



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO DISEÑO DE CHASIS MONOPLAZA DE COMPETICION PARA FORMULA STUDENT

Autor: Diego Guzmán Terrón

Directores: Jesús Jiménez Octavio

Alberto Carnicero López

Madrid

27 de agosto de 2020

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título

Diseño de chasis monoplaza de competición para Formula Student

en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el curso académico 2019/2020 es de mi autoría, original e inédito y no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada de otros documentos está debidamente referenciada.


Fdo.: DIEGO GUZMÁN TERRÓN

Fecha: 27/08/2020

Autorizada la entrega del proyecto
LOS DIRECTORES DEL PROYECTO


Fdo.: Jesús R. Jiménez Octavio

Fecha: 30/08/2020



Firmado digitalmente por CARNICERO
LOPEZ ALBERTO - 50442634T
Nombre de reconocimiento (DN):
c=ES,
serialNumber=IDCES-50442634T,
givenName=ALBERTO,
sn=CARNICERO LOPEZ,
cn=CARNICERO LOPEZ ALBERTO -
50442634T
Fecha: 2020.08.31 09:21:32 +02'00'

Fdo.: Alberto Carnicero López

Fecha: 30/08/2020



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO DISEÑO DE CHASIS MONOPLAZA DE COMPETICION PARA FORMULA STUDENT

Autor: Diego Guzmán Terrón

Directores: Jesús Jiménez Octavio

Alberto Carnicero López

Madrid

27 de agosto de 2020

AGRADECIMIENTOS

Dedicado a todos mis abuelos que ya no están aquí.

Y para todos los que me han apoyado durante este largo camino.

DISEÑO DE CHASIS MONOPLAZA DE COMPETICIÓN PARA FORMULA STUDENT

Autor: Guzmán Terrón, Diego.

Directores: Jiménez Octavio, Jesús Ramón.

Carnicero Lopéz, Alberto.

Entidad colaboradora del proyecto: ICAI Speed Club

RESUMEN DEL PROYECTO

INTRODUCCIÓN

Este proyecto ha sido desarrollado para la asociación ICAI Speed Club. *Formula Student* es una competición donde cada equipo fabricará su propio vehículo monoplaza, teniendo en cuenta los criterios de diseño, análisis de costes del proyecto y la realización de pruebas estáticas y dinámicas sobre el monoplaza. Se lleva a cabo en varios países del mundo, aunque la asociación del ICAI Speed Club solo participará en algunas las competiciones europeas.

El objetivo de este proyecto es realizar una base de diseño para poder efectuar la transición de un chasis tubular a uno híbrido para mejorarlas prestaciones del vehículo y a la vez cumplir con la normativa impuesta por la competición, teniendo en cuenta que la viabilidad de este proyecto estará condicionada por varios factores, tanto externos como internos de la asociación.

ESTADO DEL ARTE

Para la realización del diseño es importante conocer las propiedades, los tipos de chasis que utilizan el resto de los equipos y los materiales se suelen utilizar para su construcción.

El chasis es la estructura interna de un vehículo cuyos objetivos son: aportar rigidez, asegurar los componentes del vehículo y dotar de seguridad a los pasajeros en caso de accidente. El parámetro más importante a la hora de diseñar el chasis es la rigidez.

Todas las innovaciones y desarrollos tecnológicos más importantes respecto a chasis de competición han ocurrido en la competición de Formula 1. Se empezó con estructuras tubulares, después llegó el monocasco creado con laminas de aluminio que, mientras mantenía el mismo peso que los demás, obtenía una rigidez 3 veces superior a los demás equipos, y, finalmente, se creó el monocasco de fibra de carbono con refuerzo de resina epoxi, lo que le conferiría una rigidez similar a la del resto de equipos, pero ahorrando un 30 % del peso del vehículo. Hoy en día, todos los equipos siguen utilizando chasis monocasco de fibra de carbono con refuerzo de resina epoxi.

En la competición de *Formula Student-Spain*, la mayoría de los equipos utilizan 3 tipos de chasis: tubular, monocasco e híbrido.

El chasis tubular es la estructura básica con la que todo equipo empieza. Esta compuesta por miembros estructurales de tubos de perfiles redondos o cuadrados huecos hechos de acero o aluminio que se unen a través de uniones soldadas. Se obtiene una buena rigidez, tiene una facilidad relativa para su fabricación, no es muy caro y permite una gran accesibilidad a los componentes del interior.

El chasis monocasco es una estructura hecha a base de materiales compuestos. Se suelen emplear fibra de carbono con refuerzo de resina epoxi, que también se utilizará como pieles para la creación de paneles sándwich. Este tipo de chasis obtienen una excelente rigidez, son más complejos de fabricar, es más caro y no favorece la accesibilidad a los componentes del interior.

Finalmente, el chasis híbrido es un compromiso intermedio entre un chasis tubular y monocasco. En este tipo de chasis se pueden obtener valores de rigidez muy buenos, para fabricar son más fáciles que el monocasco entero, pero más difíciles que los tubulares enteros, tiene un coste intermedio entre el monocasco y el tubular, y se obtiene una buena accesibilidad de los componentes traseros del vehículo.

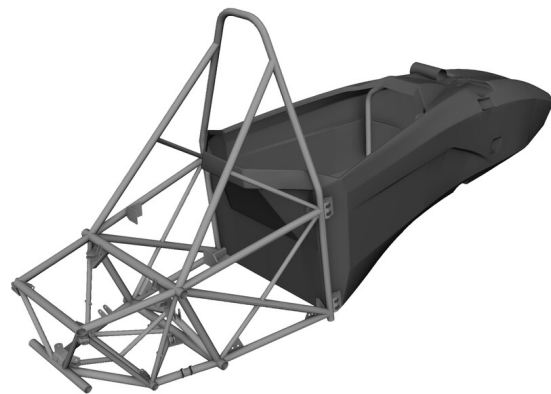


Figura 1. Ejemplo de chasis híbrido.
Fuente: 3D CAD.

Tras ver los distintos tipos de chasis y ver las ventajas y desventajas entre ellos, se ha decidido realizar un diseño para un chasis híbrido.

Los materiales que se van a utilizar para la construcción del chasis se rigen bajo los mismos fundamentos de comportamientos elásticos: Ley de Hooke, coeficiente de Poisson y matriz de rigidez. También habrá que realizar una distinción del tipo de material en función del comportamiento mecánico y térmico según la dirección en la que se actúe: isotrópico y anisotrópico.

Para la fabricación del chasis híbrido se utilizarán 3 materiales:

- Acero: aleación metálica de hierro un porcentaje pequeño de carbono. Se trata de un material isotrópico con un modulo de Young de 212 GPa y coeficiente de Poisson de 0.3.
- Fibra de carbono con refuerzo de resina epoxi: material compuesto anisotrópico con modulo de Young en la dirección de las fibras de 121 GPa y con un coeficiente de Poisson en el plano transversal de 0.4.

- Panel sándwich: material compuesto formado por pieles de fibra de carbono con refuerzo de resina epoxi y núcleo de nido de abeja de aluminio. Es un material anisotrópico con propiedades más bajas que la fibra de carbono con refuerzo de resina epoxi.

DISEÑO DE CHASIS

Para realizar el diseño geométrico del chasis, se utilizará como referencia la normativa del *Formula Student-Germany*, la cual es la más restrictiva de todas.

La base del diseño del chasis será la ergonomía del piloto. Se tendrá que posicionar al piloto de manera óptima para la conducción y, a partir de ahí, el resto de la forma y componentes a introducir se adaptarán para esta posición. Para realizar el diseño de la ergonomía del piloto, se tendrán en cuenta varias restricciones de la normativa: plantillas durante "*scrutineering*", "*Percy 95*", "*Side Impact Structurez*" "*Main Hoop*".

Como la ergonomía se encuentra en la zona del monocasco, también se necesitará un espesor inicial del monocasco para poder comenzar. Esto se obtendrá a través del "*Structural Equivalency Spreadsheet*": una tabla Excel proporcionada por la competición en la cual se introduce la geometría y los datos del ensayo de flexión de 3 puntos para indicar si el material y geometría es válida o no. Al no poder realizar el ensayo de manera experimental, se realizará a través de *ANSYS* utilizando un panel sándwich base con espesores de 2.5mm por cada piel y 25mm de núcleo.

El siguiente paso será terminar la zona del monocasco, verificando que se cumplan los requisitos, tanto de la normativa como del posicionamiento de los componentes. Para finalizar el diseño geométrico del chasis, se realizará la parte trasera del chasis que será formado por una estructura tubular. Para esta zona, se utilizará el mismo esquema de diseño que el utilizado por el chasis del vehículo IFS-03.

El diseño final será el siguiente:

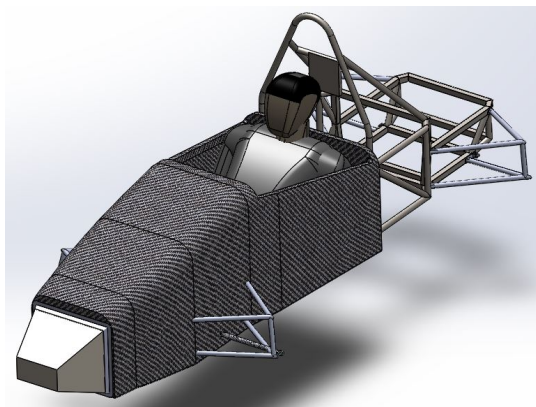


Figura 2. Vista isométrica del chasis

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL DISEÑO

Una vez se ha obtenido el diseño definitivo del chasis, se le realizará unos análisis estructurales para poder comprobar que el diseño es el correcto, que pase la normativa y, lo más importante, que sea seguro para el piloto.

Los ensayos se dividirán en 3 zonas: monocasco, parte tubular y enganches de ambas zonas. Se usará el programa *ANSYS* para realizar la simulación de los ensayos a través del método de elementos finitos. Este método sirve para poder obtener soluciones bastante aproximadas a la solución de ecuaciones diferenciales que estén aplicadas sobre geometrías complicadas mediante la división de la geometría en varios segmentos con geometrías más simples conocido como malla. Se calculará la solución de cada segmento y la solución general será la superposición de cada segmento.

Para realizar el análisis del monocasco se utilizará el modulo *ACP-Pre* que permite analizar el comportamiento de materiales compuestos. Para utilizar este modulo, habrá que realizar una serie de preparaciones para utilizarlo:

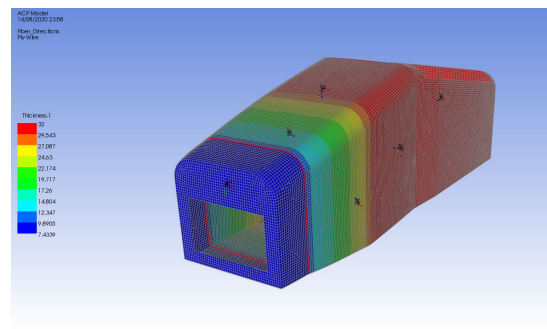


Figura 3. Preparación del monocasco.

- Introducir las propiedades mecánicas de los materiales a usar.
- Preparar el modelo a estudiar.
- Realizar el mallado y una selección de nombres.
- Introducir los materiales compuestos sobre la geometría del chasis.

Tras estas preparaciones, el modelo pasará al siguiente modulo donde se realizarán los análisis estructurales. Estos análisis estarán basados en 3 ensayos estáticos: torsión, impacto frontal e impacto lateral. Para realizar estos ensayos, se deberá declarar los puntos de apoyo de la estructura, el tipo de apoyo y los puntos de aplicación de las fuerzas.

De cada ensayo, se obtendrán 4 resultados: deformación direccional, esfuerzos equivalentes según Von-Mises, dirección principal de esfuerzos y el factor de reserva inverso.

Para el análisis de la zona tubular, se utilizará el modulo de *Static-Structural*. Como se ha realizado en el monocasco, también habrá que realizar una serie de preparaciones para utilizarlo:

- Introducir las propiedades mecánicas del acero.
- Preparar el modelo a estudiar.
- Realizar el mallado y el análisis estructural.

Estos análisis estarán basados en 3 ensayos estáticos: torsión, impacto trasero e impacto lateral. También habrá que indicar los puntos y los tipos de apoyo, y los puntos de aplicación de las fuerzas. De cada ensayo, se obtendrán 4 resultados: deformación direccional, esfuerzo axial, esfuerzo flector y esfuerzos combinados.

Finalmente, se analizará los enganches que unen el monocasco con la parte tubular. Se realizará el mismo tipo de preparación que para la zona tubular. Estos análisis estarán basados en 3 ensayos estáticos: flexión, torsión e impacto lateral. De estos ensayos se obtendrán 3 resultados: deformación direccional, esfuerzos equivalentes según Von-Mises y direcciones principales máximas.

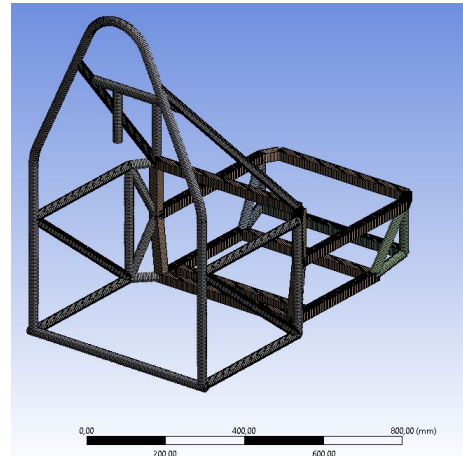


Figura 4. Preparación de zona tubular.

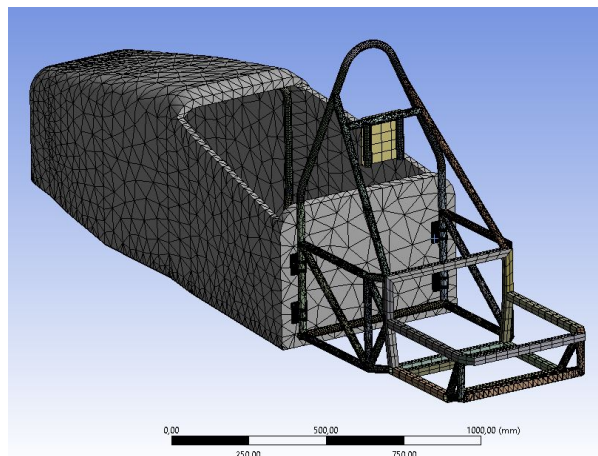


Figura 5. Preparación de enganches

ANÁLISIS DE RESULTADOS

El objetivo principal de realizar estos análisis es de confirmar que el chasis es seguro para poder competir en *Formula Student Spain*. Por lo tanto, se comprobará principalmente que no se produzca fallo del material realizando el análisis del chasis en las 3 zonas comentadas anteriormente.

- Para el análisis del monocasco, hay que definir los criterios de fallo de los materiales compuestos. Para este análisis se utilizarán 7 criterios:
 - Criterio de esfuerzo máximo (Rankine)
 - Criterio de Von-Mises
 - Criterio de Tsai-Wu
 - Criterio de Puck
 - Criterio de fallo por pandeo de pieles del panel sándwich
 - Criterio de fallo del núcleo del panel sándwich
 - Criterio de fallo por prensado por cizalladura del panel sándwich

La comprobación de estos fallos se realizará a través de los resultados obtenidos del factor de reserva inverso, siendo este un indicador de que tan probable sea de producirse un fallo en la zona señalizada, y el esfuerzo equivalente de Von-Mises.

También se usarán los resultados de las direcciones principales máximas (indicará los tipos de esfuerzo en cada zona del monocasco) y las deformaciones direccionales (para calcular la rigidez torsional). Según los resultados obtenidos de todos los ensayos, podemos realizar estas observaciones:

- Para los resultados del factor de reserva inverso, los casos más críticos serán tanto el ensayo de torsión como de impacto lateral, con probabilidades de fallo crítico del núcleo.
- Con los resultados obtenidos de los esfuerzos equivalentes, se comprueba de que no sufrirá ningún fallo del material.
- A través de las direcciones principales máximas, se comprueba que la mayoría del monocasco estará sometido a esfuerzos cortantes mientras que en el ensayo de impacto lateral se producen los máximos esfuerzos flectores.
- En el caso de las deformaciones direccionales, los desplazamientos máximos ocurren durante el ensayo de torsión. Además, en este mismo ensayo, se calculará la rigidez torsional del chasis a través de la siguiente ecuación:

$$K_T = \frac{2 \cdot F \cdot d_F}{\tan^{-1}\left(\frac{\delta}{d_U}\right)} \quad (1)$$

donde:

- K_T es la rigidez torsional (Nm/°).
- F es fuerza del par aplicado (N).

- d_F es la distancia del origen de coordenadas al punto de aplicación de la fuerza (m).
- δ es el valor máximo de la deformación direccional (mm).
- d_U es la distancia del origen de coordenadas al punto de deformación direccional máxima (mm).

En este caso:

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,2525}{\tan^{-1}\left(\frac{1,0156}{480}\right)} ; K_T = 7290 \text{ Nm/}^\circ$$

Para darle un sentido a este valor, se comparará con los resultados cedidos por el equipo del *Formula Student* de *University Racing Eindhoven*.

Car	Chassis stiffness [Nm/°]	Car mass [kg]	Specific Stiffness [Nm/°/kg]
URE03	2828	240	11.8
URE04	3500*	245	14.3
URE05	4000*	231	17.3
URE05e	3232	269	12.0
URE06 target	4000	245	16.3

Figura 6. Valores de rigidez de varios chasis del equipo *University Racing Eindhoven*.
Fuente: *Univesity Racing Eindhoven*.

Según la figura anterior, el valor obtenido de la rigidez torsional es bastante superior a los valores que otros equipos pueden llegar a tener.

- Para el análisis de la zona tubular, solo se usarán 2 criterios de fallo ya que el material en cuestión es de carácter isotrópico:
 - Criterio de esfuerzo máximo (Rankine)
 - Criterio de von-Mises

La comprobación de estos fallos se hará a través de los resultados de los esfuerzos axiales, flectores y combinados.

Mientras que los resultados de las deformaciones direccionales servirán para ver los desplazamientos que se producen y calcular la rigidez torsional de esta zona. Según los resultados obtenidos de todos los ensayos, podemos realizar estas observaciones:

- Para los resultados de los esfuerzos axiales, en todos los casos no se producen fallos del material. Sin embargo, en los resultados de los esfuerzos flectores y combinados del ensayo de impacto lateral, si se superan el limite elástico del material, pero, al no superar la tensión máxima de rotura y, como no se requiere este ensayo según

la normativa sino por seguridad de los componentes de su interior, se aceptará su diseño. Si el chasis sufre un impacto lateral de esa magnitud en esa zona, no romperá, pero no se podrá volver a utilizar al deformarse plásticamente.

- En el caso de las deformaciones direccionales, los desplazamientos máximos ocurren durante el ensayo de impacto lateral. Además, se calculará la rigidez torsional de la misma manera que el monocasco.

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,22}{\tan^{-1}\left(\frac{1,2521}{172,5}\right)} ; K_T = 1852 \text{ Nm/}^\circ$$

Si se comparará con los resultados cedidos por el equipo *University Racing Eindhoven*, el valor de la rigidez del único vehículo tubular (URE03) es superior al obtenido. Esto se explica ya que solo se está realizando el ensayo en una zona donde la normativa es menos estricta y se han utilizado secciones transversales más pequeñas para ahorrar peso en la parte trasera.

- Finalmente, para los enganches que unen el monocasco con la parte trasera, se utilizarán los mismos criterios aplicados para la zona tubular.

La comprobación de los fallos se realizará a través de los resultados de los esfuerzos equivalentes, y las direcciones principales máximas y deformaciones direccionales servirán para verificar el tipo de esfuerzos al que estarán sometidos y verificar que no haya desplazamientos muy grandes. Según los resultados obtenidos de todos los ensayos, podemos realizar las siguientes observaciones:

- Según los esfuerzos equivalentes, no se produzcan fallos de material en ninguno de los 3 ensayos.
- A través de las direcciones principales máximas, se observa que, en los 3 ensayos, los soportes de los tubos de cada enganche sufrirán esfuerzos flectores y cortantes mientras que en el resto solo estarán trabajando bajo esfuerzo cortante.
- Según la deformación direccional, solo se producen desplazamientos considerables en el ensayo de impacto lateral, pero siguen siendo bajos.

Después del análisis de todos los ensayos estructurales, se calculará la masa del chasis. Se comparará con el peso del IFS-03 que actualmente es de 41 Kg. Se usará la superficie calculada por *ANSYS-Mechanical* y la densidad del panel sándwich, teniendo que calcular este último valor.

$$\rho_{P.S.} = \frac{5 \cdot \rho_{CFRP} + 25 \cdot \rho_{Honeycomb}}{30} = 279,2 \text{ Kg/m}^3 \quad (2)$$

$$M_{monocasco} = \frac{3057700 \text{ mm}^2 \cdot 30 \text{ mm}}{10^{-9} \text{ m}^3/\text{m}^3} \cdot \rho_{P.S.} = 25,6 \text{ Kg} \quad (3)$$

Para el cálculo de la masa de la parte tubular se hará a través del programa *SolidWorks*.

$$M_{tubular} = 16,1Kg \quad (4)$$

Finalmente, para el cálculo de la masa de los enganches se hará a través del programa *SolidWorks*.

$$M_{enganches} = 1,2Kg \quad (5)$$

La masa total de este chasis será de 42.9 Kg. Si se compara a la masa del chasis del IFS-03, que es de 41 Kg, se puede verificar que el peso ha aumentado, lo cual indica que el modelo puede ser optimizado ya que uno de los objetivos de utilizar este tipo de materiales es de reducir el peso del chasis.

OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO

Debido a los valores obtenidos tanto de rigidez como de masa del monocasco, se va a optimizar esta parte del chasis.

En la 1ª iteración, se modificará la orientación de las laminas de la fibra de carbono con refuerzo epoxi, además de los espesores de las pieles y núcleo del panel sándwich.

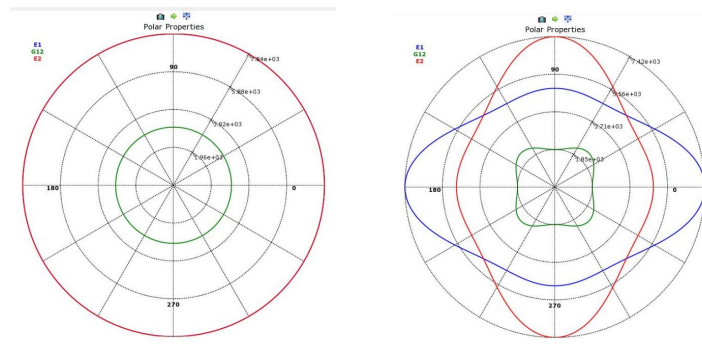


Figura 7. Comparación de propiedades del panel sándwich

Tras realizar esta modificación, se volverán a realizar los 3 ensayos y comprobando 4 resultados: los resultados de los factores de reserva inversos de los 3 ensayos y la deformación direccional del ensayo de torsión. Solo interesa verificar estos resultados ya que se busca comprobar que el material no sufra ningún fallo y comprobar el valor de la rigidez torsional del monocasco. Viendo los nuevos resultados obtenidos, se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- Con los resultados de la deformación direccional, los desplazamientos han aumentado un 89 % respecto al caso base, aunque siguen valores bajos por lo que se daran por validos. Se volverá a calcular la rigidez torsional del monocasco.

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,2525}{\tan^{-1}\left(\frac{1,9046}{480}\right)} ; K_T = 3888 \text{ Nm/}^\circ$$

Este valor de rigidez aun siendo mucho menor que el obtenido en el primer ensayo, sigue siendo un valor aceptable comparándolo con los valores del equipo de *University Racing Eindhoven*.

- Con los resultados de los factores de reserva inversos del ensayo de impacto lateral, se obtiene un valor demasiado elevado, por lo tanto, no se puede asegurar que no vaya a sufrir un fallo del material, en concreto, un fallo del núcleo. Para poder evitar este fallo, habrá que aumentar el espesor del núcleo.

Se realizará el cálculo de la masa del monocasco de la misma manera que antes. Se volverá a calcular la densidad del panel sándwich:

$$\rho_{P.S.} = \frac{3 \cdot \rho_{CFRP} + 22 \cdot \rho_{Honeycomb}}{25} = 211,4Kg/m^3 \quad (6)$$

La nueva masa del monocasco es:

$$M_{monocasco} = 18,5Kg \quad (7)$$

Se ha conseguido reducir la masa 7.1 Kg lo cual es un gran resultado, pero debido al resultado de factor de reserva inverso del ensayo de impacto lateral, se volverá a modificar los espesores de los materiales para conseguir bajar el valor máximo.

En la 2ª iteración, se volverá a modificar la orientación de las laminas de la fibra de carbono con refuerzo epoxi, además de los espesores de las pieles y núcleo del panel sándwich.

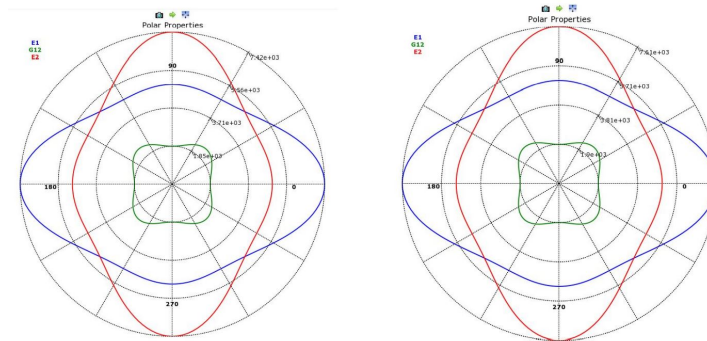


Figura 8. Comparación de propiedades del panel sándwich

Tras realizar esta modificación, se volverán a realizar los 3 ensayos y comprobando 4 resultados: los resultados de los factores de reserva inversos de los 3 ensayos y la deformación direccional del ensayo de torsión. Viendo los nuevos resultados obtenidos, se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- Con los resultados de la deformación direccional, se volverá a calcular la rigidez torsional del monocasco.

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,2525}{\tan^{-1}\left(\frac{1,7276}{480}\right)} ; K_T = 4286 \text{ Nm/}^\circ$$

Este valor de rigidez torsional en esta iteración es mayor que el anterior y más cercano a los valores del equipo de *University Racing Eindhoven*, por lo tanto, seguirá siendo válido.

- Con los resultados de los factores de reserva inversos del ensayo de impacto lateral, se obtiene un valor demasiado elevado, pero tanto como la iteración anterior, por lo tanto, se sigue sin poder asegurar el fallo del material, pero la probabilidad de mucho menor que en el caso anterior.

Finalmente, se volverá a realizar el cálculo de la masa del monocasco. Primero se volverá a calcular la densidad del panel sándwich:

$$\rho_{P.S.} = \frac{3,3 \cdot \rho_{CFRP} + 23,5 \cdot \rho_{Honeycomb}}{25} = 215,9 \text{ Kg/m}^3 \quad (8)$$

La nueva masa del monocasco es:

$$M_{monocasco} = 20,3 \text{ Kg} \quad (9)$$

La masa ha aumentado 1.8 Kg con respecto a la pasada iteración, pero sigue siendo 5.3 Kg más ligero que el diseño inicial con lo cual sigue estando bien, y respecto a los factores de reservas inversos, los valores obtenidos son aceptables en esta ocasión.

CONCLUSIONES

Una vez se han realizado todas los ensayos y las optimizaciones del monocasco, se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- Tras las optimizaciones del diseño, el valor de rigidez torsional obtenido es de 4286 Nm/ °, lo cual es un valor más elevado de lo que obtuvieron otros equipos, lo cual llega a indicar que el diseño del monocasco ha sido correcto.
- Comparando las masas del IFS-03 y el de este trabajo, se ha conseguido reducir la masa del chasis en casi un 9 % lo cual nos aportará una gran ventaja a la hora de realizar las pruebas dinámicas.
- Gracias a los resultados de las direcciones principales máximas, se ha podido demostrar que el monocasco será sometido sobre todo a esfuerzos de cortantes, siendo determinante para la orientación de las laminas para soportar mejor estos esfuerzos.
- Las zonas que donde hay más probabilidades de fallo son las aristas vivas que hay entre el *Side Impact Structure* y el *Rear Bulkhead*, y el hueco del *Front Bulkhead*.
- El fallo más probable en el monocasco será el por fallo del núcleo debido a los esfuerzos combinados de cortantes y flectores que sufren los puntos críticos de la estructura.
- El valor de la rigidez en la zona tubular es menor de los valores habituales del resto de equipos debido a que solo se calcula en zonas con espesores menores que en la estructura principal del IFS-03, pero, al no estar muy alejado de resto de valores de otros equipos, se puede dar por valido este resultado.
- Respecto al análisis de los enganches de ambas zonas del chasis, no hay datos para compararlo con otros equipos, pero se darán por validos tras comprobar que no sufrirán fallo del material.

Tras estas conclusiones, se determina que realizar la transición de un chasis tubular a uno híbrido será beneficioso para mejorar las prestaciones del monoplaza IFS-04.

REFERENCIAS

[1] **3D CAD BROWSER:** *Formula SAE Monocoque and Frame 3D CAD Model.*

Disponible en: <https://www.3dcadbrowser.com/3d-model/formula-sae-monocoque-and-frame>.

Consulta: 7 de julio de 2020

CHASSIS SINGLE SEATER DESIGN FOR FORMULA STUDENT

Author: Guzmán Terrón, Diego.

Directors: Jiménez Octavio, Jesús Ramón.

Carnicero López, Alberto.

Collaborationg Entity: ICAI Speed Club.

SUMMARY OF THE PROJECT

INTRODUCTION

This project has been developed in collaboration with ICAI Speed Club. *Formula Student* is a competition where every team will manufacture their own single-seater vehicle, considering design criteria, business plan, and participating in static and dynamic events. It takes place in various countries around the world, although the ICAI Speed Club association will only take part in some of the Europeans competitions.

The aim of this project in making a design baseline to be able to make a transition from a tubular chassis into a hybrid one in order to improve the capabilities of the vehicle and, at the same time, comply with the regulations imposed by the competition, having in mind the feasibility of the project will be conditioned by a variety of factors, both internally and externally from the association.

STATE OF THE ART

For the attainment of the design, it is important to know the properties, types of chassis that other teams uses and the materials the usually work with for its manufacturing.

Chassis is the internal structure of a vehicle whose objectives are: provide rigidity, ensures the vehicle components and provide security to the passengers in case of an accident. The most important parameter in order to design a chassis is its rigidity.

All of the most important innovations and developments with respect the chassis in motor sports had occurred during the Formula 1 championship. All of them started with tubular structures, then it came the monocoque made from aluminium sheets that, while it maintains the same weight as the rest of competitors, it was 3 times more rigid than the rest of the teams, and, finally, the creation of a carbon fiber with reinforced polymer monocoque, which it would confer it a similar rigidity than the rest of the teams, but having a 30 % reduction in weight. Nowadays, every teams still uses a carbon fiber reinforced polymer monocoque chassis.

During the *Formula Student-Spain* competition, most of the teams uses 3 types of chassis: tubular, monocoque and hybrid.

Tubular chassis is the basic structure which every team starts with. It is composed by structural members made from tubes with round and square profiles made from steel or aluminium which they are attached through welded joints. This type of chassis obtains a good rigidity, manufacture it is relatively easy, is not very expensive and it allows a great accessibility to the interior components.

Monocoque chassis is a structure made from composites materials. It is usually used carbon fiber reinforced polymer, that will also be used as skins for the sandwich panel creation. This type of chassis obtains an excellent rigidity, they are far more complex to manufacture, it is very expensive and it does not have a great accessibility to the interior components.

Finally, the hybrid chassis is a compromise between a tubular and a monocoque chassis. This type of chassis can obtain good rigidity values, in terms of manufacturing, it is easier than the full monocoque but more challenging than a fully tubular structure, has an intermediate cost between the monocoque and the tubular, and it allows a good accessibility of the components from the back of the chassis.

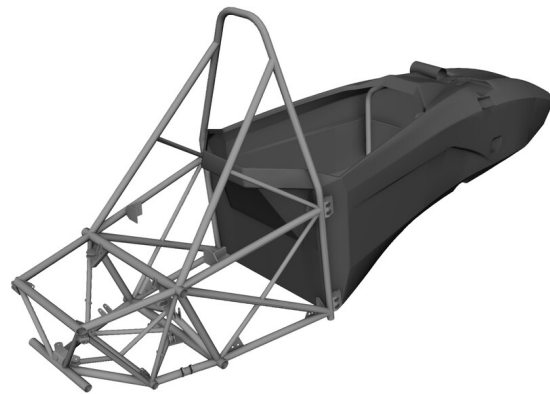


Figura 1. Chassis hybrid example.
Source: 3D CAD.

After taking a look of the different types of chassis and their advantages and disadvantages, it has been decided to make a chassis hybrid design.

The materials that will be used for the chassis manufacturing are all governed by the same principals of elastic behavior: Hooke's Law, Poisson coefficient and the stiffness matrix. Additionally, we will have to make a distinction between the type of material based on the mechanical and thermal behavior according to the direction in which it took place: isotropic and anisotropic.

For the hybrid chassis manufacturing, it will be used 3 materials:

- Steel: metal alloy of iron and a small percentage of carbon. It is a isotropic material with a Young's module of 212 GPa and a Poisson coefficient of 0.3.
- Carbon fiber reinforced polymer: an anisotropic composite material with a Young's module of 121 GPa in the fibers direction and a Poisson coefficient of 0.4 at the cross plane.
- Sandwich panel: composite material formed by facing skins from carbon fiber reinforced polymer and a core made by an aluminium honeycomb. It is an anisotropic material with lower values than the carbon fiber reinforced polymer.

CHASSIS DESIGN

For the chassis geometric design, it will be take in consider as reference the *Formula Student-Germany* regulations which are the most restrictive of all.

The chassis design basis will be the drivers ergonomics. We will have to place the drive in an optimal position for driving the vehicle and, from there, the rest of the shape and components will adapt. In order to design the ergonomics for the driver, it will be taking into consideration some restrictions from the regulations: templates during "scrutineering", "Percy 95", "*Side Impact Structure*", and "*Main Hoop*".

As the drivers ergonomics will be located at the monocoque side, it will need an initial thickness in order to be able to begin. This initial thickness will be obtain throught the "*Structural Equivalency Spreadsheet*": an Excel spreadsheet that will be provided from the competition in which it will be introduced the geometry and data from the 3-point bending test, and in return it will indicate if the material and the geometry are admissible. Because we were not able to perform this test, it will be conducted through the simulation program *ANSYS* using a sandwich panel made from 2 facing skins of 2.5mm each one and a 25mm core.

The next step will be finishing the monocoque side, verifying that all requirements are being fulfilled, both regulations and component positioning.

To finalize the geometric design, the rear of the chassis will be made from a tubular structure. For this side of the chassis, it will be used the same plan design as the one for the IFS-03 vehicle.

The final chassis design will be the following:

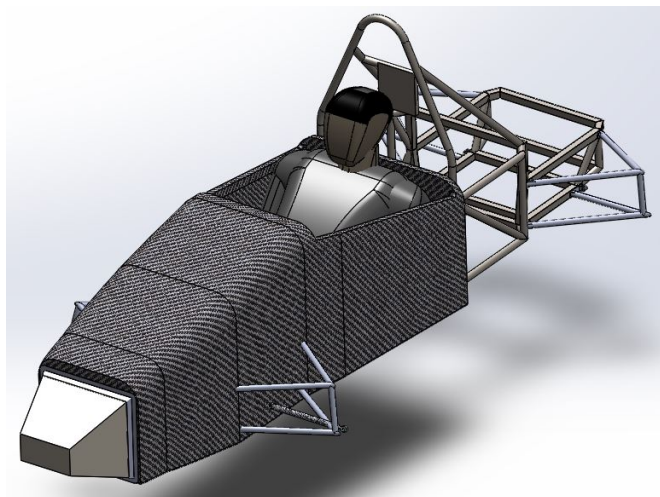


Figura 2. Isometric view from the chassis

STRUCTURAL ANALYSIS DESIGN

Once it has been obtained the definitive chassis design, it is time to perform some structural analysis to ensure that the design is correct, that passes the regulations and, the most important thing, that it is safe for the driver.

This test will be divided into 3 zones: monocoque, tubular structure and coupling between both zones. It will be used the program *ANSYS* to perform this tests simulations through the finite element method. This method it is used to be able to obtain approximated solutions to the solution of differential equations that are being applied into complex geometries by the means of dividing the geometry into various segments with much simpler geometries known as mesh. The solution will be calculated from each segment of the mesh and the general solution will be the superposition of all the segments solutions.

To perform the monocoque analysis, it will be used the *ACP-Pre* module that allows us to analyse the composite materials behaviour. For this module, we will have to make a serie of preparations to be able to use it correctly:

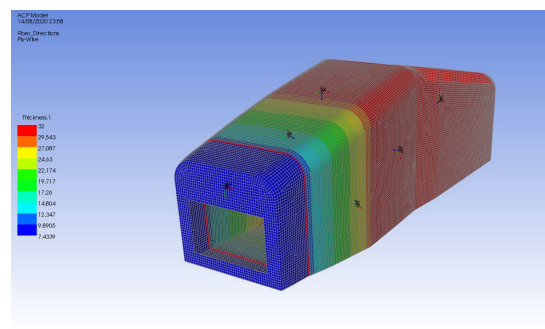


Figura 3. Monocoque preparation.

- Introduce the mechanical properties of the used materials
- Model preparation
- Creating the mesh and some name selection
- Introduction of composite materials over the chassis geometry.

After making this preparations, the model is ready to be send to the next module where the structural analysis will be performed. This analysis will be based in 3 static test: torsion, front impact and side impact. To be able to perform this test, it will be necessary to declare the location and type of supports and the locations of the forces applied.

From each test, it will be obtained 4 results: directional deformation, equivalent stress (Von-Mises), principal direction stress and inverse reserve factor.

For the tubular structure analysis, it will be used the *Static-Structural* module. As it has being done in the monocoque, we will also have to make a series of preparations to be able to use it:

- Introduce the mechanical properties of steel
- Model preparation
- Creating the mesh and performing structural analysis.

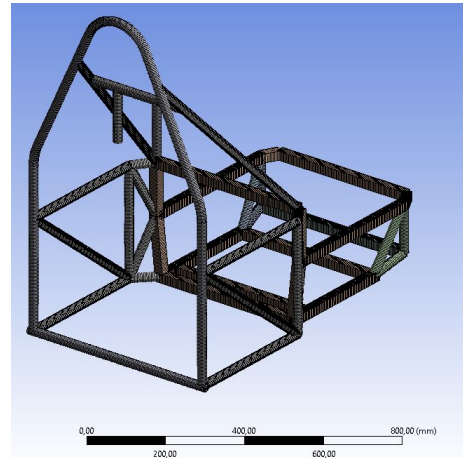


Figura 4. Tubular structure preparation.

This analysis will be based in 3 static test: torsion, rear impact and side impact. We will also have to declare the locations and types of supports, and the locations of the forced applied. From each test, it will be obtain 4 results: directional deformation, axial stress, bending stress and combined stress.

Finally, it will be analysed the couplings that joins the monocoque and the tubular structure. This will also have the same type of preparation as the tubular structure. These analysis will be based on 3 static test: flexion, torsion and side impact. From these test we will obtain 3 results: directional deformation, equivalent stress (Von-Mises) and principal direction stress.

RESULT ANALYSIS

The main objective about performing these analysis is to be able to confirm that the chassis is safe to participate in *Formula Student Spain*. Therefore, it will be mainly check that does not produces any material failure from the 3 zones that were mention before.

- Before the monocoque analysis, it has to be defined the composites materials failure criteria. For this analysis they will be used 7 criteria:
 - Maximum stress criteria (Rankine)
 - von-Mises criteria
 - Tsai-Wu criteria
 - Puck criteria
 - Skin wrinkling from sandwich panel
 - Core failure from sandwich panel
 - Shear crimping from sandwich panel

The verification of these failures will be checked through the results obtained from the inverse reserve factor, being an indicator of the probability that occurs a failure in the indicated area and the equivalent stress.

There will also be used the results from the principal direction stress (indicating the type of stresses applied in each area of the monocoque) and the directional deformations (for calculating the torsional rigidity).

According to the results obtained during the tests, we can make these observations:

- With the results from the inverse reserve factor, the most critical cases will be both torsion and side impact tests, both with core failure probability.
- With the results obtained from the equivalent stresses, it is proved that it would not suffer any material failure.
- Through the maximum principal directions, we prove that most of the monocoque will be suffering shear stresses while during the side impact test will have the maximum bending stresses.
- In the case of the directional deformations, the maximum displacements occur during the torsion test. Also, with the same result test, the torsional rigidity will be calculated with the following equation:

$$K_T = \frac{2 \cdot F \cdot d_F}{\tan^{-1}\left(\frac{\delta}{d_U}\right)} \quad (1)$$

where:

- K_T is the torsional rigidity (Nm/°).
- F is the forces applied from the torque (N).
- d_F is the distance from the coordinates origin to where the force is being applied (m).
- δ is the maximum displacement from the directional deformation (mm).
- d_U is the distance between the coordinates origin to the vertical distance of the maximum directional deformation (mm).

In this case:

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,2525}{\tan^{-1}\left(\frac{1,0156}{480}\right)} ; K_T = 7290 \text{ Nm/}^\circ$$

To give a meaning to this value, it will be compared from the results given from the team *University Racing Eindhoven*, also participating in *Formula Student*.

According to the last figure, the torsional rigidity obtained is quite superior compared to the other values that other teams can achieve.

Car	Chassis stiffness [Nm/°]	Car mass [kg]	Specific Stiffness [Nm/°/kg]
URE03	2828	240	11.8
URE04	3500*	245	14.3
URE05	4000*	231	17.3
URE05e	3232	269	12.0
URE06 target	4000	245	16.3

Figura 5. Rigidity values from various chassis from the team *University Racing Eindhoven*.
Fuente: *University Racing Eindhoven*.

- For the analysis of the tubular structure, they will only be used 2 failure criteria because the material behaviour is isotropic:
 - Maximum stress criteria (Rankine)
 - von-Mises criteria

To verify these failures will be done through the results of axial, bending and combined stresses. While the directional deformations will be used to view the displacements and calculate the torsional rigidity of this structure. According to the results obtained from the tests, we can make these observations:

- For the axial stresses, in each test there are not any material failure. However, in the bending and combined stresses from the side impact test their values are higher than the material yield strength, but, because it does not exceed the ultimate strength and this test is not required for the regulations but instead for the safety of the internal components of the vehicle, the design will be accepted. If the chassis suffers a side impact of that magnitude in that area, it will not break, but it will be plastically deformed and it can not be used again.
- In the case of the directional deformations, the maximum displacements occurs during the side impact test. Also, it will be calculated the torsional rigidity the same way as the monocoque.

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,22}{\tan^{-1}\left(\frac{1,2521}{172,5}\right)} ; K_T = 1852 \text{ Nm/}^\circ$$

If we compare the results obtain from the ones given from the *University Racing Eindhoven* team, the value from the only tubular chassis (URE03) is superior that the one we have obtained. This is because were are only doing the test around the area where the regulations are not as restrictive and we have used smaller cross sections than the primary structure from the IFS-03 in order to reduce weight.

- Finally, for the couplings that joins both monocoque and the tubular structure, it will be used the same criteria applied to the tubular structure.

To verify the material failures, it will be done through the results of the equivalent stresses, and the maximum principal directions and directional deformations will be used to verify the type of stresses that are being applied and that there are not large displacements.

According to the results obtained from the tests, we can obtain these observations:

- From the equivalent stresses, there will not be any material failure in any of the tests performed.
- Through the maximum principal directions, in all of the tests, the tubes supports on each coupling will be suffering shear and bending stresses while the rest will be only working under shear stresses.
- From the directional deformation, there will only be considerable displacements during the side impact test, but still being low so the design will be considered as a valid design.

After the analysis from all the tests, we will calculate the chassis mass. It will be compared with the weight of the IFS-03 that it actually weights 41 Kg. It will be used the surface area calculated by *ANSYS-Mechanical* and have to calculate the sandwich panel density.

$$\rho_{P.S.} = \frac{5 \cdot \rho_{CFRP} + 25 \cdot \rho_{Honeycomb}}{30} = 279,2Kg/m^3 \quad (2)$$

$$M_{monocoque} = \frac{3057700mm^2 \cdot 30mm}{10^{-9}mm^3/m^3} \cdot \rho_{P.S.} = 25,6Kg \quad (3)$$

For the calculation of the tubular structure mass, it will be done through the program *SolidWorks*.

$$M_{tubular} = 16,1Kg \quad (4)$$

Finally, to calculate the mass of the couplings, it will be done also through the program *SolidWorks*.

$$M_{couplings} = 1,2Kg \quad (5)$$

The total mass of the chassis is 42.9 Kg. If we compare it to the mass from the IFS-03 chassis, we can verify that the weight of the chassis has increased, indicating that the base model can be optimized because one of the goals of using this type of materials is to reduce the total chassis weight.

DESIGN OPTIMIZATION

Because of the values obtained from the rigidity as the monocoque mass, we are going to focus in optimizing this part of the chassis.

In the 1^o iteration, it will be modified the orientation of the sheets from the carbon fiber reinforced polymer, also the thickness both the facing skins and core of the sandwich panel.

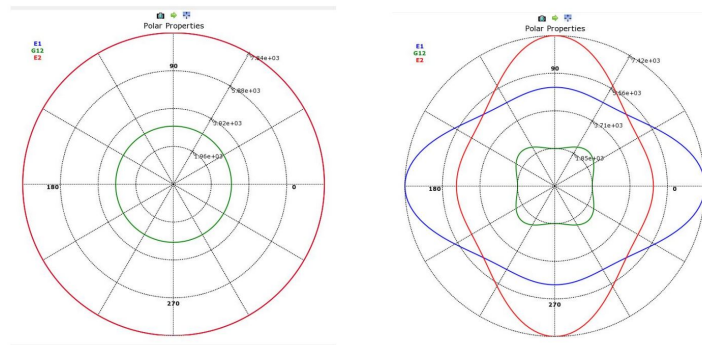


Figura 6. Properties comparison from the sandwich panel

After making these modifications, we will perform again the same tests as before and verifying 4 results: 3 results from the inverse reserve factor from all tests and the directional deformation from the torsion test. We are only interested in these results because the main goal is to verify that it would not occur material failure and recalculate the torsional rigidity of the monocoque. Taking a look at the new results, we can obtain the following conclusions:

- With the directional deformation results, the displacements had increased 89 % respect the base model, but they are still low values which will be considered as valid. It will be calculated again the torsional rigidity of the monocoque.

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,2525}{\tan^{-1}\left(\frac{1,9046}{480}\right)} ; K_T = 3888 \text{ Nm/}^\circ$$

This value obtain, even though is much smaller than the first one, it is still a valid value compared with the values obtained from the *University Racing Eindhoven* team.

- With the results from the inverse reserve factor from the side impact test, we obtain a value that is too high, therefore, we can not assure that it would not suffer a material failure, specifically, a core failure. To avoid this type of failure, it is recommended to increase the thickness of the core.

We will calculate the mass of the monocoque the same way as before. We will calculate again the density of the sandwich panel:

$$\rho_{P.S.} = \frac{3 \cdot \rho_{CFRP} + 22 \cdot \rho_{Honeycomb}}{25} = 211,4 \text{ Kg/m}^3 \quad (6)$$

The new mass from the monocoque is:

$$M_{monocoque} = 18,5 \text{ Kg} \quad (7)$$

We have achieved a weight reduction of 7.1 Kg which is a great result, but, because of the results obtained from the inverse reserve factor from the side impact test, we will modify again the thickness of both materials in order to reduce the maximum value.

In the 2° iteration, it will be modified again the orientation of the sheets from the carbon fiber reinforced polymer, also the thickness both the facing skins and core of the sandwich panel.

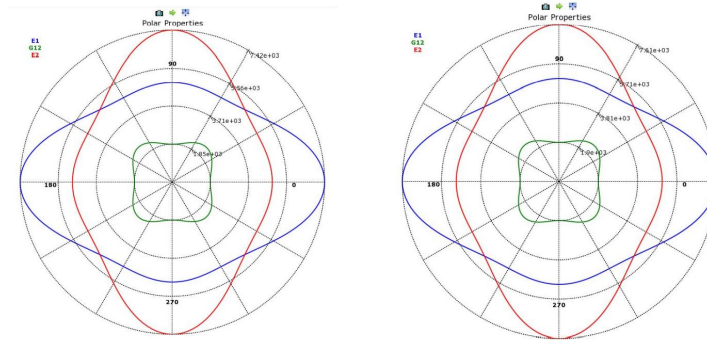


Figura 7. Properties comparison from the sandwich panel

After making this modification, we will repeat the tests and verifying the same results as before. Taking a look at the new results, we can obtain these conclusions:

- With the directional deformation results, we will calculate again the torsional rigidity.

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,2525}{\tan^{-1}\left(\frac{1,7276}{480}\right)} ; K_T = 4286 \text{ Nm/}^\circ$$

This torsional rigidity value obtained is higher than the last one and much closer from the values of the *University Racing Eindhoven* team, therefore, this will still be valid.

- With the values obtained from the inverse reserve factor, we still obtain a very high value, therefore, we are not able to assure that there would not be a material failure, but, because the value is much less than the first iteration, the probability is also much less than before.

Finally, it will be calculated again the mass from the monocoque. First, we will calculate again the sandwich panel density:

$$\rho_{P.S.} = \frac{3,3 \cdot \rho_{CFRP} + 23,5 \cdot \rho_{Honeycomb}}{25} = 215,9 \text{ Kg/m}^3 \quad (8)$$

The new mass from the monocoque is:

$$M_{monocoque} = 20,3 \text{ Kg} \quad (9)$$

The mass has increased 1.8 Kg with respect the last iteration, but it is still 5.3 kg lighter that the base model, so it is still a very good result, and, respect the values from the inverse reserve factor, the values obtained during this iteration are now acceptable.

CONCLUSIONS

Once we finalized with all the tests and optimizations of the monocoque, we can extract the following conclusions:

- After the design optimizations, the final rigidity value obtained was 4286 Nm/° , which is a higher value than other teams had obtained indicating that the design of the monocoque it is correct.
- Comparing the masses from the ifs-03 and the one from this project, we achieved a weight reduction of almost a 9 % which it will give us a great advantage when it is time to compete during the dynamic events.
- Thanks to the results from the maximum principal directions, we have been able to demonstrate that most of the stresses suffered in the monocoque will be shear stresses. With these knowledge, we can improve the sheets orientations to improve the mechanical properties of the sandwich panel in order to improve the endurance of these stresses.
- The areas where there are more probabilities of material failure are the sharp edges in between the side impact structure and the rear bulkhead, and the cutoff area of the front bulkhead.
- The most probable material failure in the monocoque is a core failure because of the combined stresses of shear and bending that suffers the critical points of the structure.
- The rigidity value from the tubular structure is less than the usual values from the rest of the teams because it is only calculated in the areas where the cross sections are less than from the principal structure of the IFS-03, but, because it is not far from the values of other teams, we will still consider it valid.
- With respect the analysis from the coupling of both the monocoque and the tubular structure, there are not data which to be compared with, but the results will be considered valid after proofing that they would not suffer material failure.

After these conclusiones, it has been determined that making the transition from a tubular chassis to a hybrid will be beneficial in order to improve the capabilities of the IFS-04.

REFERENCES

- [1] **3D CAD BROWSER:** *Formula SAE Monocoque and Frame 3D CAD Model.*

Available at: <https://www.3dcadbrowser.com/3d-model/formula-sae-monocoque-and-frame>.

