



PROYECTO FIN DE CARRERA

CÁLCULO, DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DEL CHASIS TUBULAR MIXTO PARA UN VEHÍCULO ELÉCTRICO

Autor: Oswaldo Trigo Guilló

Director: Emilio Larrodé Pellicer

Departamento: Ingeniería Mecánica

Área: Ingeniería e Infraestructura de los Transportes

Universidad de Zaragoza

Centro Politécnico Superior

Septiembre 2011

CÁLCULO, DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DEL CHASIS TUBULAR MIXTO PARA UN VEHÍCULO ELÉCTRICO

RESUMEN

El presente proyecto de fin de carrera tiene como objetivo el cálculo, diseño y optimización de un chasis tubular mixto para un vehículo eléctrico. Para llevar a cabo este cometido se utilizan los programas de elementos finitos PATRAN y ABAQUS.

El análisis de comportamiento que se lleva a cabo es sobre un chasis tubular mixto de un vehículo eléctrico real, formado por perfiles longitudinales y elementos superficiales de chapa, que confieren a la estructura una mejor respuesta frente a los esfuerzos de torsión, y una mayor capacidad resistente.

El objetivo primero del proyecto es desarrollar una modelización por elementos finitos del chasis tubular mixto del vehículo eléctrico, para así realizar un análisis resistente del mismo y comprobar así su comportamiento.

A partir de los resultados obtenidos con este primer análisis, se modifican ciertos parámetros del chasis, que permiten mejorar su respuesta frente a los estados de carga y las condiciones de contorno impuestas. De esta manera, se obtiene una configuración optimizada del diseño que mejore su respuesta.

En la elaboración de este proyecto, viene implícito el aprendizaje del uso de los dos programas utilizados, con la lectura de sus manuales y tutoriales y también la familiarización con las nociones básicas de diseño de vehículos.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

1.	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Contexto del proyecto	1
1.2	Información y herramientas disponibles	2
1.3	Objetivo y alcance del proyecto	2
1.4	Estructura del contenido	3
2.	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y METODOLOGÍA	5
3.	DISEÑO DEL MODELO	7
3.1	Geometría	7
3.1.1	Datos de partida	7
3.1.2	Medidas de la geometría	8
3.2	Elementos.....	9
3.3	Mallado	11
3.4	Material.....	11
3.5	Chasis completo y suspensiones.....	12
4.	ANÁLISIS DEL MODELO	14
4.1	Análisis frecuencial	14
4.1.1	Caso 1	15
4.1.2	Caso 2	18
4.2	Análisis estático	21
4.2.1	Análisis a flexión	22
4.2.2	Análisis a torsión	31
5.	OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO	34
5.1	Primera actuación	35
5.2	Segunda actuación	38
5.3	Tercera actuación.....	40
5.4	Conclusiones de las actuaciones.....	43
6.	CONCLUSIONES	44
7.	BIBLIOGRAFÍA	45

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Prototipo Gorila EV	1
Figura 2: Parte trasera del chasis del archivo original	8
Figura 3: Medida de distancia en Patran	9
Figura 4: Mallado del chasis	11
Figura 5: Representación del modelo en líneas y planos	12
Figura 6: Representación del modelo en 3D	12
Figura 7: Modelado de la suspensión delantera	13
Figura 8: Modelado de la suspensión trasera	13
Figura 9: Representación de las condiciones de contorno de la bancada	15
Figura 10: Modo primero	16
Figura 11: Modo segundo	17
Figura 12: Modo tercero	17
Figura 13: Suspensión rígida	18
Figura 14: Primer modo	19
Figura 15: Segundo modo	19
Figura 16: Modo quinto	20
Figura 17: Modo tercero	20
Figura 18: Modo cuarto	21
Figura 19: Viga tubular apoyada	22
Figura 20: Pesos del controlador	23
Figura 21: Pesos del motor	24
Figura 22: Pesos de baterías delanteras y centrales	24
Figura 23: Peso repartido de diferentes elementos del vehículo	25
Figura 24: Tensiones en la bancada con peso total del vehículo	26
Figura 25: Zona de máxima tensión en chasis	26
Figura 26: Características del elemento 1151	27
Figura 27: Desplazamiento	27
Figura 28: Condiciones de contorno de flexión	28
Figura 29: Tensiones en el análisis a flexión	29
Figura 30: Tensiones en las láminas delanteras	29
Figura 31: Tensión con un desplazamiento de 24 mm	30
Figura 32: Fuerzas de reacción	31
Figura 33: Condiciones de contorno en la torsión	32
Figura 34: Tensiones en el análisis a torsión	33
Figura 35: Parte del chasis con mayores tensiones	35
Figura 36: Características del elemento 1151	35
Figura 37: Zona más afectada por las tensiones	36
Figura 38: Barra diagonal de refuerzo	36
Figura 39: Representación de las tensiones con barra de refuerzo	37

Figura 40: Características del elemento 1151	37
Figura 41: Barras en posición diagonal.....	37
Figura 42: Características del elemento 1151	38
Figura 43: Tensiones con las barras diagonales	38
Figura 44: Tensiones a flexión con láminas de 3 mm	39
Figura 45: Tensiones a torsión con láminas de 3 mm	39
Figura 46: Análisis a flexión con perfiles de 2 mm	40
Figura 47: Fuerzas de 1900 N	41
Figura 48: Flexión con fuerzas impuestas con tubos de 2,5 mm	41
Figura 49: Flexión con fuerzas impuestas con tubos de 2 mm	42
Figura 50: Desplazamiento con perfiles de 2 mm	42

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Propiedades del acero del modelo	11
Tabla 2: Condiciones de contorno de bancada	15
Tabla 3: Frecuencias de los cinco primeros modos	16
Tabla 4: Frecuencias de los cinco primeros modos	18
Tabla 5: Desplazamientos impuestos	28

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Contexto del proyecto

Este proyecto se ha realizado individualmente y pertenece al departamento de Ingeniería Mecánica del Centro Politécnico Superior dentro del área de Ingeniería e Infraestructura de los Transportes.

El director del proyecto, Emilio Larrodé Pellicer, ha sido el promotor de la propuesta de realización de este trabajo, pues está involucrado entre otras cosas, en la mejora de un prototipo de vehículo eléctrico que ha realizado la empresa Zytel Automoción S.L con la colaboración del Grupo de Investigación en Transporte y Logística de la Universidad de Zaragoza.

La empresa aragonesa Zytel Automoción S.L. forma parte del grupo Zytel Solar. Está dedicada a la electrificación de vehículos y fabricación de vehículos eléctricos y se localiza en el Polígono Industrial Centrovía en La Muela (Zaragoza).

Zytel se encuentra inmersa en varios proyectos actualmente, entre los que destaca la fabricación de un vehículo eléctrico puro llamado Gorila EV.



Figura 1: Prototipo Gorila EV

El vehículo eléctrico Gorila EV está construido como concept car. Igual que cualquier prototipo, el Gorila EV expresa una idea, una tendencia, tanto a nivel estético como

mecánico, hacia la que la empresa quiere orientarse. Sin embargo, en esta fase de desarrollo no se tienen tanto en cuenta factores tan importantes como utilidad, cumplimiento de normas, proceso de fabricación, etc.

Por ello, el equipo de Zytel está trabajando en los cambios necesarios para que el Gorila EV cumpla con las homologaciones obligatorias y con las características que espera el futuro comprador de un vehículo como este. Es en esta fase de desarrollo del modelo en la que se enmarca este proyecto, más concretamente en la comprobación del comportamiento del chasis del prototipo y la de aportar ideas para su mejora.

1.2 Información y herramientas disponibles

Para este proyecto se dispone de dicho prototipo en el taller de Zytel, en el que se han podido tomar algunas medidas.

Sin embargo, la parte fundamental de la que se ha partido para la consecución de los objetivos propuestos, son los archivos de un programa de diseño asistido por ordenador (CAD), que contienen las representaciones gráficas de los diferentes componentes del Gorila EV. Estos fueron proporcionados por el equipo de Zytel.

Las herramientas empleadas para el desarrollo de los cálculos necesarios han sido principalmente dos de carácter computacional. Se trata de programas de ingeniería asistida por computadora (CAE) que utilizan el método de cálculo por elementos finitos. Estos son los denominados Patran y Abaqus.

Para el manejo de estos programas se han hecho uso de sus manuales y también se han seguido tutoriales de iniciación en su aprendizaje.

Asimismo, a la hora de abordar los diferentes análisis y problemas que surgen, se ha recurrido a bibliografía especializada y se ha contado con la ayuda del director de este proyecto y de los miembros del equipo de Zytel.

1.3 Objetivo y alcance del proyecto

Teniendo en cuenta el contexto y el material que se dispone, se han fijado los siguientes objetivos:

- Adquirir habilidad en el manejo de las herramientas de software, con las que se pretenden realizar la modelización y los diferentes análisis y cuyo conocimiento es imprescindible en ciertas áreas de la ingeniería.
- Aplicar conocimientos teóricos previamente estudiados en el rediseño de una estructura real.

- Analizar el comportamiento y tratar de aportar mejoras al chasis del vehículo eléctrico que nos ocupa. Para ello hay que cumplir satisfactoriamente los siguientes cometidos:

- Realizar un modelo de elementos finitos del Gorila EV lo más exacto posible al chasis del prototipo real, pero teniendo en cuenta el alcance de nuestro objetivo y las pretensiones con las que se realiza el proyecto.

- Analizar el comportamiento resistente del modelo del chasis anteriormente realizado, sometiéndolo a diferentes casos de cargas y condiciones de contorno adecuados para obtener de los resultados información útil.

- Estudiar los resultados iniciales obtenidos en los análisis y hacer propuestas de modificaciones de ciertos parámetros del chasis, que permitan una mejora en la respuesta ante las condiciones impuestas.

- Comprobar los resultados de los análisis del modelo rediseñado, con el fin de observar si satisfacen las expectativas de la propuesta de modificación.

1.4 Estructura del contenido

En los siguientes apartados de esta memoria se refleja con detalle el trabajo llevado a cabo en este estudio. Su estructura se ha dividido en las mismas partes en las que se ha dividido el trabajo práctico.

Lo primero que se expone es el planteamiento del problema y la metodología que se ha seguido para llegar a la solución de éste. Cuando se habla de problema se refiere, en este caso, al análisis de comportamiento y mejora del chasis y en cuanto a solución, se entiende a la consecución de los objetivos marcados. Se explica brevemente cómo se enfoca el análisis, qué se va analizar en concreto y cómo se va a proceder.

En el segundo bloque se encuentra la explicación de la construcción del modelo, es decir, elaborar la réplica del chasis real en el programa de modelado, que servirá como base de todos los posteriores análisis y modificaciones de parámetros para conseguir su mejora.

El tercer bloque corresponde a los diferentes análisis realizados. Se explican los casos de cargas y condiciones de contorno, y se observan los resultados obtenidos.

En la cuarta parte, se muestran las ideas de mejora y se modifica el modelo según éstas. Después se plantean los análisis del chasis modificado y se extraen las conclusiones definitivas sobre los resultados obtenidos, valorando si se cumplen los objetivos.

Por último se plantea una breve reflexión sobre el proyecto realizado y sobre líneas futuras de continuación de este trabajo.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y METODOLOGÍA

Se nos plantea a grandes rasgos, el cálculo del comportamiento del chasis del vehículo eléctrico Gorila EV y el cometido de diseñar de nuevo, aunque partiendo de la estructura mecánica ya existente, un chasis optimizado.

El diseño mecánico es en resumen, resultado de investigaciones sobre el límite de fluencia de los materiales, es decir, el valor de esfuerzo aplicado en el que el material comienza a deformarse permanentemente, adquiriendo propiedades diferentes a las que tenía antes de someterlo a una fuerza.

El proceso de diseño se inicia con la identificación de la necesidad para luego plantear el problema concreto. También se realizan de manera interactiva los análisis y las síntesis hasta concluir con el diseño final. Este es, en esencia el planteamiento del proyecto.

Para identificar las carencias del chasis original, primero hay que crear un modelo de elementos finitos. El método de los elementos finitos (MEF), es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales, que es muy utilizado en diversos problemas tanto de ingeniería como de física.

La idea general del método de los elementos finitos, es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito, cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones. Este sistema de ecuaciones se esquematiza de la siguiente manera:

$$f = k * u$$

Donde las incógnitas son los desplazamientos en los nodos (vector u) que se hallan a partir de las "fuerzas" o "solicitudes" en los nodos (vector f) y de la rigidez de las barras (matriz de rigidez k). Conocidos dichos desplazamientos es posible determinar los esfuerzos en las barras.

En el sistema anterior se tienen en cuenta varios factores:

- El dominio o espacio geométrico que es el objeto de análisis.
- Las condiciones de contorno, es decir, unas variables conocidas y que condicionan el sistema: cargas, desplazamientos, etc.

- Las variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema, como pueden ser los desplazamientos, las tensiones, fuerzas de reacción... en las diferentes partes del dominio.

Este método permite resolver con gran aproximación ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas. El método es verdaderamente útil si se utiliza integrado en un programa computacional de cálculo. En este proyecto se ha utilizado el programa Patran de MSC. Software para la creación del modelo. Por otro lado, Abaqus es un software de la marca Simulia que se ha usado para el procesado de los análisis.

Patran es el software de pre-procesado empleado para el análisis de elementos finitos (FEA) y ofrece una configuración integral para el modelado, mallado y análisis para Abaqus.

La creación de prototipos virtuales es una tarea muy tediosa a la que se enfrenta el ingeniero y supone un enorme gasto de tiempo. Por ello, se ha utilizado para este proyecto un programa como Patran, que consta de herramientas que simplifican la creación de modelos listos para el análisis. Entre ellas se encuentran la traducción de geometría CAD, la simplificación del modelo geométrico, los procesos de mallado manual, la edición de entradas para configurar los trabajos para su análisis a través de diversos sistemas, etc.

Tras la creación del modelo virtual en Patran se importa el archivo a Abaqus. Con este último se puede crear, editar monitorizar, diagnosticar y visualizar análisis avanzados. No obstante, puesto que el prototipo virtual se introduce con los parámetros de análisis especificados, solo se debe analizar y visualizar los resultados en este caso. Así pues, antes del análisis en Abaqus, hay que imponer en el modelo en Patran las condiciones de contorno adecuadas sobre la geometría, teniendo en mente qué información del comportamiento del chasis se quiere obtener en cada caso.

Respecto a la visualización de los resultados, el estudio se centra básicamente en los desplazamientos y tensiones que aparecen en el chasis debidas a un caso de condiciones de contorno. La tensión que se tiene en cuenta es la de Von Mises, que es la magnitud física (energía de distorsión) utilizada en el criterio de Von Mises. Este criterio, muy utilizado en el análisis de estructuras con materiales homogéneos e isótropos, se denomina también criterio de la máxima energía de distorsión. Se aplica a materiales dúctiles y afirma que el material no fluirá en el punto analizado siempre que la energía de distorsión por unidad de volumen en el punto, no supere la tensión límite que se da en el momento de la fluencia en el ensayo de tracción.

3. DISEÑO DEL MODELO

En este apartado se presenta el proceso de creación del modelo del chasis del vehículo, explicando las diferentes etapas y sus características.

3.1 Geometría

El primer paso que se debe ejecutar en cualquier modelización por elementos finitos es la realización de la geometría sobre la cual trabajar.

3.1.1 Datos de partida

El equipo de Zytel ha facilitado para este proyecto un conjunto de archivos pertenecientes al programa de diseño Catia V5. Estos archivos contienen toda la geometría no sólo del chasis sino del vehículo en su totalidad, incluyendo hasta el mínimo detalle. Cada parte viene en un archivo de extensión .CATpart. Para ver todas las partes en su lugar, es decir, ver el vehículo completo, se deben abrir los archivos de extensión .CATproduct.

Como se ha comentado con anterioridad, los programas de modelado y análisis con los que se trabaja en el departamento son Patran y Abaqus. Patran se ha usado para la creación del modelo de elementos finitos por su simpleza y claridad, que hacen de él un programa muy intuitivo. Por otro lado, Abaqus se utiliza para el análisis del modelo creado anteriormente en Patran y también para la visualización de resultados.

Se ve pues que hay un problema de incompatibilidad entre los archivos y el programa con el que se quiere abrirlos. Para resolver dicha cuestión, este tipo de programas tienen la posibilidad de importar archivos de otros formatos, traduciendo los archivos de diferentes extensiones para que se puedan leer. Esto se hace sencillamente con la función import→ (part o product).

Así, de esta forma se han podido ver los archivos proporcionados, teniendo en cuenta que para que se puedan visualizar los archivos .CATpart que componen un archivo .CATproduct, deben estar en la misma carpeta.

Estos archivos contienen los dibujos del coche, pero son solo eso, dibujos. Se hicieron con el propósito de visualizar el vehículo en tres dimensiones, pero no con la finalidad de analizar su comportamiento.

Con el objeto de aprovechar dicha geometría, se ha pensado en un primer momento en obtener de ella las partes del chasis adecuándolas para la obtención de un modelo y eliminando todas las que no formaran parte de él, pero se ha decidido empezar a construir un modelo desde cero porque lleva menos trabajo ya que, debido a la infinidad de partes que contiene los archivos .CATproduct, se manipulan muy

lentamente y es muy costoso lograr una geometría del chasis apta para ser modelada y analizada.

Además, puesto que uno de los objetivos del proyecto es aprender a diseñar utilizando programas de elementos finitos, parece más conveniente construir desde los primeros pasos un modelo específico.

