



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Diseño del Chasis y Habitáculo de un Vehículo Urbano

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

Ingeniero Mecatrónico

P R E S E N T A N

Misael Bravo Arteaga

Luis Darío Rueda Arreguín

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Fernando Velázquez Villegas



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2019



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos

Bravo Arteaga Misael

A la Universidad Nacional Autónoma de México

Nunca tendré palabras para poder agradecer haber formado parte del proyecto educativo más importante de la nación. A la universidad le debo tanto de lo que soy... Espero que me alcance la vida para devolverle tanto. ¡Por mi raza hablará el espíritu!

Al Dr. Fernando Velázquez Villegas

Muchas veces me llevaste a un punto donde creía que era el límite, pero me hiciste descubrir que podía lograrlo. Muchas gracias por tu tiempo y por la oportunidad que me ha llevado hoy en día a ser una persona más sabia. Te agradezco también la paciencia y todas las conversaciones que me han ayudado a ser una persona más certera. Tal vez tú no lo sabes, pero con tu trabajo día a día nos das tanto a todos estos chicos que tocamos tu puerta en un salón de clases o en tu oficina. Infinitas gracias, Fernando.

Al Dr. Adrián Espinosa Bautista

Por todo el tiempo que abrió para mí en su agenda, no sólo como académico, sino dando consejo y guía. Para mí es una dicha saber que contamos con personas como usted y como el Dr. Fernando en nuestra universidad. Muchas gracias por compartir con nosotros crédito en este trabajo.

A mis amigos

Porque he compartido gran parte de mi tiempo con ustedes y me han visto a lo largo de todo este proceso. Ustedes saben que tan importante ha sido este trabajo para mí. A cada uno les deseo el mayor de los éxitos. Cuentan conmigo para el resto de nuestras vidas.

A Velomóvil RS.

Porque me diste la fortuna de aprender tanto, de formarme y de representar a nuestra universidad. Le agradezco a cada uno de mis compañeros por lo tanto que me dieron. Siempre voy a recordar a este equipo como una de las mejores cosas que me ha pasado en la vida.

A Luis Darío Rueda Arreguín

Porque sin alguna razón me has brindado la mayor fidelidad como amigo, siempre has prestado tus oídos y me has otorgado tus palabras. Fuiste mi principal cómplice y colega en esta travesía que me ha dejado tanto sobre el mundo de la mecánica computacional y otras cosas más... Sabes que siempre cuentas conmigo. Te quiero, carnal.

Rueda Arreguín Luis Darío

A la Universidad Nacional Autónoma de México y su Facultad de Ingeniería, que hace 6 años me abrieron sus puertas y me dieron la oportunidad de convertirme en un profesional y contribuir al desarrollo del país.

A mis profesores durante toda la carrera. De ellos aprendí lo que es ser un profesional de la ingeniería y de cada uno de ellos me llevo un aprendizaje. Mención especial merecen los miembros del sínodo por aceptar revisar y evaluar este trabajo y ayudarme a mejorarlo.

Al Dr. Fernando Velázquez Villegas por su trabajo como asesor de esta tesis, por los consejos brindados en estos últimos meses para el desarrollo de este trabajo, por ayudarme a descubrir mi interés por la mecánica computacional y que gracias a este pude hallarme en el campo laboral, por recordarnos siempre la labor de servicio social que debe cumplir un ingeniero, especialmente aquellos de la UNAM, y principalmente por ser un gran amigo y ejemplo, teniendo siempre las puertas abiertas para aquel que quisiera acercarse.

A mis amigos, que poco a poco se volvieron mis hermanos. Soy feliz porque me permitan ser parte de su vida, poder estar ahí para ustedes y compartir alegrías y tristezas, y nunca podre agradecerles lo suficiente por brindarme su amistad, su tiempo, sus consejos y su cariño. Estefanía, César, Juan Pablo, Nicolas, Armando, Daniela, Fernando, Isaac, Luis, Brian, Oscar, Valeria, José Manuel, Aarón y Aarón, por muchos años más juntos.

A mi familia, que aun estando a varios kilómetros siempre estuvieron presentes. A mi hermano José Luis, la primera persona que me hizo querer ser ingeniero, eres mi ejemplo para toda la vida y siempre tratare de seguir tus pasos. Por toda una vida juntos y por cuidar a nuestros padres y todo lo que nos han enseñado. Y mis padres, los que me amaron antes de siquiera existir, que desde el primer día me inculcaron el respeto a los demás y a uno mismo, la disciplina, la familia y el trabajo duro como forma de vida. Son mis superhéroes del mundo real y espero llegar a ser una parte de lo que son como profesionistas y como padres.

Por último, y el más importante en este trabajo, a Misael. Gracias por brindarle tu amistad a ese chico asustado en primer semestre. Gracias por apoyar este tema como trabajo de tesis y hacer equipo conmigo. Perdón por las veces donde no estuve ahí y que esto tardara más de lo esperado. Siempre me inspira verte salir por tu cuenta de las dificultades, pero recuerda que siempre contarás conmigo cuando lo necesites. Te quiero, carnal.

*Agradecimiento especial a la DGAPA-UNAM por el apoyo recibido para el desarrollo de este trabajo a través del proyecto PAPIIT IN113315

Dedicatorias

Bravo Arteaga Misael

Dedicada a mi mamá, Martha; a mi padre, Carlos y a mi hermana, Sandra. Siempre lo he creído y nunca dejaré de hacerlo: Solo necesito a nosotros cuatro juntos para saber que puedo con el mundo. Los amo.

Rueda Arreguín Luis Darío

Dedicada con todo mi esfuerzo a la tierra que me vio crecer: Juchitán de Zaragoza, Oaxaca y con todo mi cariño a mis padres José Luis y María Graciela, y a mi hermano José Luis.

Resumen

Este trabajo parte de las diferentes propuestas para mejorar la movilidad en los centros urbanos, tomando como caso de estudio los vehículos bio-híbridos impulsados por la fuerza del pedaleo del usuario y asistidos por un motor eléctrico para facilitar su operación. En este trabajo se tomó un modelo de vehículo y se aplicaron procesos de análisis por elementos finitos y optimización topológica para obtener una nueva propuesta de diseño que aumentara la seguridad del chasis y habitáculo.

Los casos de carga empleados para simular el comportamiento del vehículo fueron tomados de valores estándar usados en la industria automotriz para garantizar la seguridad en la operación de los automóviles. También se hizo uso de simulaciones dinámicas de impacto en diferentes ángulos para así garantizar la correcta optimización del habitáculo ante diferentes escenarios.

La nueva propuesta de diseño, obtenida a partir del proceso de optimización topológica, logro aumentar la rigidez estructural del vehículo, así como su capacidad de resistir las condiciones de operación y casos de impacto, al mismo tiempo que la masa de este se disminuye, lo cual reafirma las ventajas del uso de análisis por elementos finitos y optimización topológica en el proceso de diseño.

Índice

Contenido

Capítulo I.....	1
1.1 Movilidad.....	1
1.2 Consecuencias de una movilidad ineficiente.....	2
1.3 Recomendaciones de solución a una movilidad ineficiente	3
1.4 Pedelecs y vehículos bio-híbridos.....	5
1.5 Vehículo Bio-híbrido de la Berufsschule ZigelBrücke.....	7
1.6 Radar de tendencias de TRIZ.....	8
1.7 Conclusiones del capítulo	11
Capítulo II.....	13
2.1 Descripción del modelo	13
2.2 Chasis y sus casos de estudio	18
2.2.1 Preparación del modelo de chasis para simulación.....	19
2.2.2 Mallado del modelo de chasis	21
2.2.3 Material y preparación para el análisis	22
2.3 Análisis estructural del modelo de chasis	23
2.4 Habitáculo y sus casos de estudio	27
2.4.1 Full width frontal impact (FWFI)	29
2.4.2 Side barrier impact (SBI).....	29
2.4.3 Oblique pole side impact (OPSI)	30
2.4.4 Preparación del modelo del habitáculo para simulación.....	31
2.4.5 Mallado del modelo de habitáculo	33
2.4.6 Propiedades del material del habitáculo.....	35
2.4.7 Nodos de masa y elementos rígidos.....	37
2.5 Resultados simulaciones habitáculo.....	38
2.5.1 Resultados Full width frontal impact	38
2.5.2 Resultados Side Barrier Impact.....	39
2.5.3 Resultados oblique pole side impact.....	40
Capítulo III.....	42
3.1 Optimización estructural	42

3.1.1 Optimización topológica	43
3.2 Optimización estructural chasis	44
3.3 Resultados Optimización estructural chasis	46
3.4 Optimización estructural habitáculo	48
3.5 Resultados Optimización estructural habitáculo	51
Capítulo IV	54
4.1 Diseño de nueva propuesta de chasis.....	54
4.2 Preparación del análisis estructural de chasis optimizado.	57
4.3 Análisis estructural de chasis optimizado.	59
4.4 Nueva propuesta de diseño de habitáculo.....	61
4.4.1 Atenuador de impacto frontal	63
4.4.2 Preparación de la estructura para simulación	66
4.5 Resultados análisis del habitáculo.....	69
4.5.1 Resultados atenuador de impacto frontal	69
4.5.2 Resultados Full width frontal impact	71
4.5.3 Resultados Side Barrier impact.....	73
4.5.4 Resultados Oblique Pole Side Impact.....	76
Capítulo V	78
5.1 Discusión de resultados del modelo de chasis.	78
5.2 Discusión de resultados habitáculo	79
5.3 Conclusiones	82
Capítulo VI	86
6.1 Trabajo a futuro	86
Capítulo VII. Referencias	87
Capítulo VIII. Anexos.....	91
8.1 Full width frontal impact del espacio de diseño	91
8.2 Side Barrier impact del espacio de diseño	92
8.3 Oblique pole side impact del espacio de diseño.....	93
8.4 Resultados optimización estructural habitáculo	95
8.4.1 Reducción al 50%	95
8.4.2 Reducción al 40%	96
8.4.3 Reducción al 30%	97
8.4.4 Reducción al 20%	98

8.4.5 Reducción al 10%	99
8.5 Resultados optimización exportados a Unigraphics NX.	100
8.6 Nueva propuesta de diseño habitáculo	102
8.7 Vista superior de FWFI en nueva propuesta de habitáculo	104
8.8 SBI en nueva propuesta de habitáculo	105
8.9 OPSI en nueva propuesta de habitáculo	107

Capítulo I

1.1 Movilidad

Uno de los conceptos de mayor importancia respecto a la vida urbana es la movilidad. Se le llama de esta forma al conjunto de desplazamientos que se realizan en un espacio físico, donde se incluyen los transportes públicos y privados, así como de personas y mercancías, con la intención de satisfacer una necesidad [1.1].

En el caso de nuestro país, la Ciudad de México (CDMX) es la urbe con mayor concentración social al contar con 8,918,653 habitantes y tan solo con el 0.08% de la extensión territorial del país [1.2]. Este hecho coloca a la entidad como el centro de mayor importancia política, religiosa, económica y cultural, inclusive como uno de los de mayor relevancia en Latinoamérica.

Hablando del caso general de las ciudades, el fenómeno de migración desde el entorno rural a las urbes es motivado principalmente por dos factores: la oferta de trabajo, ya que se ofrecen una mayor cantidad de puestos con mejores prestaciones; y el nivel de servicios disponibles (calidad y cantidad). En este último rubro, destacan con mayor importancia los servicios de salud y educación.

En el caso particular de la CDMX, la migración ha provocado un efecto de centralización, fomentando que el aumento de la densidad poblacional no solo se limite a la entidad, también a sus alrededores. Se ha llegado a un punto donde comunidades que hace algunos años no eran parte de la ciudad, o que eran parte de su periferia, se han adoptado como parte de la Zona Metropolitana del Valle de México (ZMVM) [1.3].

Para evaluar la calidad de una urbe en cuanto a movilidad, hay que referirse al concepto de accesibilidad, el cual es la facilidad de dirigirse a un destino [1.4]. Al identificar qué tan accesible es una ciudad se evalúa: tiempo, distancias de viaje de un punto a otro y la capacidad vial, que consiste en la cantidad de viajes realizables dentro de cierta infraestructura de transporte a una velocidad considerada como fluida o ideal.

Tomando en cuenta el crecimiento poblacional (Figura 1.1) y la expansión territorial (Figura 1.2) que ha sufrido la ZMVM, se puede identificar claramente que los parámetros relacionados con la accesibilidad han sido afectados, trayendo como consecuencia problemas de movilidad.

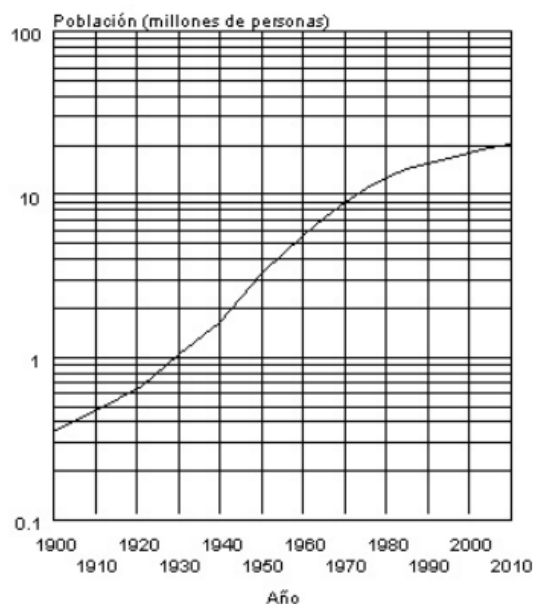


Figura 1.1. Crecimiento poblacional en la ZMVM [1.3].

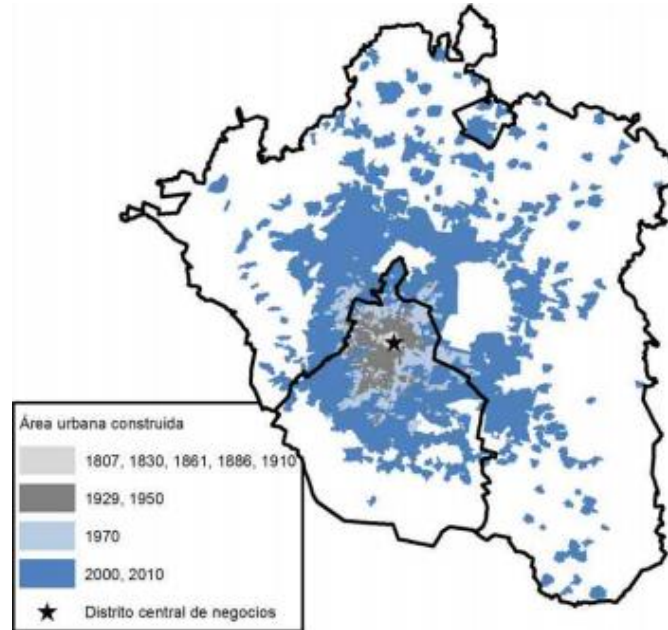


Figura 1.2 Delimitación de la ZMVM. Las zonas sombreadas en azul son las áreas urbanas construidas entre el 2000 y 2010 [1.5].

1.2 Consecuencias de una movilidad ineficiente

La movilidad fomenta el desarrollo económico y social del sistema donde se lleve a cabo. Sin embargo, cuando el uso de los medios de transporte se vuelve ineficiente, las ventajas que este podría traer se ven contrarrestadas por afectaciones a diferentes rubros, principalmente en el ámbito de la economía y medio ambiente [1.6].

En el caso de la economía, un sistema de movilidad ineficiente afecta la productividad en el trabajo y/o en los centros de estudio, ya que un individuo que ha de transportarse una gran distancia, durante un largo tiempo y careciendo de comodidad, tendrá un menor rendimiento en las actividades que ha de desempeñar.

Por otro lado, cuando la capacidad vial de cierto medio de transporte es sobrepasada, se generan congestionamientos. Esto provoca que los elementos que se transportan se retrasen en la llegada a su destino. En el caso de la ZMVM, un 27.4% de sus habitantes gasta entre 1 y 2 horas sólo para llegar a su trabajo (Figura 1.3).

También, durante un congestionamiento, la energía empleada para el transporte es ineficazmente utilizada, ya que los elementos transportados se mueven a una velocidad menor a la que es considerada como fluida para el medio. Claro ejemplo son los congestionamientos vehiculares, donde los automóviles mantienen sus motores encendidos mientras avanzan a lentas velocidades o, incluso, dejan de avanzar.

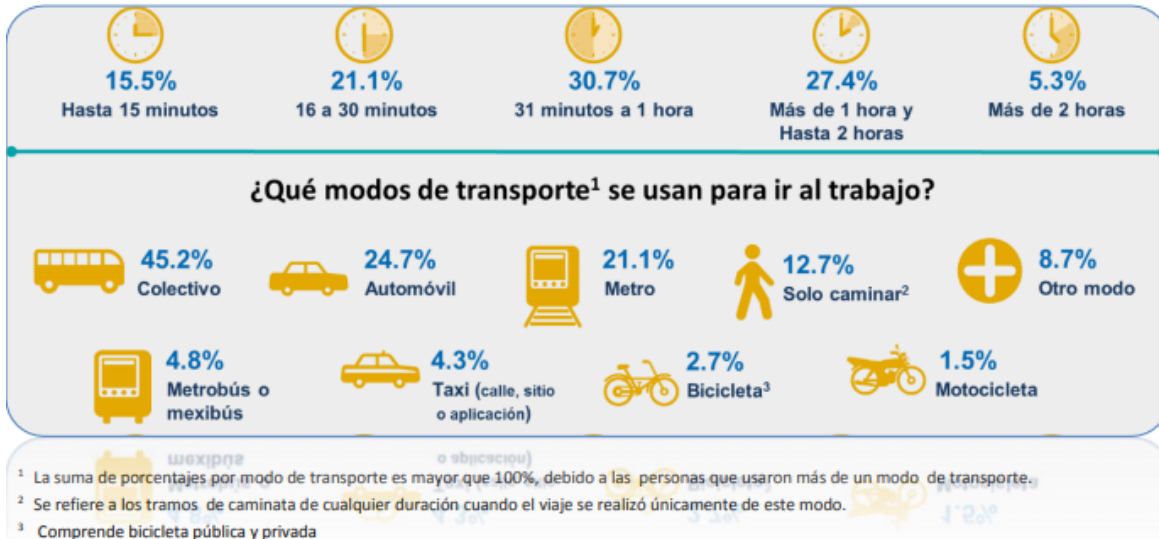


Figura 1.3 Tiempos de traslado y modos de transporte para ir al trabajo de la población de la ZMVM [1.7].

Respecto al medio ambiente, la movilidad ineficiente y los medios de transporte generan un impacto directo cuando estos utilizan combustibles como recurso energético. Al no aprovecharse eficientemente, las emisiones que estos generan provocan un daño y justifican menos su uso. De la misma forma, cuando en una urbe tienen que cubrirse mayores tiempos y distancias para el traslado de personas o mercancías, se generan una mayor cantidad de contaminantes para satisfacer la necesidad.

Los daños al medio ambiente, al largo plazo, se traducen en afectaciones a la salud, ya que las emisiones son generadas en el mismo sistema donde la población realiza sus actividades. Las afectaciones se traducen en un mayor índice de posibilidad de desarrollar una enfermedad respiratoria, un problema cardiovascular o, incluso, desarrollar cáncer de pulmón [1.8].

Sin embargo, esta no es la única afectación que una movilidad ineficiente provoca en el rubro de la salud, ya que cuando la infraestructura empleada no está diseñada para acoger correctamente a la gran variedad de opciones de desplazamiento que existen, se generan accidentes. Son los medios de transporte no motorizados los que más sufren en este sentido, por ellos nos referimos al uso de la bicicleta como medio de transporte o a la elección de ser peatón para desplazarse [1.9].

1.3 Recomendaciones de solución a una movilidad ineficiente

La movilidad y sus problemáticas son conceptos muy amplios y de vital importancia en el desarrollo de cualquier urbe. En el caso del ZMVM, cada año, los gobiernos locales y entidades de carácter privado invierten en el desarrollo de investigaciones y programas para combatir las consecuencias, prevenirlas y mejorar la calidad de la movilidad.

En el 2012, el Instituto de políticas para el transporte y desarrollo, un organismo internacional sin fines de lucro, publicó una investigación titulada “Transformando la movilidad urbana en México” [1.10]. En dicho documento se generan tres principales recomendaciones al modelo de movilidad de las ciudades:

1. Evitar ciertos viajes o reducir la distancia promedio del resto de los viajes.
2. Impulsar a un cambio a modos de transporte más eficientes como el transporte no motorizado (caminar o usar bicicleta) o transporte público.
3. Mejorar el desempeño y la eficiencia energética del transporte motorizado como los automóviles particulares, a fin de reducir sus externalidades negativas.

Reflexionando acerca de estas tres recomendaciones, pueden surgir una gran cantidad de iniciativas en búsqueda de su cumplimiento. Enfocándonos en la segunda y tercera, encontramos que existe una responsabilidad, por parte de las empresas desarrolladoras de medios de transporte, de ofrecer productos que atiendan las necesidades urbanas, mientras se preocupan también por atender los problemas de movilidad.

Por lo tal, el desarrollo de vehículos más sustentables cada vez toma mayor fuerza. En este tema, dos tecnologías que cada vez toman mayor presencia en el mercado: los vehículos eléctricos y los híbridos.

En el caso de los eléctricos, su fuente de energía consiste en electricidad almacenada como energía química en baterías, las cuales alimentan uno o varios motores eléctricos. Sus prestaciones ofrecen buen rendimiento, bajo la desventaja de poseer una baja autonomía [1.11]. Este último concepto consiste en la cantidad de kilómetros que el vehículo puede recorrer con cada carga total de su fuente de energía [1.12].

Por otro lado, los vehículos híbridos incorporan dos motores, utilizando como fuente de energía los combustibles fósiles (motor de combustión) y energía eléctrica (motor eléctrico). En este caso, la restricción de los vehículos eléctricos en cuanto a autonomía se ve disminuida. Sin embargo, este tipo de vehículos aún son resultado de una transición a vehículos realmente sustentables y libres de emisiones [1.11].

A pesar de que siempre ha existido una solución sustentable con el transporte no motorizado y libre de emisiones, como lo es la bicicleta, ciertos inconvenientes como la fatiga del usuario han hecho necesario el desarrollo e implementación de nuevas tecnologías en estos vehículos.

Retomando el caso particular de la ZMVM, el 31.7% de los viajes realizados diariamente en automóvil transportan a dos o más personas (Figura 1.4), lo cual resulta otra desventaja cuando la bicicleta, por lo general se presenta como una opción para una sola plaza. Esto nos indica claramente la necesidad de implementar un nuevo concepto de vehículo.

Distribución porcentual de viajes realizados en un día entre semana en automóvil o camioneta, por número de personas (incluido el conductor) en el auto al iniciar el viaje

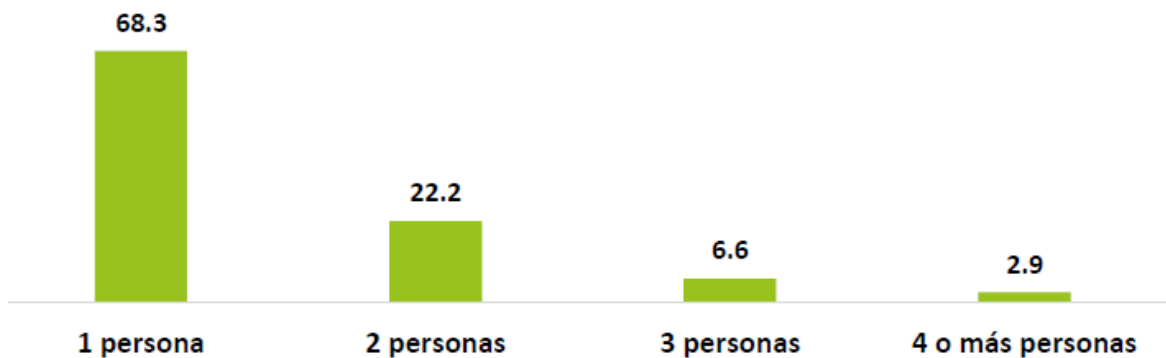


Figura 1.4 Según la Encuesta origen-destino en hogares de la ZMVM [1.7], más de una cuarta parte de los viajes en automóvil, que se realizan diariamente, transportan a dos o más personas.

1.4 Pedelects y vehículos bio-híbridos

En 1998, *Yamaha Motor Company* introduce al mercado una nueva tecnología para las bicicletas llamada *Power Assist*, que con el paso del tiempo daría origen a un nuevo concepto de vehículo llamado *pedelec*. La gran característica de estos vehículos se encuentra en tomar como fuente primaria de energía para la tracción el pedaleo del conductor, mientras una fuente de energía eléctrica asiste este movimiento [1.13]. De esta forma, la fatiga del usuario se ve reducida, aumentando la capacidad de recorrer distancias más largas.

De acuerdo con la norma europea EN15194, un *pedelec* es un vehículo de pedaleo que es asistido eléctricamente con una potencia promedio de 0.25 [kW], la cual va disminuyendo hasta que el usuario logra alcanzar una velocidad de 25 [km/hr], momento donde la asistencia se interrumpe. De la misma forma, mientras no exista pedaleo por parte del usuario, el soporte de energía es detenido [1.14].

A pesar de que su intención inicial estaba enfocada a mejorar las capacidades de una bicicleta, el desarrollo de esta tecnología ha permitido el desarrollo de nuevas plataformas de vehículos dedicadas al transporte de mercancía (Figura 1.5) o a más de una persona.

En el 2016, *Schaeffler Group*, una compañía dedicada al desarrollo y producción de tecnología para la industria automotriz, presentó el diseño conceptual de un vehículo, basado en la tecnología del *pedelec*, llamado *Bio-hybrid* (Figura 1.6), convirtiéndose en el primero en acuñar el término [1.16].



Figura 1.5 Pedelec usado por DHL para el transporte de paquetería. Su capacidad de carga es de hasta 125 [kg] [1.15].

Este vehículo forma parte de un plan por parte de Schaeffler con la intención de crear nuevos negocios con vistas a la movilidad del futuro. El prototipo consiste en un vehículo de cuatro ruedas para dos ocupantes, un adulto y un niño, con una zona de carga, reversa y cambios de velocidad asistidos electrónicamente. Algunas otras de sus características pueden observarse en la Tabla 1.1

Tabla 1.1 Especificaciones generales del Bio-Hybrid de Schaeffler [1.16].

Especificación	
Longitud [mm]	2,100
Alto [mm]	1,500
Ancho [mm]	850
Peso [mm]	80
Diámetro de llantas [in]	24
Velocidad máxima de asistencia [km/hr]	25
Autonomía [km]	50-100

El desarrollo de un vehículo como el *Bio-hybrid* trae una gran cantidad de ventajas para el entorno urbano. En estos ecosistemas se realizan una gran cantidad de paradas en alto total, por lo tanto, un vehículo que brinda asistencia al arranque es idóneo. Por otro lado, hablando del caso particular de la CDMX, donde la velocidad máxima en vías de tránsito calmado es de 30 [km/hr], este vehículo podría circular adecuadamente [1.17].

Su autonomía, el no generar emisiones durante su uso y contar con sistemas de recuperación de energía hacen que esté en línea con las recomendaciones otorgadas en el estudio “Transformando la movilidad urbana en México” [1.10]. Contar con dos plazas lo hacen ideal para la CDMX, donde 90.5% de los viajes realizados diariamente en vehículos particulares transportan a una o dos personas [1.7].



Figura 1.6 Bio-Hybrid de Schaeffler. Prototipo de exhibición y prueba [1.16].

1.5 Vehículo Bio-híbrido de la Berufsschule ZigelBrücke

No sólo la industria automotriz y de las bicicletas se ha encargado del desarrollo de nuevos vehículos acordes a las necesidades de movilidad. Universidades a lo largo del mundo han desarrollado vehículos propulsados por fuerza humana, pedelecs y otras plataformas que nutren el estado del arte.

En marzo de 2016 los alumnos Basil Fischli y Tobias Moser presentaron en la Berufsschule ZigelBrücke de Suiza el trabajo titulado “Entwicklung elektro-muskle kraft hybrid-fahrzeugs” [1.18]. En dicho texto documentaban el diseño de una nueva propuesta de vehículo, tomando como principales consideraciones un bajo costo y minimizar el impacto ecológico durante su producción y operación. Al igual que el Bio-Hybrid de Schaeffler, este vehículo está basado en la tecnología de un pedelec.

En su construcción, se optó por la utilización de plástico reforzado con fibras naturales de lino, usando como matriz una resina epóxica. Dentro de los requerimientos que se consideraron en este diseño está el espacio para trasladar a dos pasajeros, un mayor uso de materiales naturales, protección contra el clima, posibilidad de alcanzar 45 [km/hr] e incorporar elementos que aumenten la seguridad, como lo son luces, claxon, espejos retrovisores y luces direccionales.

El vehículo consta de cuatro ruedas con un eje posterior, con una distancia de 30 cm entre las ruedas traseras y colocando el asiento para el segundo pasajero detrás del asiento del conductor. Para los elementos estructurales se utilizan refuerzos de madera además del plástico reforzado con fibras naturales mencionado anteriormente.



Figura 1.7 Propuesta de la Berufsschule Ziegelbrücke [1.18].

Los alcances del trabajo donde se propone este vehículo logran abarcar la descripción de la metodología de diseño para su desarrollo, la propuesta y selección de conceptos, el desarrollo de un modelo virtual haciendo uso del dibujo asistido por computadora y la construcción de un prototipo de la estructura del habitáculo y asientos a escala.

Toda la información citada y utilizada en esta tesis fue obtenida por medio de la plataforma GrabCAD, donde los autores subieron el anteriormente mencionado trabajo de investigación, fotografías, videos y el modelo virtual desarrollados. La plataforma aclara en sus términos de uso que cualquier usuario, al subir información, otorga total libertad a cualquier otro usuario para usar, reproducir, copiar, modificar, adaptar, y crear trabajos derivados [1.19].

Debido a lo anterior, en esta tesis se tomará este vehículo como base para la creación de una nueva propuesta de diseño, enfocado únicamente en los sistemas de chasis y habitáculo.

1.6 Radar de tendencias de TRIZ

La metodología TRIZ (Acrónimo de Teoría para resolver problemas de invención en ruso) es una teoría de predicción, análisis y resolución de problemas desarrollada por el inventor Genrich Altshuller desde 1946. La teoría se basa a partir del estudio de una gran cantidad de patentes de distintos campos técnicos, con la intención de definir patrones generales en la cuestión de la naturaleza de invención y distinguir los diferentes problemas que han solucionado estos inventos [1.20].

