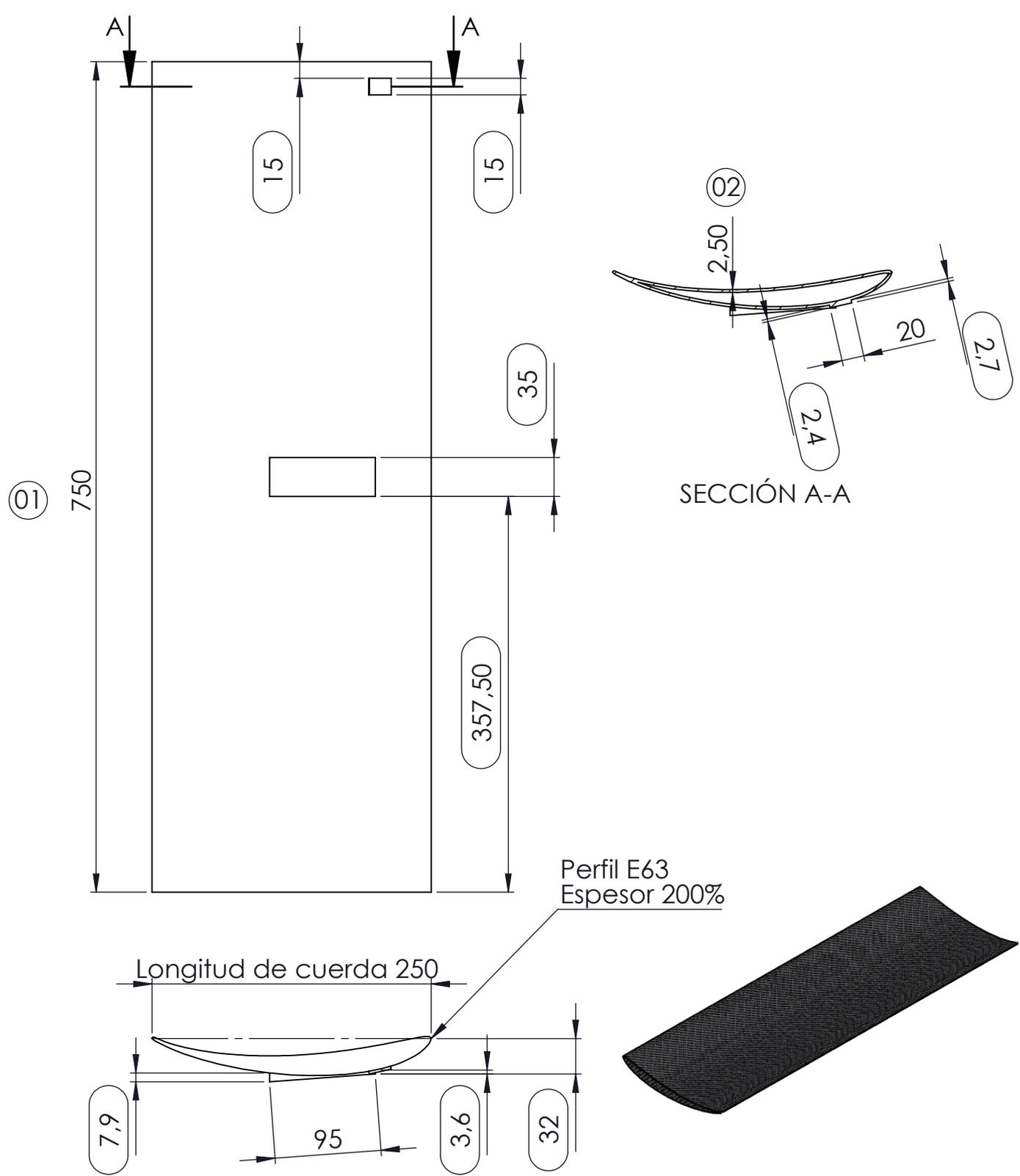


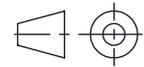
F3	02	Espesor aumentado de 2 a 2,5 mm por razones de rigidez	20/04/2018	A. Rodríguez		
D4	01	Dimensión reducida de 500 a 300 mm	01/04/2018	I. Rivet		
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZADO		
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA PARCIEL·NATECIB Escola d'Enginyers de Barcelona Est		Pieza Parte fija alerón GOE445				
Trabajo Final de Grado		Realizado	I. Rivet	15/03/2018	Material	Formato A4
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles		Aprobado	A. Rodríguez	15/03/2018	Fibra de carbono	Plano 6/17
		Escala 1:5	Unidades mm		Peso 1464.76 g	

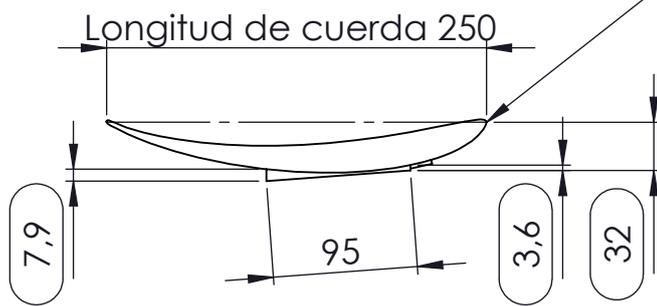
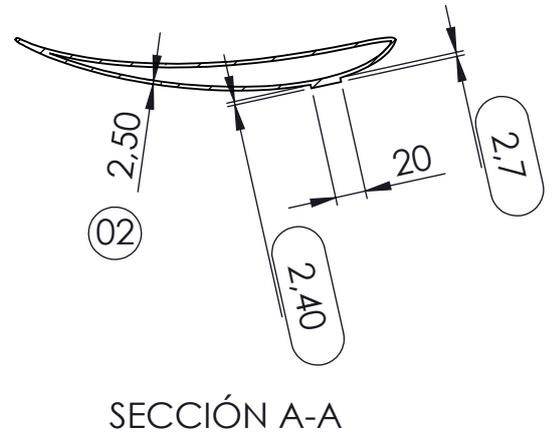
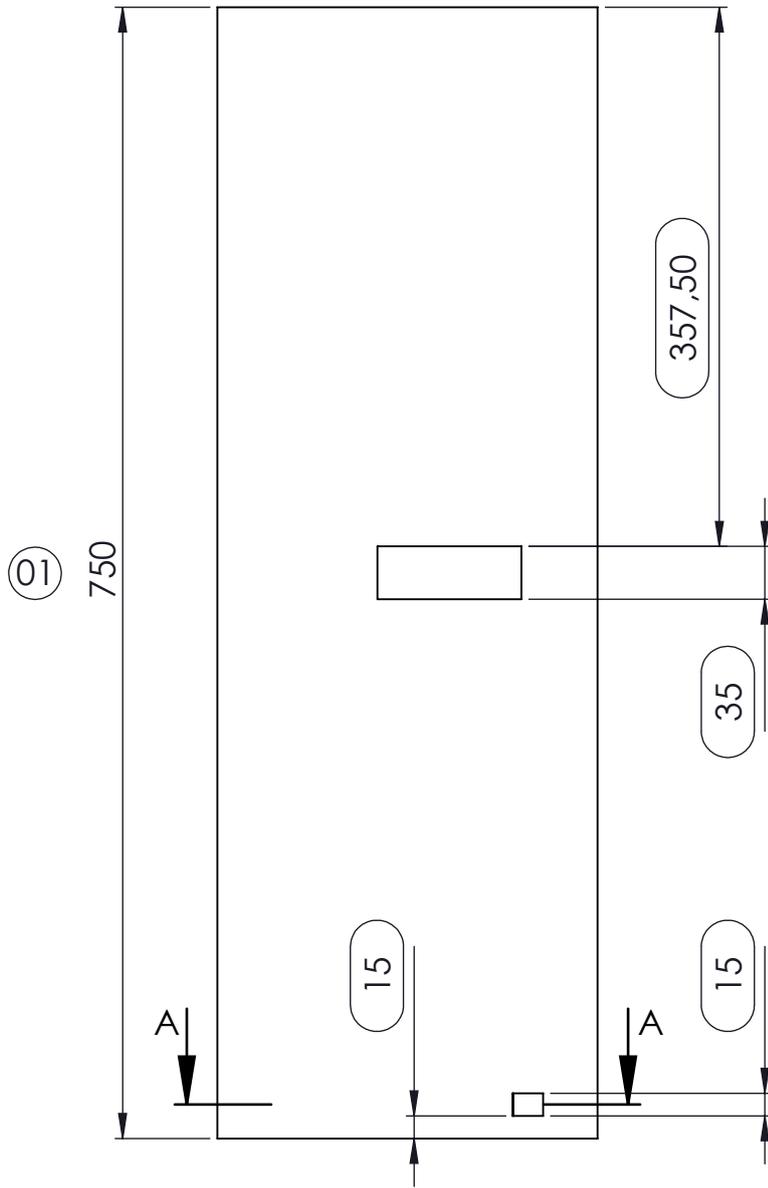


Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est	Pieza					Inserto roscado	
	Trabajo Final de Grado	Realizado	E. López	20/04/2018	Material	Formato A4	
	Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles	Aprobado	A. Rodríguez	20/04/2018		Peso	Plano 7/17
Escala 4:1		Unidades mm		9.58 g			