Last access: july 7, 2020

DOCUMENTO I



MEMORIA



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

ICADE

CIHS

Indice

I. Memoria	13
1. Introducción	15
1.1. Formula Student	15
1.2. Motivación	18
1.3. Objetivos del proyecto	19
1.4. Recursos utilizados	20
2. Estado del arte	21
2.1. Introducción a chasis de un vehículo	21
2.2. Desarrollo de chasis en vehículos de competición	23
2.3. Tipos de chasis	24
2.3.1. Chasis tubular	24
2.3.2. Chasis monocasco	25
2.3.3. Chasis híbrido	26
3. Diseño del chasis	29
3.1. Base del diseño del chasis	30
3.1.1. Diseño del resto del monocasco	36
3.2. Parte trasera del chasis: zona tubular	38
3.3. Diseño entero del chasis	40
4. Análisis estructural del chasis	43
4.1. Análisis de zona monocasco	44
4.1.1. Introducción de materiales a usar	44
4.1.2. Preparación del modelo a estudiar	45
4.1.3. Mallado y selección de nombres	46
4.1.4. Introducción de materiales compuestos sobre geometría	49
4.1.5. Realización de análisis estructural del monocasco	55
4.2. Análisis de zona tubular	60
4.2.1. Introducción de materiales a usar	60
4.2.2. Preparación del modelo a estudiar	60

4.2.3. Mallado de la geometría y realización del análisis estructural	61
4.3. Análisis de enganches	66
4.3.1. Introducción de materiales a usar	66
4.3.2. Preparación del modelo a estudiar	66
4.3.3. Mallado de la geometría y realización del análisis estructural	67
5. Análisis de resultados	73
5.1. Resultados del monocasco	73
5.1.1. Ensayo de torsión	75
5.1.2. Ensayo de impacto frontal	79
5.1.3. Ensayo de impacto lateral	82
5.2. Resultados de la parte tubular	85
5.2.1. Ensayo de torsión	85
5.2.2. Ensayo de impacto trasero	88
5.2.3. Ensayo de impacto lateral	90
5.3. Resultados de los enganches	93
5.3.1. Ensayo de flexión	93
5.3.2. Ensayo de torsión	95
5.3.3. Ensayo de impacto lateral	97
5.4. Masa del chasis	99
6. Optimización del diseño	101
6.1. 1ª Iteración	101
6.1.1. Modificación del material	101
6.1.2. Análisis de resultados	102
6.1.3. Masa del monocasco	104
6.2. 2ª Iteración	105
6.2.1. Modificación del material	105
6.2.2. Análisis de resultados	106
6.2.3. Masa del monocasco	108
7. Conclusiones y trabajos futuros	111
7.1. Conclusiones	111
7.2. Trabajos futuros	113
Bibliografía	114

II. Anexo	117
III. Hojas de Características	123
Datos técnicos sobre paneles sandwich de HEXCEL COMPOSITES	125
Ficha técnica del <i>Formula SAE Standart Impact Attenuator</i>	154

Índice de figuras

1.	Competición Formula Student Spain 2019	15
2.	Ejemplo de Tilt Test sobre un vehículo	17
3.	Circuito de Skid Pad	17
4.	IFS-03	19
5.	Carrocería: elementos estructurales del vehículo	22
6.	Juan Manuel Fangio conduciendo el Mercedes W196	23
7.	Jim Clark conduciendo el Lotus 25	23
8.	MP4/1	24
9.	McLaren P1	24
10.	Chasis IFS-02	25
11.	Chasis FSB2015	26
12.	Chasis Híbrido	26
13.	Triangulación	29
14.	Plantillas	30
15.	Percy95	31
16.	Distancias casco	31
17.	SIS	32
18.	SES	33
19.	SES Laminated Test	34
20.	Plantillas del <i>scrutineering</i> dentro del monocasco.	34
21.	Diseño de ergonomía final	35
22.	Enganches de monocasco-estructura tubular.	35
23.	Monocasco	36
24.	Plantilla Horizontal hasta pedatera	37
25.	FB	37
26.	FB e IA colocado en el monocasco	38
27.	Ángulo del MHB	39
28.	Parte trasera	39

29. Chasis Perfil	40
30. Chasis Planta	40
31. Chasis Frontal	41
32. Chasis Trasera	41
33. Chasis	42
34. Malla	44
35. Preparación geometría monocasco	46
36. Mallado monocasco	46
37. <i>Name Selection 1</i>	47
38. <i>Name Selection 2</i>	48
39. Top Mold	48
40. Bottom Mold	49
41. Wrapping	49
42. CFRP1 propiedades	50
43. PS1 propiedades	50
44. Galgas extensométricas del modelo	51
45. <i>Oriented Selection Set 1</i>	52
46. <i>Oriented Selection Set 2</i>	53
47. Monocasco ACP	54
48. Torsional Test	55
49. Front Impact Test	56
50. Side Impact Test	56
51. Torsional Test Directional Deformation	57
52. Front Impact Test Equivalent Stress	57
53. Maximum Principal Front Impact Test	58
54. Inverse Reserved Factor Side Impact Test	58
55. Ensayo Flexión	59
56. Deformacion Ensayo Flexión	59
57. Chassis beams	61
58. Mallado tubular	61
59. Torsional Test Beam	62
60. Rear Impact Test	63
61. Side Impact Test Beam	63
62. Torsional Test Directional Deformation Beam	64
63. Rear Impact Test Axial Force	64
64. Maximum Bending Stress Rear Impact Test	65

65. Combined Maximum Stress Side Impact Test	65
66. Enganches Chasis	67
67. Mallado Chasis	67
68. Mallado Enganches	67
69. Bending Test Enganches	68
70. Torsional Test Enganches	69
71. Side Impact Test Enganches	69
72. Bending Test Directional Deformation Enganches	70
73. Torsional Test Equivalent Stress	70
74. Side Impact Test	71
75. Pandeo de pieles	74
76. Fallo piel	74
77. Prensado por cizalladura	74
78. Inverse Reserved Factor Torsional Test	75
79. Critical Layer IRF Torsional Test	75
80. Equivalent Stress Torsional Test	76
81. Maximum Principal Torsional Test	76
82. Torsional Test Directional Deformation	77
83. Chassis Stiffness URE	78
84. Inverse Reserve Factor Front Impact Test	79
85. Equivalent Stress Front Impact Test	79
86. Maximum Principal Front Impact Test	80
87. Directional Deformation Front Impact	80
88. Inverse Reserved Factor Side Impact Test	82
89. Critical Layer IRF Side Impact Test	82
90. Equivalent Stress Side Impact Test	82
91. Maximum Principal Side Impact Test	83
92. Directional Deformation Side Impact Test	83
93. Direct Stress Torsional Test Beams	85
94. Maximum Bending Stress Torsional Test	86
95. Maximum Combined Stress Torsional Test	86
96. Directional Deformation Torsional Test	87
97. Direct Stress Rear Impact Test Beams	88
98. Maximum Bending Stress Rear Impact Test	88
99. Maximum Combined Stress Rear Impact Test	89
100. Directional Deformation Rear Impact Test	89

101. Direct Stress Side Impact Test Beams	90
102. Maximum Bending Stress Side Impact Test	91
103. Maximum Combined Stress Side Impact Test	91
104. Directional Deformation Side Impact Test	92
105. Equivalent Stress Bending Test Enganches	93
106. Maximum Principal Bending Test	94
107. Directional Deformation Bending Test	94
108. Equivalent Stress Torsional Test Enganches	95
109. Maximum Principal Torsional Test	96
110. Directional Deformation Torsional Test	96
111. Equivalent Stress Side Impact Test Enganches	97
112. Maximum Principal Side Impact Test	98
113. Directional Deformation Side Impact Test	98
114. Comparativa propiedades CFRP	101
115. Comparativa propiedades PS	102
116. Inverse Reserved Factor Torsional Test	102
117. Critical Layer IRF Torsional Test	102
118. Directional Deformation Front Impact	103
119. Inverse Reserve Factor Front Impact Test	103
120. Inverse Reserved Factor Torsional Test	104
121. Critical Layer IRF Torsional Test	104
122. Comparativa propiedades CFRP	105
123. Comparativa propiedades PS	106
124. Inverse Reserved Factor Torsional Test	106
125. Critical Layer IRF Torsional Test	106
126. Directional Deformation Front Impact	107
127. Inverse Reserve Factor Front Impact Test	107
128. Inverse Reserved Factor Torsional Test	108
129. Critical Layer IRF Torsional Test	108
130. Objetivos de Desarrollo Sostenible	119
131. Proceso de fabricación de paneles interiores del Tesla model 3	121
132. Gráfica comparativa de fibras respecto a las emisiones de CO2 y los peso	121
133. Tesla S EGT P100 en las instalaciones de ICAI	122
134. Comparativa de asientos del MCL-35	122

Índice de cuadros

1. Puntuaciones máximas de cada prueba de la competición. <i>Fuente: Normativa FSS 2020</i> [3]	18
2. Propiedades mecánicas de Epoxy Carbon UD (230 GPa) Pre-preg. <i>Fuente: ANSYS/Engineering Data.</i>	44
3. Propiedades mecánicas de HexWeb CR III 5052 Hexagonal Aluminum Honeycomb. <i>Fuente: PDF</i> [13].	45
4. Número de capas en cada <i>Modeling Group</i>	54
5. Propiedades mecánicas de AISI 1040. <i>Fuente: CES EduPack.</i>	60

Acrónimos

<i>AIP</i>	Placa anti-intrusión (en inglés, <i>Anti Intrusion Plate</i>)
<i>CAD</i>	Diseño asistido por ordenador (en inglés, <i>Computer-Aided Design</i>)
<i>CFRP</i>	Polimero reforzado con fibra de carbono (en inglés, <i>Carbon Fiber Reinforced Polymer</i>)
<i>EI</i>	Rigidez a flexión (en inglés, <i>Flexural Rigidity</i>)
<i>FB</i>	Pared frontal (en inglés, <i>Front Bulkhead</i>)
<i>FBS</i>	Soporte de pared frontal (en inglés, <i>Front Bulkhead Support</i>)
<i>FH</i>	Anillo frontal (en inglés, <i>Front Hoop</i>)
<i>FS</i>	Formula Student
<i>IA</i>	Atenuador de impacto (en inglés, <i>Impact Attenuator</i>)
<i>IAD</i>	Datos del atenuador de impacto (en inglés, <i>Impact Attenuator Data</i>)
<i>MH</i>	Anillo principal (en inglés, <i>Main Hoop</i>)
<i>SES</i>	Ficha de equivalencia estructural (en inglés, <i>Structural Equivalency Spreadsheet</i>)
<i>SIS</i>	Estructura de impacto lateral (en inglés, <i>Side Impact Structure</i>)
<i>RB</i>	Pared trasera (en inglés, <i>Rear Bulkhead</i>)

PARTE I



MEMORIA



COMILLAS

UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

ICADE

CIHS

Capítulo 1

Introducción

LA realización de este proyecto se realiza con el motivo de desarrollar una base para poder hacer una transición de un chasis tubular, como se lleva realizando en las pasadas iteraciones del coche, a un chasis híbrido para que se pueda ser empleado por la asociación del ICAI Speed Club para la competición Formula Student Spain [1]. El proyecto está basado en la normativa que será implementado en la competición Formula Student Spain 2020, teniendo en cuenta algunas limitaciones o restricciones externas a la normativa.

1.1. Formula Student

Formula Student es una competición para entre universidades de todo el mundo creada en el 2013. Existen 3 modalidades dentro de esta competición en función del tipo de vehículo que se presente: coche de combustión, coche autónomo y coche eléctrico; y estos vehículos participarán en una serie de pruebas, tanto estáticas, como dinámicas (aceleración, skidpad, autocross, endurance y eficiencia).



Figura 1. Competición Formula Student Spain 2019.
Fuente: página web de Formula Student Spain [1].

El objetivo de la competición es llevar un vehículo monoplace diseñado por estudiantes que, no solo sea el más rápido en la pista, sino también que se haya dirigido el proyecto de diseño y fabricación utilizando criterios ingenieriles. Las pruebas que hay se clasifican de 2 tipos: estáticas y dinámicas.

Las pruebas estáticas consisten en:

- *Business Plan Presentation*: se realiza un plan de negocio que se presentara ante los jueces, actuando como posibles compradores.
- *Cost and Manufacturing*: trata de defender los presupuestos que se han elaborado en función de cómo se ha diseñado y fabricado el vehículo.
- *Engineering Design*: se demuestra ante los jueces los criterios tanto del diseño como fabricación del coche sean lo más ingenieriles posibles. Se pueden enseñar todo tipo de documentos, incluyendo simulaciones por ordenador.

Para la realización de las pruebas dinámicas, antes hay que superar una inspección técnica. Hay que realizar esta prueba ya que uno de los fundamentos principales a tener en cuenta es que lo más importante durante todo el proceso es la seguridad de todos los integrantes. La inspección técnica relacionada con la modalidad eléctrica consiste en:

- *Pre-inspection*: se presentan los siguientes objetos durante la inspección: equipamientos de seguridad tanto para pilotos como para mecánicos, 2 extintores de fuego sin usar que no estén caducados, 1 set de 4 neumáticos para condiciones de pista mojada y 1 set de 4 neumáticos para condiciones de pista seca.
- *Accumulator Inspection*: se muestra el acumulador para verificar que es seguro para su manipulación y utilización en el coche.
- *Mechanical Inspection*: se muestran una serie de documentos y elementos externos para verificar la seguridad mecánica del vehículo.
- *Vehicle Weighing*: se pesa el vehículo con el monoplace en condiciones de competición con todos los niveles de los fluidos en sus máximos.
- *Tilt Test*: se inclina el vehículo sobre el suelo con un ángulo de 60°, verificando que ninguna rueda esté sin contacto con la superficie de la mesa inclinada, ni que haya alguna fuga de líquidos. Solo se realiza esta inspección si se pasa antes el *Mechanical Inspection*.
- *Rain Test*: se comprueba que el vehículo puede competir de manera segura durante condiciones de pista mojada. Solo se realiza esta inspección si se pasa antes el *Accumulator Inspection*.



Figura 2. Ejemplo de Tilt Test sobre un vehículo.
Fuente: página web de UPM Racing [2].

- **Brake Test:** se realiza una prueba de aceleración y frenado para comprobar que todos los sistemas del vehículo funcionan correctamente. Solo se realiza esta inspección si se pasan antes todas las inspecciones mencionadas antes.

Estas inspecciones son realizadas de manera muy estricta, por lo tanto, es bastante difícil acceder a las pruebas dinámicas. Durante la competición de 2019, casi un 40% de los participantes no pasaban todas las inspecciones. Solo cuando se hayan pasado todas las inspecciones marcadas por la competición, se autorizará al monoplaza competir en las pruebas dinámicas.

Las pruebas dinámicas que hay en la competición son:

1. **Skid Pad:** se trata de probar la agilidad del monoplaza circulando lo más rápido posible sobre un circuito con forma de 8 realizando 2 giros a izquierdas y luego 2 giros a derechas sin derribar ninguno de los conos que delimitan el circuito.

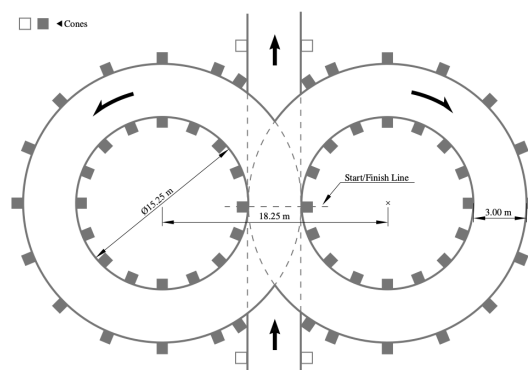


Figure 23: Skidpad Track Layout

Figura 3. Circuito de Skid Pad.
Fuente: normativa FSS 2020 [3].

2. *Acceleration*: se prueba la velocidad punta del monoplaça sobre una recta de 75m. Cuanto más rápido se realice la prueba, mejor puntuación se obtendrá.
3. *Autocross*: el monoplaça circulara en un circuito de conos con varias rectas, curvas de radios constantes y decrecientes, horquillas, *slaloms* y *chicanes*. Cuanto menor sea el tiempo de vuelta, mejor puntuación.
4. *Endurance & Efficiency*: se probará en el mismo circuito de la prueba del *autocross*, tanto la eficiencia de la carga del vehículo como la distancia recorrida sin que el vehículo se quede sin carga en el acumulador. La prueba tiene una distancia máxima de 22km. Cuanto mejor sea la eficiencia y más lejos se llegue durante la prueba, mejor puntuación.

Tras haber concluido todas las pruebas de la competición, se hace un recuento de las puntuaciones obtenidas durante todo el evento. Las puntuaciones máximas que se pueden obtener en la competición en función de las pruebas son las siguientes:

CV & EV	
Static Events:	
Business Plan Presentation	75 points
Cost and Manufacturing	100 points
Engineering Desing	150 points
Dynamic Events:	
Skid Pad	75 points
Acceleration	75 points
Autocross	100 points
Endurance	325 points
Efficiency	100 points

Cuadro 1. Puntuaciones máximas de cada prueba de la competición.

Fuente: Normativa FSS 2020 [3]

Tras realizar el recuento de puntos y aplicar las posibles penalizaciones que se puedan recibir durante la competición, el equipo que tenga la máxima puntuación será el ganador.

1.2. Motivación

En el *ICAI Formula Student* se está diseñando el monoplaça que se usará para competir en 2020, pero, debido a la situación generada por la crisis del COVID-19, éste será aplazado para el 2021. El vehículo en cuestión se denomina IFS-03, siendo un chasis tubular.

Será la 3^a iteración utilizando este tipo de chasis, pero se ha planteado la idea de para el diseño del IFS-04, tras competir en *Formula Student Spain 2019* y ver los tipos de chasis que

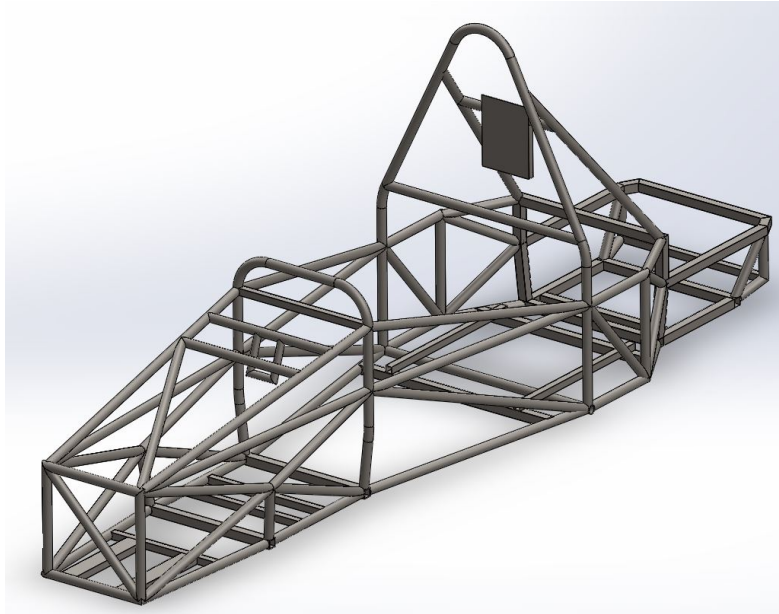


Figura 4. Chasis del monoplaza IFS-03

se utilizan en la modalidad eléctrica, realizar la transición de un chasis tubular a uno híbrido ya que supone el siguiente paso dentro del departamento de chasis para seguir mejorando las prestaciones del vehículo.

1.3. Objetivos del proyecto

El objetivo de este proyecto es poder proporcionar una base para las próximas generaciones dentro de la asociación para poder verificar la posibilidad de realizar una transición de un chasis tubular a uno híbrido para seguir mejorando las prestaciones del monoplaza.

Para ello se tendrán que comprobar una serie de cuestiones que serán comparadas, tanto al vehículo que se está diseñado este año (IFS-03) como algunos datos de otros equipos. Se pretende realizar:

1. Un diseño geométrico del chasis que esté basado tanto en la normativa de la competición como de las restricciones impuestas por el equipo debido a las necesidades de los demás departamentos del *ICAI Formula Student*.
2. Un análisis estructural del chasis, mediante el uso del método de los elementos finitos, comprobando que cada zona que se analice cumpla tanto con la normativa como con algunos criterios de seguridad que se impondrán por parte del equipo.
3. Obtención de valores de rigidez torsional comparables a otros equipos.
4. Obtener una reducción de peso sin llegar a obtener un valor menor que la rigidez torsional del chasis IFS-03, siendo este 2450 Nm/° .

1.4. Recursos utilizados

Para poder desarrollar correctamente este proyecto, se han utilizado las siguientes herramientas:

1. Programas de CAD: en nuestro caso, se utilizará SolidWorks ya que son unos de nuestros patrocinadores y nos suministra las licencias.
2. Programas de simulación: se usarán los módulos de *ACP Pre* y *Static-Structural* para la creación del monocasco y la realización de cálculo de esfuerzos de la estructura mediante el método de elementos finitos.
3. Bases de datos: con el programa CES Edupack, se elegirán los materiales necesarios para la fabricación de la nueva estructura.
4. Microsoft OneDrive: para el almacenamiento de todos los documentos y piezas que se vayan a utilizar por el equipo.
5. Foros online y videos de YouTube sobre comportamientos mecánicos y dinámica de vehículos.

Capítulo 2

Estado del arte

DEBIDO a nuestra corta experiencia en la competición del Formula Student, un buen punto de partida será ver qué tipo de chasis se suelen adoptar los demás equipos dentro de este tipo de competiciones, ya que este variará en función de los objetivos o requisitos que se estén buscando alcanzar en el monoplace.

2.1. Introducción a chasis de un vehículo

Se designa como chasis a la estructura interna de un vehículo cuyos objetivos son de aportar rigidez al vehículo y asegurar los distintos componentes del automóvil (motor, dirección, suspensión, transmisión, etc.) a la vez que dota de seguridad a los pasajeros en caso de accidente, mediante la absorción de la mayor cantidad de energía posible durante una colisión. Para que el chasis pueda cumplir su tarea correctamente, se tienen en cuenta varios parámetros para su diseño, siendo el más importante su rigidez.

La rigidez de una estructura es la medida de la oposición de un material a deformarse elásticamente tras aplicarle una fuerza. En el caso de chasis, hay que tener en cuenta dos tipos:

- Rigidez a flexión: cuando la estructura está sometida a esfuerzos de flexión. El efecto más importante de flexión es la masa de un vehículo su propio peso (el peso de los componentes de este, el peso de los pasajeros, etc.) tanto en reposo como en movimiento. Para realizar el diseño, no se considerará como una restricción importante, pero habrá que tenerla en cuenta.
- Rigidez a torsión: cuando la estructura está sometida a esfuerzos torsionales. La principal causa de torsión en un automóvil proviene de los esfuerzos transmitidos a través de la suspensión.

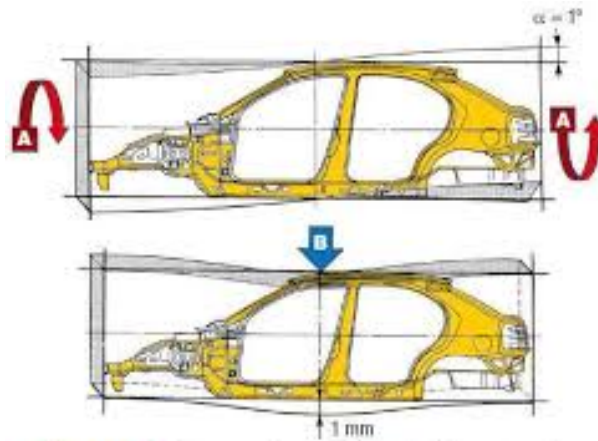


Figura 1.8. Esfuerzos de torsión y flexión que sufre una carrocería

Figura 5. Ejemplos de rigidez a torsión y flexión.
Fuente: página web [4].

Las características más importantes para tener en cuenta para el diseño del monoplaza son la rigidez, el peso y la altura del centro de masas.

El peso en un formula será una característica importante ya que, al buscar que el vehículo emplee al máximo la potencia suministrada por el motor, se buscará que el chasis tenga el menor peso posible a la vez que no se sacrifique la rigidez de la estructura por temas de seguridad. Los pesos más importantes dentro de un formula eléctrico son el peso del piloto, el peso del propio chasis, el peso del acumulador y el peso del motor.

"Tener más potencia te hará rápido en las rectas; Quitar peso te hará rápido en todas partes."

Colin Chapman, fundador de Lotus Cars

También se requerirá que el chasis tenga una buena rigidez para que componentes del vehículo (suspensión y transmisión) puedan trabajar correctamente sin que se tenga un efecto considerable durante la dinámica del monoplaza.

Y, por último, se busca que el centro de masas (o gravedad) del coche sea el más bajo posible para poder conseguir la mayor estabilidad posible durante su conducción, además de aportarle mayor seguridad ya que dificulta la posibilidad de volcar en situaciones extremas.

2.2. Desarrollo de chasis en vehículos de competición

El desarrollo del chasis monoplaça siempre ha tenido un lugar donde florecer: el campeonato mundial de Fórmula 1. Comenzó en los años 50, donde aquellos coches estaban basados en la sencillez del diseño, pero a la vez siendo eficaz. Los chasis de aquella época eran estructuras tubulares con carenados para reducir la resistencia con el viento.



Figura 6. Juan Manuel Fangio conduciendo el Mercedes W196.
Fuente: Wikipedia

A medida que pasaban los años, los chasis iban mejorando, pero nada en comparación hasta cuando llegó el Lotus 25 en los años 60. El creador de ese chasis fue Colin Chapman, que pasó de realizar un chasis tubular a uno monocasco basado en láminas de aluminio. Gracias a esta técnica, el coche llegó a ser 3 veces más rígido que el resto de los equipos de aquella época y permite perfilar el contorno del monoplaça para mejorar la aerodinámica del vehículo.



Figura 7. Jim Clark conduciendo el Lotus 25.
Fuente: Pinterest

Este chasis fue la base en la que se asentaron el resto de los equipos para pasar a chasis monocascos, y dejar de lado los tubulares. La próxima revolución dentro de los monocascos será la introducción de materiales compuestos de la mano del equipo McLaren en la década de los 80.

Ocurrió con el McLaren MP4/1, gracias al diseño de John Bernard. Anteriormente, la fibra de carbono solo se había utilizado en pequeñas piezas dentro del vehículo, pero nunca a gran escala debido a la gran complejidad que suponía utilizarla. Con este avance tecnológico, McLaren dio un gran paso como equipo ya que conseguía los mismos valores de rigidez que el resto de los equipos, pero ahorrando un 30 % de peso en el proceso. No solo eso, sino que adicionalmente, llegó a ser más seguro que los monocascos de aluminio ya que sufrían fallos locales (roturas en una zona en concreto del monoplaça) y evitaban los problemas de pandeo en caso de accidente. A partir de esa innovación, McLaren solo ha realizado chasis monocascos de fibra de carbono, tanto para sus vehículos de competición como para los vehículos de calle.



Figura 8. MP4/1.

Fuente: página web de McLaren Racing[7].



Figura 9. McLaren P1.

Fuente: página web de Motor 1[8]

2.3. Tipos de chasis

Para este tipo de competición, los equipos suelen adoptar 3 estilos de chasis diferentes en función de las características o restricciones que tenga o necesite el monoplaça, y los recursos de fabricación de los que se disponga, que dependerán principalmente de la financiación o patrocinadores que se disponga.

2.3.1. Chasis tubular

Se suele considerar que es el chasis más básico a la hora de crear un diseño. Consiste en crear una estructura basada en tubos de perfiles redondos o cuadrados huecos, hechos de acero o aluminio principalmente, que se unen entre sí a través de uniones soldadas o uniones atornilladas, aunque esta última no se suele emplear demasiado.

Se considera como el tipo de chasis perfecto para empezar en la competición porque se obtiene una buena rigidez en general, tiene una facilidad relativa a la hora de fabricar, es fácil de mantener, no es muy costoso y se pueden acceder a la mayoría de componentes sin mayor dificultad. En cambio, a la hora de realizar el diseño, tiene mayor dificultad por problemas de geometría. Si el diseño del chasis es correcto, esta estructura estará sometida principalmente

a esfuerzos axiales, evitando así los esfuerzos cortantes que podrían producir problemas en las zonas donde se han depositado los cordones de soldadura.



Figura 10. Chasis IFS-02.

Fuente: Documentación gráfica del ISC Formula Student

2.3.2. Chasis monocasco

Cuando un equipo lleva varias iteraciones de chasis tubular, llega un punto en el cual ya se ha obtenido una gran cantidad de conocimientos y de desarrollo en el diseño del vehículo, que comienzan a ver otros tipos de chasis para obtener un mayor rendimiento en competición, y de ahí sale el chasis monocasco. Esta clase de chasis consisten en crear la estructura basándose en materiales compuestos.

Estos materiales compuestos estarán basados principalmente en fibra de carbono con refuerzo de resina epoxi, de los cuales se usarán también para la creación de paneles sándwich de los que se hablarán más adelante. Este modelo de chasis tiene unas ventajas fantásticas respecto al chasis tubular como una mejora sustancial del peso sin tener que sacrificar la rigidez del monoplaça, así como su facilidad a la hora de diseñarlo ya que genera mayor simplicidad a la hora de ensamblar todo dentro del chasis debido a las geometrías que se obtienen de él.

Sin embargo, la fabricación de este chasis tiene una mayor complejidad a la vez que unos costes muy superiores a los de uno tubular, la reparación se dificulta demasiado ya que, si produce cualquier tipo de fallo en el chasis, lo más probable es que falle toda la estructura tarde o temprano, se dificulta la accesibilidad de los componentes y se requiere un alto conocimiento del comportamiento de estos materiales.



Figura 11. Ejemplo de chasis monocasco.
Fuente: página web [5].

2.3.3. Chasis híbrido

Hay equipos que, en vez de meterse de lleno en la complejidad de diseñar y fabricar un monoplace a partir de un chasis monocasco, prefieren dar un paso intermedio y realizar un chasis híbrido.

El chasis consiste en mezclar los anteriores tipos: realizar un monocasco para las zonas delantera y central, y realizar la estructura trasera de manera tubular. Esta categoría, al mezclar ambos tipos de chasis, también se realiza una mezcla de ventajas y desventajas de los anteriores.

Con este tipo de chasis se obtiene una reducción de peso, no mayor que el monocasco entero pero sí que el tubular, la fabricación no se complica demasiado como en un monocasco aunque si es más difícil que el tubular ya que involucra utilizar materiales compuestos que tienen su complejidad, mejora la facilidad del diseño del vehículo en comparación a un tubular pero no tanto como un monocasco y se realiza un compromiso aceptable a la hora de la accesibilidad al resto de los componentes. Además, otra cuestión que hay que tener en cuenta a la hora del diseño es la unión de ambas partes ya que será un punto crítico de la estructura ya que la transmisión de esfuerzos ocurrirá a través de ellos.

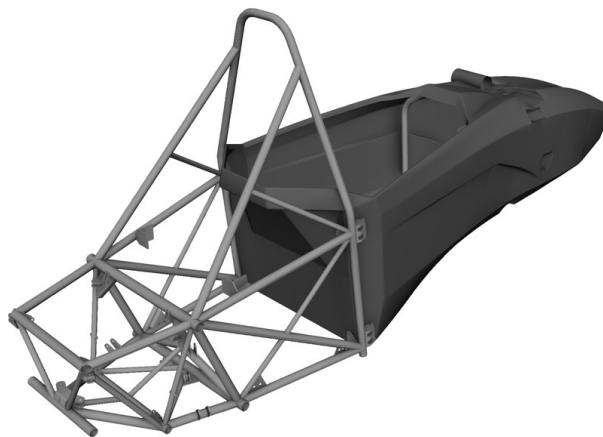


Figura 12. Ejemplo de chasis híbrido.
Fuente: página web [6].

Como se ha mencionado en el capítulo 1, este trabajo será una guía para que (cuando se tengan los recursos necesarios) se pueda optar a dar un paso hacia adelante y empezar con el tratamiento de materiales compuestos para la creación del chasis, y de ahí que se haya elegido realizar un diseño de un chasis híbrido como la mejor opción para nuestro equipo para el futuro.

Capítulo 3

Diseño del chasis

En este trabajo, se realizará el diseño de un chasis híbrido como Guía para las próximas generaciones dentro de la asociación. Este diseño se basará en la normativa del Formula Student Germany, la cual es la más restrictiva de todas.

Antes de entrar en el diseño del chasis, hay que definir una serie de conceptos importantes que se van a repetir a la hora de realizar de todo el diseño:

- *Front Bulkhead*: estructura plana que define el plano frontal del vehículo, proporcionando protección a los pies del piloto.
- *Front Bulkhead Support*: estructura que comprende desde el frontal del vehículo hasta el FH.
- *Front Hoop*: anillo tubular colocado encima de las piernas del piloto, próximo al volante.
- *Impact Attenuator*: dispositivo deformable cuyo objetivo es absorber la energía en caso de un impacto frontal.
- *Main Hoop*: anillo tubular colocado a la par o detrás del torso del piloto.
- *Node-to-node triangulation*: disposición de tubos en un mismo plano tal que si se aplica una fuerza en ese mismo plano, la estructura sufrirá principalmente esfuerzos axiales.

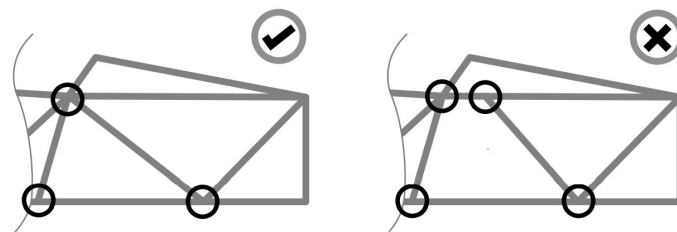


Figura 13. Ejemplos de triangulación correcta e incorrecta del chasis.

Fuente: Normativa FSS 2020 [3].

- *Roll Hoops*: anillos tubulares del chasis.
- *Roll Hoops Bracing*: estructura que comprende desde un anillo tubular hasta la parte más inferior de los tubos que lo soportan.
- *Side Impact Structure*: estructura lateral del chasis, situada entre el FH y el MH.

Dentro de toda la normativa del FS 2020, para el diseño del chasis se tendrán en cuenta sobre todo los capítulos T3 (*General Design Requirements*), T4 (*Cockpit*) y T5 (*Driver Restrain System*).

3.1. Base del diseño del chasis

Para comenzar el diseño de este chasis, nos centraremos en lo que consideramos lo más importante: la Ergonomía del piloto. El piloto tendrá que estar en la posición óptima de conducción y a partir de ahí, el resto de los componentes se adaptaran para esta posición. Además de esta restricción, la normativa tiene más restricciones en cuanto a la zona de Ergonomía del piloto, todas basadas en la seguridad e integridad del piloto.

Para el diseño de la zona del cockpit, hay que tener en cuenta una serie de normas establecidas por la competición basadas en la prueba de salida del piloto del habitáculo en menos de 5 segundos. Entre esas normas están:

- **Plantillas durante scrutineering**: la competición obliga a los equipos que se pueda introducir una plantilla vertical y otra horizontal durante la inspección técnica. Estas plantillas están definidas y se tienen que introducir perfectamente sin que nada sea capaz de interrumpir el recorrido de estas, a excepción de la columna de la dirección, donde tiene zonas delimitadas por las cuales puede estar en medio de las plantillas sin que se considere ilegal. Durante estas inspecciones, se puede retirar el volante de la columna de la dirección.

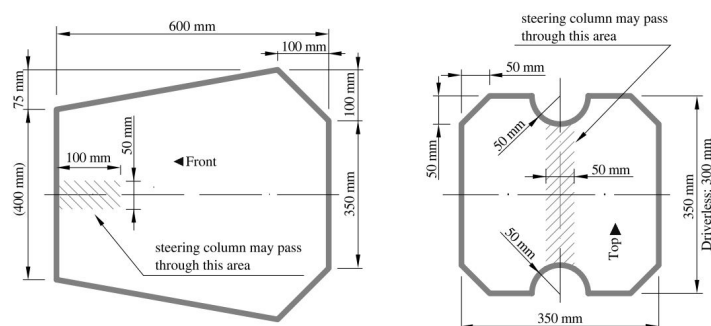


Figura 14. Dimensiones de plantillas durante scrutineering.

Fuente: Normativa FSS 2020 [3].

Al ser un monocasco, la plantilla vertical (la plantilla izquierda de la figura 19) deberá pasar al menos a 320mm de la zona más inferior del interior del habitáculo, entre el FH y el MH.

- **Percy 95:** Durante la inspección técnica, también se introduce un muñeco con las medidas de un hombre que recoja el hasta el percentil 95 de la población. Para que no haya confusión de datos de las medidas del muñeco, la propia normativa da las medidas orientativas del muñeco, siempre respetando la distancia de la cabeza respecto al reposacabezas y del extremo de la pierna a la cara del pedal. Para facilitar la visualización del piloto, también se usará un modelo 3D que se ha sido facilitado por la asociación.

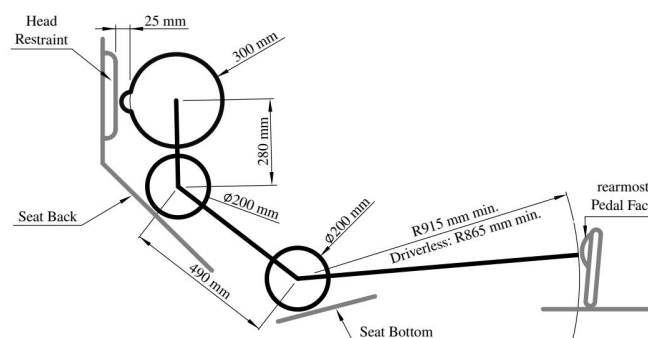


Figura 15. Dimensiones del muñeco Percy 95.
Fuente: Normativa FSS 2020 [3].

- **Distancias de seguridad del casco del piloto:** Utilizando las dimensiones del Percy en la posición que se haya colocado, el casco deberá estar alejado como mínimo a 50mm perpendicularmente de la línea imaginaria que une las partes superiores del FH y el MH, y a 50mm como mínimo de la línea imaginaria que une la parte superior del MH y la parte inferior del soporte del MH. Todos estos requerimientos son para que, en caso de vuelco del coche, la cabeza del piloto siempre esté segura.

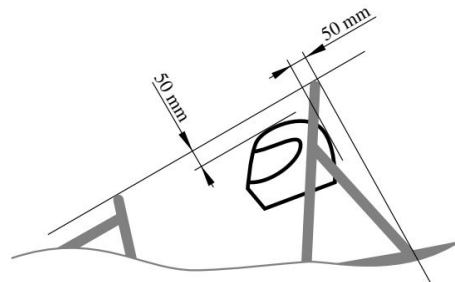


Figura 16. Márgenes de seguridad del casco del piloto en relación con el chasis.
Fuente: Normativa FSS 2020 [3].

- **SIS:** Como se va a construir de materiales compuestos, se requiere que la zona comprendida entre los RH (a 320mm medidos desde el suelo del interior del cockpit) tenga un EI equivalente a colocar 3 tubos de acero en esa misma posición y el esfuerzo cortante que deberá soportar el perímetro del SIS será como mínimo de 7,5kN de fuerza. Estas condiciones nos indicaran los espesores necesarios de los paneles sándwich que componen el monocasco. Para facilitar los cálculos, la propia competición proporciona un SES para poder comprobar si las medidas y los materiales utilizados son legales para usar.

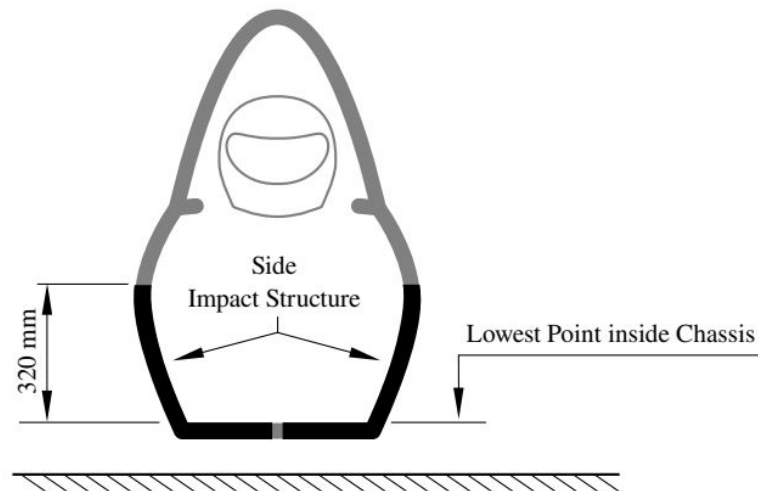


Figura 17. SIS de un monocasco.
Fuente: Normativa FSS 2020 [3].

- **RH:** Para los RH hay que tener en cuenta varios factores:
 1. El radio mínimo de dobléz del tubo tiene que ser como mínimo 3 veces el diámetro del tubo a la vez que ser transiciones suaves y continuas, y sin signos de prensado o fallo de las paredes del tubo.
 2. El RH deberá iniciar desde el miembro más inferior del chasis y acabar en el extremo opuesto de ese mismo miembro.
 3. El MH deberá estar colocado entre -10° y $+10^\circ$ de la vertical, visto desde el lateral del vehículo.
 4. El nodo de los soportes del MH deberán estar como máximo a 160mm desde el punto más extremo del MH.
 5. El FH no deberá estar con una inclinación superior a 20° de la vertical, visto desde el lateral del vehículo.
 6. El volante deberá estar siempre por debajo de la cara exterior del FH.

Otra cosa fundamental para empezar el diseño es saber el espesor que va a tener el chasis, en concreto, el panel sándwich. Para ello se ha utilizado el SES proporcionado por la competición y ANSYS para poder obtener un resultado teórico para poder seguir. En circunstancias normales, el material calculado debería ser ensayado de forma experimental a través de un ensayo de flexión de tres puntos, pero por motivo del COVID-19, este no ha podido ser posible.

El SES es una tabla de Excel que indicará si el vehículo es seguro para competir. Esta tabla está dividida en varias hojas, cada cual referida tanto a los materiales utilizados para la construcción del chasis como las condiciones geométricas que se requieren para realizar los cálculos e indicar si es válido o no.

University Name		Universidad Pontificia Comillas (CAI)		Car No (s) & Event(s)		19E		Team Contact		Diego Guzman Terron		Email Address		dguzman@alu.comillas.edu		Faculty Advisor		Pablo Ayala Santamaría		Email Address		payala@comillas.edu		Powertrain Type		Electric Vehicle							
Is proof of equivalency for your design required for any of the rules? Yes. Chassis deviates from baseline requirements																																	
Baseline Material Used	Alternative Material Used	Rule No.	Rule Description	Design Description and/or Material Name	EI / Safety Factor	Area	Yield	UTS	Yield as Welded	UTS as Welded	Max. Bending Load	Max. Deflection at Max. Bending Load	Energy absorbed	Material	Tube Material	Tube Type	Outside Dimension	Wall Thickness	Tube Material	Tube Type	Outside Dimension	Wall Thickness	Tube Material	Tube Type	Outside Dimension	Wall Thickness	Material	Panel Thickness	Inner Skin Thickness	Outer Skin Thickness	Panel Height		
YES	NO	T3.8	Main Roll Hoop Tubing	1.0580	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	Steel	Round	25.0	2.50																
YES	NO	T3.9	Front Roll Hoop Tubing	1.0580	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	Steel	Round	25.0	2.50																
NO	YES	T3.10	Main Roll Hoop Bracing Tubing	1.0580	133	148	148	148	133	75	137			Steel	Round	25.0	2.50																
NO	YES	T3.10.5	Main Hoop Bracing Support - Tube Frames	1.0497	115	121	121	121	115	87	118			Steel	Round	25.0	1.50																
N/A	N/A	T3.11	Front Hoop Bracing - Tube Frames	1.0580	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA																				
N/A	N/A	T3.13	Front Bulkhead - Tube Frames	1.0580	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA																				
N/A	N/A	T3.14	Front Bulkhead Support - Tube Frames	1.0497	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA																				
N/A	N/A	T3.15	Side Impact Structure - Tube Frames	1.0580	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA																				
YES	NO	T4.5	Shoulder Harness Bar	1.0580	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA																				
YES	NO	T3.17.3	Impact Attenuator Anti-Intrusion Plate	1.0497	NA																												
NO	YES	T3.11/T3.5	Front Hoop Bracing - Monocoques	564	NA	464	367	190	471	874	18	###		Steel	Round	25.0	1.75										Comp	30.0	2.50	2.50	165		
NO	YES	T3.13/T3.5	Front Bulkhead - Monocoques	123	NA	211	176	357	214	766	81	###															Comp	7.5	3.75	3.75	100		
NO	YES	T3.14/T3.5	Front Bulkhead Support - Monocoques	205	NA	259	216	439	263	381	49	709															Comp	25.0	2.50	2.50	211		
NO	YES	T3.15/T3.5	Side Impact Structure - Monocoques Side	746	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA														Comp	30.0	2.50	2.50	320		
NO	YES	T3.15/T3.5	Side Impact Structure - Monocoques Floor	746	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA														Comp	30.0	2.50	2.50	335		
N/A	N/A	T3.10.5/T3.5	Main Hoop Bracing Support - Monocoques	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA																				
NO	YES	T3.16	Main Hoop Attachment - Monocoques	1.74																													
NO	YES	T3.16	Front Hoop Attachment - Monocoques	1.74																													
N/A	N/A	T3.16	Hoop Bracing Attach - Monocoques	NA																													
N/A	N/A	T1.2.1/T4.8	Firewall	All 0.5mm + sponsor pending	1.74																												
NO	YES	T3.17.5	Impact Attenuator Attachment - Monocoques	1.5714																													
N/A	N/A	T4.5	Safety Harness Attachment - Monocoques	1.5714																													
N/A	N/A	EV 5.5	Accumulator Container	1.5714																													
N/A	N/A	EV5.5	Accumulator Attachment	1.5714																													
YES	NO	EV5.5.1&2	Accumulator Protection	1.0580	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	Steel	Round	25.4	1.60																
YES	NO	EV5.4	Tractive System Protection	1.0580	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	Steel	Round	25.4	1.20																

Figura 18. Hoja principal del SES.

Fuente: SES de FSS 2019.

Para el inicio del diseño, se ha considerado esta disposición del panel sándwich:

- Pielas exteriores de CFRP [0,45°, -45°, 90°] de espesor de 2,5mm cada una.¹
- Núcleo de nido de abeja de Al5052 de espesor de 25mm.²

Como se comentó en el apartado 2.4.3., se ha elegido esta disposición ya que, para obtener una gran rigidez sin elevar mucho el peso del monocasco se ha decidido que el espesor del núcleo debe ser como mínimo 6 veces el espesor de una piel. En este caso, es 10 veces superior.

Para verificar estos datos, hay que introducir los datos obtenidos experimentalmente del ensayo de flexión en el SES, pero como nosotros no tenemos esos datos, haremos un ensayo de flexión a través de ANSYS.

Los recuadros que están marcados en verde indican que el panel sándwich es válido, por tanto, se usará en la primera iteración del chasis. La obtención de estos datos se comentará en el próximo capítulo con el análisis del monocasco completo.

¹El laminado de CFRP se compone de láminas de pre-preg de fibra de carbono unidireccional orientadas en esas direcciones y con propiedades mecánicas que se encuentran en el Documento II: Hojas de Características

²Las propiedades mecánicas se encuentran en el Documento II: Hojas de Características

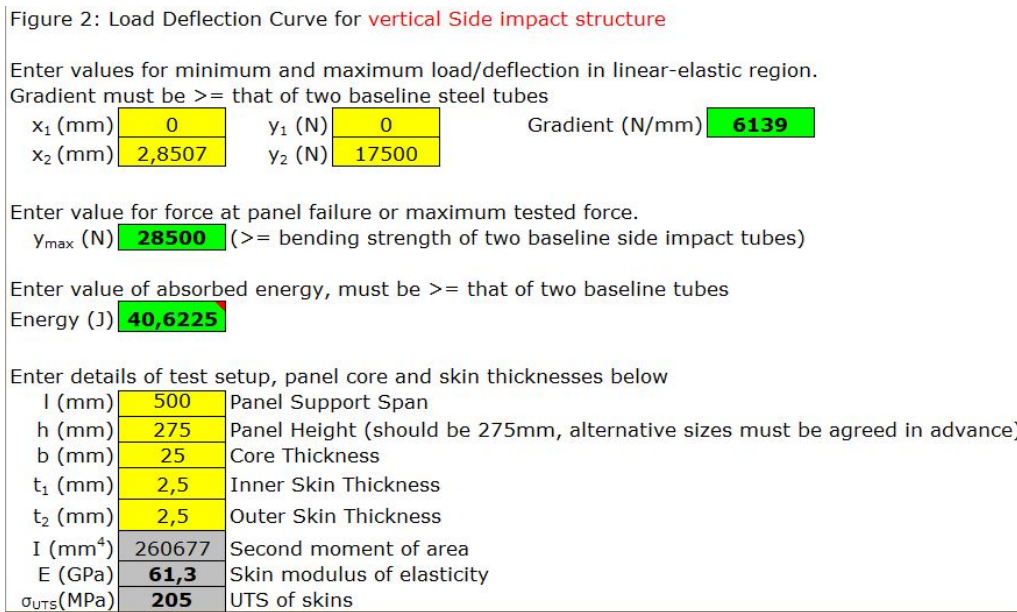
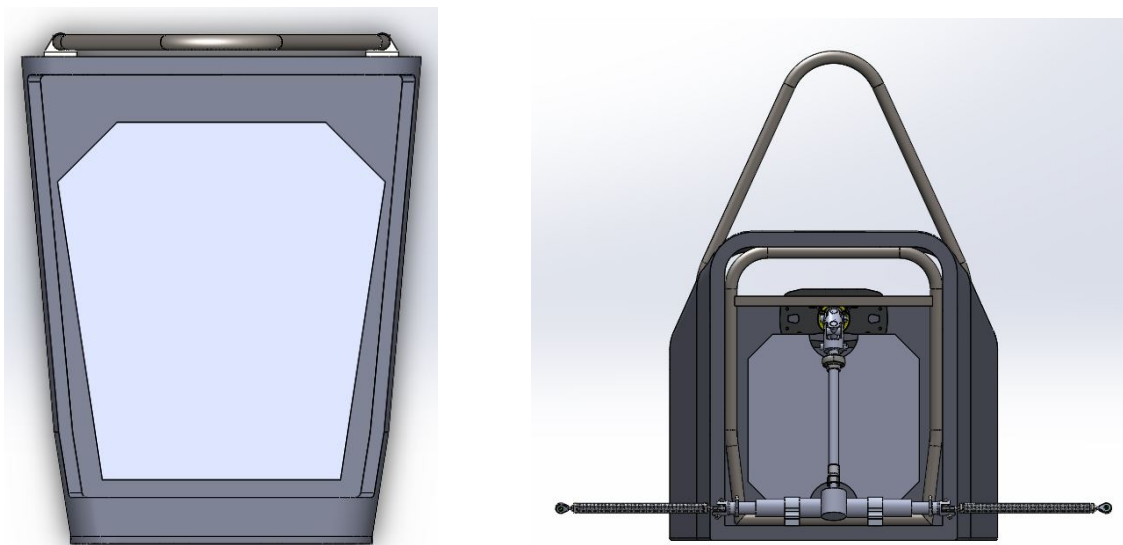


Figura 19. Datos de laminación del SES.
Fuente: SES de FSS 2019.

Además de todo lo mencionado anteriormente, también hay que realizar el diseño de las piezas de unión del *Rear Bulkhead* con el *Main Hoop*.

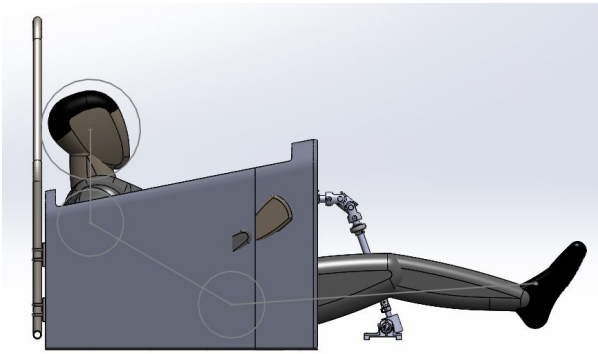
Con estas condiciones en mente, se ha obtenido este diseño de la parte de ergonomía:



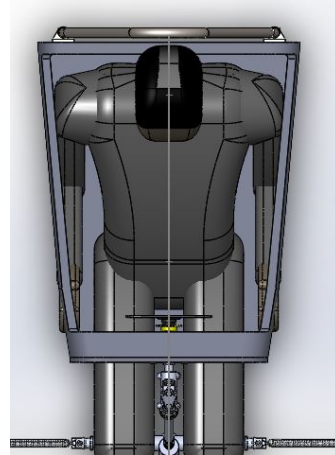
(a) Diseño del interior en base a la plantilla vertical.