3.1.2 Medidas de la geometría

Una vez que se ha decidido crear un modelo nuevo, el siguiente paso es obtener las medidas del chasis.

Puesto que Patran da error al tratar de importar los archivos de Catia, se han abierto todos desde Abaqus. El archivo con las partes montadas es muy extenso, por lo que se han borrado muchas partes que no interesan. En la figura 2 se ve la parte trasera del chasis donde se han eliminado detalles que el archivo original tenía.

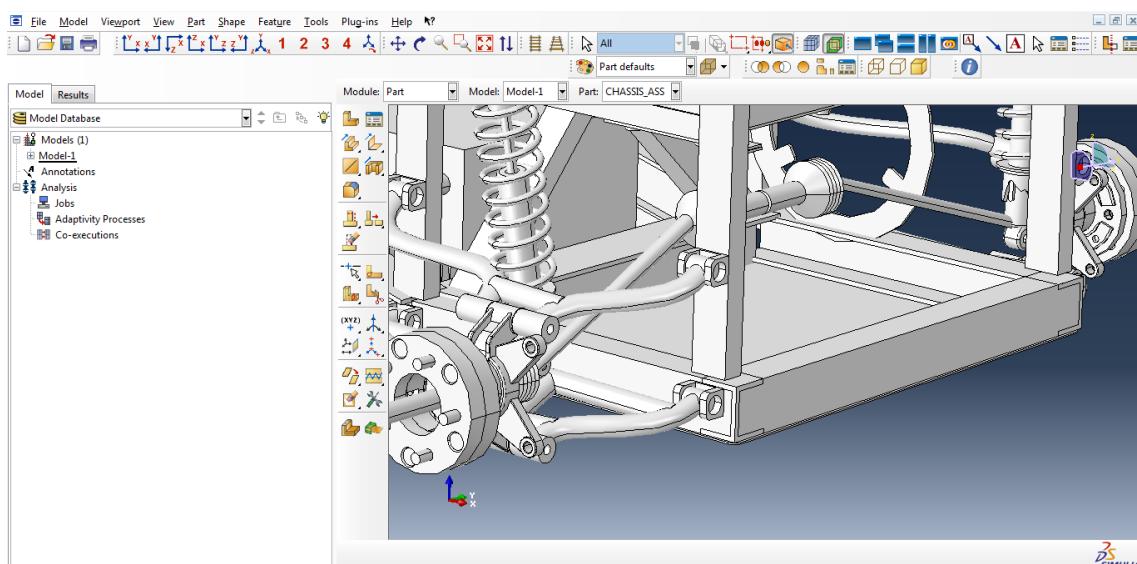


Figura 2: Parte trasera del chasis del archivo original

A partir de este archivo grafico, se han exportado a Patran diferentes partes del chasis para ser medidas en este programa con más facilidad. En la figura 3 se observa la pantalla de Patran, en la que se mide la distancia entre dos puntos (de color blanco) para conocer la anchura de la viga de perfil rectangular que conforma el chasis.

Así, repitiendo este proceso de exportar y medir partes del archivo, se ha construido la geometría del modelo fiel al documento original hasta que estuvo lista para dividirla en elementos finitos.

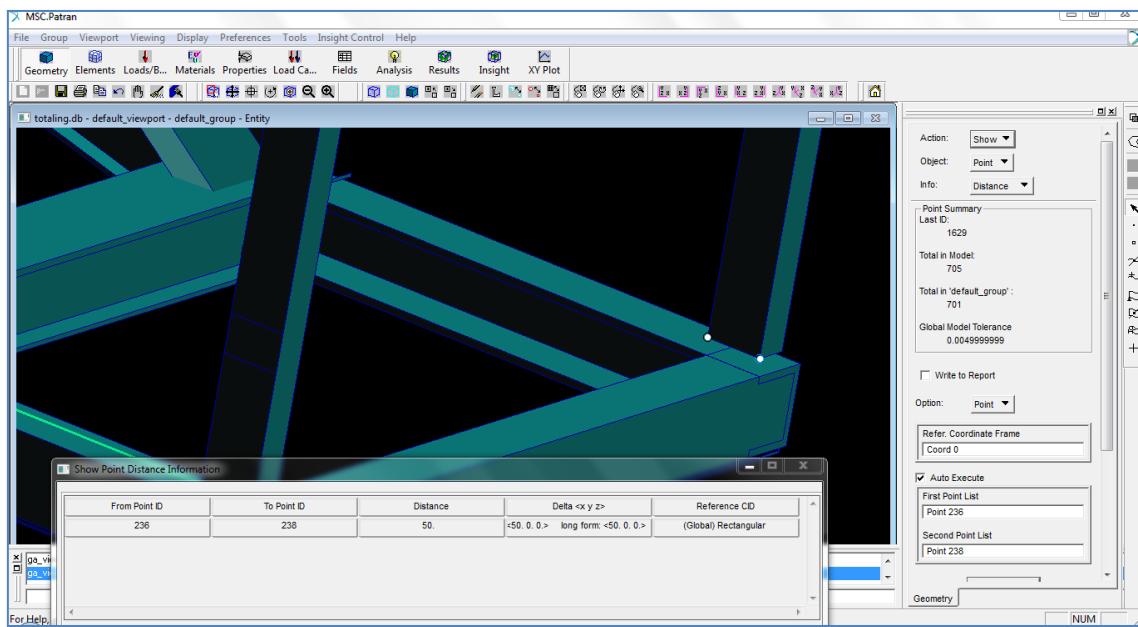


Figura 3: Medida de distancia en Patran

3.2 Elementos

Para la realización del modelo a analizar, se ha pensado en dos posibilidades. La primera de ellas es la utilización de beam elements y shell elements, es decir, elementos de una dimensión (vigas) y elementos de dos dimensiones (placas) para las láminas de acero, y por otro lado, la segunda opción es la utilización de elementos de tres dimensiones o lo que es lo mismo, elementos sólidos.

Un modelado de las diferentes partes del chasis como solid elements, permite una mejor aproximación del modelo con la realidad y mejorar la precisión en los resultados de cualquier análisis. Por otro lado, la elaboración de la geometría con partes sólidas es más costosa que una geometría formada por elementos unidimensionales y bidimensionales, y exige tener más cuidado en la unión entre las distintas vigas mediante los nodos.

Una desventaja importante del modelo con elementos sólidos, se encuentra en el tiempo de cálculo. La precisión que se gana se paga con un tiempo superior que el programa necesita para llevar a cabo todas las operaciones, debido a un considerable aumento de elementos frente al modelo simplificado de beam elements y shell elements.

Considerando estas cuestiones, se ha optado por el modelo con elementos unidimensionales y tridimensionales por las razones siguientes:

- 1 Atendiendo al objetivo de visualizar diferentes tipos de resultados ante diferentes casos de cargas y condiciones de contorno, aplicar hipótesis, utilizar

aproximaciones y porque no, el de aprender a modelar y manipular las diferentes herramientas de los dos programas utilizados, el manejo de un modelo con una gran cantidad de nodos y por tanto de ecuaciones que resolver hace del trabajo una labor mucho menos dinámica pues cada vez que se quiere someter un caso a análisis se debe esperar mucho más tiempo a que el programa dé los resultados. Con el modelo simple, se han podido jugar con los diferentes parámetros de la estructura, fuerzas, desplazamientos impuestos, ver qué errores se producen, etc. de forma mucho más rápida y ocupar más tiempo en la interpretación de resultados.

Este menor tiempo cálculo se agradece cuando se están importando continuamente del programa en el que se retoca el modelo (Patran) al programa en el que se calculan y observan los resultados (Abaqus).

2 La exactitud que se necesita para los análisis no es muy alta. La precisión del modelo debe estar en consonancia con otros aspectos del proyecto y se debe ser consciente de que este no se centra en hacer pruebas minuciosas a un chasis definitivo, sino que estamos ante un prototipo que se quiere mejorar aportando ideas concretas a nivel general de la estructura.

De nada sirve, centrarse en realizar una viga tridimensional que se ajuste más a la realidad, si luego no poseemos información precisa de las uniones entre las diferentes partes del chasis o las medidas que se disponen no son las que se han medido en el prototipo real.

3 Por otro lado, la aproximación de la estructura del chasis como elementos unidimensionales y bidimensionales es suficientemente aproximada para su análisis. La estructura está formada por vigas y láminas de acero y no hay ningún elemento que integre el chasis en nuestro modelo que no se pueda asemejar a una barra o a una placa. De lo contrario, deberíamos utilizar obligatoriamente elementos de tres dimensiones.

Respecto a las vigas usadas, la reducción a una dimensión se debe a hipótesis de esbeltez, es decir las dimensiones de la sección transversal de los diferentes perfiles son pequeñas comparadas con la longitud a lo largo del eje principal. Para el programa de cálculo el *beam element* no es más que un elemento unidimensional que lleva asociada una rigidez con la deformación del eje de la viga.

En cuanto a las láminas de acero su interpretación como *shell elements* en el programa, se debe a que una dimensión del elemento, en este caso el espesor, es significantemente más pequeña que las otras dos dimensiones. Así parece bastante conveniente utilizar este tipo de elementos para modelizar las láminas de acero que se encuentran en la base del chasis. Estos elementos se crean definiendo planos a los que se les asigna un grosor específico.

3.3 Mallado

Para asignar las propiedades a la geometría, previamente se debe mallar. Esto es dividir las diferentes partes geométricas, en elementos donde el tipo y el tamaño son elegidos como convenga. En este caso, es suficientemente precisa la división de las líneas medias y pequeñas en 6 elementos y las más largas en 10 elementos. Los planos se han cuadriculado dependiendo de los elementos en que se dividen las líneas exteriores que los forman.

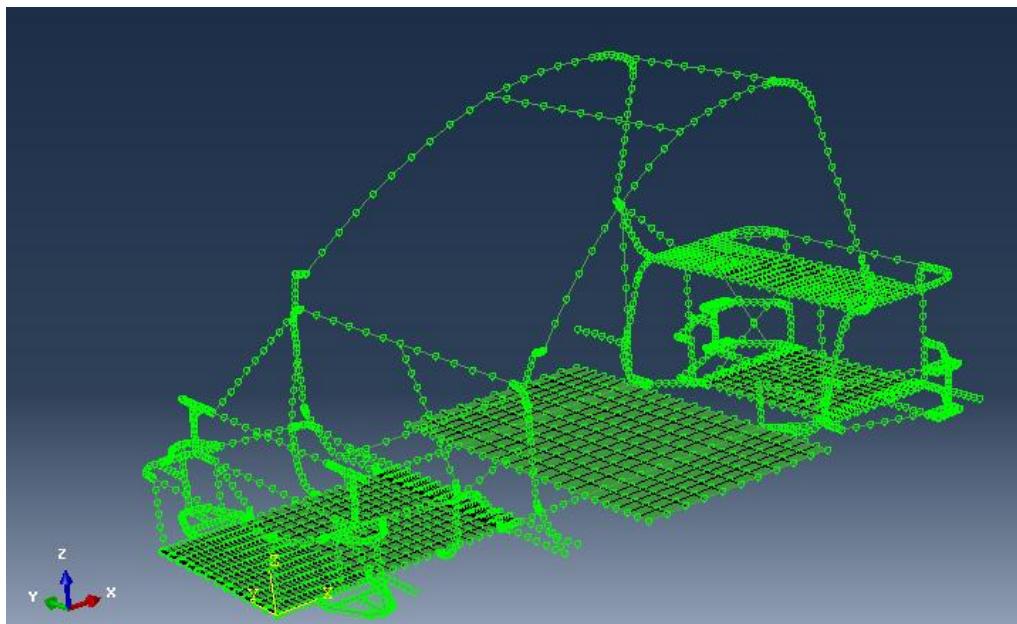


Figura 4: Mallado del chasis

3.4 Material

El chasis del prototipo está fabricado en su mayor parte de acero y posiblemente, en su construcción, se habrán utilizado varios tipos de este material. No obstante, esa información no estaba disponible y en el modelo sólo se ha utilizado una clase de acero estándar para todos los perfiles. En todo caso, la modelización con un solo tipo de acero que se supone homogéneo e isótropo, es suficientemente acertada para el propósito del proyecto.

Las características del material que el programa requiere para los diferentes cálculos se muestran en la siguiente tabla.

MATERIAL	Acero
MÓDULO ELÁSTICO	210000 MPa
COEFICIENTE DE POISSON	0.3
DENSIDAD	7.850 kg/m ³

Tabla 1: Propiedades del acero del modelo

3.5 Chasis completo y suspensiones

Tras asignar propiedades a los elementos creados en el mallado, tales como el material, el tipo de elemento que son (beam o shell), tipo de perfil, espesores, etc., nos queda el modelo virtual del chasis adecuado para asignarle casos de carga y condiciones de contorno en cada análisis, y así observar su comportamiento. En las siguientes imágenes se observa el modelo listo para analizar en su representación con líneas y planos, y también en 3D.

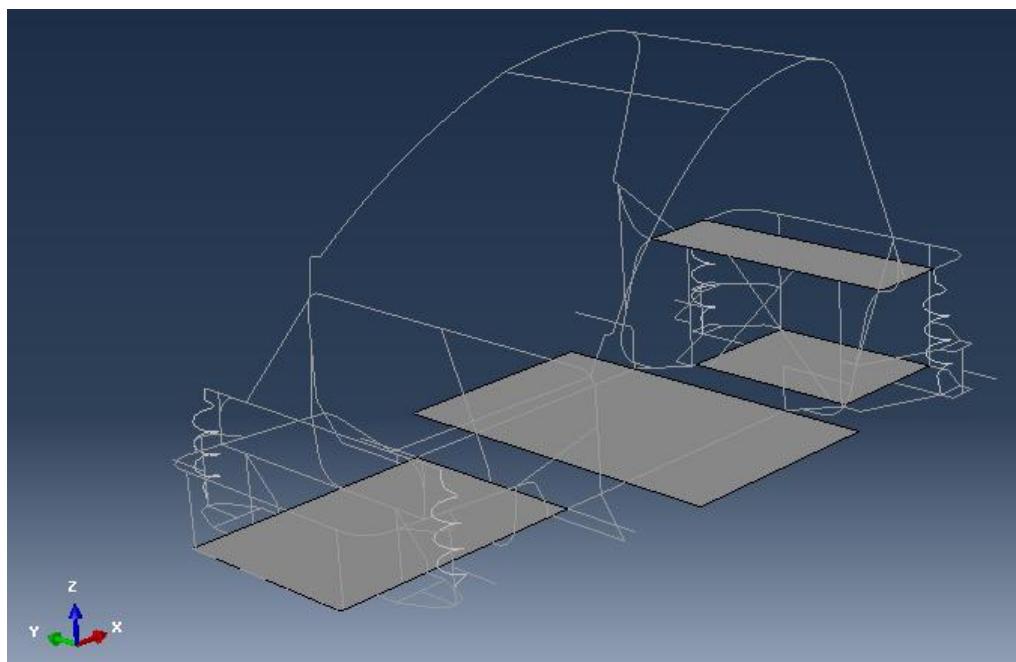


Figura 5: Representación del modelo en líneas y planos

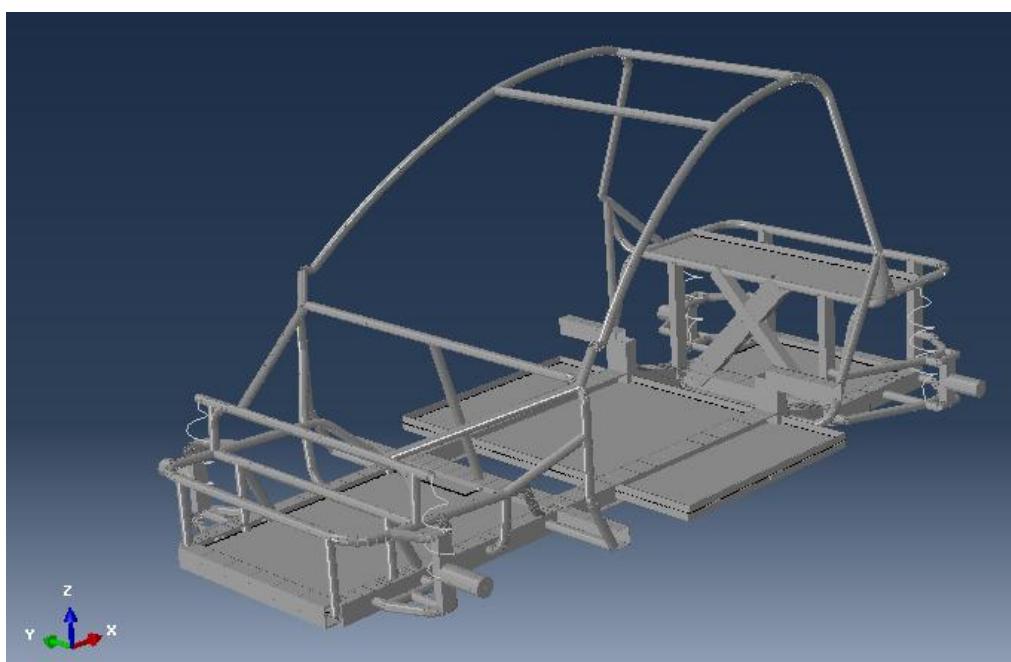


Figura 6: Representación del modelo en 3D

Suspensiones

Se puede observar que en el modelo se han incluido las suspensiones del vehículo. El motivo de ello no es el de analizarlas junto con el chasis, sino el de hacer algunos análisis de éste lo más parecidos a situaciones reales, de modo que las fuerzas de reacción y condiciones de contorno son aplicadas como ocurre en la realidad, es decir, en los ejes de las ruedas.