Al identificar patrones de invención, se han revelado una serie de pasos de evolución inventiva, lo cual resulta útil para la generación de algoritmos que brinden nuevos conceptos de solución a problemas o que redefinan las soluciones actuales. A través de la metodología se identifican 3 principales descubrimientos:

1. Los problemas y el tipo de soluciones se repiten a lo largo de las industrias y las diferentes ciencias
2. Los patrones de evolución técnica también se repiten a lo largo de industrias y diferentes ciencias
3. La generación de innovaciones hace uso de fundamentos científicos desarrollados fuera del medio donde han de ser empleadas

A través de esta metodología, se han identificado 35 tendencias principales para la innovación técnica de productos, abordando los siguientes campos como lo son la relación con el espacio (Interacción con el entorno), el tiempo (Tiempos de operación, estadía del producto en entorno, etc.) e interfaz (Interacción del producto con el usuario) [1.21]. Para una descripción más detallada de las tendencias, ver Figura 1.8

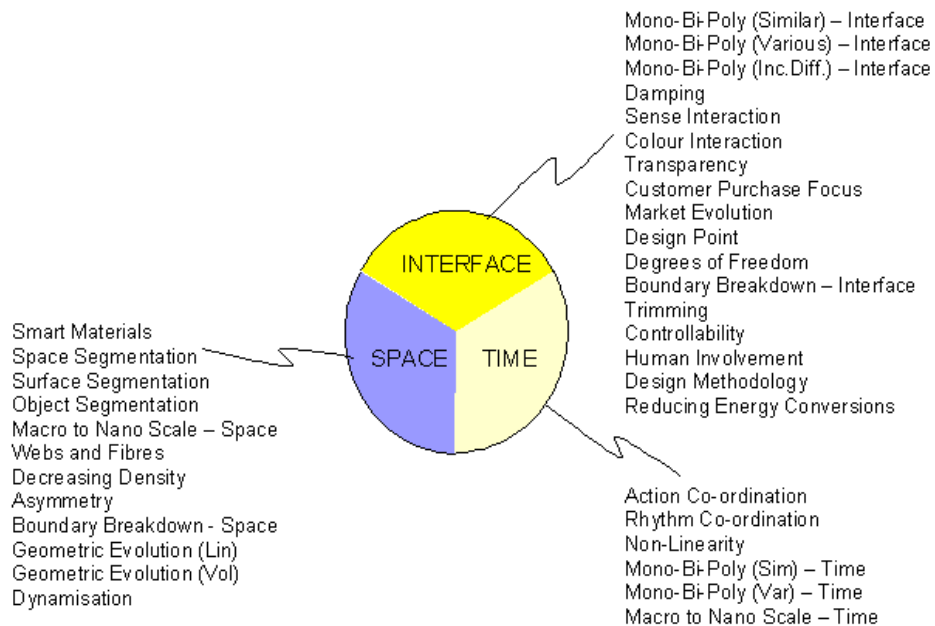


Figura 1.8 Tendencias de evolución de los productos, según la metodología TRIZ [1.22].

Una de las herramientas más importantes en la metodología es el radar de tendencias de evolución, este aborda las 35 tendencias y es útil para identificar el estado de un objeto respecto a las mismas. Como resultado, genera una infografía general que puede servir como punto inicial para identificar áreas de oportunidad y mejora para un producto. Otra perspectiva desde la que puede abordarse la herramienta es aplicar su uso desde la etapa de diseño conceptual, con la intención de incluir requerimientos y especificaciones que busquen definir al producto en cierto nivel de profundidad en cada tendencia.

En el caso de esta tesis, se hizo uso del radar de tendencias para analizar al sistema de chasis estructural del vehículo del Berufsschule ZigelBrücke con la intención de obtener su estado actual de evolución y probables oportunidades de desarrollo. Después de este análisis se obtuvo como resultado el radar mostrado en la Figura 1.9. Además, en la tabla 1.2 se describe detalladamente el estado de cada tendencia del producto.

Tabla 1.2 Resultados del radar de tendencias de evolución del vehículo de la Berufsschule ZigelBrücke.

Campo de aplicación	Tendencia	Estado	Comentario
Espacio	Object segmentation	Segmented solid	El chasis del vehículo está segmentado en dos partes, un habitáculo y un subchasis.
	Webs and fibres	Active elements	El subchasis está manufacturado en madera y el habitáculo con plástico reforzado con fibra natural.
	Decreasing density	10^1 [kg/m ³]	Los materiales utilizados son más ligeros comparados con los convencionales (metales). El peso del vehículo es de 80 [kg].
	Geometric evolution of volumetric constructions	Fully 3D	Las superficies del habitáculo están construidas con curvas complejas.
Interfaz	Increasing transparency	Transparent	El habitáculo tiene secciones transparentes para aumentar el campo de visión de los ocupantes.
	Customer purchase focus	Performance	El chasis sólo está diseñado en un punto funcional básico. No brinda beneficios extra.
	Design methodology	“Cut & try”	Solo se ha prototipado la parte inferior del habitáculo. El chasis nunca ha sido construido. Su integridad estructural no ha sido validada para ningún caso de operación.

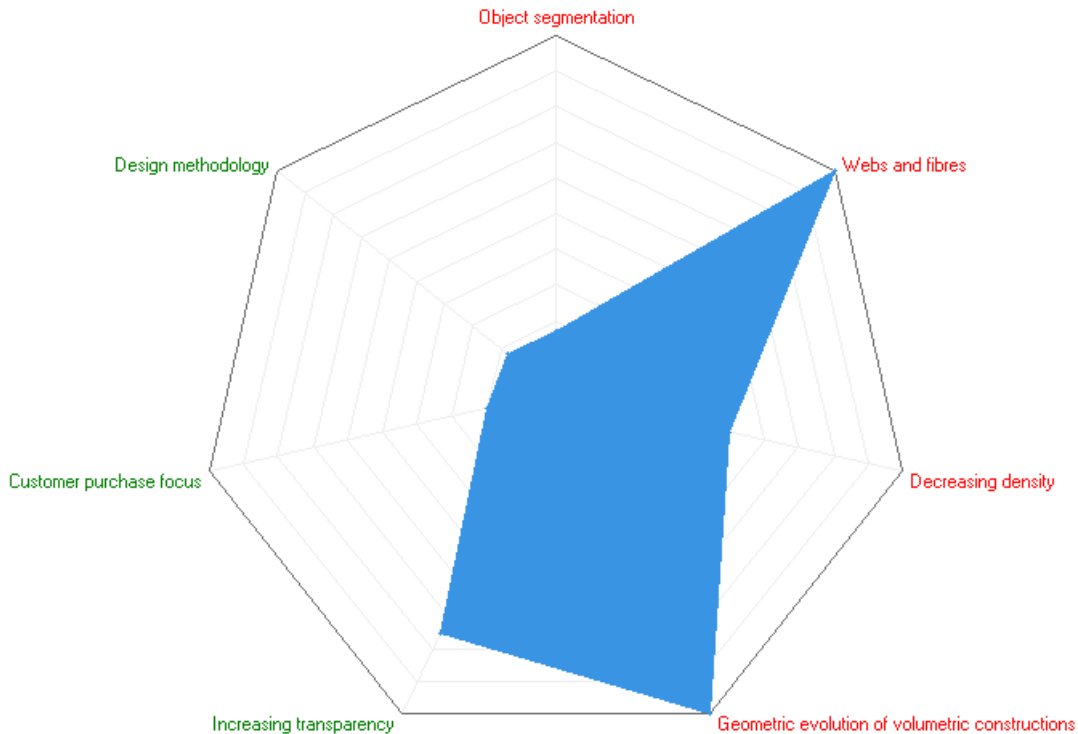


Figura 1.9 Radar del vehículo de la Berufsschule Zigelbrücke.

Observando los resultados obtenidos de la aplicación del radar de tendencias de evolución se puede identificar que el vehículo de la Berufsschule Zigelbrücke posee grandes ventajas en la tendencia de Webs and fibres, ya que el material con el que está construido el habitáculo es un plástico reforzado con una fibra natural de lino y una matriz de resina epóxica. En el caso del subchasis, este fue diseñado para construirse en madera.

Sin embargo, el concepto tiene una gran deficiencia en la tendencia Design methodology. Esto ocurre debido a que el trabajo de Fischli y Moser concluyó en un punto inicial del diseño [1.18], donde no se aplicó ningún método para la validación estructural del chasis.

1.7 Conclusiones del capítulo

A partir de la revisión del concepto de movilidad y de las condiciones de esta en la ZMVM, la implementación de nuevos conceptos de vehículos como lo son los bio-híbridos parece acertada. Sin embargo, debido a la intención de lograr bajo peso en este tipo de vehículos, se ha perdido la intención de implementar ciertas medidas básicas de seguridad.

Para ambos vehículos mencionados en el presente trabajo, se hace evidente la falta de cinturones de seguridad y bolsas de aire, entre otros sistemas de seguridad. Estos dispositivos en la actualidad resultan indispensables para cualquier automóvil comercial.

En el caso del *bio-hybrid* de *Schaeffler*, contar con habitáculo abierto resulta sumamente peligroso, ya que ante cualquier percance que pueda presentarse en una vialidad, el conductor estaría expuesto a un alto nivel de peligro.

Hablando del vehículo de la *Berufsschule Zigelbrücke*, la profundidad de su diseño es mínima, ya que ningún cálculo ni método numérico fue empleado para validar la integridad de su estructura, mucho menos se encuentra documentada alguna prueba física al respecto.

Debido a que el equipo de trabajo de la presente tesis cuenta con más información acerca del prototipo de la *Berufsschule Zigelbrücke*, se ha decidido tomar como base su estructura para el desarrollo de una nueva propuesta de diseño siguiendo la metodología descrita a continuación:

1. Generación de un espacio de diseño a partir del vehículo presentado en el trabajo “Entwicklung elektro-muskle kraft hybrid-fahrzeugs” [1.18].
2. Análisis en diferentes condiciones de carga cotidianas de operación y análisis de impacto del espacio de diseño inicial de chasis y habitáculo del vehículo.
3. Uso de un método de optimización estructural en el espacio de diseño para definir una geometría conceptual.
4. Diseño de una nueva estructura de chasis y habitáculo, a partir de la geometría conceptual, tomando en cuenta consideraciones de material y manufactura.
5. Análisis de condiciones de carga de operación y de impacto en la nueva propuesta de diseño generada.

Capítulo II

2.1 Descripción del modelo

El vehículo de la Berufsschule ZigelBrücke es un compacto de dos plazas de bajo peso, esto le permite recorrer 100 [km] con un gasto energético de 2.5 [kW/h] bajo una carga útil de 200 [kg]. Para esto cuenta con un motor eléctrico de pedelec y 3 baterías; dispositivos que en el trabajo de Fischli y Moser no son especificados claramente [1.18].

En la Figura 2.1 se muestran las dimensiones generales del vehículo. Aunado a esto la Tabla 2.1 proporciona información importante acerca de su peso y dimensiones.

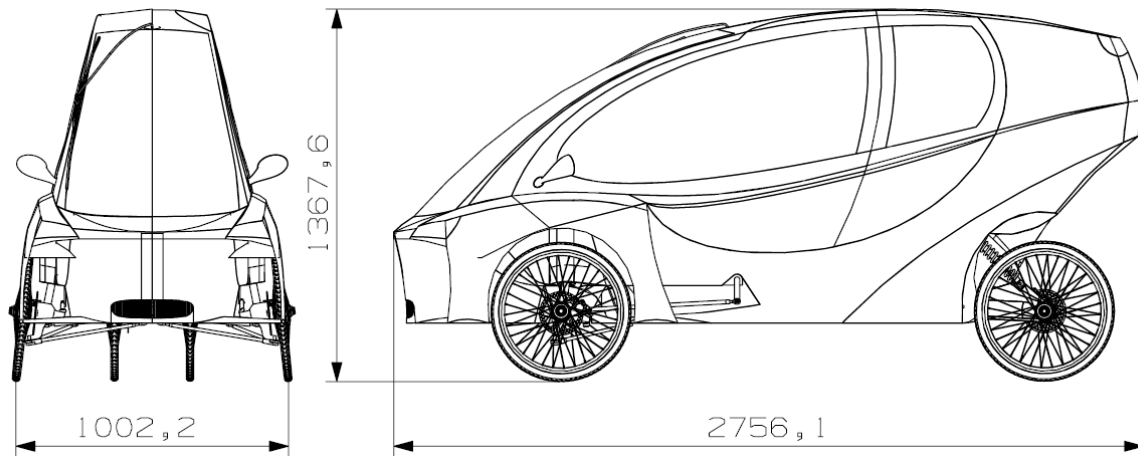


Figura 2.1 Vista frontal y lateral del vehículo de la Berufsschule Zigelbrücke. Medidas en milímetros [1.18].

Tabla 2.1 Especificaciones de dimensiones generales y peso del vehículo de la Berufsschule Zigelbrücke [1.18].

Especificación	Cantidad
Ancho [mm]	1002
Alto [mm]	1367
Largo [mm]	2756
Peso [kg]	80

Haciendo uso del modelo virtual se obtuvo la distancia entre eje delantero y trasero (wheelbase), así como las proyecciones horizontales de las distancias del centro de gravedad a los ejes. Estas especificaciones son de gran importancia en la dinámica del vehículo y para su estudio estructural debido a que proporcionan la distribución de peso en cada eje y, derivadas de estas, la distribución en cada llanta. En la figura 2.2 se ilustran estas distancias, en la Tabla 2.2 las masas consideradas en operación y en la Tabla 2.3 las distribuciones de peso.

Tabla 2.2 Masas consideradas para la distribución de peso. La carga útil puede ser hasta 2 pasajeros o cualquier otra carga. El peso del vehículo considera todos sus componentes.

Componente	Cantidad	Peso
Carga útil [kg]	1	200
Vehículo [kg]	1	80
Total		280

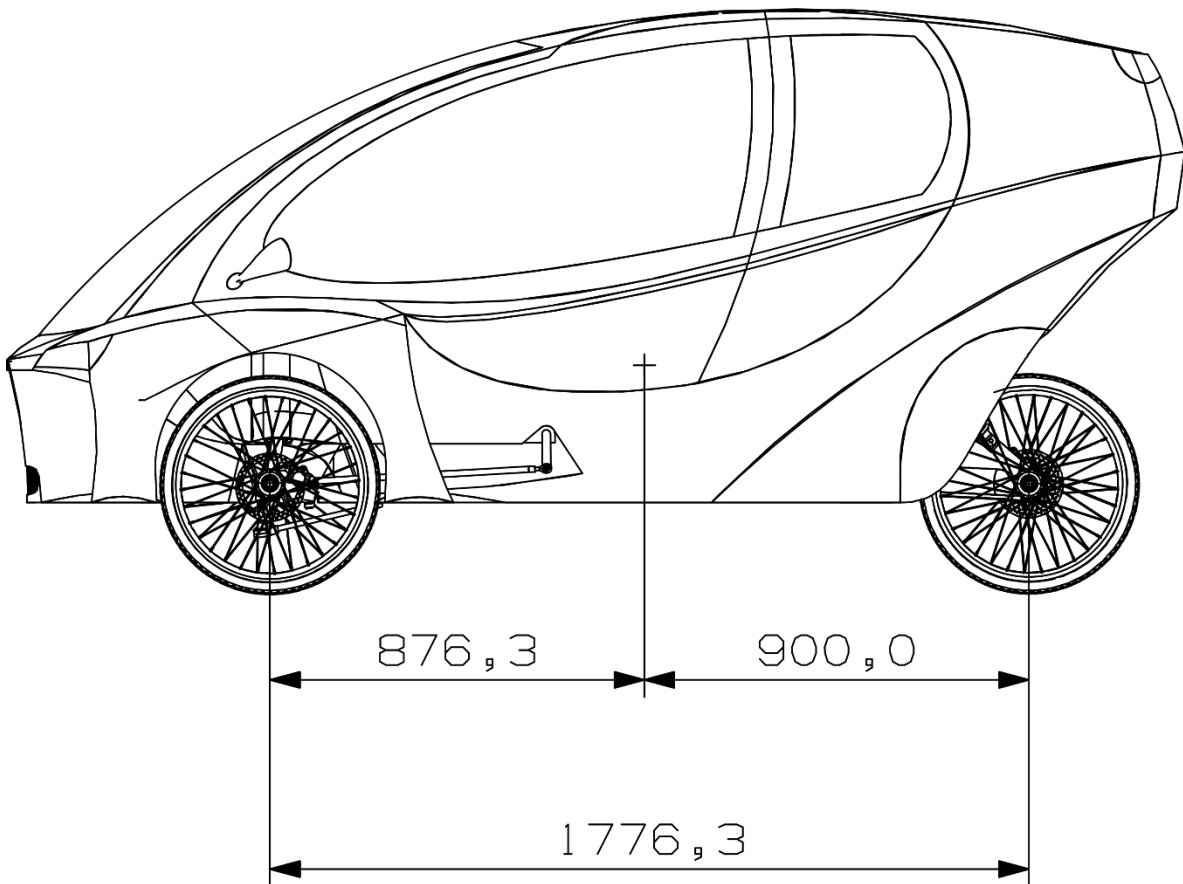


Figura 2.2 Plano lateral del vehículo con proyecciones horizontales de centro de gravedad a ejes y wheelbase. El centro de gravedad se ilustra como una cruz en el dibujo [1.18].

Tabla 2.3 Descripción de la distribución de peso delantero y trasero en el vehículo. Para su cálculo se consideró una aceleración de la gravedad de $9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ [1.18].

Especificación	Cantidad
Wheelbase [mm]	1776.3
Distancia de centro de gravedad a eje delantero [mm]	876.3
Distancia de centro de gravedad a eje trasero [mm]	900
Distribución de peso en eje delantero [%]	49.33
Distribución de peso en eje trasero [%]	50.66
Peso en eje delantero [N]	1354.99
Peso en eje trasero [N]	1391.52

Además de ubicar el centro de gravedad del vehículo, es importante ubicar el mismo para la carga transportada. En este caso se consideró como carga útil a dos pasajeros en el vehículo. La posición de su centro de gravedad se describe en la Tabla 2.4, mientras que la Figura 2.3 muestra su colocación espacial. Estos datos serán de gran utilidad más adelante con la intención de considerar los efectos inerciales de los ocupantes en las simulaciones a realizar.

Tabla 2.4 Coordenadas del centro de gravedad de los ocupantes respecto al sistema de referencia principal del modelo virtual [1.18].

Pasajero 1 (Conductor)	Coordenada	Pasajero 2 (Copiloto)	Coordenada
Eje X [mm]	0.0	Eje X [mm]	0.0
Eje Y [mm]	209	Eje Y [mm]	832
Eje Z [mm]	267	Eje Z [mm]	267

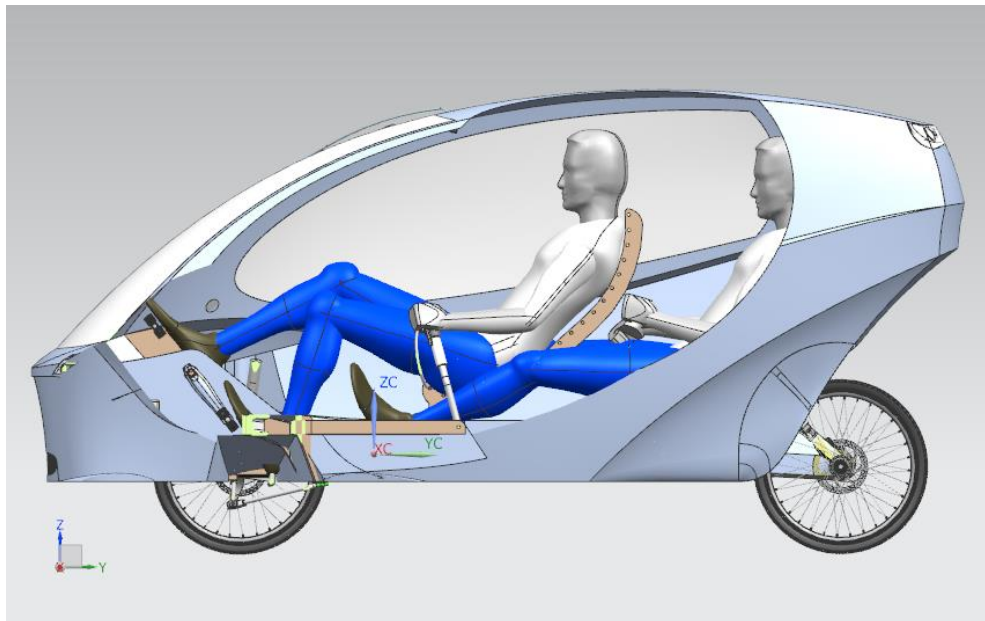


Figura 2.3 Ubicación de los ocupantes dentro del vehículo [1.18].

Una vez obtenidos todos los datos mencionados anteriormente se procedió por eliminar del modelo virtual a todos los elementos que no fueran necesarios para el análisis estructural. Por ello, se suprimieron dispositivos como lo son luces, espejos y limpiaparabrisas. Además, todos los componentes relacionados con los sistemas de dirección, suspensión, transmisión y potencia también fueron eliminados. En la Figura 2.4 se muestra el modelo virtual inicial, mientras que en la Figura 2.5 se observa el modelo después de la limpieza.

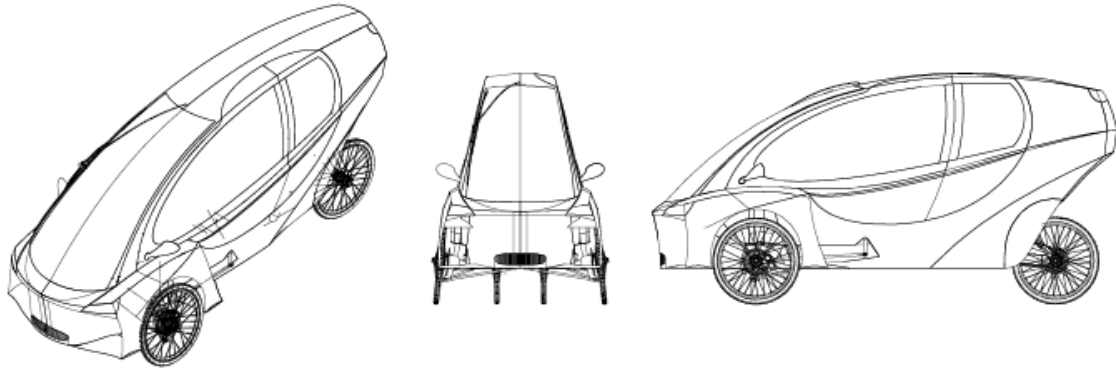


Figura 2.4 Vista isométrica, frontal y lateral del modelo virtual inicial [1.18].

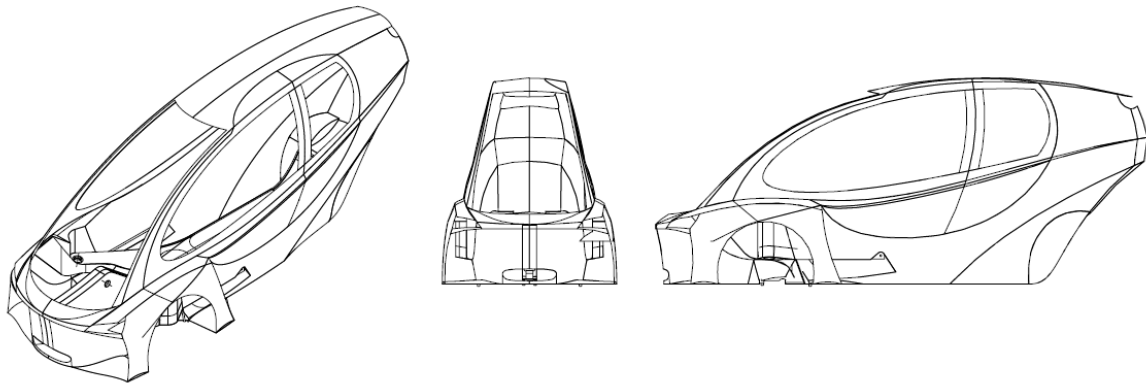


Figura 2.5 Vista isométrica, frontal y lateral del modelo virtual contando únicamente con sus elementos estructurales.

Resultado de la limpieza del modelo virtual, se logran identificar dos elementos estructurales principales: Un chasis y el cuerpo de un habitáculo. En conjunto, actúan con la intención de otorgar integridad estructural, aunque cumplen con funciones particulares.

En el caso del chasis, su función se enfoca en el cumplimiento de requerimientos rigidez cuando el vehículo se expone a un frenado abrupto, a la toma de curvas en pista, al paso del vehículo por topes o baches y a la flexión provocada por la carga útil (Ver Figura 2.6).

Por otro lado, el habitáculo cumple con funciones estéticas y aerodinámicas, además de ser el primer elemento estructural que brinda seguridad en caso de que el vehículo sufra un impacto (Ver Figura 2.7).

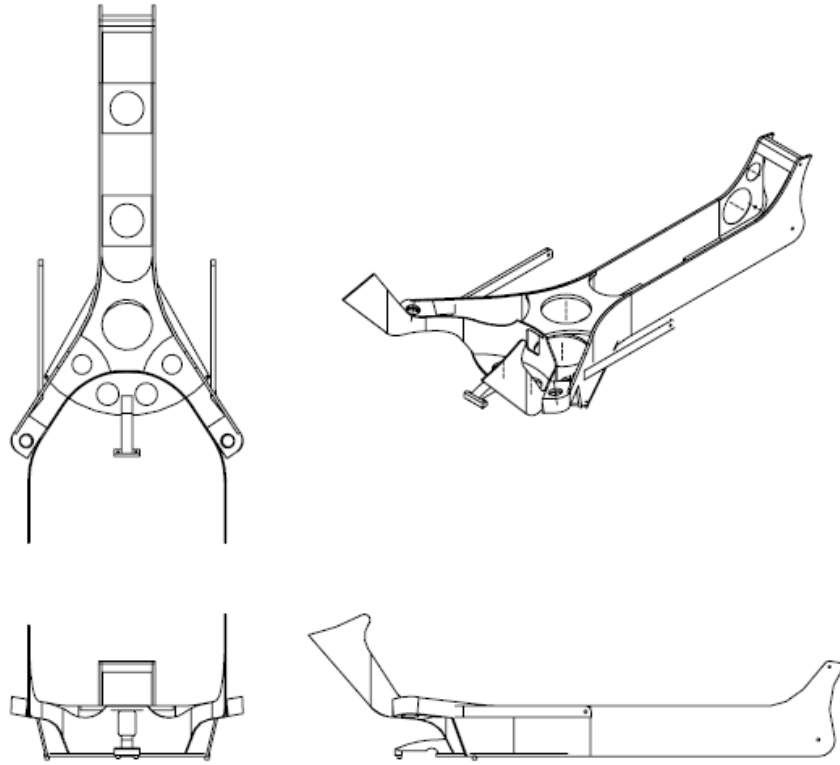


Figura 2.6 Vista superior, frontal, lateral e isométrica del chasis del vehículo.

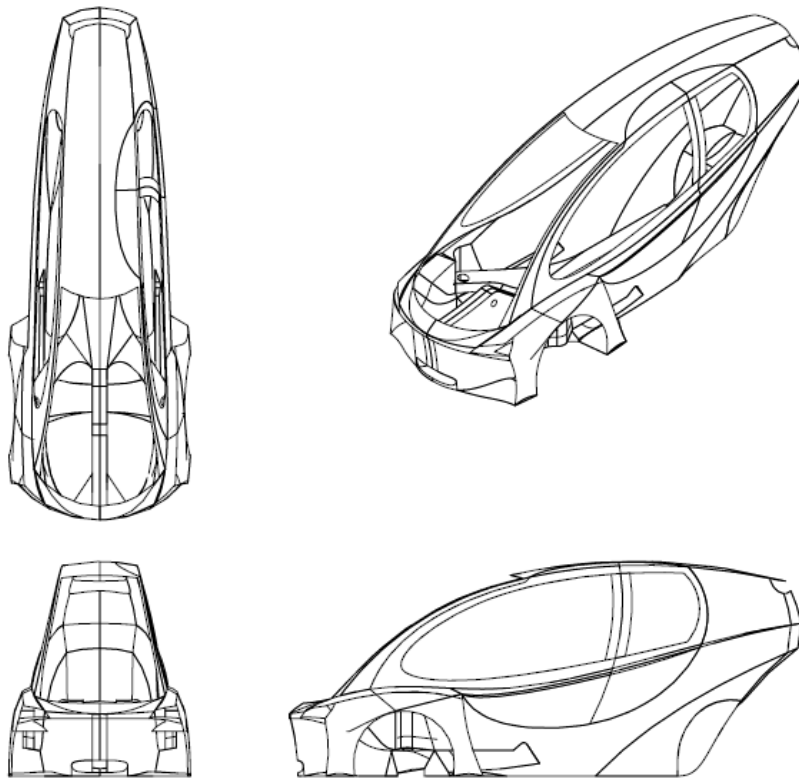


Figura 2.7 Vista superior, frontal, lateral e isométrica del habitáculo del vehículo.

2.2 Chasis y sus casos de estudio

Se define como chasis a aquel sistema de un vehículo que se encarga de las siguientes funciones [2.1]:

- Mover, girar y detener el vehículo.
- Mantener al vehículo en dirección correcta mientras esta en movimiento.
- Soportar la masa del vehículo al tiempo que amortigua vibraciones.
- Aislar al vehículo del ruido y vibraciones del camino.
- Permitir al conductor el control del vehículo de forma segura y cómoda.

En el diseño de un chasis, se han utilizado casos de carga estándar basados en maniobras de manejo comunes. Estas maniobras se asumen como cuasi estáticas e independientes del tiempo. Estos casos de carga estándar son utilizados por un gran número de constructores de vehículos. Estas cargas son dadas como un valor de número de veces la aceleración de gravedad [2.1]. Una ventaja de estos valores de parámetros que son independientes de la carga es que pueden ser reutilizados incluso si la masa del vehículo cambia. Se presentan casos de carga estándar utilizados para análisis de resistencia estructural (ver Tabla 2.5).

Tabla 2.5 Casos de carga estándar para vehículos por maniobras comunes. [2.1]

Caso de carga estándar	Aceleración en x	Aceleración en y	Aceleración en z
Vehículo detenido	0	0	1
Paso por un bache	0	0	2.25
Frenada	0.75	0	1
Giro a la izquierda	0	-0.75	1
Giro a la derecha	0	0.75	1

Para este caso de estudio, al momento de realizar el análisis por elementos finitos se utilizarán estos casos de carga para evaluar el modelo de chasis del vehículo. En el caso de carga de vehículo detenido se modelará el caso de carga utilizando nodos de masa del vehículo y una carga en forma de aceleración para que simule la gravedad. Esto para evitar una alta concentración de esfuerzo en un único punto como ocurriría al colocar una fuerza puntual.