(b) Diseño del interior en base a la plantilla horizontal.

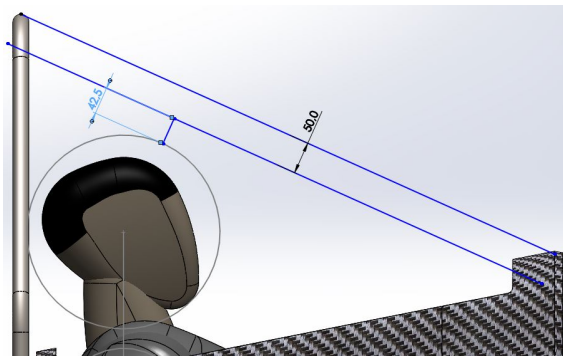
Figura 20. Plantillas del *scrutineering* dentro del monocasco.



(a) Vista de perfil de diseño de ergonomía final

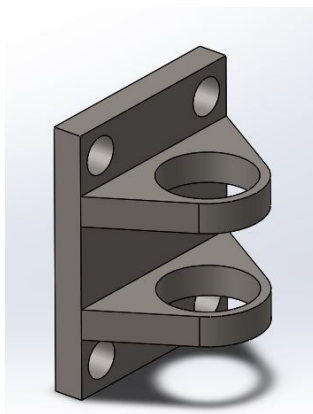


(b) Vista de planta de diseño de ergonomía final

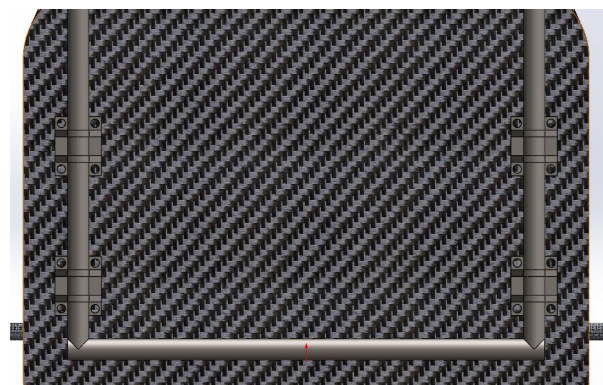


(c) Distancias de seguridad del casco a la línea imaginaria que une el FH y el MH.

Figura 21. Diseño de ergonomía final



(a) Diseño de enganches del monocasco-estructura tubular



(b) Posicionamiento enganches de monocasco-estructura tubular

Figura 22. Enganches de monocasco-estructura tubular.

3.1.1. Diseño del resto del monocasco

Para el resto del diseño del monocasco, se usará en base de lo estipulado en el apartado anterior. Una vez se tiene el diseño de la parte central de la ergonomía, se continuará con el diseño, en este caso, extendiendo el *Front Hoop Bracing* hasta el *Front Bulkhead*, además del diseño del *Impact Attenuator*.

La forma del monocasco se obtiene gracias a los puntos de anclaje de la suspensión y la forma del FB. Para este diseño, se ha utilizado el croquis de la suspensión del IFS-03, habilitado por el departamento de suspensiones ya que es de las zonas más críticas del vehículo ya que la suspensión será la encargada de transmitir todos los esfuerzos de la pista en el monoplace. La plantilla horizontal comentada en la base del diseño también se tendrá en cuenta, ya que tiene que recorrer todo el habitáculo hasta 100mm de la parte más externa de la pedaleta, está quedando cerca del talón del piloto para tener una referencia. Además, el FB deberá soportar un esfuerzo cortante mínimo de 4kN, lo cual se deberá tener en cuenta para ver el espesor necesario del FB, que solo utilizará láminas de fibra de carbono. En el caso del diseño del IA, tiene una serie de requisitos que hay que cumplir, pero para simplificar la construcción del chasis, se optará por adquirir uno homologado a través de un proveedor. Este IA deberá cumplir una serie de requisitos:

1. Instalarlo por delante del FB.
2. Las dimensiones mínimas deberán ser de 100x200mm y 200mm adelantado del FB.
3. No debe permitir que haya penetraciones en el FB.
4. Deberá decelerar el vehículo a un ritmo que no supere los 20g de media y 40g de pico.

El diseño final del monocasco es el siguiente:

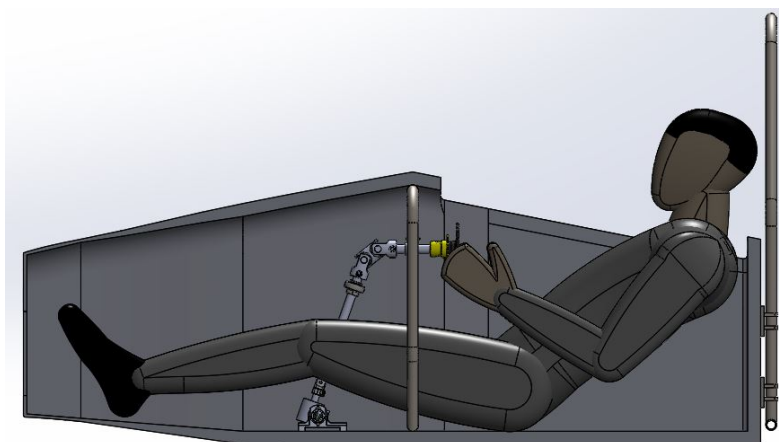


Figura 23. Diseño de la monocasco final seccionada.

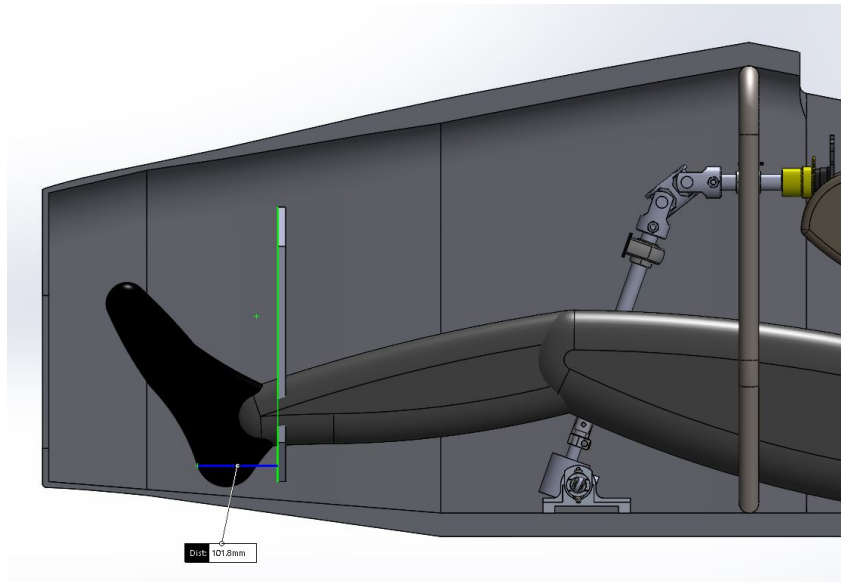


Figura 24. Plantilla horizontal en referencia del chasis.

Cabe destacar el cambio de espesor del panel entre el FBB y el FHB. Esto se ha realizado con el objetivo de reducir peso, así mismo de realizar una transición suave del panel sándwich a solo usar fibra de carbono en el frontal del monocasco (zona Ramp del diseño). Esto se tendrá en cuenta a la hora de realizar los análisis estructurales del monocasco.

Para el diseño del FB, se ha decidido hacer una apertura rectangular suficientemente grande para poder manipular componentes que pudieran estar situados en la parte interior frontal del monocasco como pedaleras, líquido de frenos y sensores, a la vez que se tenga suficiente espacio para poder enganchar el IA en el FB. El CAD del IA se ha obtenido desde la página del proveedor con su correspondiente hoja de características que se puede encontrar en el Documento II: Hojas de Características.

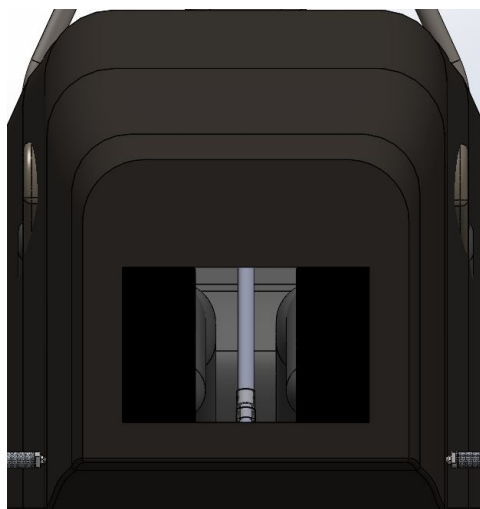


Figura 25. Diseño del FB.

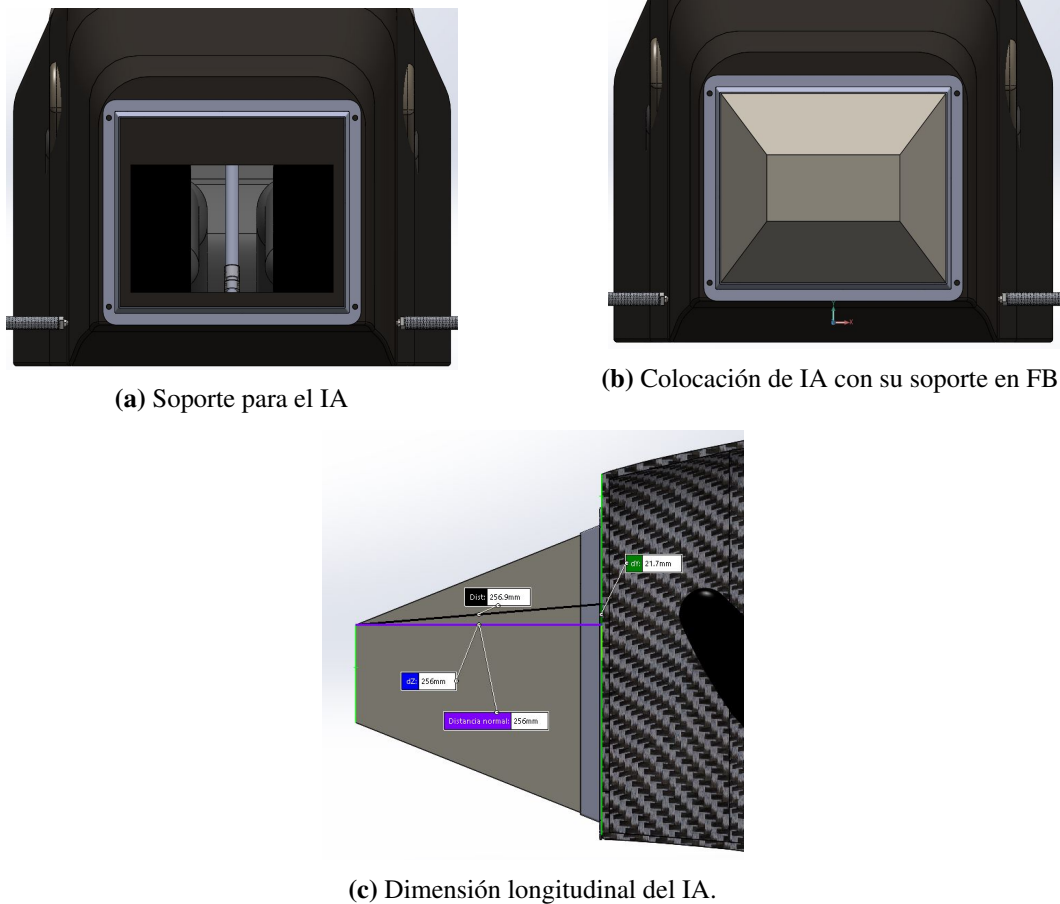


Figura 26. FB e IA colocado en el monocasco

3.2. Parte trasera del chasis: zona tubular

Por último, para el diseño de la parte trasera del chasis, se utilizará el esquema del diseño del IFS-03.

Este esquema es resultado de tener varios factores en consideración:

- La zona interior situada entre el MH y el MHB se ha calculado para poder realizar el montaje y manipulación de los componentes que se hallaran en su interior: acumulador, motor-inversor, transmisión, cajas de electrónica y sistema de refrigeración.
- Los puntos de anclaje del MHB con el resto de la estructura se ha decidido ya que la normativa obliga que estos soportes estén colocados a más de 30° respecto al plano del MH.
- El posicionamiento del reposacabezas se ha realizado gracias al posicionamiento del muñeco Percy 95 dentro del monocasco y la normativa dictamina la distancia mínima que debe haber entre el casco del piloto y la almohadilla que se debe tener el reposacabezas: 25mm

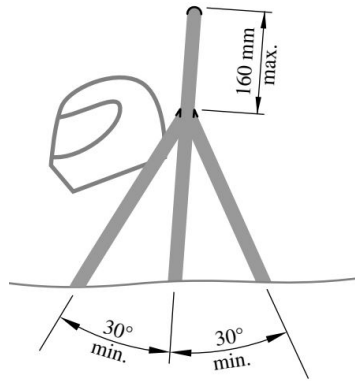


Figura 27. Inclinaciones mínimas del MHB.

Fuente: Normativa FSS 2020 [3].

- El cambio de perfiles de tubos redondos a cuadrados es resultado de que, a la hora de fabricar los enganches de la suspensión, para intentar mantener tolerancias geométricas en el perfil redondo era muy complicado causando que el alineamiento fuera erróneo y generando mayores esfuerzos de flexión en el chasis. Para evitar esto, se requiere tener una zona plana para mejorar los procesos de fabricación y las tolerancias geométricas.
- La forma obtenida de los perfiles cuadrados es gracias a los puntos de anclaje de la suspensión al chasis, suministrados por el departamento de suspensión.
- Por último, la parte más alejada el MH tiene ese diseño por 2 motivos:
 1. Para poder encajar los amortiguadores dentro del chasis.
 2. Para poder tener una barra libre de componentes en la cual se podrá enganchar el *Quick-Jack* para poder levantar la zona trasera del chasis como requiere la normativa.

El diseño de la parte trasera será el siguiente:

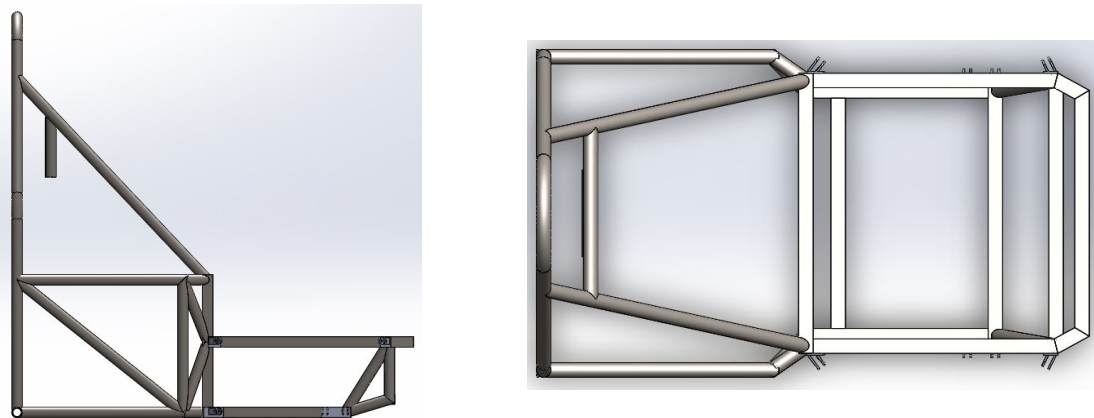


Figura 28. Diseño final de la parte trasera del chasis.

3.3. Diseño entero del chasis

Tras la realización de los diseños, tanto de la parte monocasco como la parte tubular (también se han añadido los diseños aproximados de los brazos de la suspensión), este es el diseño final obtenido del chasis que se analizará en el próximo capítulo:

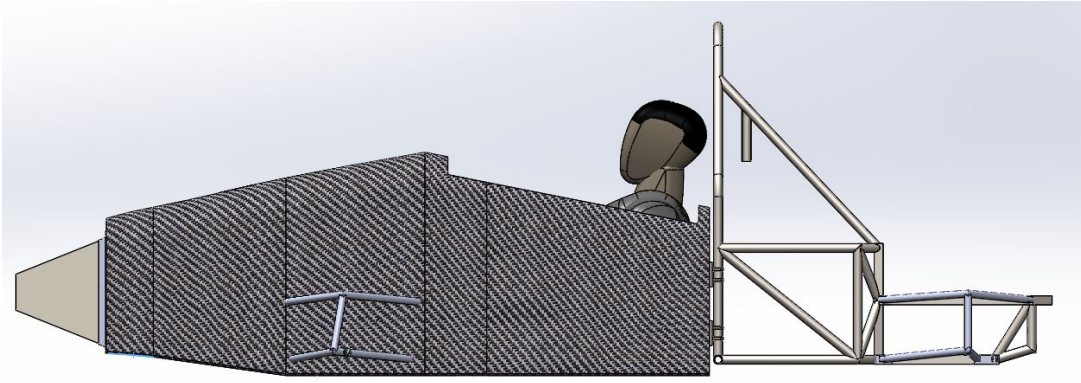


Figura 29. Vista de perfil del chasis.

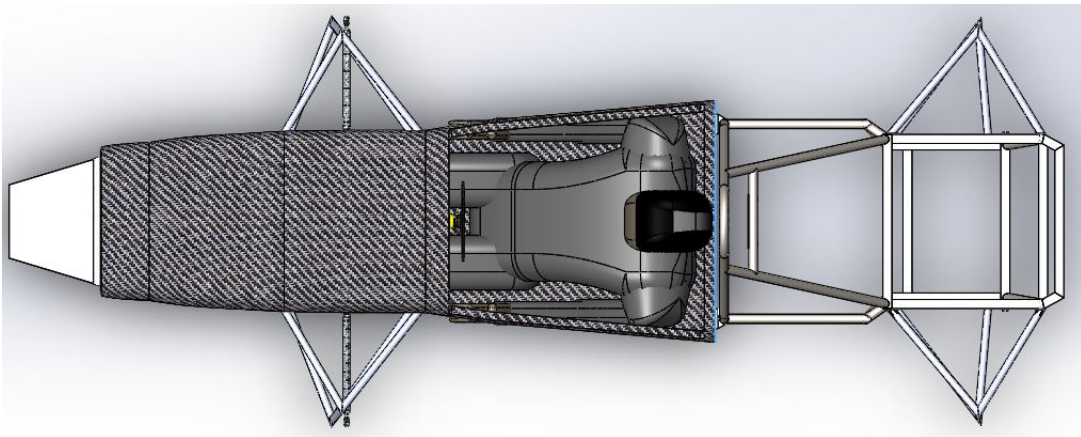


Figura 30. Vista de la planta del chasis.

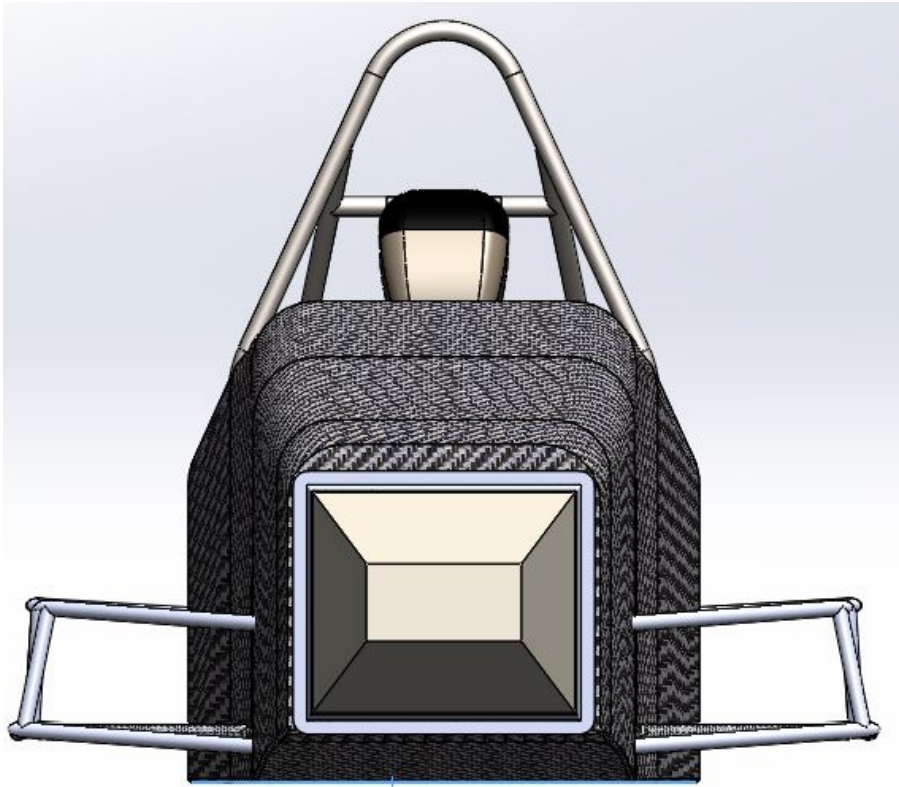


Figura 31. Vista frontal del chasis.

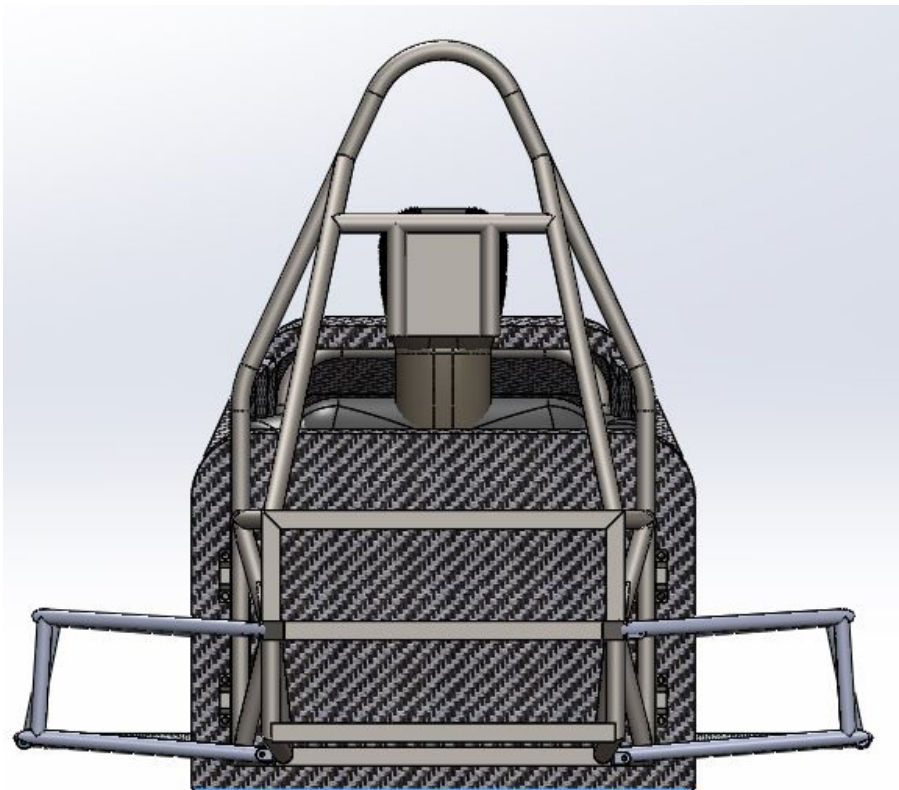


Figura 32. Vista trasera del chasis.

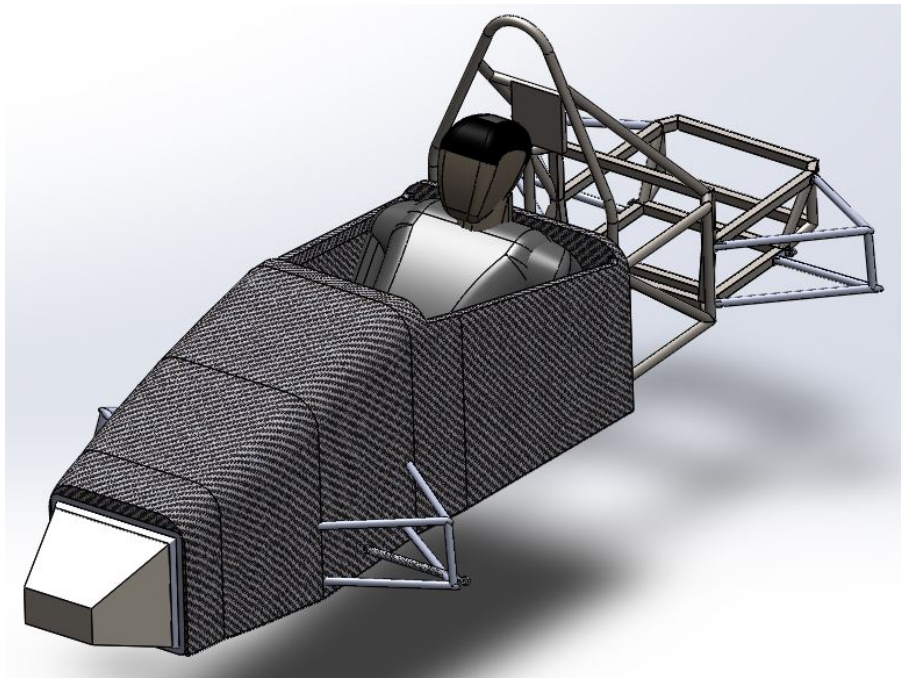


Figura 33. Vista isométrica del chasis.

Capítulo 4

Análisis estructural del chasis

Una vez hemos obtenido el diseño definitivo del chasis, habrá que realizarle unos análisis estructurales para poder comprobar que el diseño es correcto, que pase la normativa de la competición y, lo más importante, que sea seguro para el piloto.

Como este chasis estará fabricado tanto de materiales compuestos como de tubos, se realizarán ensayos de:

1. **La zona monocasco.**
2. **La zona tubular.**
3. **Los enganches que unen ambas zonas.**

Para la realización de los análisis estructurales, se usará el programa *ANSYS* ya que es uno de nuestros patrocinadores y suministra las licencias de la asociación. *ANSYS* es un programa que realiza simulaciones a través del método de elementos finitos. El método de elementos finitos es un método numérico para obtener soluciones bastante aproximadas a la solución de ecuaciones diferenciales que estén aplicadas sobre geometrías complicadas. Para ello, en vez de resolver el problema entero, se realiza la división de la geometría en varios subdominios definidos por lo conocido como malla.

Esta malla realizará subdominios con geometrías más simples para que resulte más fácil de calcular cada uno de sus componentes, y así, la solución será la superposición de las soluciones de cada subdominio.

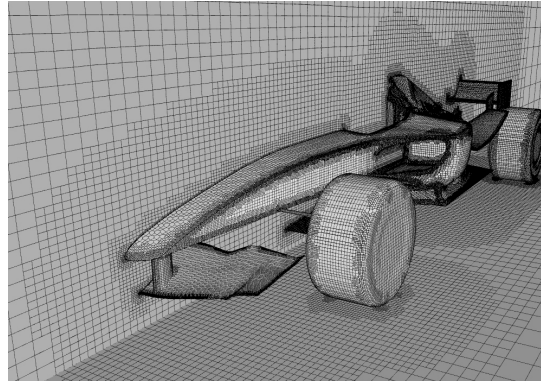


Figura 34. Mallado de modelo con plano 2D de estudio.
Fuente: página web [12].

4.1. Análisis de zona monocasco

Para el estudio de la zona monocasco, habrá que utilizar el módulo *ACP (Pre)* para poder analizar el comportamiento de los materiales compuestos con la geometría obtenida en el capítulo anterior. Al utilizar este módulo, deberemos de ajustar unos parámetros para obtener la mejor simulación posible.

4.1.1. Introducción de materiales a usar

Lo primero que deberemos introducir son las características de los materiales que utilizaremos para la fabricación del monocasco. En caso de la fibra de carbono, se utilizará la misma que aparece en la base de datos de materiales de *ANSYS* ya que sus valores son bastante aproximados a los que se venden en el mercado.

Propiedad	Valor
ρ	1490 Kg/m ³
σ_{y1}	2231 MPa
σ_{y2}	29 MPa
E_1	121 GPa
E_2	8.6 GPa
G_{23}	3.1 GPa
G_{12}	45 GPa
ν_{23}	0.4
ν_{12}	0.27

Cuadro 2. Propiedades mecánicas de Epoxy Carbon UD (230 GPa) Pre-preg.
Fuente: *ANSYS/Engineering Data*.

Mientras que, para el honeycomb, se utilizarán una serie de simplificaciones ³ de los materiales para mejorar el análisis del panel sándwich:

1. $E_x \approx E_y \approx 0$
2. $\nu_{xy} \approx \nu_{xz} \approx \nu_{yz} \approx 0$
3. $G_{xy} \approx 0$
4. $G_{xz} = G_L$: Módulo cortante en dirección longitudinal
5. $G_{yz} = G_W$: Módulo cortante en dirección transversal
6. $E_z = E_C$: Módulo de compresión del núcleo del material

Propiedad	Valor
ρ	37 Kg/m ³
σ_z	2.8262 MPa
τ_{xz}	1.8616 MPa
E_z	0.758 GPa
G_{xz}	0.386 GPa
G_{yz}	0.182 GPa

Cuadro 3. Propiedades mecánicas de HexWeb CR III 5052 Hexagonal Aluminum Honeycomb.
Fuente: PDF [13].

4.1.2. Preparación del modelo a estudiar

Después de haber introducido los datos de los materiales a utilizar, se deberá introducir la geometría del monocasco y hacer unas preparaciones para poder realizar el estudio correctamente.

Para comenzar, se deberá introducir las piezas, tanto el monocasco como la suspensión delantera. Después, nos quedaremos con solo la parte monocasco y nos quedaremos con la superficie externa de esta ya que es necesario para la utilización de este módulo. Cuando tengamos la superficie, tendremos que dividir el monocasco en secciones las cuales se usaran para dividir en sectores para realizar la fabricación del monocasco y facilitar las zonas de estudio. También habrá que reparar algunas zonas que, tras la realización de estas secciones, tendrán problemas en algunas de sus uniones. Por último, usaremos la intersección de la geometría de la suspensión con el monocasco para ver los puntos por los cuales se transmitirán las fuerzas, a su vez que crearemos 2 puntos de orígenes que serán los puntos donde estarán conectadas las suspensiones con el interior de las ruedas.

³Todas estas simplificaciones están sacadas del HexWeb HONEYCOMB SANDWICH DESIGN TECHNOLOGY

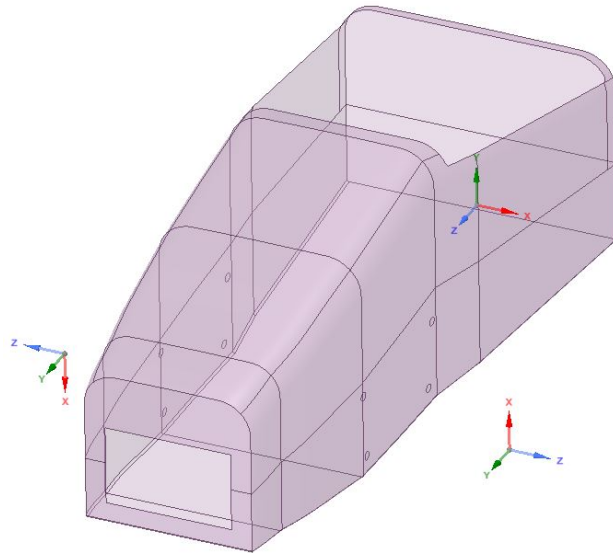


Figura 35. Geometría del monocasco preparada en *ACP (Pre)-SpaceClaim*.

4.1.3. Mallado y selección de nombres

Tras la preparación de la geometría, es hora de realizar el mallado de la pieza para realizar correctamente el cálculo de elementos finitos. Tras varias pruebas con el mallado, se ha llegado a la conclusión de que el elemento ideal del mallado deberá ser de 9mm, asimismo de evitar el mallado de curvaturas pronunciadas para que se obtenga una solución aproximada bastante buena sin tener ocupar demasiado tiempo en la realización de los cálculos.

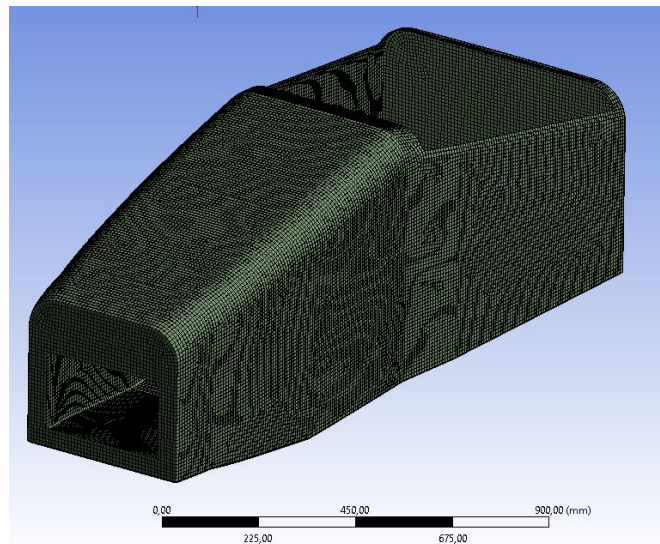
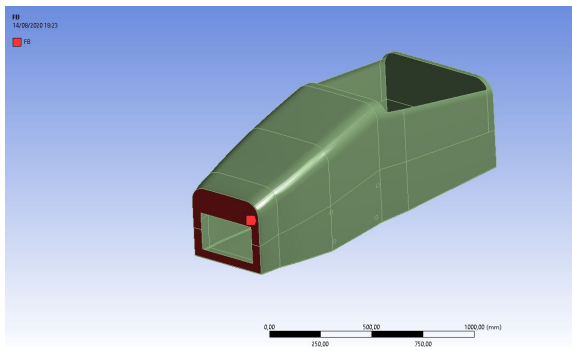
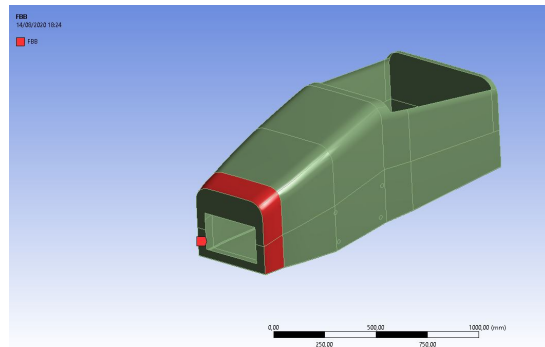


Figura 36. Mallado del monocasco preparado en *ACP (Pre)-Mechanical*.

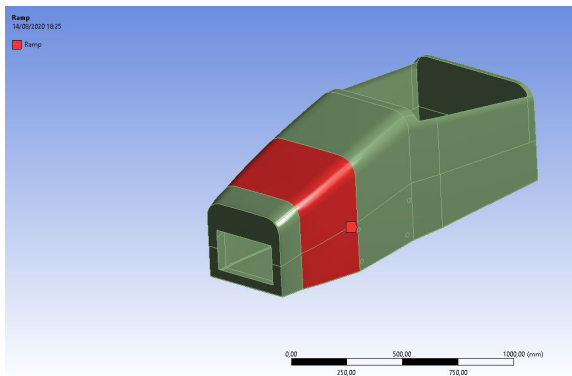
Antes de seguir, también hay que identificar las diferentes zonas que existen en el monocasco para especificar el tipo de material que se va a simular en cada zona. Estas zonas serán conjuntos de las creadas anteriormente.



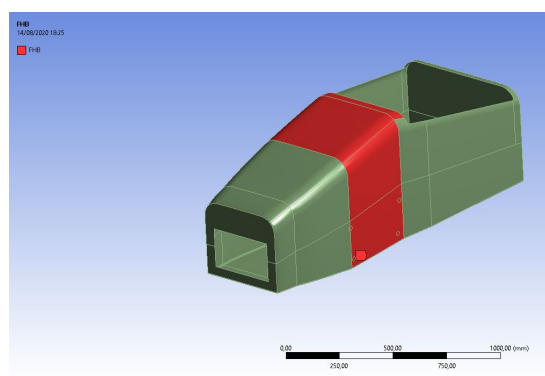
(a) Geometría del FB.



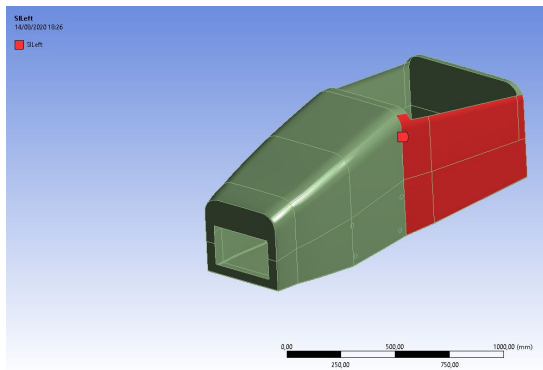
(b) Geometría del FBB.



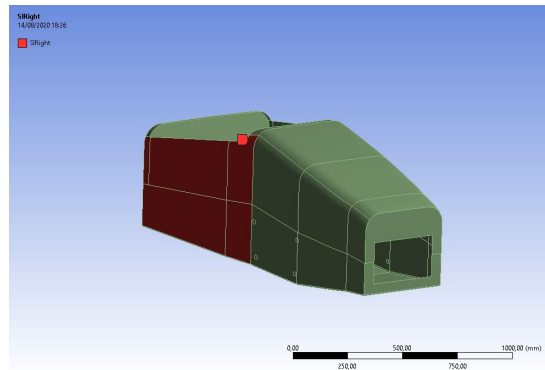
(c) Geometría del Ramp.



(d) Geometría del FHB.

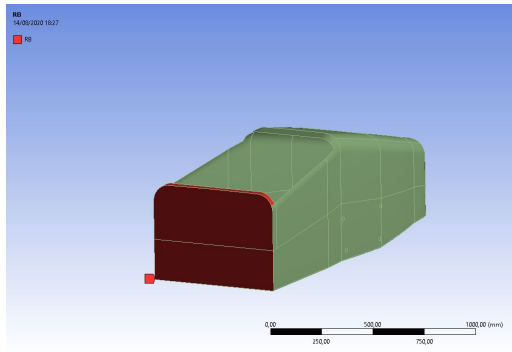


(e) Geometría del SI Left.

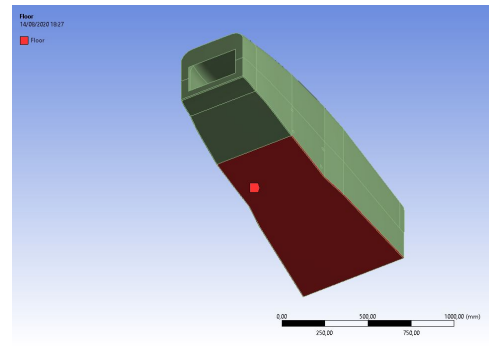


(f) Geometría del SI Right.

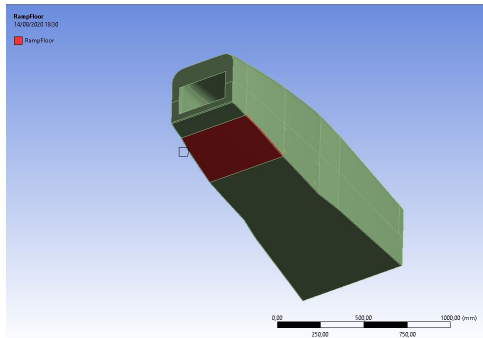
Figura 37. Name Selection 1



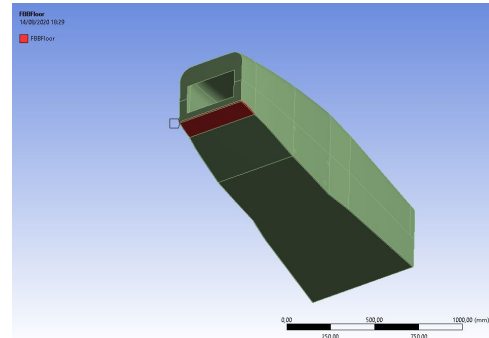
(a) Geometría del RB.



(b) Geometría del Floor.



(c) Geometría del Ramp Floor.



(d) Geometría del FBB Floor.

Figura 38. Name Selection 2

Las 3 últimas zonas han sido creadas con el propósito de unir el resto de las zonas que se pretenden estudiar, siendo estas la capa más interna del monocasco.

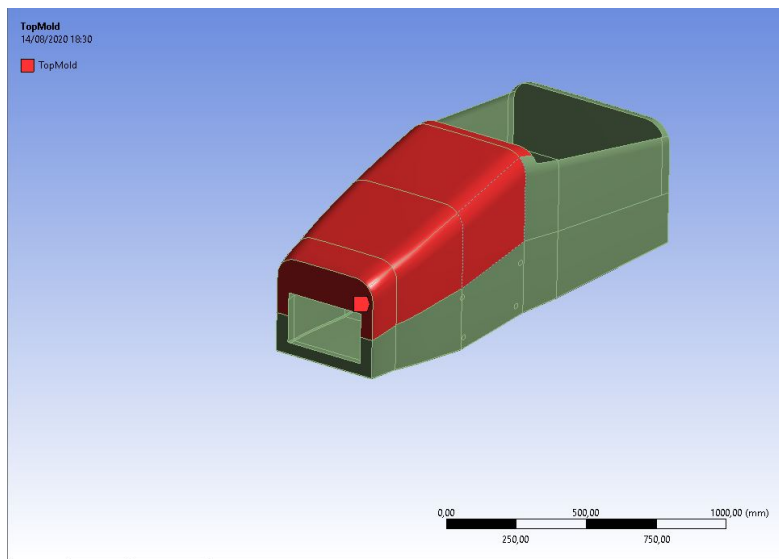


Figura 39. Geometría del Top Mold.

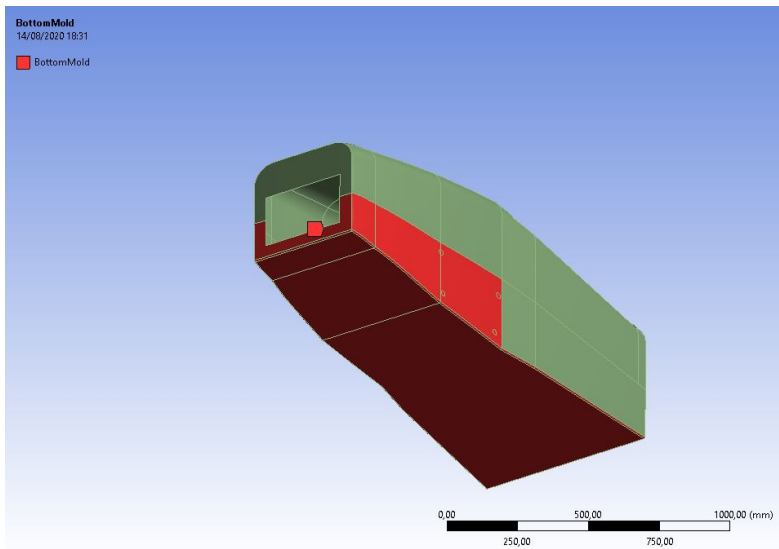


Figura 40. Geometría del Bottom Mold.

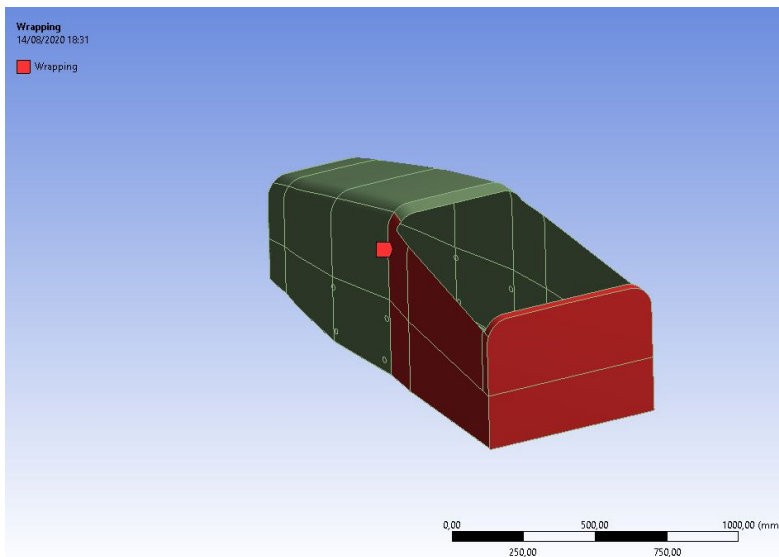


Figura 41. Geometría del Wrapping.

4.1.4. Introducción de materiales compuestos sobre geometría

A continuación, se definirán los laminados que constituirán el monocasco en sí. Lo primero será definir la disposición de los materiales definidos anteriormente. Para esta primera iteración se va a utilizar un CFRP con orientación $[0,45,-45,90]^\circ$ de 0.625mm de espesor de la fibra de carbono unidireccional de cada capa.

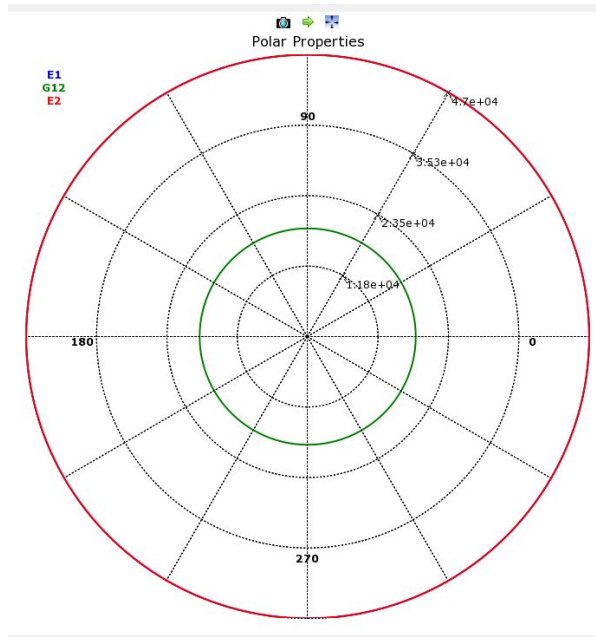


Figura 42. Propiedades del CFRP $[0,45,-45,90]^\circ$ en función de la orientación.

El honeycomb se usará de 25mm de espesor. Y el panel sándwich que se usará para la mayoría de la estructura estar compuesto por pieles de CFRP $[0,45,-45,90]^\circ$ y el núcleo de honeycomb descrito con anterioridad, obteniendo las siguientes propiedades:

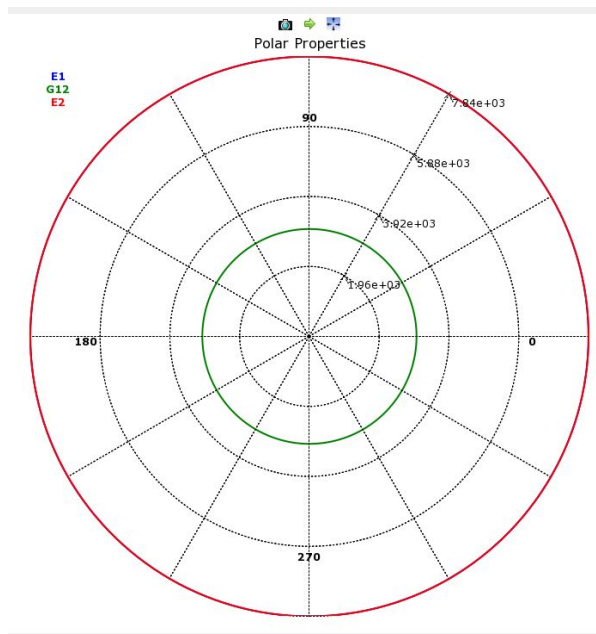
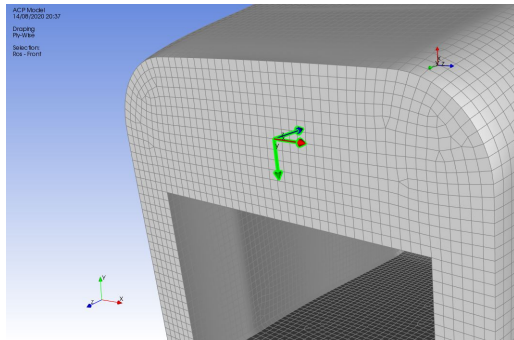


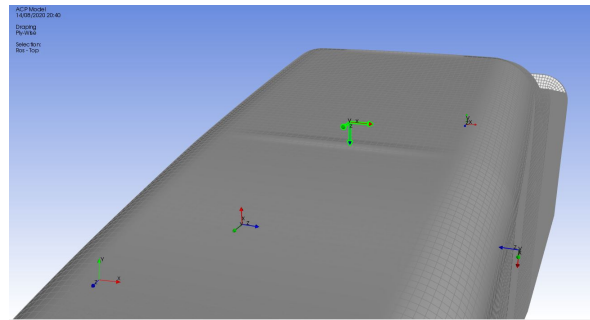
Figura 43. Propiedades del Panel Sándwich de pieles de CFRP $[0,45,-45,90]^\circ$ y núcleo de honeycomb en función de la orientación.

Como se puede observar, las propiedades del material son indiferentes del ángulo de orientación y, tras la introducción del honeycomb, las propiedades del material compuesto empeoran en favor de una mejora de reducción del peso del monocasco.

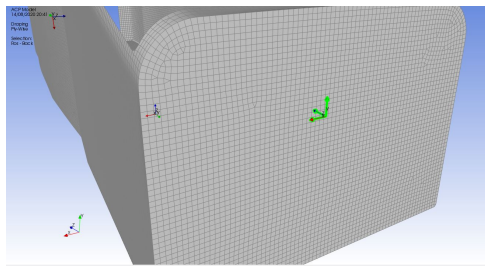
Tras haber definido los materiales, hay que definir las posiciones de las galgas extensométricas que se colocarán en la simulación que se encargaran de indicar la dirección de las fibras y transversal del laminado, además de indicar la dirección en la cual se irán añadiendo las capas.⁴



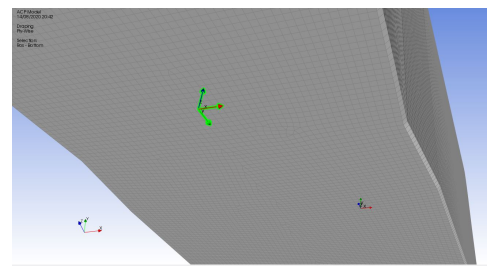
(a) Galga extensométrica de enfrente.



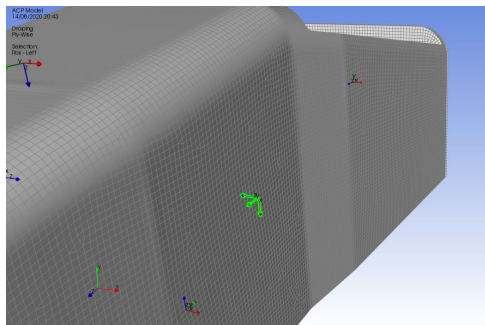
(b) Galga extensométrica de encima.



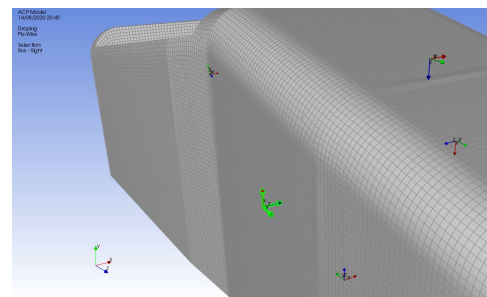
(c) Galga extensométrica trasera.



(d) Galga extensométrica de debajo.



(e) Galga extensométrica del lateral izquierdo.