La estructura que sujeta la suspensión no es exacta a la que lleva el vehículo actualmente, pero está modelada de forma aproximada (ver figuras 7 y 8).

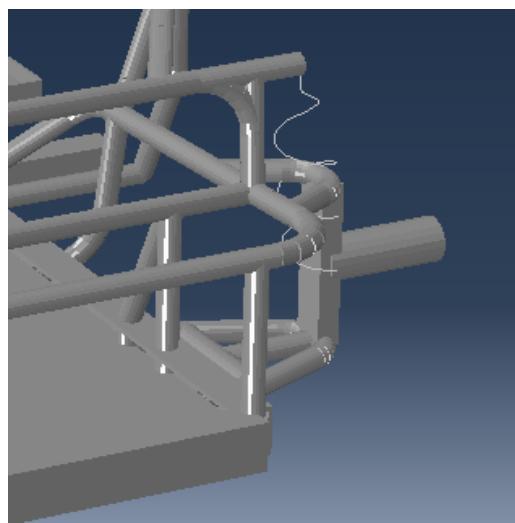


Figura 7: Modelado de la suspensión delantera

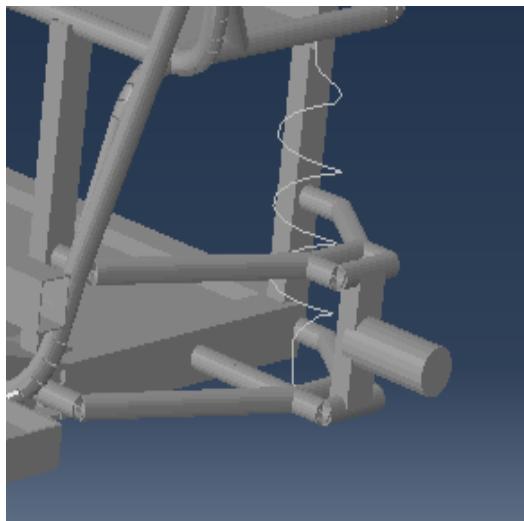


Figura 8: Modelado de la suspensión trasera

La rigidez de los amortiguadores se ha calculado manualmente haciendo medidas en los muelles y se han determinado las rigideces de 113.5 N/mm para las delanteras y de 138 N/mm para las traseras.

4. ANÁLISIS DEL MODELO

En este apartado se explican con detalle los diferentes análisis que se han llevado a cabo sobre el modelo anteriormente creado, y se exponen y valoran los resultados obtenidos.

4.1 Análisis frecuencial

Es bien sabido que las estructuras mecánicas pueden entrar en resonancia, es decir, que al aplicar pequeñas fuerzas se pueden originar importantes deformaciones e inducir posibles daños permanentes.

Los modos son propiedades inherentes de una estructura y vienen determinados por las propiedades del material (masa, rigidez, amortiguamiento) y por las condiciones de contorno de la estructura. Por tanto, si las propiedades del material o las condiciones de contorno cambian, sus modos también lo harán.

Por otra parte, cada modo se define por una frecuencia natural o frecuencia de resonancia, un amortiguamiento modal y por la forma del modo (flexión y torsión).

Mediante un análisis modal o frecuencial, se puede comprobar el comportamiento estructural que tendrá el chasis del vehículo ante las vibraciones que recibe en los anclajes de las suspensiones. Éstas transmiten las vibraciones provenientes de las ruedas, producto de las irregularidades del terreno por el que se desplaza el vehículo.

De esta manera, se quiere conocer aquellos valores de frecuencias para los que la estructura tubular entraría en resonancia. Como en todos los análisis, primero se han adecuado en programa Patran diferentes parámetros al tipo de análisis que se quiere ejecutar, y luego en el programa Abaqus se ha procesado el análisis. Al primero se indica que la solución que se requiere es del tipo “frecuencias naturales”, y el segundo determina aquellos valores de frecuencia que hacen entrar en resonancia a la estructura.

Por otra parte, es necesario fijar el chasis en alguna de sus partes (condiciones de contorno) de manera que se asemeje el estudio lo más posible a la realidad y podamos extraer información lo bastante buena para el nivel que se pretende. Con este propósito, se han realizado varios casos de condiciones de contorno y se han interpretado sus resultados.

4.1.1 Caso 1

Este caso de análisis modal, tiene como objetivo ver la forma de vibración de los modos del vehículo, en el caso de que se colocara en una bancada con suspensiones incluidas. Las suspensiones, cuyo estudio no es parte de este proyecto, se han incluido en el modelo para permitir visualizar el comportamiento del conjunto y trasladar al chasis los esfuerzos debidos a las fuerzas y momentos que se generan en los ejes del vehículo al fijarlos. Así, la forma de los modos se asemeja más a la realidad que en el caso de fijar alguna parte del propio chasis.

La bancada se ha simulado imponiendo restricciones y permitiendo el movimiento en los ejes de las cuatro ruedas como sigue en la siguiente tabla. En ella se indica qué movimiento es libre en cada eje, mientras que los que no aparecen implican que el movimiento establecido es nulo.

EJE	GRADO DE LIBERTAD
Rueda trasera izquierda	Ry
Rueda delantera izquierda	Ux, Ry
Rueda trasera derecha	Uy, Ry
Rueda delantera derecha	Ux, Uy, Ry

Tabla 2: Condiciones de contorno de bancada

Estas condiciones permiten el giro en el eje de las ruedas (Ry) y permiten que el chasis pueda deformarse en su eje longitudinal X y en su eje transversal Y. Esto es similar a lo que pasaría en una bancada.

En la figura 9 se pueden apreciar tanto la posición del eje de coordenadas, como los puntos donde se han impuesto las condiciones de contorno. Los desplazamientos restringidos aparecen en color naranja y los giros en azul.

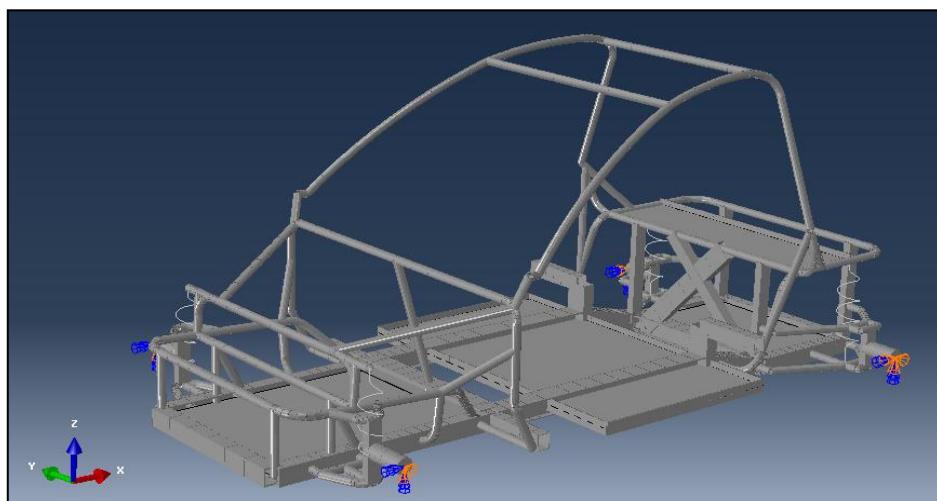


Figura 9: Representación de las condiciones de contorno de la bancada

El objetivo de este análisis, como se ha comentado, es el de dar una idea de la forma de los modos de vibración y de la frecuencia en que ocurren.

En la tabla siguiente se observan las frecuencias en hertzios de los primeros cinco modos en los que se produciría resonancia.

MODO	1	2	3	4	5
FRECUENCIA	7.36	12.13	19.27	32.88	34.81

Tabla 3: Frecuencias de los cinco primeros modos

En primer lugar se observa que todos los valores están por encima de 1 Hz, que es una frecuencia habitual en la que un vehículo vibra en su conducción.

Según análisis de estudios de densidades espectrales de terrenos, se ha llegado a la conclusión de que la posibilidad de llegar a una frecuencia de 15Hz es prácticamente nula, por lo tanto, las frecuencias más probables que aparecerían son las tres primeras.

Hay que reiterar que no hay que tomar los resultados numéricos como algo fidedigno, pues las suspensiones no son las reales, pero la forma en que se produce la vibración sería muy similar. A continuación, se muestran los tres modos de vibración más probables del chasis con suspensiones.

A la vista de las imágenes se puede concluir que la forma en que la estructura entraría en resonancia en los valores más usuales de frecuencia, es la que uno se podía presuponer antes del análisis: Son movimientos típicos de un automóvil debido a la actuación de la suspensión.

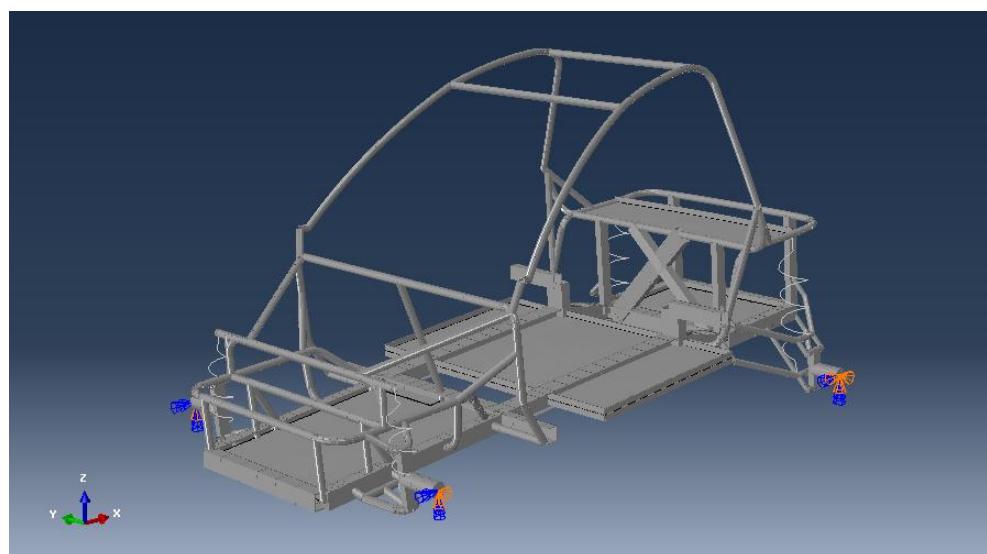


Figura 10: Modo primero

En el modo primero aparece un movimiento de vaivén vertical en el que las dos suspensiones se contraen y se estiran en el mismo sentido vertical.

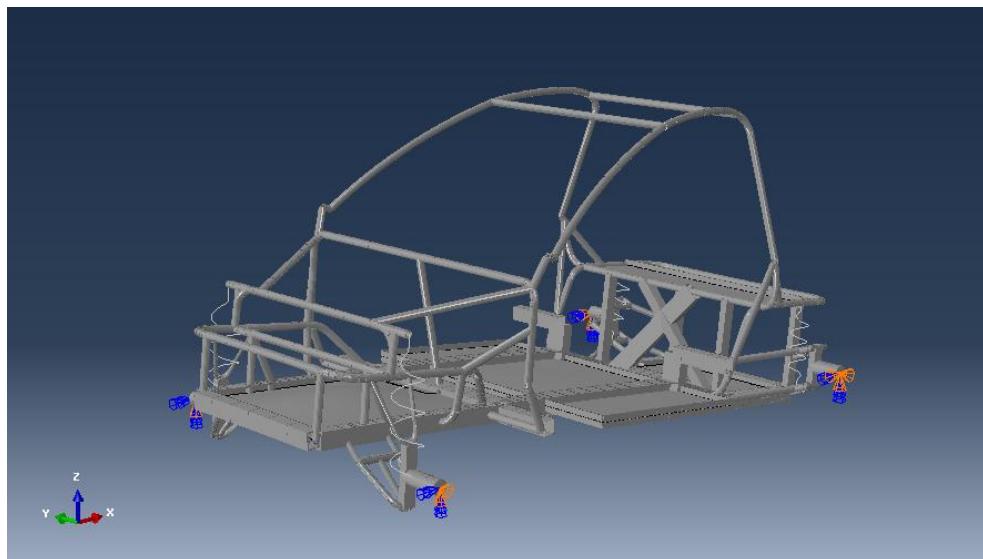


Figura 11: Modo segundo

En el segundo modo ocurre un movimiento de cabeceo en el que suspensiones traseras se comprimen mientras las delanteras se estiran y viceversa.

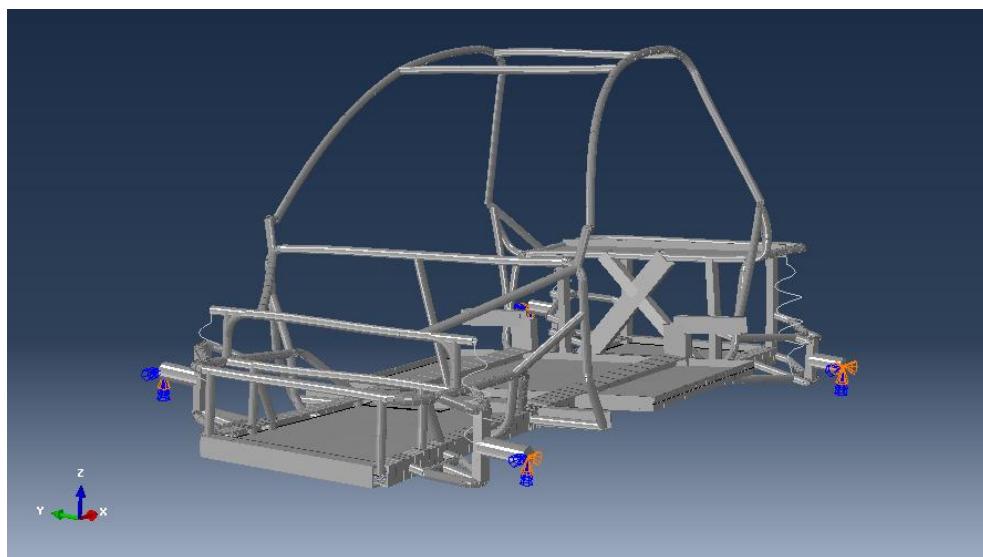


Figura 12: Modo tercero

En el tercer modo entra en resonancia con movimiento de balanceo, es decir, rota el cuerpo del chasis en torno al eje longitudinal x.

4.1.2 Caso 2

En el segundo caso, se tiene por objeto el imponer las condiciones de contorno de una bancada, como en el caso primero, pero sin que trabaje la suspensión, con el propósito de hacer un análisis frecuencial del chasis propiamente dicho.

Se sabe que las vibraciones se transmiten a la estructura del chasis del suelo a través de los anclajes de las suspensiones. Por ello, la primera idea que surge es la de eliminar la suspensión e imponer las condiciones de contorno en los puntos donde se unen las suspensiones con el chasis. En vez de esto, lo que se ha hecho es quitar la suspensión pero no así su estructura, y cambiarla por una barra fija. De esta manera, los esfuerzos que se producen al vibrar cuando se restringen movimientos en los ejes de las ruedas, se transmiten al chasis sin el efecto disipador de la suspensión y así se visualizan los modos propios del chasis.

En la siguiente figura aparece la parte de una suspensión en la que ya ha sido sustituido el muelle por una barra rígida.

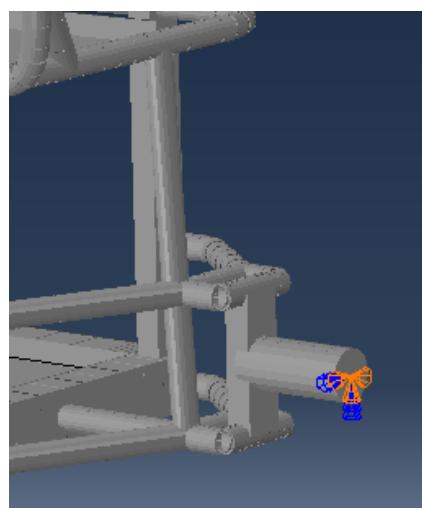


Figura 13: Suspensión rígida

En la tabla siguiente se observan las frecuencias en hercios de los primeros cinco modos en los que se produciría resonancia.

MODO	1	2	3	4	5
FRECUENCIA	24	26.42	32.14	36.04	41.9

Tabla 4: Frecuencias de los cinco primeros modos

Las frecuencias son superiores a 15 Hz y por tanto, es poco probable que el vehículo pueda entrar en algún modo de vibración de los expuestos.

En las siguientes imágenes se pueden observar la forma en que vibra el chasis cuando entra en resonancia.

En el primer modo, se produce la flexión longitudinal del chasis, algo que parece lógico, pues si se imagina que el chasis es algo parecido a un cilindro, una de las formas más susceptibles de deformarlo es la de flexión.