Para los otros cuatro casos se tomará el valor de masa del vehículo para el cálculo de cargas. Al cambiar el material original del chasis (madera y plástico reforzado con fibras) por acero, la masa aumento hasta alcanzar un valor total de 296 [kg], el cual se usará para los análisis, en lugar de la original de 280[kg]. Una vez obtenida la masa del vehículo se procede a calcular la distribución de esta en el vehículo en base al Wheel base y distancia de las llantas al centro de gravedad.

$$\text{Peso delantero} = \frac{876.3}{1776.3}(296) = 146.025 \text{ [kg]} \quad \text{Peso trasero} = \frac{900}{1776.3}(296) = 149.97 \text{ [kg]}$$

Con la distribución de masa a cada parte del vehículo, se obtienen las fuerzas que se aplicaran para los casos de carga estándar previamente descritos:

- Paso por un bache (llanta delantera)

$$F_z = \frac{146.025}{2} * 9.81 * 2.25 = 1611.56 [N]$$

- Frenada (llanta trasera)

$$F_x = \frac{149.97}{2} * 9.81 * 0.75 = 551.7 [N]$$

$$F_z = \frac{149.97}{2} * 9.81 * 1 = 735.6 [N]$$

- Giro a la izquierda

$$F_y = \frac{146.025}{2} * 9.81 * -0.75 = -537.2 [N]$$

$$F_z = \frac{146.025}{2} * 9.81 * 1 = 716.25 [N]$$

- Giro a la derecha

$$F_y = \frac{146.025}{2} * 9.81 * 0.75 = 537.2 [N]$$

$$F_z = \frac{146.025}{2} * 9.81 * 1 = 716.25 [N]$$

2.2.1 Preparación del modelo de chasis para simulación

Tras definir los casos de carga a los que se sometería la estructura del chasis, se inició con la preparación del modelo virtual para su análisis por elementos finitos. Como se mencionó anteriormente, los elementos del ensamble que componen el chasis se separaron para así obtener un modelo que contuviera únicamente estos componentes. Al tratarse de un ensamble en el software Siemens NX, es importante realizar un cambio en el tipo de archivo al pasar al software para análisis, en este caso Hypermesh 13.0. Las extensiones de archivo que logran trasladar mejor las propiedades del modelo entre un software y otro fueron la extensión. STEP y Parasolid.

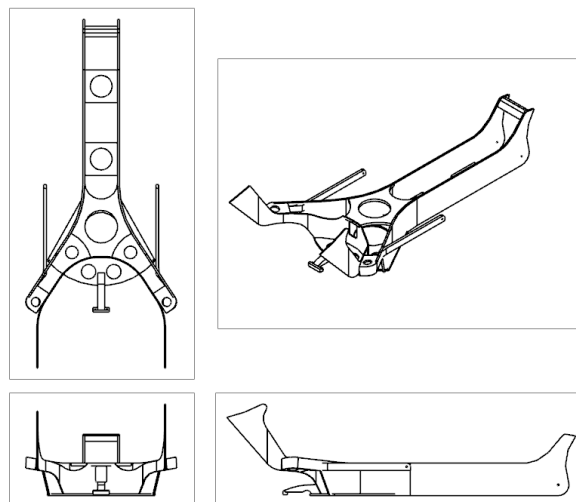


Figura 2.8 Vista superior, frontal, lateral e isométrica del chasis importado de NX a Hypermesh.

Tras la importación del modelo, a pesar de poseer una forma simple, se encontraron algunos inconvenientes que debían ser solucionados antes de poder avanzar con el análisis por elementos finitos. Dentro de estos se encuentran errores en la geometría importada, piezas demasiado complejas para mallarlas y piezas innecesarias para este análisis. Dentro de los errores en la importación de la geometría, destacan aquellas superficies duplicadas o, al tratarse de un ensamble, bordes duplicados y componentes que quedan separados por una distancia. El documento “Practical Aspects of Finite Element Simulation: A Study Guide” lista estos problemas y como solucionarlos en el software de Hypermesh [2.2].

Paralelo a la limpieza de la geometría del modelo, al determinar los puntos donde se restringiría y/o se aplicarían las cargas en el vehículo, se observó que existían piezas cuyo propósito era servir de punto de anclaje y conexión a la dirección del vehículo. Por este motivo estas piezas fueron eliminadas de las siguientes versiones del chasis para analizar. Además, estas piezas eran en su mayoría solidas de formas muy complejas que hubieran requerido un mallado 3D, el cual pudo haber alentado la obtención del análisis o la precisión de este.

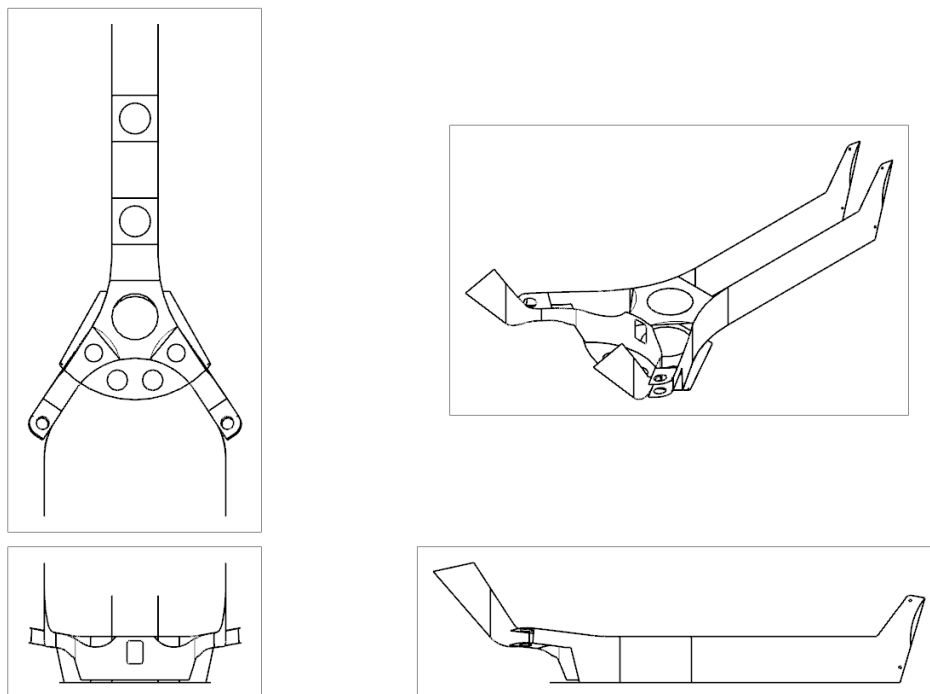


Figura 2.9 Vista superior, frontal, lateral e isométrica del chasis después de la limpieza de geometría y eliminación de superficies no requeridas.

2.2.2 Mallado del modelo de chasis

En el análisis por elementos finitos, el mallado es un paso muy importante del proceso y del cual existen varias indicaciones para validar su correcta realización. En el caso del modelo del chasis, la creación de una malla ideal empieza desde los pasos anteriores de limpieza de geometría, ya que es deseable para el software contar con superficies sencillas para generar elementos uniformes y de mejor calidad.

Al tratarse de una superficie con espesor constante, se utilizó un mallado 2D. El tipo de elementos usados fue una combinación de elementos cuadrados con triangulares que aseguraran menos distorsión en áreas curvas. El tamaño de elemento fue de 5 [mm] en todo el modelo, con el cual se observó que ningún detalle del modelo se perdió entre la geometría y la malla. Como el análisis para el que se está mallando será lineal estático no se requiere un control estricto sobre los valores de calidad de malla, usándose aquellos establecidos en el documento “Practical Aspects of Finite Element Simulation: A Study Guide” [2.2] (Ver Tabla 2.6).

Tabla 2.6 Parámetros de calidad usados para la malla del modelo del chasis.

Parámetro de calidad	Valor permitido
Warp angle	$< 10^\circ$
Aspect	< 5
Skew	$< 45^\circ$
Jacobian	> 0.6
Stretch	> 0.2
Angle	Trias: $20^\circ > \theta < 120^\circ$ Quads: $45^\circ > \theta < 135^\circ$

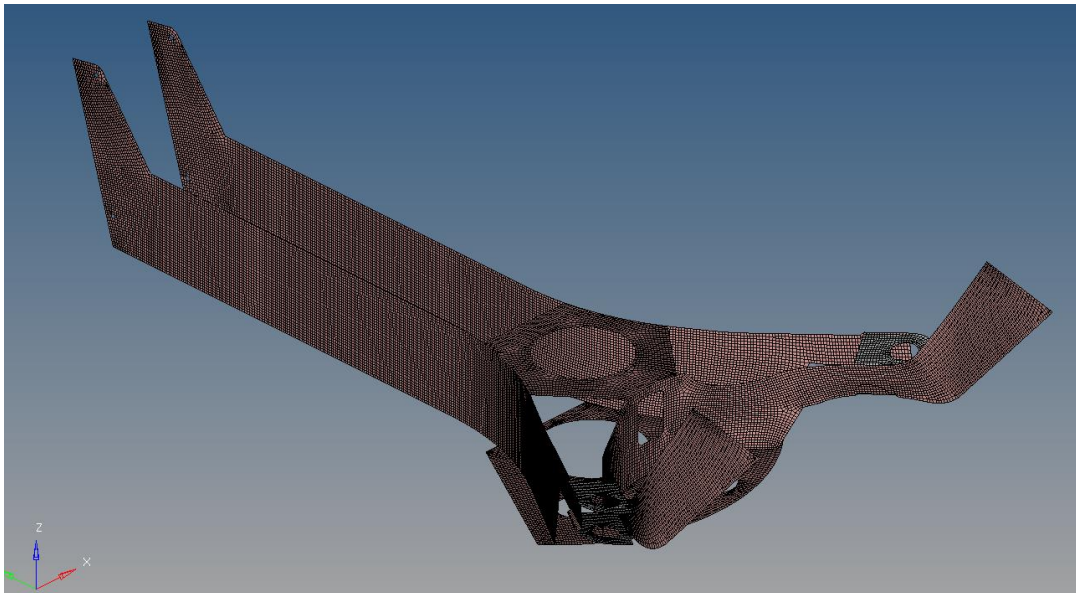


Figura 2.10 Vista isométrica del modelo de chasis mallado

2.2.3 Material y preparación para el análisis

Tras el mallado del modelo, el siguiente paso antes de correr el análisis es asignar material y propiedades a los elementos finitos que componen la malla. Por ser un análisis estructural estático lineal se utilizó el input MAT1, que se refiere a materiales lineales isotrópicos. Para el material usado, se decidió optar por brindarle al modelo características del acero, para lo cual se buscaron valores de propiedades mecánicas para aceros comerciales según las normas a las que están sujetos [2.3] (Ver tabla 2.7).

Tras asignar las características del material, sigue definir el espesor de los elementos de la malla. En este caso se utilizó un tamaño comercial correspondiente a la lámina de calibre 6, el cual es de 4.94 [mm] [2.4]. Después de asignar las características de material al modelo se obtuvo una masa total del chasis de 38.292 [kg].

Finalmente, se utilizaron elementos 1-D rígidos para generar aquellos nodos en los cuales se aplican las restricciones y las fuerzas al modelo. Igualmente, para el caso de las cargas ejercidas como aceleraciones de cuerpo se crearon nodos de masa representando a los pasajeros del vehículo de 100 [kg] cada uno, y uniendo estos nodos con elementos 1-D rígidos al chasis.

Tabla 2.7 Características del acero que se le asignó al modelo en Hypermesh.

Propiedad mecánica	Valor
Módulo de elasticidad	205000 [MPa]
Módulo de Poisson	0.3
Densidad	7870 [kg/m ³]
Esfuerzo de cedencia	400 [MPa]
Esfuerzo último de tensión	600 [MPa]

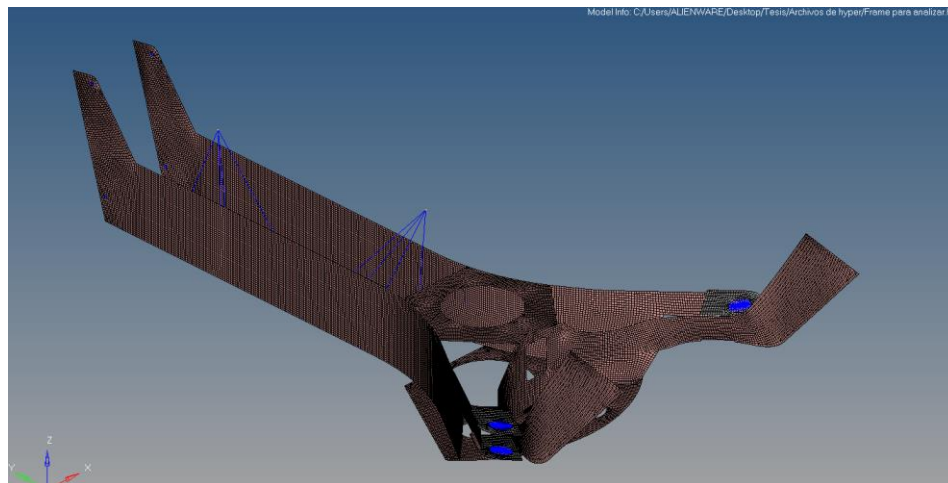


Figura 2.11 Modelo de chasis para analizar. En color azul se representan los elementos 1-D rígidos para conectar masas y cargas.

2.3 Análisis estructural del modelo de chasis

Los casos de carga definidos en la sección 2.2 fueron representados en el software Altair Hypermesh en un archivo diferente. En las figuras siguiente se observa el modelo de chasis mallado y con las fuerzas que se aplican para el análisis según el caso que corresponda (Figura 2.12 a 2.15):

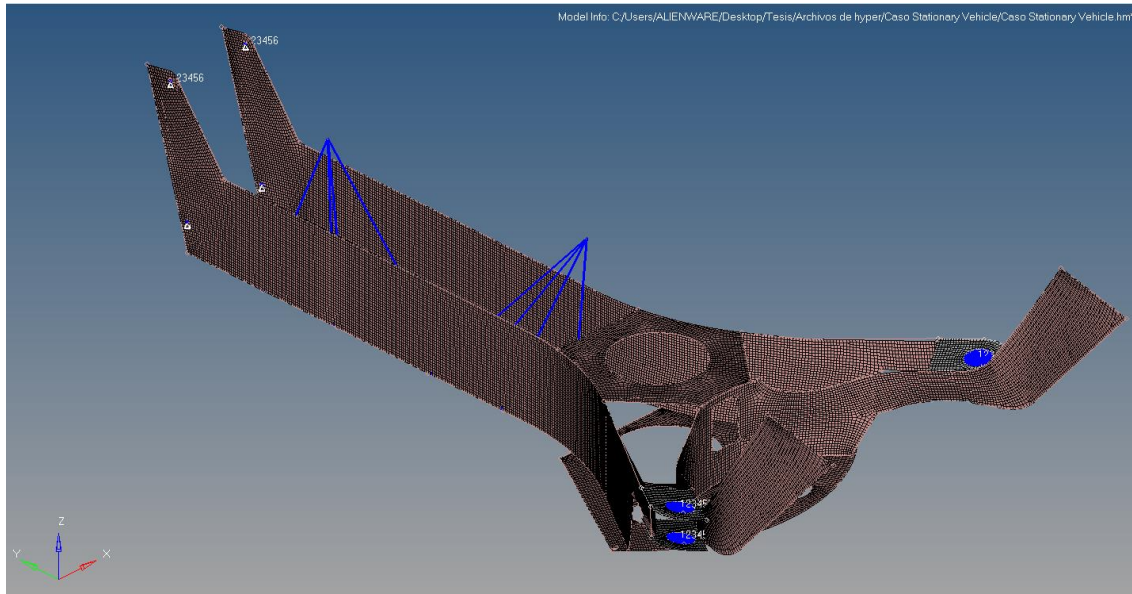


Figura 2.12 Modelo de chasis en Hypermesh para el caso vehículo detenido

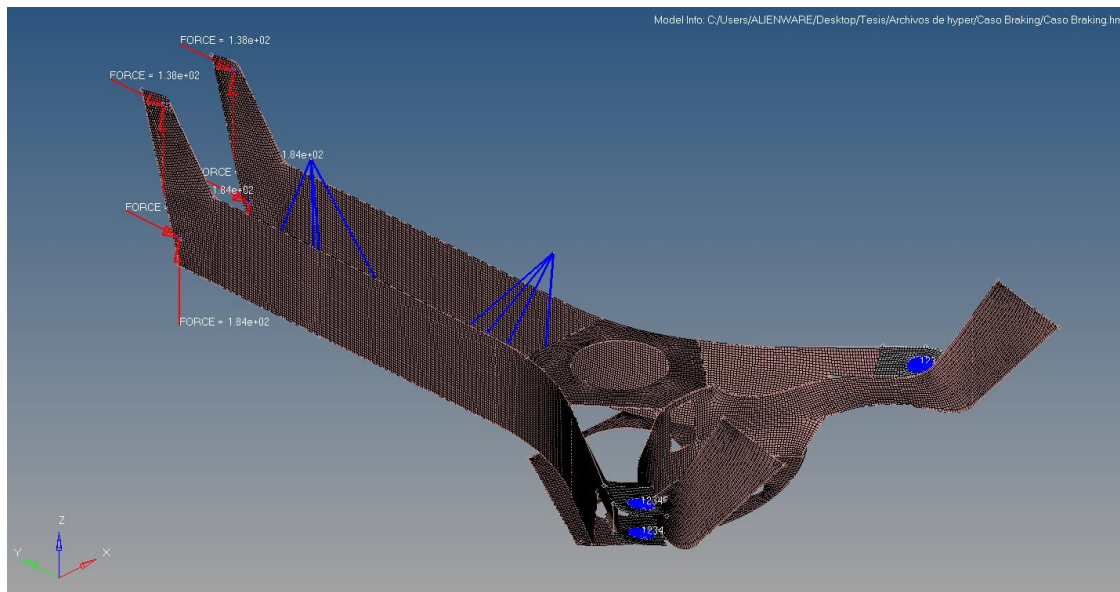


Figura 2.13 Modelo de chasis en Hypermesh para el caso Frenado

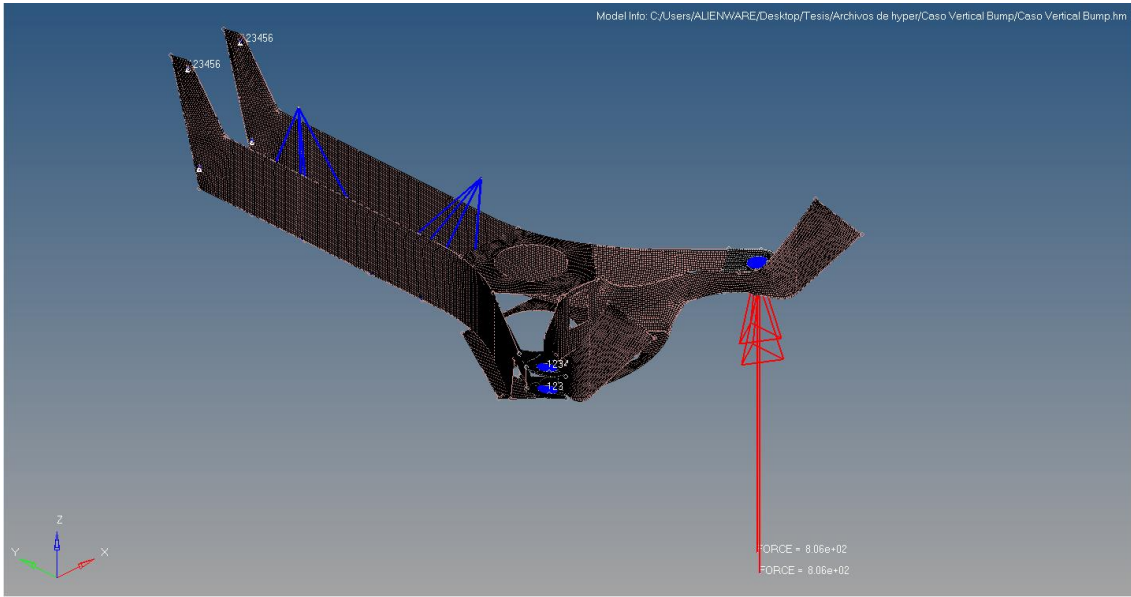


Figura 2.14 Modelo de chasis en Hypermesh para el caso de paso por un bache

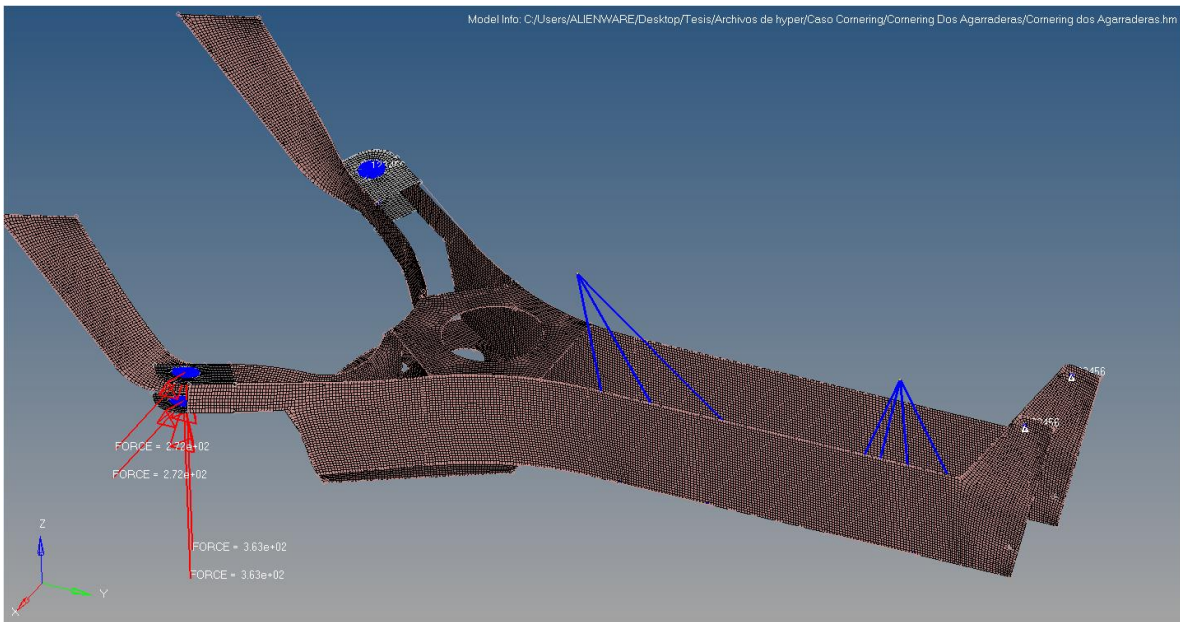


Figura 2.15 Modelo de chasis en Hypermesh para el caso de giro a la derecha

Estos modelos se ejecutaron con el solver Altair, Optistruct, para obtener los valores de esfuerzo que experimentaba el chasis para cada caso de carga, obteniéndose los siguientes resultados (Figura 2.16 a 2.19):

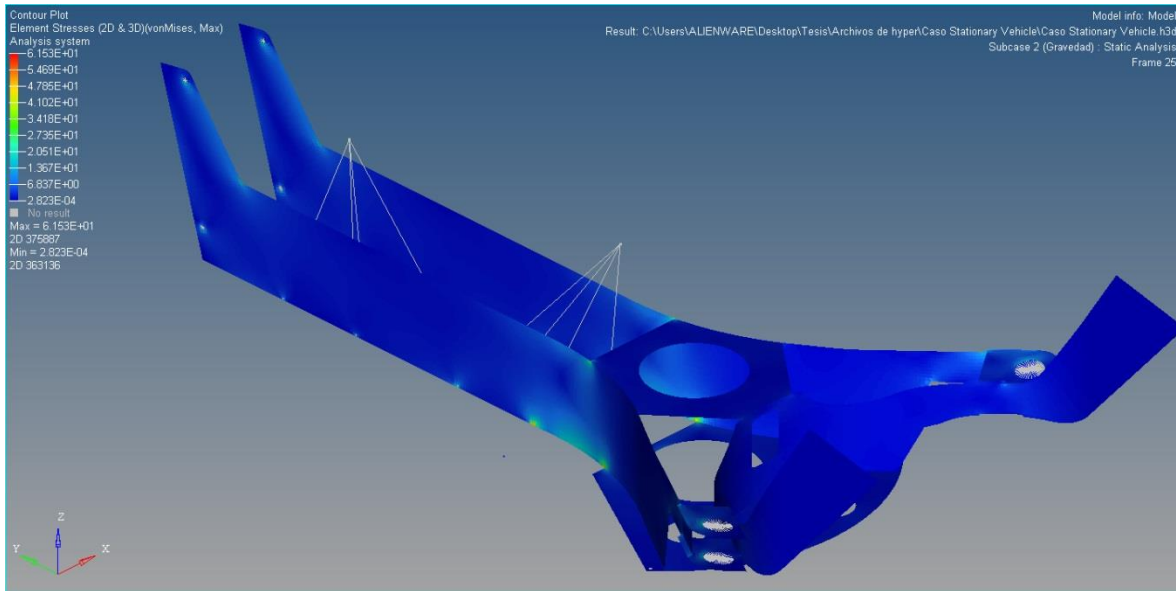


Figura 2.16 Resultados de esfuerzo máximo Von Mises para el chasis en el caso de vehículo detenido.

Al tratarse únicamente del vehículo en estado de reposo sosteniendo su propio peso (figura 2.16), el valor de esfuerzo es muy pequeño, obteniéndose valores máximos de 61.53 MPa, lo cual representa apenas poco más del 15% del valor de esfuerzo de cedencia del material empleado.

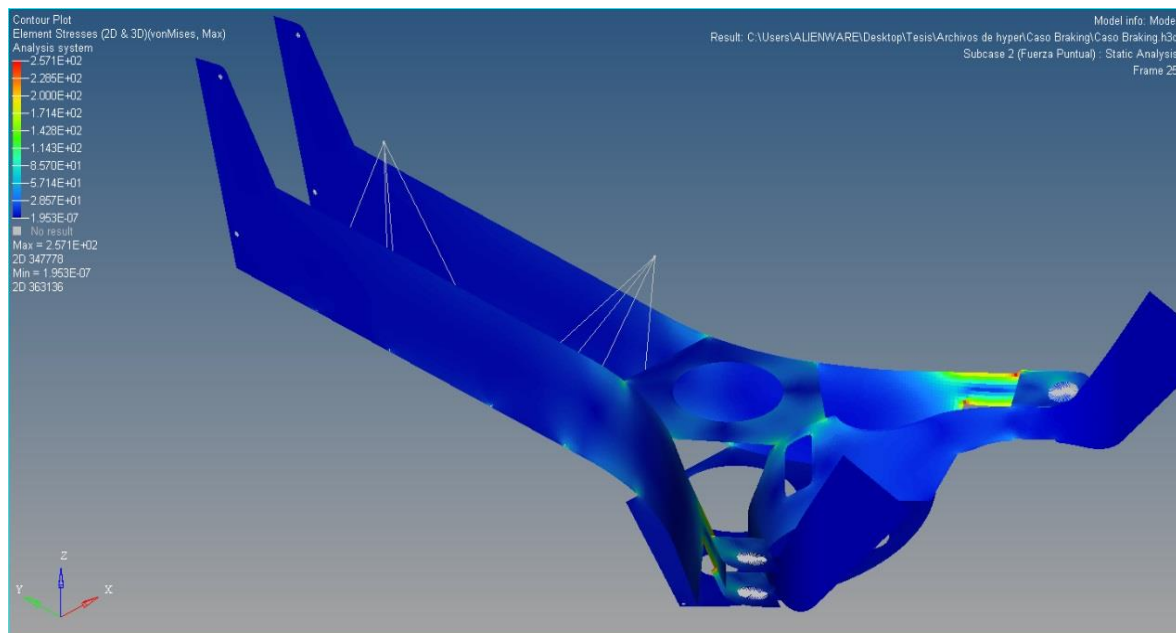


Figura 2.17 Resultados de esfuerzo máximo Von Mises para el chasis en el caso de frenado.

En este caso (figura 2.17), se observan valores altos de esfuerzo en las zonas que comprenden la unión del chasis con los elementos de suspensión del vehículo, que son las zonas donde se aplicaron las restricciones de movimiento y rotación. El valor máximo de 257.1 MPa aun no representa un sobrepaso en el límite de cedencia del material, siendo un 64.28% de este límite.

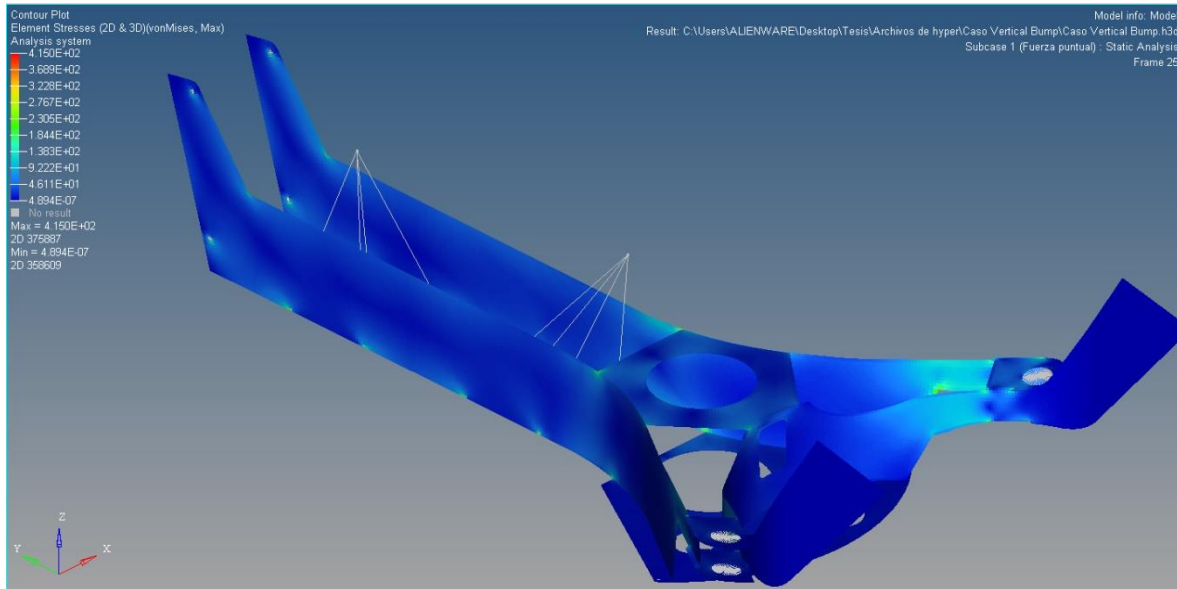


Figura 2.18 Resultados de esfuerzo máximo Von Mises para el chasis en el caso de paso por un bache.