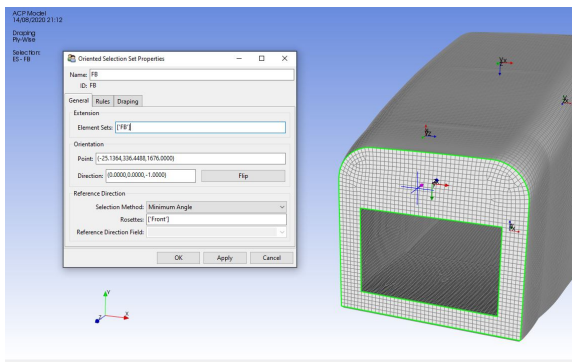


(f) Galga extensométrica del lateral derecho.

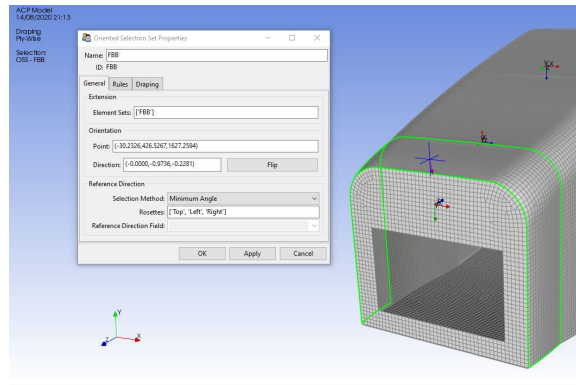
Figura 44. Galgas extensométricas del modelo

A continuación, se procederá a declarar las zonas donde se van a introducir los materiales compuestos según las zonas creadas anteriormente y con las galgas extensométricas correspondientes a cada situación.

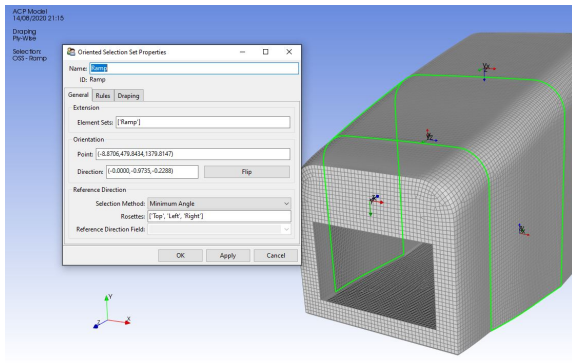
⁴La dirección X es la de las fibras, la dirección Y es la transversal y la dirección Z es el sentido donde se añadirán las capas que se vayan creando.



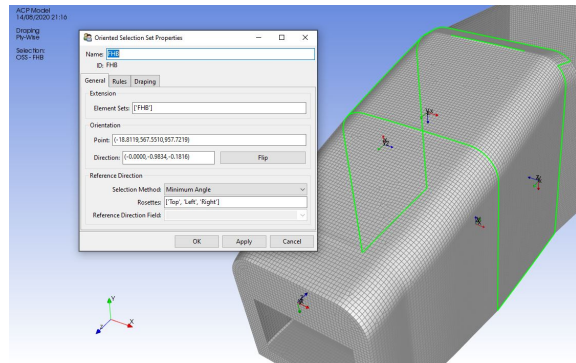
(a) *Oriented Selection Set del FB.*



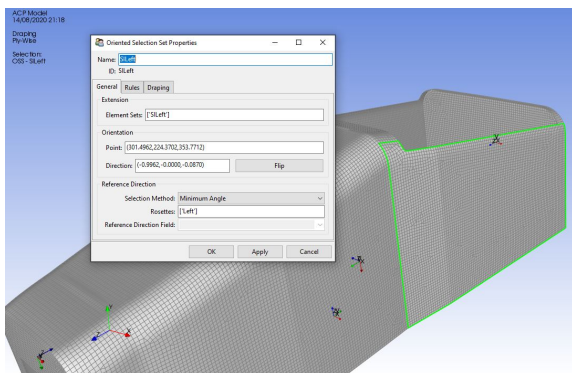
(b) *Oriented Selection Set del FBB.*



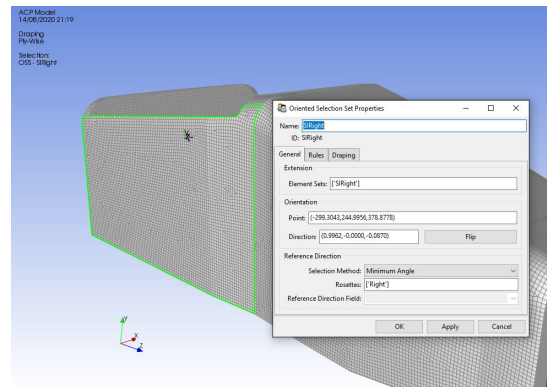
(c) *Oriented Selection Set del Ramp.*



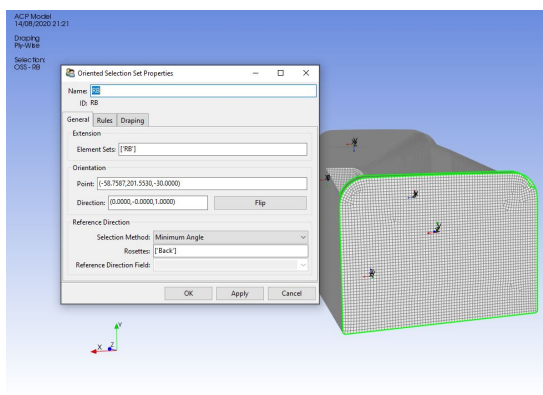
(d) *Oriented Selection Set del FHB.*



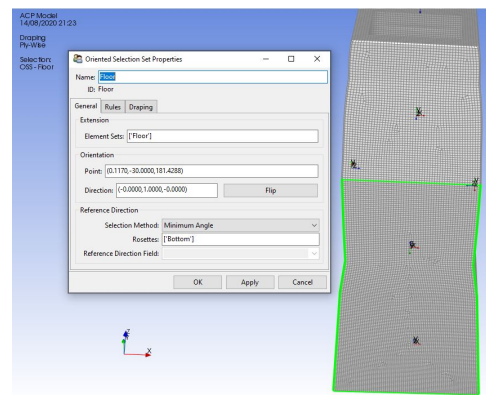
(e) *Oriented Selection Set del SI Left.*



(f) *Oriented Selection Set del SI Right.*

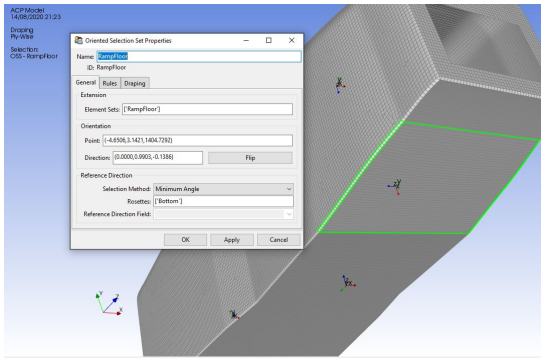


(g) *Oriented Selection Set del RB.*

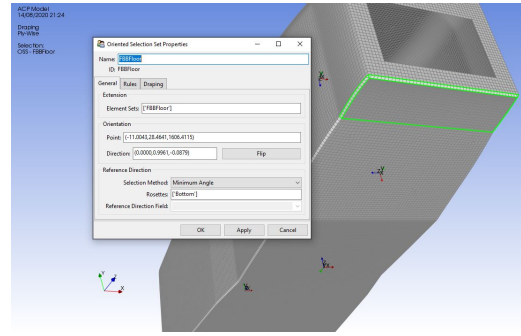


(h) *Oriented Selection Set del Floor.*

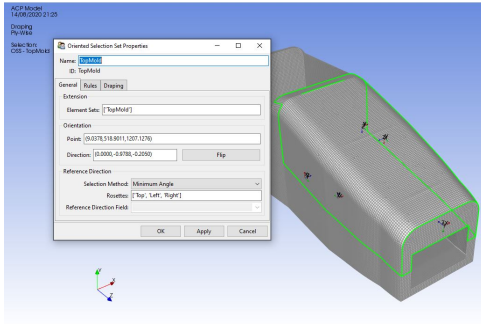
Figura 45. *Oriented Selection Set 1.*



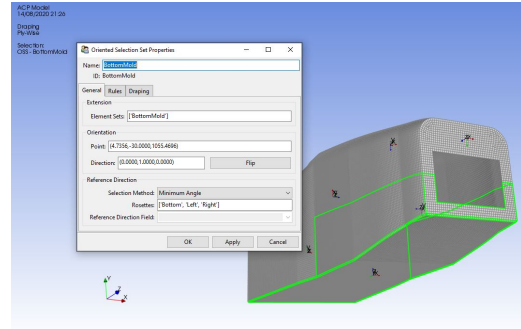
(a) *Oriented Selection Set* del Ramp Floor.



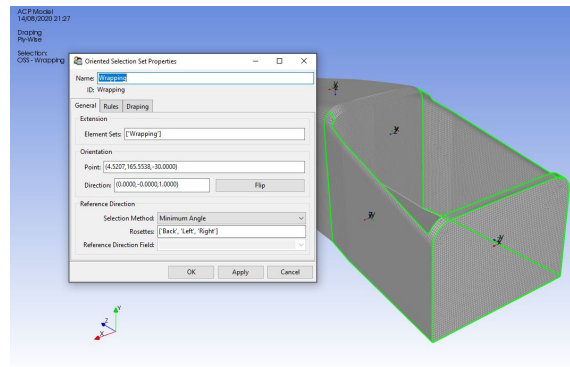
(b) *Oriented Selection Set* del FBB Floor.



(c) *Oriented Selection Set* del Top Mold.



(d) *Oriented Selection Set* del Bottom Mold.



(e) *Oriented Selection Set* del Wrapping

Figura 46. *Oriented Selection Set 2.*

Por último, añadiremos los materiales a las secciones que acabamos de declarar. Realizaremos las siguientes distribuciones de capas:

	$CFRP_{Ext.}[0,45,-45,90]^{\circ}$	Honeycomb	$CFRP_{Int.}[0,45,-45,90]^{\circ}$	Espesor (mm)
FB	2	-	1	7.5
FBB	2	-	1	7.5
FBB Floor	2	-	1	7.5
Ramp	1	Var.	1	Var.
Ramp Floor	1	Var.	1	Var.
FHB	1	1	1	30
SI Left	1	1	1	30
SI Right	1	1	1	30
RB	1	1	1	30
Floor	1	1	1	30
Top Mold	1	-	-	2.5
Bottom Mold	1	-	-	2.5
Wrapping	1	-	-	2.5

Cuadro 4. Número de capas en cada *Modeling Group*.

En la tabla se ha indicado que en las zonas de *Ramp* y *Ramp Floor* tienen una capa de honeycomb variable. Esto se debe ya que es el inicio del panel sándwich como tal y se realiza esto para evitar cambios bruscos de espesores.

Esto se consigue gracias a que, mientras se define el espesor del honeycomb en esas zonas, hay una opción que, mediante la definición de los bordes que unen tanto el FBB con el Ramp como el FBB Floor con el Ramp Floor, permite variar el espesor de la capa en función del ángulo que se le indique, además de indicar el espesor desde donde comienza a aumentar.

Tras haber realizado la asignación de las capas, el resultado del modelo aplicando el módulo *ACP (Pre)* es el siguiente:

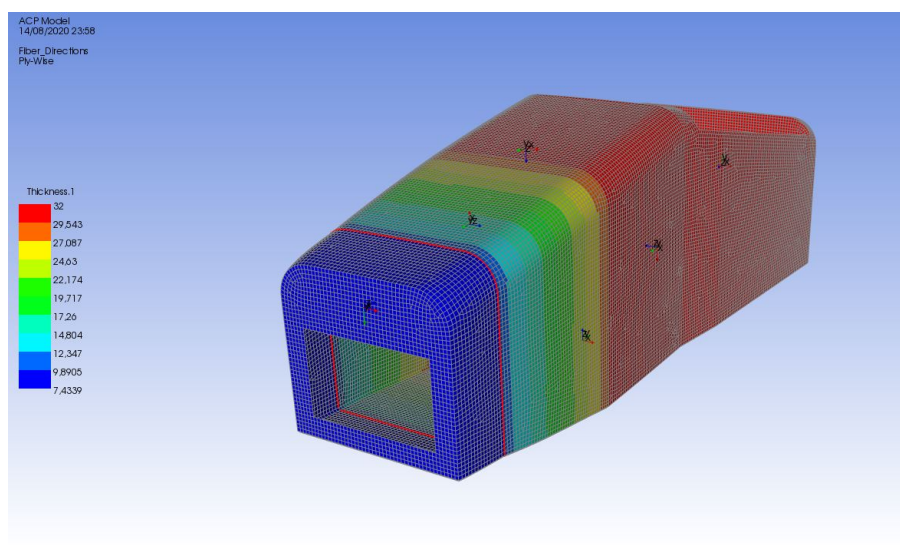


Figura 47. Espesor final del monocasco.

4.1.5. Realización de análisis estructural del monocasco

Una vez se ha obtenido el modelo del módulo *ACP (Pre)*, este se deberá importar al siguiente modulo llamado *Static Structural* para su correspondiente análisis estructural. Una vez dentro del módulo, se podrá comprobar todo lo obtenido en el módulo anterior se ha importado correctamente y se empezará a definir los parámetros de los ensayos a realizar. Estos ensayos serán puramente estáticos, ya que no tenemos datos ni parámetros reales de la suspensión para realizar ensayos dinámicos (aceleración, frenada y paso por curva)⁵. Los ensayos estáticos que se realizaran son los siguientes:

- Ensayo de torsión.
- Ensayo de impacto frontal.
- Ensayo de impacto lateral.

Para la realización de todos los ensayos, se deberá señalar los puntos de apoyos, los tipos de apoyos y los tipos de fuerzas aplicados al chasis. En todos los ensayos del monocasco, el punto de apoyo será la zona del RB, siendo este un apoyo fijo. El motivo de realizarlo de esta manera es de ensayar una estructura que se encuentra empotrada en un extremo.

En el ensayo de torsión, las fuerzas se producen en las uniones entre las suspensiones delanteras y las ruedas, y se aplican en las intersecciones que se señalaron anteriormente entre las suspensiones y el monocasco. Los valores de estas fuerzas se obtuvieron gracias al cálculo de la fuerza que producen los amortiguadores del año pasado cuando estaban en su máximo desplazamiento.

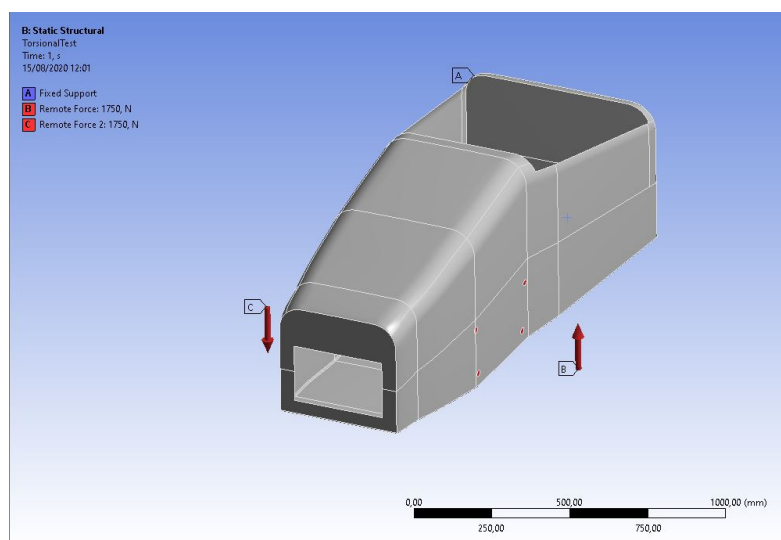


Figura 48. Condiciones del ensayo de torsión del monocasco.

⁵La realización de estos ensayos se comentarán en el capítulo 6: Optimización del chasis

En el ensayo de impacto frontal, las fuerzas se producen y se aplican en el FB. El valor de la fuerza es 4kN debido a que la normativa de la competición pide verificar que es capaz de aguantar sin sufrir un fallo del material.

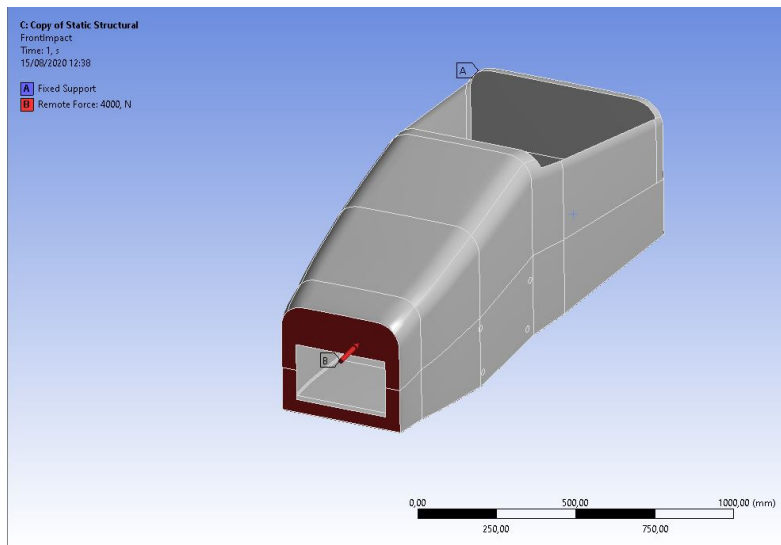


Figura 49. Condiciones del ensayo de impacto frontal del monocasco.

En el ensayo de impacto lateral, las fuerzas se producen y se aplican en el SI del lado izquierdo. El valor de la fuerza es 7,5kN debido a que la normativa de la competición pide verificar que es capaz de aguantar sin sufrir un fallo del material.

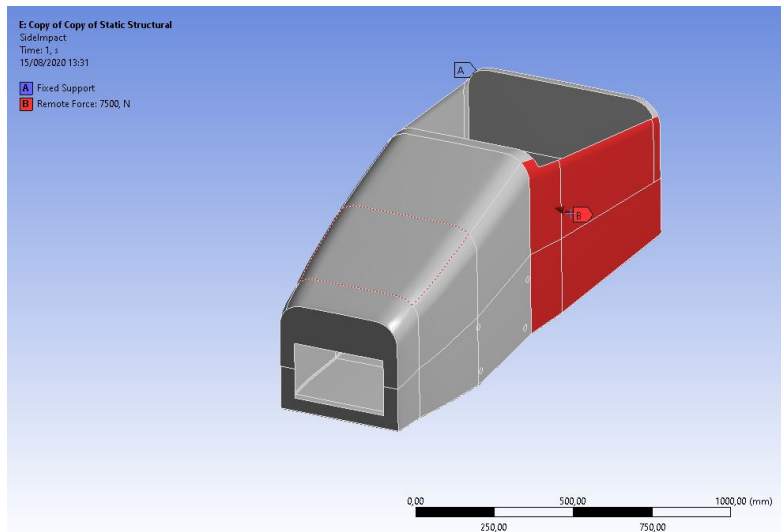


Figura 50. Condiciones del ensayo de impacto lateral del monocasco.

Los resultados que se desean obtener de los diferentes ensayos son 4 principalmente:

■ Deformación direccional

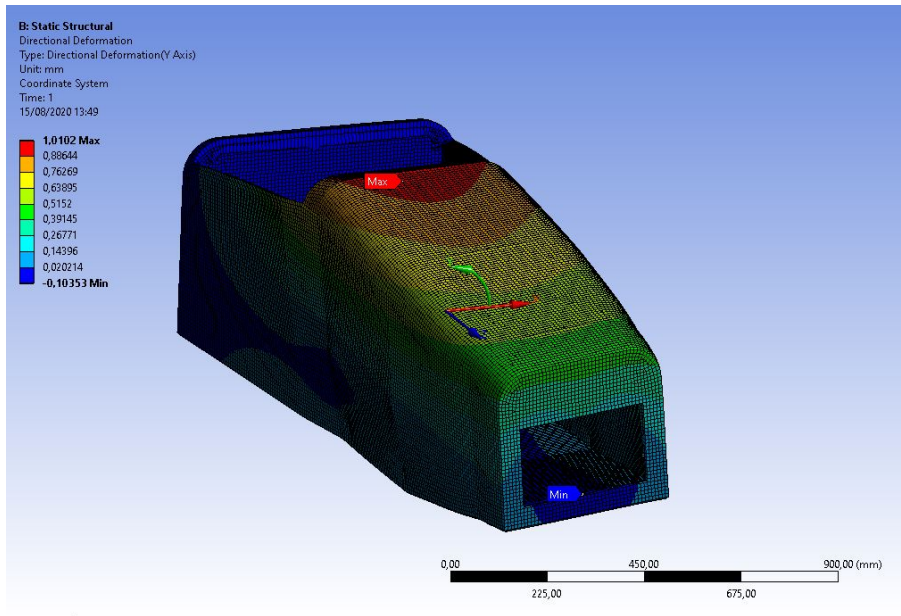


Figura 51. Resultados de la deformación direccional del ensayo de torsión del monocasco.

■ Esfuerzos equivalentes según criterio de Von-Mises

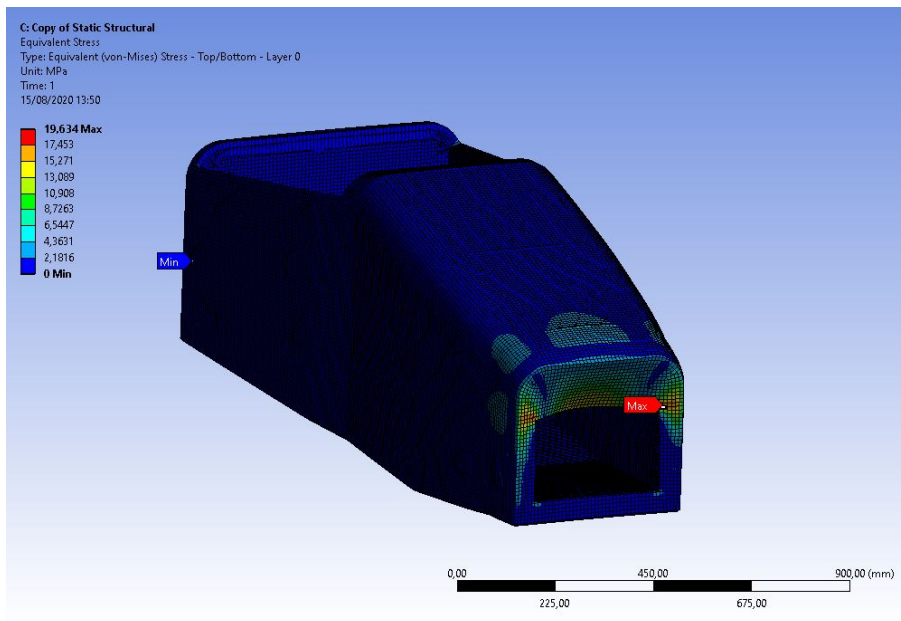


Figura 52. Resultados de los esfuerzos equivalentes del ensayo de impacto frontal del monocasco.

■ Dirección principal de esfuerzos

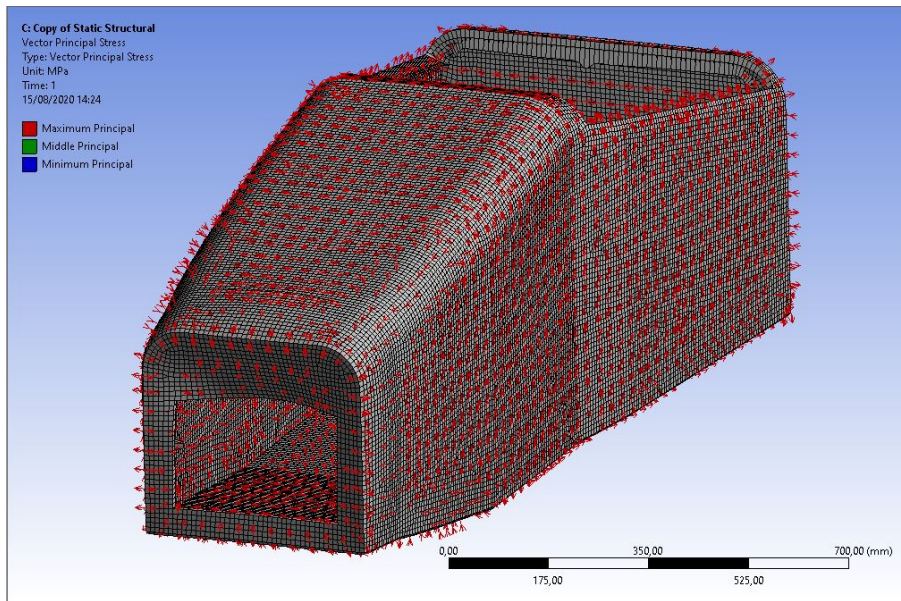


Figura 53. Direcciones principales máximas del ensayo de impacto frontal del monocasco.

■ Factor de reserva inverso

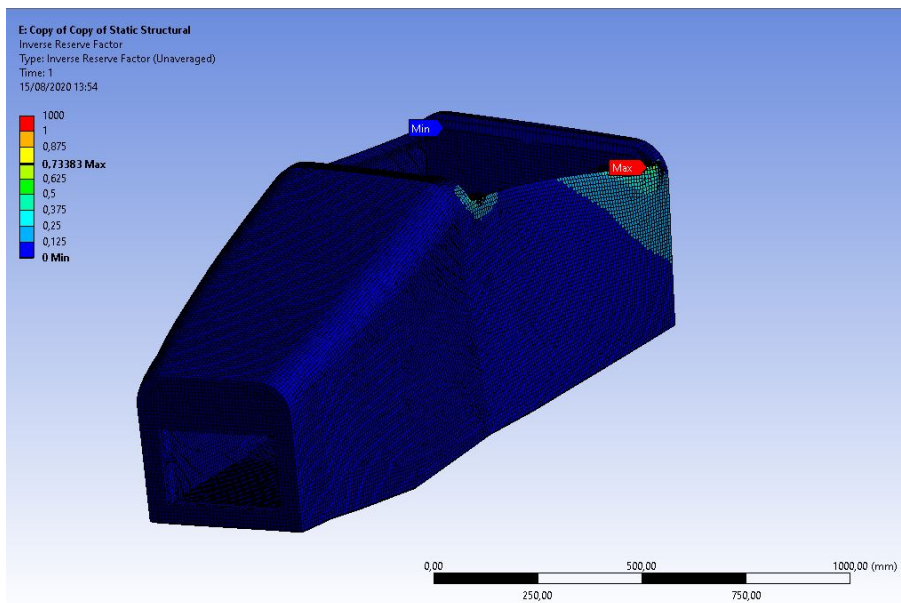


Figura 54. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de impacto lateral del monocasco.

Hay que comentar que también se ha utilizado este tipo de análisis para ver si el material pasa según la normativa aplicada en el SES realizando un ensayo de flexión de 3 puntos, en este caso utilizando una geometría de una plancha de 500x275 y aplicándole las capas de las zonas de los SI.

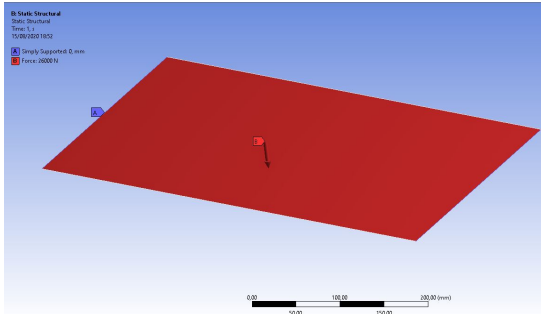


Figura 55. Condiciones del ensayo de flexión de 3 puntos.

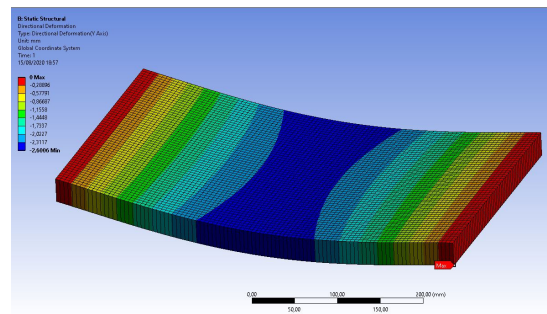


Figura 56. Resultados de deformación del ensayo de flexión de 3 puntos.

4.2. Análisis de zona tubular

Para la simulación de la zona tubular se utilizará solo el módulo de *Static Structural* de ANSYS, ya que este incorpora un método para el cálculo de estructuras tubulares. Como en la pasada sección, habrá que ajustar algunos parámetros para mejorar la simulación.

4.2.1. Introducción de materiales a usar

Lo primero para realizar el análisis es introducir las propiedades mecánicas del material en cuestión. En nuestro caso, se utilizará acero AISI 1040 ya que contiene propiedades similares a la de un acero S235 que es de uso muy común en el mundo de la fabricación y es relativamente barato.

Propiedad	Valor
ρ	7850 Kg/m ³
σ_y	352.5 MPa
E	212 GPa
G	82.17 GPa
ν	0.29

Cuadro 5. Propiedades mecánicas de AISI 1040.

Fuente: CES EduPack.

4.2.2. Preparación del modelo a estudiar

Como se hizo en la sección anterior, se tendrá que introducir la geometría de la parte tubular y preparar la geometría para la simulación.

Se introducirán tanto la parte trasera del chasis como la suspensión trasera. Nos quedaremos con la parte tubular y extraeremos todas las barras del conjunto con sus perfiles para que el módulo nos reconozca las piezas como barras.

Tras ello, el modelo nos aparecerá como líneas y, debido a como realiza la sustitución de las barras por líneas, habrá que conectar algunas líneas en sus correspondientes nudos, teniendo en cuenta la geometría inicial para que no afecte a la simulación.

Finalmente, tras unir las líneas en sus nudos correspondientes, indicaremos todos los nudos que existen en la estructura y crearemos 2 puntos de origen que será la intersección entre los brazos inferiores de las suspensiones y los interiores de las ruedas.

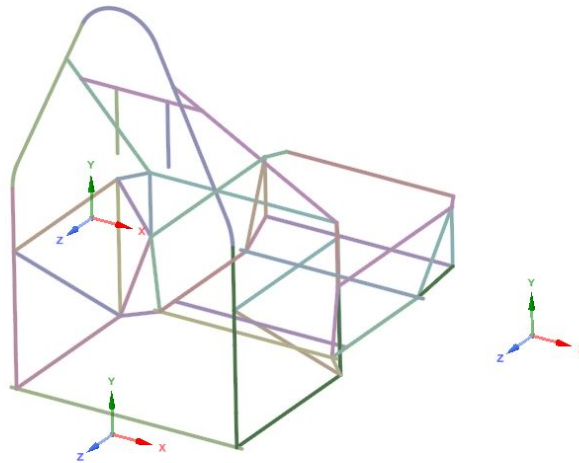


Figura 57. Geometría de la parte tubular preparada en *Static Structural-SpaceClaim*.

4.2.3. Mallado de la geometría y realización del análisis estructural

Para este mallado, se aplicará el mismo criterio que para el mallado del monocasco: ni elementos muy grandes que puedan generar resultados muy distintos de la realidad ni muy pequeños para no tener tiempos de cálculos demasiado grandes, por ello, se ha optado por elemento de malla de 4mm.

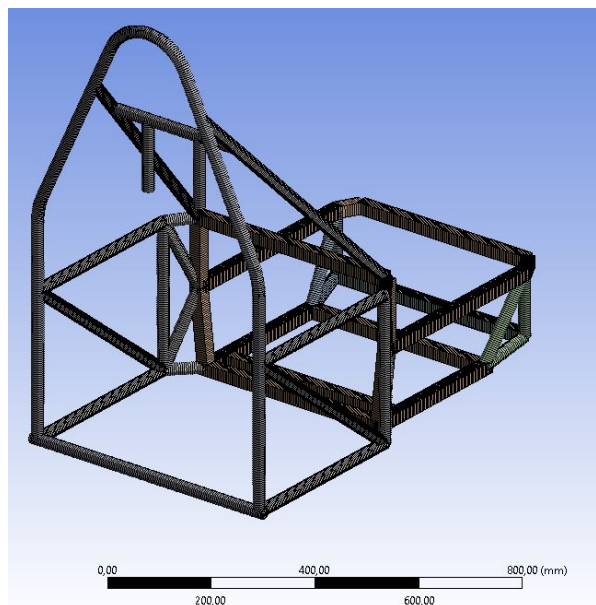


Figura 58. Mallado de la parte tubular preparada en *Static Structural-Mechanical*.

Finalmente, tras realizar las anteriores operaciones, se procederá a definir los parámetros de los ensayos a realizar. Estos ensayos que se realizarán son los siguientes:

- Ensayo de torsión.
- Ensayo de impacto trasero.
- Ensayo de impacto lateral.

Para la realización de todos los ensayos, se deberá señalar los puntos de apoyos, los tipos de apoyos y los tipos de fuerzas aplicados al chasis. En todos los ensayos de la parte tubular, el punto de apoyo será el MH, siendo este un apoyo fijo. El motivo de realizarlo de esta manera es de ensayar una estructura que se encuentra empotrada en un extremo.

En el ensayo de torsión, las fuerzas se producen en las uniones entre las suspensiones traseras y las ruedas, y se aplican en 4 vértices que vienen dados por una nube de puntos suministrada por el departamento de suspensiones. Los valores de estas fuerzas se obtuvieron gracias al cálculo de la fuerza que producen los amortiguadores del año pasado cuando estaban en su máximo desplazamiento.

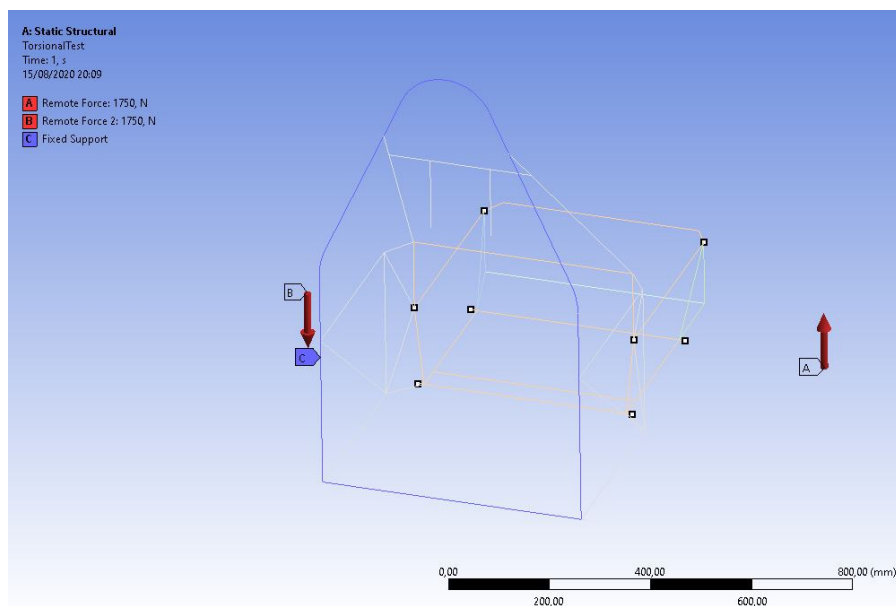


Figura 59. Condiciones del ensayo de torsión de la zona tubular.

En el ensayo de impacto trasero, las fuerzas se producen y se aplican en las barras más alejadas longitudinalmente del MH. El valor de la fuerza es 4kN ya que, al estudiar el impacto frontal del monocasco, la normativa requería comprobar que era capaz de aguantar el material sin sufrir un fallo del material, pues se ha decidido que también se aplicará ese criterio en la parte trasera.

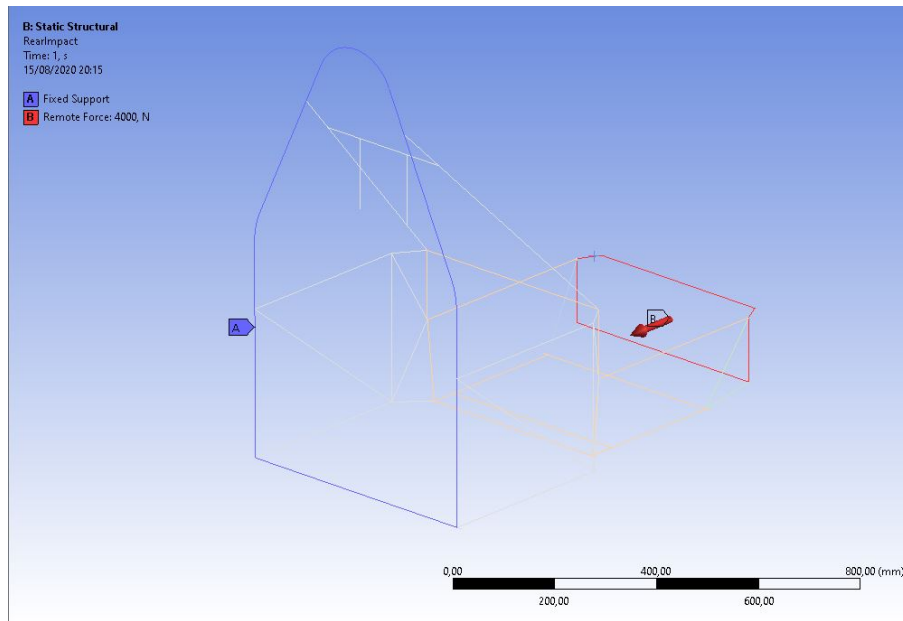


Figura 60. Condiciones del ensayo de impacto trasero de la zona tubular.

En el ensayo de impacto lateral, las fuerzas se producen y se aplican en los vértices de la zona de transición de tubo redondo a tubo cuadrado del lado izquierdo. El valor de la fuerza es 7,5kN debido al mismo motivo que el del impacto trasero: si se aplica ese criterio para la zona del SI, también se aplicara para la zona indicada de la zona tubular.

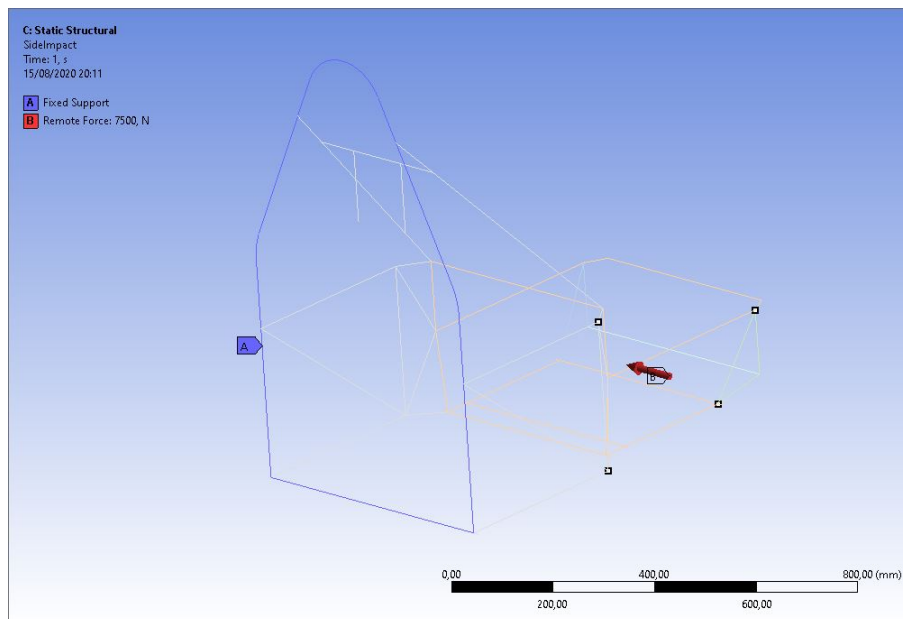


Figura 61. Condiciones del ensayo de impacto lateral de la zona tubular.

Los resultados que se desean obtener de los diferentes ensayos son 4 principalmente:

- Deformación direccional

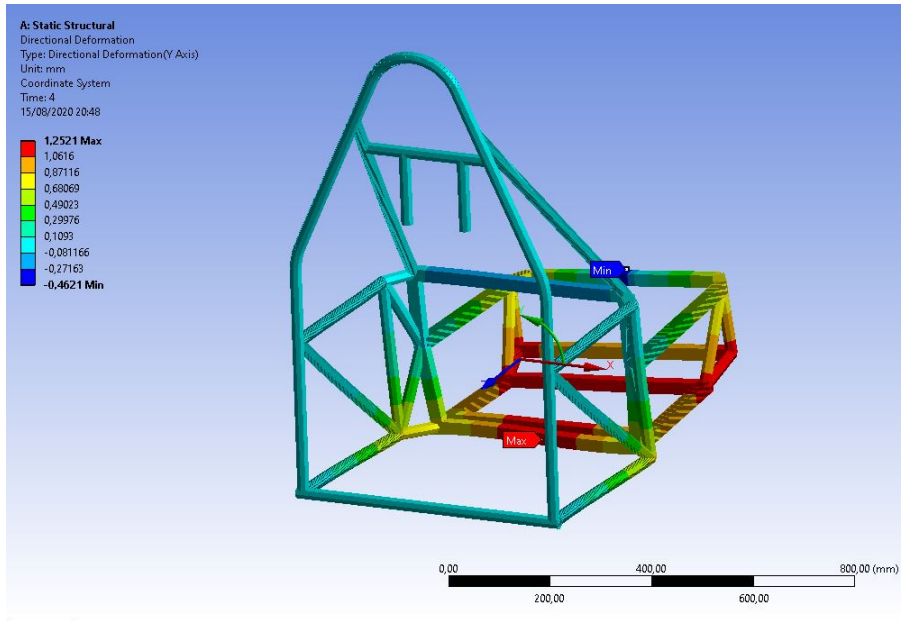


Figura 62. Resultados de la deformación direccional del ensayo de torsión de la zona tubular.

- Esfuerzo axial

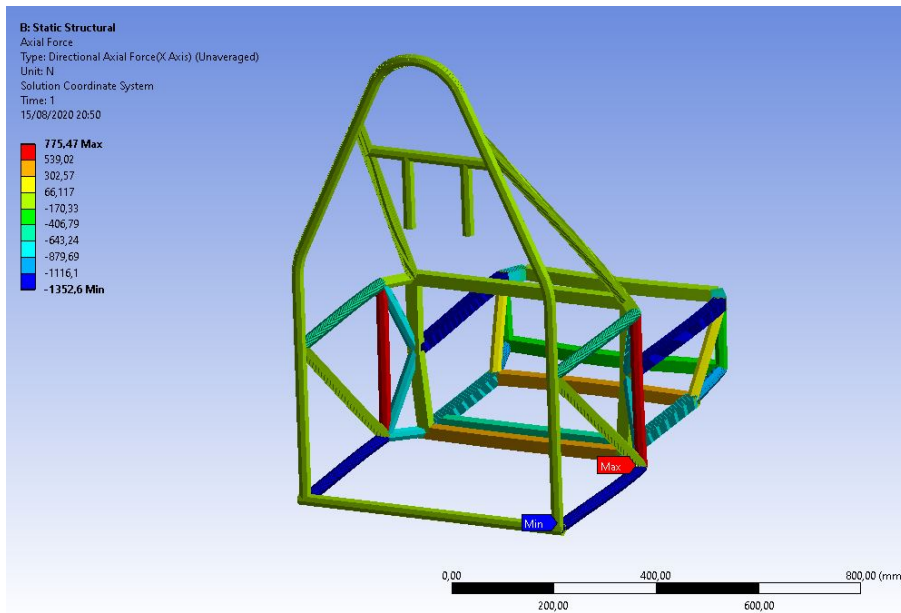


Figura 63. Resultados de los esfuerzos axiales del ensayo de impacto trasero de la zona tubular.

■ Esfuerzos flectores

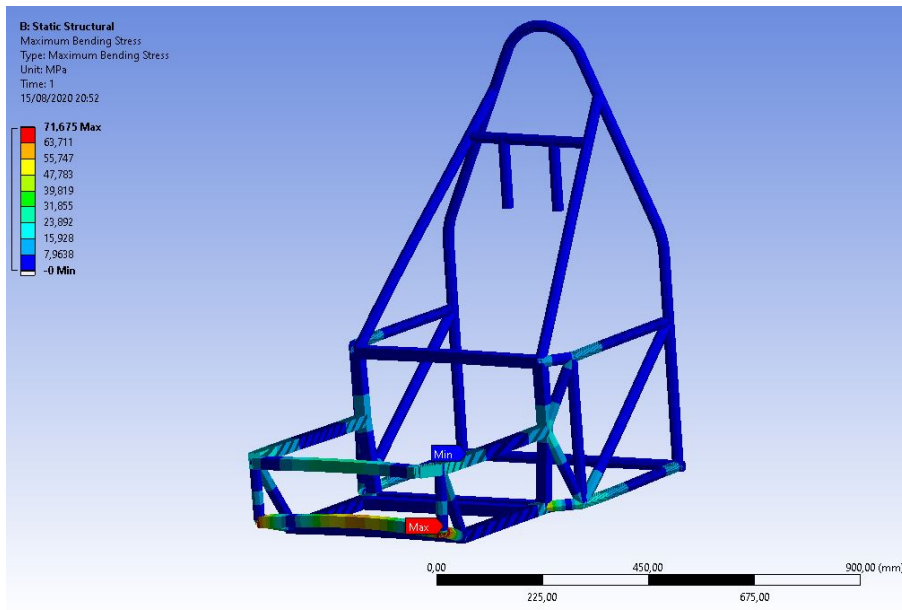


Figura 64. Resultados de los esfuerzos flectores máximos del ensayo de impacto trasero de la zona tubular.

■ Esfuerzos combinados

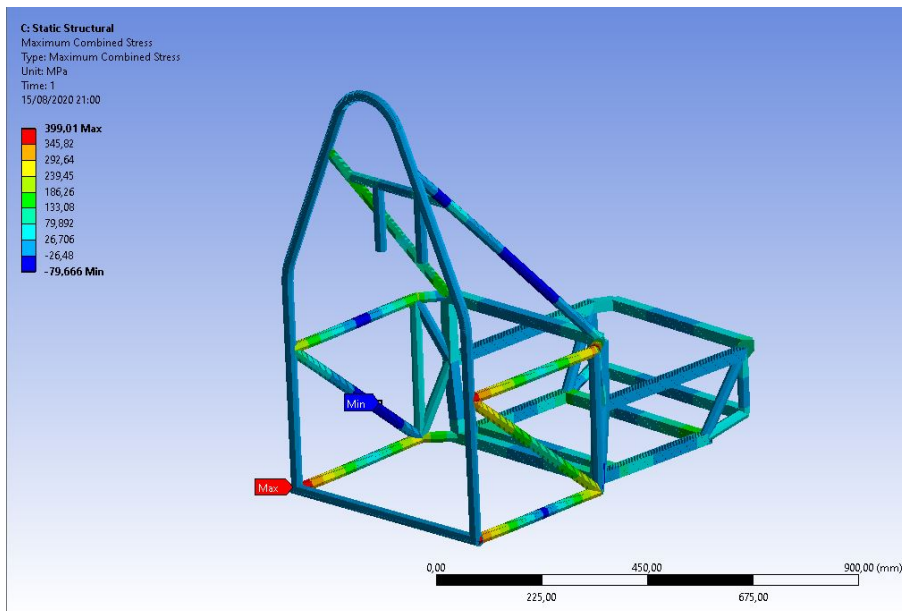


Figura 65. Resultados de los esfuerzos combinados máximos del ensayo de impacto lateral de la zona tubular.

4.3. Análisis de enganches

Para finalizar los análisis del chasis, habrá que analizar los enganches que el monocasco a la parte tubular. Estos enganches resultan vitales para la construcción del chasis ya que, sin ellos, este tipo de monoplaza no existiría. La simulación se realizará a través de este módulo aplicado para la zona tubular, pero no se utilizará el método de cálculo de estructuras tubulares ya que no nos interesa en este caso.

4.3.1. Introducción de materiales a usar

La fabricación de estos enganches se realizará mediante el mecanizado de las piezas hechas del mismo material que las barras o similar. Para la simulación de los enganches se usará el mismo material que el usado en la zona tubular.

Sin embargo, como también se utilizarán la parte monocasco como la tubular, también habrá que asignarles materiales para poder realizar el estudio. Como no estamos tan interesados en sus resultados, simplificaremos el modelo del monocasco a como solo si fuera de la misma fibra de carbono que la utilizada para la creación del panel sándwich ya que su comportamiento será similar a este.

4.3.2. Preparación del modelo a estudiar

Para preparar el modelo para poder estudiarlo, se introducirá el conjunto entero del chasis (monocasco y zona tubular) más los enganches y las suspensiones delanteras y traseras. Nos quedaremos con la parte tubular y extraeremos todas las barras del conjunto con sus perfiles para que el módulo nos reconozca las piezas como barras.

Tras ello, a diferencia de las anteriores preparaciones, solo se crearán 4 puntos de origen que será la intersección entre los brazos inferiores de las suspensiones y los interiores de las ruedas. Solo se realizará esto debido a que la geometría de los enganches es bastante simple y no ocasionará problemas durante la simulación, mientras que el comportamiento del resto del chasis no será tan relevante, sin llegar a significar que hay que omitirlo ya que transmitirán esfuerzos a los enganches.

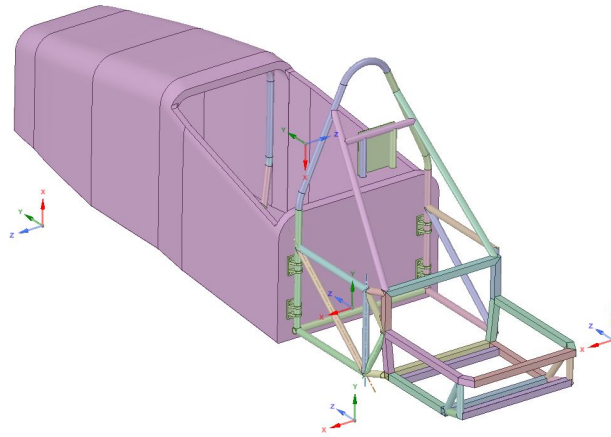


Figura 66. Geometría de los enganches preparada en *Static Structural-SpaceClaim*.

4.3.3. Mallado de la geometría y realización del análisis estructural

Para este mallado, se aplicará el mismo criterio que para el mallado del monocasco: ni elementos muy grandes que puedan generar resultados muy distintos de la realidad ni muy pequeños para no tener tiempos de cálculos demasiado grandes. Como solo va a interesar el estudio de los enganches, el mallado de los enganches tendrá un tamaño de elemento de 4mm, mientras que el resto del chasis poseerá un tamaño de elemento de 40mm ya que no nos interesa tanto su comportamiento.

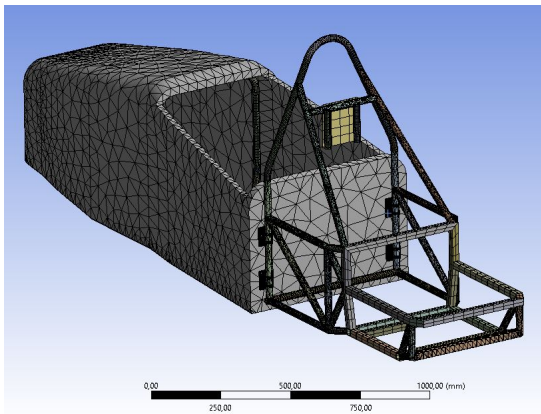


Figura 67. Mallado del chasis preparado en *Static Structural-Mechanical*.

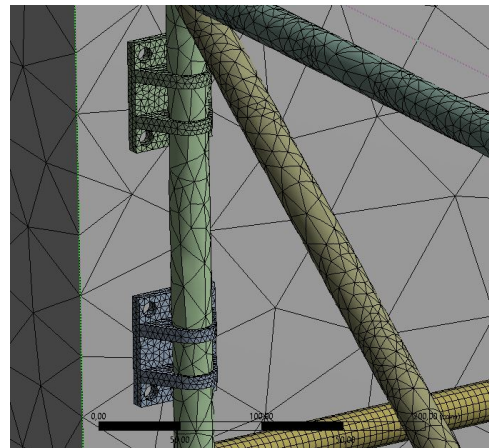


Figura 68. Mallado de los enganches preparado en *Static Structural-Mechanical*.

Tras la realización de las anteriores operaciones, se procederá a definir los parámetros de los ensayos a realizar. Estos ensayos que se realizarán son los siguientes:

- Ensayo de flexión.
- Ensayo de torsión.
- Ensayo de impacto lateral.