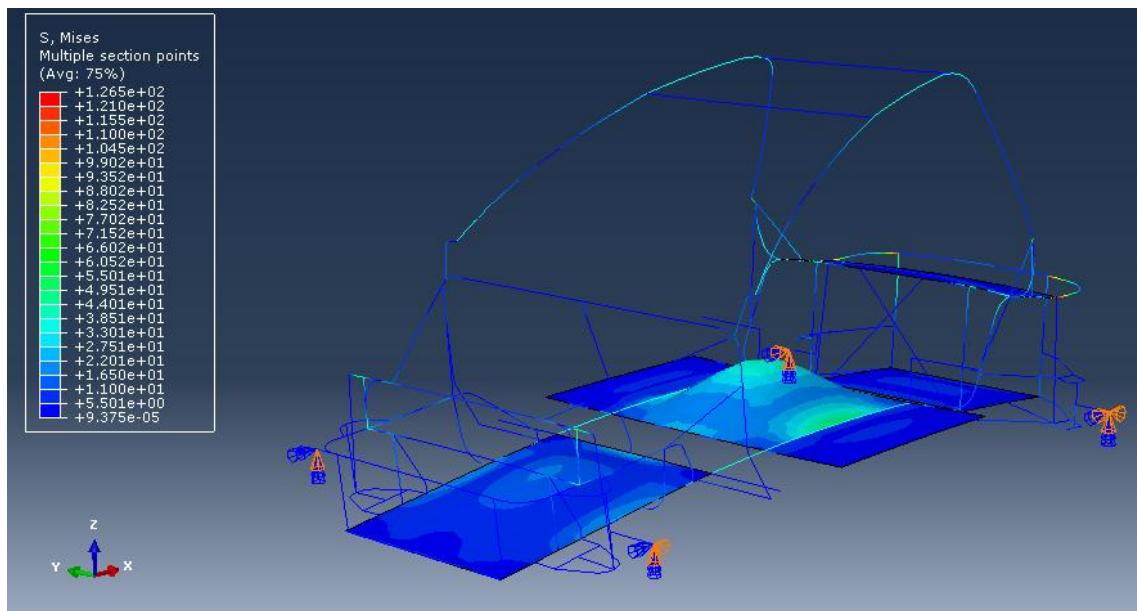


Figura 14: Primer modo

En el segundo modo, lo que se percibe es un desplazamiento de los perfiles tubulares que soportan el habitáculo del chasis en sentido transversal.

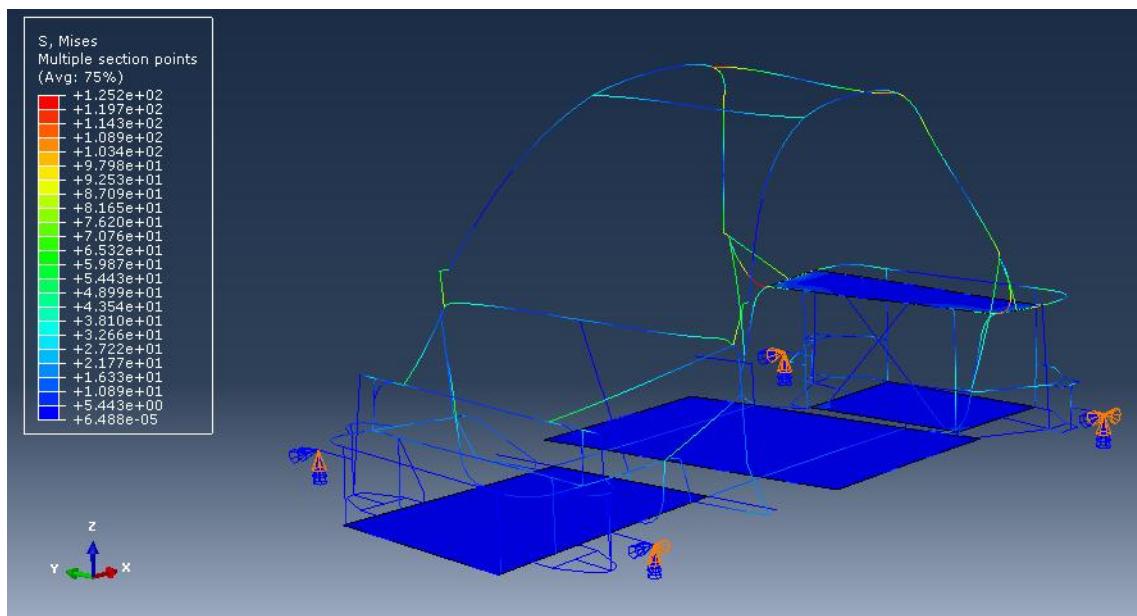


Figura 15: Segundo modo

El modo quinto vibra con un movimiento de torsión en el que el giro máximo ocurre en la parte más alejada de los ejes donde se ha fijado el chasis, es decir, en la parte central.

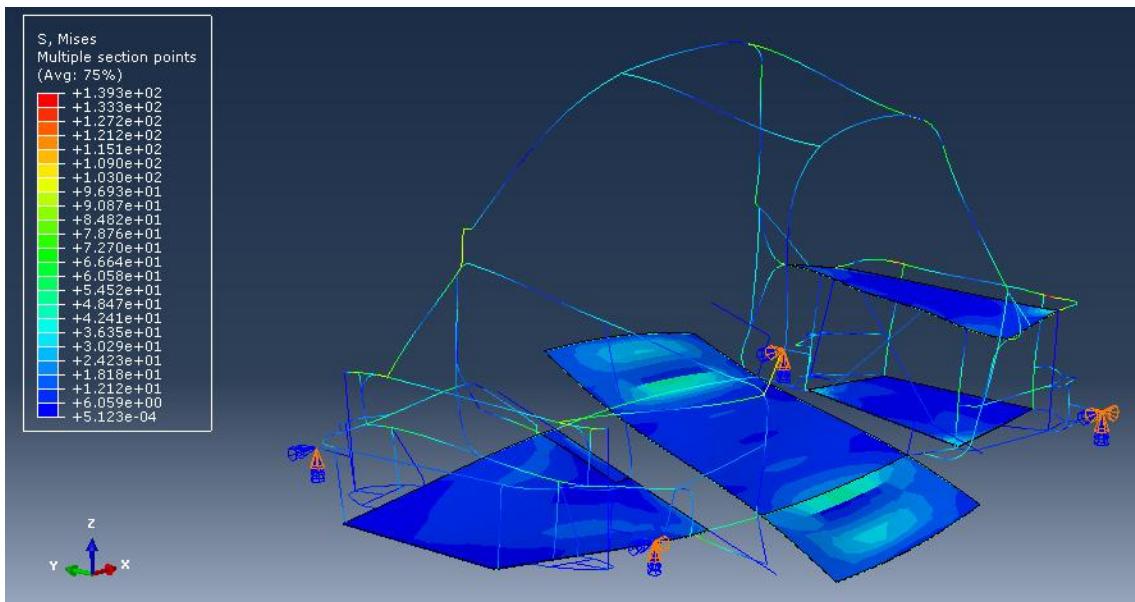


Figura 16: Modo quinto

Destacar que, aunque se producen resonancia a la frecuencia de los modos primero, segundo y quinto, la estructura no llega a la tensión límite del acero por lo que aguantaría, en principio, en régimen elástico.

Otra situación muy distinta ocurre en los modos tercero y cuarto, donde se produce un abombamiento en las láminas de acero, ya que son partes muy débiles con respecto a los demás elementos y entran en resonancia llegando a los 384 y 272 Mpa de tensión, por lo que sería predecible la deformación plástica.

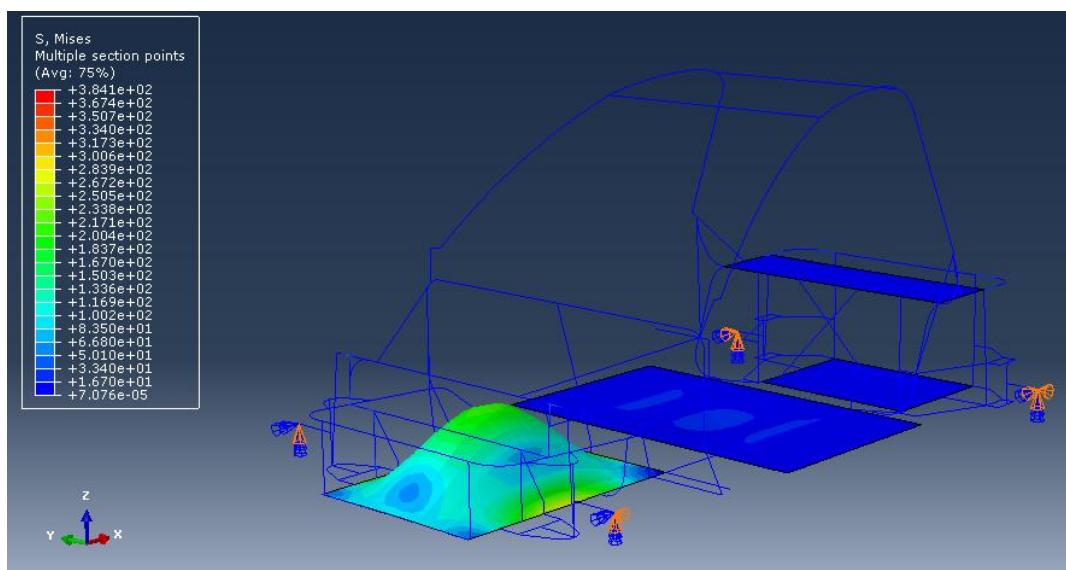


Figura 17: Modo tercero

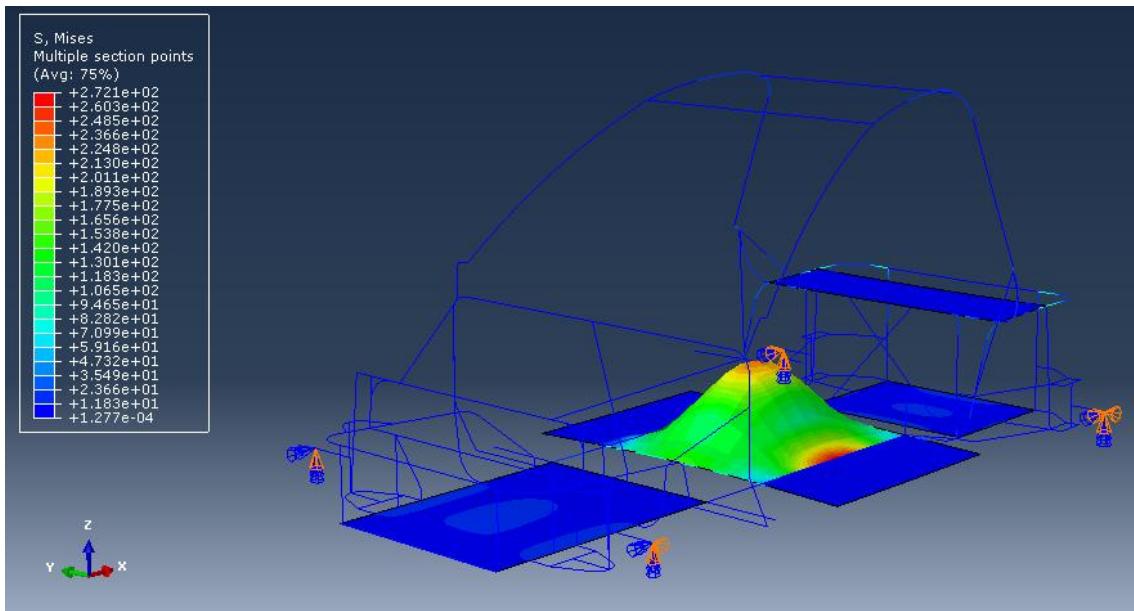


Figura 18: Modo cuarto

4.2 Análisis estático

En los diferentes análisis estáticos siguientes se han tratado dos aspectos sobre la estructura del chasis. Estos son la rigidez y la resistencia.

La rigidez es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos. Para poder obtener valores orientativos y observar las tensiones que se producen a flexión, hemos aplicado como criterio de rigidez la siguiente fórmula:

$$f < \frac{L}{250}$$

Siendo f la flecha, es decir, el desplazamiento máximo, y L la longitud entre apoyos.

Este criterio es bastante utilizado a la hora de definir valores límite de desplazamiento en ciertos elementos estructurales. Implica que, si imponemos unas fuerzas, por ejemplo en el chasis y fijamos diferentes puntos, el desplazamiento de la parte donde se aplica la fuerza no debería sobrepasar ese valor.

Si se sustituye en la fórmula, el valor de longitud del chasis que son 2630 milímetros nos queda:

$$f < \frac{2630}{250} = 10.52 \text{ mm}$$

Esta sería un valor orientativo de flecha máxima que no debería producirse en la estructura del chasis ante un caso de flexión.

La otra característica en que se ha puesto atención es la resistencia del conjunto. Esta se tiene en cuenta atendiendo a un coeficiente de seguridad (C_s). Como es habitual, en cualquier estructura mecánica se pretende que ésta trabaje en régimen elástico, esto significa que en ninguna parte se supere el límite elástico del material con que está fabricada. En este caso el chasis fabricado en acero tiene un límite elástico de 260 MPa. Por tanto, en ningún caso el chasis puede estar sometido a una tensión mayor que la del límite elástico, pues implicaría que no se recuperaría la forma original tras dejar de aplicar la carga que ha producido la deformación.

Sin embargo, hay que dar un margen de seguridad para que se pueda afirmar que las cargas dinámicas puedan ser resistidas. Como norma general se adopta un coeficiente de seguridad de 3:

$$C_s = 3 < \frac{260 \text{ MPa}}{\sigma_{\text{max}}}$$

4.2.1 Análisis a flexión

En este análisis se ha estudiado el comportamiento del chasis a flexión. Se quiere observar aplicando un caso de cargas y condiciones de contorno, una situación que refleja uno de los estados más habituales a los que se expone el chasis cuando cumple su función en el vehículo. Por ejemplo, la flexión ocurre cuando un vehículo es conducido a través de un bache.

Para entender el comportamiento básico del chasis se puede comparar, por ejemplo, al de una viga de perfil tubular que puede flectar debido dos apoyos en sus extremos y a un peso distribuido sobre ella que sería el peso de todos los elementos del coche.

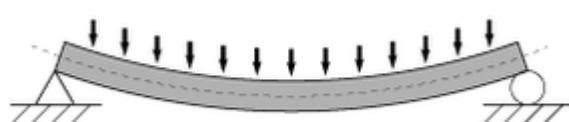


Figura 19: Viga tubular apoyada

Análisis peso

Este apartado se ocupa del primer estado de trabajo al que se somete el chasis en un vehículo: soportar el peso total en parado, es decir, con todos los elementos que lo constituyen y que se han ido ensamblando en el proceso de montaje.

Cuando un vehículo se posa sobre sus cuatro ruedas, la deformación más apreciable es la flexión en su eje longitudinal, aunque evidentemente ocurre una flexión transversal entre las ruedas de la parte derecha e izquierda, pero con una flecha menor ya que la distancia entre apoyos es más corta.

Condiciones de contorno

Para simular el caso se necesita fijar de nuevo los ejes del modelo. Las condiciones de la bancada que se han utilizado en el análisis frecuencial son adecuadas para ello.

Estado de cargas

Para simular el estado del chasis cuando tiene que aguantar el peso del vehículo, se impondrán una serie de cargas distribuidas, que representarán las masas que tienen los diferentes componentes.

Se ha considerado pesos debidos a cuatro partes fundamentales, de forma que la suma da aproximadamente el peso total de vehículo. Estos pesos son los del motor con controlador, las baterías, el peso del resto de componentes como puertas, chapas, plásticos etc. y por último el peso del propio chasis

En primer lugar, se tiene el controlador y el motor eléctrico en la parte trasera. Sus masas respectivas son de 22 kg y 67 kg. El controlador se sitúa sobre una lámina de acero encima del motor. Se han distribuido los 22 kg entre los nodos de los elementos en que está dividida.

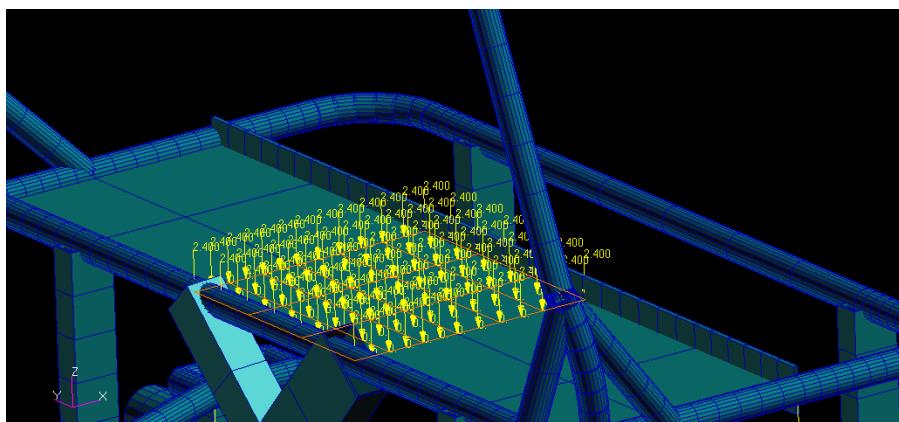


Figura 20: Pesos del controlador

El motor viene anclado al chasis por tres partes en la zona posterior, como se observa en la figura 21. 9 nodos son entre los que se reparte el peso, es decir, 3 nodos corresponden a cada anclaje.