En este caso (figura 2.18) se aprecian esfuerzos altos en todas las zonas con restricción de movimiento, además de aquellas regiones donde hay uniones entre piezas del chasis. En este caso el valor de esfuerzo sobrepasa el valor de cedencia del material, siendo por 3.75% significando esto una falla del chasis en este caso de carga.

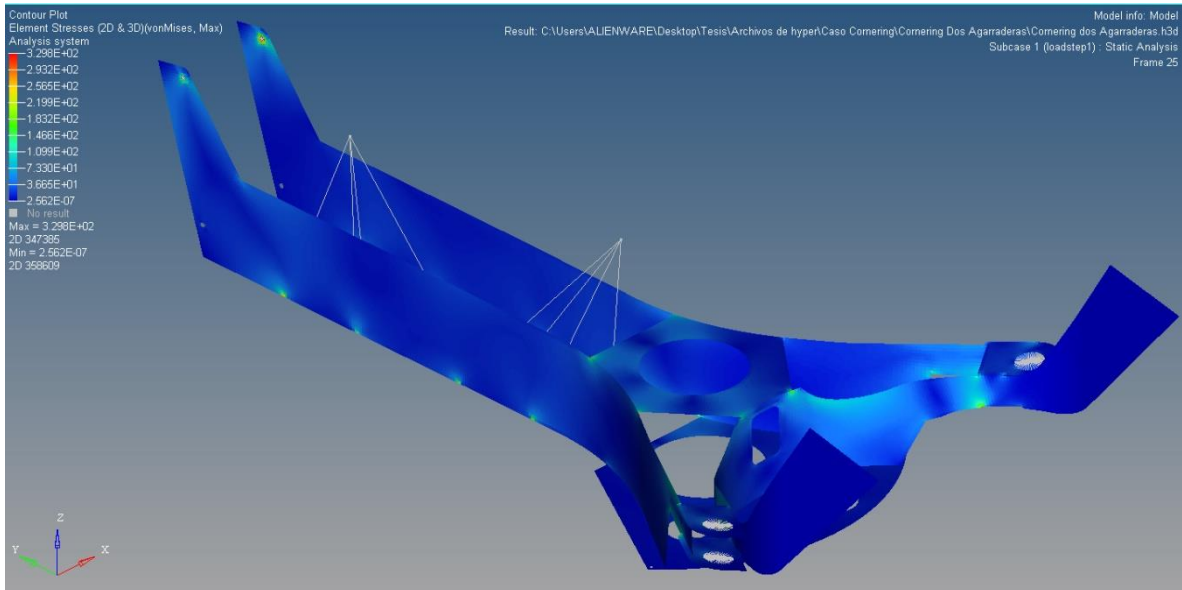


Figura 2.19 Resultados de esfuerzo máximo Von Mises para el chasis en el caso de giro a la derecha.

El caso de giro (figura 2.19) genera esfuerzos elevados alrededor de todo el chasis, destacando en las uniones delanteras, así como en la zona de unión con la llanta trasera. El valor en este caso no sobrepasa el límite de cedencia del material, siendo un 82.2% de este límite.

2.4 Habitáculo y sus casos de estudio

Un habitáculo es el espacio destinado a ser utilizado por los conductores de un vehículo. Debido a su fuerte relación con situaciones de impacto, como lo es impactar frontalmente contra un muro o lateralmente contra un poste público, esta estructura es de vital importancia. En su diseño se destinan zonas de deformación controlada y una celda de seguridad, espacio donde los ocupantes permanecen a salvo, considerando el correcto uso de cinturones de seguridad y una adecuada colocación de los ocupantes en los asientos del vehículo (Ver Figura 2.20).

Este tipo de estructuras se plantean como ligeras, con un bajo número de componentes, resistentes y estéticamente atractivas. Todo esto debido a que suelen ser incorporadas al chasis del vehículo y facilitan el montaje de los exteriores en ellas. Una estructura de monocasco es el mejor ejemplo donde chasis, habitáculo y exteriores son montados en una sola estructura, aunque no es el único tipo de configuración existente (Ver Figura 2.21).

Unibody Energy Absorption Structure

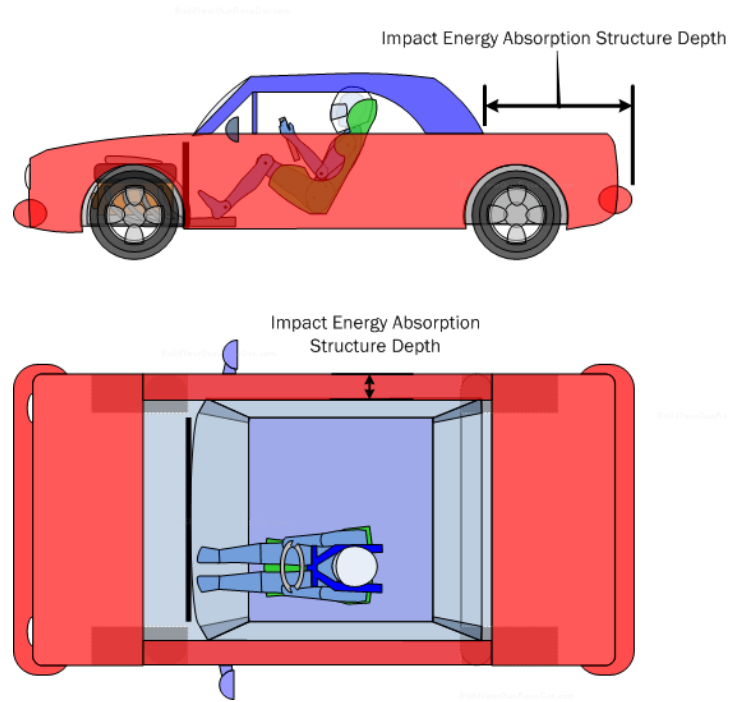


Figura 2.20 Esquema de un vehículo con estructura de monocasco donde las zonas en rojo deben poseer deformación controlada, mientras que la zona en azul actúa como celda de seguridad [2.4].

Safety Cell As Chassis

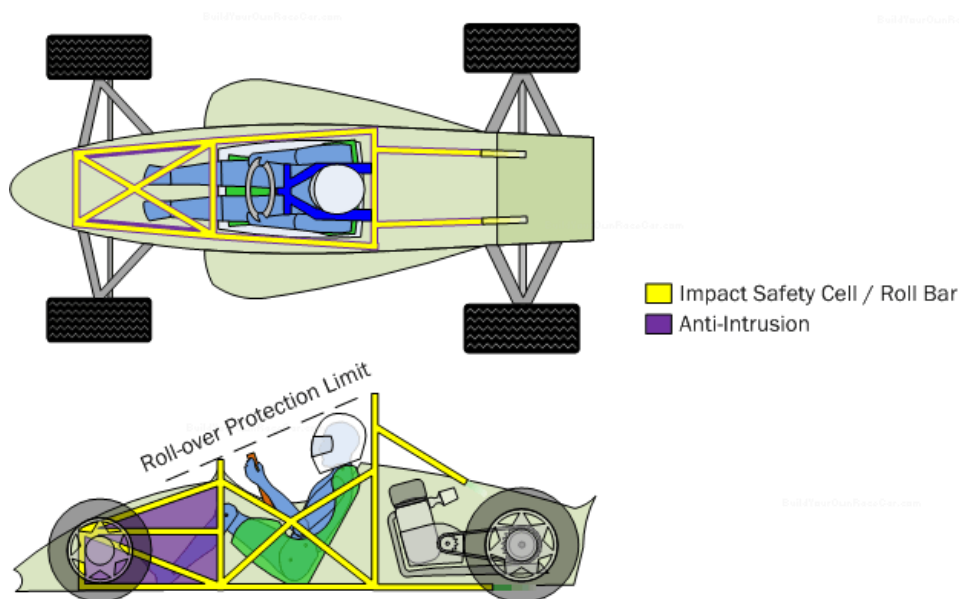


Figura 2.21 Esquema de un vehículo donde el propio chasis actúa como habitáculo [2.4].

Con el desarrollo anual de diferentes plataformas de vehículos, instituciones privadas y gobiernos de todo el mundo han desarrollado metodologías para la evaluación de la efectividad de estas estructuras por medio de pruebas. Bajo la denominación de New car assessment program (NCAP), alrededor del mundo se establecen protocolos de pruebas simulando las condiciones de impacto más comunes. A partir de los resultados obtenidos al aplicar estas pruebas, se emiten recomendaciones para los diferentes desarrolladores de vehículos, se generan normas para el uso de vialidades y sirven como punto de comparación útiles para el momento en que una persona desea hacerse con un vehículo.

Actualmente existen 11 diferentes NCAP's alrededor del mundo [2.5]. Sus metodologías difieren a partir del estado del arte y la normatividad existente respecto a movilidad en la región, siendo las más rígidas pertenecientes a la Euro NCAP y a la U.S. NCAP.

Para el estudio del habitáculo mostrado en el presente trabajo se tomarán en cuenta los protocolos de evaluación de la Euro NCAP. Estos servirán para definir los casos de análisis que serán simulados en el presente trabajo, con sus respectivas adecuaciones.

2.4.1 Full width frontal impact (FWFI)

En esta prueba el vehículo se impacta frontalmente contra un muro rígido. Entre el plano longitudinal del vehículo y el muro existe un ángulo de 90 grados. El área frontal del vehículo debe de ser menor a la del muro para asegurar un impacto total [2.6].

Para el caso de estudio del presente trabajo, el modelo se impactará a una velocidad de 27 [km/hr], debido a que la asistencia eléctrica proporcionada por la transmisión de este tipo de vehículos está limitada a esta velocidad y a que la intención de este tipo de vehículos es ser utilizados en ejes viales, avenidas principales, carriles laterales e incluso ciclovías. Por lo tanto, su operación no sobrepasaría los 40 [km/hr].

2.4.2 Side barrier impact (SBI)

Este protocolo tiene la intención de simular el impacto de un segundo vehículo de forma lateral. Su análisis permite estudiar el nivel de protección que las puertas brindan a los ocupantes del vehículo (Ver Figura 2.23) [2.7].

Para este caso de estudio será usado un muro rígido de 1330 [mm] de ancho por 769 [mm] de alto, el cual permanecerá estático. A diferencia de la norma, será el vehículo el que se acerque al muro rígido a una velocidad de 27 [km/hr]. Es importante mencionar que el centroide del muro rígido se ubicará entre los centros de gravedad de los pasajeros para simular un impacto lateral a la altura de la cadera de los ocupantes.

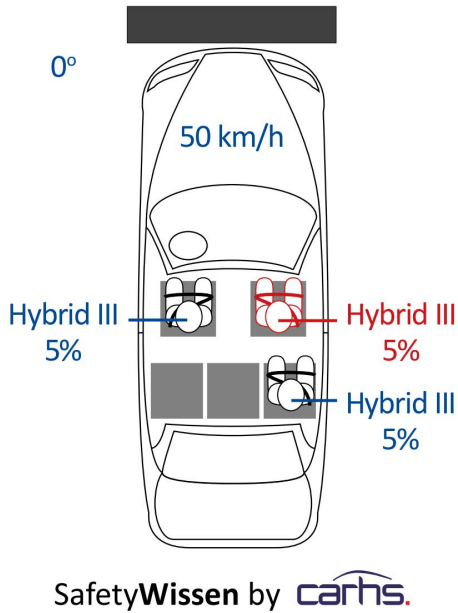


Figura 2.22. Esquema del Full width frontal impact test protocol de la Euro NCAP, según su última modificación en el 2015 [2.8].

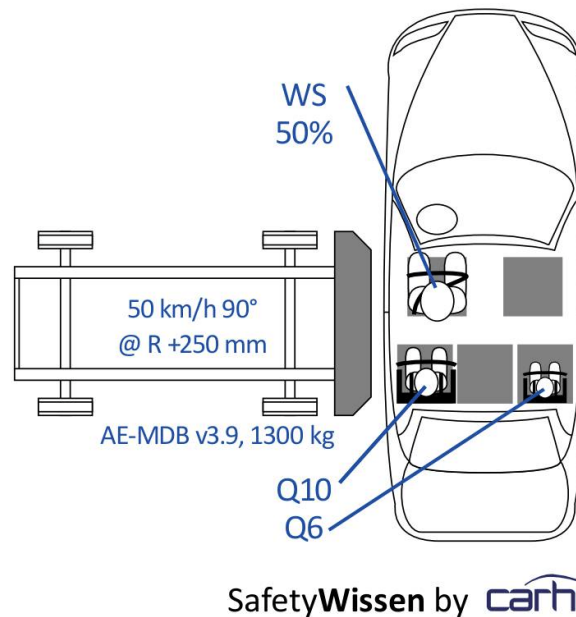


Figura 2.23 Esquema del Side impact mobile deformable barrier test protocol según su última modificación en el 2015 [2.9]

2.4.3 Oblique pole side impact (OPSI)

El último caso de estudio para el análisis del habitáculo es el que suele presentarse cuando el vehículo impacta de forma lateral contra un poste. Esta prueba es de gran importancia ya que muestra la seguridad que otorga el marco de la puerta al conductor del vehículo y el cabeceo que podría ocurrir en este escenario.

En este caso, un elemento cilíndrico de 254 [mm] de diámetro modelará el poste. Este objeto tendrá rigidez infinita para el modelado y su centro será colocado a lo largo de una línea que este a 75 grados del eje longitudinal del vehículo y que, a su vez, pase por el centro de gravedad de la cabeza del piloto (Ver Figura 2.24) [2.10].

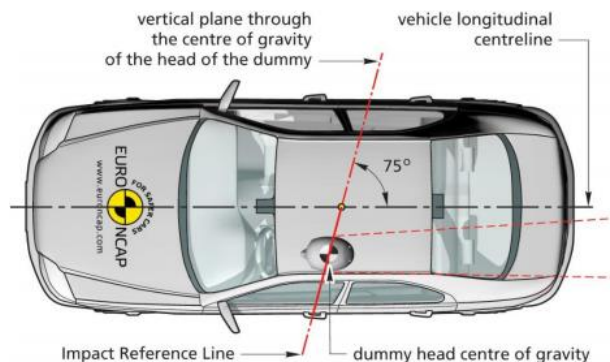


Figura 2.24 Descripción de la línea de referencia de impacto para el Oblique side pole impact [2.10].

En el caso de la norma, el impacto se indica que debe ocurrir a 32 [km/hr]. Sin embargo, para este caso de estudio se modelará el impacto a 27 [km/hr] (Ver Figura 2.25).

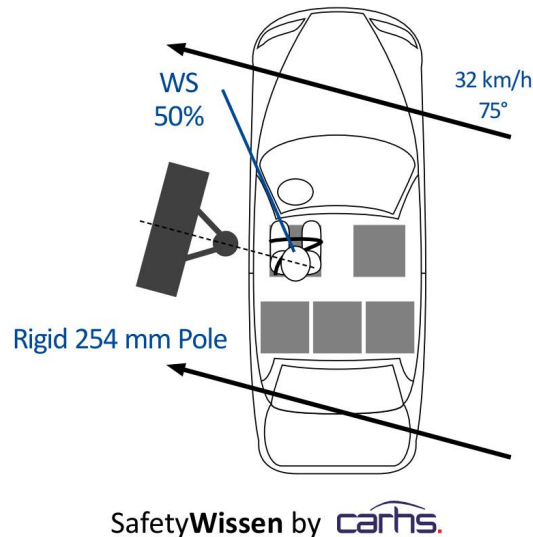


Figura 2.25 Esquema del Oblique pole side impact test [2.11].

2.4.4 Preparación del modelo del habitáculo para simulación

Una vez definidos los casos de estudio para el análisis del espacio de diseño del habitáculo, el equipo de trabajo de la presente tesis decidió hacer uso del método de elementos finitos como herramienta para la simulación. Para ello se hizo uso del software Hypermesh 13.0 para configurar las simulaciones y se utilizó Radioss 13.0 para la solución de estas. Las principales referencias para el planteamiento de estos análisis son “Radioss User guide” [2.12], “Radioss Reference guide”[2.13], “Radioss Tutorials and examples”[2.14] e “Introduction to explicit analysis using Radioss”[2.15].

Para la preparación del espacio de diseño, el modelo obtenido en la figura 2.7 pasó por un proceso donde una gran cantidad de características que no cumplían con funciones estructurales fueron eliminadas. Por ello nos referimos a elementos como aletas y salpicaderas que tenían la intención de cumplir requerimientos aerodinámicos y estéticos (Ver Figura 2.26).

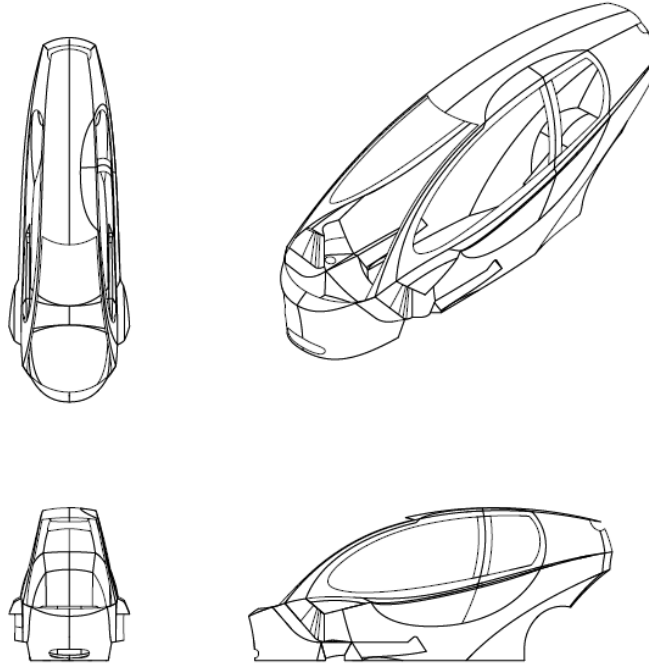


Figura 2.26 Vista superior, frontal, lateral e isométrica del habitáculo después de la limpieza de los elementos no estructurales aerodinámicos.

Recomendaciones encontradas en el trabajo “A review of the state of the art in vehicle modeling for crashworthiness analysis using LSDYNA” [2.16] sugieren suavizar y pulir la geometría, por lo tanto, un segundo proceso de limpieza fue necesario (Ver Figura 2.27). Los cambios realizados fueron unión de superficies que resultaban casi continuas, eliminación de cambios bruscos de geometría y eliminación de algunas características estéticas. Con estos cambios se obtendrá una mayor aproximación geométrica en el mallado, uniformidad de malla y una menor cantidad de ruido, provocado por la geometría, en los resultados.

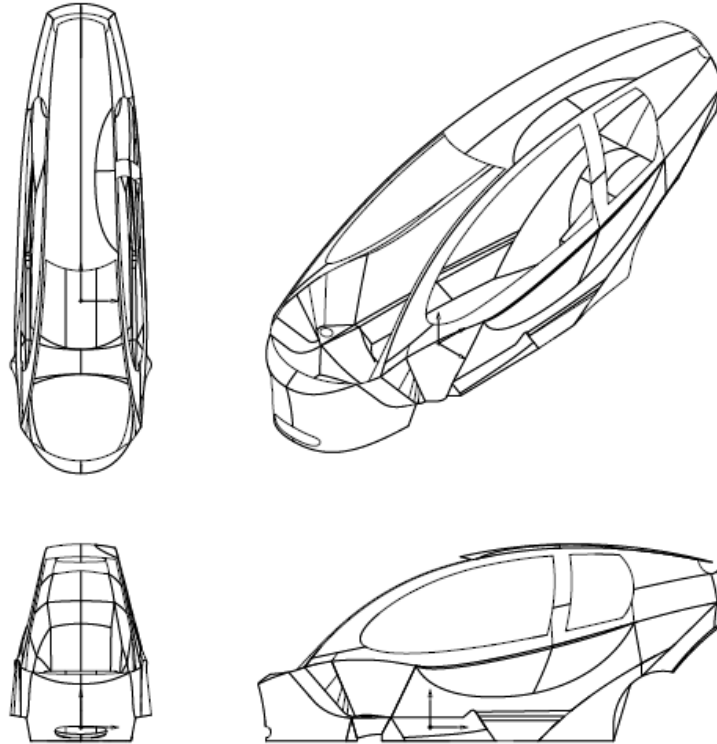


Figura 2.27 Vista superior, frontal, lateral e isométrica del espacio de diseño.

2.4.5 Mallado del modelo de habitáculo

Para el mallado del modelo se tomaron en consideración el trabajo “Crashworthiness-Certification by analysis” [2.17] donde se indican una serie de características para construir una malla de calidad para este tipo de análisis (Ver Tabla 2.8).

Tabla 2.8 Recomendaciones de malla para simulación de impacto [2.17].

Parámetro de calidad	Min/Máx permitido
Max. aspect ratio	5
Min. Quad angle [degrees]	45
Max. Quad angle [degrees]	140
Min. Tria angle [degrees]	30
Min. Tria angle [degrees]	120
Max. Warp Angle [degrees]	15
Min. Jacobian	0.7

Tomando en cuenta estas consideraciones y de acuerdo con la geometría del modelo, se decidió definir una malla con las características expuestas en la Tabla 2.9. (Ver Figura 2.28).

Tabla 2.9 Características de la malla del modelo de habitáculo.

Característica	Min/Máx permitido
Tipo de malla	Shell elements mixed (Quads & Trias)
Target element size [mm]	10
Min. Size [mm]	8
Max. Size [mm]	12
Aspect ratio [degrees]	5
Warpage (Max. Warpage angle) [degrees]	15
Max. Interior angle quad [degrees]	140
Min. Interior angle quad [degrees]	45
Max. Interior angle tria [degrees]	30
Min. Interior angle tria [degrees]	120
Jacobian	0.7
% of trias [%]	5

Un tamaño de elemento de 10 [mm] permite la ubicación de al menos 3 elementos por superficie encontrada en el modelo. Una desviación entre 8 [mm] y 12 [mm] permite alcanzar un buen nivel de uniformidad de malla entre los elementos y un porcentaje máximo del 5% en elementos del tipo Tria permite una malla fluida sin perder la forma general del modelo.



Figura 2.28 Vista frontal del modelo del espacio de diseño mallado

2.4.6 Propiedades del material del habitáculo

En el caso del trabajo presentado por Fischli & Moser [1.18], el habitáculo fue diseñado para ser construido en una fibra de plástico reforzada con fibras de lino y una matriz de resina époxica. Sin embargo, este material fue desarrollado empíricamente, sin proporcionar dentro del mismo trabajo propiedades mecánicas ni especificaciones comerciales.

Por lo tanto, tomando como base la información presentada en el libro “Mechanics of composite materials” [2.18], se decidió modelar el habitáculo con el compuesto XPS215 de 3M, el cual consiste en fibra de vidrio con una matriz époxica, considerando 5 milímetros de espesor. Su comportamiento mecánico bajo ensayos de tracción y compresión es reportado en el mismo libro.

Este tipo de compuesto es un material ortotrópico y que, además, presenta comportamiento mecánico distinto a compresión comparado con tracción en la misma dirección. Sin embargo, para facilitar el análisis se simulará bajo el modelo elasto-plástico de Johnson-Cook, el cual considera isotropía, plasticidad y falla (Ver Figura 2.29). Para esto solo se consideró el ensayo de tracción de su dirección principal (Ver Figura 2.30 y Figura 2.31). Las características para el modelo de simulación se muestran en la Tabla 2.10.

Material LAW2 (Johnson-Cook)

- Definition
 - The material law is defined using Johnson – Cook formulation :

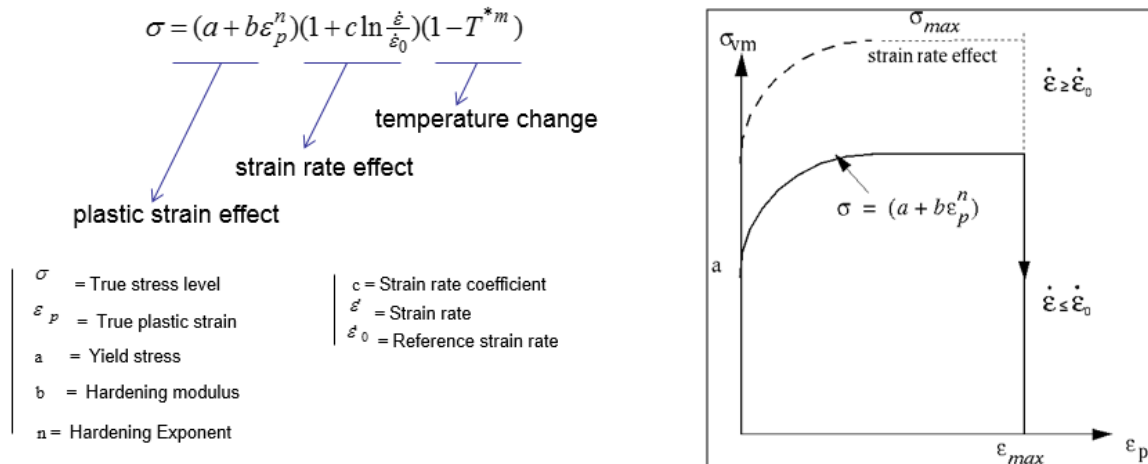


Figura 2.29 Modelo elasto-plástico de Johnson-Cook. Para el presente trabajo se despreciarán los efectos por la velocidad de deformación y cambios de temperatura [2.15].

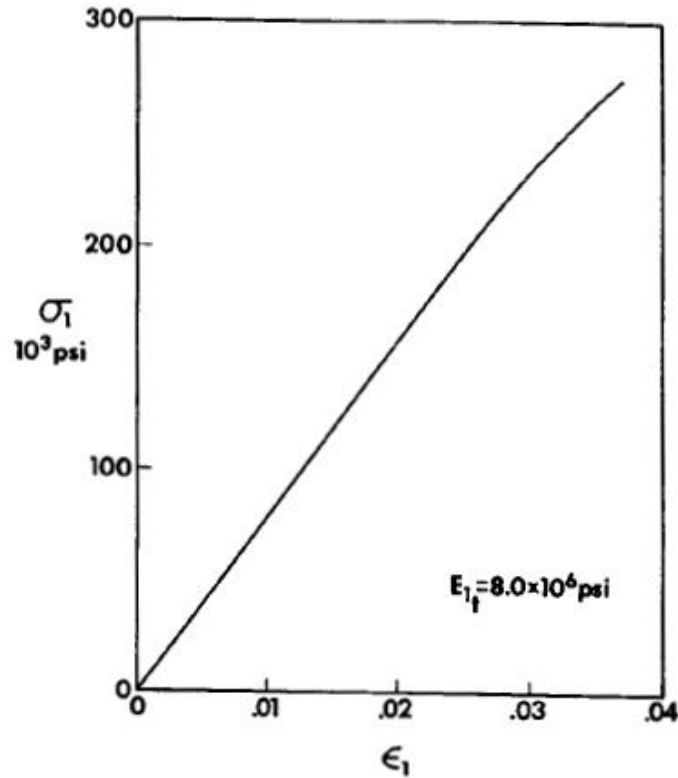


Figura 2.30 Ensayo de tracción en la dirección principal del compuesto XPS215 de 3M [2.18].

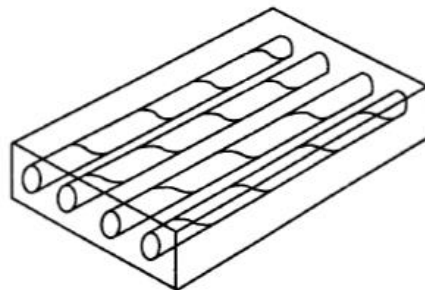


Figura 2.31 Esquema de un elemento rectangular de material compuesto. Su dirección principal está orientada paralela a las fibras [2.18].

Tabla 2.10 Características para el modelado del compuesto XPS215 [2.18].

Propiedad	Magnitud
Densidad [t/mm ³]	2.44 x 10 ⁻⁹
Módulo de Young [MPa]	68900
Módulo de Poisson	0.25
Esfuerzo de cedencia [Mpa]	1379
Módulo de endurecimiento por plasticidad <i>b</i>	833.68
Exponente de endurecimiento por plasticidad <i>n</i>	0.122
Porcentaje de deformación hasta la ruptura $\epsilon_p^{\text{máx}}$	0.035

2.4.7 Nodos de masa y elementos rígidos

Con la intención de facilitar el modelado, en las simulaciones no fue considerado el chasis del vehículo ni se incluyeron modelos de los dos pasajeros. Sin embargo, sus efectos inerciales son de gran importancia. Por lo tanto, se concentró en un nodo la masa de estos elementos. Dicho nodo está ubicado en el centro de gravedad de estos tres elementos (Ver Tabla 2.11) y se conectó por medio de elementos rígidos, de una dimensión, a las zonas de unión del habitáculo con el chasis, cuidando que los mismos no aportaran al modelo una rigidez inexistente.

Tabla 2.11. Descripción de la ubicación del nodo que concentra la masa de los dos pasajeros y el chasis.

Característica	Magnitud
Ubicación en eje X [mm]	0.0
Ubicación en eje Y [mm]	209
Ubicación en eje Z [mm]	267
Masa [kg]	280

Para impactar el modelo se colocaron superficies de rigidez infinita con características geométricas acorde con el caso a simular (Ver Figura 2.32). A estas se les colocó un sensor de fuerza que registra la magnitud con la que este se impacta a lo largo de la simulación. En todos los casos se colocó un campo de gravedad de $9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ y un muro horizontal a 5 milímetros del punto más bajo del vehículo, simulando la superficie por donde circularía y con la intención de evitar que el modelo rebote en dicha dirección.