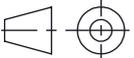


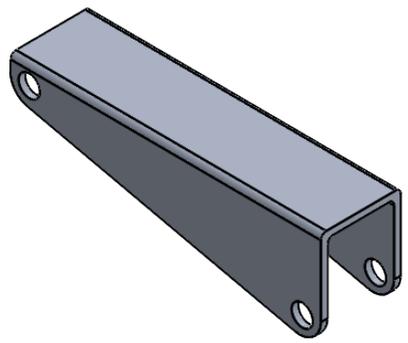
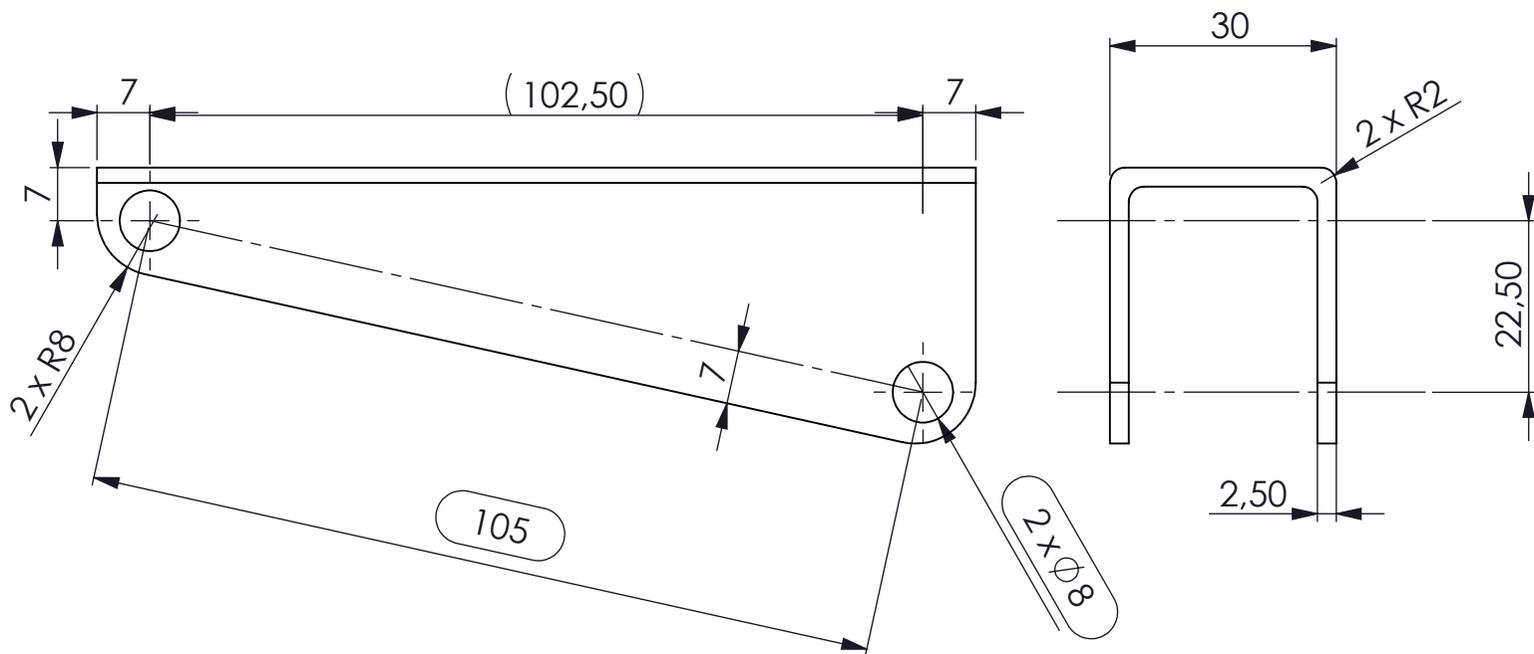
F2	02	Espesor aumentado de 2 a 2,5 mm por razones de rigidez	20/04/2018	A. Rodríguez		
E4	01	Dimensión aumentada de 500 a 750 mm	01/04/2018	I. Rivet		
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZADO		
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est		Pieza <h3 style="text-align: center;">Perfil izquierdo E63</h3>				
Trabajo Final de Grado		Realizado	I. Rivet	15/03/2018	Material	Formato A4
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles		Aprobado	A. Rodríguez	15/03/2018	Fibra de carbono	Plano 8/17
		Escala 1:5	Unidades mm		Peso 1743.58 g	



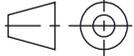
Perfil E63
Espesor 200%

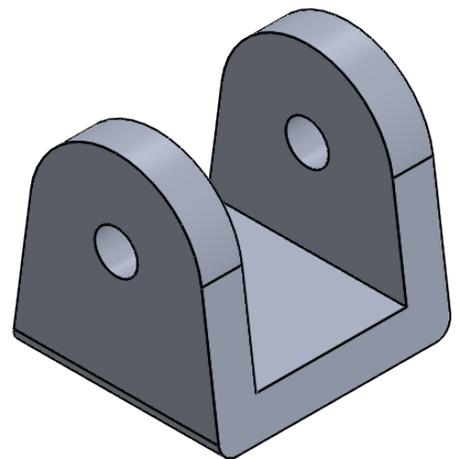
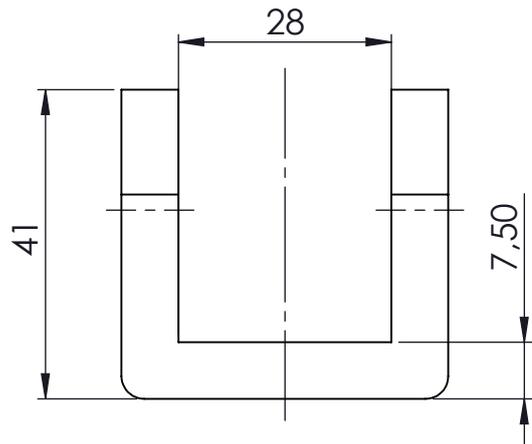
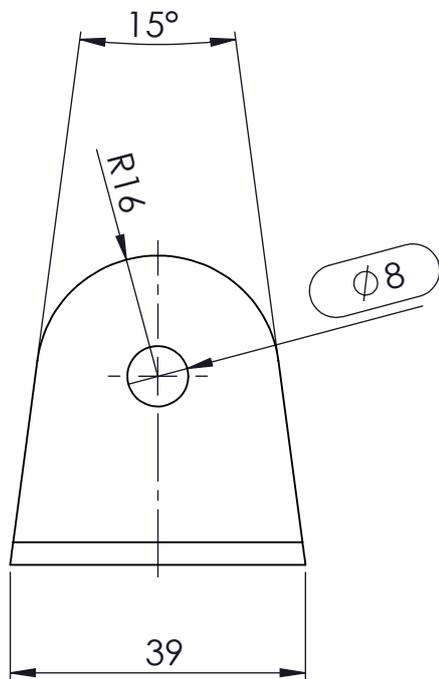


E2	02	Espesor aumentado de 2 a 2,5 mm por razones de rigidez	20/04/2018	A. Rodríguez		
E4	01	Dimensión aumentada de 500 a 750 mm	01/04/2018	I. Rivet		
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZADO		
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est		Pieza Perfil derecho E63				
Trabajo Final de Grado		Realizado	I. Rivet	15/03/2018	Material	Formato A4
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles		Aprobado	A. Rodríguez	15/03/2018	Fibra de carbono	Plano 9/17
		Escala 1:5	Unidades mm		Peso 1742.13 g	

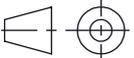


Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.

	02	Actualizadas dimensiones acorde al nuevo actuador	15/05/2018	E. López
	01	Cambio del proceso de fabricación a doblado de chapa	20/04/2018	E. López
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZADO
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH <small>Escola d'Enginyeria de Barcelona Est</small>		Pieza <h2 style="text-align: center;">Rocker</h2>		
Trabajo Final de Grado		Realizado	E. López	15/03/2018
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles		Aprobado	I. Rivet	15/03/2018
		Escala	1:2	Unidades mm
		Material		Formato A4
		Aleación de aluminio		Plano 10/17
		Peso	57.90 g	

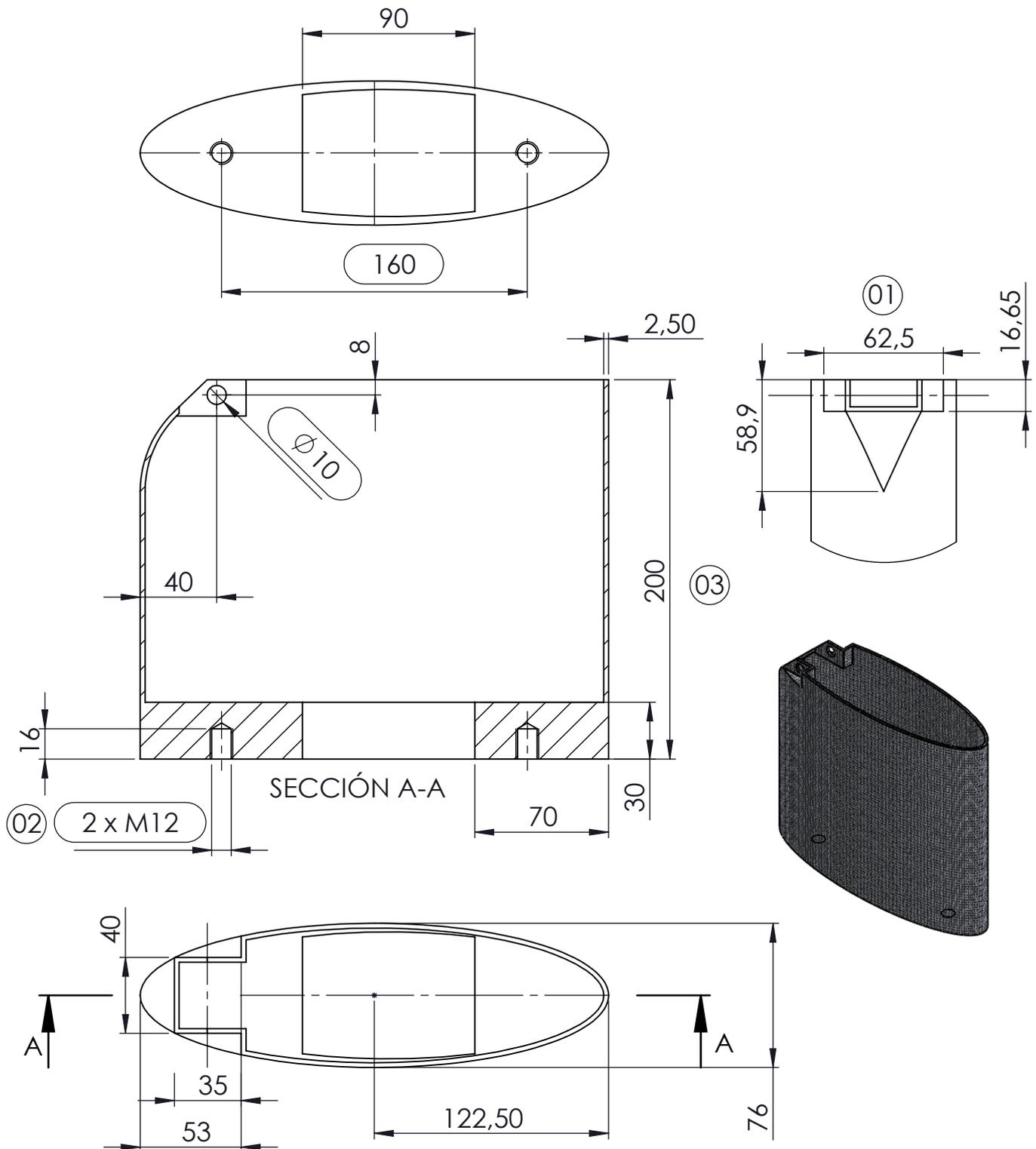


Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.