Para la realización de todos los ensayos, se deberá señalar los puntos de apoyos, los tipos de apoyos y los tipos de fuerzas aplicados al chasis. En todos los ensayos, los puntos de apoyo serán los extremos longitudinales del chasis, ambos siendo apoyos fijos. El motivo de realizarlo de esta manera es de ensayar una estructura que se encuentra biempotrada por ambos extremos.

En el ensayo de flexión, las fuerzas son consecuencia de aplicar los pesos del monocasco, parte tubular, el peso del piloto (se le asignará una masa de 75 Kg) y el peso del acumulador con el inversor (se le asignará una masa de 50 Kg) aplicado en todo el chasis. Las coordenadas de los centros de gravedad tanto del piloto como del acumulador con el inversor con respecto al chasis se han conseguido gracias a la operación de *Generar centro de masas* en el programa *SolidWorks*.

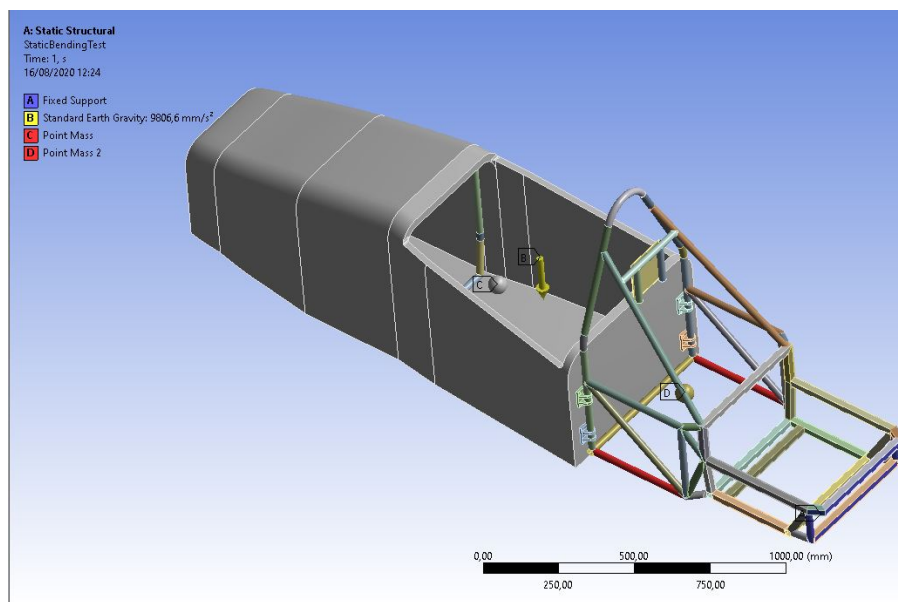


Figura 69. Condiciones del ensayo de flexión para la zona de los enganches.

En el ensayo de torsión, las fuerzas se producen en las uniones entre las suspensiones y las ruedas, y se aplican en las superficies que sufrirán los esfuerzos torsionales que se analizaron anteriormente. Los valores de las fuerzas serán las mismas que los ensayos de torsión anteriores, pero las direcciones de las torsiones serán opuestas entre las suspensiones delanteras y traseras.

En el ensayo de impacto lateral, las fuerzas se producen y se aplican tanto en el SI del monocasco, como en la zona lateral donde estará situado el acumulador en su interior de la zona

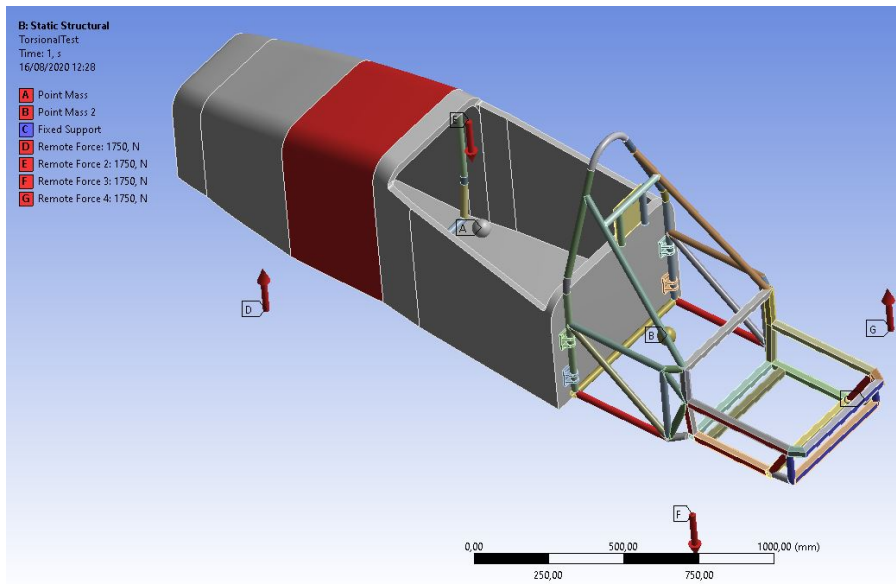


Figura 70. Condiciones del ensayo de torsión para la zona de los enganches.

tubular. El valor de la fuerza es de 15kN debido a que es la zona más sensible de todo el chasis y si, la normativa pide que el SI soporte un impacto de 7,5kN, parece lógico que se tenga que aumentar el valor de esta fuerza para asegurar de que no sufrirá ningún fallo del material.

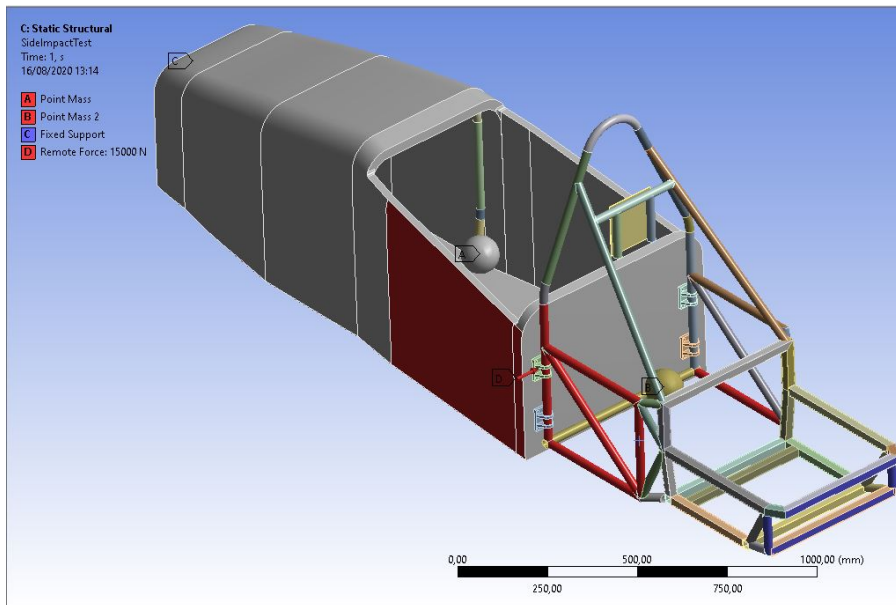


Figura 71. Condiciones del ensayo de impacto lateral para la zona de los enganches.

Los resultados que se desean obtener de los diferentes ensayos son 3 principalmente:

- Deformación direccional

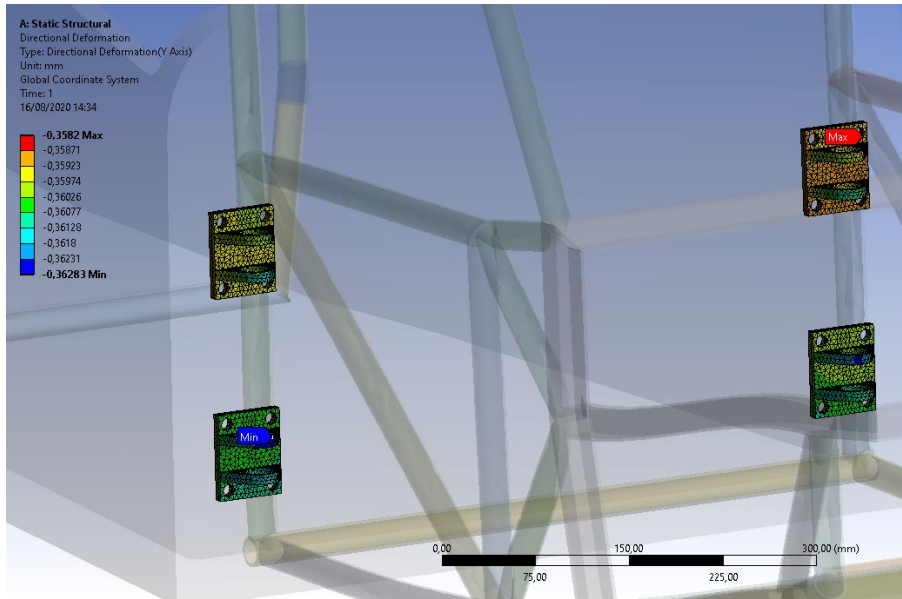


Figura 72. Resultados de la deformación direccional del ensayo de flexión de los enganches.

- Esfuerzos equivalentes según von-Mises

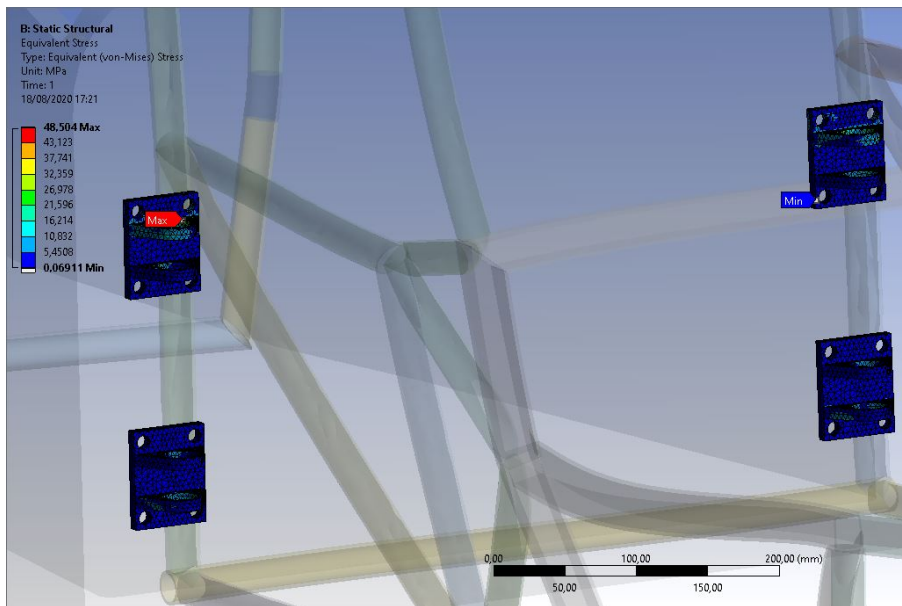


Figura 73. Resultados de los esfuerzos equivalentes del ensayo de torsión de los enganches.

■ Direcciones principales de esfuerzos

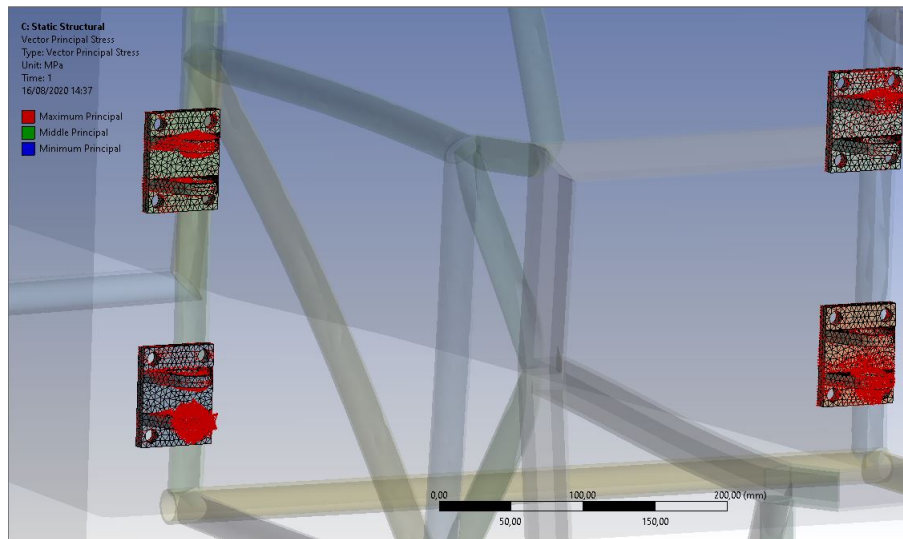


Figura 74. Direcciones principales máximas del ensayo de impacto lateral de los enganches.

El análisis de los resultados obtenidos de estos ensayos se discutirá en el próximo capítulo.

Capítulo 5

Análisis de resultados

En este capítulo, se analizarán todos los resultados obtenidos de los anteriores ensayos. El objetivo principal de estos análisis es poder confirmar que el chasis es seguro para poder competir en el FSS, ya que actualmente carecemos de datos para poder realizar comportamientos dinámicos, por tanto, las prioridades serán de comprobar que los materiales no sufran ningún fallo, es decir, que no se llegue a romper en ninguna circunstancia. Como se ha hecho previamente, se van a analizar las 3 zonas de estudio por separado.

5.1. Resultados del monocasco

Para los resultados del monocasco, hay que definir los criterios de fallos del material que se tendrán en cuenta durante los ensayos en el caso del CFRP y el honeycomb. Los criterios de los fallos son:

- Criterio de esfuerzo máximo (Rankine): el material resistirá en el punto analizado siempre que la tensión normal máxima no supere la tensión admisible del material, en este caso será el límite elástico.

$$\sigma_{adm} = \max(|\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|) \quad (1)$$

Habrà que comprobar que $\sigma_{adm} < \sigma_y$.

- Criterio de von-Mises: basado en la energía que es capaz de soportar el material antes de producirse un fallo.

$$\sigma_{adm} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \quad (2)$$

Habrà que comprobar que $\sigma_{adm} < \sigma_y$.

- Criterio de Tsai-Wu: basado en el criterio de plastificación de materiales anisótropos de Hill, que este a su vez está basado en el criterio de Von-Mises para materiales isotrópicos. Este criterio predice la ruptura de la capa en función de los esfuerzos máximos en las direcciones longitudinales, transversales y cortantes entre las capas.
- Criterio de Puck: basado en los teoremas de Mohr (estos se basan en el cálculo de giros y desplazamientos), donde indica el plano con más probabilidades de sufrir un fallo tanto de las fibras como de la matriz.
- Criterio de fallo por pandeo de pieles del panel sándwich.

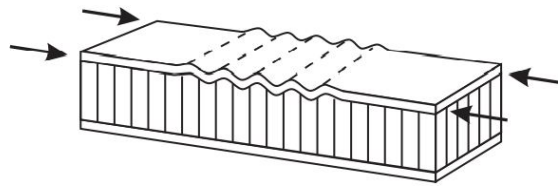


Figura 75. Fallo por pandeo de las pieles del panel sándwich.
Fuente: PDF. [11]

- Criterio de fallo del núcleo del panel sándwich.

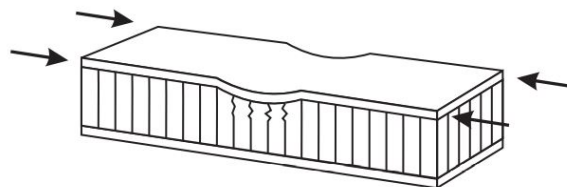


Figura 76. Fallo por núcleo del panel sándwich.
Fuente: PDF. [11]

- Criterio de fallo por prensado por cizalladura del panel sándwich.

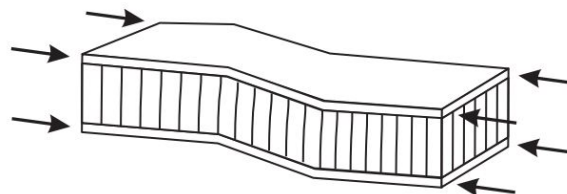


Figura 77. Fallo de prensado por cizalladura de las pieles del panel sándwich.
Fuente: PDF. [11]

Todos estos fallos se podrán comprobar a través de los resultados del *Inverse Reserve Factor*, el cual es un indicador de que tan cerca esta esa zona de sufrir un fallo del material, y el *Equivalent Stress (von-Mises)*. En los resultados del *Inverse Reserved Factor* hay que mencionar 2 cosas importantes para entender los resultados:

- Se busca que el *Inverse Reserved Factor* sea menor de 1. Si llega a ser mayor, el fallo del material está asegurado.
- Es capaz de indicar en que capa se producirá el fallo y el tipo de fallo que tendría el material.

También se han obtenido los resultados de las direcciones principales máximas y las deformaciones direccionales de los ensayos. Los primeros son para observar el tipo de esfuerzo al que van a estar sometidas los paneles, y los segundos para verificar los desplazamientos de la estructura, ya que no interesa que sufra deformaciones muy elevadas.

5.1.1. Ensayo de torsión

- Factor de reserva inverso

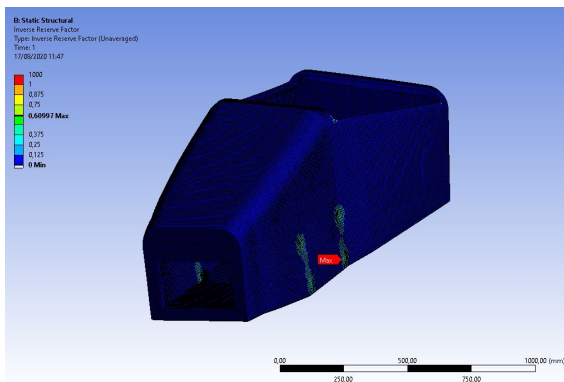


Figura 78. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de torsión del monocasco.

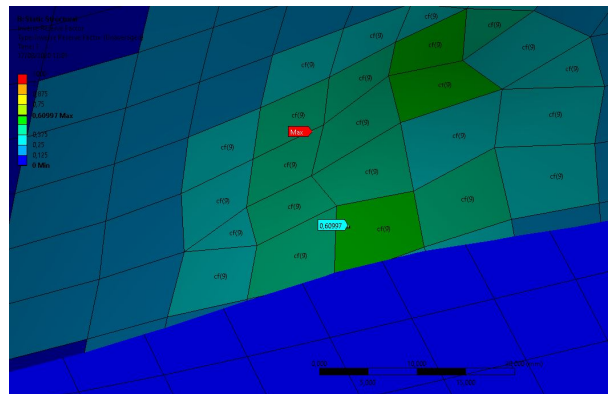


Figura 79. Fallo y capa crítica del ensayo de torsión del monocasco.

■ Esfuerzos equivalentes según criterio de von-Mises

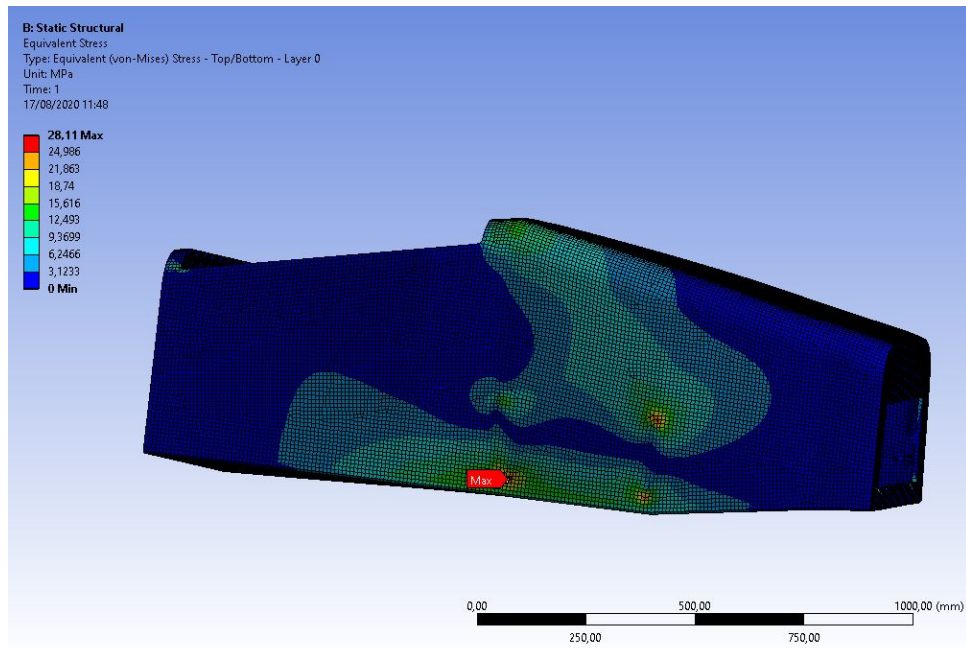


Figura 80. Resultados de los esfuerzos equivalentes del ensayo de torsión del monocasco.

■ Dirección principal de esfuerzos

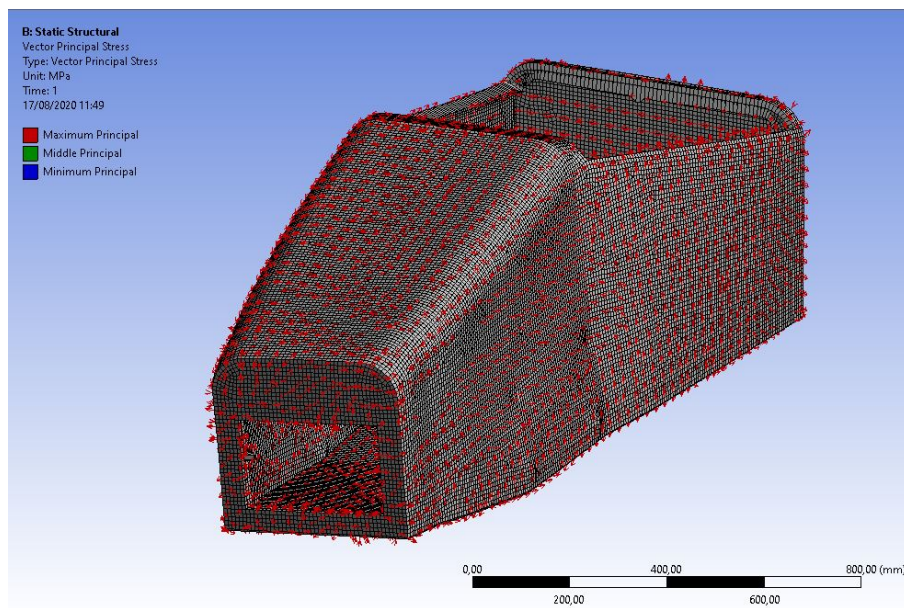


Figura 81. Direcciones principales máximas del ensayo de torsión del monocasco.

■ Deformación direccional

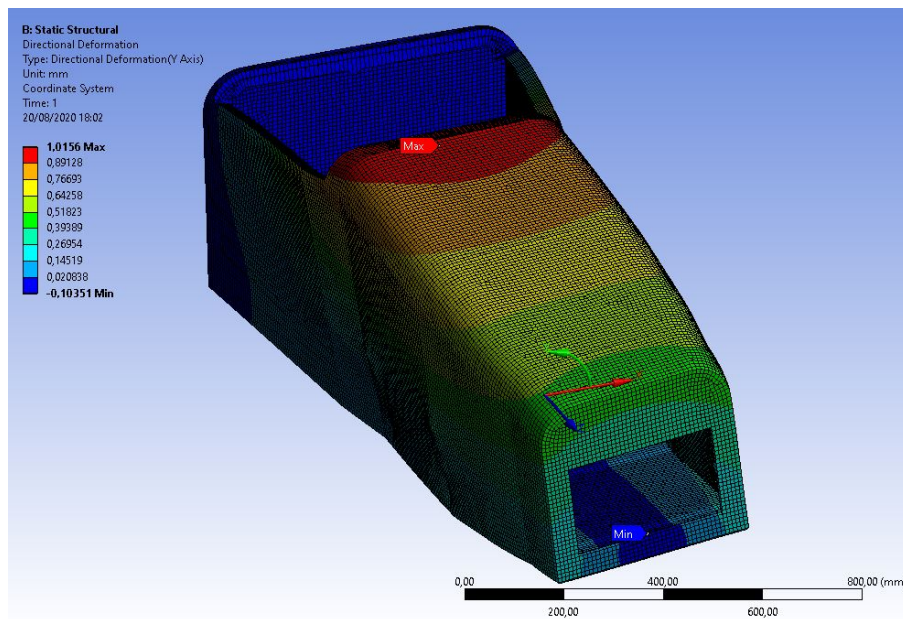


Figura 82. Resultados de la deformación direccional del ensayo de torsión del monocasco.

A la vista de los resultados de torsión, se pueden realizar estas observaciones:

- Según los resultados del *Inverse Reserved Factor*, podemos concluir que el fallo del material no está asegurado, pero, si ocurriese, se produciría en la capa n^o9 (contada desde el exterior al interior del panel sándwich) siendo este un fallo del núcleo del panel sándwich. Esto tiene coherencia porque la mayoría de los fallos que se producen en un panel sándwich son provenientes de este tipo de fallo, donde el núcleo acaba cediendo por los esfuerzos cortantes.
- Según los resultados del *Equivalent Stress (von-Mises)*, el mayor esfuerzo al que estará sometido el monocasco no es elevado y el máximo está aplicado en la zona de los enganches de las suspensiones delanteras.
- A la vista de las direcciones principales máximas, se puede concluir que todo el monocasco estará sometido tanto a esfuerzos cortantes como de flexión. Tiene sentido esto ya que, al estar sometido a pares de fuerza, todo el contorno del monocasco estará sometido a esfuerzos cortantes y, debido a las deformaciones angulares ocasionadas por los esfuerzos cortantes, se originarán fuerzas y desplazamientos que ocasionarán la flexión del monocasco.

- De los resultados de deformación direccional, obtendremos uno de los resultados más importantes a la hora de analizar un chasis: la rigidez torsional. Para calcular la rigidez torsional:

$$K_T = \frac{2 \cdot F \cdot d_F}{\tan^{-1}\left(\frac{\delta}{d_U}\right)} \quad (3)$$

donde:

- K_T es la rigidez torsional (Nm/°).
- F es fuerza del par aplicado (N).
- d_F es la distancia del origen de coordenadas al punto de aplicación de la fuerza (m).
- δ es el valor máximo de la deformación direccional (mm).
- d_U es la distancia del origen de coordenadas al punto de deformación direccional máxima (mm).

En este caso:

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,2525}{\tan^{-1}\left(\frac{1,0156}{480}\right)} ; K_T = 7290 \text{ Nm/}^\circ$$

Para poder comparar este valor de rigidez, usaremos los datos obtenidos por el equipo *University Racing Eindhoven* cedidos por un miembro de su equipo que estuvo de intercambio en nuestra universidad. En la siguiente tabla, se puede comprobar que la rigidez del chasis es muy superior a los valores que otros equipos pueden llegar a tener.

Car	Chassis stiffness [Nm/°]	Car mass [kg]	Specific Stiffness [Nm/°/kg]
URE03	2828	240	11.8
URE04	3500*	245	14.3
URE05	4000*	231	17.3
URE05e	3232	269	12.0
URE06 target	4000	245	16.3

Figura 83. Rigideces torsionales de varios chasis del equipo *University Racing Eindhoven*.

Fuente: PDF [15].

5.1.2. Ensayo de impacto frontal

- Factor de reserva inverso

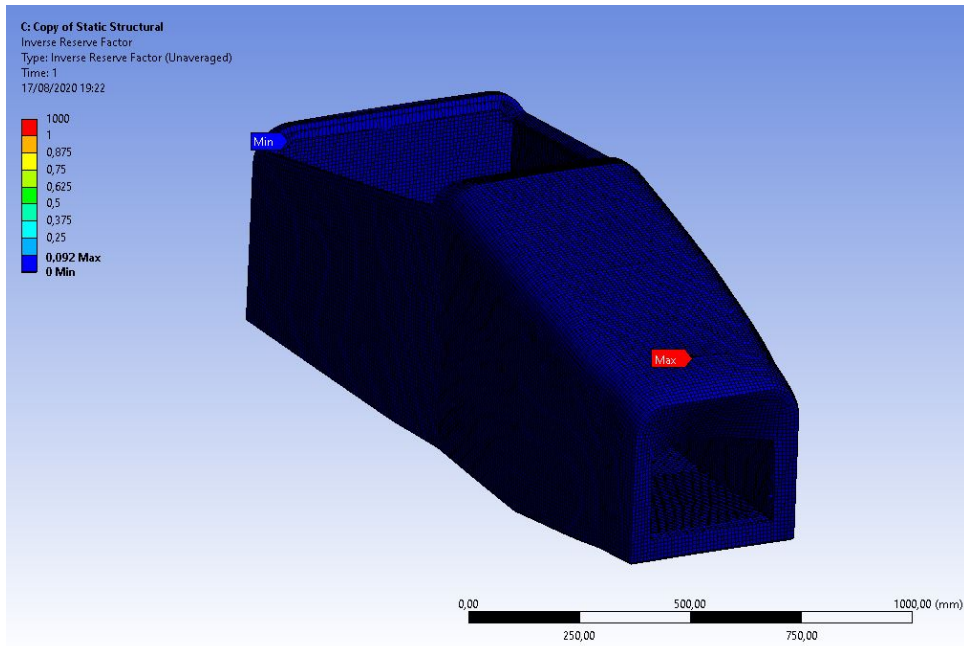


Figura 84. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de impacto frontal del monocasco.

- Esfuerzos equivalentes según criterio de Von-Mises

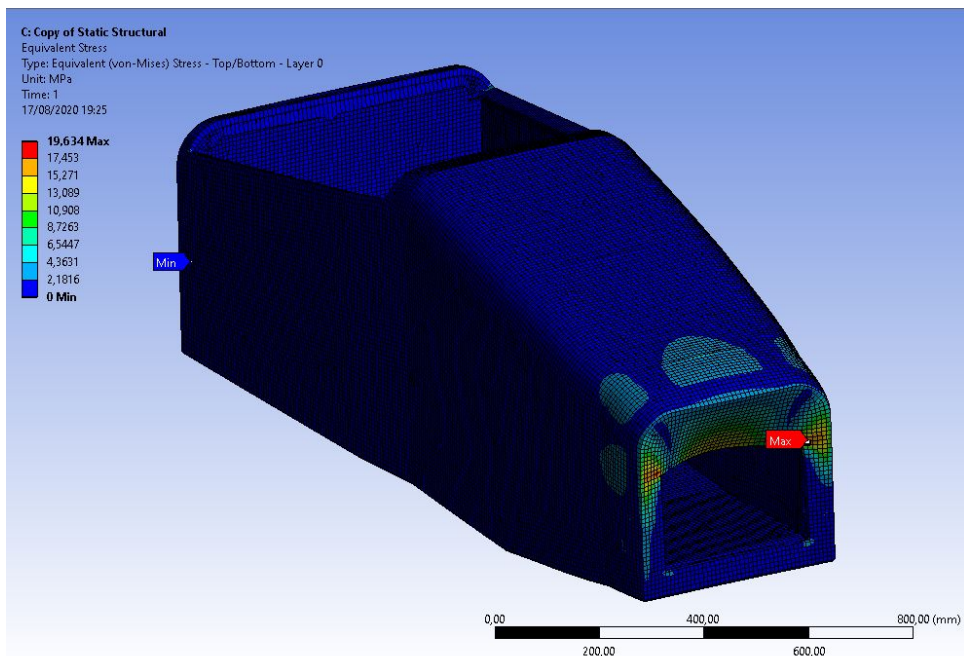


Figura 85. Resultados de los esfuerzos equivalentes del ensayo de impacto frontal del monocasco.

- Dirección principal de esfuerzos

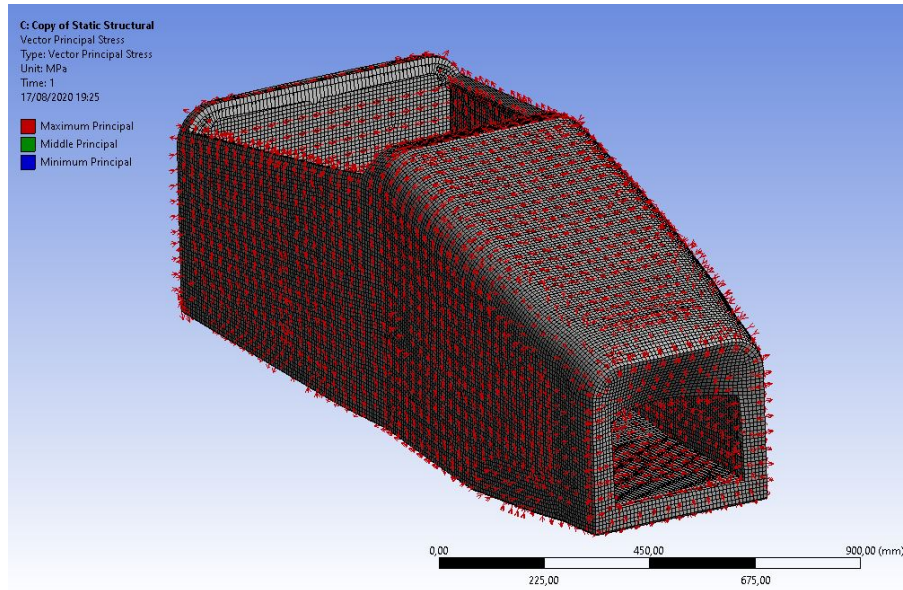


Figura 86. Direcciones principales máximas del ensayo de impacto frontal del monocasco.

- Deformación direccional

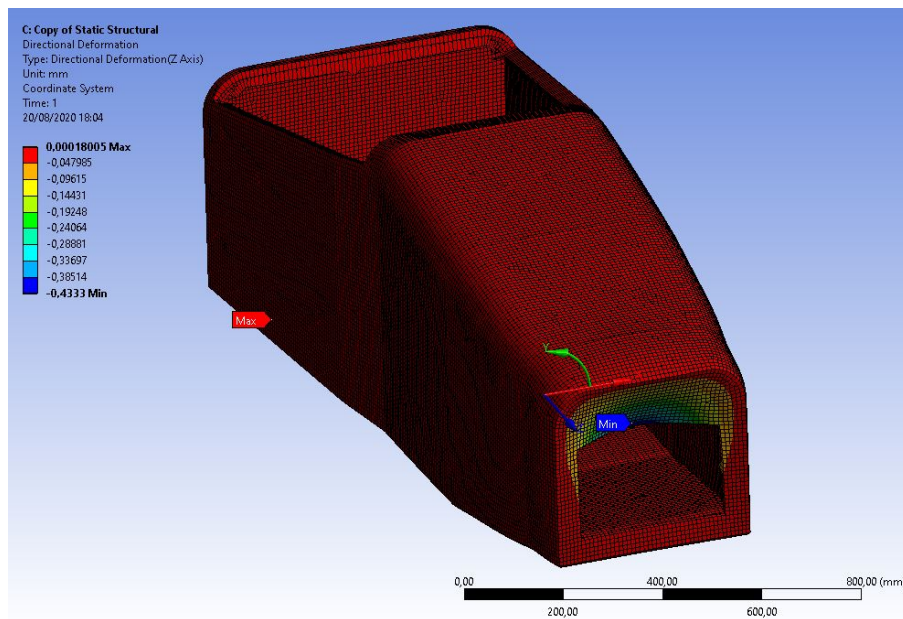


Figura 87. Resultados de la deformación direccional del ensayo de impacto frontal del monocasco.

A la vista de los resultados del impacto frontal, se pueden realizar estas observaciones:

- Según los resultados del *Inverse Reserved Factor*, podemos concluir que el fallo del material es muy poco probable al estar rondando cerca del valor 0 y, por tanto, el propio ANSYS es incapaz de predecir el tipo de fallo que puede ocurrir en el material.

- Según los resultados del *Equivalent Stress (Von-Mises)*, el mayor esfuerzo al que estará sometido el monocasco no es elevado, pero el máximo está aplicado sobre las aristas vivas del hueco del FB, lo cual podría producir grietas en el futuro debido a fatiga.
- A la vista de las direcciones principales máximas, se puede observar que la parte frontal del monocasco (hasta la zona del *Ramp*) estará trabajando bajo esfuerzos de flexión y cortante, mientras que el resto solo trabaja bajo cortante. Habrá que tener esto en cuenta para cuando se quiera optimizar el diseño.
- De los resultados de deformación direccionales, el desplazamiento producido es bastante pequeño para tener que modificar algo de esa zona.

5.1.3. Ensayo de impacto lateral

- Factor de reserva inverso

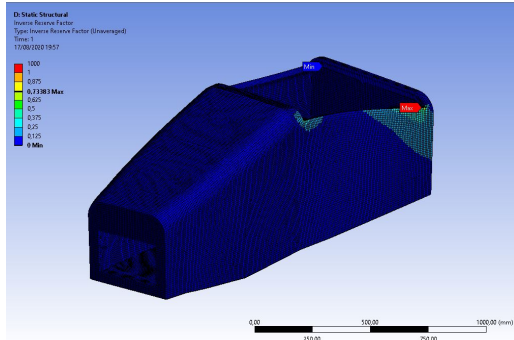


Figura 88. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de impacto lateral del monocasco.

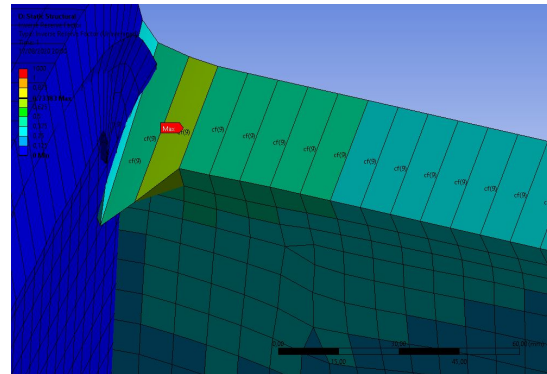


Figura 89. Fallo y capa crítica del ensayo de impacto lateral del monocasco.

- Esfuerzos equivalentes según criterio de Von-Mises

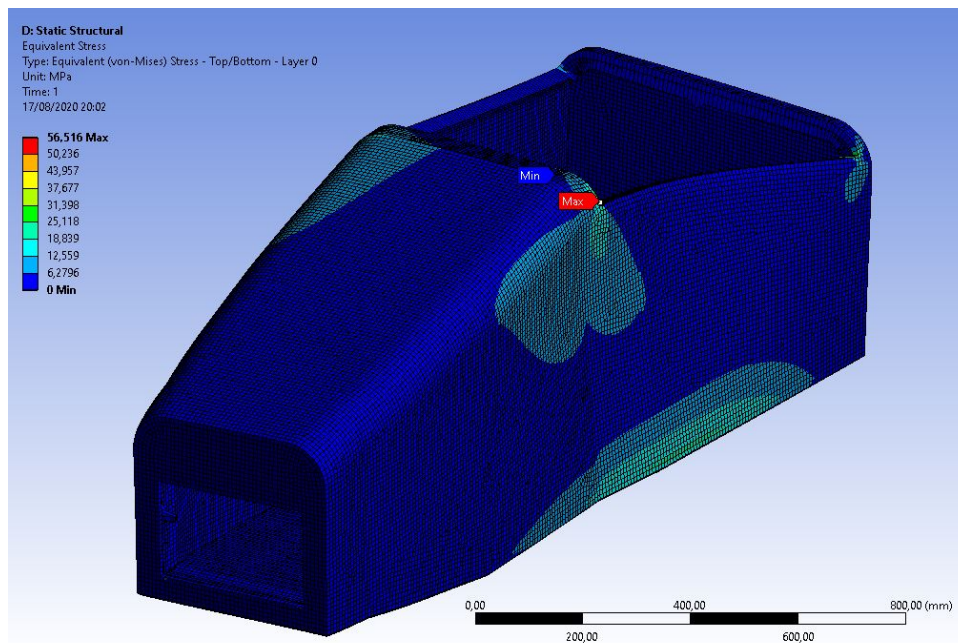


Figura 90. Resultados de los esfuerzos equivalentes del ensayo de impacto lateral del monocasco.

■ Dirección principal de esfuerzos

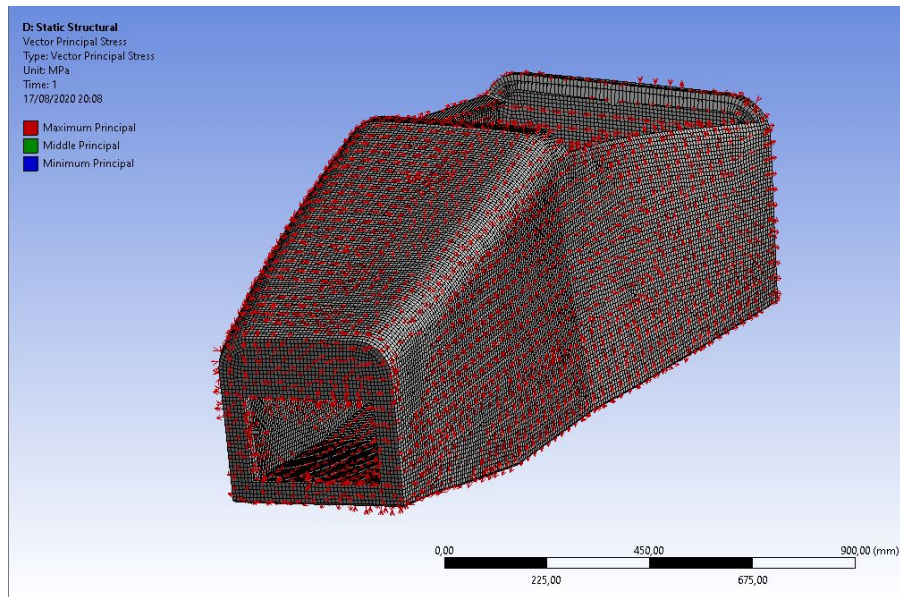


Figura 91. Direcciones principales máximas del ensayo de impacto lateral del monocasco.

■ Deformación direccional

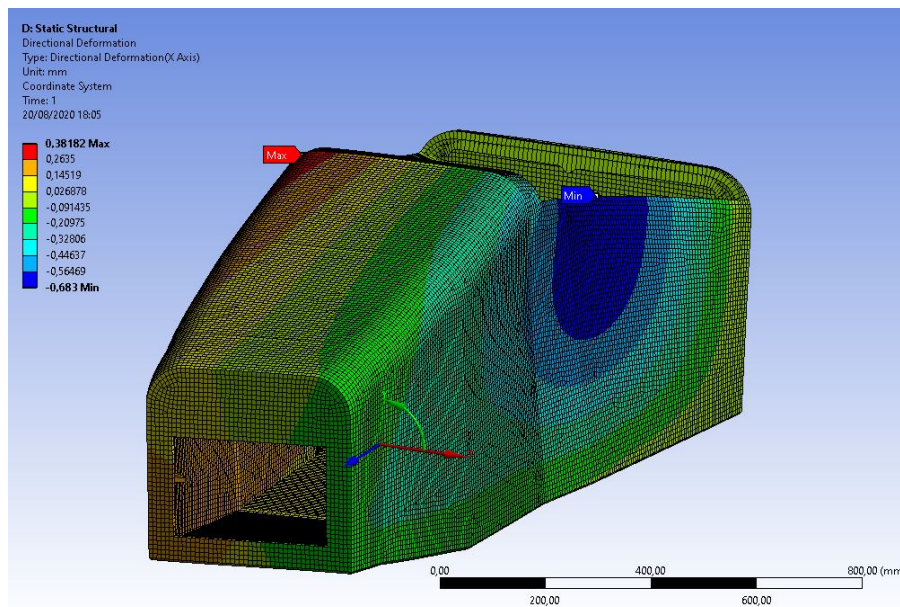


Figura 92. Resultados de la deformación direccional del ensayo de impacto lateral del monocasco.

A la vista de los resultados del impacto lateral, se pueden realizar estas observaciones:

- Según los resultados del *Inverse Reserved Factor*, podemos concluir que el fallo del material no está asegurado, pero, si ocurriese, se produciría en la capa nº9 (contada desde el exterior al interior del panel sándwich) siendo este un fallo del núcleo del panel sándwich, debido al mismo motivo explicado en el ensayo de torsión.
- Según los resultados del *Equivalent Stress (Von-Mises)*, el mayor esfuerzo al que estará sometido el monocasco es considerable, pero sin pueda llegar a resultar como fallo del material, y el máximo está aplicado en la zona de unión del SI izquierdo con la zona del RB.
- A la vista de las direcciones principales máximas, se puede concluir que la mayoría del monocasco estará trabajando bajo esfuerzos de flexión y cortante, a excepción del FB, que solo trabaja a cortante. El motivo de esto es debido al punto de aplicación de la fuerza y el momento que genera la reacción del apoyo fijo.
- De los resultados de deformación direccional, se verifica que los desplazamientos son muy bajos, lo que implica que está bien ya que es una zona vital en términos de seguridad del piloto.

5.2. Resultados de la parte tubular

Para la zona tubular del chasis, se utilizarán solo 2 de los criterios de fallo anteriores: El criterio de esfuerzo máximo (Rankine) y el de von-Mises. Esto se debe a que el material a estudiar es isotrópico, el cual facilitará detectar fallos del material.

Estos fallos se revisarán a través de los esfuerzos axiales, flectores y combinados. Y los resultados de las deformaciones servirán para volver a calcular la rigidez torsional y verificar que no se produzcan desplazamientos muy grandes.

5.2.1. Ensayo de torsión

- Esfuerzo axial

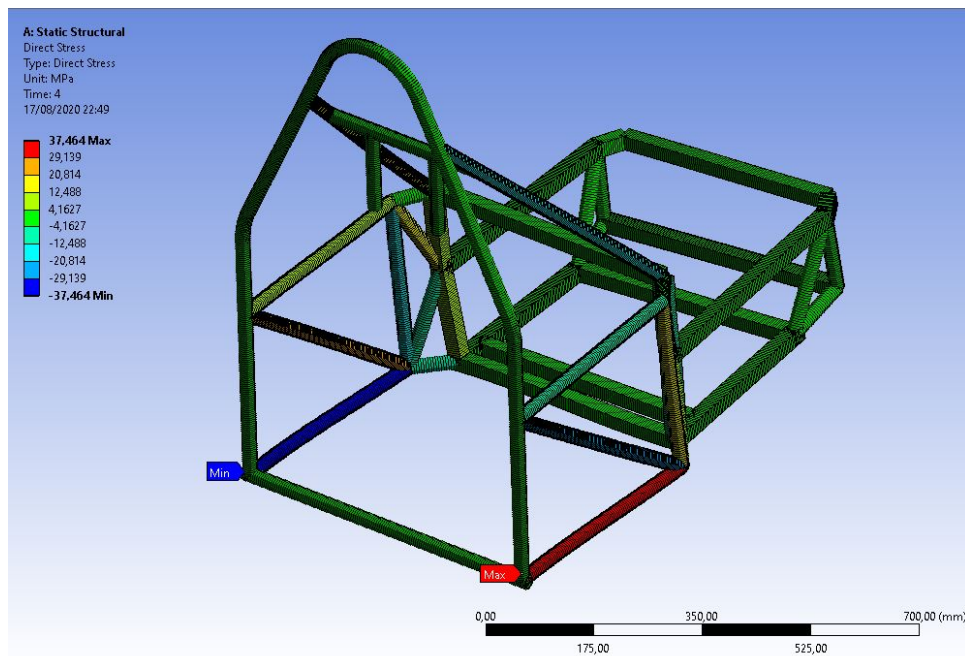


Figura 93. Resultados de los esfuerzos axiales del ensayo de torsión de la zona tubular.

■ Esfuerzo flector

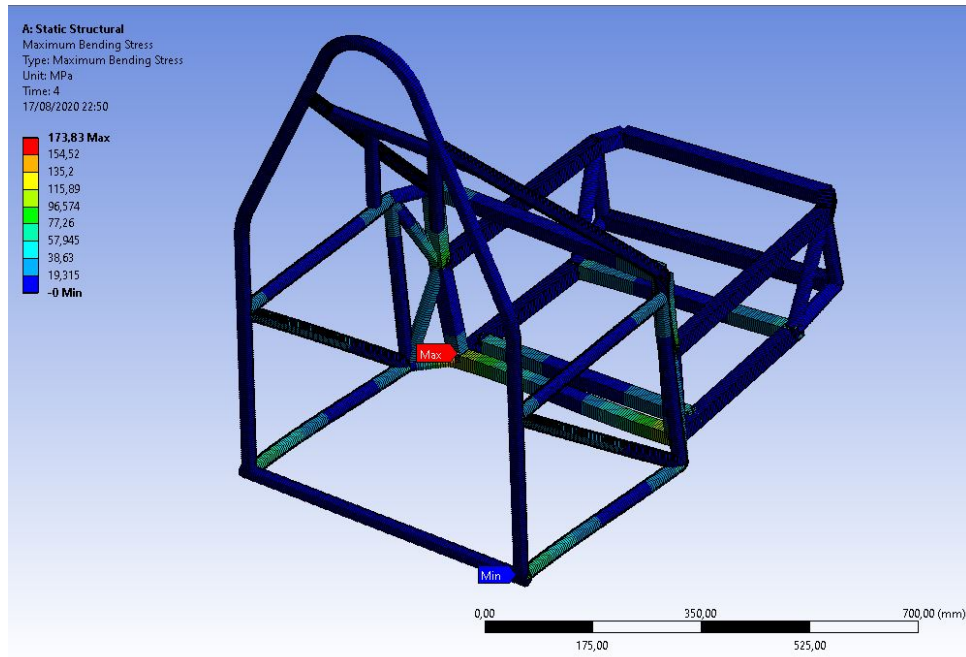


Figura 94. Resultados de los esfuerzos flectores del ensayo de torsión de la zona tubular.

■ Esfuerzo combinado

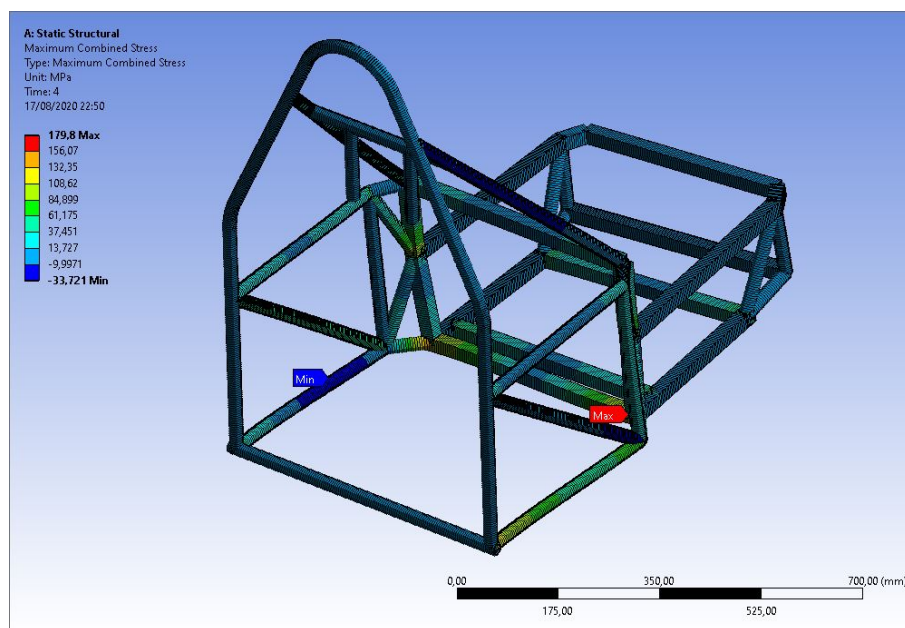


Figura 95. Resultados de los esfuerzos combinados del ensayo de torsión de la zona tubular.