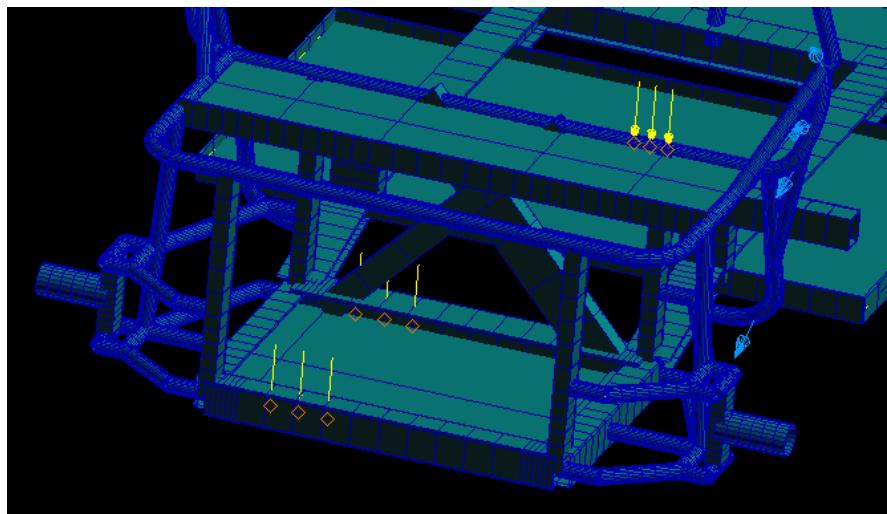


Figura 21: Pesos del motor

En segundo lugar, se tiene que colocar el peso de las baterías. Estas van situadas de forma que cuatro van en la parte delantera y ocho en la parte central. Cada una de ellas pesa 24 kg. De la misma manera que el controlador, van fijadas sobre láminas de acero. El peso es repartido entre los nodos de dichas láminas como se observa en la siguiente figura.

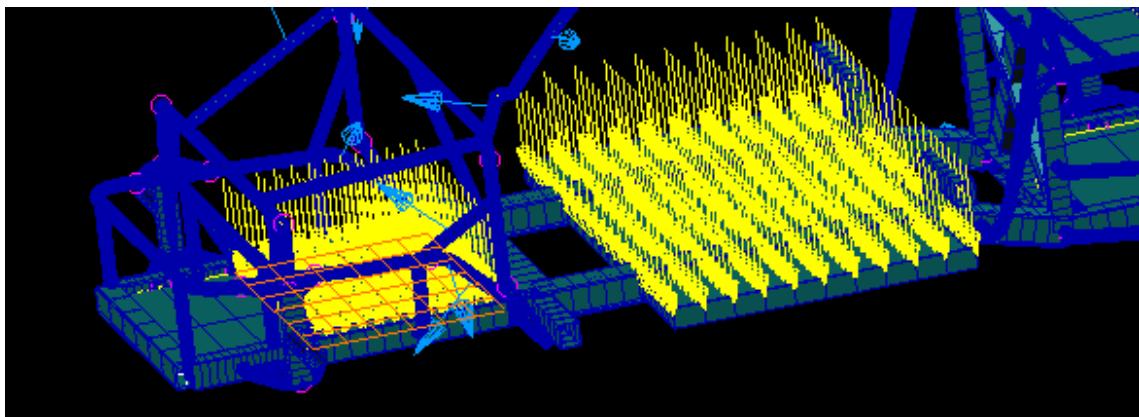


Figura 22: Pesos de baterías delanteras y centrales

La tercera fuerza corresponde al resto de elementos del vehículo, como por ejemplo las chapas de la estructura exterior, los asientos, salpicadero, etc. Ante la dificultad de distribuir todas estas masas, se han ido colocando en diferentes nodos a lo largo del chasis de manera uniforme, cargas de 180 N hasta llegar a unos 300 kg (3000 N), que es lo que pesa aproximadamente el conjunto de todas esas piezas.

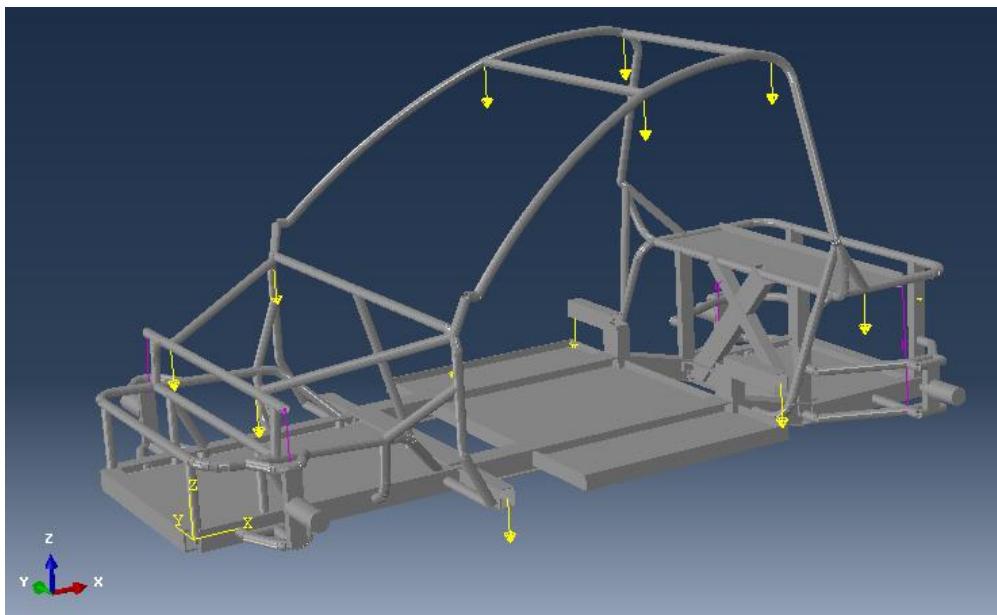


Figura 23: Peso repartido de diferentes elementos del vehículo

En último lugar hay que simular el peso del chasis. Al programa se le ha dado el valor de la densidad del acero, que es 7850 kg/m^3 , y con él automáticamente el análisis modal calcula el peso una vez especificadas la geometría de los perfiles y las chapas. La masa del chasis es de 199 kg.

Para que el modelo considere en el cálculo estático la masa del chasis como peso, es necesario crear otro tipo de carga diferente al resto. Lo que se ha hecho hasta ahora es indicar en cada nodo una fuerza vertical con dirección negativa en el eje Z. El dato de fuerza se introducía en N.

Sin embargo, ahora se aplica una carga llamada *inertial load* o carga inercial del tipo gravedad. Se introduce el valor de la aceleración de la gravedad de -9.8 m/s^2 en el eje Z, y directamente se aplica una fuerza distribuida por todo el chasis que es proporcional a la masa de cada elemento.

Resultados

Cuando se analiza el modelo con las condiciones de bancada y los pesos del vehículo real, aparece la siguiente representación gráfica de las tensiones. Figura 24.

En ella se destaca en rojo la máxima tensión con un valor de 230.7 MPa. A priori este es un dato bastante alto, cercano al límite elástico del acero, sobre todo teniendo en cuenta que el chasis sólo está soportando el peso del vehículo. Sin embargo, el valor máximo ocurre donde están los anclajes de la suspensión delantera con el chasis, y no en el mismo. Se debe pues observar, cuál es el valor máximo en la estructura de éste, que es lo que corresponde a este estudio.

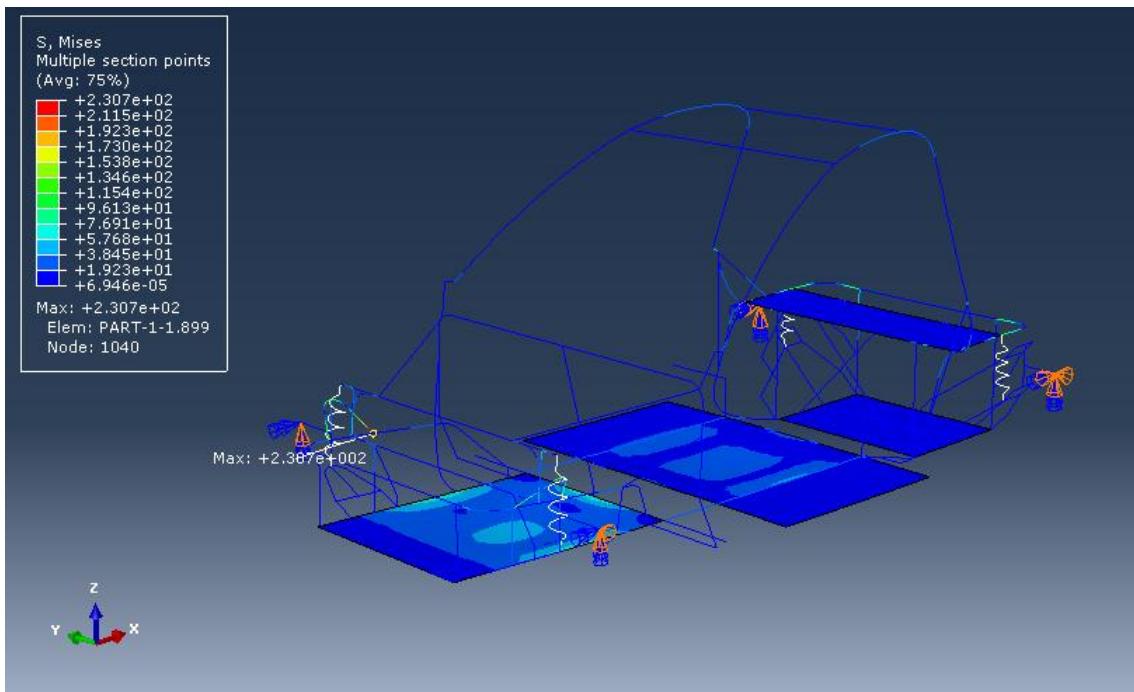


Figura 24: Tensiones en la bancada con peso total del vehículo

Por tanto, si se atiende a la máxima tensión que ocurre en el chasis, se produce en la parte en la que la suspensión trasera transmite las fuerzas a la estructura (en rojo en la siguiente figura 25).

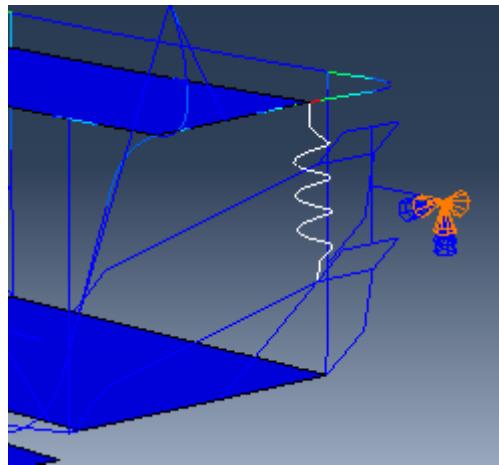


Figura 25: Zona de máxima tensión en chasis

En la siguiente figura se ha solicitado al programa la tensión de ese elemento que corresponde al 1151 y que tiene una tensión de 121.287 MPa. Esta tensión ya está mucho más alejada del valor límite de 260 MPa, por lo que se puede decir que aguantaría con un coeficiente de seguridad superior a 2.

```

Element: PART-1-1.1151
Type: B31
Material: ACERO
Section: TUBOS_Y.Section-ASSEMBLY_PART-1-1_TUBOS_Y, Pipe Beam Section, radius = 15, thickness = 2.5
Connect: 1333, 1335
S. Mises (Not averaged): 121.287
  
```

Figura 26: Características del elemento 1151

Las láminas de acero, que son las zonas que en segundo lugar sufren mayores esfuerzos, aparecen coloreadas en azules claros. Esto indica que están en torno a 60 MPa y en teoría no deben ser motivo de preocupación.

En cuanto a la representación gráfica del desplazamiento, se observa en la figura 27.

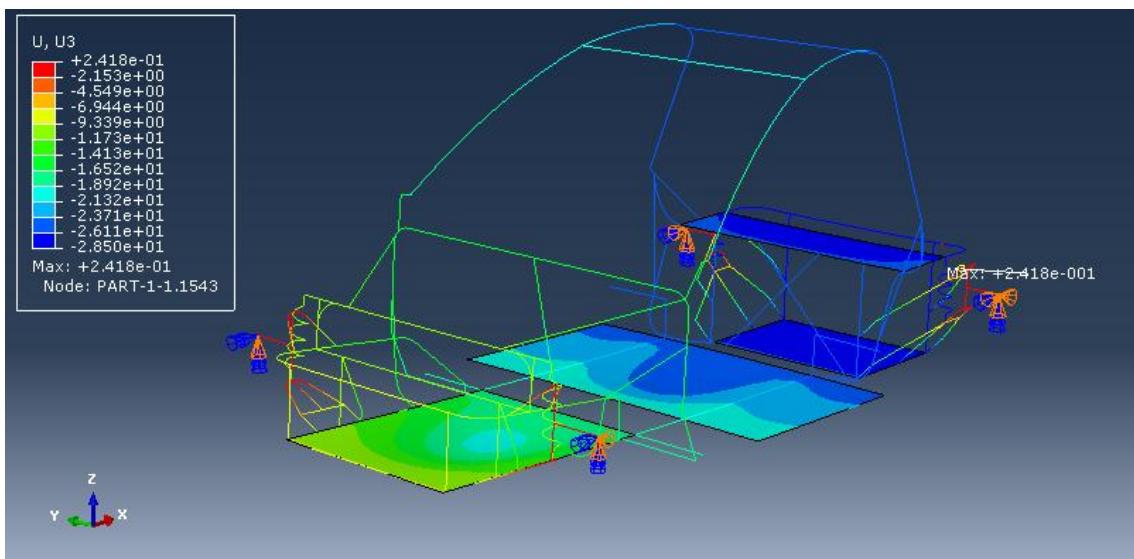


Figura 27: Desplazamiento

La parte delantera coloreada en verde baja alrededor de 15 mm, mientras que la trasera se hunde unos 28 mm. La diferencia de un centímetro aproximadamente se explica por la diferencia de pesos de ambas zonas y por la rigidez de los muelles de las suspensiones que también es diferente.

El programa exagera en las imágenes las deformaciones de la estructura para que al usuario le sean más visibles. Esto explica que, por ejemplo, la parte de la suspensión se vea muy contraída a pesar de que el desplazamiento no sea mayor de 3 cm.

Análisis flexión

Para probar el comportamiento del chasis a flexión, las condiciones de contorno serán diferentes al análisis del comportamiento del chasis con el peso total. No obstante, se mantendrán las fuerzas que simulan todos los pesos que soporta el chasis cuando el vehículo está montado, como en el caso anterior. La idea es observar cómo se comportaría ante una flexión debida a la conducción.

Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno constan de dos tipos, una fijación y un desplazamiento. En la figura 28 se observan claramente.

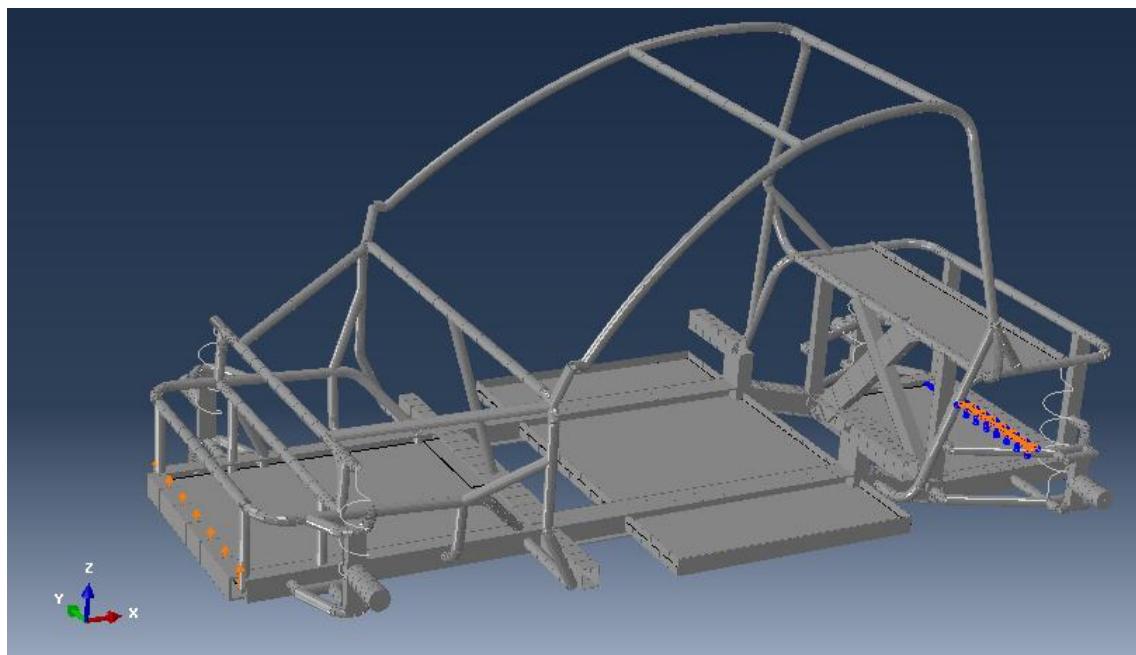


Figura 28: Condiciones de contorno de flexión

En la parte trasera se fija, por ejemplo, la barra inferior, restringiendo todos los grados de libertad, los tres de translación y los tres de rotación.

A continuación, se impone un desplazamiento en la parte delantera como indican las flechas naranjas, en sentido vertical hacia arriba. El desplazamiento elegido es de 10 mm porque es un valor aproximado a los 10.52 mm que se han calculado bajo el criterio de rigidez anteriormente explicado.