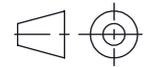
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZADO
	01	Dimensiones aumentadas acorde al nuevo actuador	15/05/2018	A. Rodríguez
		Soporte actuador		
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est		Pieza		
Trabajo Final de Grado		Realizado	A. Rodríguez	15/03/2018
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles		Aprobado	I. Rivet	15/03/2018
		Material	Aleación de aluminio	
		Escala 2:1	Unidades mm	Formato A4
		Peso	71.34 g	Plano 11/17
				

6 5 4 3 2 1

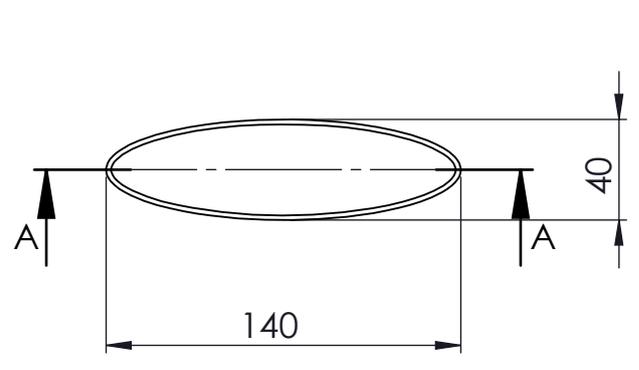
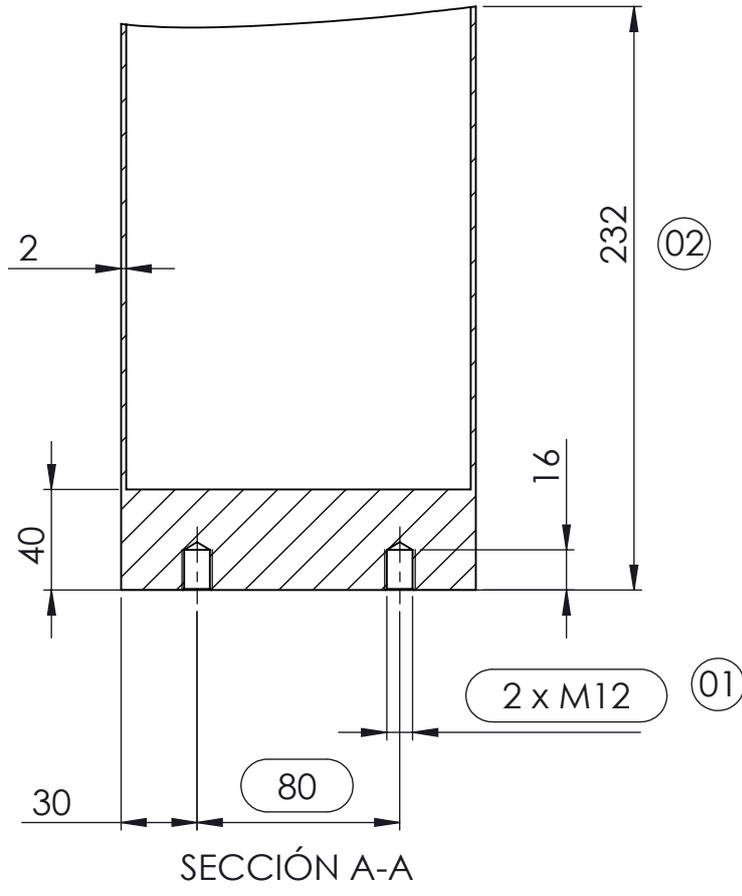
H
G
F
E
D
C
B
A



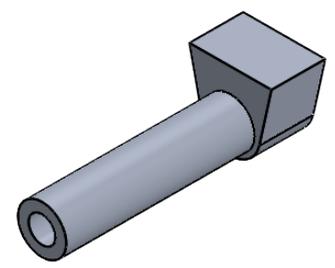
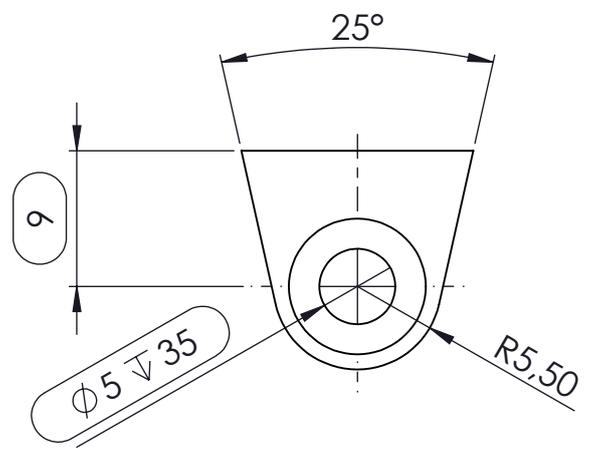
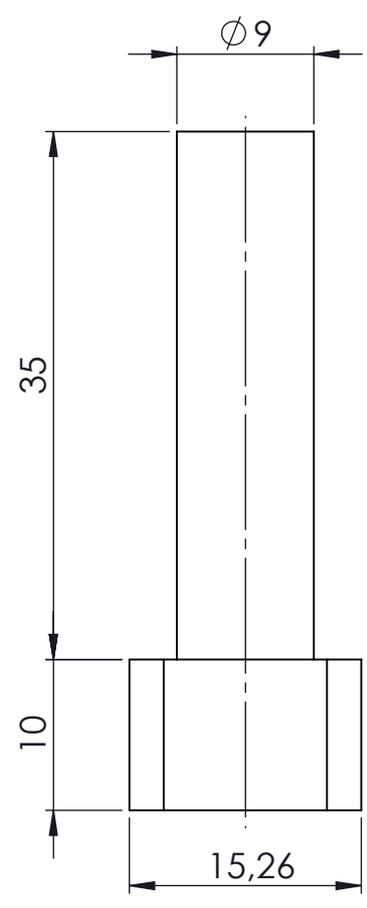
D2	03	Acortada la altura 100 mm por razones de diseño	08/05/2018	I. Rivet
C4	02	Introducida la unión mediante insertos roscados	29/04/2018	I. Rivet
E1	01	Creado caras planas para facilitar la unión del eje	20/04/2018	I. Rivet

ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZADO	
		Pieza	Soporte perfil lateral		
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est		Realizado	I. Rivet	15/03/2018	Material Fibra de carbono Formato A4 Plano 12/17
		Aprobado	E. López	15/03/2018	
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles		Escala 1:3		Unidades mm	Peso 873.48 g 

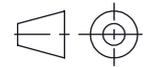
6 5 4 3 2 1

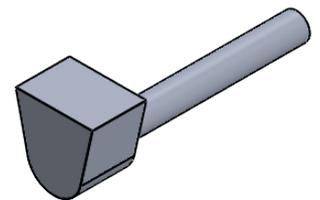
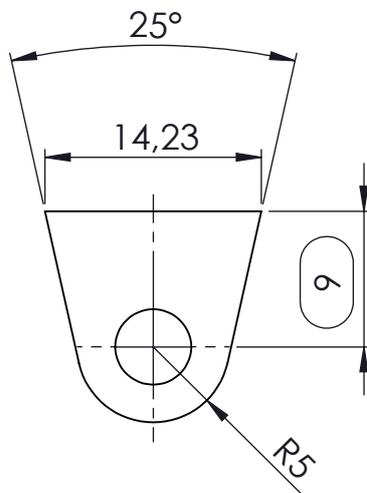
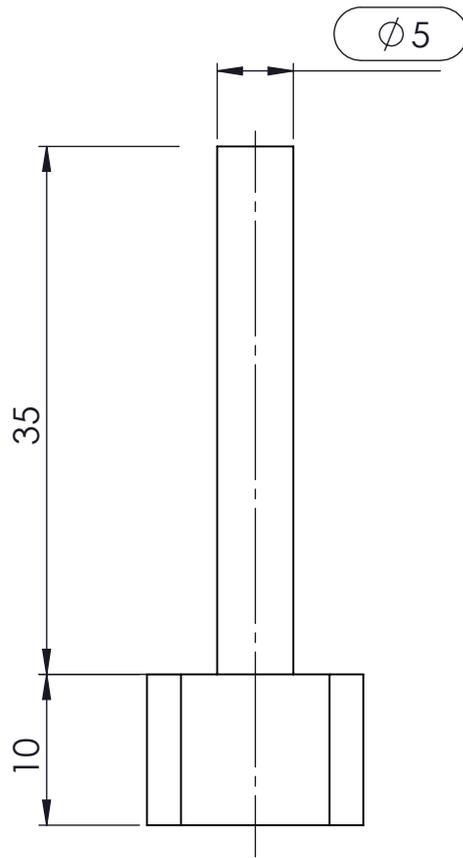


E2	02	Acortada la altura 100 mm por razones de diseño	08/05/2018	I. Rivet		
D2	01	Introducida la unión mediante insertos roscados	29/04/2018	I. Rivet		
ZONA	REV.	DESCRIPCIÓN	FECHA	REALIZADO		
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est		Pieza <h3>Soporte perfil central</h3>				
Trabajo Final de Grado		Realizado	I. Rivet	15/03/2018	Material	Formato A4
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles		Aprobado	E. López	15/03/2018	Fibra de carbono	Plano 13/17
		Escala 1:3	Unidades mm			Peso 514.40 g