■ Deformación direccional

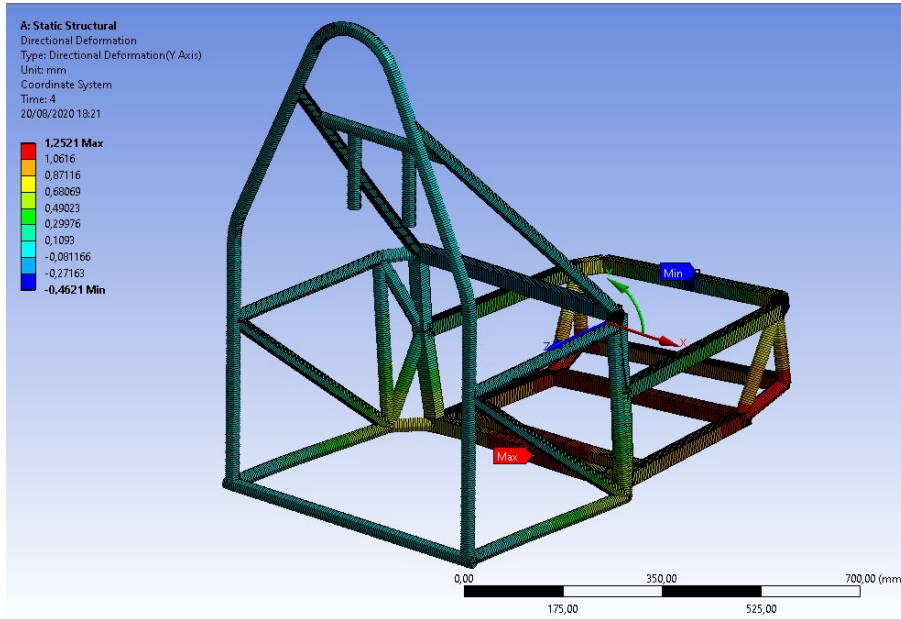


Figura 96. Resultados de la deformación direccional del ensayo de torsión de la zona tubular.

A la vista de los resultados obtenidos del ensayo de torsión, sacamos la siguiente información:

- Tanto los esfuerzos axiales, flectores ni combinados superan el límite elástico del material, por tanto, podemos asegurar que no sufrirá fallo alguno.
- Con el resultado de la deformación direccional, se podrá calcular la rigidez torsional de la misma manera que se calculó para el monocasco:

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,22}{\tan^{-1}\left(\frac{1,2521}{172,5}\right)} ; K_T = 1852 \text{ Nm/}^\circ$$

Si se vuelve a comparar este valor con la tabla mostrada en la sección anterior, el coche URE03 siendo tubular tiene una rigidez torsional con valores superiores lo que se ha obtenido. Esto se debe ya que la normativa es menos estricta con esta zona, por lo tanto, se han considerado secciones transversales más pequeñas para ahorrar peso en la parte trasera.

5.2.2. Ensayo de impacto trasero

■ Esfuerzo axial

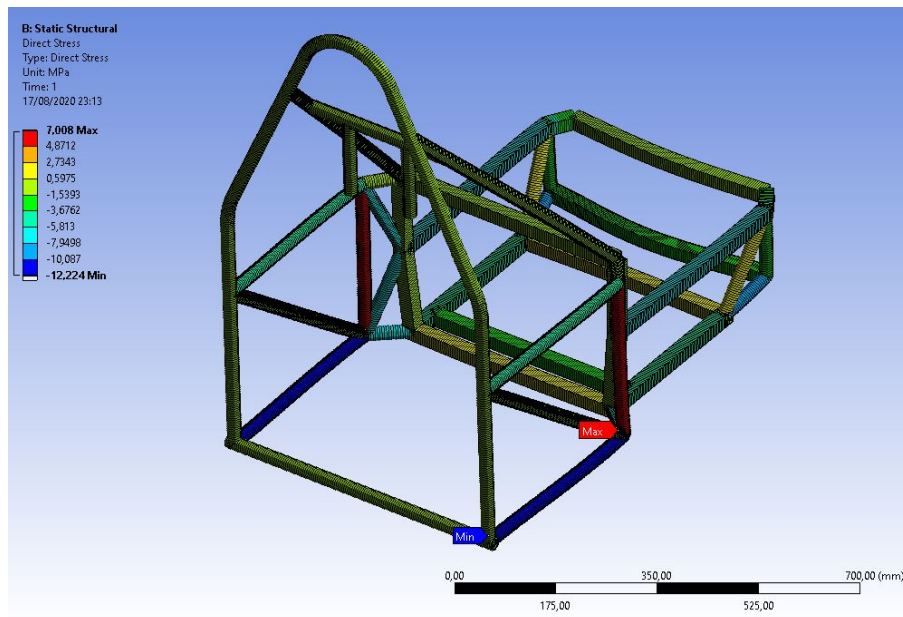


Figura 97. Resultados de los esfuerzos axiales del ensayo de impacto trasero de la zona tubular.

■ Esfuerzo Flector

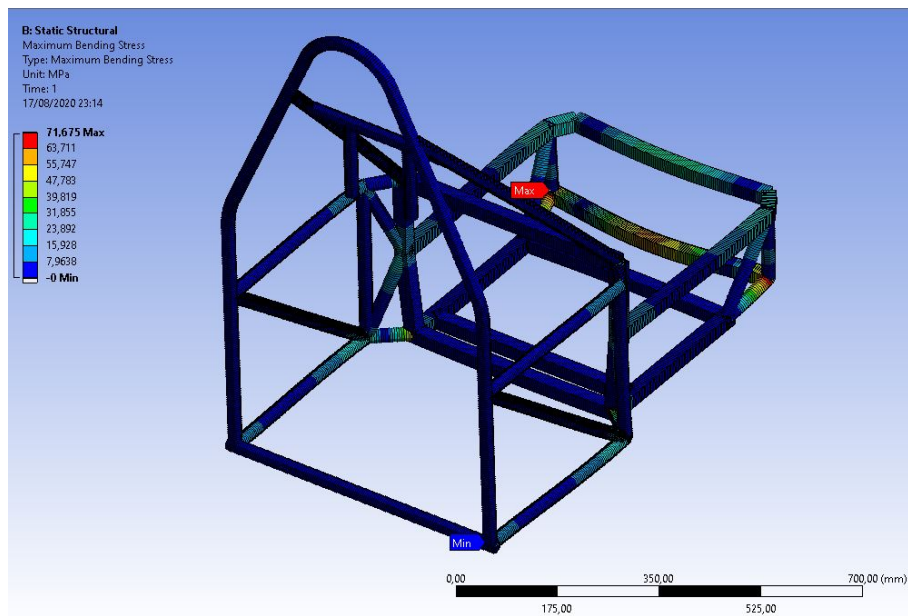


Figura 98. Resultados de los esfuerzos flectores del ensayo de impacto trasero de la zona tubular

■ Esfuerzo combinado

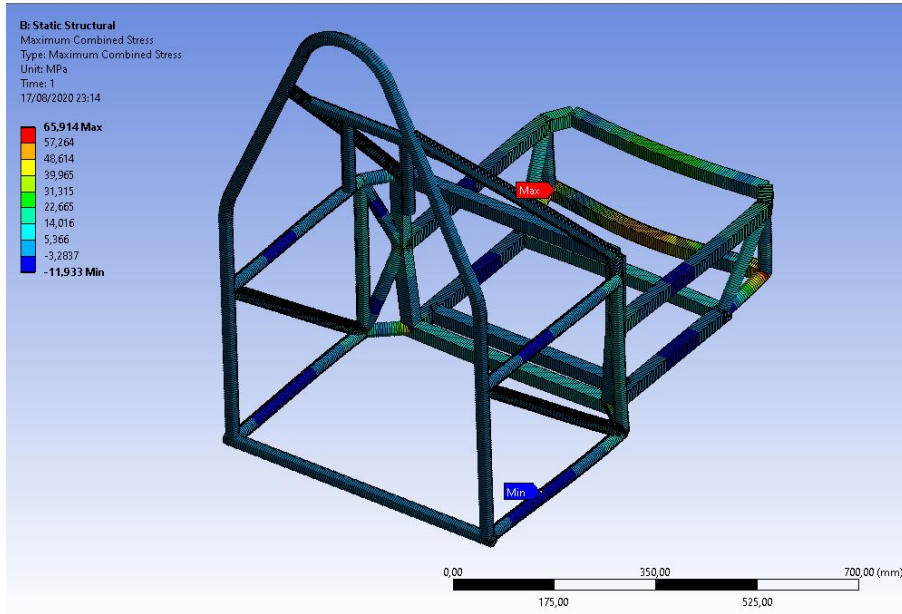


Figura 99. Resultados de los esfuerzos combinados del ensayo de impacto trasero de la zona tubular.

■ Deformación direccional

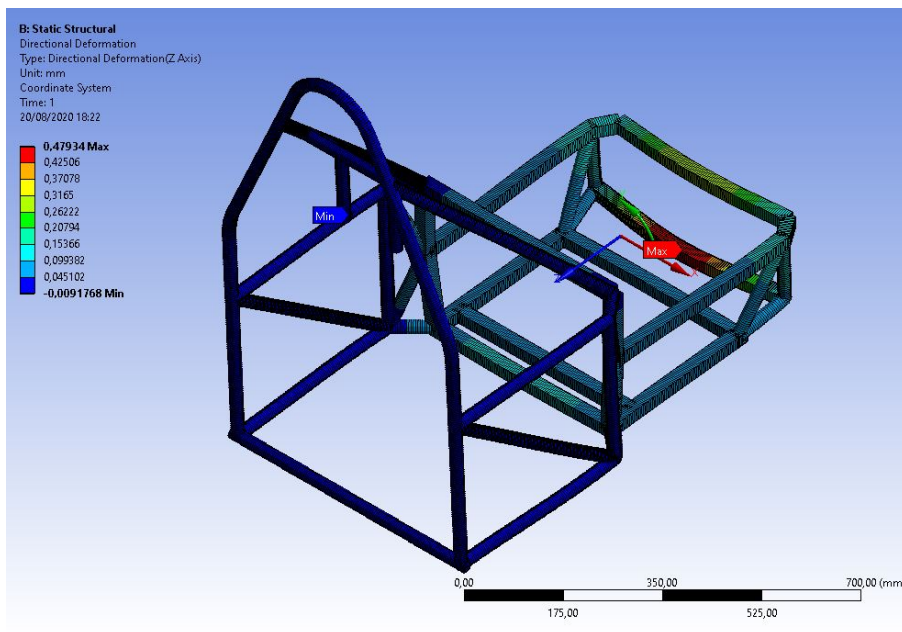


Figura 100. Resultados de la deformación direccional del ensayo de impacto trasero de la zona tubular.

A la vista de los resultados obtenidos del ensayo de impacto trasero:

- Como en el ensayo anterior, tanto los esfuerzos axiales, flectores ni combinados superan el límite elástico del material, por tanto, podemos asegurar que no sufrirá fallo alguno.
- El resultado de la deformación direccional indica que se producen deformaciones bajas, por tanto, se puede dar por valido el diseño.

5.2.3. Ensayo de impacto lateral

- Esfuerzo axial

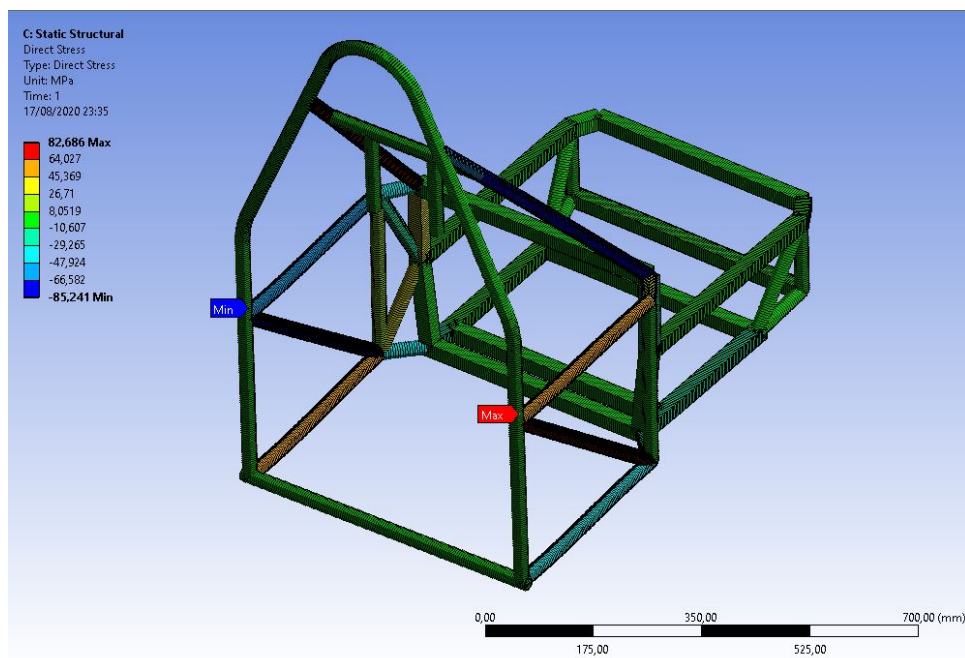


Figura 101. Resultados de los esfuerzos axiales del ensayo de impacto lateral de la zona tubular.

■ Esfuerzo flector

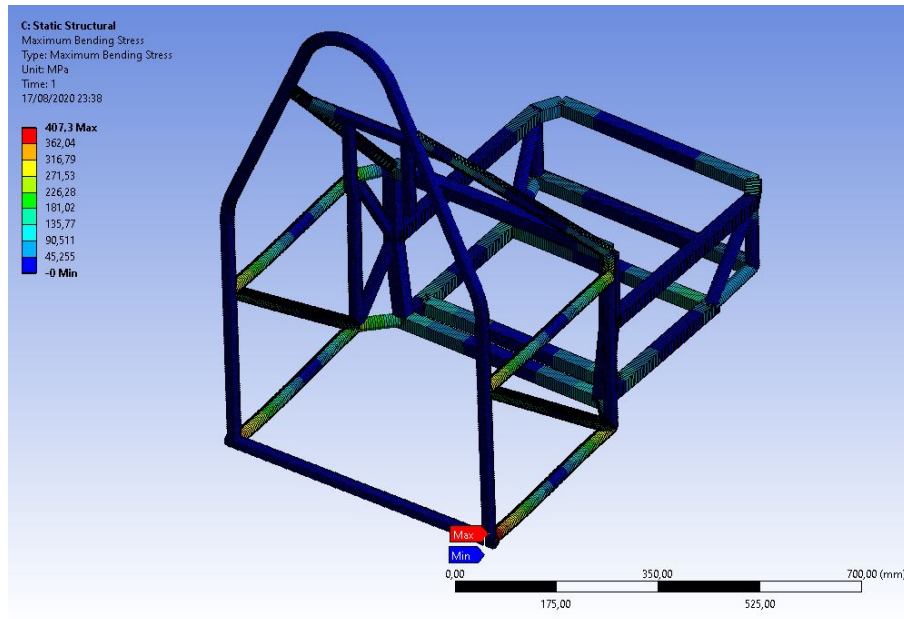


Figura 102. Resultados de los esfuerzos flectores del ensayo de impacto lateral de la zona tubular.

■ Esfuerzo combinado

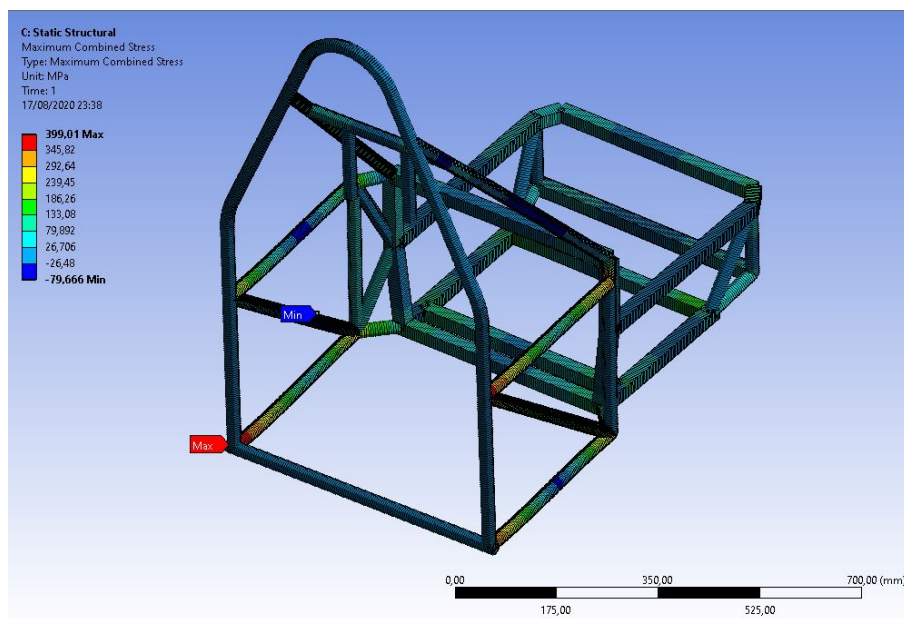


Figura 103. Resultados de los esfuerzos combinados del ensayo de impacto lateral de la zona tubular.

■ Deformación direccional

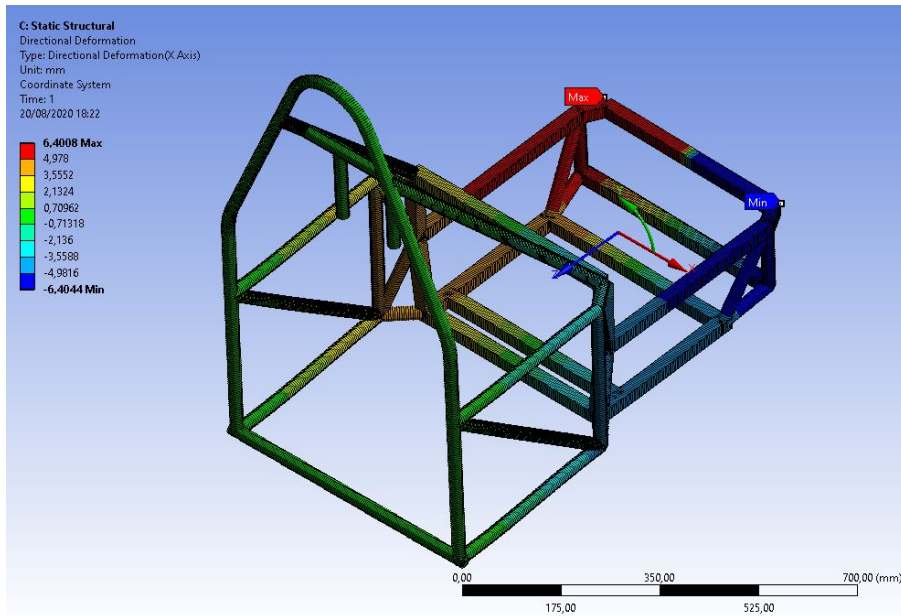


Figura 104. Resultados de la deformación direccional del ensayo de impacto lateral de la zona tubular.

A la vista de los resultados obtenidos del ensayo de impacto lateral:

- Los esfuerzos axiales no superan el límite elástico, pero, los esfuerzos flectores y combinados si lo superan el límite elástico del material, por lo tanto, habrá fallo del material. Sin embargo, el material no sufrirá roturas ya que no se llega a superar la tensión de ruptura y, como el ensayo no es un requerimiento de la normativa, sino del equipo para comprobar la seguridad de los componentes de su interior, se aceptará el diseño. Si el chasis sufre un impacto de esa magnitud en esa zona, no romperá, pero no se podrá volver a utilizarlo.
- El resultado de la deformación direccional indican deformaciones superiores a 5mm a ambos lados de la zona tubular en la zona de los enganches que lo único que alberga en su interior es la transmisión del vehículo, habiendo margen suficiente para que este no acabe dañado y poder a volver a utilizarlo.

5.3. Resultados de los enganches

Finalmente, para los enganches del monocasco con la parte trasera tubular, se utilizarán los mismos 2 criterios de fallo que en la pasada sección debido a que será fabricado a partir del mismo material que la estructura tubular.

Estos fallos se revisarán a través de los esfuerzos equivalentes y las direcciones principales máximas, y los resultados de las deformaciones servirán para verificar que no se produzcan desplazamientos muy grandes.

5.3.1. Ensayo de flexión

- Esfuerzo equivalente

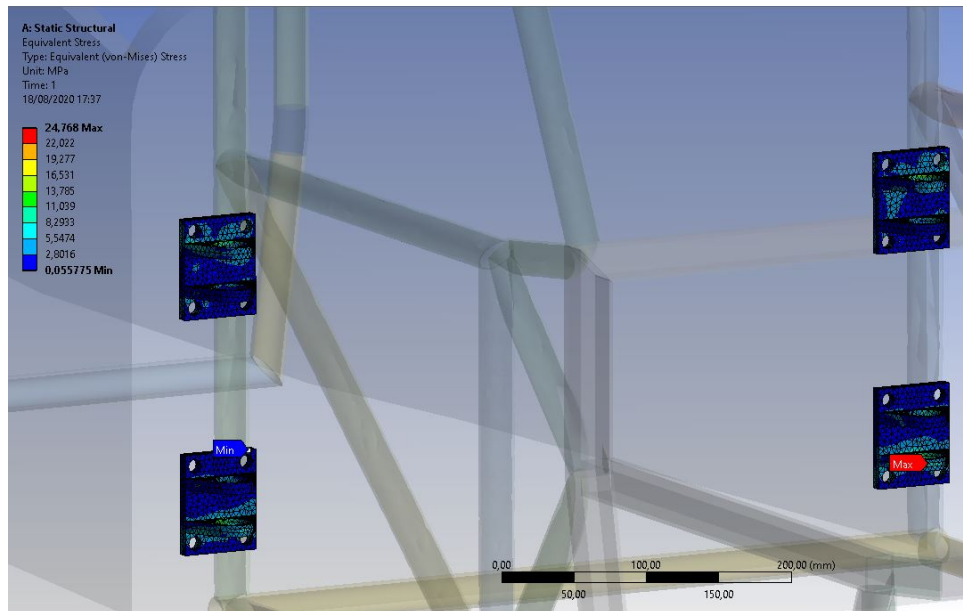


Figura 105. Resultados de los esfuerzos equivalentes del ensayo de flexión de los enganches.

■ Direcciones principales máximas

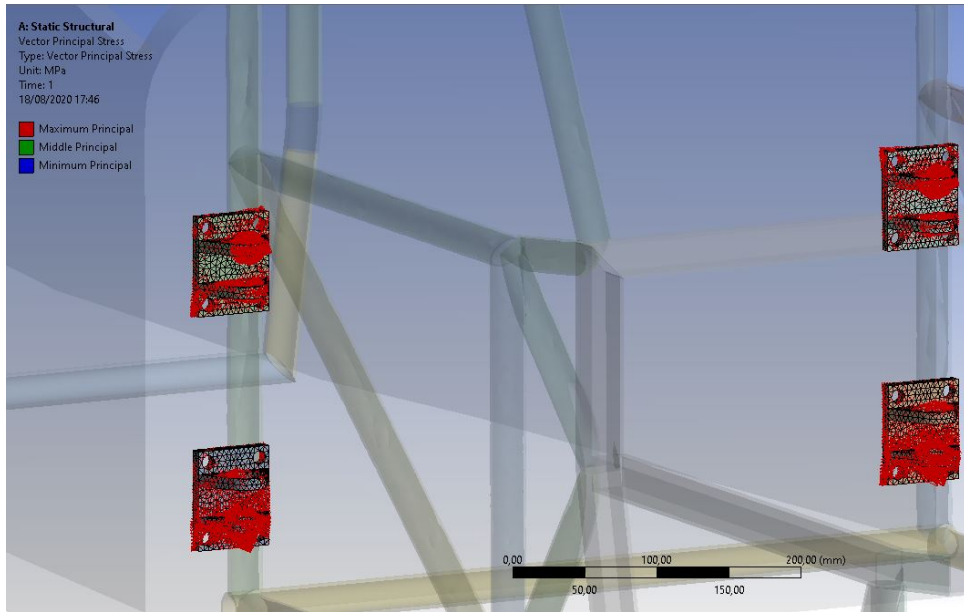


Figura 106. Resultados de las direcciones principales máximas del ensayo de flexión de los enganches.

■ Deformación direccional

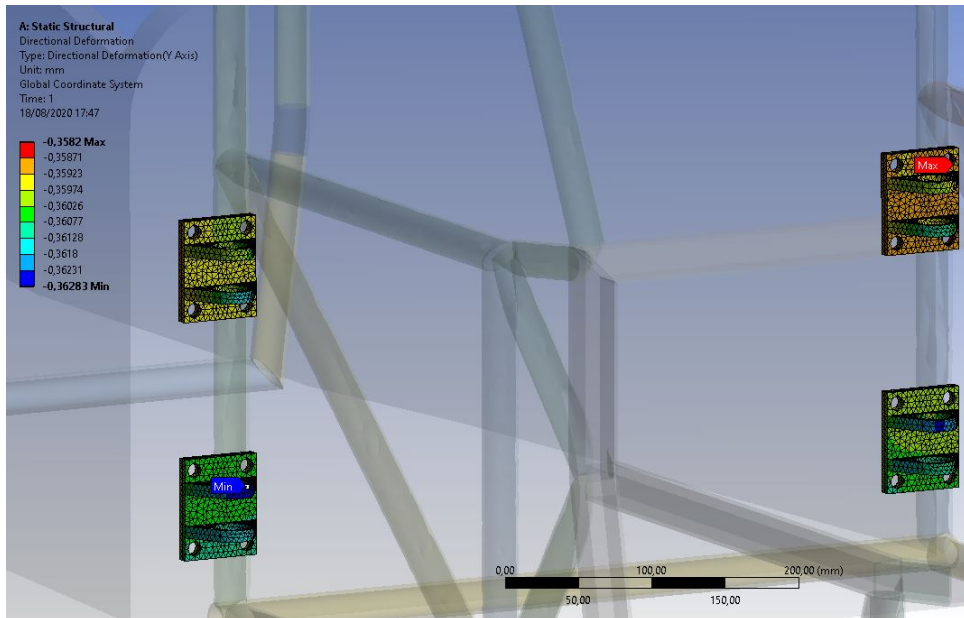


Figura 107. Resultados de las deformaciones direccionales del ensayo de flexión de los enganches.

A la vista de los resultados obtenidos del ensayo de flexión:

- Los esfuerzos equivalentes son bastante bajos en relación con el límite elástico del material, así que no supondrá ningún problema estructural a la hora de seguir añadiendo peso al chasis.
- Las direcciones principales máximas indican que los soportes superiores del tubo de los enganches superiores y los soportes inferiores del tubo de los enganches inferiores sufrirán los máximos esfuerzos de flexión, mientras que el resto trabajarán bajo esfuerzos cortantes. Esto tiene coherencia ya que los soportes de los tubos sufrirán la misma deflexión que los tubos, mientras que el resto del enganche se verán sometidos a esfuerzos cortantes.
- El resultado de la deformación direccional muestra deformaciones bajas lo cual indica que el diseño no dará problemas.

5.3.2. Ensayo de torsión

- Esfuerzo equivalente

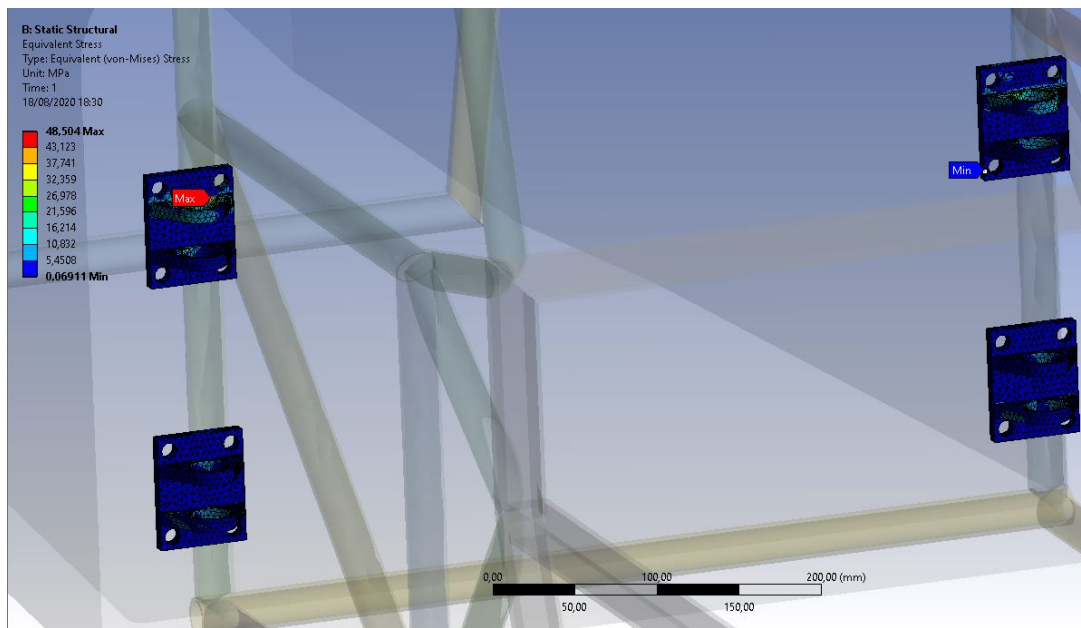


Figura 108. Resultados de los esfuerzos equivalentes del ensayo de torsión de los enganches.

■ Direcciones principales máximas

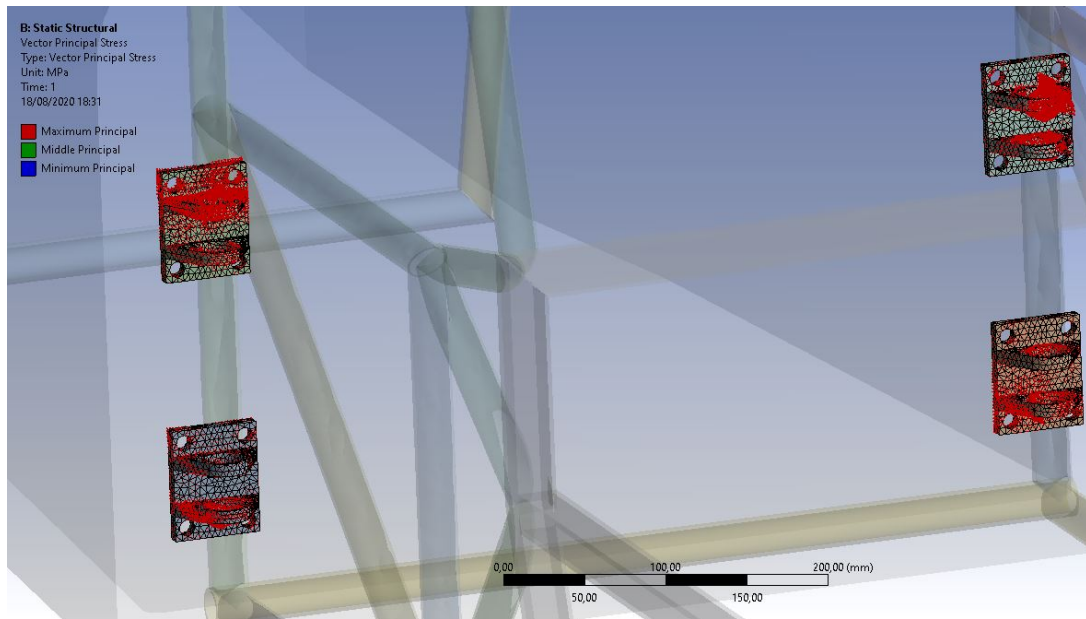


Figura 109. Resultados de las direcciones principales máximas del ensayo de torsión de los enganches.

■ Deformación direccional

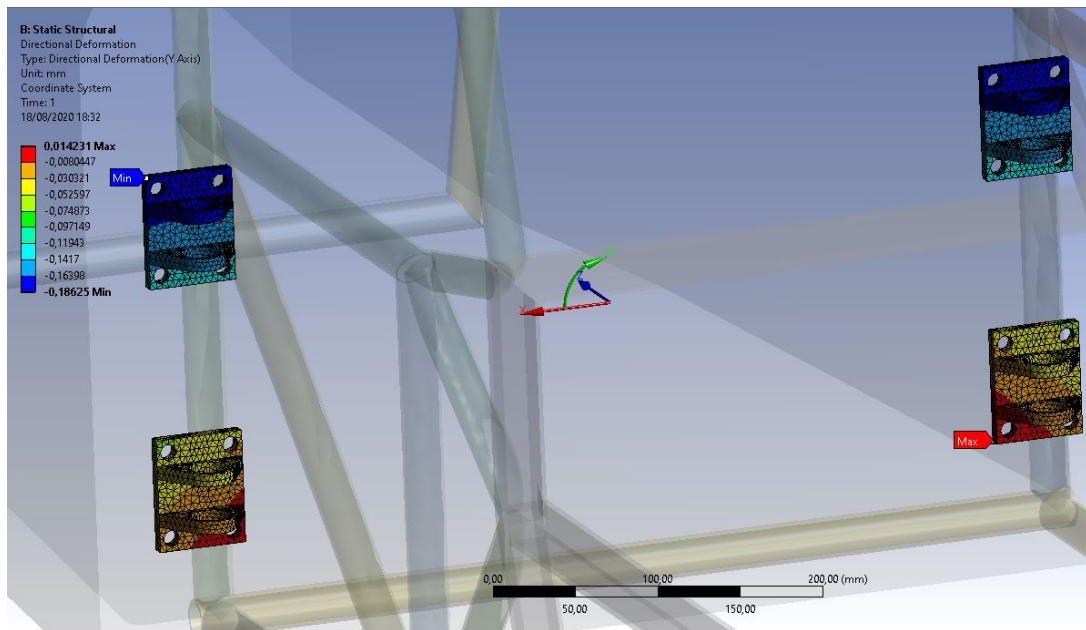


Figura 110. Resultados de las deformaciones direccionales del ensayo de torsión de los enganches.

A la vista de los resultados obtenidos del ensayo de torsión:

- Los esfuerzos equivalentes siguen siendo bajos en relación con el límite elástico del material, así que no supondrá ningún problema estructural al someterlo al peor caso de torsión del chasis.
- Las direcciones principales máximas señala que los máximos esfuerzos de flexión estarán en los soportes superiores del tubo de los enganches superiores. Esto mantiene correlación con los resultados esperados debido a que son las zonas donde mayor deflexión ocurre en la estructura tubular, ocasionando reacciones más elevadas.
- El resultado de la deformación direccional muestra deformaciones muy bajas lo cual indica que el diseño no dará problemas.

5.3.3. Ensayo de impacto lateral

- Esfuerzo equivalente

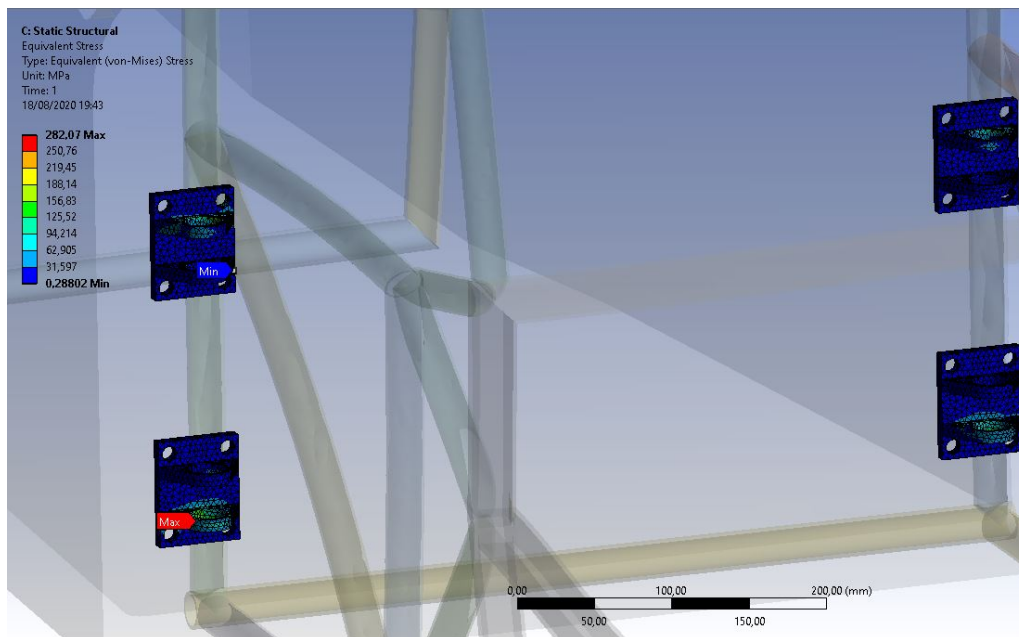


Figura 111. Resultados de los esfuerzos equivalentes del ensayo de torsión de los enganches.

■ Direcciones principales máximas

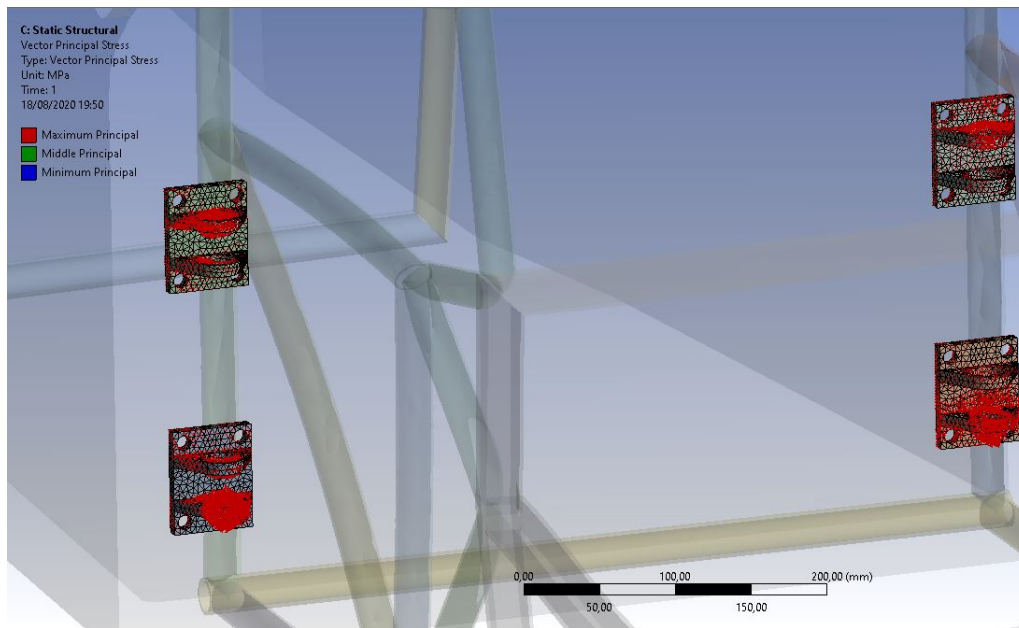


Figura 112. Resultados de las direcciones principales máximas del ensayo de torsión de los enganches.

■ Deformación direccional

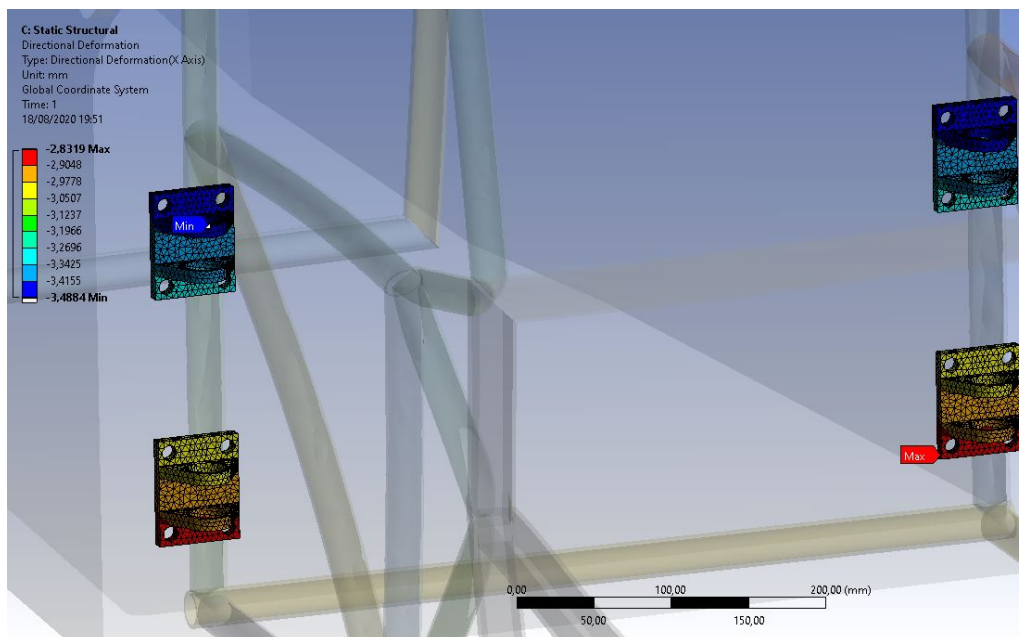


Figura 113. Resultados de las deformaciones direccionales del ensayo de torsión de los enganches.

Con los resultados obtenidos del ensayo de impacto lateral, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- Los esfuerzos equivalentes son considerables, pero, al seguir por debajo del límite elástico, debería no llegar a sufrir fallo del material.
- Las direcciones principales máximas señala que sufrirá flexores tanto en los enganches superiores como inferiores, siendo mayores en los inferiores, mientras que los esfuerzos cortantes estarán centrados en las caras laterales.
- El resultado de la deformación direccional muestra el valor medio de los desplazamientos que sufren tanto el monocasco como la parte tubular en los impactos laterales, llegando a concluir que el diseño de los enganches de adecuado.

5.4. Masa del chasis

Ahora se calculará la masa estimada del chasis para poder compararlo con la masa del IFS-03 que es aproximadamente de 41 Kg Para el cálculo de la masa del monocasco, se utilizará la superficie calculada por *ANSYS-Mechanical* y se multiplicará por el espesor de panel sándwich y por la densidad del panel sándwich, que deberá ser calculada.

$$\rho_{P.S.} = \frac{5 \cdot \rho_{CFRP} + 25 \cdot \rho_{Honeycomb}}{30} = 279,2 \text{ Kg/m}^3 \quad (4)$$

$$M_{monocasco} = \frac{3057700 \text{ mm}^2 \cdot 30 \text{ mm}}{10^{-9} \text{ m}^3/\text{m}^3} \cdot \rho_{P.S.} = 25,6 \text{ Kg} \quad (5)$$

Para el cálculo de la masa de la parte tubular se hará a través del programa *SolidWorks*.

$$M_{tubular} = 16,1 \text{ Kg} \quad (6)$$

Finalmente, para el cálculo de la masa de los enganches se hará a través del programa *SolidWorks*.

$$M_{enganches} = 1,2 \text{ Kg} \quad (7)$$

La masa total de este chasis será de 42.9 Kg. Si se compara a la masa del chasis del IFS-03, que es de 41 Kg, se puede verificar que el peso ha aumentado, lo cual indica que el modelo puede ser optimizado ya que uno de los objetivos de utilizar este tipo de materiales es de reducir el peso del chasis.

Capítulo 6

Optimización del diseño

En este capítulo se buscará optimizar el apartado del monocasco basado en la comparativas de masas entre el chasis IFS-03 y el de este proyecto, ya que es más fácil modificar las especificaciones del material compuesto.

6.1. 1ª Iteración

6.1.1. Modificación del material

Se empezará con la modificación de los espesores del panel sándwich. Se pasará a un CFRP $[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, -45^\circ, 0^\circ]$ de 0.3mm de espesor de cada lámina, y el honeycomb será de espesor de 22mm.

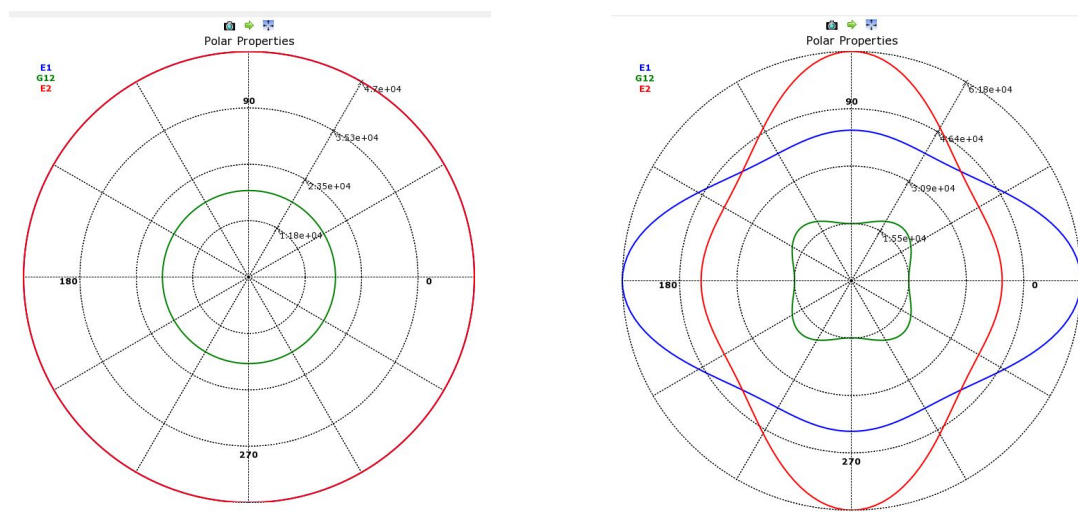


Figura 114. Comparación de propiedades del CFRP (1ª Iteración).

Según las figuras anteriores, las propiedades del CFRP con esta configuración dejará de ser uniforme en todas las direcciones, pero proporcionará las propiedades mecánicas necesarias

para cada caso en las direcciones donde sus valores son máximos (tracción y compresión a 0° y 90° , y cortante a 45° y -45°)

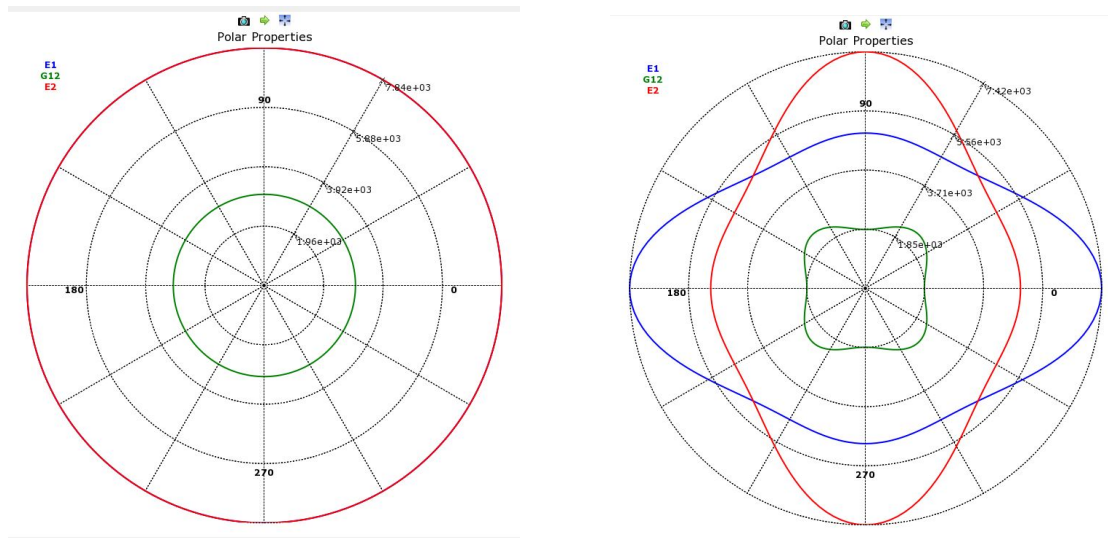


Figura 115. Comparación de propiedades del panel sándwich (1ª Iteración).

Lo mismo ocurre con para las propiedades mecánicas del panel sándwich.

6.1.2. Análisis de resultados

Tras modificar el material del monocasco, se volverán a realizar los mismos ensayos que los iniciales y se comprobarán 4 resultados: los factores de reservas inversos de los 3 ensayos y la deformación direccional del ensayo de torsión. Solo interesarán estos para verificar si la nueva disposición de los materiales sufrirá algún tipo de fallo (utilizando los mismos criterios de fallo que en el ensayo anterior), y para volver a calcular la rigidez torsional del monocasco.

- Ensayo de torsión: factor de reserva inverso

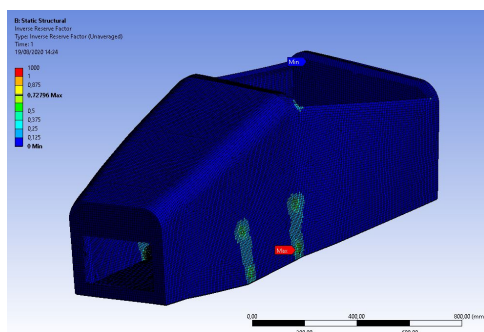


Figura 116. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de torsión del monocasco.

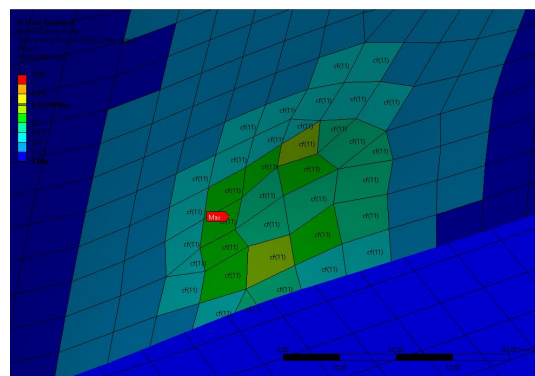


Figura 117. Fallo y capa crítica del ensayo de torsión del monocasco.

■ Ensayo de torsión: deformación direccional

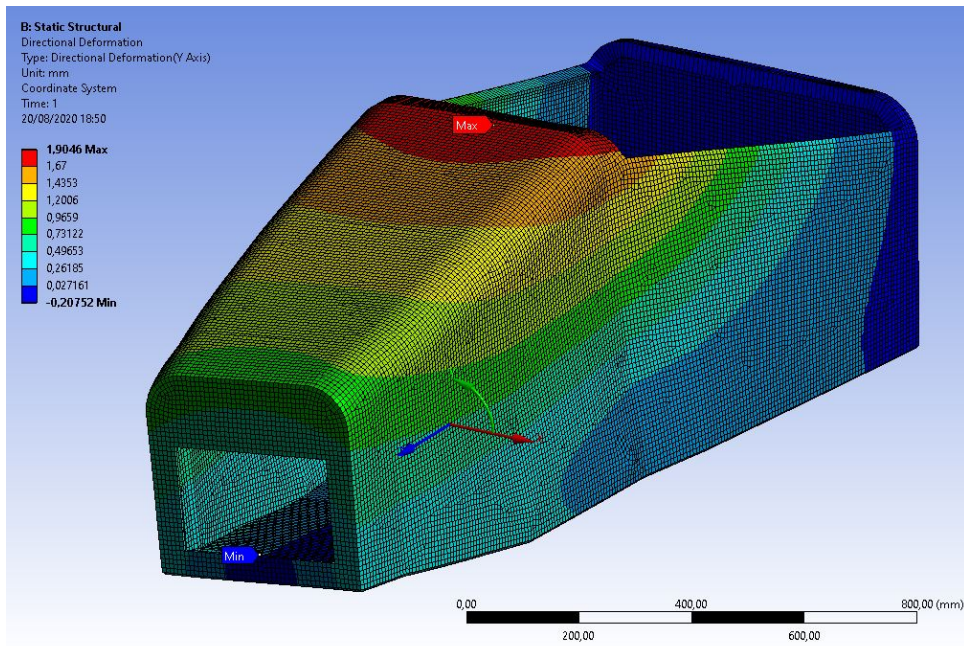


Figura 118. Resultados de la deformación direccional del ensayo de torsión del monocasco.