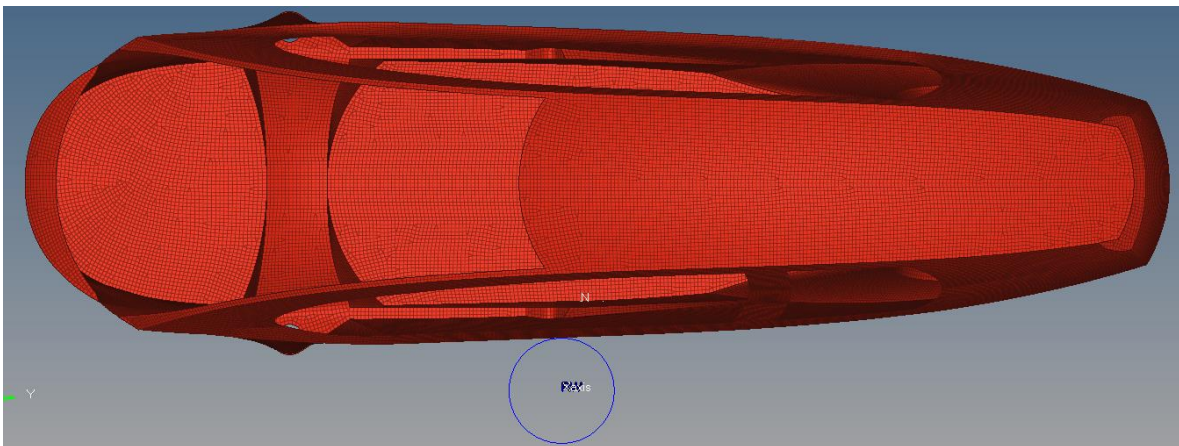


Figura 2.32 Colocación del poste para el caso Oblique pole side impact.

2.5 Resultados simulaciones habitáculo

Para la discusión de los resultados de las simulaciones, es necesario aclarar los siguientes puntos:

1. En referencia a los ejes del vehículo, se tomará en cuenta la norma *Vehicle Dynamics terminology*, definida por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE) (Ver Figura 2.33).
2. Las gráficas de velocidad mostradas a continuación representan la velocidad global del modelo, calculada a partir de un promedio.
3. Para el cálculo de la magnitud de aceleración en términos de Fuerza G es considerado un valor de aceleración gravitacional de $9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$.

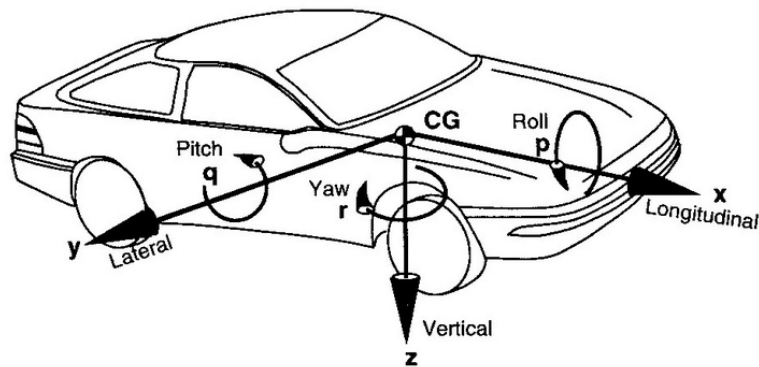


Figura 2.33 Estándar de los ejes del vehículo definidos en la norma *Vehicle Dynamics Terminolgy SAE J670_200801* [2.19].

2.5.1 Resultados Full width frontal impact

En el caso de esta simulación, el eje longitudinal coincide con el eje Y del modelo virtual. Este mismo eje sirve de vector normal a la superficie plana contra la que el modelo es impactado. Las velocidades en los ejes restantes resultan despreciables. A partir de los 17.3 [ms] de simulación se aprecia que la velocidad del modelo se estabiliza al rebotar de la superficie (Ver Figura 2.34).

En cuanto a la fuerza del impacto, únicamente la registrada en la dirección Y es considerable comparada con las restantes. Del gráfico obtenido (Ver Figura 2.35), se logra apreciar que el modelo entra en contacto con la superficie a los 0.52 [ms] y es a los 17.3 [ms] que deja de estarlo. Lo anterior entra en concordancia con lo presentado en el gráfico de velocidad.

De la misma gráfica se observa que en a los 4.89 [ms] ocurre un pico máximo de fuerza de 101330 [N]. Esta fuerza indica que el modelo sufre una aceleración máxima de 36.88 [g].

En el Anexo 8.1 se presentan figuras correspondientes a la simulación.

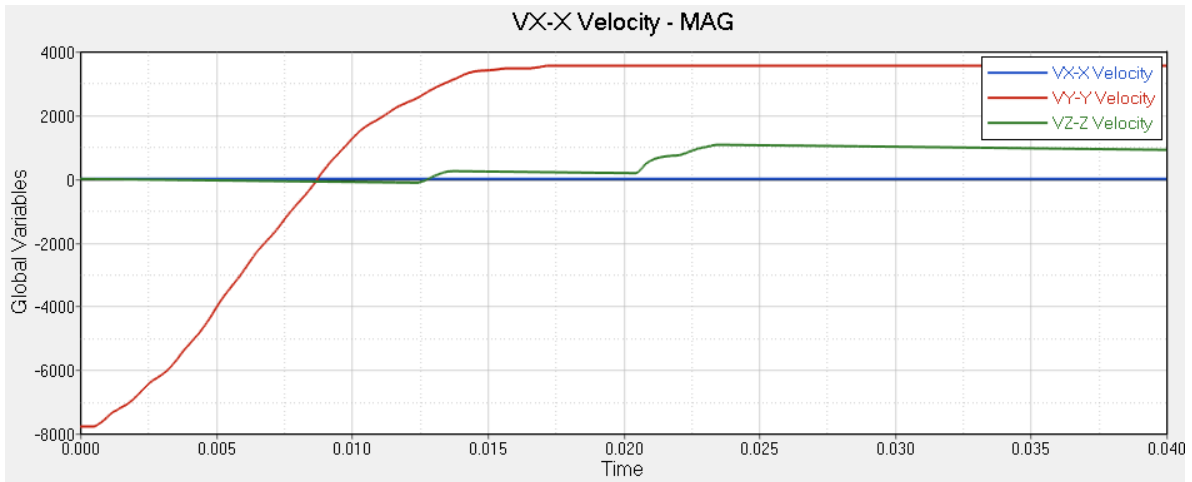


Figura 2.34. Gráfico de velocidad de la simulación de Full width frontal impact. El tiempo está en [s] y la velocidad en [mm/s].

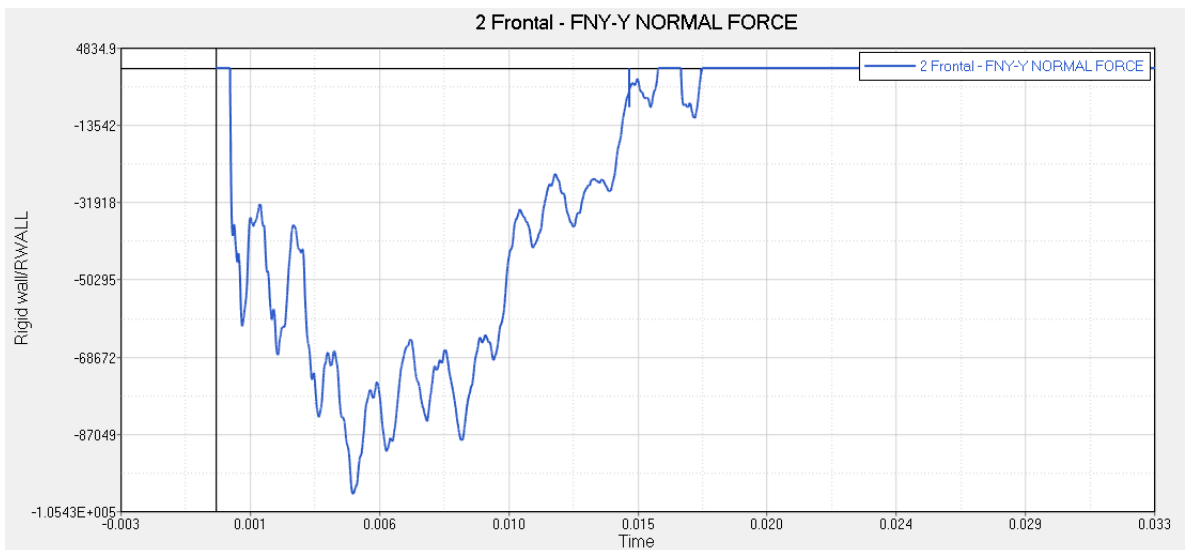


Figura 2.35 Fuerza normal presentada en la superficie rígida del impacto frontal del modelo. Las unidades en el eje de las abscisas son segundos [s] y el de las ordenadas son Newtons [N].

2.5.2 Resultados Side Barrier Impact

En el caso de esta simulación, el eje X del modelo virtual coincide con el eje lateral del vehículo, así como el eje Y con el longitudinal. La velocidad en el eje lateral es la única significativa comparada con las restantes. Se aprecia que a los 43 [ms] el modelo estabiliza su velocidad rebotando del muro rígido lateral (Ver Figura 2.36).

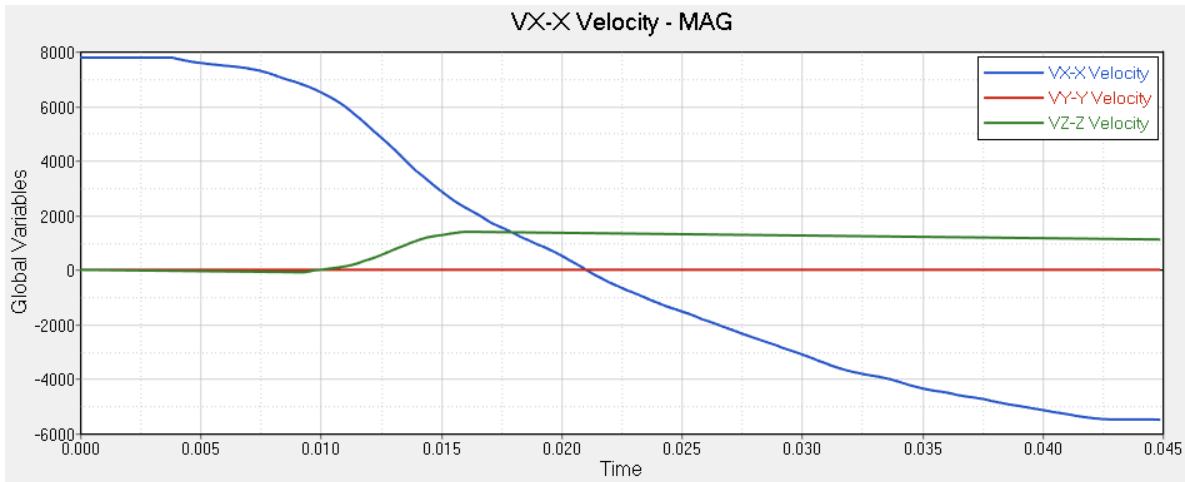


Figura 2.36 Gráfico de velocidad de la simulación de side barrier impact. El tiempo está en [s] y la velocidad en [mm/s].

En el caso del gráfico de fuerza, únicamente la presentada en el eje lateral es significativa. Se aprecia que el contacto entre el modelo y el muro inicia a los 3 [ms] y termina a los 43 [ms]. El pico máximo de fuerza se presenta a los 13 [ms] con un valor de 65495 [N], lo cual equivale a una desaceleración máxima de 22.25 [g].

En el Anexo 8.2 se presentan figuras correspondientes a la simulación.

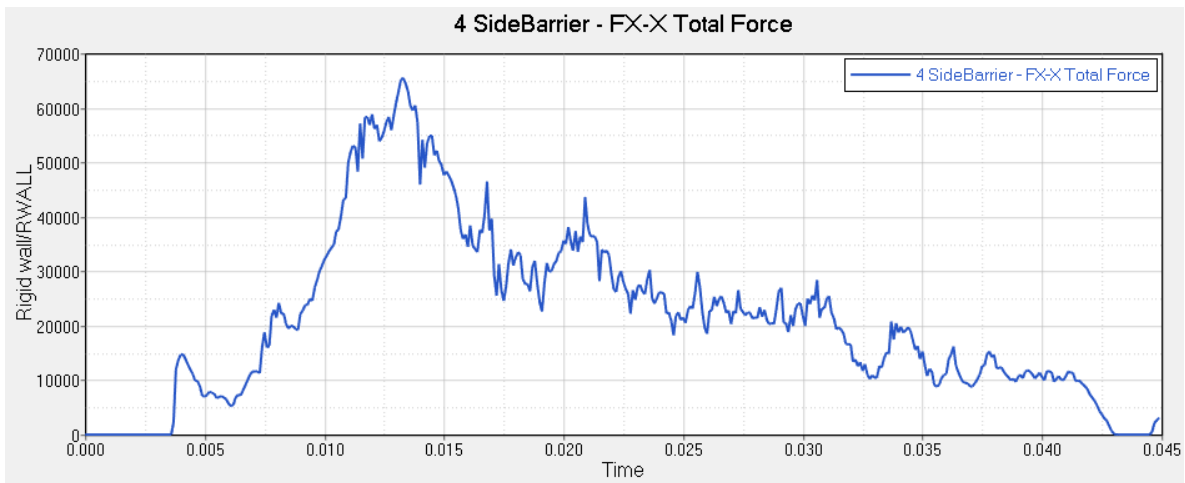


Figura 3.37 Gráfico de fuerza presentada en el muro rígido del caso side barrier impact.

2.5.3 Resultados oblique pole side impact

Para el caso de esta simulación, las velocidades presentadas en el eje longitudinal y lateral son significativas ya que el modelo se impacta a 75 grados del plano normal al eje longitudinal del vehículo. Los ejes del modelo coinciden de la misma forma que en la simulación de side barrier impact.

A partir del gráfico de velocidad se logra apreciar que en el eje lateral el modelo rebota del poste rígido y estabiliza su velocidad a los 56.8 [ms]. Para el caso del eje longitudinal, el modelo se impacta y continua con velocidad en la misma dirección (Ver Figura 2.38).

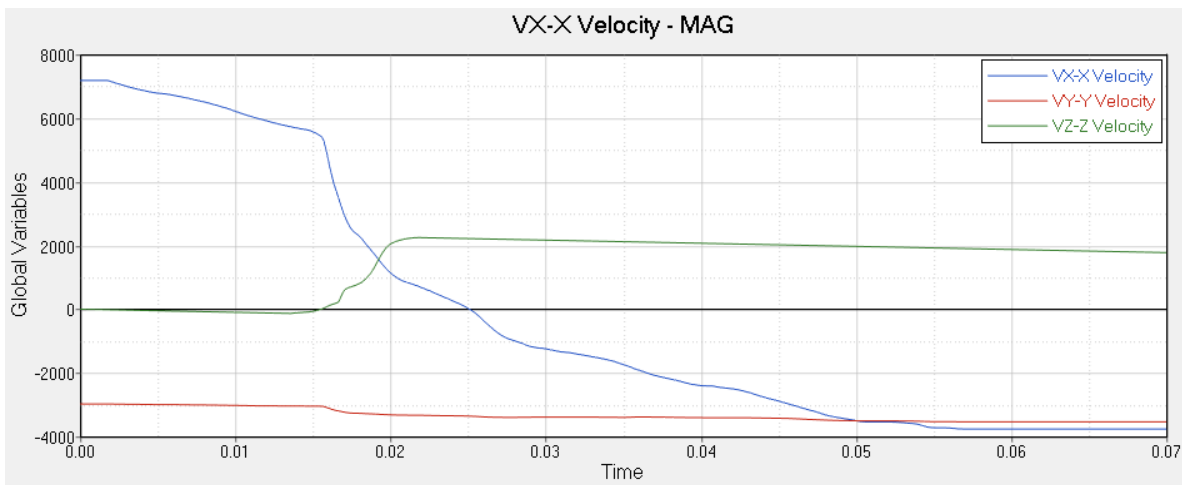


Figura 2.38 Gráfico de velocidad de la simulación de oblique pole side impact. El tiempo está en [s] y la velocidad en [mm/s].

El gráfico de fuerza nos muestra que el contacto del modelo con la superficie rígida ocurre a los 1.7 [ms]. El pico máximo de fuerza se presenta a los 15 [ms] teniendo una componente de 164980 [N] en el eje lateral y 13499 [N] en el eje longitudinal. Esto nos genera una resultante de 165531.33 [N], indicando una desaceleración máxima de 60.26 [g] (Ver Figura 2.39).

En el Anexo 8.3 se presentan figuras correspondientes a la simulación.

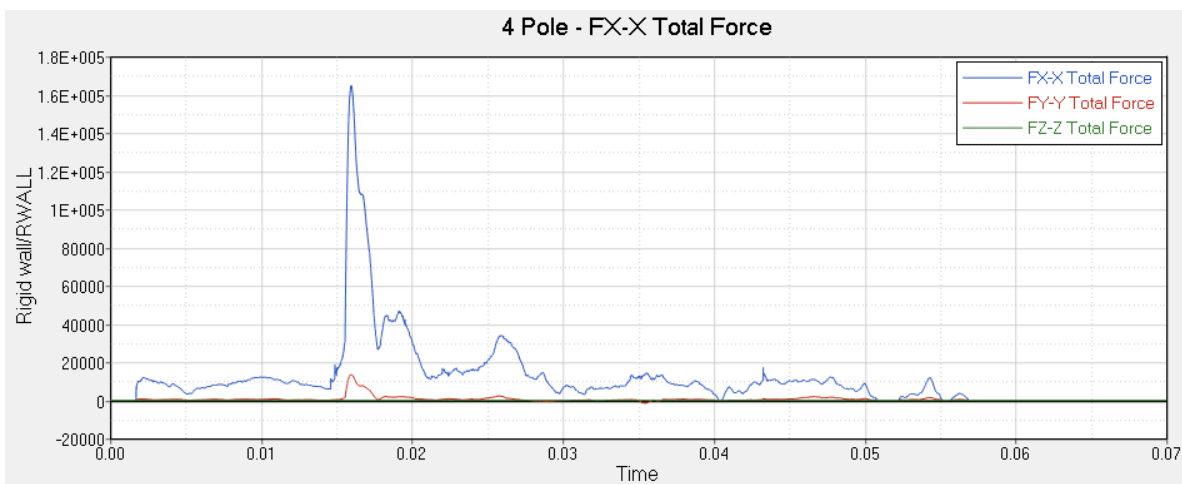


Figura 2.39. Gráfico de fuerzas registradas en el sensor del poste rígido. En azul la resultante correspondiente al eje lateral y en rojo la correspondiente al eje longitudinal.

Capítulo III

3.1 Optimización estructural

El trabajo de un ingeniero de diseño implica el desarrollo de conceptos con la intención de satisfacer los requerimientos que el cliente con una necesidad solicitada. Al abordar este problema se pueden generar soluciones de distintas naturalezas. Sin embargo, estas son validadas hasta una etapa de simulación o a través de pruebas en prototipos funcionales (Ver Figura 3.1)

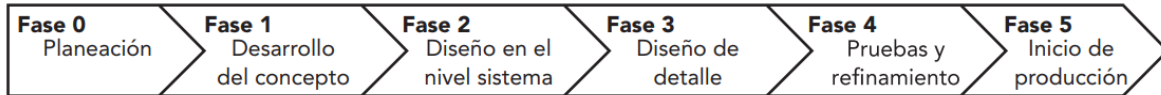


Figura 3.1 Etapas del desarrollo de un producto. En la fase 4 se prueba el prototipo y, en caso de que no logre cumplir con los requerimientos, sufre un proceso de rediseño, regresando a etapas anteriores [3.1].

En el caso de que los conceptos no cumplan acertadamente con los requerimientos, el desarrollo del producto regresa a la etapa de diseño, aumentando su costo. Por ello, en la actualidad se han desarrollado herramientas basadas en el proceso de optimización, las cuales permiten generar conceptos funcionales desde la perspectiva de las especificaciones del producto.

Un proceso de optimización se basa en la definición de una función objetivo, la cual expresa matemáticamente el objetivo de la optimización; la definición de funciones de restricción, las cuales limitan la respuesta del proceso de optimización y deben ser cumplidas para lograr el objetivo. Por último, un conjunto de variables de diseño que brindan la libertad de encontrar una solución al problema. Este proceso puede ser formulado generalmente de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} & \text{Minimizar } f(x) \\ & \text{Cuando } \begin{cases} g_i(x) \leq 0, i = 1,2,3, \dots, l \\ h_j(x) = 0, j = 1,2,3, \dots, m \end{cases} \\ & \text{Siendo } x = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Donde $f(x)$ es la función objetivo, x es el conjunto de variables de diseño, $g_i(x)$ las funciones de restricción de desigualdad y $h_j(x)$ funciones de restricción de igualdad [3.2] y [3.3].

Al aplicar el diseño bajo optimización, es posible generar conceptos solución definidos desde las especificaciones, declaradas en la función objetivo y las funciones restricción en

el método, para evitar llegar a una fase de pruebas sin gran certeza del desempeño del producto y no provocar una etapa de rediseño.

En el caso del diseño bajo optimización con un enfoque estructural, encontramos dos principales ramas: Concept design, útil desde la fase de diseño 2, y Fine tuning, aplicable desde la fase de diseño 3 (Ver Figura 3.1). En el caso de concept design, la metodología más representativa es Topology, mientras que en Fine tuning se encuentran las de Size y Shape (Ver Figura 3.2).

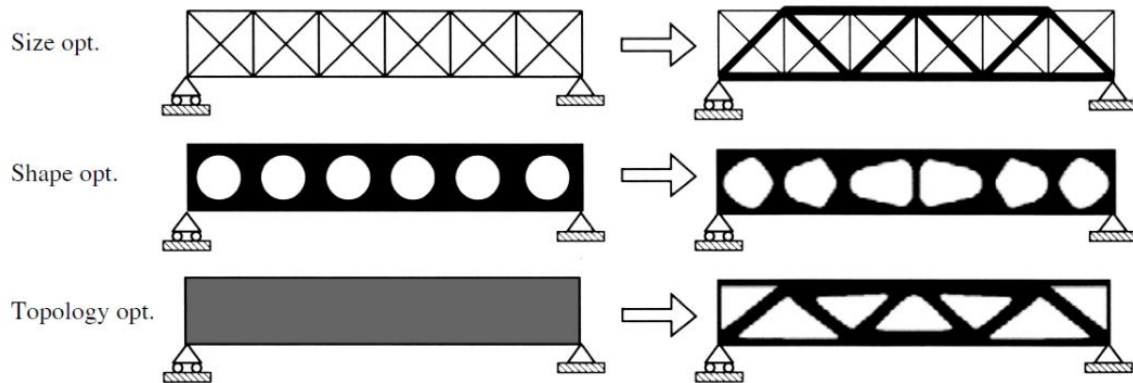


Figura 3.2 Comparación en los resultados que los diferentes tipos de optimización brindan. Para Size y Shape se aprecia que se parte de un concepto funcional, mientras que en Topology se parte de un espacio de diseño [3.4].

3.1.1 Optimización topológica

En el caso de la optimización topológica, su enfoque sigue la intención de encontrar una distribución de material y conexión de miembros óptima para el objeto de diseño. Para ello, hace uso de la densidad de cada elemento del objeto de análisis como variable de diseño.

En el método, a los elementos de la estructura se les asigna una densidad equivalente en un rango de 0 a 1. Cuando el elemento tiene una densidad equivalente de 1, indica que este debe tener un 100% de material, mientras que los elementos con una densidad equivalente de 0 indican la ausencia de material. Esta densidad equivalente se asigna de acuerdo con el nivel de esfuerzo presentado en el elemento de acuerdo a las condiciones de carga de la estructura, considerando una relación lineal entre rigidez y densidad.

Iterativamente se va asignando un nivel de densidad equivalente a cada elemento, ignorando la presencia de los que poseen un nivel bajo. En cada iteración se realiza un análisis estructural, con la intención de identificar si la optimización se acerca a minimizar la función objetivo, satisfacer las funciones de restricción y converger (Ver Figura 3.3).

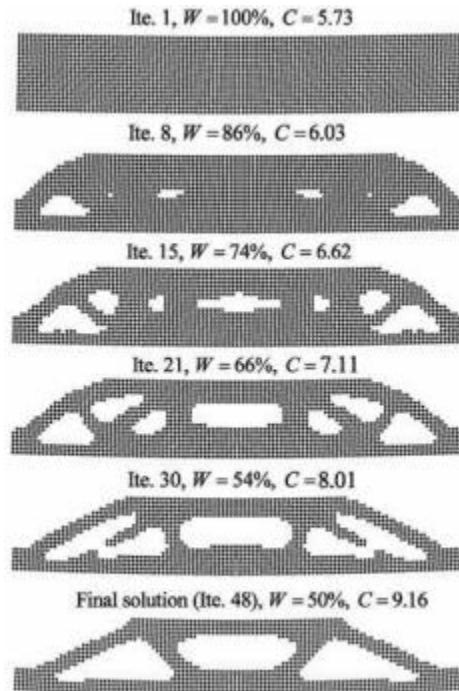


Figura 3.3 Generación de una estructura tipo puente por optimización topológica. A lo largo de las iteraciones algunos elementos van perdiendo su densidad hasta desaparecer del espacio de diseño. La optimización converge en la iteración 48 [3.5].

Debido a que en el presente trabajo se plantea como objetivo generar una nueva propuesta de diseño de chasis y habitáculo, el método de optimización topológica resulta idóneo para el desarrollo de esta tarea. Para la preparación de la optimización se usó el software Hypermesh 13.0, mientras que para la solución de método el software Optistruct 13.0. La principal referencia para el planteamiento del método es el trabajo “*Practical aspects of structural optimization*” [3.6]

3.2 Optimización estructural chasis

Para la optimización del modelo de chasis, si bien se tomará como partida el modelo y los casos de carga empleados en el capítulo anterior se debe realizar una adaptación a este modelo que permita generar un espacio de diseño más amplio. De esta manera como paso inicial se modificó la geometría del modelo de chasis rellenando cualquier agujero y extendiendo las superficies superiores e inferiores hasta tener un chasis con un área suficiente para poder generar ahí una nueva propuesta de diseño. También se señalaron con color gris aquellas superficies de no diseño las cuales no se verían alteradas en el proceso de optimización (ver Figura 3.4):

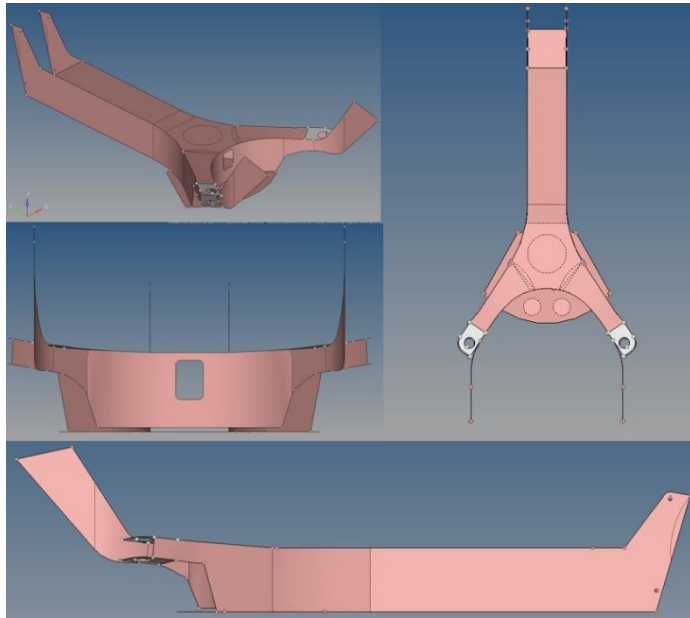


Figura 3.4 Vistas del chasis para optimización topológica con áreas de no diseño en color gris

Los casos de carga utilizados para la optimización del chasis fueron los mismos que en el capítulo 2, usando también los mismos valores de fuerzas. Como la forma del chasis se optimizará de acuerdo con los casos de carga impuestos, es necesario incluir las demás variantes de cada caso de carga. Por tal motivo se añadieron casos de giro y paso sobre un bache tanto para el lado derecho como izquierdo del vehículo. El modelo de chasis para optimizar con los casos de carga quedo de la siguiente manera (ver figura 3.5):

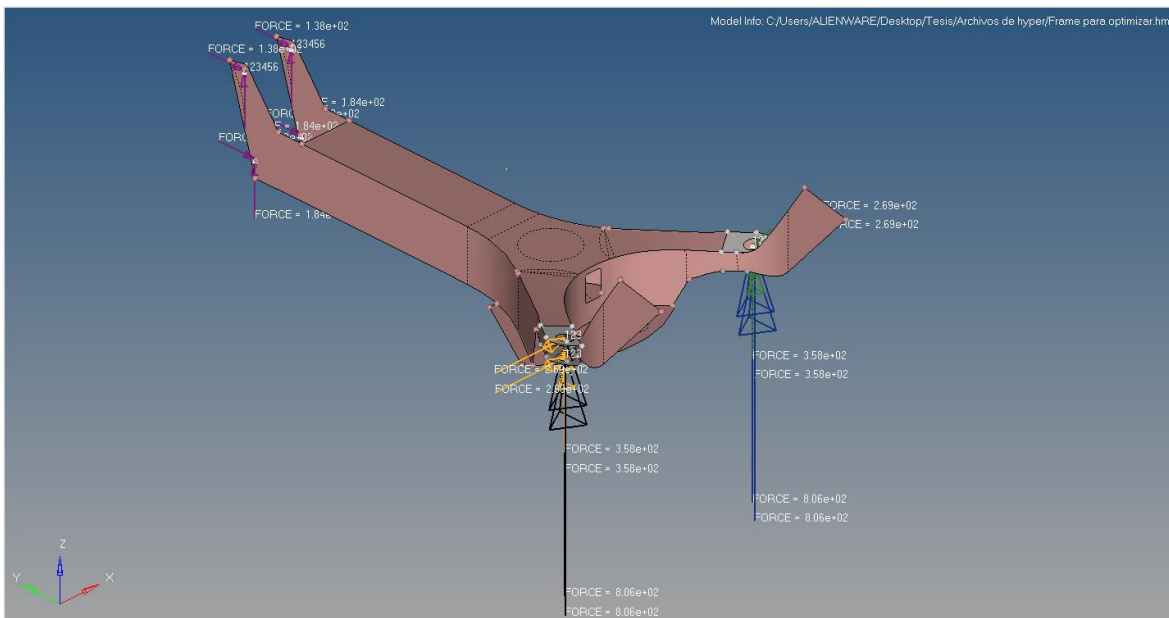


Figura 3.5 chasis para optimizar con casos de carga

En una optimización estructural se deben definir variables de diseño, así como funciones objetivo y restricciones. Para la variable de diseño se empleó el esfuerzo de cedencia del material, cuyo valor es de 400 [MPa]. Como función objetivo se definió maximizar la rigidez del modelo y como restricción se utilizó la fracción de volumen respecto al original, para lo cual se realizaron 3 casos en los que se conservó el 50%, 35% y 20% del volumen original del modelo de chasis.