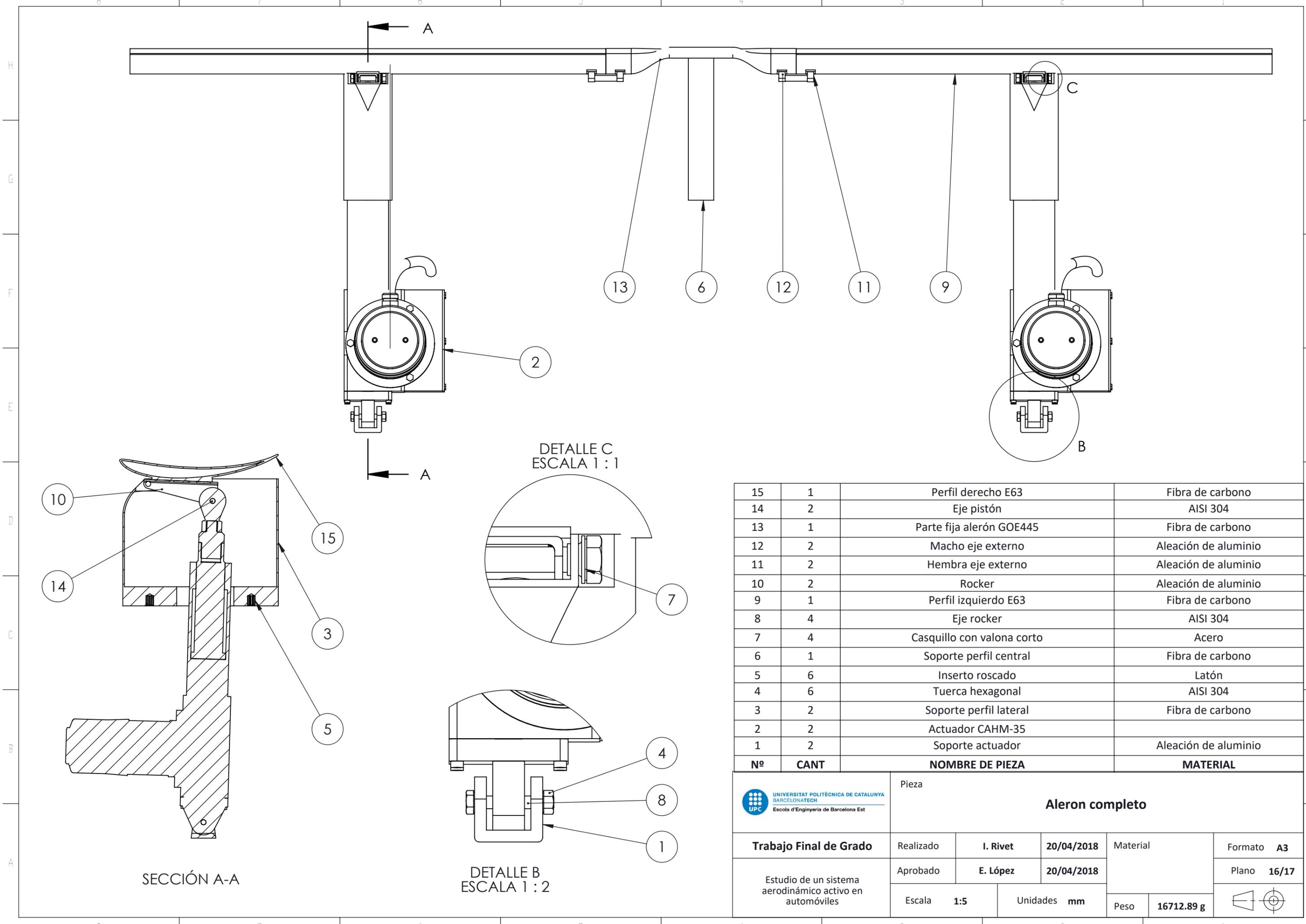
Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est	Pieza					Hembra eje externo	
	Trabajo Final de Grado	Realizado	E. Lopez	20/04/2018	Material	Formato A4	
	Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles	Aprobado	I. Rivet	20/04/2018		Aleación de Aluminio	Plano 14/17
Escala 2:1		Unidades mm		Peso	8.66 g		
							



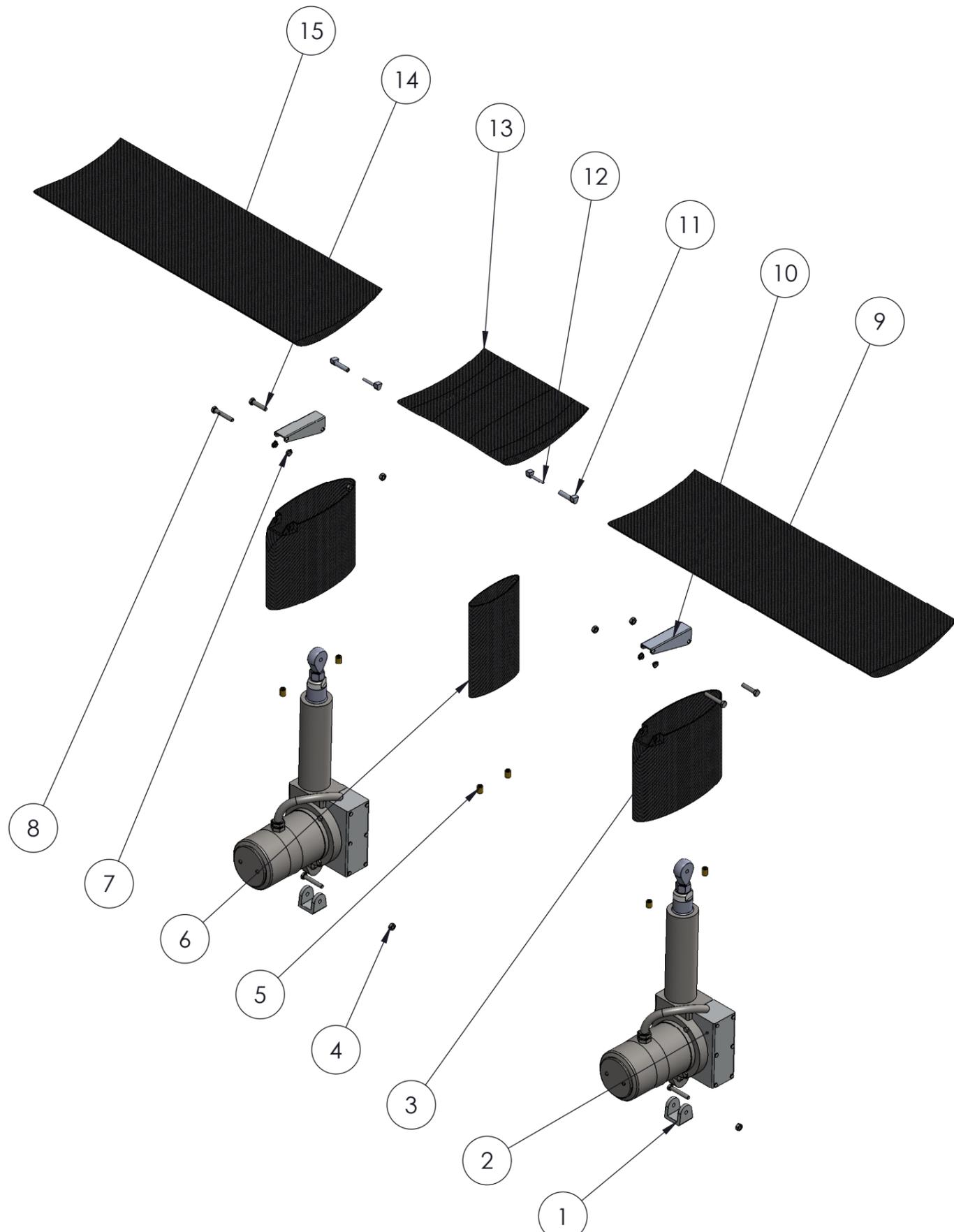
Tolerancias generales de acuerdo a la norma ISO 22768-mk.

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyers de Barcelona Est	Pieza					Macho eje externo	
	Trabajo Final de Grado	Realizado	E. Lopez	20/04/2018	Material	Formato A4	
	Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles	Aprobado	I. Rivet	20/04/2018		Aleación de aluminio Peso 5.89 g	Plano 15/17
Escala 2:1		Unidades mm					



15	1	Perfil derecho E63	Fibra de carbono
14	2	Eje pistón	AISI 304
13	1	Parte fija alerón GOE445	Fibra de carbono
12	2	Macho eje externo	Aleación de aluminio
11	2	Hembra eje externo	Aleación de aluminio
10	2	Rocker	Aleación de aluminio
9	1	Perfil izquierdo E63	Fibra de carbono
8	4	Eje rocker	AISI 304
7	4	Casquillo con valona corto	Acero
6	1	Soporte perfil central	Fibra de carbono
5	6	Inserto roscado	Latón
4	6	Tuerca hexagonal	AISI 304
3	2	Soporte perfil lateral	Fibra de carbono
2	2	Actuador CAHM-35	
1	2	Soporte actuador	Aleación de aluminio
Nº	CANT	NOMBRE DE PIEZA	MATERIAL

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est	Pieza				Aleron completo	
	Trabajo Final de Grado		Realizado	I. Rivet		
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles	Aprobado		E. López	20/04/2018		
	Escala		1:5	Unidades		mm
	Peso		16712.89 g			
Formato		A3				
		Plano		16/17		



15	1	Perfil derecho E63	Fibra de carbono
14	2	Eje pistón	AISI 304
13	1	Parte fija alerón GOE445	Fibra de carbono
12	2	Macho eje externo	Aleación de aluminio
11	2	Hembra eje externo	Aleación de aluminio
10	2	Rocker	Aleación de aluminio
9	1	Perfil izquierdo E63	Fibra de carbono
8	4	Eje rocker	AISI 304
7	4	Casquillo con valona corto	Acero
6	1	Soporte perfil central	Fibra de carbono
5	6	Inserto roscado	Latón
4	6	Tuerca hexagonal	AISI 304
3	2	Soporte perfil lateral	Fibra de carbono
2	2	Actuador CAHM-35	
1	2	Soporte actuador	Aleación de aluminio
Nº	CANT	NOMBRE DE PIEZA	MATERIAL

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA BARCELONATECH Escola d'Enginyeria de Barcelona Est		Pieza			
		Aleron completo explosionado			
Trabajo Final de Grado	Realizado	I. Rivet	20/04/2018	Material	Formato A3
	Aprobado	E. López	20/04/2018		Plano 17/17
Estudio de un sistema aerodinámico activo en automóviles	Escala 1:10	Unidades mm		Peso 16712.89 g	

Anexo B. Ficha técnica de la fibra de carbono T700S

TECHNICAL
DATA SHEET
No. CFA-005

TORAYCA® T700S DATA SHEET

Highest strength, standard modulus fiber available with excellent processing characteristics for filament winding and prepreg. This never twisted fiber is used in high tensile applications like pressure vessels, recreational, and industrial.