■ Ensayo de impacto frontal: factor de reserva inverso

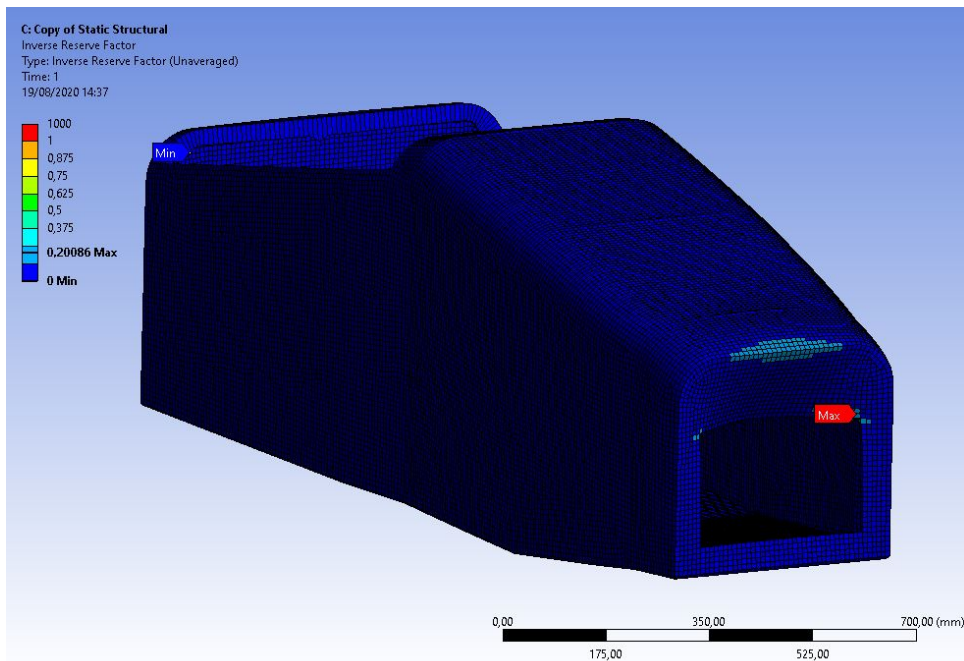


Figura 119. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de impacto frontal del monocasco.

- Ensayo de impacto lateral: factor de reserva inverso

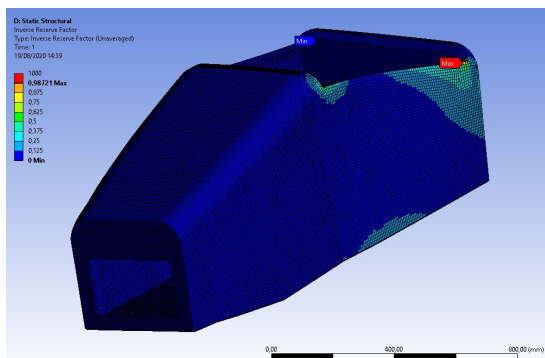


Figura 120. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de impacto lateral del monocasco.

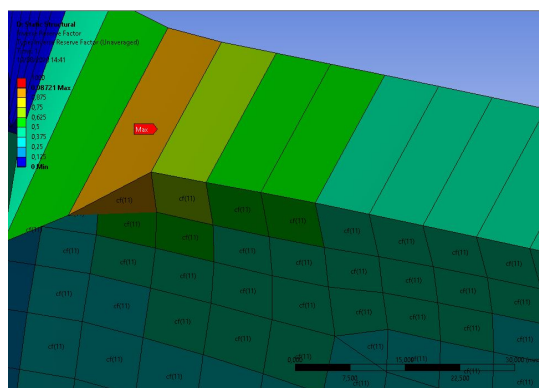


Figura 121. Fallo y capa crítica del ensayo de impacto lateral del monocasco.

Viendo los nuevos resultados obtenidos, se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- Con los resultados de la deformación direccional, se volverá a calcular la rigidez torsional del monocasco.

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,2525}{\tan^{-1}\left(\frac{1,9046}{480}\right)} ; K_T = 3888 \text{ Nm/}^\circ$$

Este valor de rigidez aun siendo mucho menor que el obtenido en el primer ensayo, sigue siendo un valor aceptable comparándolo con los valores del equipo de *University Racing Eindhoven*.

- En el ensayo de impacto frontal, el factor de reserva inverso es muy bajo, lo que indica que la probabilidad de fallo en esa zona es muy baja. En el de torsión, el número máximo es más alto, pero sin sobrepasar el valor de 1. El fallo podría ocurrir en la lámina nº 11, teniendo más probabilidades de ser un fallo del núcleo. Y en el caso de impacto lateral, el factor de reserva inverso es demasiado elevado, por lo tanto, no se puede asegurar que no vaya a sufrir un fallo del núcleo en la lámina nº 11.

6.1.3. Masa del monocasco

Se realizará el cálculo de la masa del monocasco de la misma manera que antes. Se volverá a calcular la densidad del panel sándwich:

$$\rho_{P.S.} = \frac{3 \cdot \rho_{CFRP} + 22 \cdot \rho_{Honeycomb}}{25} = 211,4 \text{ Kg/m}^3 \quad (8)$$

La nueva masa del monocasco es:

$$M_{tubular} = 18,5 \text{ Kg} \quad (9)$$

Se ha conseguido reducir la masa 7.3 Kg lo cual es un gran resultado, pero debido al resultado de factor de reserva inverso del ensayo de impacto lateral, se volverá a modificar los espesores de los materiales para conseguir bajar el valor máximo.

6.2. 2ª Iteración

En esta iteración, se volverá a modificar los espesores de las pieles y el núcleo del panel sándwich, mientras que también se cambiará la disposición del CFRP.

6.2.1. Modificación del material

Se volverán a modificar los espesores del panel sándwich. Se pasará a un CFRP $[0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, -45^\circ, 0^\circ]$ s de 0.165mm de espesor de cada lámina, mientras que el honeycomb será ahora de 23.5mm de espesor. Se ha decidido esto en base al tipo de fallo analizado en el factor de reserva máximo del ensayo de impacto lateral de la iteración anterior.

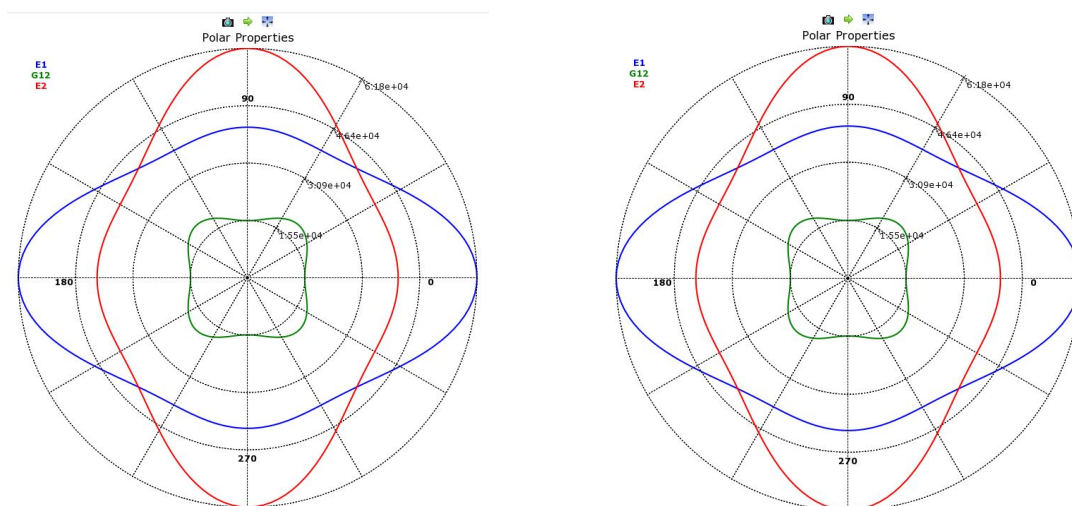


Figura 122. Comparación de propiedades del CFRP (2ª Iteración).

Debido a la simetría de la orientación de las láminas, las propiedades del CFRP no variaran en función del ángulo de orientación.

Sin embargo, los valores de las propiedades del panel sándwich disminuyen respecto a la pasada iteración debido al aumento del espesor de panel sándwich.

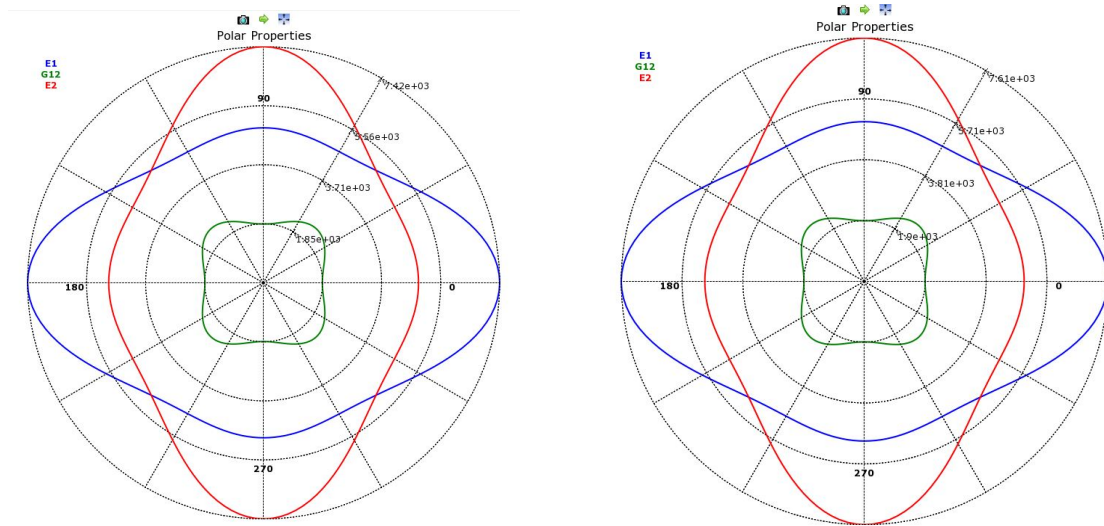


Figura 123. Comparación de propiedades del panel sándwich (2ª Iteración).

6.2.2. Análisis de resultados

Tras modificar el material del monocasco, se volverán a realizar los mismos ensayos que los iniciales y se comprobarán 4 resultados: los factores de reservas inversos de los 3 ensayos y la deformación direccional del ensayo de torsión. Solo interesarán estos para verificar si la nueva disposición de los materiales sufrirá algún tipo de fallo (utilizando los mismos criterios de fallo que en el ensayo anterior), y para volver a calcular la rigidez torsional del monocasco.

- Ensayo de torsión: factor de reserva inverso

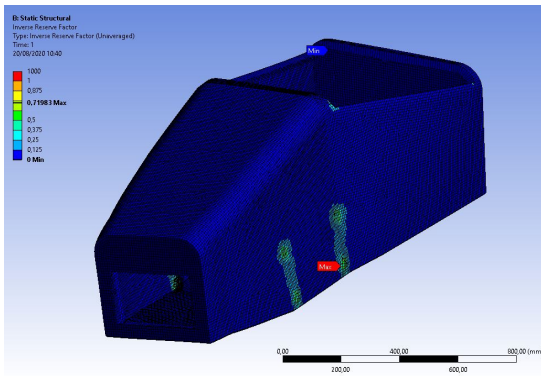


Figura 124. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de torsión del monocasco.

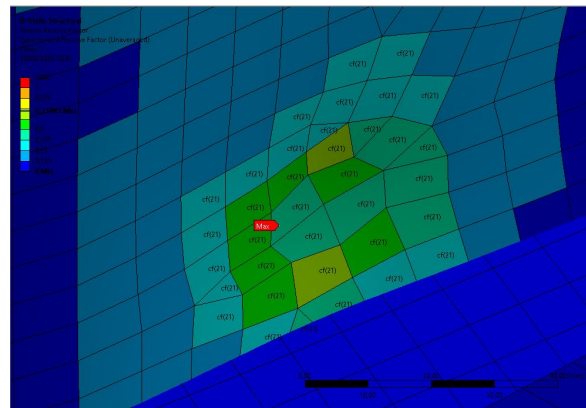


Figura 125. Fallo y capa crítica del ensayo de torsión del monocasco.

■ Ensayo de torsión: deformación direccional

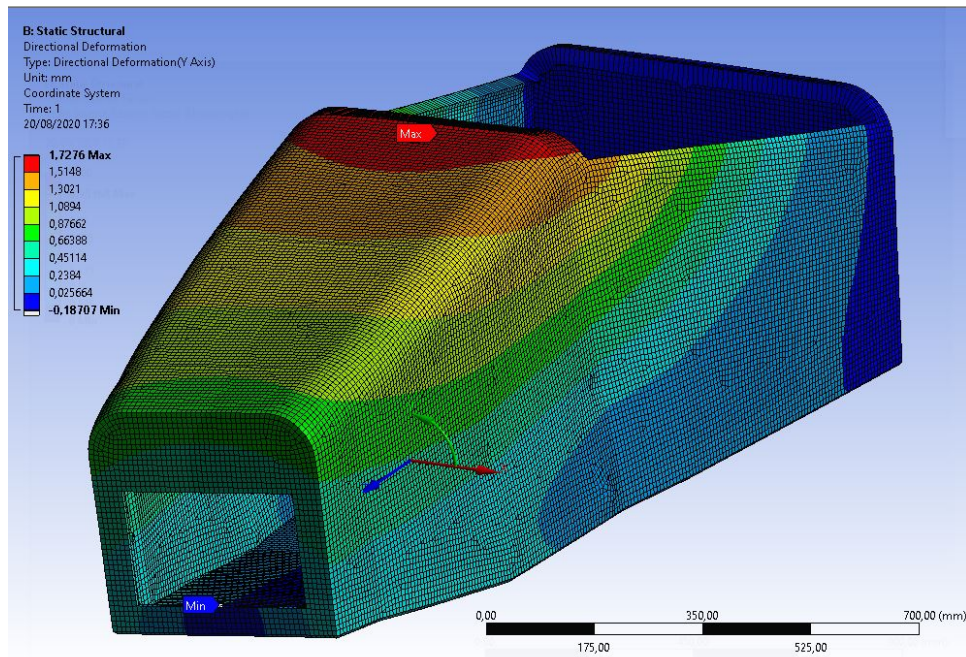


Figura 126. Resultados de la deformación direccional del ensayo de torsión del monocasco.

■ Ensayo de impacto frontal: factor de reserva inverso

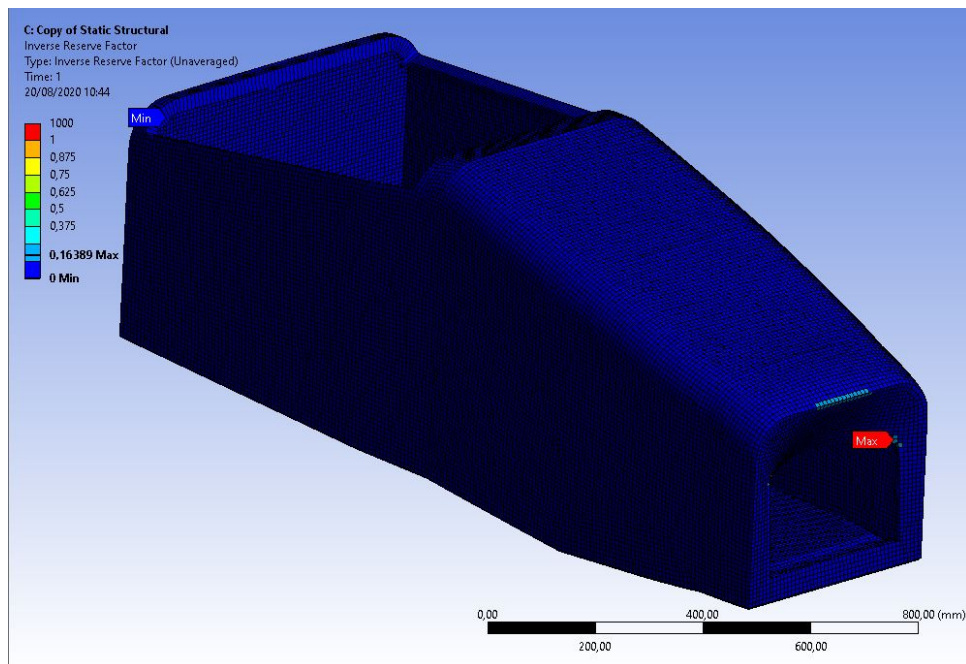


Figura 127. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de impacto frontal del monocasco.

■ Ensayo de impacto lateral: factor de reserva inverso

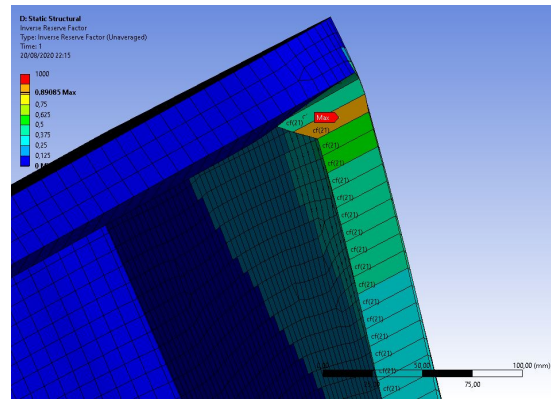
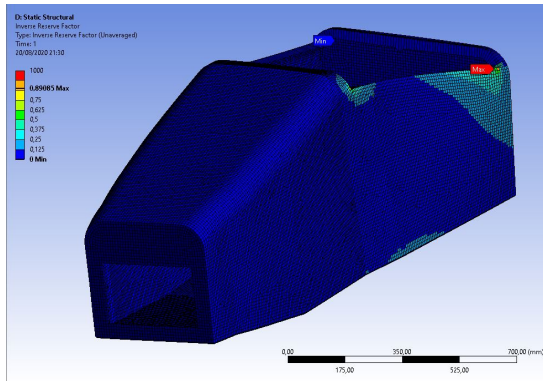


Figura 128. Resultados de los factores de reservas inversos del ensayo de impacto lateral del monocasco.

Figura 129. Fallo y capa crítica del ensayo de impacto lateral del monocasco.

Viendo los nuevos resultados obtenidos, se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- Con los resultados de la deformación direccional, se volverá a calcular la rigidez torsional del monocasco.

$$K_T = \frac{2 \cdot 1750 \cdot 0,2525}{\tan^{-1}\left(\frac{1,7276}{480}\right)} ; K_T = 4286 \text{ Nm/}^\circ$$

Este valor obtenido de rigidez torsional en esta iteración es mayor que el anterior y más cercano a los valores del equipo de *University Racing Eindhoven*, por lo tanto, seguirá siendo válido.

- En el ensayo de impacto frontal, el factor de reserva inverso sigue siendo muy bajo, lo que indica que la probabilidad de fallo en esa zona es muy baja. En el de torsión, ocurre un caso muy similar al de la pasada iteración. Y en el caso de impacto lateral, el factor de reserva inverso sigue siendo elevado, pero no a los niveles de la pasada iteración, por lo tanto, se sigue sin poder asegurar que no vaya a sufrir un fallo del núcleo en la capa n° 21, pero la probabilidad es mucho menos que en la 1ª iteración.

6.2.3. Masa del monocasco

Se volverá a realizar el cálculo de la masa del monocasco. Primero se volverá a calcular la densidad del panel sándwich:

$$\rho_{P.S.} = \frac{3,3 \cdot \rho_{CFRP} + 23,5 \cdot \rho_{Honeycomb}}{25} = 215,9 \text{ Kg/m}^3 \quad (10)$$

La nueva masa del monocasco es:

$$M_{tubular} = 20,3Kg \quad (11)$$

La masa ha aumentado 1.8 Kg con respecto a la pasada iteración, pero sigue siendo 5.3 Kg más ligero que el diseño inicial con lo cual sigue estando bien, y respecto a los factores de reservas inversos, los valores obtenidos son aceptables en esta ocasión.

Capítulo 7

Conclusiones y trabajos futuros

7.1. Conclusiones

Tras la realización de este trabajo, se repasarán las decisiones tomadas respecto al diseño y análisis del chasis, teniendo en cuenta los pasos realizados durante este.

- La base del diseño geométrico del chasis ha sido la ergonomía del piloto, posicionándolo en función del muñeco *Percy 95*. Como la ergonomía está localizada en el monocasco, se termina el diseño del monocasco primero, habiendo tenido en cuenta todos los componentes que tiene que asegurar (FH, dirección, pedalera, cajas de electrónica, suspensión delantera e IA), y que las plantillas de la normativa pasen sin ningún problema. Después, se ha realizado la parte trasera del chasis a partir del diseño del IFS-03, en el que se ha tenido como prioridad la accesibilidad de los componentes de su interior (acumulador, inversor, transmisión, sistema de refrigeración, suspensión trasera y cajas de electrónica), además de la creación de enganches de ambas partes del chasis.
- Todos los ensayos realizados del chasis han sido de carácter estático ya que no disponemos de suficientes datos del comportamiento de la suspensión como para realizar ensayos dinámicos (aceleración, frenada y paso por curva). Todos los análisis estáticos están basados en poder asegurar al piloto en caso de impactos, asimismo de cumplir con la normativa de FS Spain 2020.
- Los materiales base del análisis del modelo del chasis han sido el siguiente:
 - Monocasco:
 - CFRP [0°,45°,-45,90°] de 0.625mm de espesor de cada lamina.
 - Honeycomb de Al5052 de 25mm de espesor.
 - Parte tubular y enganches:

○ Acero AISI 1040.

- Finalmente, tras haber realizado los análisis correspondientes, se ha optimizado la zona del monocasco modificando la configuración del CFRP, además de los espesores de las láminas y el honeycomb.

Las conclusiones sacadas de ese trabajo son:

1. Tras las optimizaciones del diseño, el valor de rigidez torsional obtenido es de 4286 Nm/°, lo cual es un valor más elevado de lo que obtuvieron otros equipos, lo cual llega a indicar que el diseño del monocasco ha sido correcto.
2. Comparando las masas del IFS-03 y el de este trabajo, se ha conseguido reducir la masa del chasis en casi un 9% lo cual nos aportará una gran ventaja a la hora de realizar las pruebas dinámicas.
3. Gracias a los resultados de las direcciones principales máximas, se ha podido demostrar que el monocasco será sometido sobre todo a esfuerzos de cortantes.
4. Las zonas que donde hay más probabilidades de fallo son las aristas vivas que hay entre los SI y el RB, y el hueco del FB.
5. El fallo más probable en el monocasco será el por fallo del núcleo debido a los esfuerzos combinados de cortantes y flectores que sufren los puntos críticos de la estructura.
6. El valor de la rigidez en la zona tubular es menor de los valores habituales del resto de equipos debido a que se utilizan espesores más pequeños que en la estructura principal, pero al no estar muy alejado de resto de valores de otros equipos, se puede dar por válido este número, pudiendo a llegar a reforzar las zonas donde sufre más esfuerzos flectores.
7. Respecto al análisis de los enganches de ambas zonas del chasis, no hay datos para compararlo con otros equipos, pero se darán por válidos tras comprobar que no sufrirán fallo del material.

Con estas conclusiones, se llega a la decisión que realizar la transición de un chasis tubular a uno híbrido será beneficioso para mejorar las prestaciones del IFS-04.

7.2. Trabajos futuros

Con esto se da por terminado este trabajo, pero se realizará una mención de futuros trabajos que se pueden realizar en base a lo obtenido en este trabajo.

1. Parametrización del modelo: el programa *ANSYS* permite la parametrización de ciertas variables como los espesores de los materiales. No se ha podido utilizar durante la realización de este trabajo debido a limitaciones del hardware utilizado durante el análisis.
2. Optimización de la disposición del CFRP: gracias a los resultados obtenidos de las direcciones principales, se puede reorientar el laminado para mejorar las propiedades del material en función de cada zona y los esfuerzos a los que este sometidos, ayudando a disminuir el peso del monocasco.
3. Estudio dinámico del vehículo: tras este estudio y obteniendo los datos finales de la suspensión y telemetría del IFS-02, se podrá realizar estudios dinámicos del vehículo que permitan optimizar aun más el modelo, llegando a predecir el comportamiento en las pruebas de aceleración, frenada y paso por curva.
4. Análisis modal: una vez obtengamos datos suficientes de la suspensión, sería interesante realizar un estudio modal del chasis para poder ajustar la suspensión del vehículo para poder amortiguar esas frecuencias y evitar problemas de resonancias dentro del chasis.
5. Adición de *inserts* dentro del monoplaza: para poder asegurar las uniones atornilladas dentro del monocasco hay que añadir unos insertos en esas zonas. En este trabajo no se ha hecho énfasis en esto debido a que el análisis de estas zonas debe ser muy detallado, además de ser contrastado de manera experimental.
6. Optimización del mallado: esto resultará muy útil para verificar el comportamiento de las zonas conflictivas y zonas donde se requiera una gran precisión de datos, por ejemplo, para la realización del estudio de los *inserts* o las uniones entre los SI y el RB.

Bibliografía

- [1] **Formula Student:** *Formula Student Spain*.
Disponible en: <https://www.formulastudent.es>
Consulta: 19 de abril de 2020
- [2] **Universidad Politécnica de Madrid:** *Universidad Politécnica de Madrid Racing*.
Disponible en: <http://www.upmracing.es>
Consulta: 29 de abril de 2020
- [3] **FSS Rules 2020,** *Formula Student Rules 2020*, normativa aplicada en Formula Student Spain 2020 basada en la normativa del Formula Student Germany 2020.
- [4] **Paraninfo ciclos formativos:** *Carrocería: elementos estructurales del vehículo*.
Disponible en: <http://carroceria-bo-ca.webcindario.com/Estructuras/Resumenes>.
Consulta: 6 de julio de 2020
- [5] **Euskal Irrati Telebista:** *Chasis FSB2015*.
Disponible en: <https://blogs.eitb.eus/tododeportes/2014/10/27/grupo-chassis/>.
Consulta: 7 de julio de 2020
- [6] **3D CAD BROWSER:** *Formula SAE Monocoque and Frame 3D CAD Model*.
Disponible en: <https://www.3dcadbrowser.com/3d-model/formula-sae-monocoque-and-frame>.
Consulta: 7 de julio de 2020
- [7] **McLaren Racing:** *MP4/1*.
Disponible en: <https://es.mclaren.com/racing/legado/coches/1981-formula-1-mclaren-mp4-1/>.
Consulta: 8 de julio de 2020
- [8] **Motor1 (2017):** *McLaren P1*.
Disponible en: <https://es.motor1.com/news/182010/supergaleria-mclaren-p1-quinto-aniversario/>.
Consulta: 8 de julio de 2020

- [9] **Michael W. Hyer**, *Stress Analysis of Fiber Reinforced Composite Materials*. Virginia Polytechnic Institute and State University, 1998.
- [10] **Carlos Navarro**, *Teoría clásica de laminados*. Departamento de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras, 2018.
- [11] **Hexcel Composites**, *Honeycomb Sandwich Design Technology*. Duxford, 2000.
- [12] **Rincón, A (2017)**: *Estudio aerodinámico de un Fórmula 1*.
Disponible en: <https://www.alejandrincón.es/investigacion/>.
Consulta: 13 de julio de 2020
- [13] **Hexcel Composites**, *HexWeb® Honeycomb Attributes and Properties*. 2016.
- [14] **Researchgate, (2016)**: *Chassis stiffness*.
Disponible en: <https://www.researchgate.net/post/>.
Consulta: 17 de julio de 2020
- [15] **Eindhoven University of Technology**, *Eindhoven Chassis Design*, 2011.

PARTE II



ANEXO



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

ICADE

CIHS

Objetivos de desarrollo sostenible

En 2015, la Organización de las Naciones Unidas aprobó la *Agenda 2030 sobre el Desarrollo Sostenible*, una oportunidad para que los países y sociedades tomen un camino con el que mejorar la calidad de vida de todos, sin dejar a nadie atrás. Esta Agenda contiene 17 objetivos de desarrollo sostenible para poder seguir creando un mundo mejor. En este anexo, se comentará como se pueden cumplir algunos de estos objetivos.



Figura 130. Objetivos de Desarrollo Sostenible.

Fuente: ONU.

CUMPLIMIENTO DE OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE

Debido a la naturaleza de este trabajo, se hará énfasis en alcanzar los siguientes objetivos de desarrollo sostenible:

- Industria, innovación e infraestructura.
- Acción por el clima.

Para que este trabajo pueda alcanzar los objetivos propuestos, se ha recurrido a la búsqueda de materiales alternativos para la creación del monocasco, en concreto, sustituir la fibra de carbono utilizada en la fabricación de los paneles sandwich.

PROBLEMAS DEL USO DE FIBRA DE CARBONO

La fibra de carbono, a pesar de permitir obtener unos materiales compuestos con excelentes propiedades mecánicas, contiene ciertos problemas relacionados con la obtención de la materia prima y fabricación de las laminas.

La fabricación de estas fibras ocasiona los siguientes problemas:

- Grandes cantidades de agua y electricidad para poder moldear y unir el carbono.
- Los operarios trabajan con resinas muy tóxicas.
- Produce grandes cantidades de dióxido de carbono que es emitido a la atmósfera.
- El proceso de reciclado de estos materiales sigue siendo muy costoso además de ineficiente.
- En caso de rotura, se libera polvo de carbono de partículas muy pequeñas que pueden ser inhaladas por que es muy nocivo para la salud.

Para poder solventar estos problemas, hay empresas que están empezando a reemplazar el uso de estas fibras por otras de origen vegetal.

USO DE FIBRAS NATURALES EN AUTOMOCIÓN

Una de las primeras empresas que está fabricando este tipo de material para vehículos de competición es Bcomp. Esta empresa ha colaborado en varios proyectos en los que se sustituye la fibra de carbono por un tejido patentado por ellos llamado *ampliTex™ natural fibre composites con refuerzo de powerRibs™*.

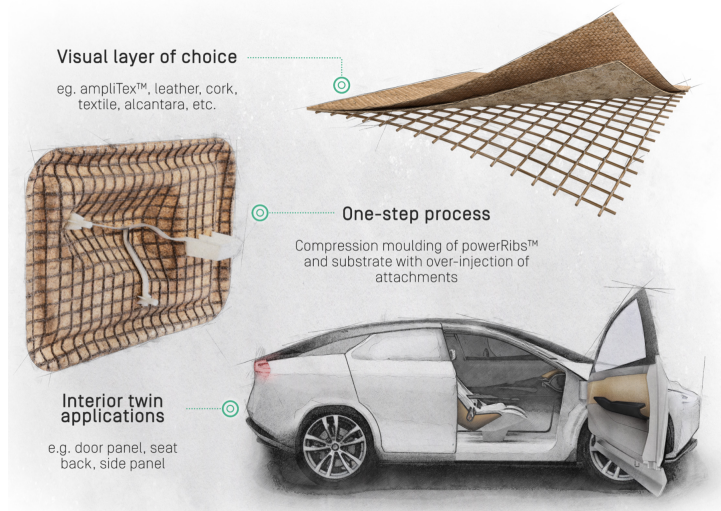


Figura 131. Proceso de fabricación de paneles interiores del Tesla model 3.
Fuente: Bcomp-Solutions.

Algunas de las ventajas que reclaman tener respecto a la fibra de carbono son:

1. Seguridad mejorada: mediante el comportamiento dúctil durante fractura y bordes romos, además de no liberar polvo de fibra de carbono.
2. Más sostenible: Hasta un 75 % de emisiones de dióxido de carbono durante todo el proceso de fabricación.

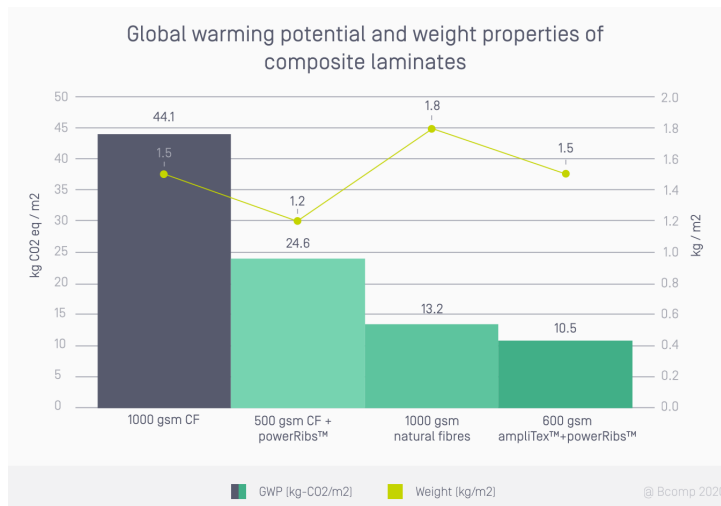


Figura 132. Gráfica comparativa de fibras respecto a las emisiones de CO2 y los peso.
Fuente: Bcomp-Solutions.

3. Mejora de costes: costes de material hasta un 30 % más bajos.

Algunos de los proyectos en donde se ha implementado este tipo de soluciones son:

- La carrocería del Tesla S EGT P100D, vehículo que competirá en el *Electric GT*, el campeonato de turismos eléctricos.



Figura 133. Tesla S EGT P100 en las instalaciones de ICAI.
Fuente: Universidad Pontificia Comillas

- Asientos del monoplaza MCL-35 del equipo *McLaren F1 Team*



Figura 134. Comparativa de asientos del MCL-35.
Fuente: McLaren

- Monoplaza EGN-14 del equipo *E-ignition Formula Student*, proveniente de la universidad técnica de Hamburgo.

Trabajar con este tipo de materiales compuestos naturales aportaría propiedades mecánicas similares a las necesarias para la construcción y correcto funcionamiento del monocasco además de mejorar considerablemente el impacto medioambiental que se ocasiona la fabricación de fibras de carbono.

PARTE III



**HOJAS DE
CARACTERISTICAS**



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

ICADE

CIHS

Datos técnicos sobre paneles sandwich de HEXCEL COMPOSITES



The honeycomb sandwich construction is one of the most valued structural engineering innovations developed by the composites industry.

Used extensively in aerospace and many other industries, the honeycomb sandwich provides the following key benefits over conventional materials:

- Very low weight
- High stiffness
- Durability
- Production cost savings

Hexcel began developing honeycomb over 40 years ago, and now supplies a range of high performance honeycombs, prepregs and Redux® film adhesives - all ideally suited to the manufacture of honeycomb sandwich constructions. Hexcel is also the leading supplier of lightweight honeycomb sandwich panels.

This guide explains how to design and manufacture honeycomb sandwich panels, from materials selection and analysis of mechanical properties, through to production methods, and includes basic sample calculations for simple constructions.

More complex calculations may require computer modelling which, although mentioned briefly, is beyond the scope of this publication.

December 2000
Publication No. AGU 075b

® Hexcel Registered Trademark
© Hexcel Composites, Duxford



Contents

	Page
Contents	2
Benefits of Honeycomb Sandwich Constructions	3
Materials Selection	4 - 5
Design:	
How a beam works	6
Failure modes	7 - 8
Design Guidelines	9
Nomenclature	10
Summary of Beam Coefficients	11
Sample Problems	12
Simply Supported Beam	12 - 13
Simply Supported Plate	14 - 17
End Loading Conditions	18 - 19
Computer Modelling	20
Production Methods	21 - 22
Edge Closure Design	23
Health & Safety	24
Appendix I	
Mechanical Properties of Honeycomb Materials	25
Appendix II	
Properties of Typical Facing Materials	26
Appendix III	
Summary of Formulae	27
Further Reading	28

BENEFITS OF HONEYCOMB SANDWICH CONSTRUCTIONS

The facing skins of a sandwich panel can be compared to the flanges of an I-beam, as they carry the bending stresses to which the beam is subjected. With one facing skin in compression, the other is in tension. Similarly the honeycomb core corresponds to the web of the I-beam. The core resists the shear loads, increases the stiffness of the structure by

holding the facing skins apart, and improving on the I-beam, it gives continuous support to the flanges or facing skins to produce a uniformly stiffened panel. The core-to-skin adhesive rigidly joins the sandwich components and allows them to act as one unit with a high torsional and bending rigidity.

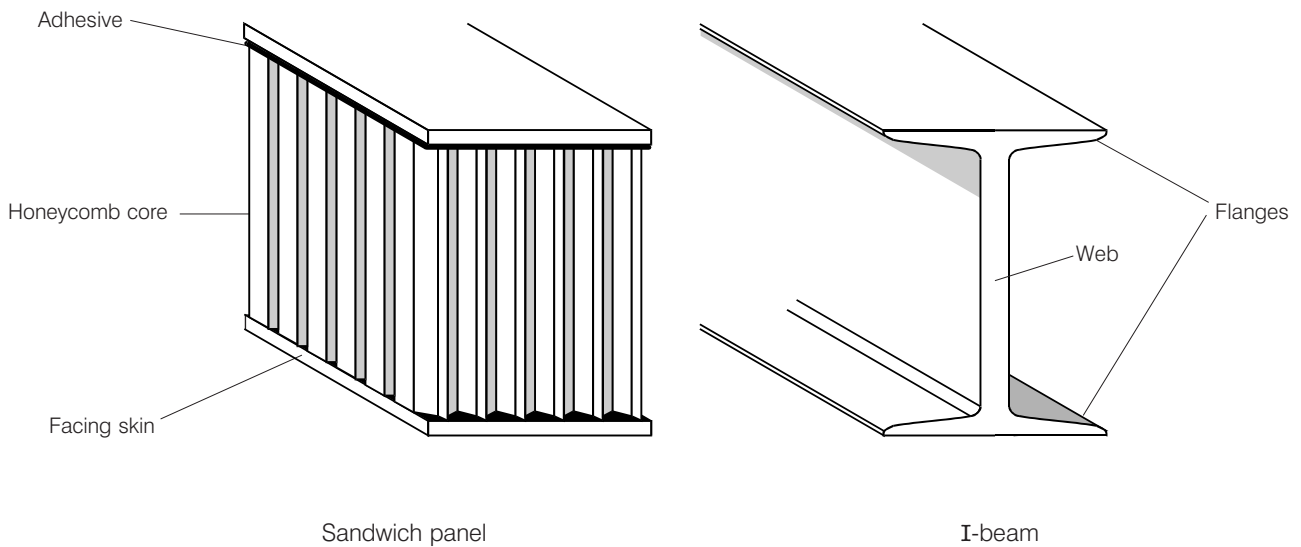


Figure 1 shows the construction of a sandwich panel compared to an I beam.

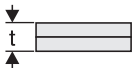
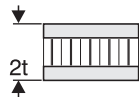
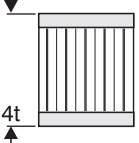
	Solid Material	Core Thickness t	Core Thickness $3t$
			
Stiffness	1.0	7.0	37.0
Flexural Strength	1.0	3.5	9.2
Weight	1.0	1.03	1.06

Figure 2 shows the relative stiffness and weight of sandwich panels compared to solid panels.

MATERIALS SELECTION

Honeycomb Sandwich Materials

The honeycomb sandwich construction can comprise an unlimited variety of materials and panel configurations. The composite structure provides great versatility as a wide range of core and facing material combinations can be selected. The following criteria should be considered in the routine selection of core, facing, and adhesive.

Structural Considerations

Strength:

Honeycomb cores and some facing materials are directional with regard to mechanical properties and care must be taken to ensure that the materials are orientated in the panel to take the best advantage of this attribute.

Stiffness:

Sandwich structures are frequently used to maximise stiffness at very low weights. Because of the relatively low shear modulus of most core materials, however, the deflection calculations must allow for shear deflection of the structure in addition to the bending deflections usually considered.

Adhesive Performance:

The adhesive must rigidly attach the facings to the core material in order for loads to be transmitted from one facing to the other. Suitable adhesives include high modulus, high strength materials available as liquids, pastes or dry films. As a general rule, a low peel-strength, or relatively brittle adhesive should never be used with very light sandwich structures which may be subjected to abuse or damage in storage, handling or service.

Economic Considerations:

Composite sandwich panels can provide a cost effective solution. Value analysis should include assessment of production and assembly costs; and installation costs including supporting structure.

Environmental Considerations

Temperature:

As in any materials system the thermal environment will play an important role in the selection of materials.

All systems are basically operational at Room Temperature and materials are readily available to give performance up from -55°C to 170°C.

Material selection should also take account of available manufacturing facilities, especially cure temperature capability.

Flammability:

Materials used in bonded sandwich construction are usually classified into three categories:

- 1) Non-burning - which means that the product will not burn.
- 2) Self-extinguishing - which means that the material will burn while held in a flame but will extinguish when the flame is removed.

- 3) Flammable. Flammable materials are sometimes further defined by determining the flame spread rate under specified conditions.

Heat Transfer:

The transfer of heat through a sandwich panel is dependent upon the basic principles of convection, conduction and radiation. Metallic cores with metallic facings maximise heat flow characteristics.

Moisture/Humidity:

Some core and facing materials offer excellent resistance to degradation due to moisture and humidity.

Adhesive Solvents and Outgassing:

Some adhesives give off gases or solvent vapours during cure which can interact with resin systems in some non-metallic cores, or with the node adhesive in some metallic honeycombs. The entire bonding process must be checked to ensure that no reduction in mechanical properties has occurred due to incompatibility of the materials or process actually used. All of Hexcel's Redux® film adhesives are compatible with this type of construction.

Honeycomb Materials

HexWeb honeycomb is available in a wide range of materials including:-

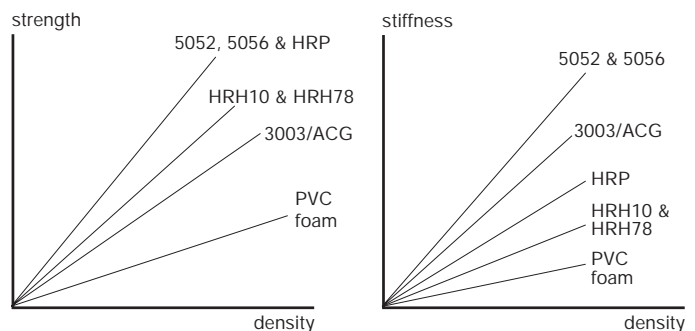
Aluminium, Nomex (Aramid), Korex, Kevlar, Fibreglass, Carbon.

For details please consult The HexWeb Honeycomb Selector Guide and the HexWeb Honeycomb Attributes and Properties Manual.

Selected mechanical properties for Aluminium and Nomex honeycombs are shown in Appendix I.

Mechanical Performance

Honeycomb strength and stiffness (compression and shear) is proportional to density. Relative performance of the material types is shown in comparison to PVC foam.



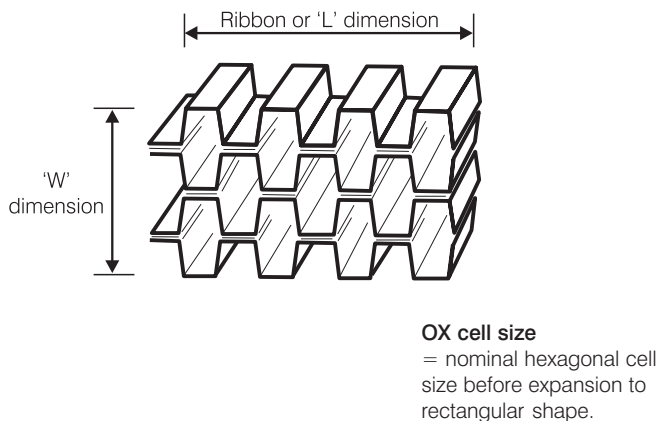
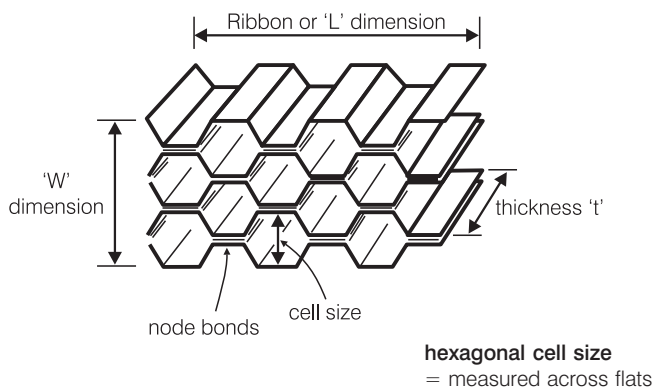
Key: Aluminium - 3003/ACG; 5052; 5056
Nomex - HRH10; HRH78;
Fibreglass - HRP

Cell Size

A large cell size is the lower cost option, but in combination with thin skins may result in telegraphing, i.e. a 'dimpled' outer surface of the sandwich. A small cell size will give an improved surface appearance, and provides a greater bonding area, but at higher cost.

Cell Shape

Normally supplied with hexagonal cell shapes, a few honeycomb types can be supplied with rectangular cell shapes (W:L approximately 2:1), and designated OX.



Hexagonal cells give minimum density for a given amount of material.

Rectangular cells give easier forming in the W direction (with less anticlastic curvature than is exhibited by hexagonal cell honeycomb).

Skin Materials

The table in Appendix II shows properties of typical facing materials for sandwich panel construction.

Skin considerations include the weight targets, possible abuses and local (denting) loads, corrosion or decorative constraints, and costs.

Facing material thickness directly affects both the skin stress and panel deflection.

Hexcel Composites offers a wide range of prepreg materials. Refer to the Prepreg Matrix Selector Guide to identify systems most likely to suit your application, where fibre reinforced composites are thought appropriate.

Adhesive Materials

For honeycomb sandwich bonding, the following criteria are important:

1. Fillet Forming

To achieve a good attachment to an open cell core such as honeycomb, the adhesive should flow sufficiently to form a fillet without running away from the skin to core joint.

2. Bond Line Control

Every endeavour should be made to ensure intimate contact between the parts during bonding, as the adhesive needs to fill any gaps between the bonding surfaces.

Adhesives are often supplied supported by a carrier cloth, for the purpose of helping them to remain in place where the parts are squeezed particularly tightly together.

Hexcel Composites offers a wide range of film adhesives. Refer to the REDUX® Film Adhesive Selector Guide to identify the most suitable material for your application.

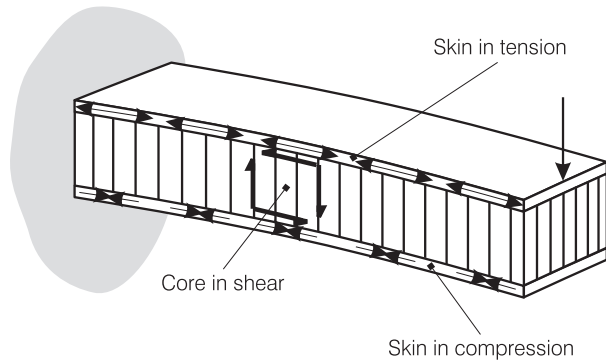
SANDWICH DESIGN

How a Sandwich Beam Works

Loads

Consider a cantilever beam with a load applied at the free end. The applied load creates a bending moment which is a maximum at the fixed end, and a shear force along the length of the beam.

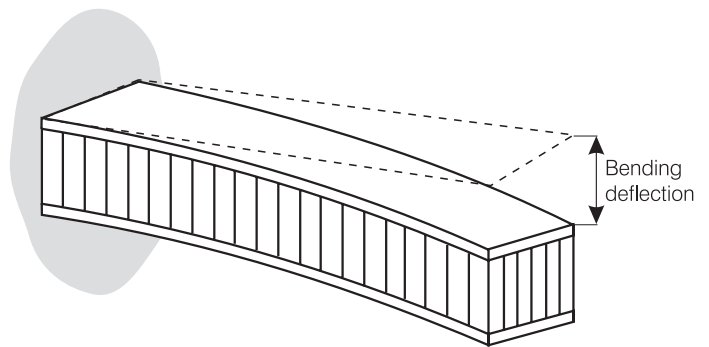
In a sandwich panel these forces create tension in the upper skin and compression in the lower skin. The core spaces the facing skins and transfers shear between them to make the composite panel work as a homogeneous structure.



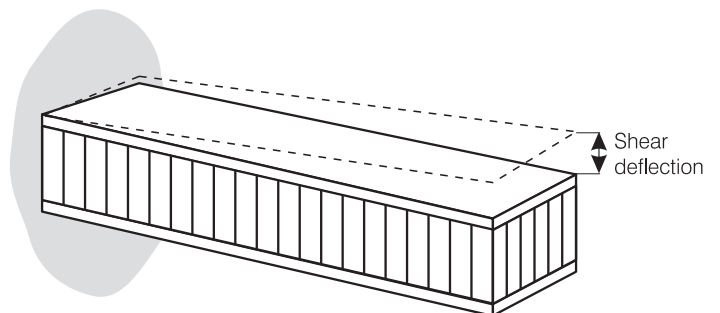
Deflections

The deflection of a sandwich panel is made up from bending and shear components.

The bending deflection is dependant on the relative tensile and compressive moduli of the skin materials.



The shear deflection is dependant on the shear modulus of the core.



Total Deflection = Bending Deflection + Shear Deflection.

Under different sets of applied loads and supporting conditions, the material stresses and deflections can be calculated as shown on page 9 onwards.

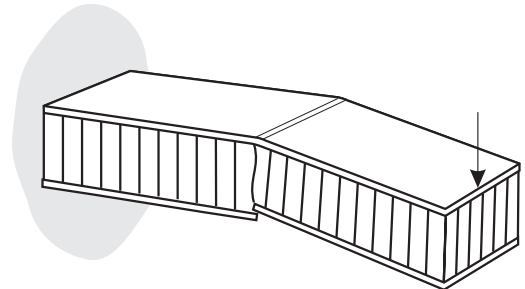
Failure modes

Designers of sandwich panels must ensure that all potential failure modes are considered in their analysis. A summary of the key failure modes is shown below:

1. Strength

The skin and core materials should be able to withstand the tensile, compressive and shear stresses induced by the design load.

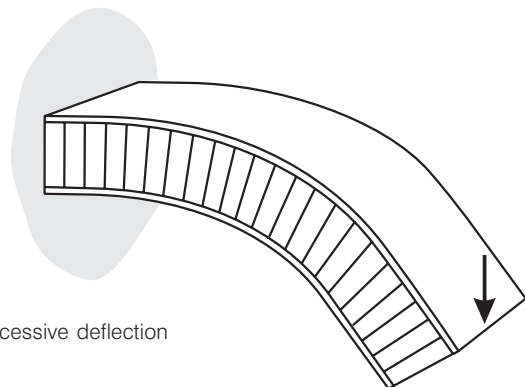
The skin to core adhesive must be capable of transferring the shear stresses between skin and core.



Skin compression failure

2. Stiffness

The sandwich panel should have sufficient bending and shear stiffness to prevent excessive deflection.



Excessive deflection

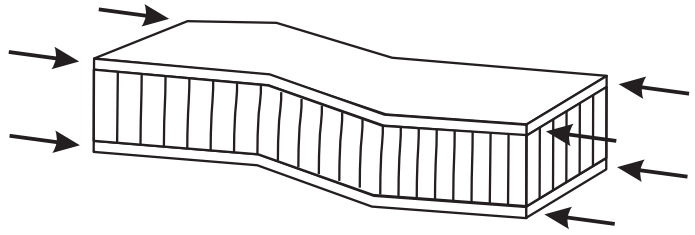
3. Panel buckling

The core thickness and shear modulus must be adequate to prevent the panel from buckling under end compression loads.



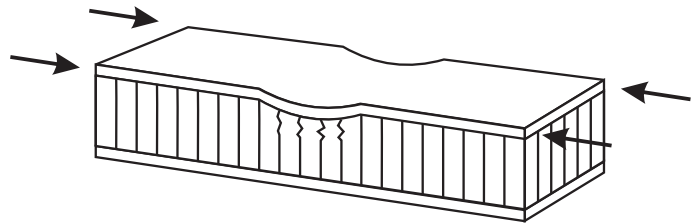
4. Shear crimping

The core thickness and shear modulus must be adequate to prevent the core from prematurely failing in shear under end compression loads.



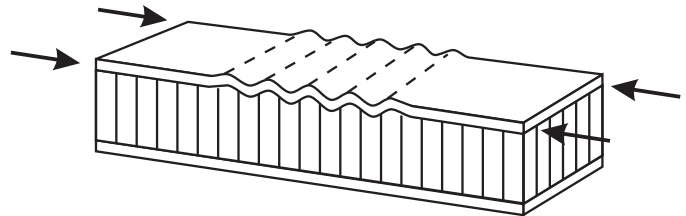
5. Skin wrinkling

The compressive modulus of the facing skin and the core compression strength must both be high enough to prevent a skin wrinkling failure.



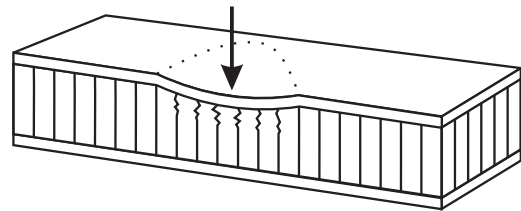
6. Intra cell buckling

For a given skin material, the core cell size must be small enough to prevent intra cell buckling.