3.3 Resultados Optimización estructural chasis

Los tres casos de optimización topológica que se realizaron convergieron en una solución que satisfacía las variables, objetivos y restricciones que se definieron. Se cumplió también la condición de no modificar las zonas de no diseño, por lo que estas zonas se conservan con la misma forma (ver figura 3.6 a 3.8).

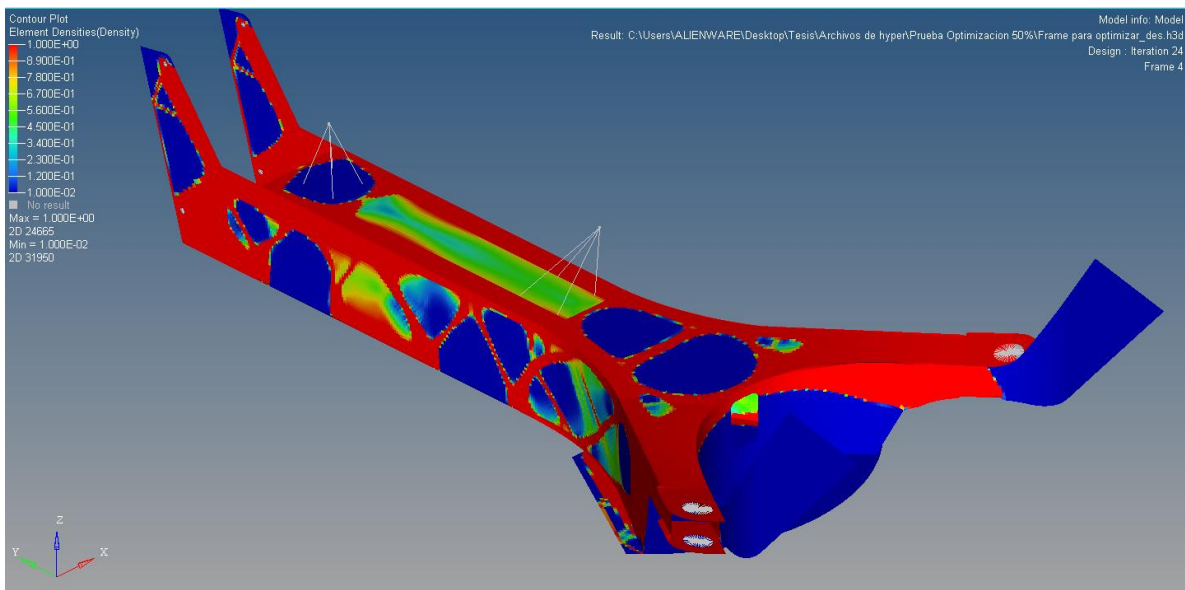


Figura 3.6 Optimización topológica de chasis conservando 50% de volumen.

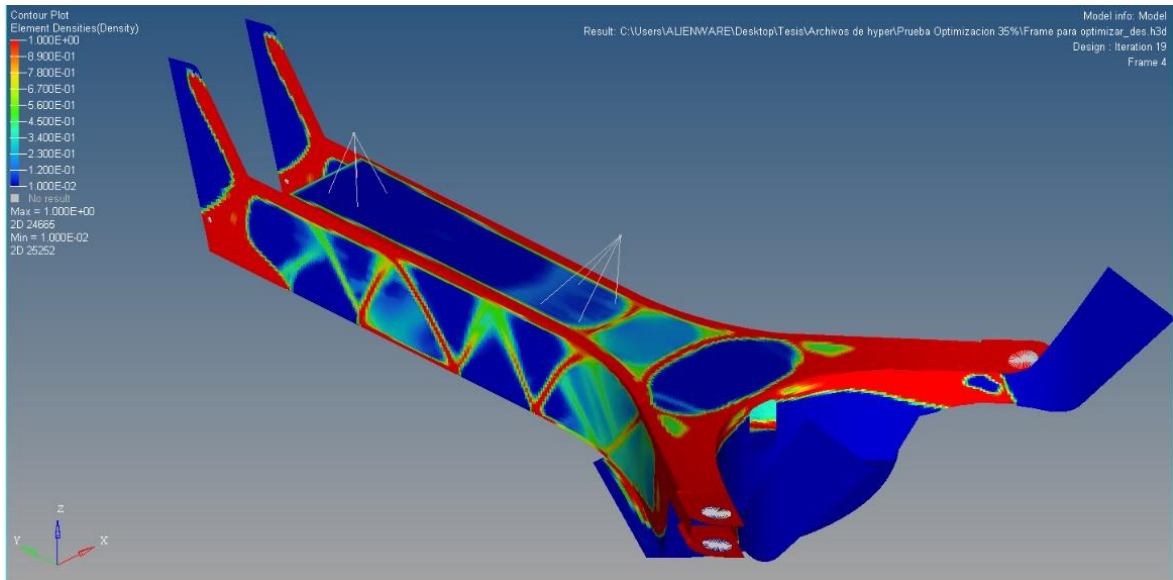


Figura 3.7 Optimización topológica de chasis conservando 35% de volumen.

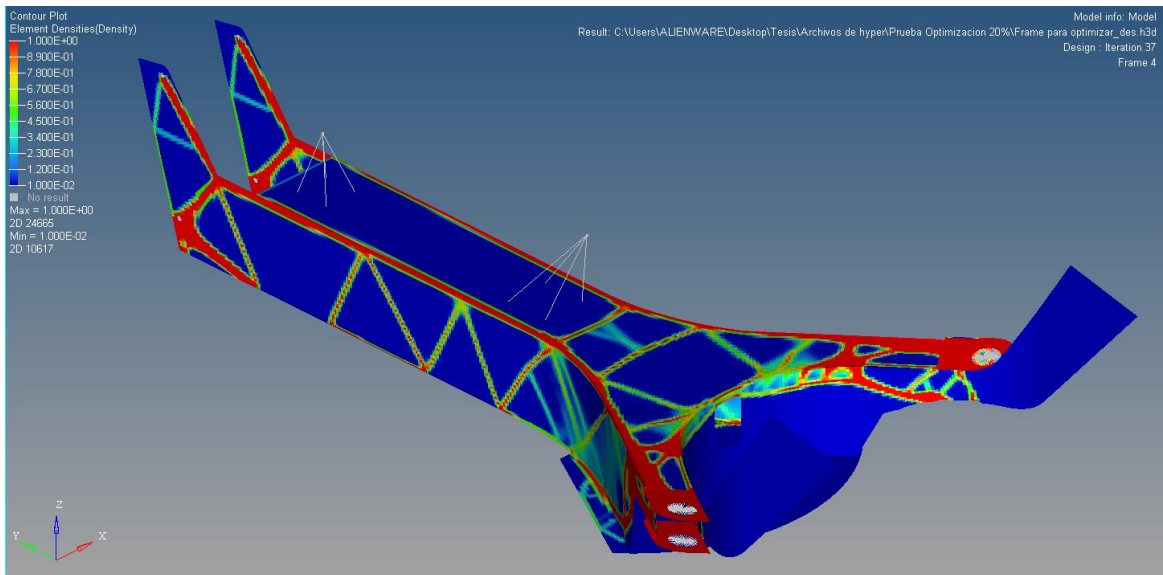


Figura 3.8 Optimización topológica de chasis conservando 20% de volumen.

De los tres casos de optimización topológica realizados, se observa que la sustracción de volumen del modelo original sigue un mismo patrón en los tres casos. El caso de optimización que redujo a 20% el volumen del modelo presenta la forma deseada que se asemeja a una construcción con perfiles o tubular de acero (ver figura 3.9). Se decide no realizar otro caso con mayor reducción de masa ya que las dimensiones de estos nuevos miembros estructurales en la solución del 20% son muy similares a los modelos comerciales de acero, por lo cual esta solución es ideal para poder generar la nueva propuesta de diseño.

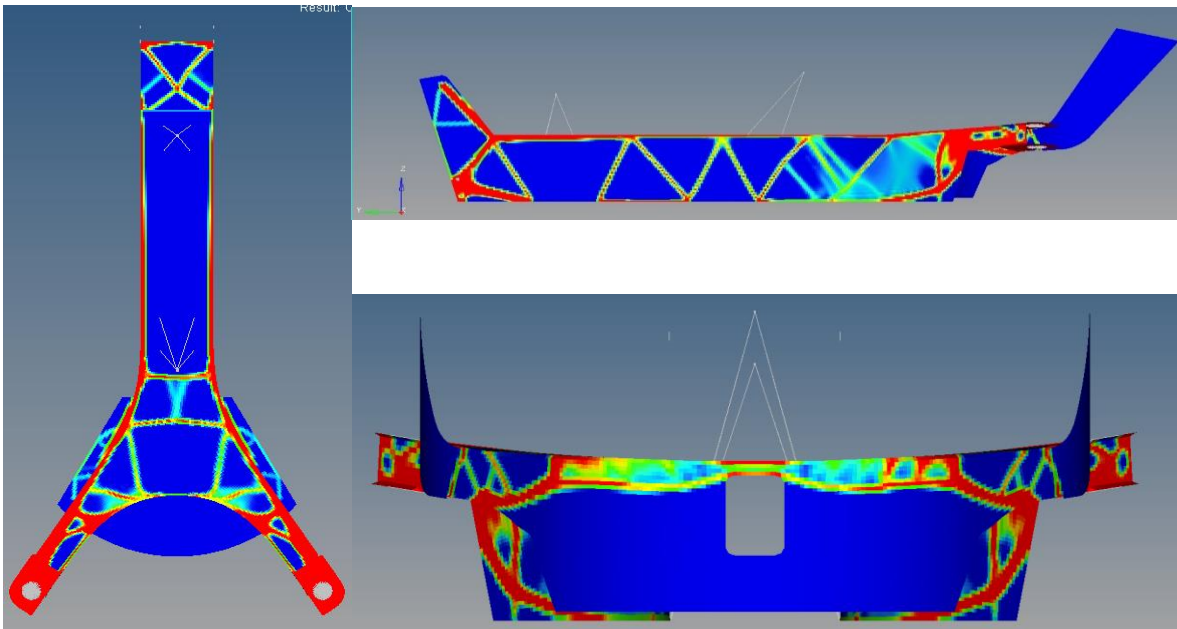


Figura 3.9 Vista Superior, Frontal y Lateral de la optimización topológica conservando 20%.

3.4 Optimización estructural habitáculo

Para la configuración de la optimización estructural del espacio de diseño del habitáculo, la malla generada en el Capítulo II fue reutilizada debido a su calidad. Sus características están expuestas en la Tabla 2.6. En cuanto al material asignado, de nuevo fue utilizado el material compuesto XPS215 de 3M. Sin embargo, para estos análisis fue utilizado un modelo de material elástico isotrópico, descartando el comportamiento plástico y la ruptura del material (Ver Tabla 3.1).

Tabla 3.2 Propiedades para el modelo isotrópico elástico para la fibra de vidrio XPS215.

Propiedad	Magnitud
Densidad [t/mm^3]	2.44×10^{-9}
Módulo de Young [MPa]	68900
Módulo de Poisson	0.25

En el modelo fue designado un componente que no fue sujeto al proceso de optimización debido a que contiene puntos de ensamble del habitáculo y los puntos de aplicación de fuerzas. En cuanto a los puntos de ensamble del habitáculo, fueron considerados los puntos de unión que este tiene con la suspensión del vehículo. Los nodos ubicados en estas zonas fueron conectados a partir de elementos rígidos de 1 dimensión a un punto concéntrico y, en dicho punto, fue colocada una restricción de movimiento en sus seis grados de libertad (Ver Figura 3.10 y Figura 3.11).

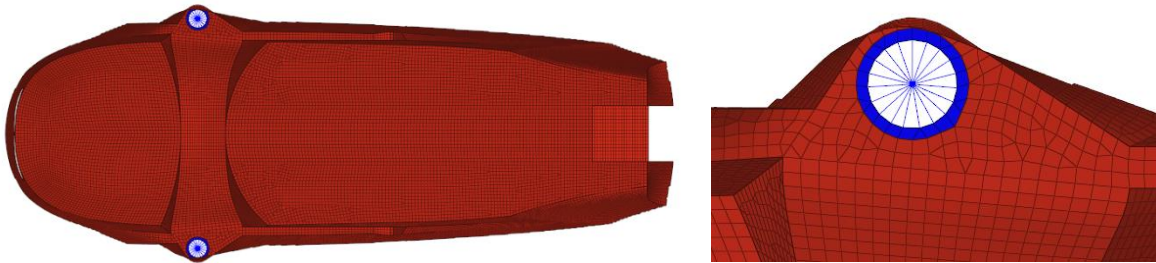


Figura 3.10. A la izquierda, vista superior del modelo. En azul los puntos de unión con suspensión delantera. A la derecha, acercamiento a esta zona.

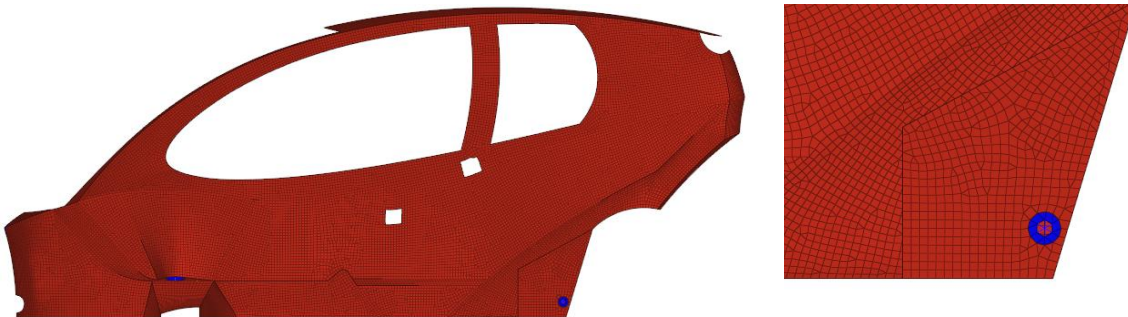


Figura 3.11 A la izquierda, vista lateral del modelo. En azul los puntos de unión con suspensión trasera. A la derecha, acercamiento a esta zona.

Para la colocación de las fuerzas, se tomó el valor de fuerza máxima registrada en el respectivo análisis del Capítulo II (Ver Figura 2.35, Figura 2.36 y Figura 2.37) y se distribuyó en los nodos de un área de 60 x 60 [mm]. Para el caso de impacto frontal, se tomó en cuenta como centro del área al primer nodo de contacto con el muro rígido; en el caso de side impact barrier, se tomó en cuenta al centroide del muro rígido y, para el caso de oblique pole side impact, al punto medio entre los extremos del poste rígido (Ver Tabla 3.2, Figura 3.12 y Figura 3.13).

Tabla 3.3 Datos sobre la colocación y magnitud de las fuerzas para los casos de carga de la optimización: Full width frontal Impact (FWFI), Side barrier impact (SBI) y Oblique pole side impact (OPSI).

Caso de impacto	Fuerza distribuida en el área [N]	Coordenada de centro del área en X [mm]	Coordenada de centro del área en Y [mm]	Coordenada de centro del área en Z [mm]
FWFI	101330	0	-1012	255
SBI izquierdo	65495	351	437	295
SBI derecho	65495	-351	437	295
OPSI izquierdo	165531	352	730	482
OPSI derecho	165531	-352	730	482



Figura 4.12 A la izquierda, vista frontal, en amarillo el área de colocación de la fuerza para el FWFI. A la derecha, vista lateral con las áreas de colocación de fuerza para el SBI y OPSI en amarillo.

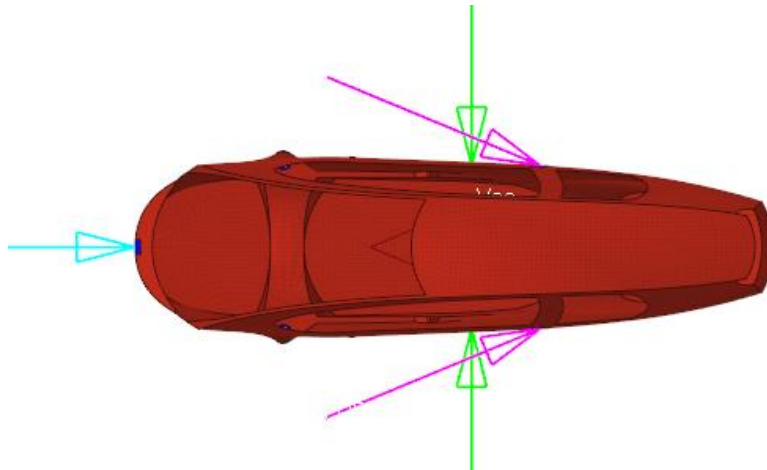


Figura 3.13 Dirección de aplicación de las fuerzas. En cian la respectiva a la FWFI, en verde las respectivas al SBI y en rosa las respectivas al OPSI. Todas son paralelas al plano de planta.

Respecto a la formulación del método, como función objetivo se definió maximizar la rigidez de la estructura y como función de restricción se definió la masa, generando 5 casos de estudio entre minimizar a 50%, 40%, 30%, 20% y 10% de la inicial.

Debido a que la nueva propuesta de diseño a generarse en el presente trabajo tiene la intención de ser construida a partir de perfiles comerciales, el espesor de la estructura fue aumentado a 20 [mm] y se estableció un control de tamaño mínimo de miembros de 30 [mm]. Definir un control dimensional permite obtener como resultado formas más discretas (Ver Figura 3.14) y su valor puede ser definido a partir de requerimientos relacionados con diseño, manufactura o ensamble.

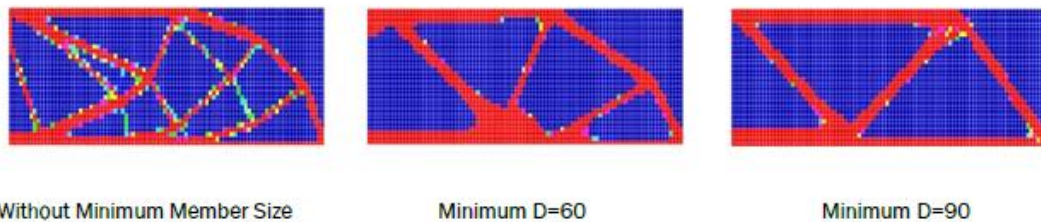


Figura 3.15 Análisis de una viga en cantiléver. El control de tamaño mínimo de miembros permite obtener resultados más definidos [3.6].

3.5 Resultados Optimización estructural habitáculo

Al aplicar la optimización estructural, se obtuvieron 5 resultados diferentes a partir de la restricción de masa a 50%, 40%, 30%, 20% y 10% de la inicial (Ver Figura 3.15).

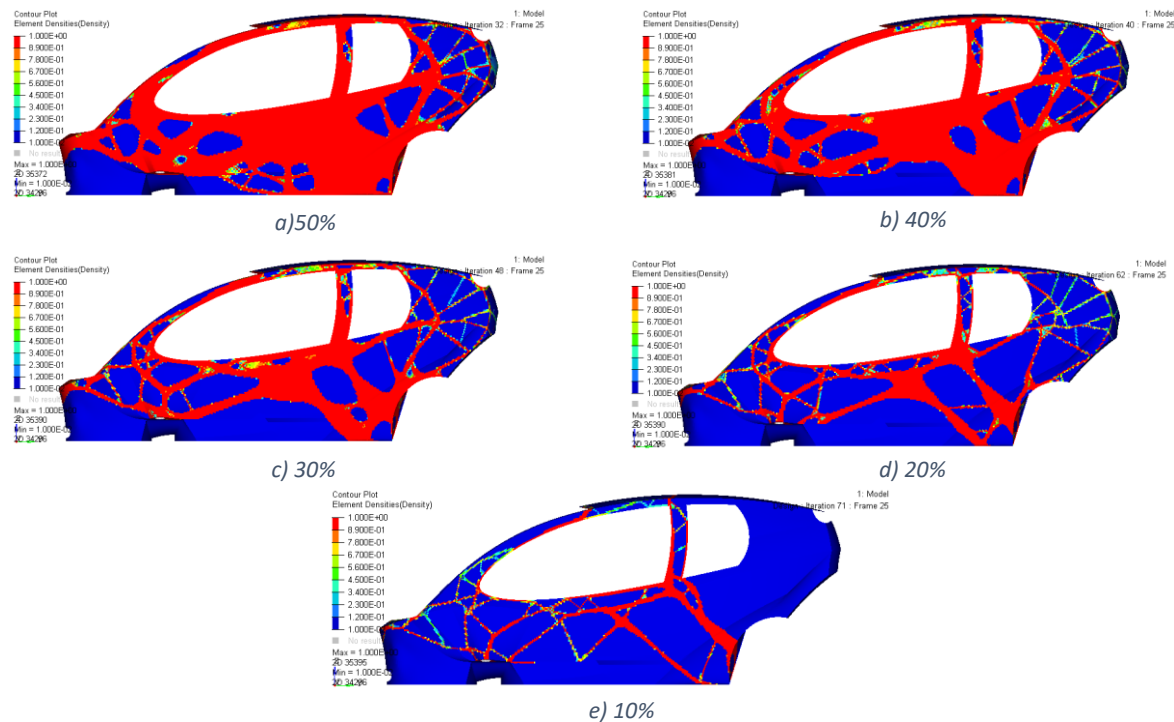


Figura 3.16 Vista lateral de los resultados de la optimización estructural. Para una vista más detallada, consultar el Anexo 8.4.

Para la comparación de los modelos se hizo uso del concepto de compliance, el cual resulta ser el inverso de la rigidez. Matemáticamente se define de la siguiente forma [3.6]:

$$\text{Compliance} = \text{Desplazamiento} / \text{Fuerza}$$

La suma de compliance para cada caso de carga define el concepto de weighted compliance, el cual es un indicador general de la flexibilidad de la estructura:

$$\text{Weighted compliance} = \text{Compliance load case 1} + \text{Compliance load case 2} + \dots + \text{Compliance load case } n$$

Para el análisis de los resultados solo serán considerados un caso de SBI Y OPSI debido a que el segundo caso de ambos es simétrico y con los mismos desplazamientos (Ver Tabla 3.3).

Tabla 4.3. Valores de desplazamientos en cada caso de carga para cada resultado de optimización (Ver Figura 3.16).

Caso	Fuerza [KN]	Desplazamientos [mm]				
		50%	40%	30%	20%	10%
FWFI	101.330	6.033	6.881	9.75	16.28	38.4
SBI	65.495	21.98	26.69	35.43	59.76	175.1
OPSI	165.531	25.44	31.69	46.98	92.29	273.8

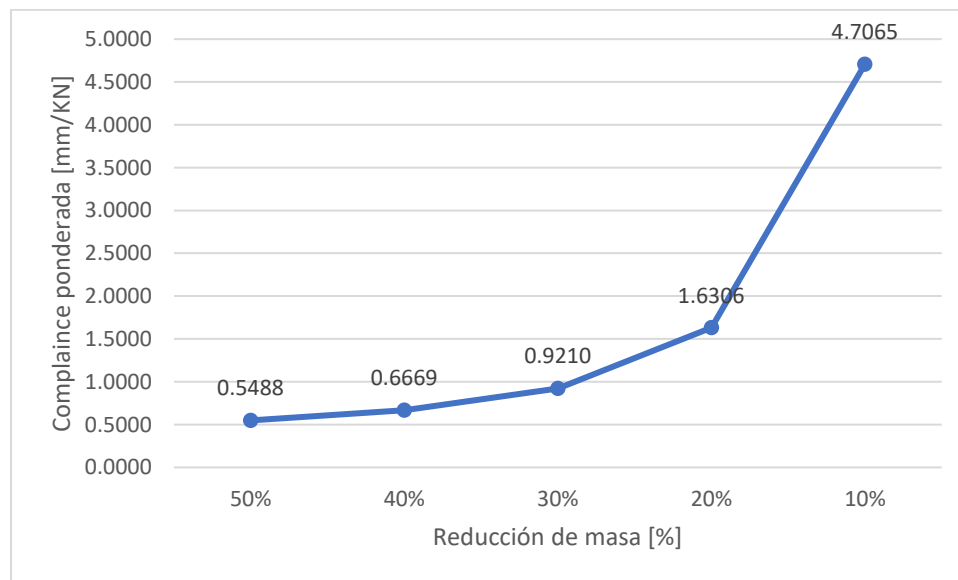


Figura 3.17 Valores de weighted compliance para cada resultado de acuerdo a la reducción de masa.

Desde el análisis de los resultados gráficos (Figura 3.17), podemos observar que al aplicar la optimización bajo una reducción del 50% y 40% de masa se obtiene una escasa definición de miembros, ya que aún se está conservando una gran cantidad de masa. Por el contrario, bajo una reducción hasta el 10% de masa, se pierden miembros en la parte trasera de la estructura y los restantes en general se adelgazan. Esto se ve reflejado en su alto valor de weighted compliance (Ver Figura 3.16). Estos resultados no resultan convenientes.

De los resultados de reducción hasta 30% y 20% de masa, se puede observar una correcta definición de miembros estructurales. Sin embargo, el resultado de reducción de masa hasta el 20% presenta un aumento del 43.51% en weighted compliance comparado con el de 30%.

Gráficamente se puede observar que ambos resultados son muy semejantes, su diferencia radica en un adelgazamiento de miembros en el resultado con menor masa. Se decidió hacer uso de la optimización de reducción hasta el 30% de la masa inicial debido a que este permitiría generar una nueva propuesta con una menor cantidad de elementos estructurales y conexiones de estos (Ver Figura 3.17).

En el Anexo 8.4 se presentan figuras correspondientes a los resultados de los cinco casos de reducción de masa.

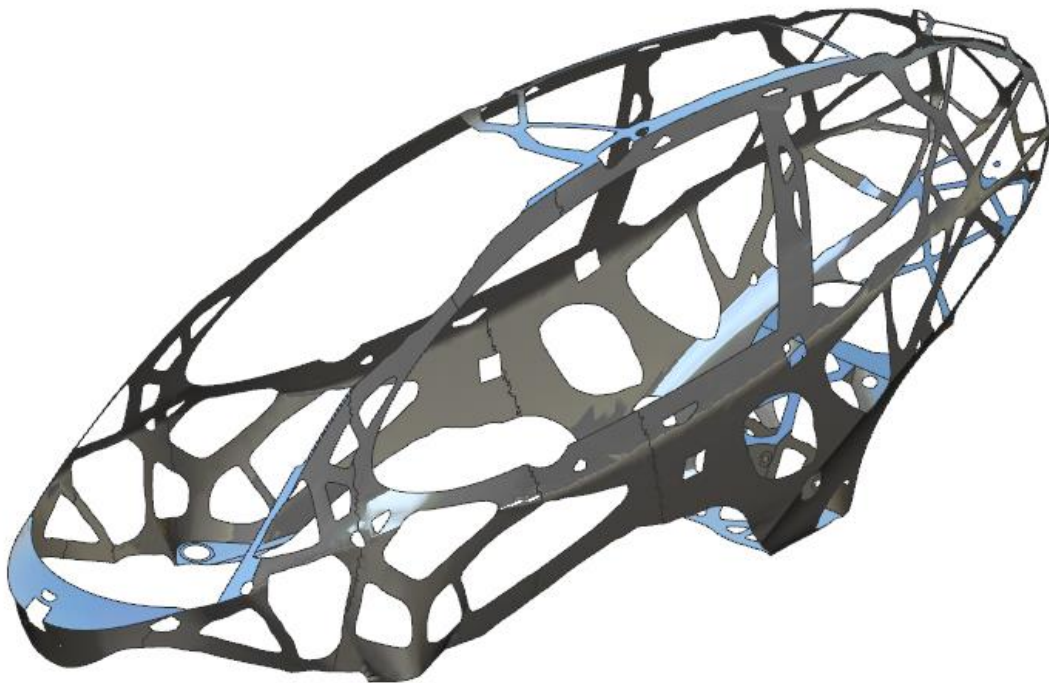


Figura 3.18. Exportación de los resultados de optimización al software de CAD, NX Unigraphics 10. Todos los elementos arriba de una densidad mayor al 30% fueron exportados [3.7]. Para una vista más detallada, consultar el Anexo 8.5.

Capítulo IV

4.1 Diseño de nueva propuesta de chasis

Al hacer uso de la optimización estructural, desde una perspectiva de concept design, es necesario hacer una interpretación de los resultados para generar una propuesta de diseño, ya que estos carecen de detalle, tienen formas complejas o no son manufacturables (Ver Figura 4.1).

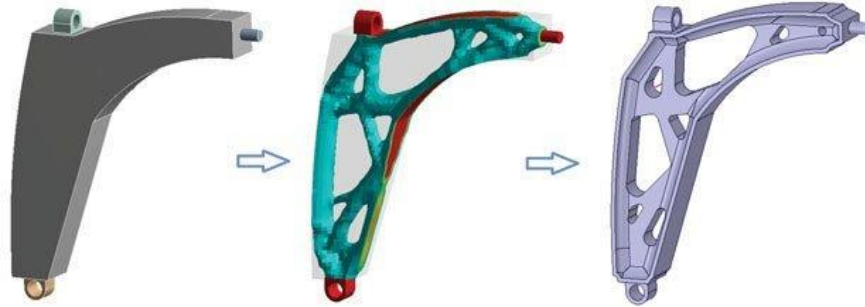


Figura 4.9. Espacio de diseño, optimización y nueva propuesta de diseño de una pieza mecánica que pasó por un proceso de optimización topológica [4.1].

Del proceso de optimización topológica realizado en el chasis, se eligió la optimización que conservó el 20% de volumen para que a partir de ella se generará una nueva propuesta de diseño. De esta optimización (Figura 4.9) se tomarán en cuenta aquellas regiones donde la densidad de elementos sea superior a 0.5, para así conservar los elementos estructurales más importantes.

Para generar esta nueva propuesta de diseño se utilizará Dassault Systemes Solidworks, debido a la calidad con la que se importa el resultado de la optimización, así como las capacidades que tiene para la creación de elementos estructurales y una librería extensa de modelos comerciales de perfiles y tubos para la construcción del chasis.