FIBER PROPERTIES

		<i>English</i>	<i>Metric</i>	<i>Test Method</i>
Tensile Strength		711 ksi	4,900 MPa	TY-030B-01
Tensile Modulus		33.4 Msi	230 GPa	TY-030B-01
Strain		2.1 %	2.1 %	TY-030B-01
Density		0.065 lbs/in ³	1.80 g/cm ³	TY-030B-02
Filament Diameter		2.8E-04 in.	7 μm	
Yield	6K	3,724 ft/lbs	400 g/1000m	TY-030B-03
	12K	1,862 ft/lbs	800 g/1000m	TY-030B-03
	24K	903 ft/lbs	1,650 g/1000m	TY-030B-03
Sizing Type	50C		1.0 %	TY-030B-05
& Amount	60E		0.3 %	TY-030B-05
	FOE		0.7 %	TY-030B-05
	Twist	Never twisted		

FUNCTIONAL PROPERTIES

CTE	-0.38 α·10 ⁻⁶ /°C
Specific Heat	0.18 Cal/g·°C
Thermal Conductivity	0.0224 Cal/cm·s·°C
Electric Resistivity	1.6 x 10 ⁻³ Ω·cm
Chemical Composition: Carbon	93 %
Na + K	<50 ppm

COMPOSITE PROPERTIES *

Tensile Strength	370 ksi	2,550 MPa	ASTM D-3039
Tensile Modulus	20.0 Msi	135 GPa	ASTM D-3039
Tensile Strain	1.7 %	1.7 %	ASTM D-3039
Compressive Strength	215 ksi	1,470 MPa	ASTM D-695
Flexural Strength	245 ksi	1,670 MPa	ASTM D-790
Flexural Modulus	17.5 Msi	120 GPa	ASTM D-790
ILSS	13 ksi	9 kgf/mm ²	ASTM D-2344
90° Tensile Strength	10.0 ksi	69 MPa	ASTM D-3039

* Toray 250°F Epoxy Resin. Normalized to 60% fiber volume.

TORAY CARBON FIBERS AMERICA, INC.



T700S

COMPOSITE PROPERTIES**

Tensile Strength	355 ksi	2,450 MPa	ASTM D-3039
Tensile Modulus	18.0 Msi	125 GPa	ASTM D-3039
Tensile Strain	1.7 %	1.7 %	ASTM D-3039
Compressive Strength	230 ksi	1,570 MPa	ASTM D-695
Compressive Modulus	--- Msi	--- GPa	ASTM D-695
In-Plane Shear Strength	14 ksi	98 MPa	ASTM D-3518
ILSS	15.5 ksi	11 kgf/mm ²	ASTM D-2344
90° Tensile Strength	10.0 ksi	70 MPa	ASTM D-3039

** Toray Semi-Toughened 350°F Epoxy Resin. Normalized to 60% fiber volume.

See Section 4 for Safety & Handling information. The above properties do not constitute any warranty or guarantee of values.

These values are for material selection purposes only. For applications requiring guaranteed values, contact our sales and technical team to establish a material specification document.

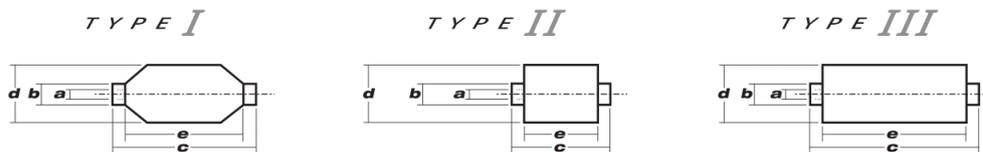
PACKAGING

The table below summarizes the tow sizes, twists, sizing types, and packaging available for standard material. Other bobbin sizes may be available on a limited basis.

Tow Sizes	Twist ¹	Sizing	Bobbin Net Weight (kg)	Bobbin Type ²	Bobbin Size (mm)					Spools per Case	Case Net Weight (kg)
					a	b	c	d	e		
6K	C	50C	2.0	III	76.5	82.5	280	140	252	12	24
	C	50C	6.0	III	76.5	82.5	280	200	252	4	24
12K	C	60E	6.0	III	76.5	82.5	280	200	252	4	24
	C	F0E	6.0	III	76.5	82.5	280	200	252	4	24
24K	C	50C	6.0	III	76.5	82.5	280	200	252	4	24
	C	60E	6.0	III	76.5	82.5	280	200	252	4	24
	C	F0E	6.0	III	76.5	82.5	280	200	252	4	24

¹ Twist A: Twisted yarn B: Untwisted yarn made from a twisted yarn through an untwisting process C: Never twisted yarn

² Bobbin Type See Diagram below



TORAY CARBON FIBERS AMERICA, INC.

6 Hutton Centre Drive, Suite #1270, Santa Ana, CA 92707 TEL: (714) 431-2320 FAX: (714) 424-0750
Sales@Toraycfa.com Technical@Toraycfa.com www.torayusa.com



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA
BARCELONATECH
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

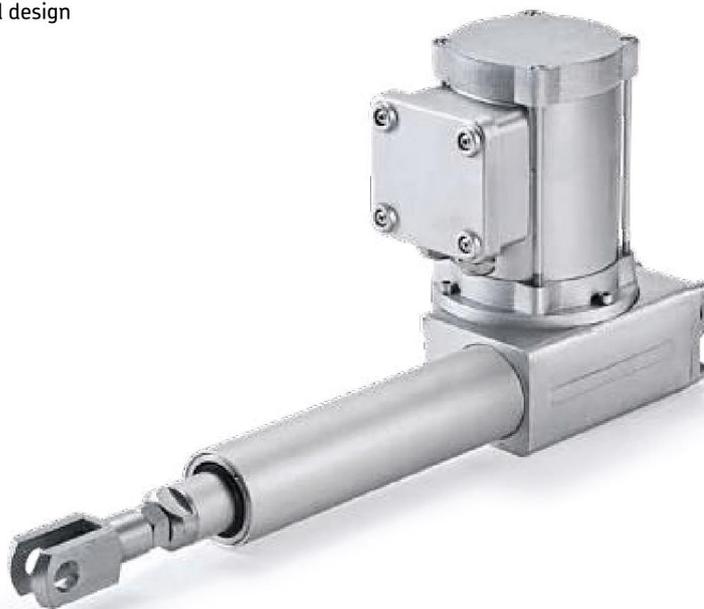
Anexo C. Datasheet SKF CAHM-3510-BN0100-D2-R0P-000

Linear actuator

CAHM-35

Benefits

- Modular
- Robust
- Reliable
- High speed and/or high load
- All metal design



Picture CAHM-3510-BN0300-A2-F00



Ordering key

Performance and self locking table

Load [N] / Full Load Speed [mm/s]							Screw			Motor	
10 000 / 14	NSL	12 000 / 11	NSL	15 000 / 5	NSL	15 000 / 3	SL	L	S	D2	24 V DC
TBD	NSL	10 000 / 27	NSL	13 000 / 15	NSL	15 000 / 8	SL	B	N	D2	24 V DC
5 000 / 12	SL	7 000 / 8	SL	10 000 / 4	SL	15 000 / 2	SL	L	S	A2	230 V AC
TBD	NSL	TBD	NSL	TBD	NSL	TBD	SL	B	N	A2	230 V AC
10 000 / 10	SL	12 000 / 7	SL	15 000 / 4	SL	15 000 / 2	SL	L	S	A4	3x400 V AC
10 000 / 25	NSL	12 000 / 18	NSL	15 000 / 11	NSL	15 000 / 5	SL	B	N	A4	3x400 V AC

NLS = Not self-locking; Brake Option required to be self locking
 SL = Self locking; No Brake Option required to be self locking, brake optional possible

Type

Size (Gear Center Distance)
35 mm

Gear Ratio

7	0 7
10	1 0
20	2 0
40	4 0

Screw Type
Lead screw 20x4
Ball screw 25x10

Stroke

100 mm	0 1 0 0
200 mm	0 2 0 0
300 mm	0 3 0 0
400 mm	0 4 0 0
500 mm	0 5 0 0
600 mm	0 6 0 0
700 mm	0 7 0 0

Motor
24 V DC
3x400 V AC
230 V AC

Front Attachment
No option = standard - thread M18x2,5-40
Fork head
Rod end

Option 1 - Brake
No option
Magnetic brake (1.4Nm / 24 VDC / IP20) → Required on specific types to be self-locking (see table)

Option 2
No option
Limit switch
Potentiometer (1 000 Ω)
Encoder 1063,0020

Customer option

© SKF is a registered trademark of the SKF Group.