Grado de libertad	Desplazamiento
Ux	-
Uy	-
Uz	10 mm
Rx	-
Ry	-
Rz	-

Tabla 5: Desplazamientos impuestos

La tabla anterior indica que excepto en el eje Z, en los demás grados de libertad no se impone desplazamiento nulo, si no que se dejan libres para que el chasis se deforme libremente como ocurriría ante un bache u otro caso de flexión. Cuando se le está

asignando un desplazamiento al chasis de 10 mm, es lo mismo que imponer a la estructura una fuerza sobre la barra delantera que mueva el chasis 10 mm. Esta fuerza tendrá una magnitud tal que supere la rigidez del chasis y el peso del vehículo. Por tanto, lo que la figura 29 representa son las tensiones de la combinación de dicha fuerza y de los pesos de baterías, motor, chapas, etc.

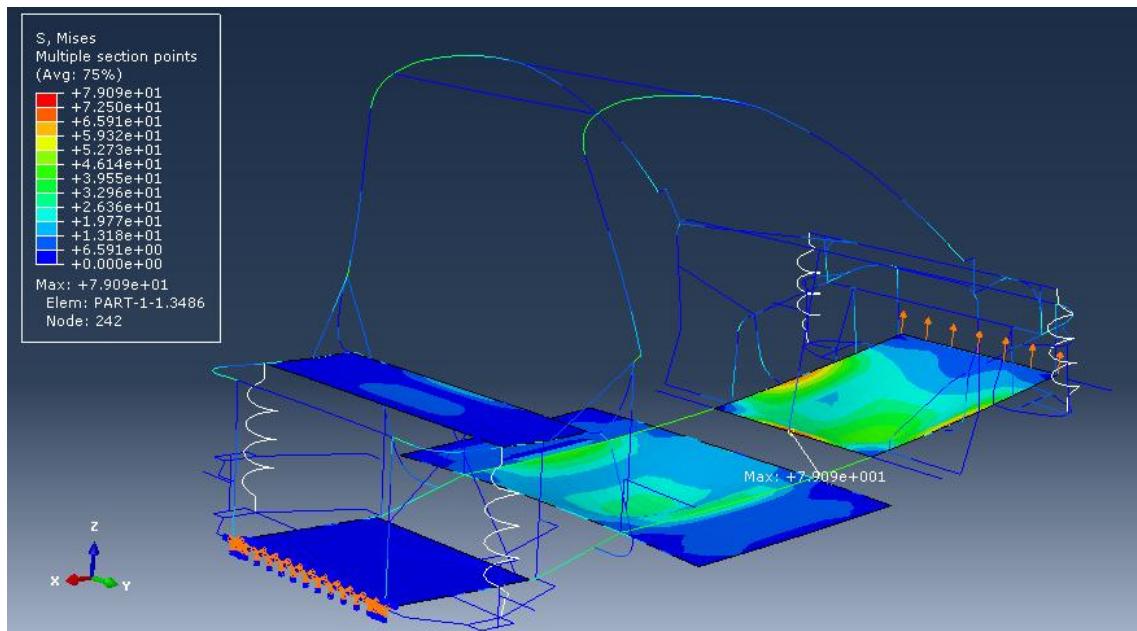


Figura 29: Tensiones en el análisis a flexión

Las partes que sufren mayores tensiones son las láminas donde se colocan las baterías delanteras. Más concretamente en las partes donde van fijadas a los perfiles longitudinales. (Figura 30)

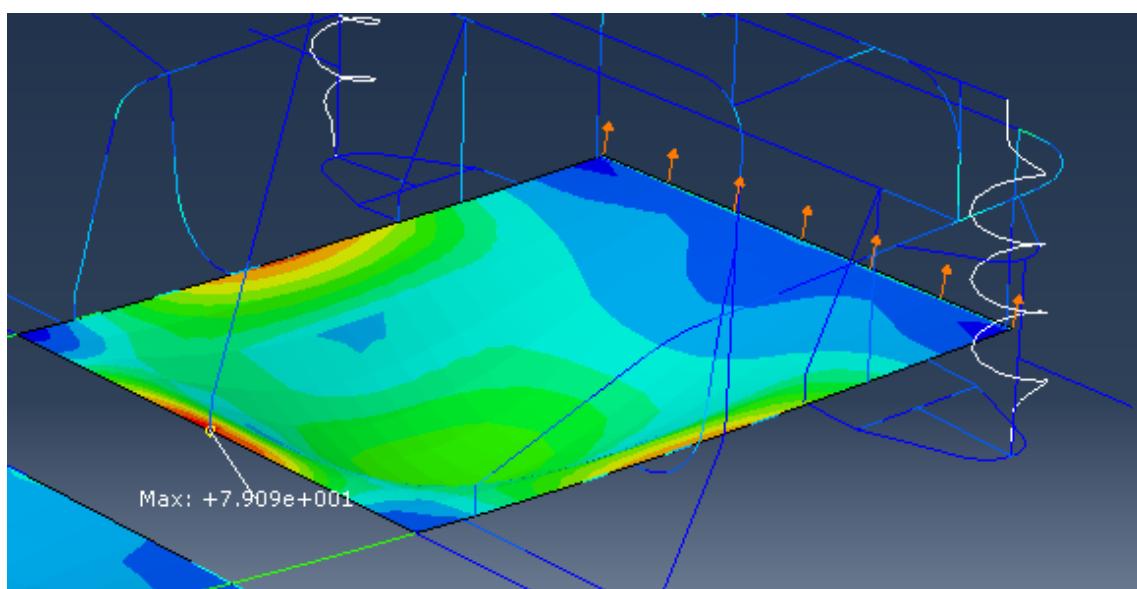


Figura 30: Tensiones en las láminas delanteras

Casualmente el valor de 79.09 MPa de tensión máxima en las láminas, se encuentra justo al límite del coeficiente de seguridad $C_s=3$ que se busca:

$$C_s = 3.28 = \frac{260}{79.09}$$

Por otra parte, si se consideran solo los perfiles longitudinales del chasis, obviando las láminas de acero, se ha comprobado que ninguna soporta esfuerzos que sobrepasen los 45 MPa (tonos verdes). El coeficiente de seguridad sería de aproximadamente:

$$C_s = 5.77 = \frac{260}{45}$$

Se concluye que si reforzáramos las láminas podríamos someter a más flexión al chasis. Haciendo pruebas se ha comprobado que se podría desplazar la parte delantera hasta 24 mm, y el chasis estaría en un coeficiente de seguridad de 3. En la figura 31 se ve el valor y el lugar de la tensión máxima con desplazamiento de 24 mm.

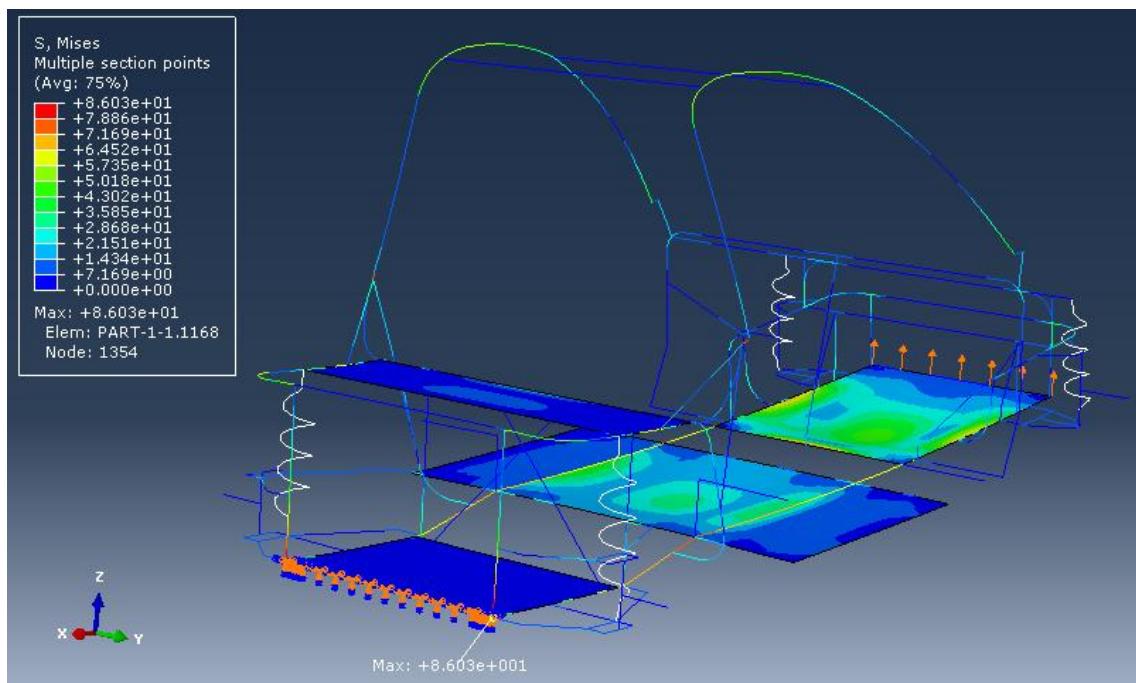


Figura 31: Tensión con un desplazamiento de 24 mm

El cálculo del coeficiente de seguridad se ha obtenido con dicha tensión máxima:

$$C_s = 3.02 = \frac{260}{86.03}$$

Para dar una idea de la magnitud de la fuerza que hay que hacer para desplazar 24mm hacia arriba el chasis se han obtenido las fuerzas de reacción:

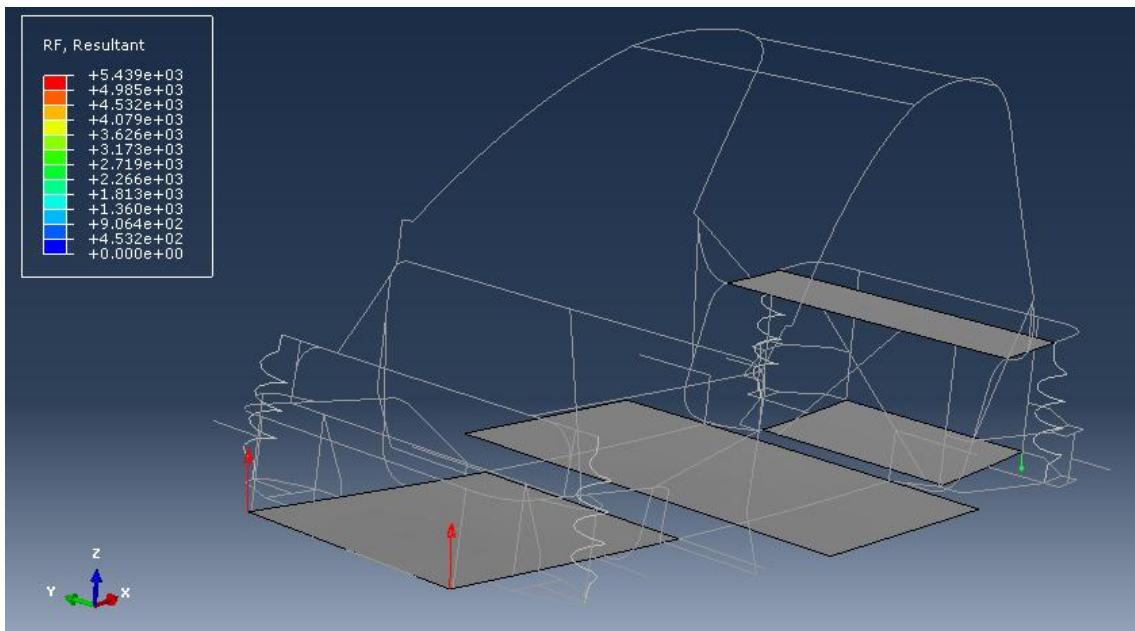


Figura 32: Fuerzas de reacción

Es decir, los vectores rojos serían las fuerzas equivalentes resultantes que se deberían hacer para desplazar, venciendo el peso y la rigidez de la estructura, una longitud de 24 mm. Serían entorno a 10000 N, es decir, 5000 N por vector. Esto nos da una idea de la rigidez de la estructura pues para mover sólo 24 mm hay aplicar una tonelada-fuerza.

4.2.2 Análisis a torsión

En este análisis se ha estudiado el comportamiento del chasis a torsión. Se quiere observar otra de las situaciones más habituales en los que el chasis trabaja. La torsión se produce cuando hay baches que solo afectan a una rueda o cuando se toman curvas.

Caso de cargas y condiciones de contorno

Se mantendrán las cargas del caso de análisis a flexión, con todos los pesos distribuidos que simulan las diferentes partes de vehículo.

Para simular la torsión, en este caso se ha mantenido también la restricción de movimientos en la misma barra de la parte trasera que el caso anterior, mientras que en la parte delantera se han impuesto dos desplazamientos, que hacen lo que haría un momento aplicado en el frontal del chasis. Esto se ve en la figura 33.

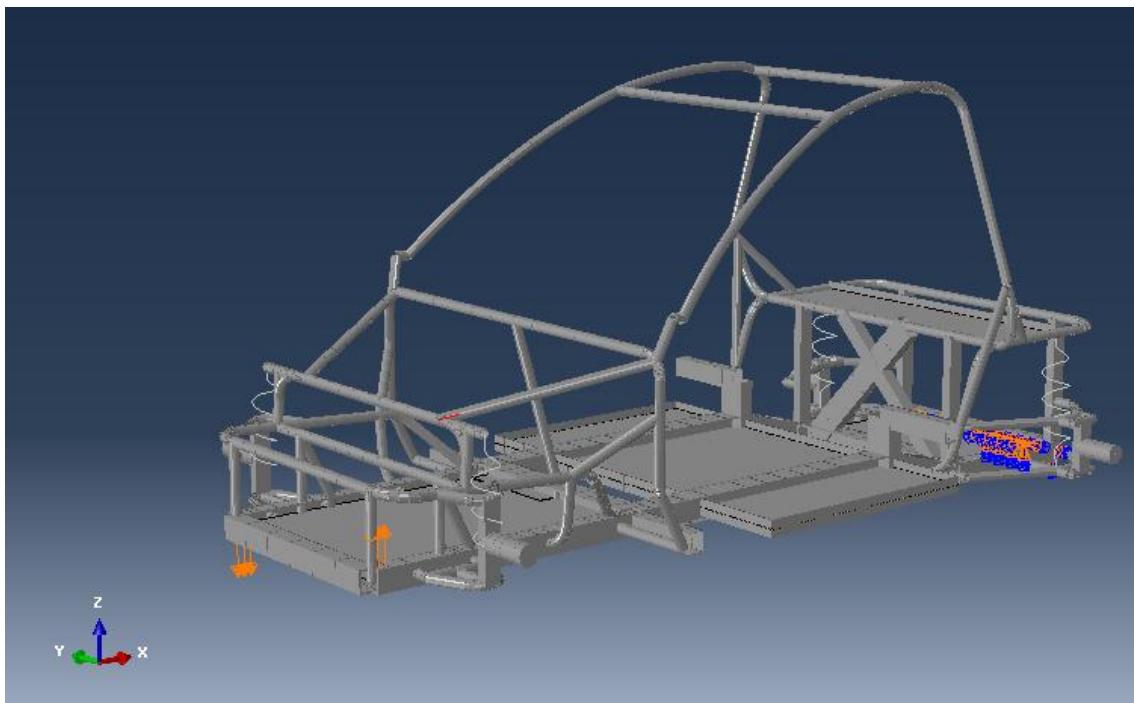


Figura 33: Condiciones de contorno en la torsión

En la parte derecha del frontal, el desplazamiento es de -5mm en el eje Z y en la parte izquierda del frontal es de 5 mm. Los demás movimientos de dejan libres en dichas partes.

Se han elegido dichos valores de desplazamientos para que sean del orden de los aplicados en el análisis a flexión por el criterio de rigidez, con el fin de que los resultados se puedan comparar.

Resultados.

Los resultados a torsión son algo similares a los de flexión en cuanto a zonas más afectadas y magnitud de las tensiones.

Otra vez lo que ocurre, es que las láminas de las baterías delanteras son las partes que más sufren en la estructura con un máximo de 77.98 MPa. Por lo demás, predominan los colores verdes en los perfiles tubulares y sus tensiones rondan valores máximos de unos 50 MPa. La excepción son las dos partes marcadas con dos círculos negros, que podrían ser zonas de concentración de tensiones que en el modelo real viene reforzadas. Además no hay que olvidar que el chasis ante este caso, supera el coeficiente de seguridad de 3, que el criterio de resistencia dicta.