El software Altair Hyperworks permite la creación de un archivo con la geometría del modelo optimizado. De entre las extensiones de archivo disponibles se eligió la STEP, ya que al importar el archivo en Solidworks sus características y dimensiones se reprodujeron correctamente (ver Figura 4.2)

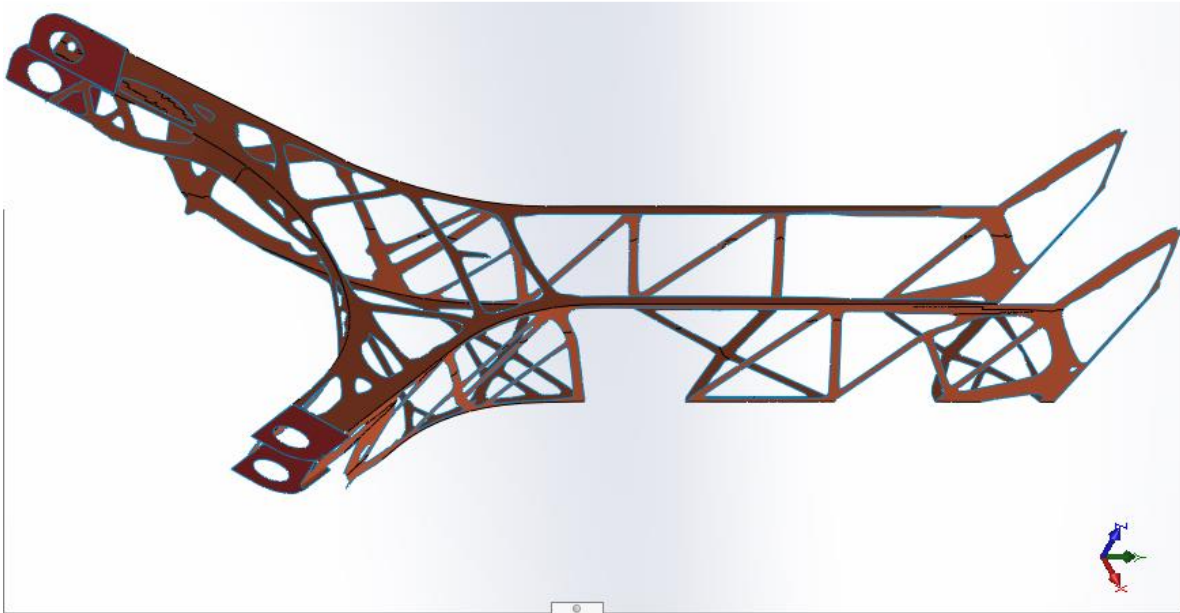


Figura 4.2 Vista 3D de la optimización de chasis en Solidworks

A partir de la geometría importada en Solidworks, es posible comenzar con la construcción de un nuevo modelo de chasis, tratando de satisfacer criterios de viabilidad en las dimensiones y manufactura. Además de utilizar modelos comerciales en los elementos estructurales que se crearán. Como primera interpretación de la optimización se dibujó un chasis con líneas rectas (ver figura 4.3). En este dibujo se incluyen los miembros más importantes de la optimización, además que se conserva la simetría. El uso de solo líneas rectas se decide con base en criterios de viabilidad en la manufactura del nuevo diseño.

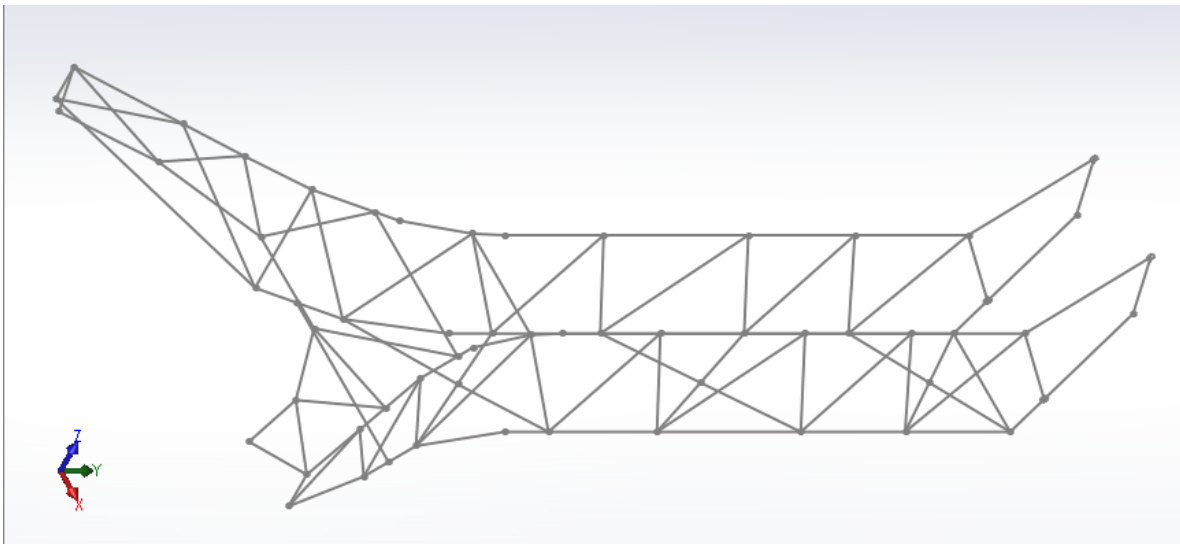


Figura 4.3 Dibujo de líneas de la nueva propuesta de chasis

Una de las características más útiles en Solidworks para el diseño de frames es su asistente de “Piezas Soldadas”. Esta característica permite la creación de elementos estructurales a partir de líneas de dibujo. Además, se pueden crear las dimensiones de los perfiles que se desean utilizar, o bien como en este caso, se descargaron de una librería los modelos de tuberías y perfiles de acero bajo la norma ANSI con dimensiones en pulgadas.

Con esta función, se generó cada miembro estructural del nuevo chasis a partir del dibujo de líneas. En la generación de estos miembros estructurales se definieron dos dimensiones y geometrías del perfil de acero: Para los miembros más largos y que representaban el perímetro de toda la estructura se utilizó un perfil de tubo cuadrado de 2.54 [mm] de largo y un espesor de pared de 2.4 [mm], mientras que para los miembros cortos que atravesaban la estructura se utilizó un tubo redondo de 1.27 [mm] de diámetro y 1.9 [mm] de espesor de pared.

Otra herramienta de esta función de Solidworks es la de poder recortar o extender los miembros estructurales para así generar la geometría que deben tener los tubos para poder soldarse e integrar el chasis. Con esta función fue posible definir los miembros estructurales al mismo tiempo que se aseguraba la viabilidad de las piezas en términos de manufactura. En el caso de regiones donde dos o más tubos estuvieran soldados se revisaron manuales de ejemplos donde se asegure su viabilidad [4.2].

El modelo de chasis optimizado con tubular de acero se observa en la siguiente figura (ver figura 4.4).

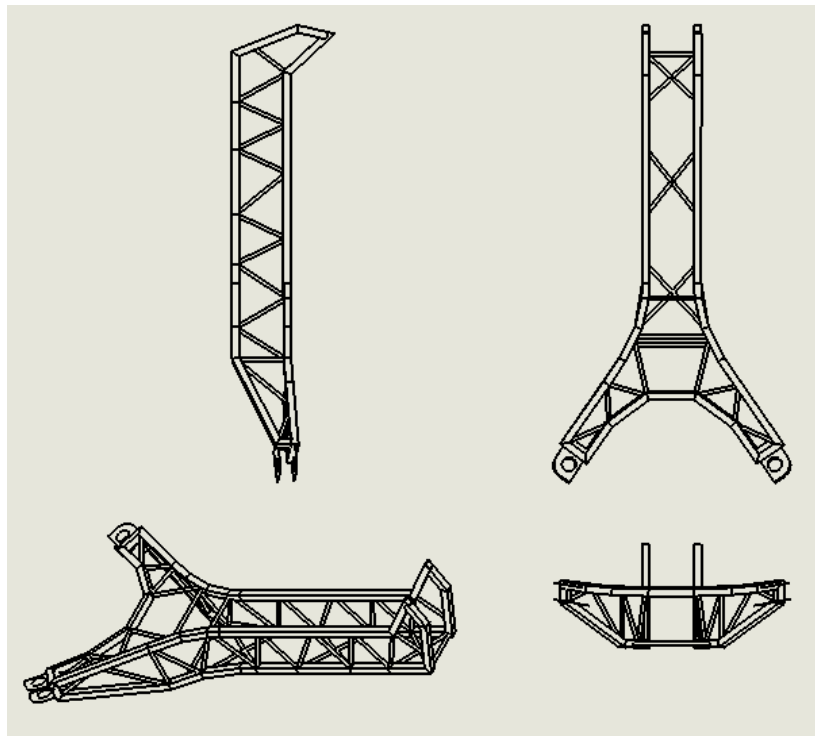


Figura 4.4 Vista lateral, superior, frontal y 3D de la nueva propuesta de diseño de modelo de chasis en Solidworks

A partir de esta nueva geometría, un nuevo modelo de elementos finitos debe realizarse con el fin de observar la distribución de esfuerzos y validar el diseño. Para trasladar este modelo al software Altair Hyperworks, se escogió de nueva cuenta el formato STEP ya que permitió obtener una representación correcta del modelo en Solidworks sin alterar sus superficies o dimensiones.

Por tratarse de elementos con el mismo espesor, es posible realizar este análisis utilizando una malla de elementos 2D y con ello acelerar el tiempo de resolución de los análisis. Para ello, al modelo importado se le aplica una función llamada Midsurfacing, con la cual a todos los sólidos se les extrae una superficie media, la cual al especificar su grosor quede representada de la misma forma que un sólido. Como paso final para la construcción del modelo, se modificaron las agarraderas a la suspensión del vehículo, aumentando su ancho sin modificar la ubicación de los puntos de sujeción. Con estas operaciones queda listo el nuevo diseño de chasis para su validación con análisis por elementos finitos (ver figura 4.5).

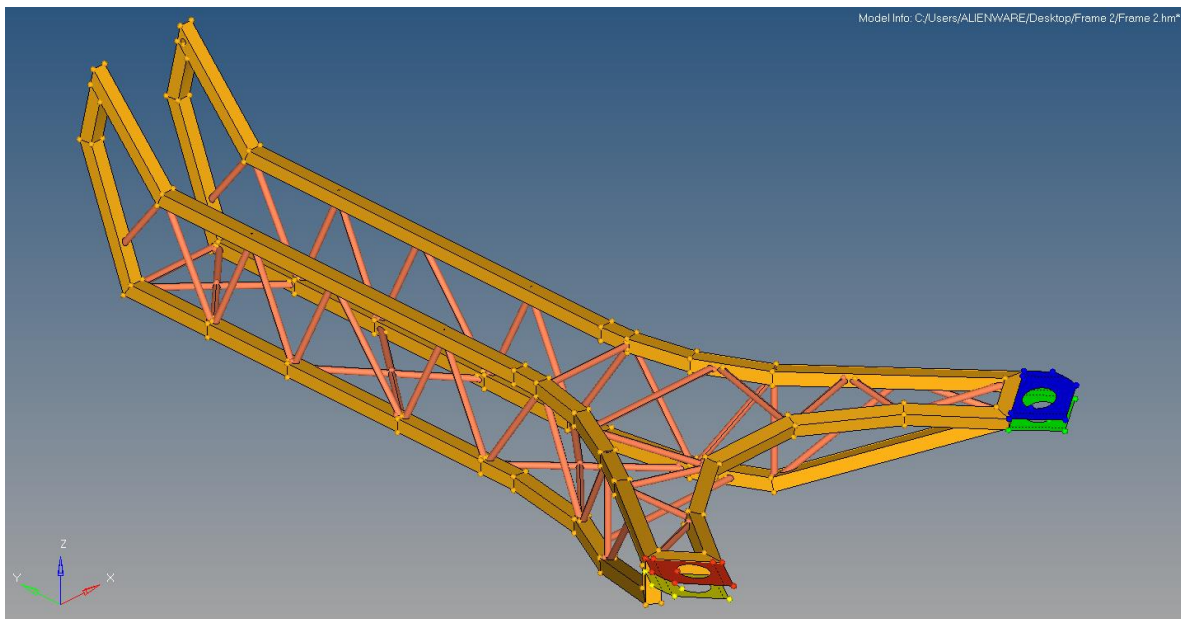


Figura 4.5 Modelo de chasis optimizado en Altair Hyperworks.

4.2 Preparación del análisis estructural de chasis optimizado.

Para realizar el análisis por elementos finitos del chasis optimizado se siguió el mismo procedimiento que en el capítulo 2, empezando por el mallado de la estructura. Para el caso del tubo cuadrado, por su geometría cuadrada es posible generar elementos cuadrados o “quads” en toda la superficie de estos y que sean de buena calidad, por lo que el mallado de esta estructura no representa ningún problema. Por el contrario, el mallado del tubo redondo requiere que la malla sea más fina para poder conservar la geometría redonda de estas superficies. Por ello, el tamaño de elemento empleado en el modelo fue de 2 [mm] (ver figura 4.6 y 4.7).

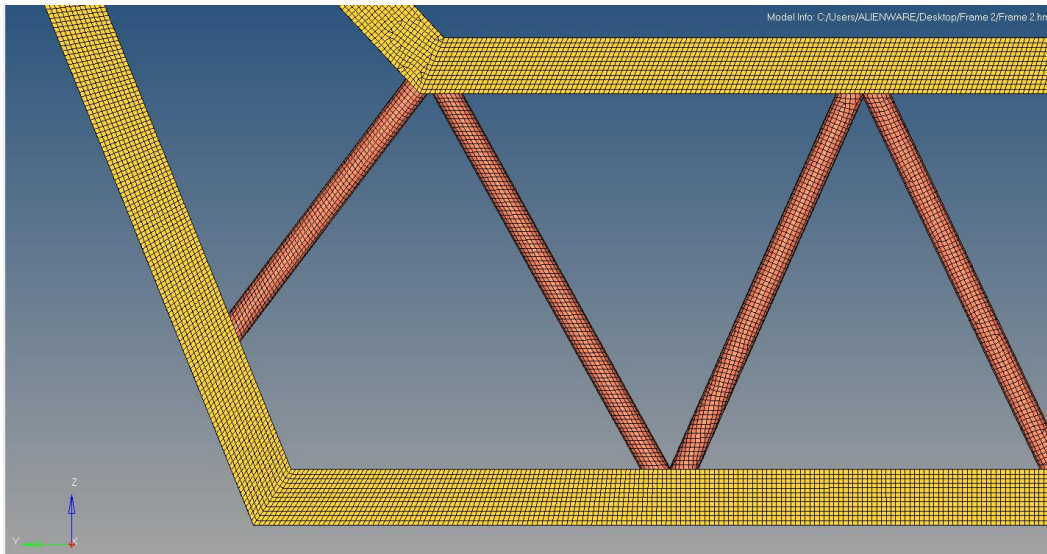


Figura 4.6 Detalle del mallado en la parte trasera del chasis, utilizando un tamaño de elemento de 2 [mm]

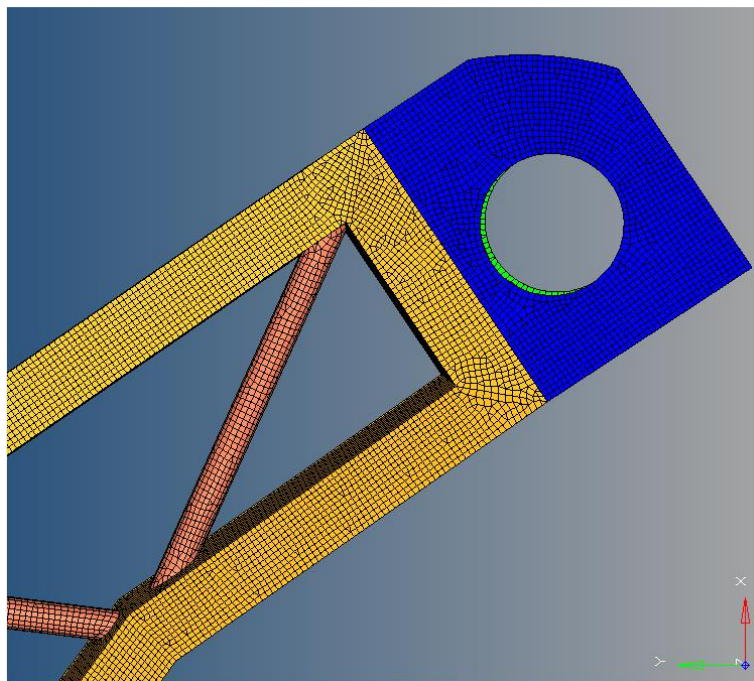


Figura 4.7 Detalle del mallado en la parte delantera del chasis, utilizando un tamaño de elemento de 2 [mm]

La calidad de la malla se aseguró que fuera correcta utilizando los criterios descritos anteriormente (ver tabla 2.6). Se usaron elementos 1-D rígidos para conectar las superficies del chasis con los puntos de sujeción con la suspensión del vehículo, así como con los nodos de masa que representan la carga útil del vehículo. Los casos de carga y valores de fuerzas para validar el modelo optimizado serán los mismos que en el capítulo 2 (ver tabla 2.5). El material de igual manera será el acero utilizado en la primera versión de chasis (tabla 2.7). Aplicando este material al nuevo diseño de chasis se obtuvo una masa de 19.478 [kg] lo cual representa una reducción de casi un 50% respecto al modelo inicial.

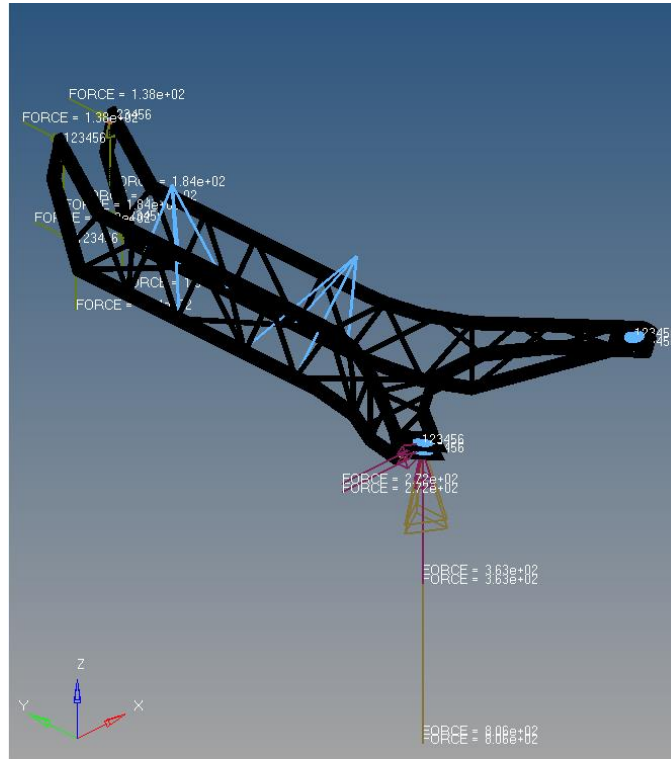


Figura 4.6 Modelo de chasis optimizado con nodos de masa, uniones y cargas aplicadas.

4.3 Análisis estructural de chasis optimizado.

Se ejecutaron los 4 casos de carga: Vehículo detenido, frenada, paso sobre un bache y giro para observar la distribución de esfuerzos en el chasis optimizado (figura 4.7 a 4.10).

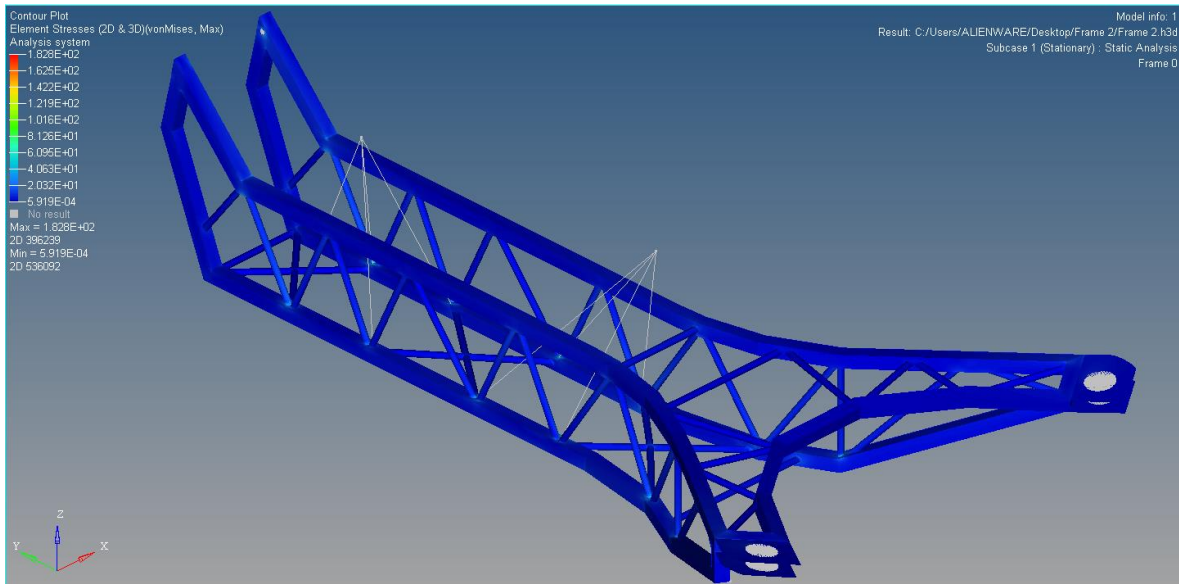


Figura 4.7 Resultados de esfuerzo máximo Von Mises para el chasis en el caso de vehículo detenido.

En este caso de vehículo detenido (figura 4.7) se observó poco esfuerzo alrededor de todo el chasis. El valor máximo registrado de 180 MPa, que representa aproximadamente un 50% de su valor de cedencia.

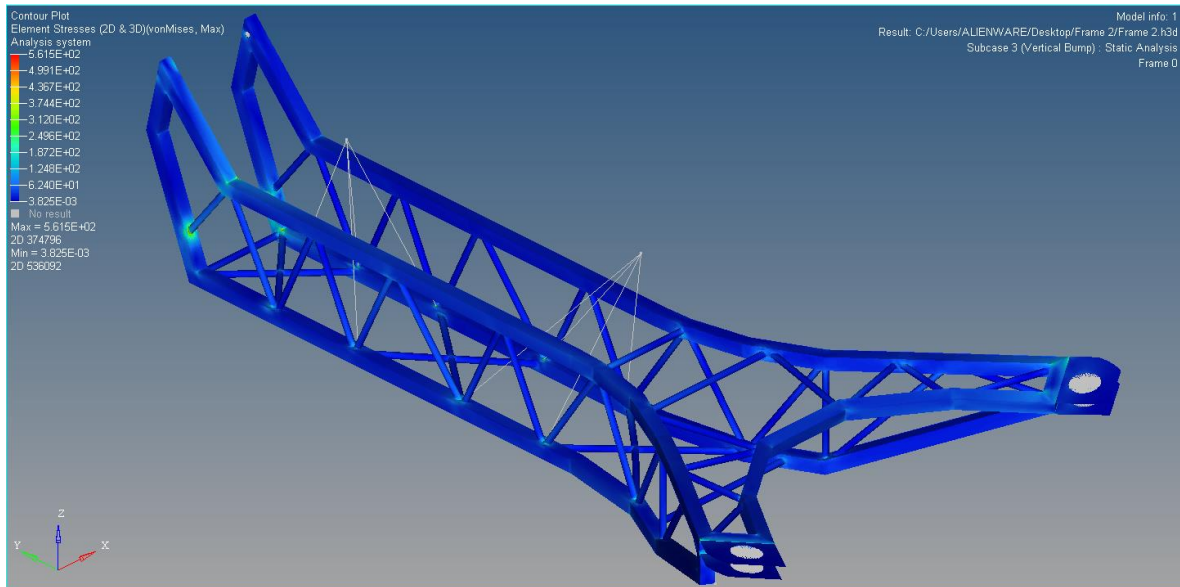


Figura 4.8 Resultados de esfuerzo máximo Von Mises para el chasis en el caso de paso sobre un bache.

En el caso de Paso sobre un bache (figura 4.8), se observa que alrededor de todo el chasis no se generan esfuerzos elevados salvo en la zona trasera donde se une a la suspensión del vehículo. El valor máximo registrado es de 561.5 MPa, lo cual supera el valor de cedencia en un 40.3%.

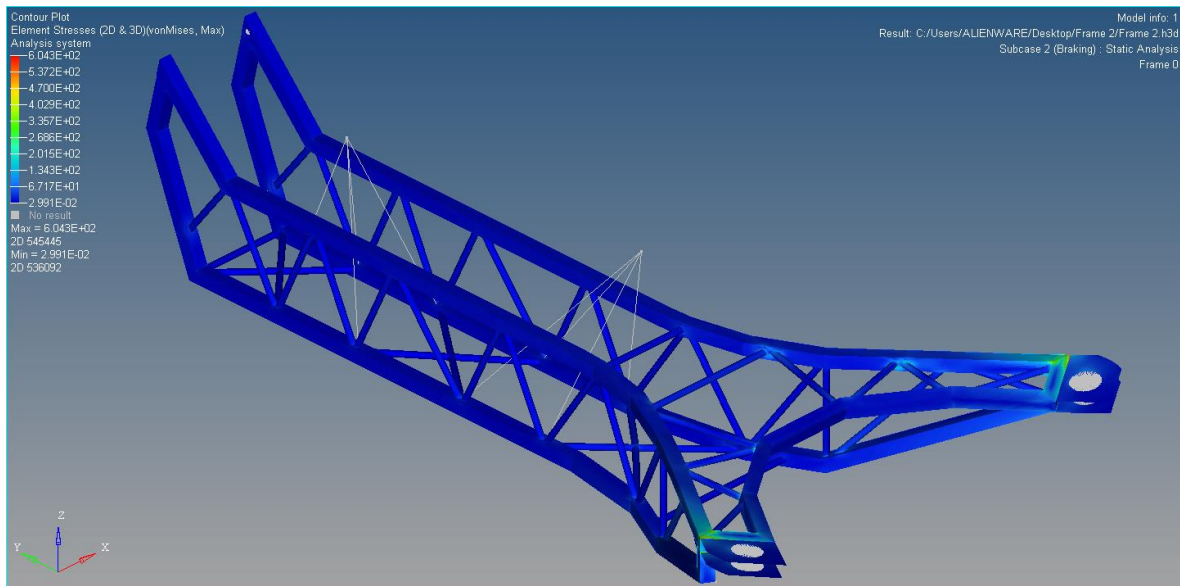


Figura 4.9 Resultados de esfuerzo máximo Von Mises para el chasis en el caso de vehículo frenado.

El caso de frenada (figura 4.9) genera esfuerzos elevados en la parte delantera del chasis, concretamente en las esquinas de las uniones con las agarraderas a la suspensión. El valor máximo registrado es de 604.3 MPa por lo que se excede el valor de cedencia del material en un 51%.

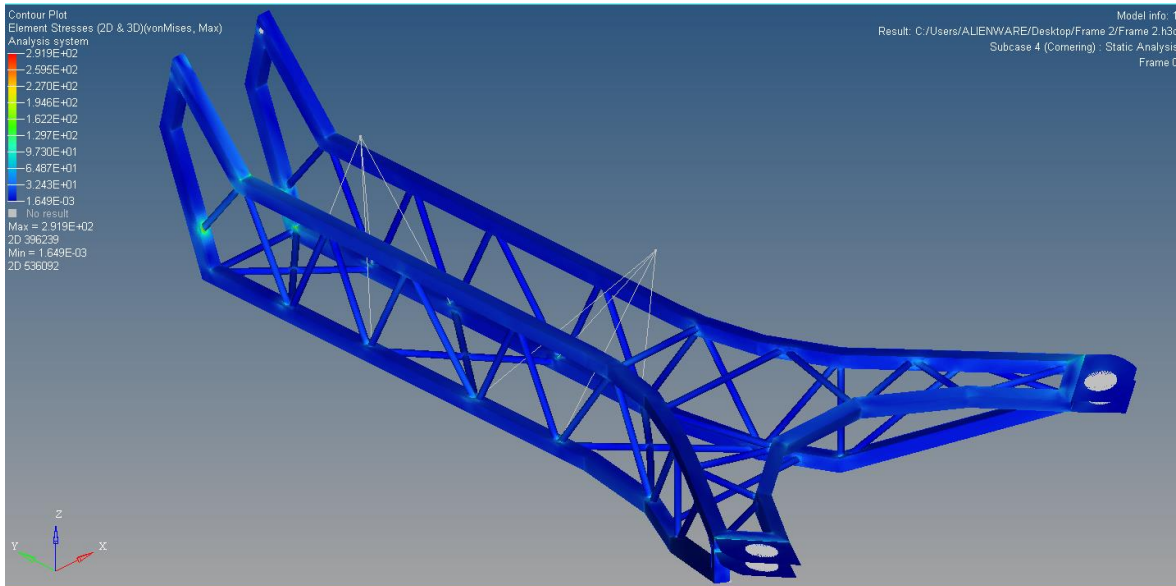


Figura 4.10 Resultados de esfuerzo máximo Von Mises para el chasis en el caso de giro a la derecha.

El análisis de vehículo girando en una dirección (figura 4.10) no genera esfuerzos tan elevados y tiene una distribución homogénea alrededor de todo el modelo. El esfuerzo máximo que se registra es de 291.9 MPa con lo que se mantiene dentro del rango del esfuerzo de cedencia del acero utilizado (73% del valor límite).

4.4 Nueva propuesta de diseño de habitáculo

Para el diseño de una nueva propuesta de habitáculo serán utilizados cuatro perfiles estructurales comerciales de acero A-36, debido a su bajo costo y facilidad de manufactura (Ver Tabla 4.1).

Tabla 4.5. Descripción de los perfiles estructurales utilizados para la nueva propuesta de diseño de habitáculo. Para el cálculo de momento de inercia se tomó de referencia las posiciones descritas en la Figura 4.11 y Figura 4.12.

Forma	Dimensiones [in]	Espesor [mm]	Momento de inercia en X [m ⁴]	Momento de inercia en Y [m ⁴]	Color ID
Rectangular	2" x 1"	2.6568 (Calibre 12)	1.200E-7	3.87E-8	Rojo
Rectangular	2" x 1"	1.2141 (Calibre 18)	6.081E-8	2.05E-8	Azul
Circular	1"	1.2141 (Calibre 18)	6.762E-9	6.762E-9	Verde
Circular	1 ½"	1.2141 (Calibre 18)	2.395E-8	2.395E-8	Amarillo

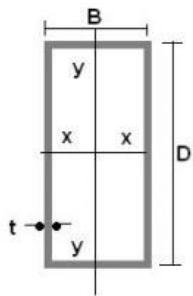


Figura 4.11. Orientación para el cálculo de momento de inercia en perfiles rectangulares [4.3].