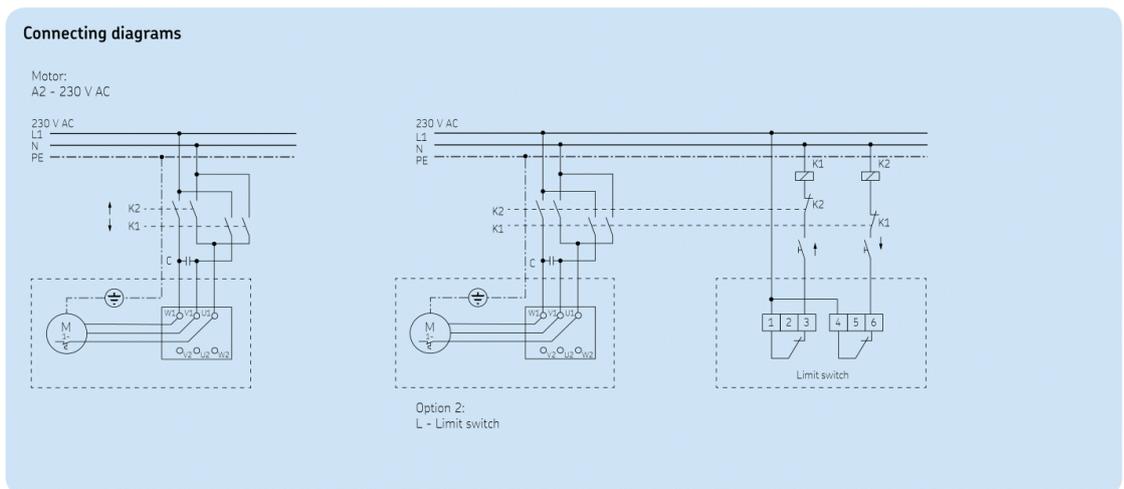
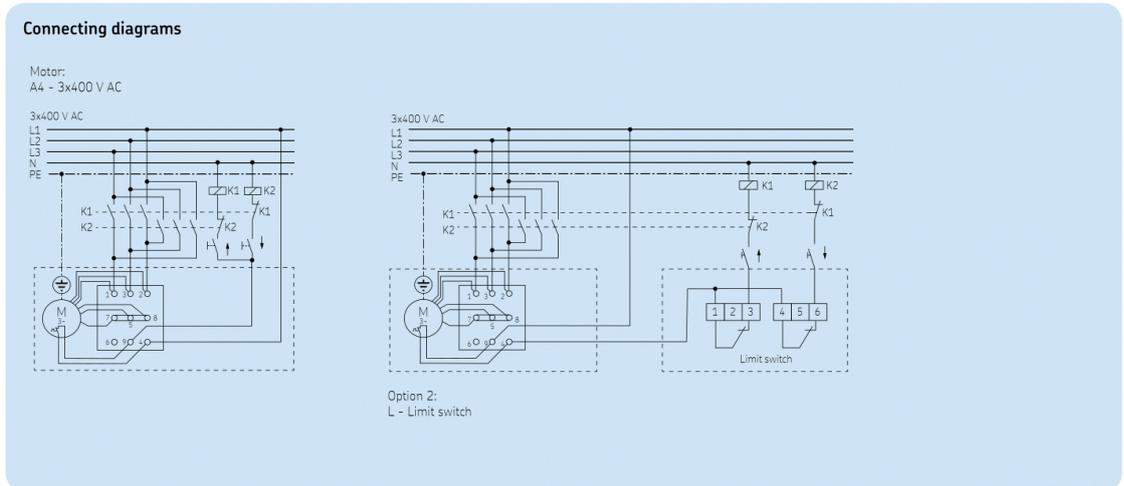
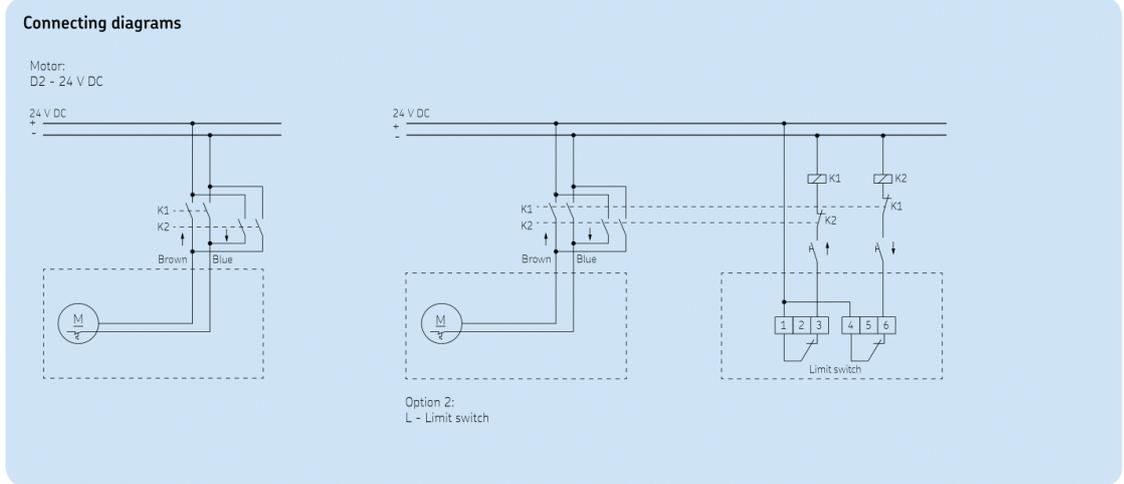
© SKF Group 2015
 The contents of this publication are the copyright of the publisher and may not be reproduced (even extracts) unless prior written permission is granted. Every care has been taken to ensure the accuracy of the information contained in this publication but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the information contained herein.

PUB MT/P8 15707 EN · October 2015



CAHM-35

Linear actuators



Linear actuators

Technical data

	Unit	CAHM-3507-LS0XXX-D2	CAHM-3510-LS0XXX-D2	CAHM-3520-LS0XXX-D2	CAHM-3540-LS0XXX-D2	CAHM-3510-BN0XXX-D2	CAHM-3520-BN0XXX-D2	CAHM-3540-BN0XXX-D2
Motor	-	D2						
Voltage	V DC	24	24	24	24	24	24	24
Screw type	-	LS	LS	LS	LS	BN	BN	BN
Rated push load	N	10 000	12 000	15 000	15 000	10 000	13 000	15 000
Rated pull load	N	10 000	12 000	15 000	15 000	10 000	13 000	15 000
Speed (at full load)	mm/s	14	11	5	3	27	15	8
Stroke	mm	100 to 700						
Power consumption	W	840	840	768	528	720	672	-
Current consumption	A	35	35	32	22	30	28	-
Duty cycle	%	10 (1/9)	10 (1/9)	10 (1/9)	10 (1/9)	10 (1/9)	10 (1/9)	10 (1/9)
Ambient temperature	°C	-10 to +40						
Type of protection	IP	54	54	54	54	54	54	54
Weight (at 200 mm stroke)	kg	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6
Color	-	Silver						

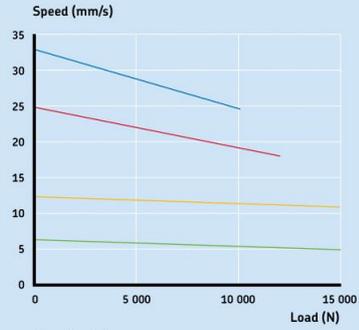
	Unit	CAHM-3507-LS0XXX-A4	CAHM-3510-LS0XXX-A4	CAHM-3520-LS0XXX-A4	CAHM-3540-LS0XXX-A4	CAHM-3507-BN0XXX-A4	CAHM-3510-BN0XXX-A4	CAHM-3520-BN0XXX-A4	CAHM-3540-BN0XXX-A4
Motor	-	A4							
Voltage	V AC	3x400							
Screw type	-	LS	LS	LS	LS	BN	BN	BN	BN
Rated push load	N	10 000	12 000	15 000	15 000	10 000	12 000	15 000	15 000
Rated pull load	N	10 000	12 000	15 000	15 000	10 000	12 000	15 000	15 000
Speed (at full load)	mm/s	10	7	4	2	25	18	11	5
Stroke	mm	100 to 700							
Power consumption	W	920	800	700	500	920	800	750	600
Current consumption	A	1,8	1,7	1,6	1,4	1,8	1,7	1,6	1,5
Duty cycle	%	25 (2,5/7,5)	10 (1/9)	10 (1/9)	10 (1/9)	25 (2,5/7,25)	10 (1/9)	10 (1/9)	10 (1/9)
Ambient temperature	°C	-10 to +40							
Type of protection	IP	54	54	54	54	54	54	54	54
Weight (at 200 mm stroke)	kg	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6
Color	-	Silver							

	Unit	CAHM-3507-LS0XXX-A2	CAHM-3510-LS0XXX-A2	CAHM-3520-LS0XXX-A2	CAHM-3540-LS0XXX-A2
Motor	-	A2	A2	A2	A2
Voltage	V AC	230	230	230	230
Screw type	-	LS	LS	LS	LS
Rated push load	N	5 000	7 000	10 000	15 000
Rated pull load	N	5 000	7 000	10 000	15 000
Speed (at full load)	mm/s	12	8	4	2
Stroke	mm	100 to 700	100 to 700	100 to 700	100 to 700
Power consumption	W	700	710	710	750
Current consumption	A	3,3	3,5	3,5	3,5
Duty cycle	%	15 (1,5/8,5)	10 (1/9)	10 (1/9)	10 (1/9)
Ambient temperature	°C	-10 to +40	-10 to +40	-10 to +40	-10 to +40
Type of protection	IP	54	54	54	54
Weight (at 200 mm stroke)	kg	14,6	14,6	14,6	14,6
Color	-	Silver	Silver	Silver	Silver

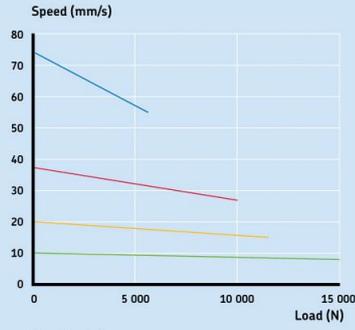


Performance diagram

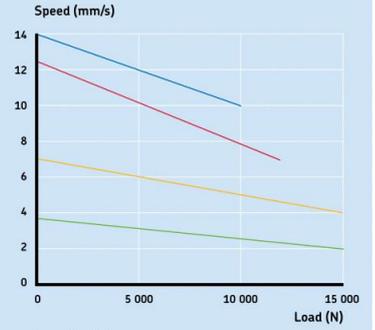
Motor:
A4 - 3x400 V AC
BN - Ball screw 25x10



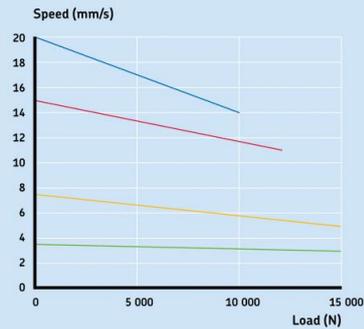
Motor:
D2 - 24 V DC
BN - Ball screw 25x10



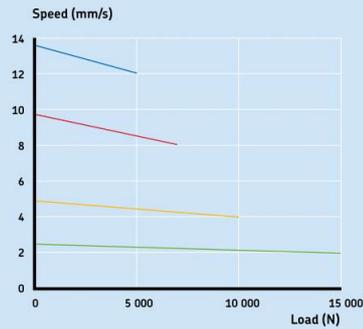
Motor:
A4 - 3x400 V AC
LS - Lead screw 25x10



Motor:
D2 - 24 V DC
LS - Lead screw 20x4



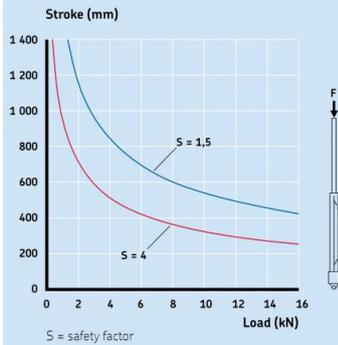
Motor:
A2 - 230 V AC
LS - Lead screw 20x4



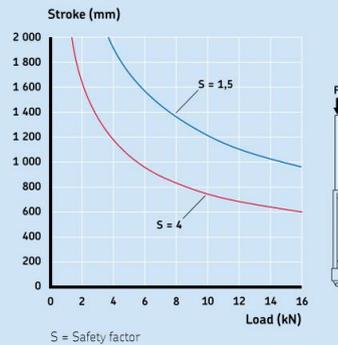
— CAHM-3507
— CAHM-3510
— CAHM-3520
— CAHM-3540