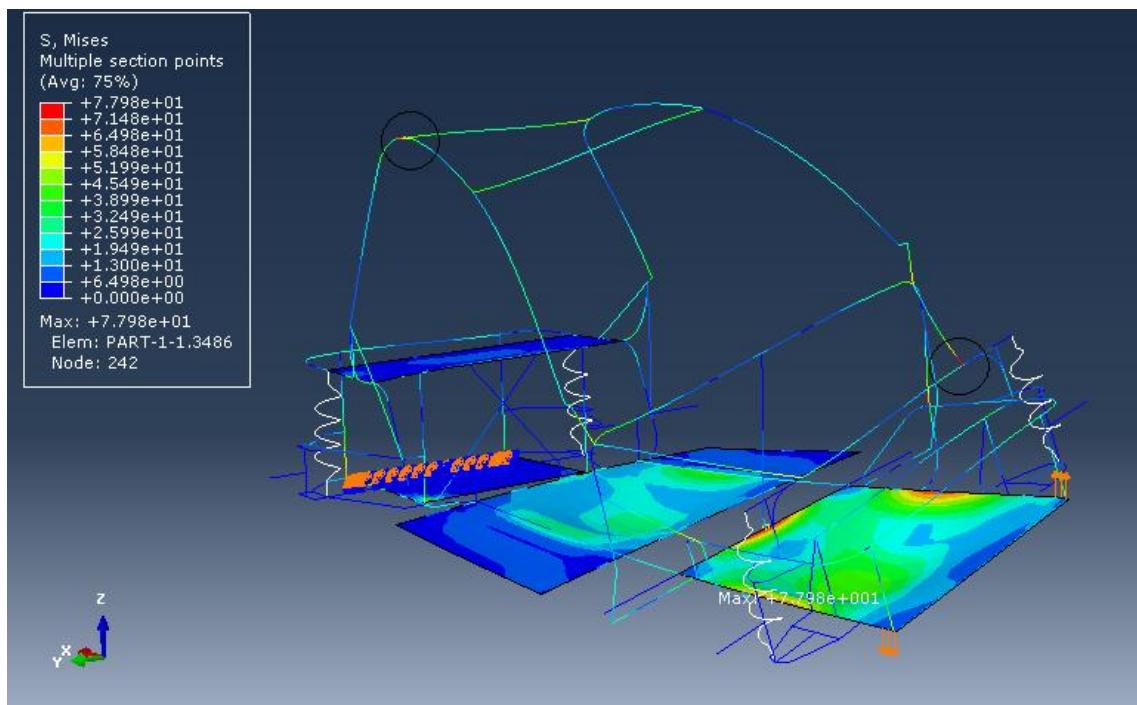


Figura 34: Tensiones en el análisis a torsión

5. OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO

Una vez estudiados los diferentes análisis realizados, se han extraído diferentes conclusiones en lo que se refiere a la mejora y optimización del chasis.

En la optimización del chasis se busca que su comportamiento supere los objetivos que se han establecido en forma de criterios, pero también, que no haya un sobredimensionamiento en sus cualidades, de forma que el chasis se ajuste a las necesidades que se requieren de él. Hay que remarcar que esta optimización es válida atendiendo a los análisis aquí realizados y que posiblemente no sería la más adecuada con respecto a otros posibles casos, como por ejemplo un test de crash o de impacto lateral.

En líneas generales, las actuaciones más requeridas que se extraen de los análisis van orientadas a tres aspectos:

Primero, reforzar las partes que se sitúan en el análisis de tensiones cerca o por debajo del coeficiente de seguridad acordado. Destacar, en este caso, las barras de la parte trasera que implicaban que el coeficiente de seguridad fuera aproximadamente 2 en el análisis estático en bancada.

El segundo aspecto sería el de incrementar la resistencia de las láminas que sujetan las baterías, y le dan más robustez al chasis cuando trabaja a torsión. Hay que recordar que las láminas de la parte delantera estaban cerca de valores límite de seguridad y sabiendo que aportan resistencia a la torsión parece aconsejable mejorárlas. Para ello se pueden aumentar los grosores de las chapas o también reforzarlas añadiendo listones de acero.

En tercer lugar, hay partes que cumplen sobradamente con su cometido y apenas están expuestas a tensiones considerables, por lo que parece posible la reducción de grosores de diferentes perfiles con la consiguiente reducción de costes y peso.

A continuación, se han procedido a cambiar parámetros del modelo dirigidos a estos tres aspectos y se ha procedido a la valoración de resultados tras el análisis.

5.1 Primera actuación

Uno de los objetivos que se han marcado, es el de lograr en todos los análisis un coeficiente de seguridad de 3 para el chasis, sin contar la estructura de las suspensiones.

Se ha visto que en el análisis del chasis en la bancada esto no se cumplía, por lo que hay que modificar algo que mejore su comportamiento. La parte del chasis que sufría esfuerzos superiores a lo que se pide, es la zona coloreada en verde de los perfiles tubulares en la parte trasera (figura 35). La máxima tensión se produce en el elemento en rojo con un valor de 121.287 MPa.

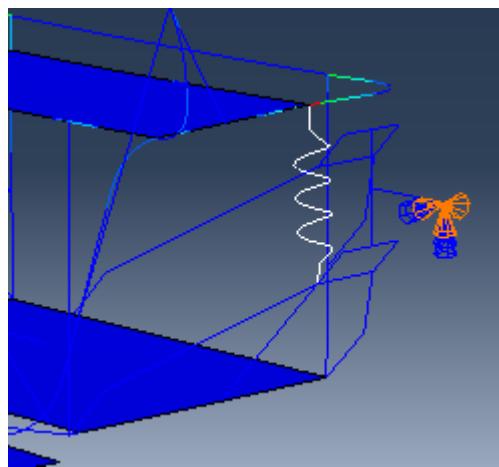


Figura 35: Parte del chasis con mayores tensiones

Solución 1

Lo primero que se ha hecho es aumentar el espesor de los perfiles afectados pasando de 2.5 mm a 3 mm.

Si se solicita la tensión que después del cambio de espesor se obtiene en el elemento, aparece en la siguiente figura que la barra se encuentra a 107.719 MPa.

```
Type: B31
Material: ACERO
Section: TUBOS_Y.Section-ASSEMBLY_PART-1-1_TUBOS_Y, Pipe Beam Section, radius = 15, thickness = 3
Connect: 1333, 1335
S, Mises (Not averaged): 107.719
```

Figura 36: Características del elemento 1151

La tensión ha bajado en 13 MPa, pero está aún por encima de los 86 MPa que sitúan al chasis en un coeficiente de seguridad $C_s=3$.

Se podría seguir subiendo el espesor del perfil tubular, hasta lograr dicho coeficiente, pero no es muy habitual el encontrarnos barras con espesores muy altos en chasis de

este tipo, teniendo en cuenta además que las barras se fabrican por extrusión con grosores finos.

Solución 2

La segunda opción que se ha probado es la de reforzar la zona con alguna barra. Cuando vemos la zona afectada, se percibe que la barra donde la suspensión transmite las fuerzas está soldada a otras barras muy separadas entre sí, y además en forma de esquina redondeada que no favorece la solidez. Ver figura 37.

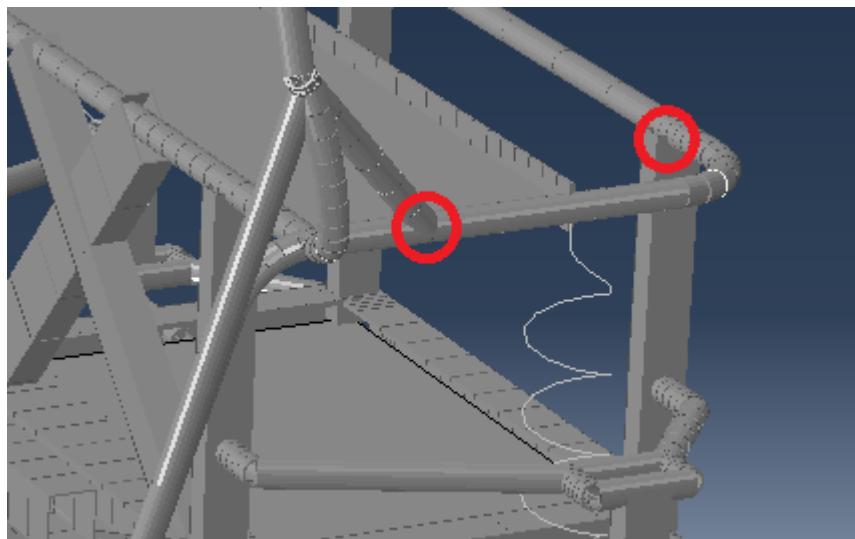


Figura 37: Zona más afectada por las tensiones

Para cumplir con el objetivo se ha añadido como se ve en la figura 38 una barra en diagonal que le da un soporte mayor en la zona de la esquina.

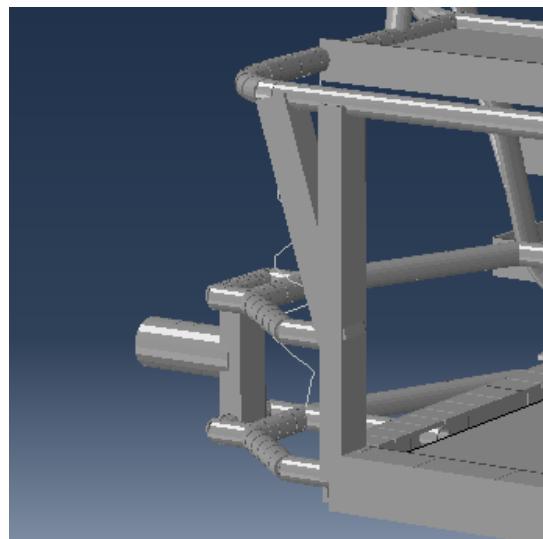


Figura 38: Barra diagonal de refuerzo

A pesar de esta barra, los resultados no son los esperados. En la figura 39 se ven las tensiones en la zona.

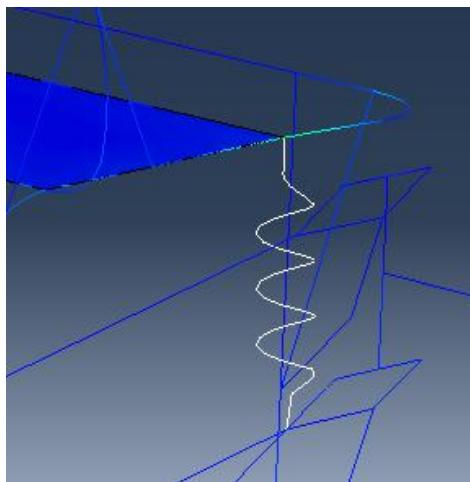


Figura 39: Representación de las tensiones con barra de refuerzo

Las tensiones se suavizan y el área coloreada se reduce pero sigue siendo deficiente. En la figura siguiente se observa que la tensión de Von mises es 98.59 MPa e indica que aún se encuentra el chasis en un coeficiente de seguridad inferior a 3. Por ello, esta solución tampoco es satisfactoria.

```
Type: B31
Material: ACERO
Section: TUBOS_Y.Section-ASSEMBLY_PART-1-1_TUBOS_Y. Pipe Beam Section, radius = 15, thickness = 3
Connect: 1333, 1335
S. Mises (Not averaged): 98.5903
```

Figura 40: Características del elemento 1151

Solución 3

Siguiendo con la misma idea de añadir algún tipo de barra, se ha colocado una en posición diagonal que refuerza la esquina tal como muestra la figura 41.

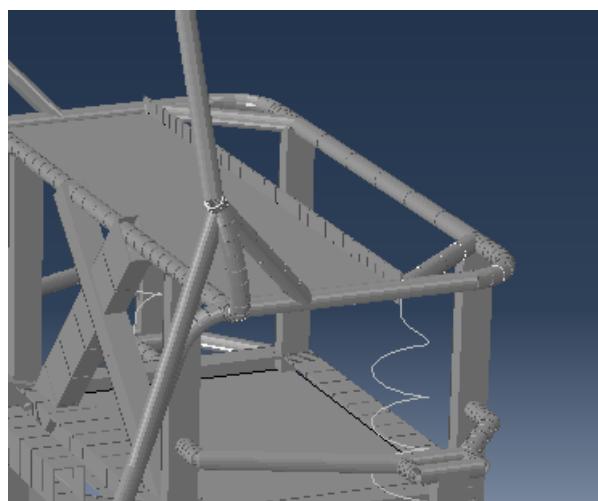


Figura 41: Barras en posición diagonal

Así se reduce satisfactoriamente los esfuerzos de la barra hasta dar una tensión máxima de 70.01 MPa.

```
Type: B31
Material: ACERO
Section: TUBOS_Y.Section-ASSEMBLY_PART-1-1_TUBOS_Y, Pipe Beam Section, radius = 15, thickness = 2
Connect: 1333, 1335
S. Mises (Not averaged): 70.0161
```

Figura 42: Características del elemento 1151

La representación de las tensiones es la siguiente:

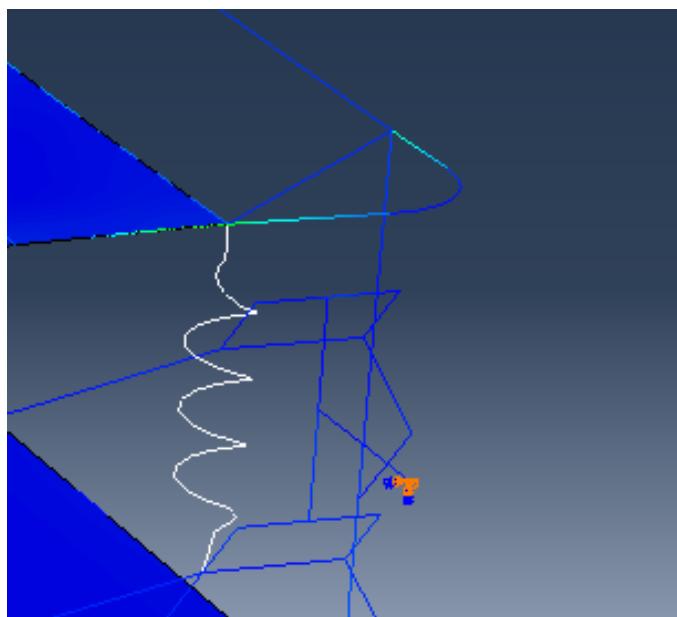


Figura 43: Tensiones con las barras diagonales

5.2 Segunda actuación

Para aumentar la resistencia de las láminas, la opción menos costosa sería la de intercambiarlas por láminas de mayor grosor. Las del modelo tienen un espesor de 2 mm, así que se ha probado con láminas de 3 mm.

Se repiten los análisis a flexión y torsión con las mismas cargas y condiciones de contorno que en los análisis de la estructura original, pero ahora con láminas de 3 mm. El chasis lleva distribuidas las cargas del vehículo y le aplicamos desplazamientos de 10 mm en el eje Z para la flexión, y de -5mm y +5mm en la torsión.

Las tensiones máximas en ellas no superan los 50 MPa (zonas coloreadas en verde), ni en el análisis de flexión, ni en el de torsión. (Figuras 44 y 45).

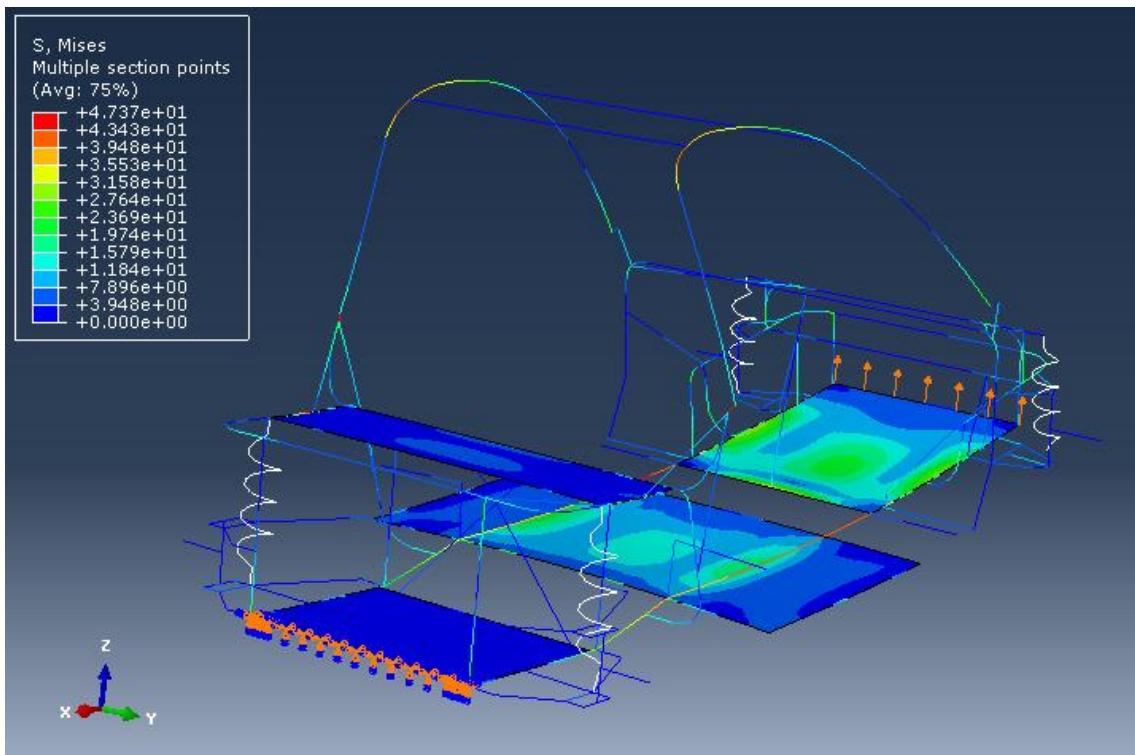


Figura 44: Tensiones a flexión con láminas de 3 mm

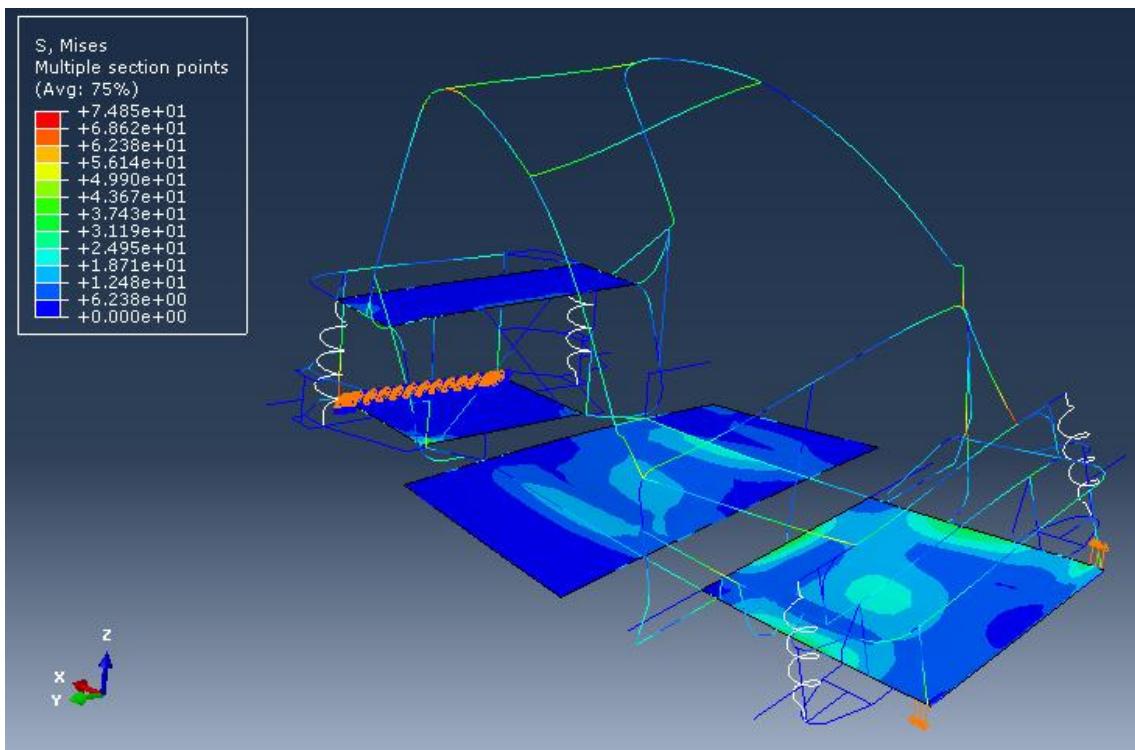


Figura 45: Tensiones a torsión con láminas de 3 mm

Con este simple cambio de espesores logramos mayor seguridad en las láminas ante los pesos de las baterías, y además reforzamos la estructura haciéndola más compacta.