7. Local compression

The core compressive strength must be adequate to resist local loads on the panel surface.



DESIGN GUIDELINES FOR A HONEYCOMB SANDWICH PANEL

1. Define loading conditions

e.g. Point loading, uniform distributed load, end loads.

Care should be taken to consider all possible loading conditions. For example, see table page 11, or refer to an appropriate 'Industry Standard' for guidance.

2. Define panel type

e.g. Cantilever, simply supported.

This is determined by the type and extent of the panel supports. Fully built in support conditions should only be considered when the supporting structure has adequate stiffness to resist deflection under the applied loads.

3. Define physical/space constraints

This should include an assessment of the requirements including:

- deflection limit
- thickness limit
- weight limit
- factor of safety

Preliminary materials selection should be based on the above criteria in conjunction with the features considered on pages 4 - 5 (and appendices I and II).

4. Preliminary calculations

- Make an assumption about skin material, skin thickness and panel thickness. Ignore the core material at this stage.
- Calculate stiffness.
- Calculate deflection (ignoring shear deflection).
- Calculate facing skin stress.
- Calculate core shear stress.

5. Optimise design

- Modify skin thickness, skin material and panel thickness to achieve acceptable performance.
- Select suitable core to withstand shear stress.

6. Detailed calculations

- Calculate **stiffness**.
- Calculate **deflection**, including shear deflection.
- Calculate **facing skin stress**.
- Calculate **core shear stress**.
- Check for **panel buckling** - where applicable
- Check for **shear crimping**.
- Check for **skin wrinkling**.
- Check for **intracell buckling**.
- Check for **local compression** loads on core.

NB.

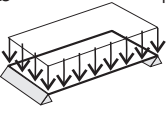
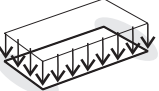
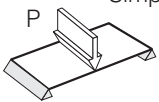
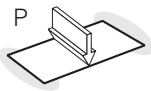
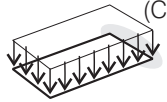
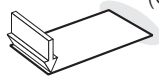
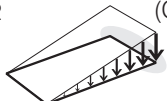
The formulae used for the sample problems that follow on pages 12 to 19, use simplified terms and give an order of magnitude appreciation.

See also Summary of Formulae in Appendix III.

NOMENCLATURE

a	=	Panel length
A	=	Area of applied load
b	=	Beam width
D	=	Panel bending stiffness
E_c	=	Compression modulus of core
E_f	=	Modulus of elasticity of facing skin
F	=	Maximum shear force
G_c	=	Core shear modulus - in direction of applied load
G_L	=	Core shear modulus - Ribbon direction
G_w	=	Core shear modulus - Transverse direction
h	=	Distance between facing skin centres
k_b	=	Beam - bending deflection coefficient
k_s	=	Beam - shear deflection coefficient
K_1	=	Panel parameter (used for simply supported plate)
K_2	=	Panel parameter (used for simply supported plate)
K_3	=	Panel parameter (used for simply supported plate)
l	=	Beam span
M	=	Maximum bending moment
P	=	Applied load
P_b	=	Critical buckling load
q	=	Uniformly distributed load
R	=	Ratio G_L/G_w
s	=	Cell size
S	=	Panel shear stiffness
t_c	=	Thickness of core
t_f	=	Thickness of facing skin
V	=	Panel parameter (used for simply supported plate)
δ	=	Calculated deflection
σ_c	=	Core compressive stress
σ_{CR}	=	Critical facing skin stress
σ_f	=	Calculated facing skin stress
τ_c	=	Shear stress in core
μ	=	Poissons Ratio of face material
λ	=	Bending correction factor for Poissons Ratio effect

Summary of beam coefficients

BEAM TYPE	MAXIMUM SHEAR FORCE F	MAXIMUM BENDING MOMENT M	BENDING DEFLECTION COEFFICIENT k_b	SHEAR DEFLECTION COEFFICIENT k_s
$P = q l b$ Simple Support  Uniform Load Distribution	$\frac{P}{2}$	$\frac{Pl}{8}$	$\frac{5}{384}$	$\frac{1}{8}$
$P = q l b$ Both Ends Fixed  Uniform Load Distribution	$\frac{P}{2}$	$\frac{Pl}{12}$	$\frac{1}{384}$	$\frac{1}{8}$
 Central Load Simple Support	$\frac{P}{2}$	$\frac{Pl}{4}$	$\frac{1}{48}$	$\frac{1}{4}$
 Central Load Both Ends Fixed	$\frac{P}{2}$	$\frac{Pl}{8}$	$\frac{1}{192}$	$\frac{1}{4}$
$P = q l b$ One End Fixed (Cantilever)  Uniform Load Distribution	P	$\frac{Pl}{2}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$
 Load One End One End Fixed (Cantilever)	P	Pl	$\frac{1}{3}$	1
$P = \frac{q l b}{2}$ One End Fixed (Cantilever)  Triangular Load Distribution	P	$\frac{Pl}{3}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{3}$

SAMPLE PROBLEMS BASED ON A STANDARD HEXLITE 220 PANEL

Configuration and Data:

Facing Skins Aluminium 5251 H24

Thickness t_1 and t_2 = 0.50mm

and from Appendix II

Yield Strength = 150 MPa

E_f Modulus = 70 GPa

Poissins Ratio μ = 0.33

Core 5.2 - 1/4 - 3003

Thickness t_c = 25.4 mm

and from Appendix I

E_c Modulus = 1000 MPa

Longitudinal shear = 2.4 MPa

G_L Modulus = 440 MPa

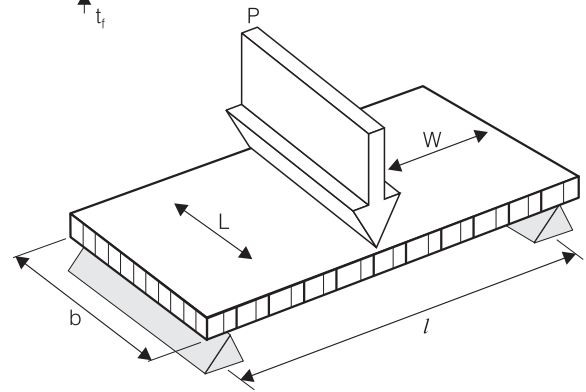
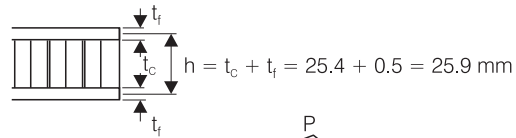
Transverse shear = 1.5 MPa

G_w Modulus = 220 MPa

Stabilized Compression = 4.6 MPa

Simply Supported Beam

- taking a beam as being defined as having width (b) less than $1/3$ of span (l)



Considering a centre point loaded beam with $b = 0.5\text{m}$ and $l = 2\text{m}$ and $P = 1500\text{N}$

Beam

Bending Stiffness

$$D = \frac{E_f t_f h^2 b}{2}$$

Where $h = t_f + t_c$

Shear Stiffness

$$S = b h G_c$$

$$D = \frac{(70 \times 10^9) (0.5 \times 10^{-3}) (25.9 \times 10^{-3})^2 (0.5)}{2}$$

$$D = 5869.6 \text{ Nm}^2$$

As the core shear here will be taken by the weaker transverse direction - take $G_c = G_w$ shear modulus

$$S = (0.5) (25.9 \times 10^{-3}) (220 \times 10^6)$$

$$S = 2849 \times 10^3 \text{ N}$$

Beam continued

Deflection

$$\delta = \frac{k_b Pl^3}{D} + \frac{k_s Pl}{S}$$

Bending plus Shear

Where k_b and k_s are deflection coefficients from page 11.

If doing preliminary calculations, just work out the bending deflection.

If optimising design, calculate for both bending and shear components (as shown opposite).

Facing Stress

$$\sigma_f = \frac{M}{h t_f b}$$

Where M is Maximum Bending Moment expression from page 11

and $h = t_f + t_c$

Core Stress

$$\tau_c = \frac{F}{hb}$$

Where F is Maximum Shear Force expression from page 11

$$\delta = \frac{1}{48} \times \frac{1500 \times 2^3}{5869.6} + \frac{1}{4} \times \frac{1500 \times 2}{2849 \times 10^3}$$

Bending plus Shear

$$\delta = 0.04259\text{m} + 0.000263\text{m}$$

$$\text{Total} = \text{approx } 43\text{mm}$$

If excessive, then the most efficient way to reduce deflection is to increase core thickness, and thus increase the skin separation and the value of h.

$$M = \frac{Pl}{4} = \frac{1500 \times 2}{4} = 750 \text{ Nm}$$

$$\sigma_f = \frac{750}{(25.9 \times 10^{-3}) (0.5 \times 10^{-3}) (0.5)}$$

$$\sigma_f = 115.8 \text{ MPa}$$

So calculated stress is less than face material typical yield strength of 150 MPa, thus giving a factor of safety.

$$F = \frac{P}{2} = \frac{1500}{2} = 750 \text{ N}$$

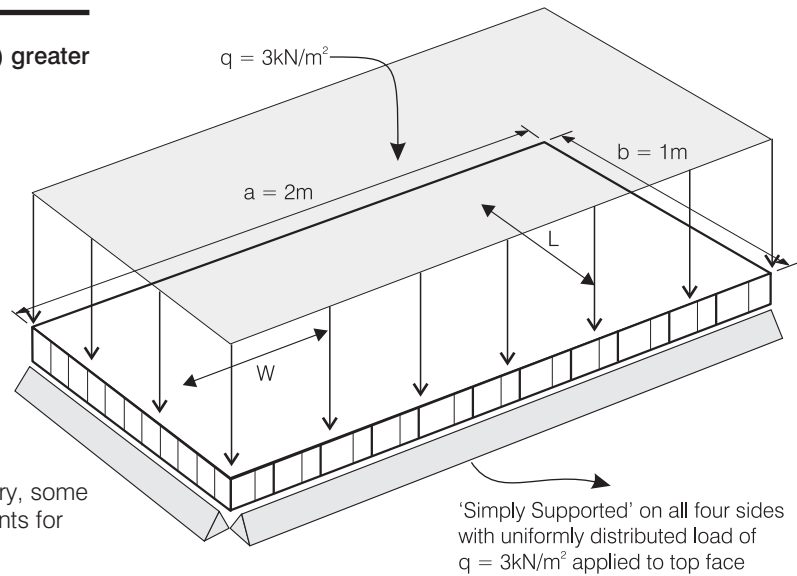
$$\tau = \frac{750}{(25.9 \times 10^{-3}) (0.5)}$$

$$\tau = 0.06 \text{ MPa}$$

So calculated shear is considerably less than core material typical plate shear in the transverse (W) direction of 1.5 MPa, giving a factor of safety, which could allow core density to be reduced.

Simply Supported Plate

- taking a plate as being defined as having width (b) greater than 1/3 of length (a)



Because plate theory is more involved than beam theory, some 'charts' have been provided to give multipliers/coefficients for use with plates simply supported on all four sides.

A further term (λ) is also introduced, to take account of the Poisson's Ratio of the face skin materials. For the plate set up shown, λ is taken as $1 - \mu^2$.

NB. For the earlier beams, and the end load conditioning to follow, λ is assumed to be 1, as any affect from Poisson's Ration is small due to the relative narrowness of beams.

Plate

Determine Plate Coefficient

$\frac{b}{a}$

$$\frac{1000}{2000} = 0.5$$

$$R = \frac{G_f}{G_w}$$

$$\frac{440}{220} = 2$$

Use $R = 2.5$ in Figs. on pages 16 & 17

$$V = \frac{\pi^2 E_f t_f h}{2b^2 G_w \lambda}$$

$$V = \frac{\pi^2 (70 \times 10^9) (0.5 \times 10^{-3}) (25.9 \times 10^{-3})}{(2) (1^2) (220 \times 10^6) (1 - 0.33^2)} = 0.023$$

Take $V = 0$ in Figs. on pages 16 & 17

From Fig.1 (page 16) $K_1 = 0.0107$

From Fig.2 (page 17) $K_2 = 0.102$

and for shorter span length b

From Fig.3 (page 17) $K_3 = 0.36$

Deflection

$$\delta = \frac{2K_1 q b^4 \lambda}{E_f t_f h^2}$$

$$\delta = \frac{(2) (0.0107) (3 \times 10^3) (1^4) (1 - 0.33^2)}{(70 \times 10^9) (0.5 \times 10^{-3}) (25.9 \times 10^{-3})^2}$$

$$\delta = 0.0024\text{m} = 2.4\text{mm}$$

Plate continued

Facing Stress

$$\sigma_f = \frac{K_2 q b^2}{ht}$$

$$\sigma_f = \frac{(0.102) (3 \times 10^3) (1^2)}{(25.9 \times 10^{-3}) (0.5 \times 10^{-3})}$$

$$\sigma_f = 23.6 \text{ MPa}$$

So calculated stress is considerably less than skin material typical yield strength of 150 MPa, thus giving a factor of safety.

Core Shear

$$\tau_c = \frac{K_3 q b}{h}$$

$$\tau_c = \frac{(0.36) (3 \times 10^3) (1)}{(25.9 \times 10^{-3})}$$

$$\tau_c = 0.042 \text{ MPa}$$

So calculated core shear is considerably less than typical core material shear value of 1.5 MPa, thus giving a factor of safety.

Local Compression

$$\sigma_c = \frac{P}{A} = \frac{q \times A}{A}$$

$$\sigma_c = \frac{(3 \times 10^3) (2 \times 1)}{(2 \times 1)}$$

$$\sigma_c = 0.003 \text{ MPa}$$

So local compression would not be an issue, being very small in comparison to typical core compression strength of 4.6 MPa.

Charts providing coefficients for plates simply supported on all four sides

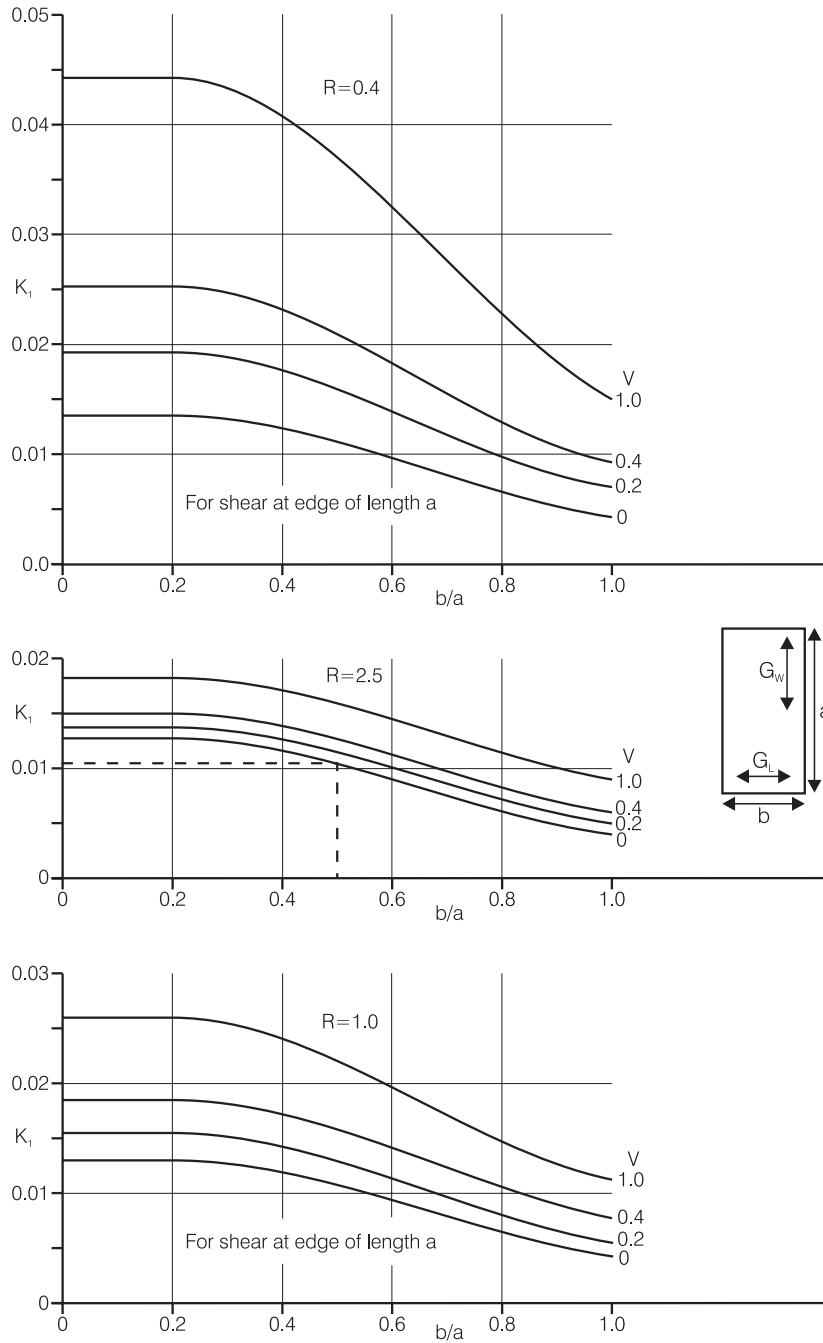


Figure 1 - K_1 for determining maximum deflection δ

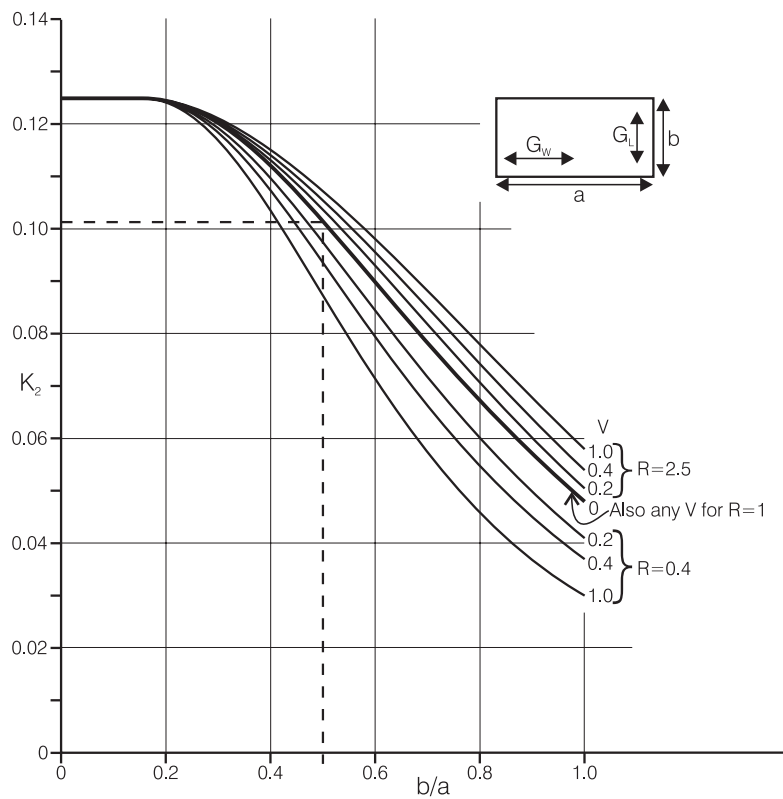


Figure 2 - K_2 for determining facing stress σ

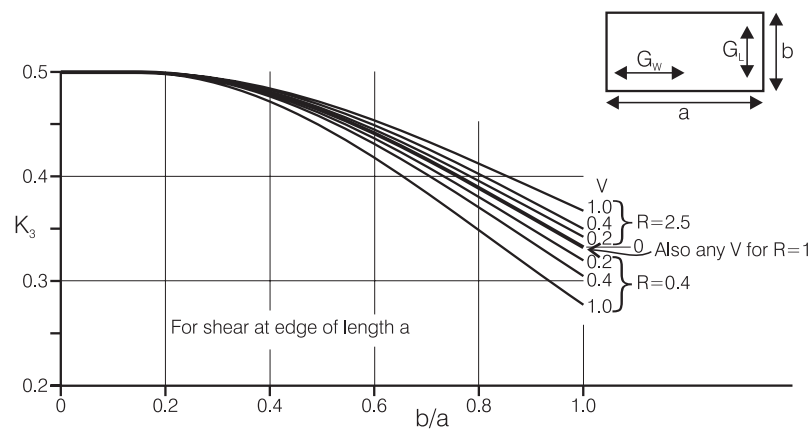
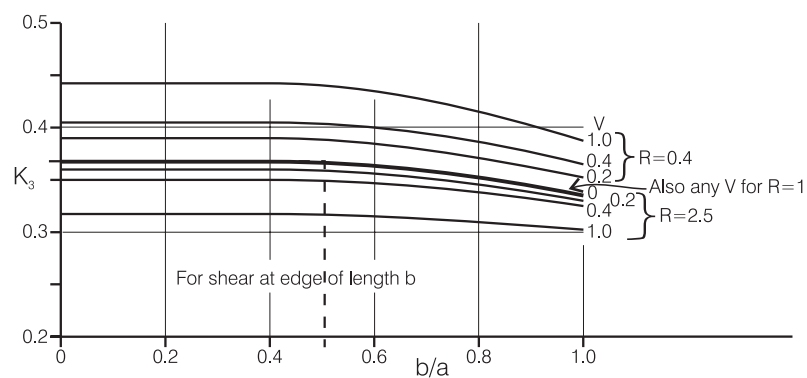
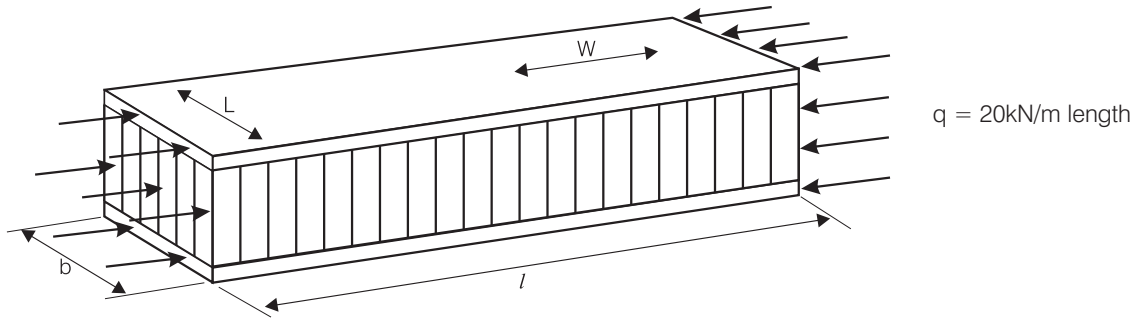


Figure 3 - K_3 for determining maximum core shear stress t_c

END LOAD CONDITIONS

Considering a uniformly distributed end load of $q = 20\text{kN/m}$ length and with $b = 0.5\text{m}$ and $l = 2\text{m}$.



End Loading

Facing Stress

$$\sigma_f = \frac{P}{2 t_f b}$$

assuming end load is taken by both skins, and applied load $P = q \times b$

$$\sigma_f = \frac{(20 \times 10^3) (0.5)}{(2) (0.5 \times 10^{-3}) (0.5)}$$

$$\sigma_f = 20 \text{ MPa}$$

This is safe, as it is considerably less than skin material typical yield strength of 150 MPa.

Panel Buckling

$$P_b = \frac{\pi^2 D}{l^2 + \frac{\pi^2 D}{G_c h b}}$$

Taking D from the beam calculation example.

Considering the core shear to be in the weaker transverse direction

So $G_c = G_w$ shear modulus

Then

$$P_b = \frac{\pi^2 (5869.6)}{(2)^2 + \frac{\pi^2 (5869.6)}{(220 \times 10^6) (25.9 \times 10^{-3}) (0.5)}}$$

$$P_b = 14,413 \text{ N}$$

So calculated load at which critical buckling would occur is greater than the end load being applied (P) of 10,000 N, thus giving a factor of safety.

End Loading continued

Shear Crimping

$$P_b = t_c G_c b$$

Skin Wrinkling

$$\sigma_{CR} = 0.5 [G_c E_c E_f]^{1/3}$$

Intracell Buckling

$$\sigma_{CR} = 2 E_f \left[\frac{t_f}{s} \right]^2$$

NB: s = cell size

Taking G_c as G_w

$$P_b = (25.4 \times 10^{-3}) (220 \times 10^6) (0.5)$$

$$P_b = 2.79 \text{ MN}$$

So the calculated load at which shear crimping would occur, is considerably greater than the end load being applied (P) of 10,000 N, thus giving a factor of safety.

Taking G_c as G_w

$$\sigma_{CR} = 0.5 [(220 \times 10^6) (1000 \times 10^6) (70 \times 10^9)]^{1/3}$$

$$\sigma_{CR} = 1244 \text{ MPa}$$

So the stress level at which skin wrinkling would occur, is well beyond the skin material typical yield strength of 150 MPa; so skin stress is more critical than skin wrinkling.

$$\sigma_{CR} = 2 (70 \times 10^9) \left[\frac{(0.5 \times 10^{-3})}{(6.4 \times 10^{-3})} \right]^2$$

$$\sigma_{CR} = 854 \text{ MPa}$$

So stress level at which intracell buckling would occur is well beyond the skin material typical yield strength of 150 MPa; so skin stress is more critical than intracell buckling.

COMPUTER MODELLING OF HONEYCOMB SANDWICH PANELS

For a more sophisticated analysis of a structure, considering the sandwich panel to be subjected to a combination of forces, a technique such as Finite Element Analysis (FEA) might be used.

In general terms, the shear forces normal to the panel will be carried by the honeycomb core. Bending moments and in-plane forces on the panel will be carried as membrane forces in the facing skins.

For many practical cases, where the span of the panel is large compared to its thickness, the shear deflection will be negligible. In these cases, it may be possible to obtain reasonable results by modelling the structure using composite shell elements. It should be noted that the in-plane stiffness of the honeycomb is negligible compared to that of the facing skins.

Where a more detailed model is required it is possible to model the honeycomb core using solid 3D elements. Attempts to model the individual cells of the honeycomb should be avoided for normal engineering analyses.

When defining the properties of honeycomb core the following points should be taken into consideration:-

$$E_x \approx E_y \approx 0$$

A very small value may be necessary to avoid singularity.

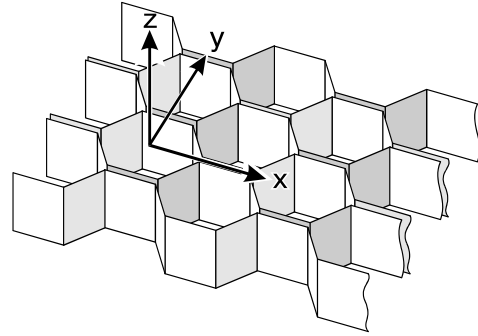
$$\mu_{xy} \approx \mu_{xz} \approx \mu_{yz} \approx 0$$

$$G_{xy} \approx 0$$

$$G_{xz} = G_L = \text{shear modulus in ribbon direction}$$

$$G_{yz} = G_w = \text{shear modulus in transverse direction}$$

$$E_z = E_c = \text{compressive modulus of core material}$$



Before analysing a large structure the modelling technique should be checked by modelling a simple panel with known results.

The above simplistic approach has proven to give reasonable engineering solutions for practical applications.

The actual force/stress distribution within a honeycomb sandwich structure is a complex subject, and is beyond the scope of this publication.

MANUFACTURE

Basic Honeycomb Sandwich Production Methods

Honeycomb sandwich components may be produced using three alternative well-established methods:-

Heated Press, generally used for the production of flat board or simple preformed panels.

Vacuum Bag Processing, used for curved and complex form panels.

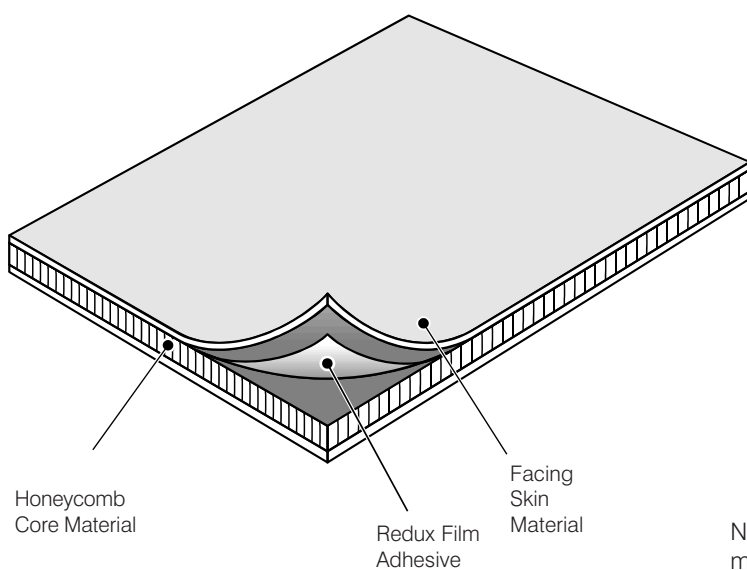
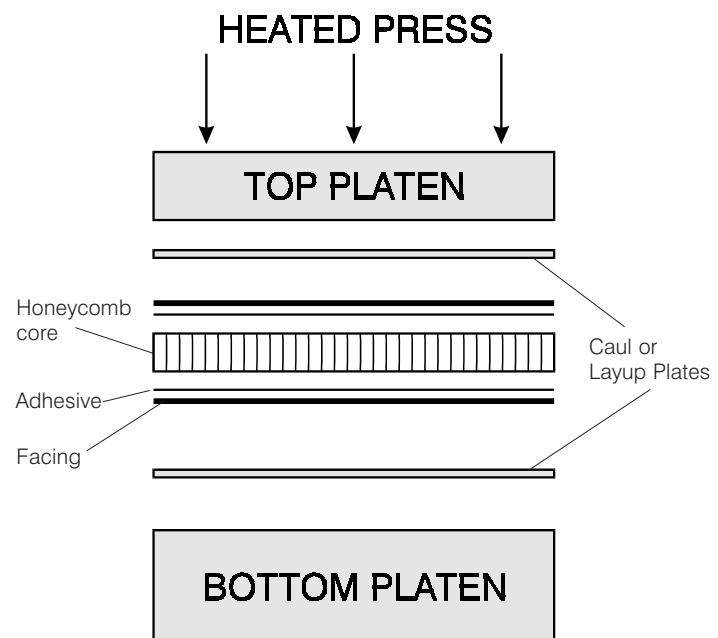
Matched Mould Processing, used generally for batch production of finished panels.

Heated Press

Ideally the panels should be assembled ready for curing as a single shot process. This method is suitable for metallic and prepreg (pre-impregnated) facing skins. Alternatively prepreg facing skin materials may be pre-cured by using a press, and subsequently bonding with a film adhesive layer.

Hexcel's Redux® range of film adhesives is well suited for these production methods.

Integrally bonded items such as extruded bar sections and inserts may be included and located by the honeycomb core or with simple tooling.

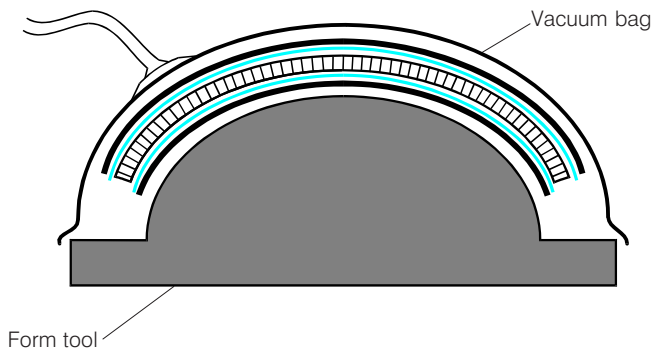


NB. Some further information related to production methods, may be found in Hexcel Composites publications: "Redux Bonding Technology" Ref: RGU 034b and "Prepreg Technology" Ref: FGU 017 available on request or via www.hexcelcomposites.com

Vacuum Bag Processing

The component should be assembled for cure as a single shot process, the necessary consolidation is obtained using a vacuum. This can be cured in an oven, and additional pressure can be applied if an autoclave is used.

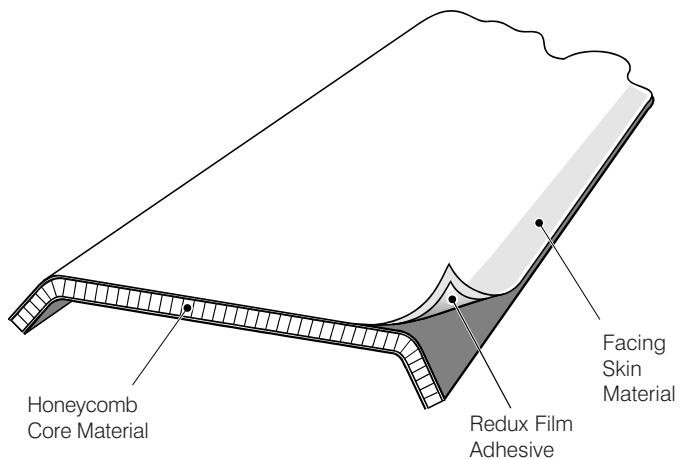
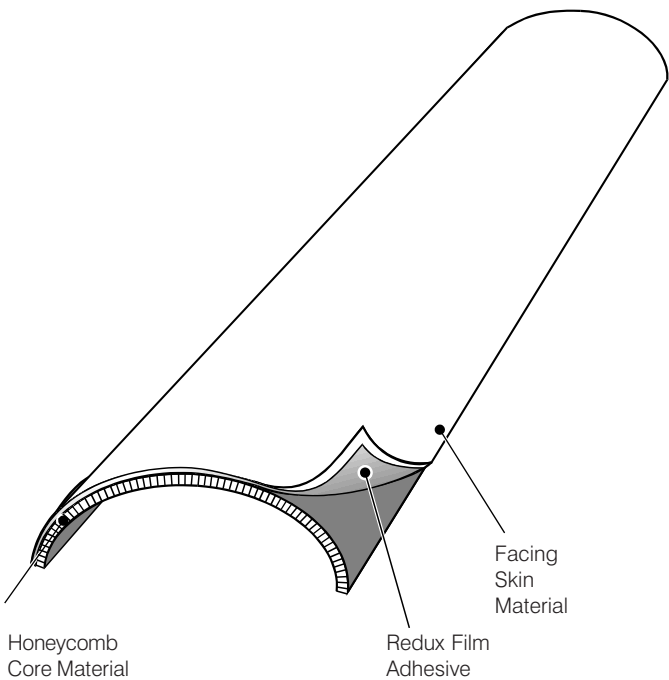
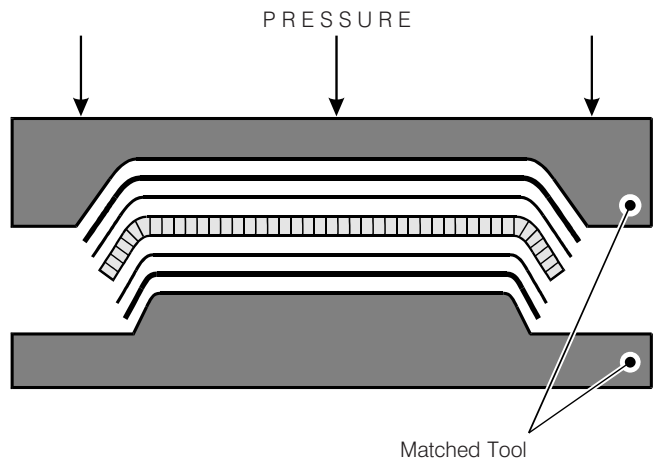
This method is suitable for items with prepreg or preformed composite or metallic facing skins. When flexible or formed honeycomb core and film adhesives are used complex items may be produced.



Match Mould Processing

This method is most suited to the single shot cure process where a key objective is to achieve production items with high levels of tolerance and surface finish. The heat and pressure cure cycle in this case is applied using a variety of methods. Typical methods are the use of heated tools with external mechanical pressure or non heated tools placed in a press or oven to achieve the full cycle.

Using a room temperature curing adhesive cold bonding may be considered if the sandwich construction is too large to be processed using the above methods, or if heating equipment is unavailable.



Advice on special methods and applications, plus information on equipment and suppliers can be obtained from Hexcel Composites on request.

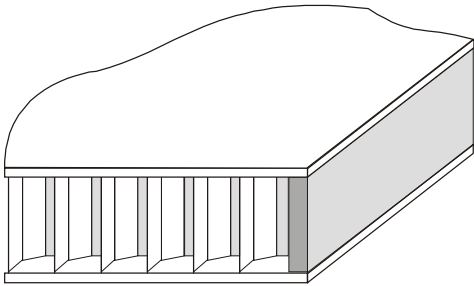
Sandwich Panel Edge Closure Design

When designing of sandwich panels it may be necessary to consider methods of closing or sealing the edges. Exposed edge areas are a potential weakness in the design as they may be susceptible to local impact or environmental damage.

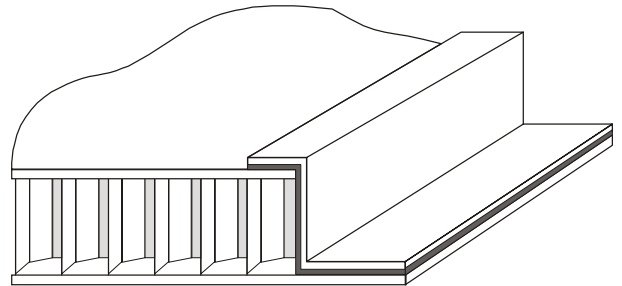
Edge closures may also provide local reinforcements, attachment points, or simply meet aesthetic requirements.

Illustrated are a number of methods commonly used to close sandwich boards:

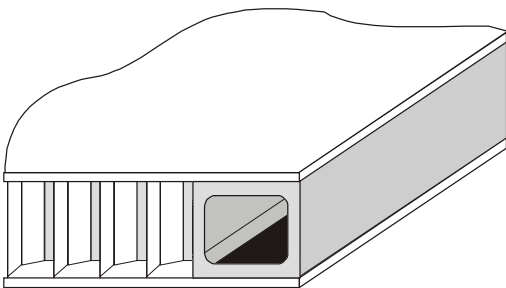
Further information on edge closure, board joining, fabrication and finishing methods is available in the Hexcel Composites publication "Sandwich Board Fabrication Technology" Ref: LTU 018, available on request.



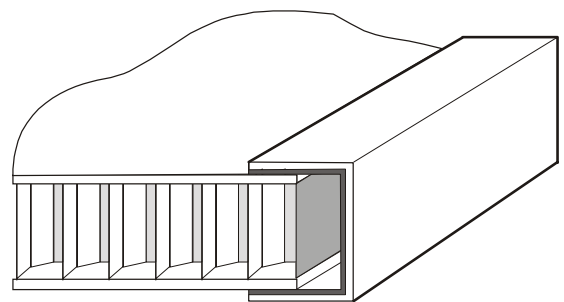
Panel closed with edge filler.



Bonded 'Z' section



Box extrusion



Bonded 'U' section

SAFETY

Handling Precautions

When fabricating from honeycomb sandwich board materials it is advisable to wear disposable clean cotton gloves throughout the entire operation. This helps to keep the panel clean, and affords protection for the operator's hands.

Glass fibre dust is an irritant. Avoid breathing the dust generated by cutting operations, and do not rub the eyes with hands which may be contaminated with the dust.

The usual precautions should be observed while working with synthetic resins.

Product Safety Data Sheets have been prepared for all Hexcel Composites products and are available to company safety officers on request.

The information contained herein is believed to be the best available at the time of printing but is given without acceptance of liability, whether expressed or implied, for loss or damage attributable to reliance thereon. Users should make their own assessment of the technology's suitability for their own conditions of use and, before making any commitment with regard to the information given, should check that it has not been superseded.

APPENDIX I

Mechanical Properties of Honeycomb Materials - Typical Values at Room Temperature

PRODUCT CONSTRUCTION		COMPRESSION		PLATE SHEAR			
Density	Cell Size*	Stabilized		L Direction		W Direction	
kg/m ³ (lb/ft ³)	mm (in)	Strength MPa	Modulus MPa	Strength MPa	Modulus MPa	Strength MPa	Modulus MPa
3003 Aluminium							
29 (1.8)	19 (3/4)	0.9	165	0.65	110	0.4	55
37 (2.3)	9 (3/8)	1.4	240	0.8	190	0.45	90
42 (2.6)	13 (1/2)	1.5	275	0.9	220	0.5	100
54 (3.4)	6 (1/4)	2.5	540	1.4	260	0.85	130
59 (3.7)	9 (3/8)	2.6	630	1.45	280	0.9	140
83 (5.2)	6 (1/4)	4.6	1000	2.4	440	1.5	220
5052 Aluminium							
37 (2.3)	6 (1/4)	1.35	310	0.96	220	0.58	112
50 (3.1)	5 (3/16)	2.3	517	1.45	310	0.9	152
54 (3.4)	6 (1/4)	2.6	620	1.6	345	1.1	166
72 (4.5)	3 (1/8)	4.2	1034	2.3	483	1.5	214
83 (5.2)	6 (1/4)	5.2	1310	2.8	565	1.8	245
127 (7.9)	6 (1/4)	10.0	2345	4.8	896	2.9	364
130 (8.1)	3 (1/8)	11.0	2414	5.0	930	3.0	372
5056 Aluminium							
37 (2.3)	6 (1/4)	1.8	400	1.2	220	0.7	103
50 (3.1)	3 (1/8)	2.4	669	1.7	310	1.1	138
50 (3.1)	5 (3/16)	2.8	669	1.8	310	1	138
72 (4.5)	3 (1/8)	4.7	1275	3.0	483	1.7	193
HRH10 Nomex (Aramid)							
29 (1.8)	3 (1/8)	0.9	60	0.5	25	0.35	17.0
32 (2.0)	5 (3/16)	1.2	75	0.7	29	0.4	19.0
32 (2.0)	13 (1/2)	1.0	75	0.75	30	0.35	19.0
48 (3.0)	3 (1/8)	2.4	138	1.25	40	0.73	25.0
48 (3.0)	5 (3/16)	2.4	140	1.2	40	0.7	25.0
64 (4.0)	3 (1/8)	3.9	190	2.0	63	1.0	35.0
64 (4.0)	6 (1/4)	5.0	190	1.55	55	0.86	33.0
80 (5.0)	3 (1/8)	5.3	250	2.25	72	1.2	40.0
96 (6.0)	3 (1/8)	7.7	400	2.6	85	1.5	50.0
123 (7.9)	3 (1/8)	11.5	500	3.0	100	1.9	60.0
144 (9.0)	3 (1/8)	15.0	600	3.5	115	1.9	69.0
29 (1.8)	5 OX (3/16)	1.0	50	0.4	14	0.4	21.0
48 (3.0)	5 OX (3/16)	2.9	120	0.8	20	0.85	35.0
HRH78	Typical mechanical properties are similar to HRH10, however, the aramid sheet manufacturing tolerances are wider therefore minimum values may be reduced.						

Other foil thicknesses and cell size are available: see specific data sheet or Selector Guide, obtainable from Hexcel Composites on request.
 *Please note that the exact cell sizes for HexWeb core are the imperial measurements. The metric values are provided for reference only.

APPENDIX II

Properties of typical facing materials for sandwich panel construction.

FACING MATERIAL	TYPICAL STRENGTH Tension/Compression MPa	MODULUS OF ELASTICITY Tension/Compression GPa	POISSON'S RATIO μ	TYPICAL CURED PLY THICKNESS mm	TYPICAL WEIGHT PER PLY kg/m ²
Epoxy UD CARBON tape (0°) 60% volume fraction	2000 / 1300	130 / 115	0.25	0.125	0.19
Epoxy UD GLASS tape (0°) 55% volume fraction	1100 / 900	43 / 42	0.28	0.125	0.25
Epoxy WOVEN CARBON (G793-5HS) 55% volume fraction	800 / 700	70 / 60	0.05	0.30	0.45
Epoxy WOVEN ARAMID (285K-4HS) 60% volume fraction	500 / 150	30 / 31	0.20	0.20	0.27
Epoxy WOVEN GLASS (7781-8HS) 50% volume fraction	600 / 550	20 / 17	0.13	0.25	0.47
Phenolic WOVEN GLASS (7781-8HS) 55% volume fraction	400 / 360	20 / 17	0.13	0.25	0.47
ALUMINIUM Alloy 2024 T3 5251 H24 6061 T6	Av. Yield 270 150 240	Av. 70	0.33	0.50	1.35
STEEL carbon 1006 1017	Av. Yield 285 340	Av. 205	0.30	0.5	4.15
Exterior PLYWOOD Fir	30 / 35	Av. 9	0.1	12.7	6.3
Tempered HARDWOOD Teak	110 / 40	Av. 12	0.1	12.7	8.5

APPENDIX III

Summary of Formulae

BEAM (pages 12 to 13)

$$\text{Bending Stiffness} = D = \frac{E_f t_f h^2 b}{2} \quad \text{where } h = t_f + t_c$$

$$\text{Shear Stiffness} = S = bhG_c \quad \text{where } G_c = G_L \text{ or } G_W$$

$$\text{Deflection} = \delta = \frac{K_b Pl^3}{D} \text{ (bending)} + \frac{K_s Pl}{S} \text{ (shear)}$$

$$\text{Facing Stress} = \sigma_f = \frac{M}{h t_f b} \quad \text{where } M \text{ is from page 11}$$

$$\text{Core Stress} = \tau_c = \frac{F}{h b} \quad \text{where } F \text{ is from page 11}$$

PLATE (pages 14 to 17)

$$\text{Plate Coefficient} = \text{i) } \frac{b}{a}; \text{ ii) } R = \frac{G_L}{G_W}; \text{ iii) } V = \frac{\pi^2 E_f t_f h}{2b^2 G_W \lambda}$$

$$\text{Deflection} = \delta = \frac{2K_1 q b^4 \lambda}{E_f t_f h^2}$$

$$\text{Facing Stress} = \sigma_f = \frac{K_2 q b^2}{h t}$$

$$\text{Core Shear} = \tau_c = \frac{K_3 q b}{h}$$

$$\text{Local Compression} = \sigma_c = \frac{P}{A} = \frac{q \times A}{A} \quad \text{(NB: also applicable to Beams)}$$

END LOADING (pages 18 to 19)

$$\text{Facing Stress} = \sigma_f = \frac{P}{2 t_f b} \quad \text{where } P = q \times b \text{ if applicable}$$

$$\text{Panel Buckling} = P_b = \frac{\pi^2 D}{l^2 + \frac{\pi^2 D}{G_c h b}} \quad \text{where } D \text{ is as per beam}$$

$$\text{Shear Crimping} = P_b = t_c G_c b$$

$$\text{Skin Wrinkling} = \sigma_{CR} = 0.5 [G_c E_c E_f]^{1/3}$$

$$\text{Intra Cell Buckling} = \sigma_{CR} = 2 E_f \left[\frac{t_f}{S} \right]^2$$

The above formulae assume symmetrical items, with thin facings of the same skin material and thickness, and core relatively much less stiff than skins.

Further reading:

ZENKERT, D. - *An Introduction to Sandwich Construction*
Emas Publishing, London (1997)

BITZER, T. - *Honeycomb Technology*
Chapman & Hall, London (1997)

**Ficha técnica del *Formula SAE*
*Standart Impact Attenuator***





FORMULA SEVEN

FORMULA SAE COMPONENTS

Formula Sae Standard Impact Attenuator

Data

Standard Impact Attenuator ad per Rule

B3.21.11

Material

Dow Impaxx 770® foam

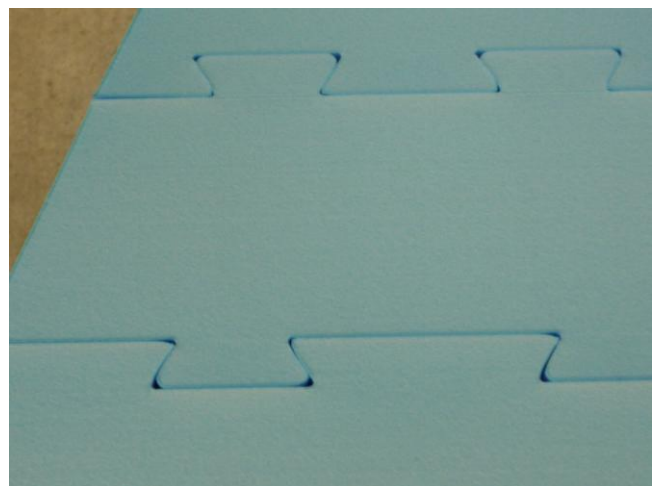
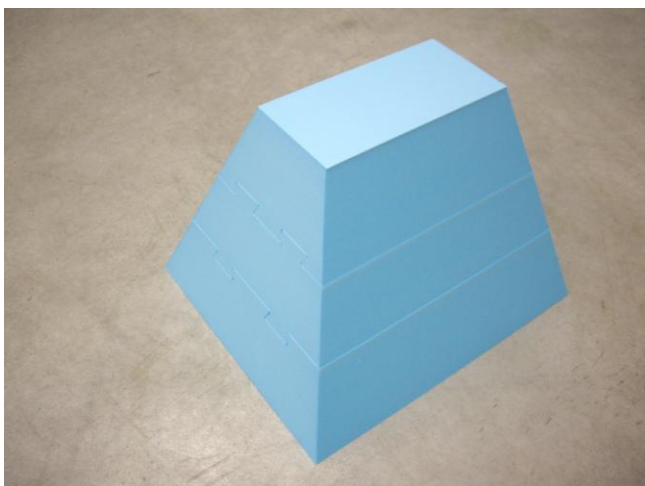
Weight

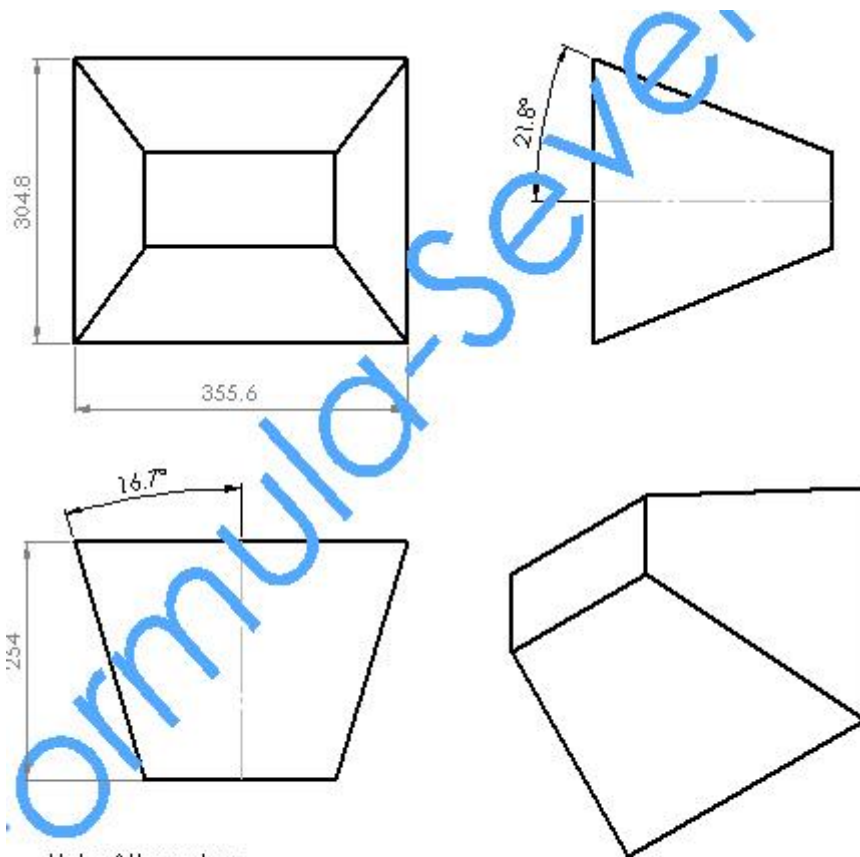
700 grams

NOTE1: Attenuators will not include optional radii on edges or mounting holes. Mounting holes shown are for reference only. Attachment is up to the team to determine

NOTE2: Glue is used between the parts to prevent sliding of the 3 slices.

NOTE3: It is suggested to use adhesive bonding to fix the Impact Attenuator on the Anti Intrusion Plate.





Note: Attenuators purchased from FORMULA SEVEN will not include optional radii on edges or mounting holes.