Safety factor load conditions

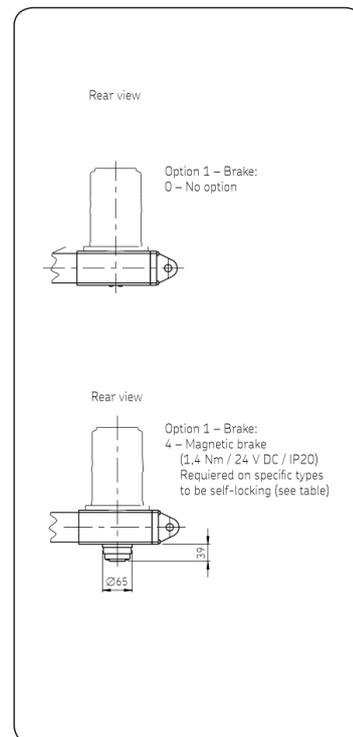
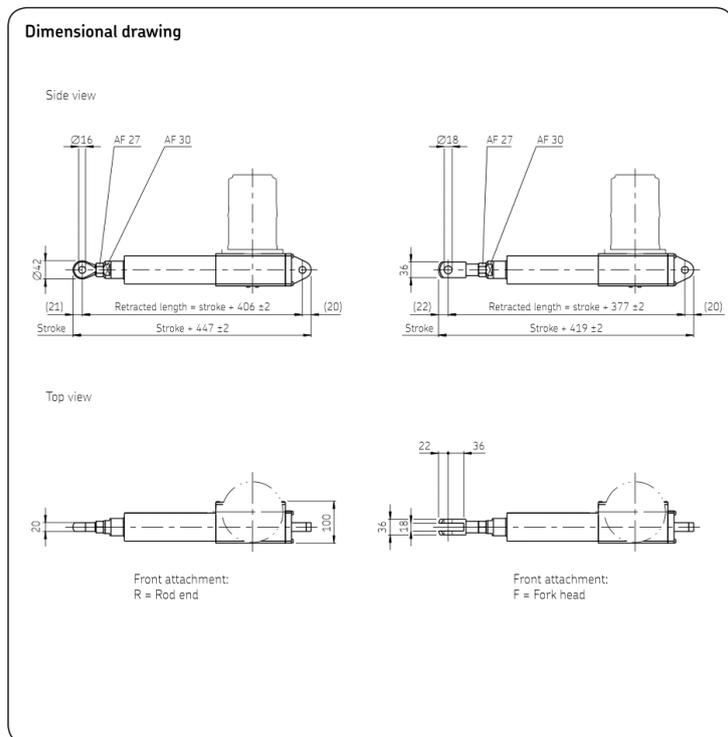
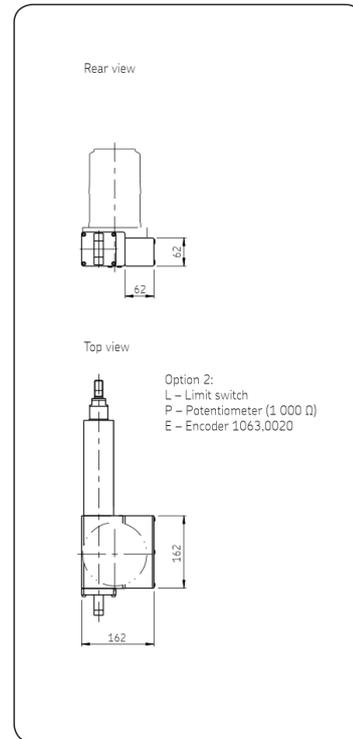
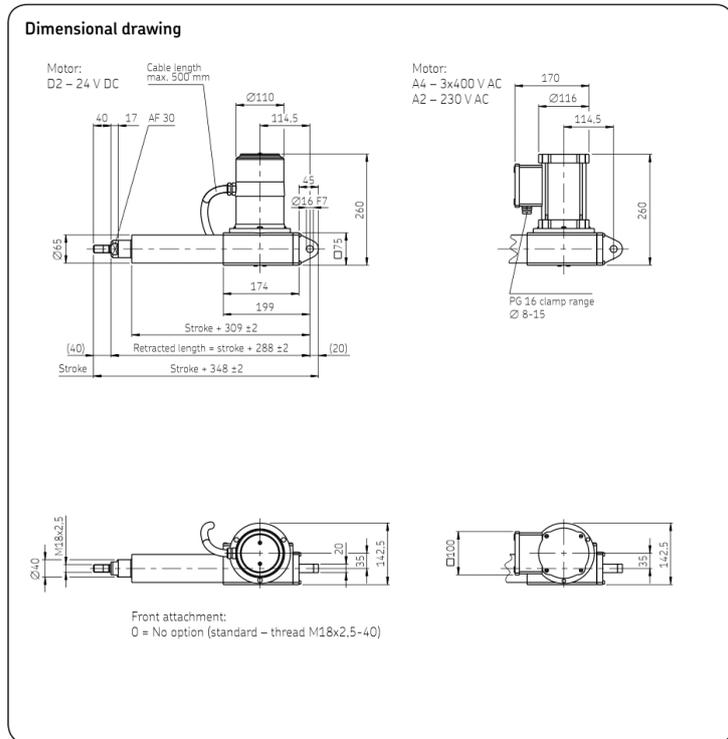
Screw type:
LS - Lead screw 20x4



Screw type:
BN - Ball screw 25x10



CAHM-35



Anexo D. Imágenes de la maqueta a escala

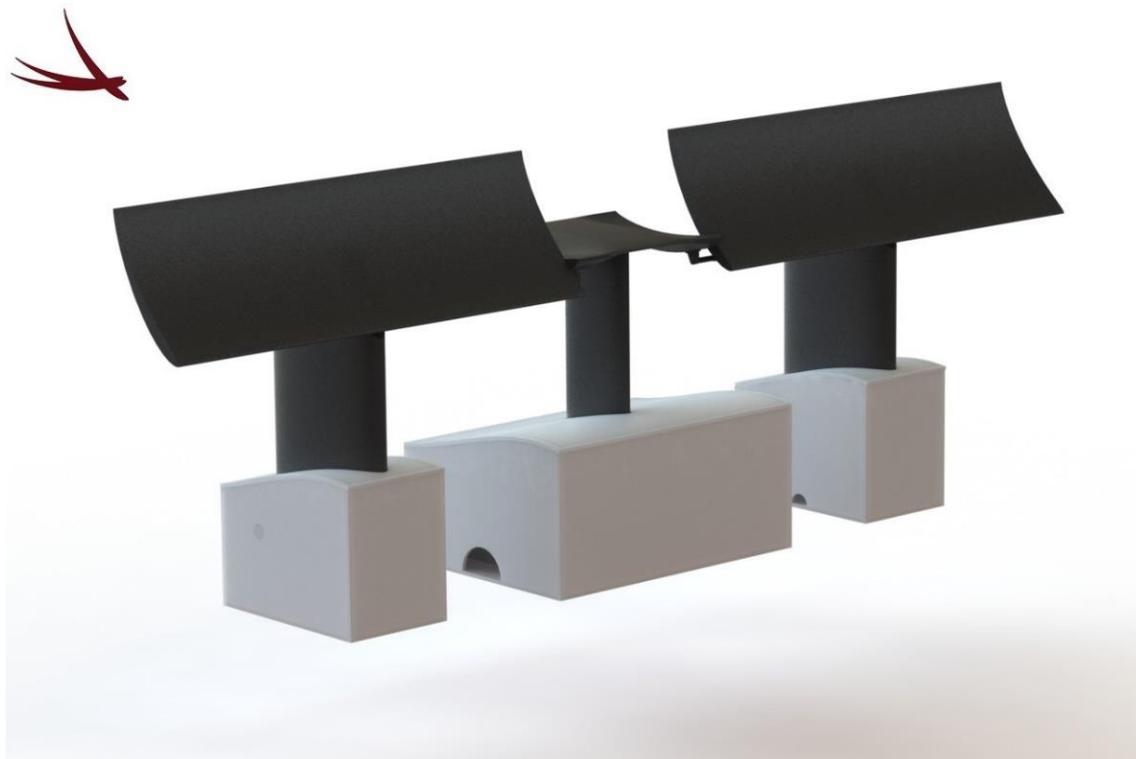


Figura 1. Vista isométrica del modelo CAD renderizado de la maqueta.

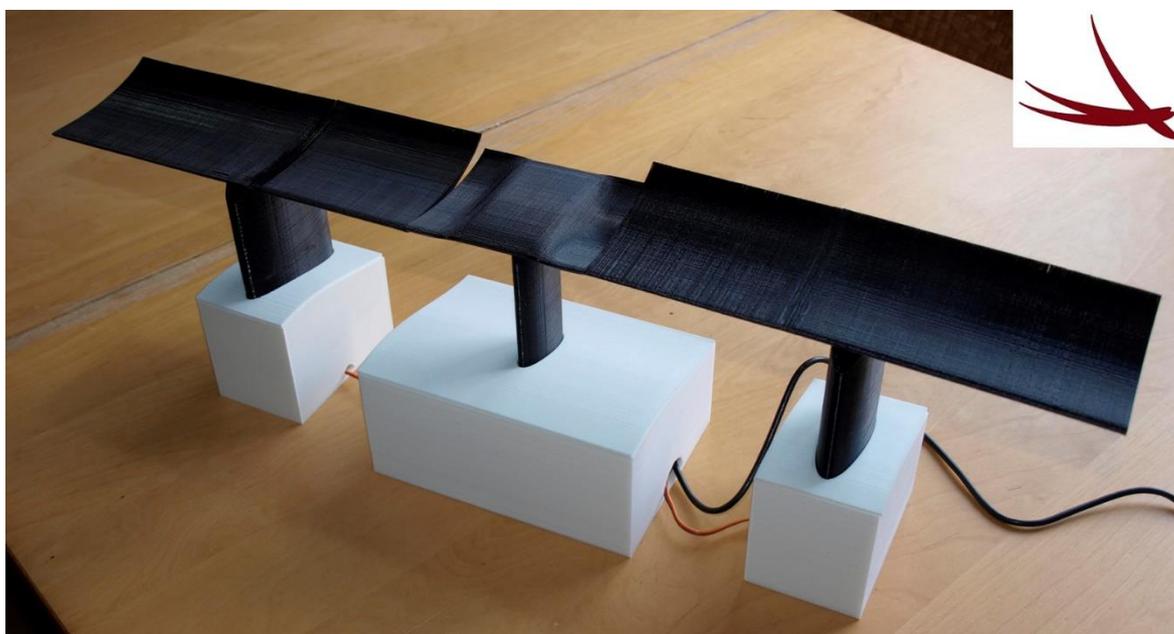


Figura 2. Vista en perspectiva de la maqueta real.