5.3 Tercera actuación

En esta actuación, se intenta la optimización del chasis de forma que, como se ha visto en los diferentes análisis del modelo del prototipo real, hay partes sobredimensionadas, es decir, cumplen muy sobradamente con los criterios impuestos y puede que sea beneficioso el reducir, de alguna manera, cantidad de material en la estructura para reducir peso y ahorrar costes.

Se ha comprobado cual es la respuesta ante los mismos análisis que se han ejecutado con el modelo del chasis original, pero con las láminas de 3 mm y una disminución del espesor en los perfiles tubulares.

Los perfiles tubulares tienen un espesor de 2.5 mm y ahora se han sustituido por perfiles de 2 mm. El análisis de flexión con estos cambios aparece en la figura 46. En ella se indican el máximo: 47.86 MPa.

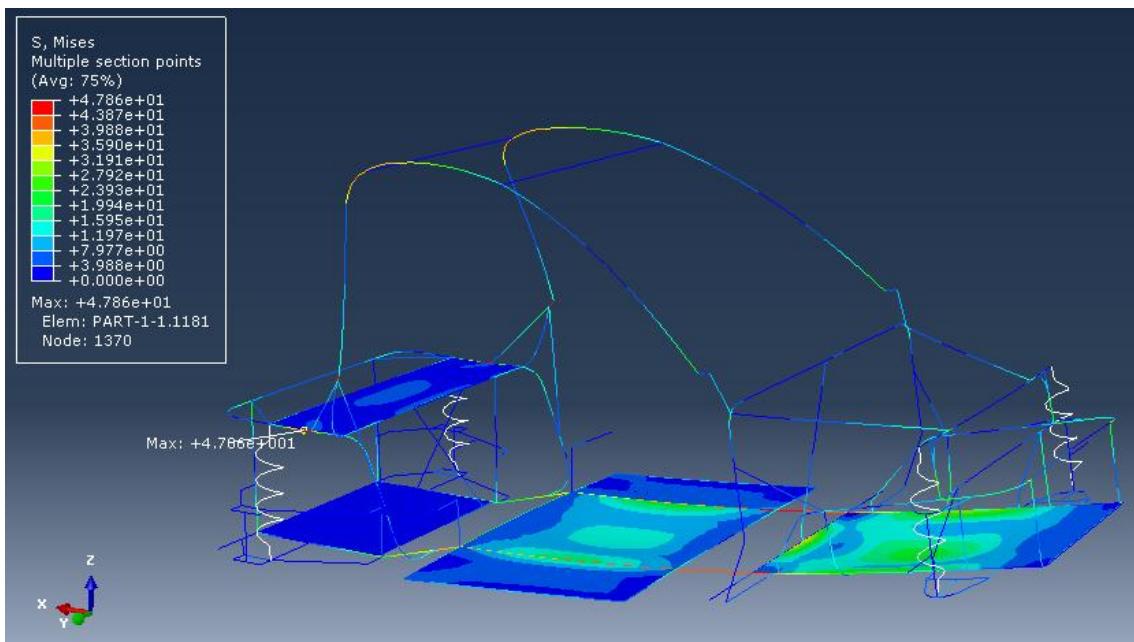


Figura 46: Análisis a flexión con perfiles de 2 mm

Si comparamos por ejemplo los máximos de este análisis y el del caso anterior (47.37 MPa para flexión) con todas las barras de 2.5 mm, aparecen tensiones algo mayores que pueden explicarse por la disminución de área en los perfiles tubulares.

Sin embargo, esta comparación entre estos análisis no es fiable, puesto que en ellos se ha impuesto un desplazamiento y no se tiene en cuenta que para imponer un mismo desplazamiento entre estructuras diferentes hay que imponer una fuerza diferente. Por ejemplo, en el análisis a flexión con todos los tubos a 2.5 mm la fuerza necesaria para desplazar hacia arriba el frontal del chasis 10 mm, es de dos fuerzas de 1900 N colocadas como se ven en la figura 47 en amarillo.

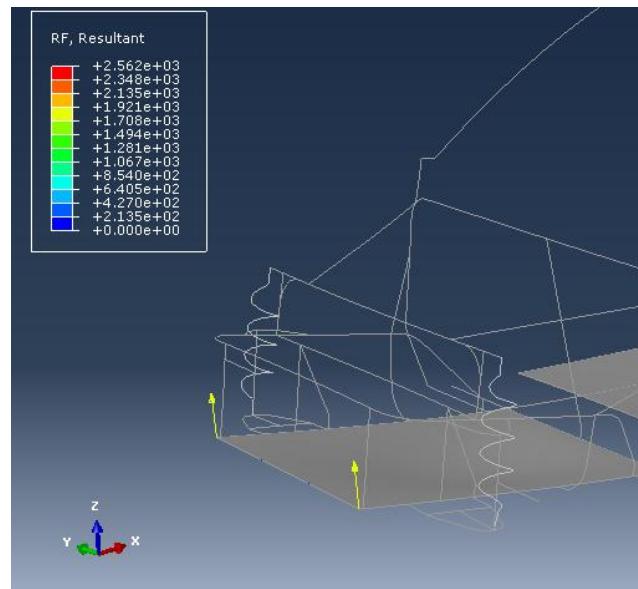


Figura 47: Fuerzas de 1900 N

Por tanto, hay que analizar el chasis con la nueva configuración de perfiles de 2 mm de espesor, imponiendo estas dos fuerzas de 1900 N en el frontal. Así, la comparación se hace en base a un mismo caso de carga. En la figura 48 se observa la representación de las tensiones en el análisis a flexión con las fuerzas impuestas con perfiles de 2 mm, y en la figura 49 se muestra el análisis de flexión con los perfiles tubulares originales de 2.5 mm de espesor.

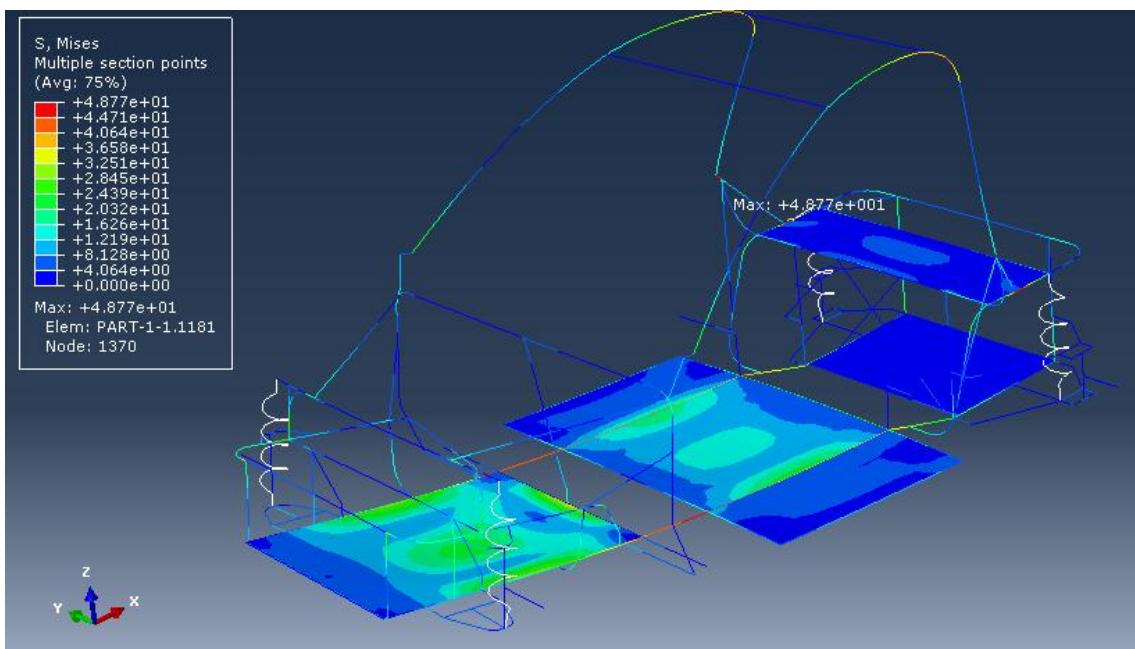


Figura 48: Flexión con fuerzas impuestas con tubos de 2 mm

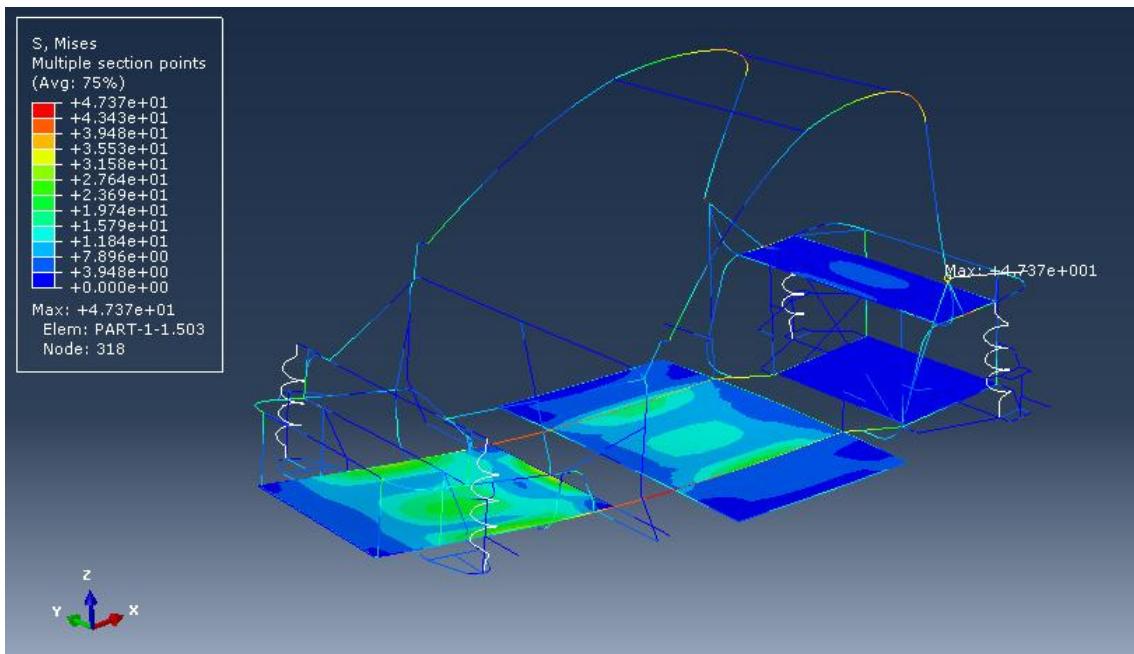


Figura 49: Flexión con fuerzas impuestas con tubos de 2.5 mm

A la vista de las imágenes, la diferencia en las tensiones existentes es muy pequeña, por lo que en cuanto a decremento de resistencia se puede decir que el chasis no se debilita de forma muy apreciable.

El desplazamiento que se produce en la estructura con estas fuerzas, se ve en la figura 50. En el chasis con perfiles de espesor 2.5 mm dichas fuerzas provocaban un desplazamiento de 10 mm.

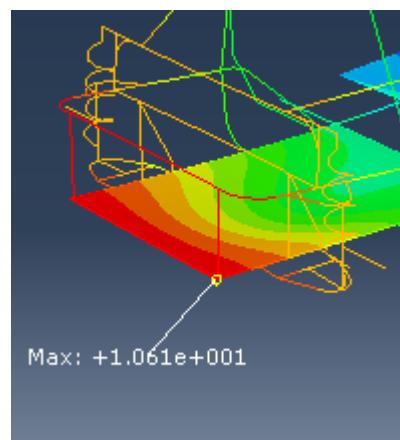


Figura 50: Desplazamiento con perfiles de 2 mm

Ahora, el valor de desplazamiento es de 10.6 mm, sólo 0.6 mm más. Esto significa que en cuanto a rigidez, el comportamiento del chasis tampoco varía significativamente.

En cuanto al peso, se ha pasado de 199 kg de la estructura original a 201 kg. El peso aumenta muy poco, porque aunque se han disminuido grosores de los perfiles

tubulares en 0.5 mm, se han aumentado en 1 mm los de las láminas y se ha añadido una barra.

5.4 Conclusiones de las actuaciones

A la vista de los resultados obtenidos, se puede decir que la barra añadida en la actuación 1 y las láminas de 3 mm modificadas en la actuación 2, responden adecuadamente a las expectativas.

Mención aparte merece la actuación 3, en la que la mejora y optimización del chasis modificando espesores en perfiles longitudinales, no ha sido la esperada puesto que aunque se ha producido disminución de peso ésta es despreciable respecto al peso total del chasis.

También es cierto que las propiedades de rigidez y resistencia no se ven muy mermadas, por lo que serán otros criterios u otros tipos de análisis los que determinen si vale la pena o no hacer dichos cambios.

6. CONCLUSIONES

En este último punto de la memoria, se expone un breve resumen del proyecto e incluye una valoración crítica del mismo.

Como conclusión final, se puede decir que la realización de este proyecto de fin de carrera ha sido positiva.

Por un lado, se ha aprendido el uso básico de las herramientas informáticas utilizadas, que es uno de los objetivos planteados y que tiene mucho valor de cara al ejercicio de la profesión de ingeniero.

Por otra parte, se han puesto en práctica conocimientos de ingeniería aprendidos en diferentes asignaturas y se han aplicado a un caso práctico de diseño mecánico.

En cuanto al análisis y rediseño del chasis del vehículo eléctrico que nos ha ocupado, se ha realizado un modelado bastante ajustado a lo que se pretendía, y se analizado y modificado, extrayendo conclusiones sobre él y aportando ideas de forma satisfactoria.

En cuanto a posibilidades de continuación de este proyecto, destacaría la ejecución de otros tipos de análisis con el fin de hacer un estudio más exhaustivo de la estructura, como puedan ser análisis de crash y análisis dinámicos con cargas que simulen perfiles de carretera.

7. BIBLIOGRAFÍA

- **Chandrupatla, Tirupathi R; Belegundu, Ashok D.** Introducción al estudio del elemento finito en ingeniería. PRENTICE HALL, 1999.
- **Larminie, James; Lowry, John.** Electric vehicle technology explained. WILEY, 2003.
- **Luque, Pablo; Álvarez Daniel; Vera, Carlos.** Ingeniería del automóvil: Sistemas y comportamiento dinámico. THOMSON, 2004.
- **MSC Software.** Patran 2005 User's Guides & Reference Manuals.
- **Muñoz Gracia, Francisco.** Cálculo teórico-práctico de los elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil. Editorial DOSSAT, S.A., 1974.
- **Ortiz Berrocal, Luis.** Elasticidad. McGRAW-HILL, 2004.
- **SIMULIA Dassault Systèmes.** Abaqus 6.10. PDF Documentation.
- **Wikipedia,** la enciclopedia libre. Wikimedia Foundation, Inc. <http://www.wikipedia.org>.
- **Zytel Automoción S.L.** Zytel Automoción S.L. <http://www.zytel.es>.