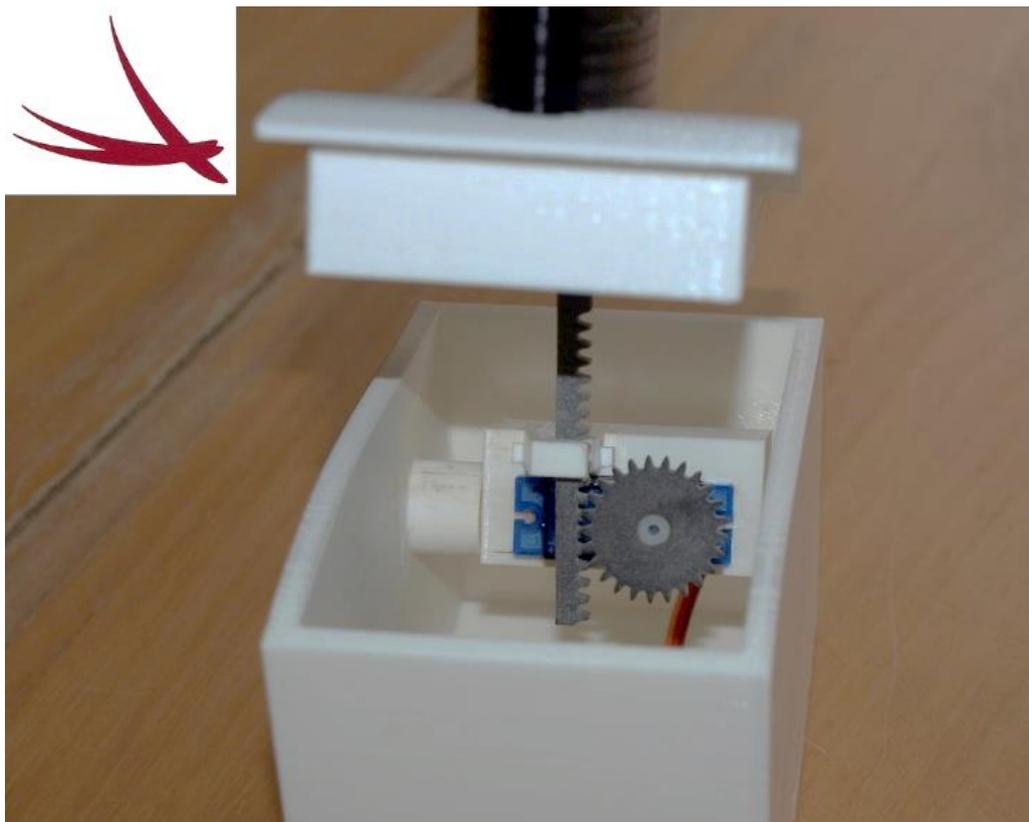


Figura 3. Vista en detalle de las cajas laterales y el sistema mecánico de la maqueta.



Figura 4. Vista en detalle del *rocker* y el brazo de la cremallera en la maqueta.



Figura 5. Vista trasera completa de la maqueta. Ángulos de ataque a 55 grados.

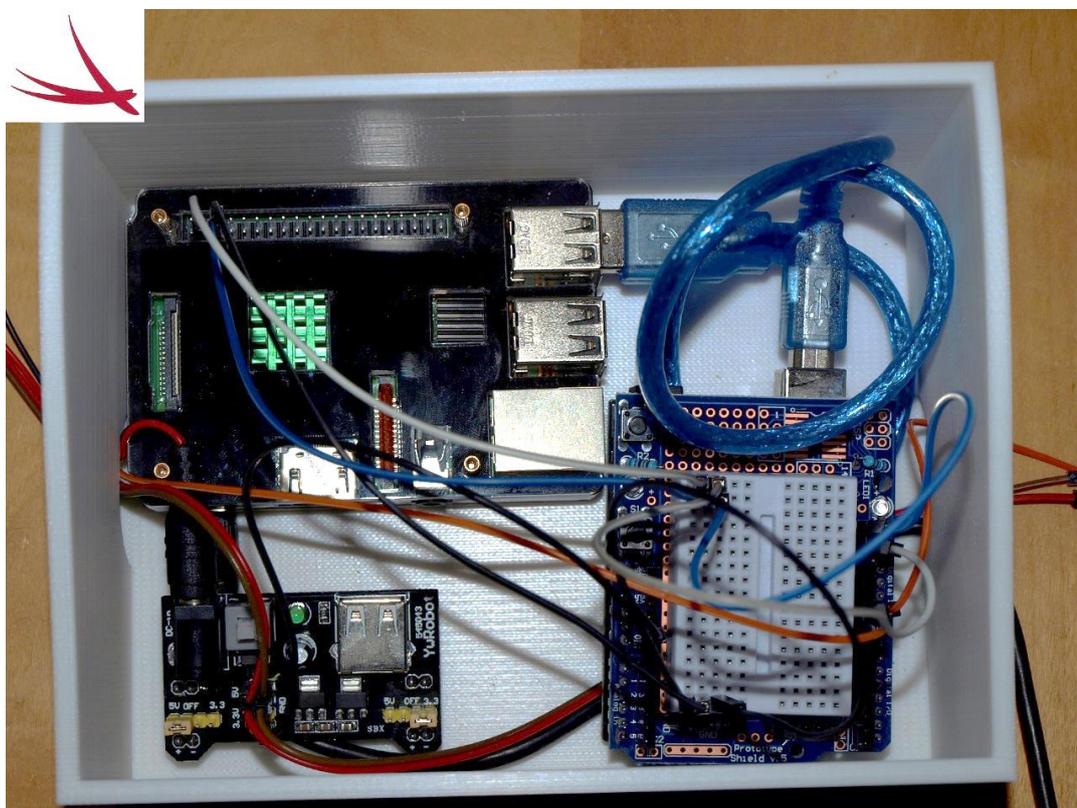


Figura 6. Vista en detalle del interior de la caja central, con los elementos de control y sus conexiones.

Anexo E. Datos técnicos de la impresora BCN3D+

1. PRIOR INFORMATION

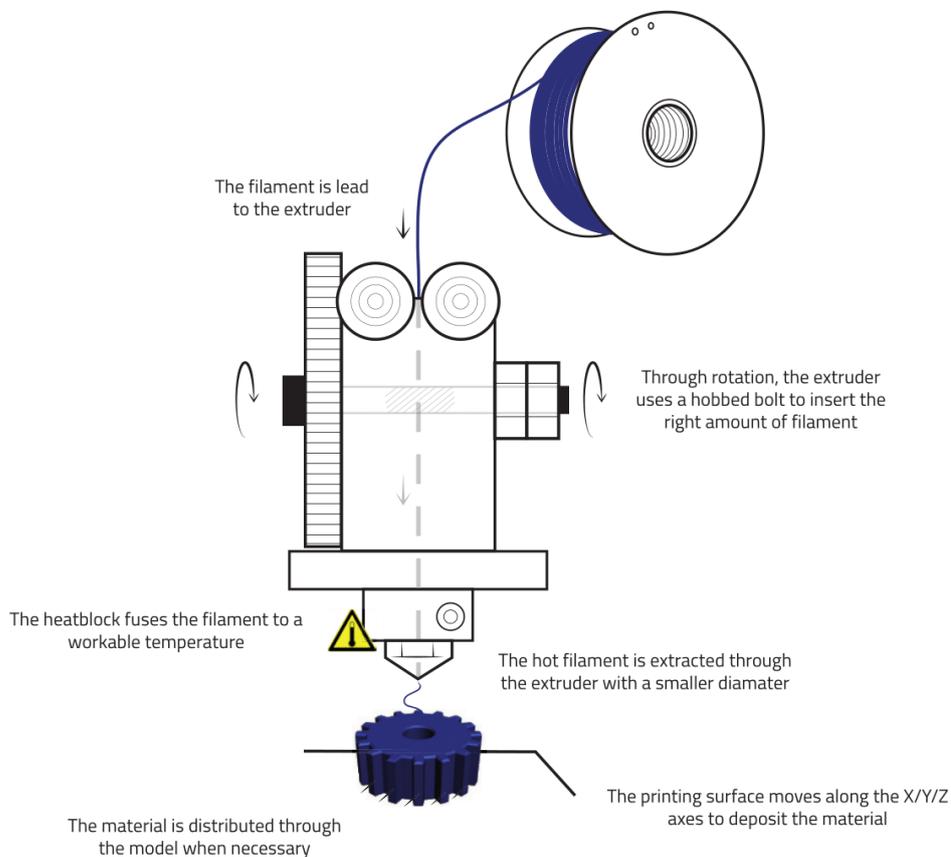
Specifications

Print Technology: Physical Dimensions: Weight:	Extrusion Fused Filament Fabrication (FFF) 480mm x 480mm x 455mm 13 kg (without spool)
Printing Volume:	Length: 252mm Width: 200mm Height: 200mm
Number of extruders:	1 (upgradable to 2)
Layer height:	0,1-0,35mm (with standard 0,4mm nozzle) 0,2-0,5mm (with 0,6mm nozzle)
Positioning resolution:	X axis: 0,05mm Y axis: 0,05mm Z axis: 0,1mm
Working temperature: Max. Hot bed temperature: Max. extruder temperature: Filament diameter:	15-35°C 80°C (measured on the perimeter) 260°C 3mm/1,75mm
Compatible materials:	PLA ABS Nylon HIPS PVA Laybrick (with 0,6mm nozzle) Laywood (with 0,6mm nozzle) Filaflex (with 0,6mm nozzle)
Electronics:	Arduino Mega 2560 + RAMPS 1.4
Connectivity:	SD Card (autonomous operation) USB Cable (controlled through Repetier Host)
Firmware: Compatible files: Code converter software: AC Input: Power requirements:	BCN3D+ specific (based on Marlin) STL Slic3r, Cura AC 100-240 V, ~4 amps, 50-60 Hz 200W

FFF Technology

BCN3D+ is a 3D printer based on fused filament fabrication additive manufacturing technology, consisting in the deposition of melted material layer by layer based on a previously divided digital model.

The head makes the necessary movements to deposit a layer of material, then a slight vertical movement to continue with the next layer. The process is repeated until the full object is completed.



The printer is ready to accept any add-on published by RepRapBCN through an easy and guide lined process. One of its main features is interchangeable extruder heads, either for using multiple heads at the same time or extruders designed for several other textures and materials.