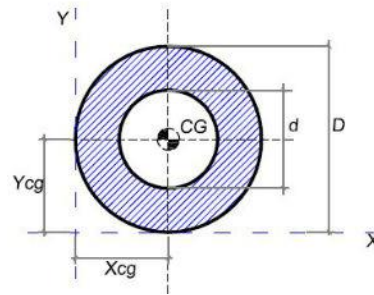


Figura 4.12 Orientación para el cálculo de momento de inercia en perfiles redondos [4.4].

La primera parte en definirse fue un marco general con base en el material distribuido en la parte frontal y lateral del resultado de optimización. Los perfiles estructurales rectangulares fueron posicionados y orientados convenientemente a la distribución de fuerzas que ocurren bajo un impacto frontal y lateral, con la intención de obtener una estructura con un bajo nivel de deformaciones para evitar alcanzar el cuerpo de los ocupantes bajo cualquiera de ambos casos (Ver Figura 4.13).

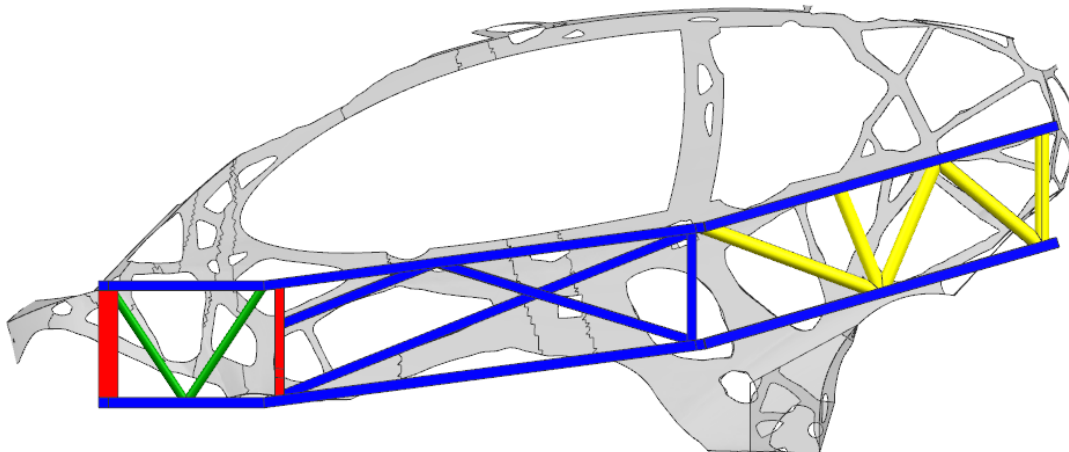


Figura 10.13. Vista lateral del marco general de la nueva propuesta de diseño. En gris la distribución de material resultado de la optimización estructural. El color de los miembros estructurales sigue el Color ID indicado en la Tabla 4.1

Para la definición de las zonas de la estructura correspondientes al techo se utilizaron perfiles tubulares con rolados y doblados. Para la definición de sus características fueron consultadas especificaciones de manufactura [4.5]. Para la parte trasera de habitáculo se realizó una interpretación de los resultados de optimización con la intención de minimizar la cantidad de elementos y uniones, sin perjudicar la integridad de la estructura (Ver Figura 4.14)

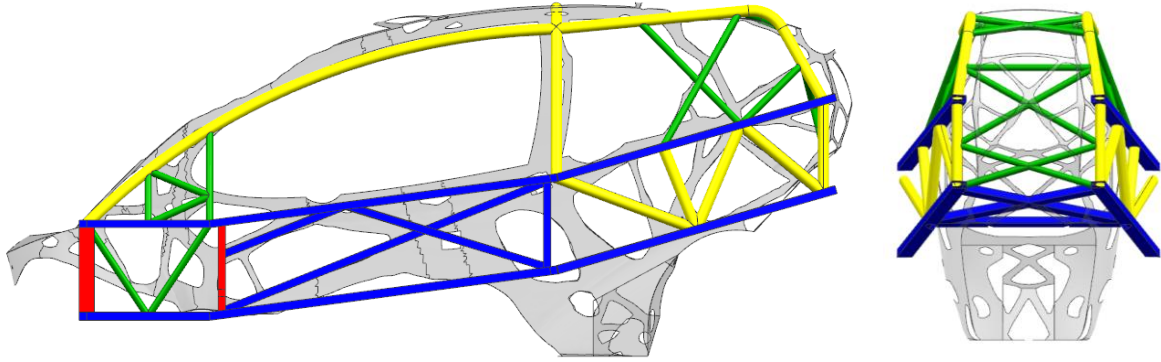


Figura 4.14. A la izquierda, vista lateral del modelo con la zona del techo definida. A la derecha, vista posterior del modelo. En ambos, en gris se muestra los resultados de la optimización estructural y el color de los elementos estructurales va de acuerdo con la información mostrada en la Tabla 4.1

Por último, en la zona destinada a la unión de la suspensión trasera del vehículo, se colocaron miembros estructurales respetando los resultados de la optimización y pensando en la unión que esta zona presenta con la nueva propuesta de chasis (Ver Figura 4.15).

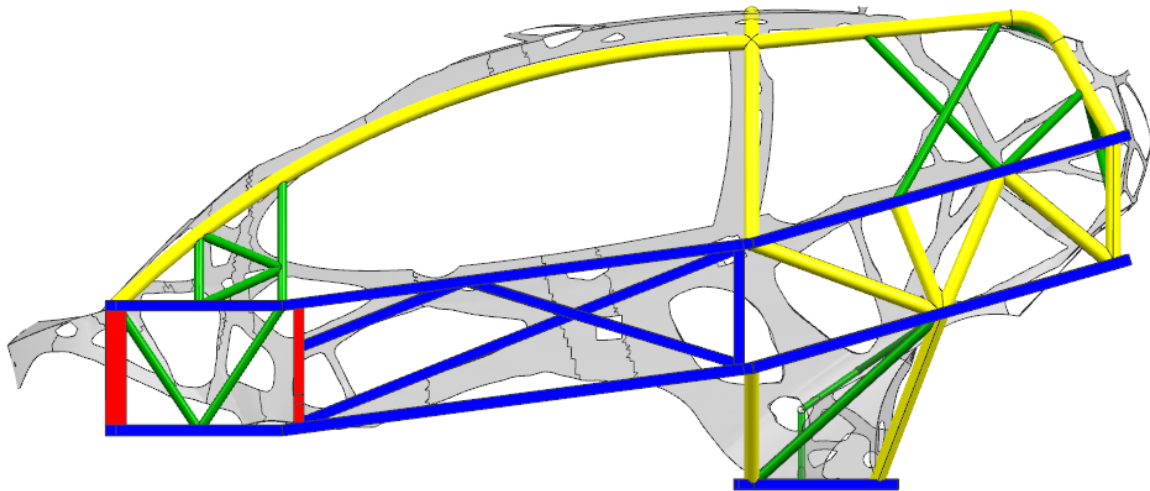


Figura 4.15 Vista lateral del modelo con la zona de suspensión trasera definida.

4.4.1 Atenuador de impacto frontal

Para la zona frontal del vehículo, el colocar perfiles estructurales de acuerdo con los resultados de optimización resultaría en una estructura sumamente rígida, con pocos desplazamientos y atenuación del impacto en un periodo muy corto de tiempo. Esto representa una desaceleración muy alta del modelo, lo cual resultaría fatal para los ocupantes.

En el desarrollo de vehículos, la parte frontal del vehículo se diseña con la intención de absorber una gran cantidad de energía por medio de deformación (Ver Figura 2.20). En algunos casos se desarrolla una subestructura denominada atenuador de impactos, la cual tiene la intención de absorber suficiente energía, antes de que zonas más rígidas de la estructura o el espacio vital de los ocupantes hagan contacto con el objeto de impacto (Ver Figura 4.16).

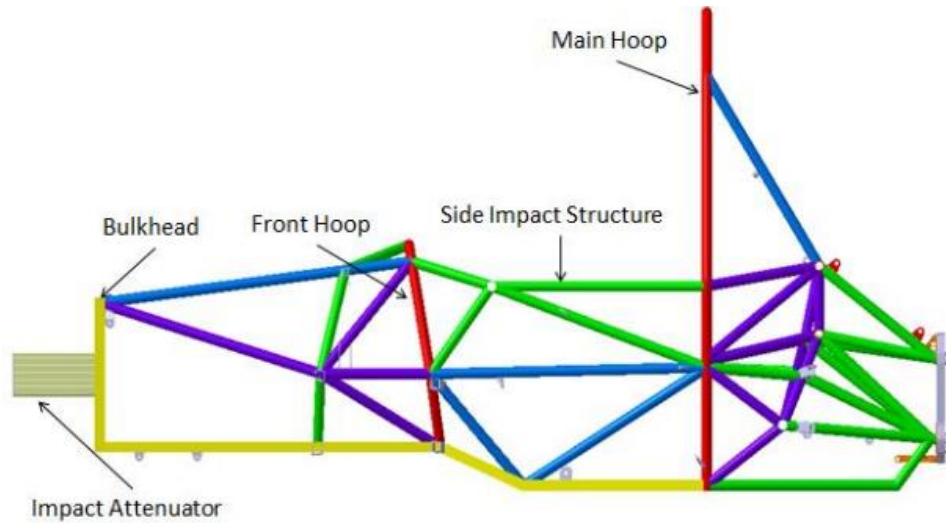


Figura 4.16 Chasis de un vehículo para la competencia FSAE. En la parte frontal posee un atenuador de impactos [4.7]

En el diseño de este dispositivo, se pueden encontrar distintas geometrías, las cuales brindan ciertas ventajas de acuerdo con el tipo de material a usar, manufactura y ensamble. Las más utilizadas son la geometría cónica y un arreglo tipo honeycomb (Ver Figura 4.17).

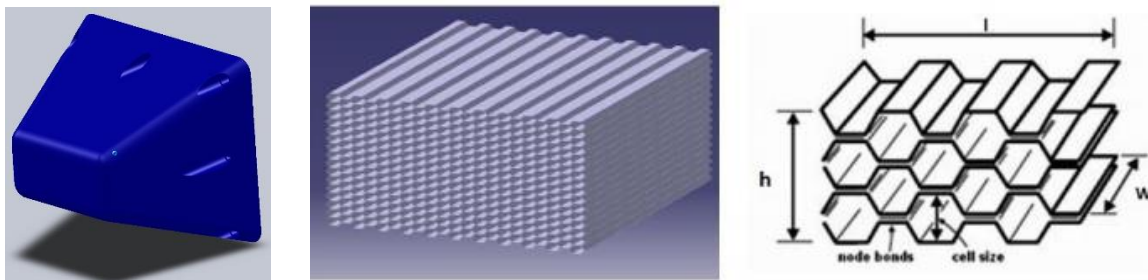


Figura 4.17 A la izquierda, arreglo en forma cónica, generalmente manufacturado en materiales compuestos o bajo trabajo en lámina [4.6]. A la derecha, arreglo en forma de honeycomb, generalmente manufacturado en aluminio [4.7].

En el presente trabajo se decidió diseñar una propuesta de atenuador de impacto frontal con una geometría cónica debido a la facilidad que presenta para manufactura (Ver Figura 4.18)

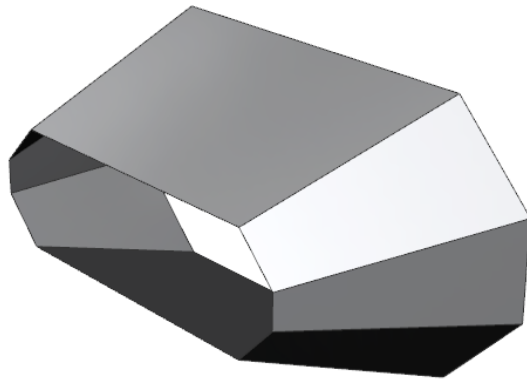


Figura 4.18 Propuesta de diseño de atenuador de impacto frontal cónico.

En algunos casos y con la intención de mejorar su desempeño, los atenuadores cónicos pueden estar compuestos de diferentes espesores a lo largo de la estructura para mejorar el tiempo de atenuación de impacto. Además, patrones estampados o cortados a lo largo de la misma ayudan a controlar la deformación y disminuir el valor de los picos de aceleración (Ver Figura 4.19).

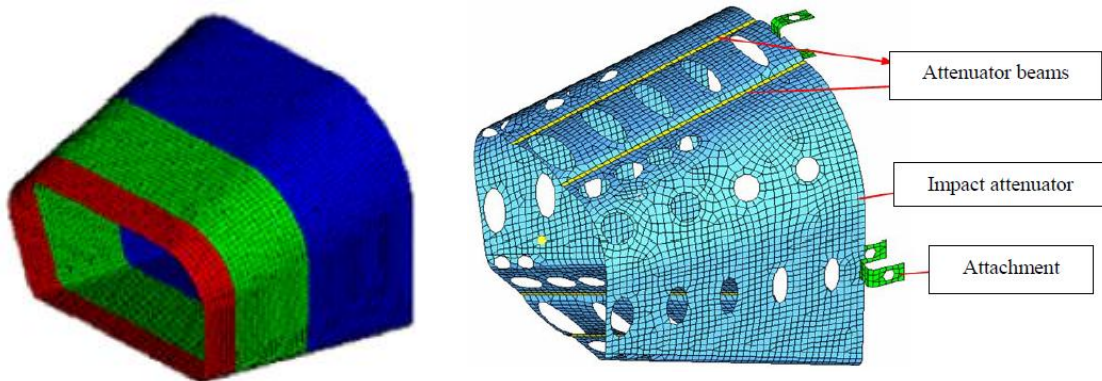


Figura 11.19 A la izquierda, atenuador de impactos cónico compuesto por diferentes espesores [4.7]. A la derecha, atenuador cónico con patrones circulares y elipsoidales cortados a lo largo de su superficie [4.8].

El atenuador diseñado posee dos capas distintas, la más cercana a la superficie de impacto con un menor espesor, esto con la intención de disminuir la desaceleración en el primer instante de contacto; la segunda capa posee un mayor espesor con la intención de absorber una mayor cantidad de energía. Patrones en forma de media elipse evitan generar un pico de aceleración cuando la zona donde el espesor incrementa hace contacto y facilita la deformación de la segunda capa (Ver Figura 4.20).

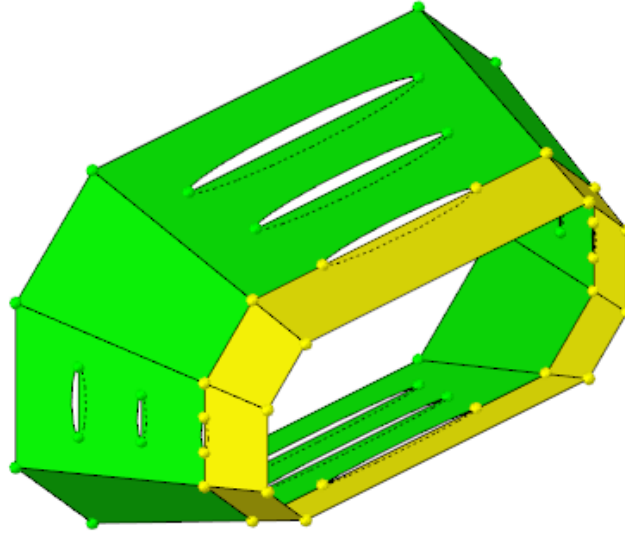


Figura 4.20 Vista Isométrica de la propuesta de atenuador de impacto frontal. La superficie en amarillo posee un menor espesor con respecto a la de color verde.

Ambas capas de la estructura se diseñaron con base en lámina calibre 18, para aumentar el espesor de la segunda capa del atenuador se agregó una segunda lámina calibre 24 (Ver Tabla 4.2).

Tabla 4.2. Características de las capas del atenuador frontal.

Capa	Calibre	Espesor	Color ID
1era	18	1.2141	Amarillo
2nda	18 y 24	1.8213	Verde

En el Anexo 8.6 se presentan figuras correspondientes a la vista superior, frontal, lateral e isométrica del modelo de habitáculo con el atenuador ensamblado.

4.4.2 Preparación de la estructura para simulación

Una vez diseñada la estructura principal y el atenuador, ambos fueron importadas al software Hypermesh 13.0 para la preparación de las simulaciones correspondientes a los casos de impacto mostrados en las secciones 2.4.1, 2.4.2 y 2.4.3.

Para el mallado de la estructura, tomando las recomendaciones mostradas en la Tabla 2.8, se asignaron las características de malla mostradas en la Tabla 4.3

Tabla 4.6 Características de malla para la nueva propuesta de diseño de habitáculo.

Característica	Min/Máx permitido
Tipo de malla	Shell elements mixed (Quads & Trias)
Target element size [mm]	5
Min. Size [mm]	3
Max. Size [mm]	7
Aspect ratio [degrees]	5
Warpage (Max. Warpage angle) [degrees]	15
Max. Interior angle quad [degrees]	140
Min. Interior angle quad [degrees]	45
Max. Interior angle tria [degrees]	30
Min. Interior angle tria [degrees]	120
Jacobian	0.7
% of trias [%]	1

Para el modelado de material, se tomó en cuenta el mismo tipo de acero mostrado en la sección 2.2.3. y el modelo elasto-plástico Johnson-Cook, descrito en la sección 2.4.6. (Ver Tabla 4.5)

Tabla 7.5 Propiedades para el acero A-36 bajo un modelo Johnson-Cook

Propiedad	Magnitud
Densidad [t/mm ³]	7.87 x 10 ⁻⁹
Módulo de Young [MPa]	205000
Módulo de Poisson	0.33
Esfuerzo de cedencia [MPa]	400
Esfuerzo último [MPa]	600
Deformación en esfuerzo último	0.2
Porcentaje de deformación hasta la ruptura $\epsilon_p^{\text{máx}}$	0.33

Con la intención de ahorrar tiempo de cómputo, un modelo independiente del atenuador fue preparado para verificar su desempeño, antes de ser ensamblado en la estructura principal. Para considerar los efectos inerciales del habitáculo, el chasis y pasajeros, un nodo de masa fue integrado en la simulación en la coordenada correspondiente al centro de gravedad de los elementos anteriormente mencionados (Ver Tabla 4.6)

Tabla 4.6. Posición del nodo de masa que concentra al habitáculo, chasis y pasajeros en la simulación del atenuador frontal. Dicho nodo fue conectado a la estructura por elementos rígidos de una dimensión (Ver Figura 4.21)

Característica	Magnitud
Ubicación en eje X [mm]	0.0
Ubicación en eje Y [mm]	1035
Ubicación en eje Z [mm]	0
Masa [kg]	300

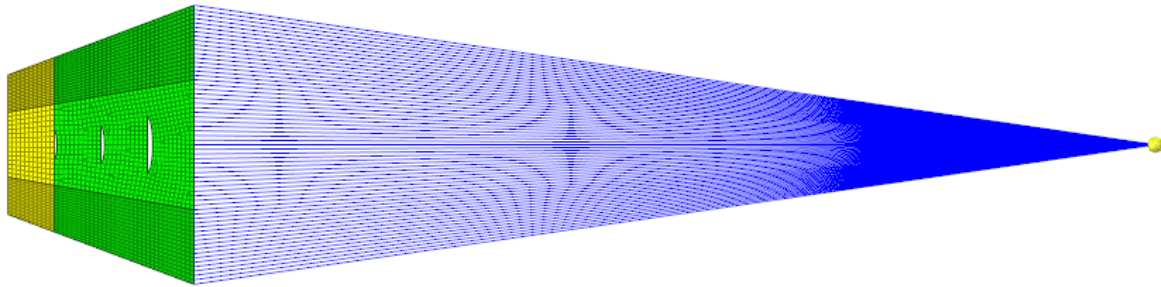


Figura 4.21 Modelo mallado del atenuador frontal y su conexión por elementos rígidos de una dimensión (Azul) al nodo de masa.

Respecto al modelo del habitáculo, para integrar el atenuador, un par de elementos estructurales fueron colocados en el frente del vehículo para transmitir cargas y como puntos de unión. Un muro de no interferencia fue colocado con la intención de prevenir que elementos del atenuador ingresaran a la zona de los ocupantes (Ver Figura 4.22). Por último, para considerar los efectos inerciales del chasis y los ocupantes, un nodo de masa fue integrado a la simulación (Ver Tabla 4.7).

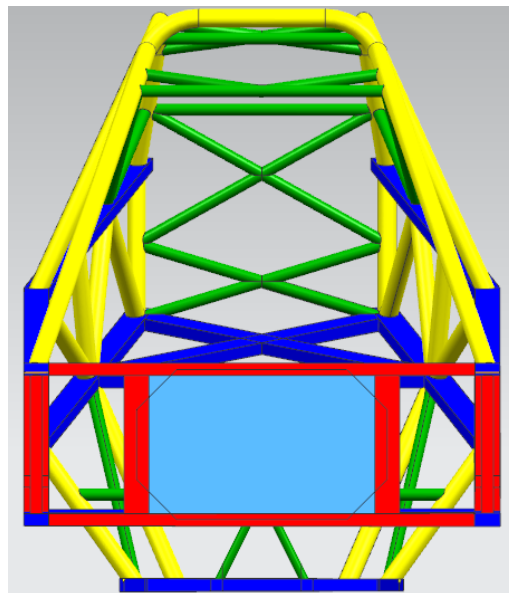


Figura 4.22 Vista frontal con los miembros estructurales incorporados al habitáculo y el muro de no interferencia (Color cian) para la incorporación del atenuador frontal.

Tabla 4.7. Posición del nodo de masa que concentra al chasis y pasajeros en la simulación del habitáculo con atenuador frontal. Dicho nodo fue conectado a la estructura por elementos rígidos de una dimensión (Ver Figura 4.23)

Característica	Magnitud
Ubicación en eje X [mm]	0.0
Ubicación en eje Y [mm]	209
Ubicación en eje Z [mm]	267
Masa [kg]	220

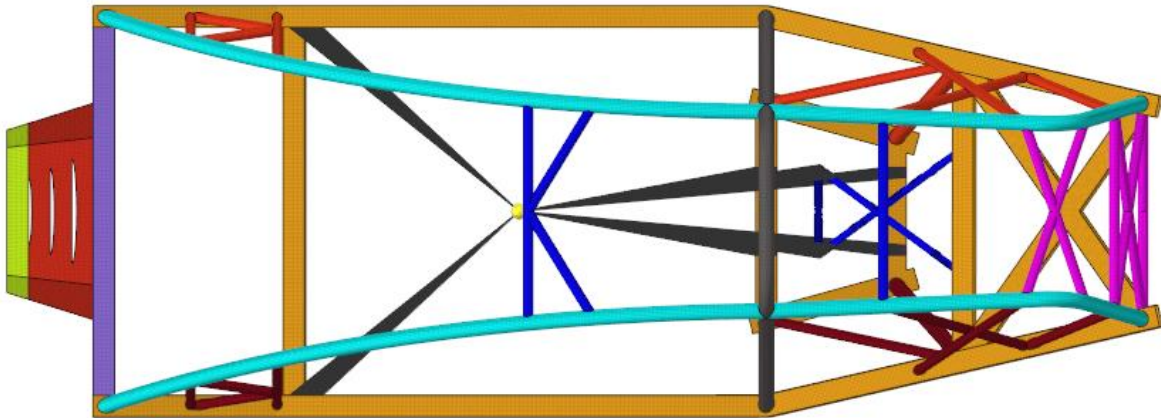


Figura 4.23 Vista superior del habitáculo con atenuador incorporado, su respectivo nodo de masa fue conectado a la estructura por elementos 1-D (En negro) a los puntos de unión entre chasis y habitáculo.

4.5 Resultados análisis del habitáculo

4.5.1 Resultados atenuador de impacto frontal

La dirección de impacto del atenuador coincide con el eje longitudinal del vehículo, correspondiente al eje Y en el modelo. Únicamente la fuerza en este eje es considerable. Del gráfico de fuerza se aprecia que el modelo hace contacto con el muro rígido a los 1.22 [ms] de simulación. El pico máximo de fuerza se presenta a los 17.69 [ms] registrándose una fuerza de 100290 [N], lo que corresponde a una desaceleración de 34.07 [g] (Ver Figura 4.24 y Figura 4.25).

Del gráfico de velocidad podemos apreciar que el modelo se estabiliza y comienza a rebotar hasta los 47 [ms] de simulación. Para ese tiempo, en el muro rígido deja de registrarse contacto alguno (Ver Figura 4.26).

El valor máximo presentado en este modelo es menor al presentado por el espacio de diseño en la sección 2.5.1. Por lo tanto, se decidió montar el atenuador en el habitáculo para una simulación completa.

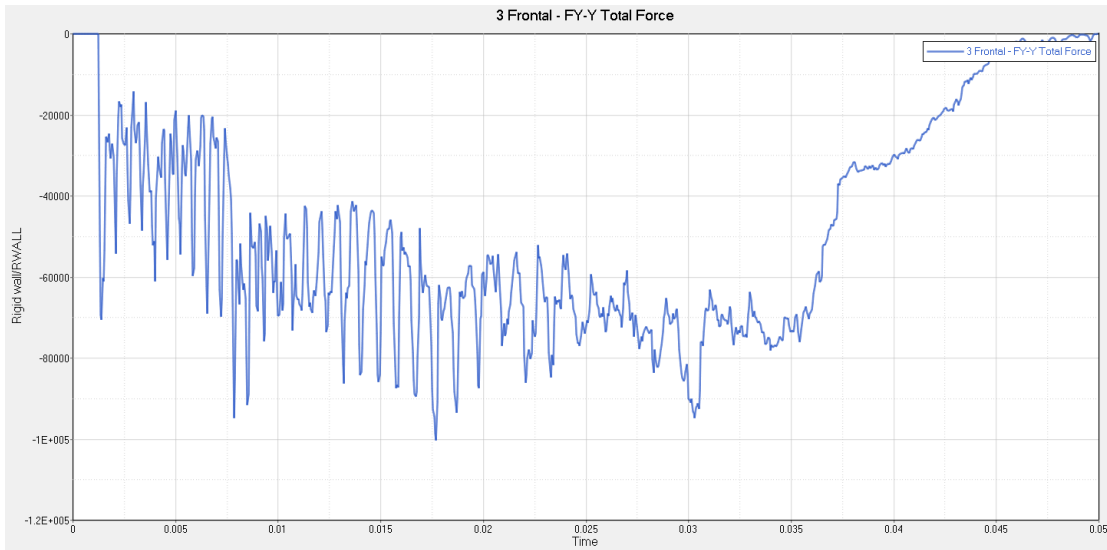


Figura 4.24 Gráfico de fuerza de la simulación de impacto frontal del modelo del atenuador. El pico máximo de fuerza es de 100290 [N].

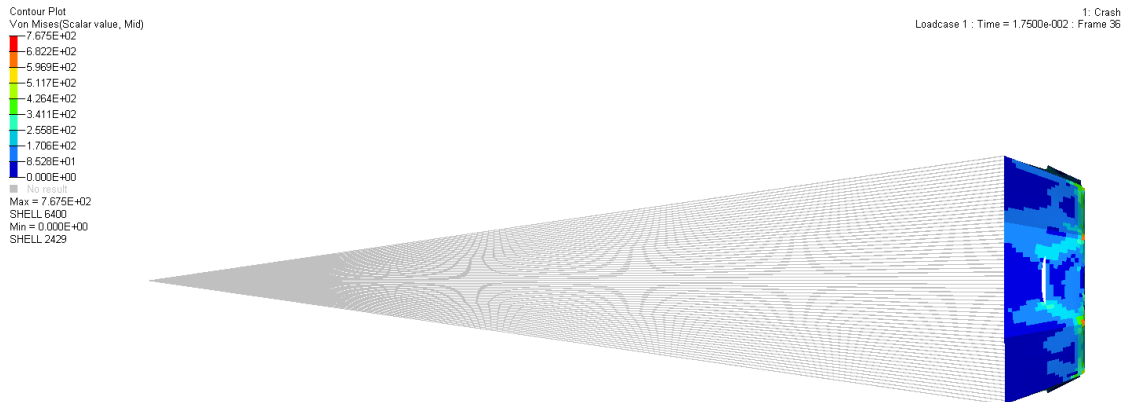


Figura 4.25 Vista Lateral de la simulación de impacto frontal del atenuador. La vista fue tomada en el momento donde se presenta el valor más alto de fuerza en el muro rígido.

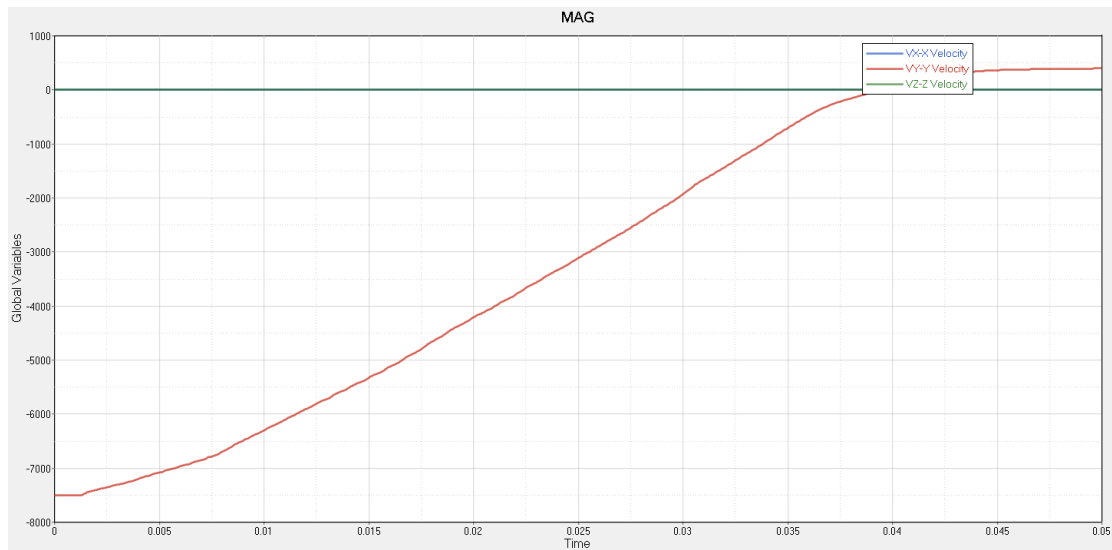


Figura 4.26. Gráfico de velocidad de la simulación de impacto frontal del atenuador.

4.5.2 Resultados Full width frontal impact

En esta simulación el eje longitudinal del vehículo coincide con el eje Y del modelo. Del gráfico de fuerza podemos observar que el primer contacto del modelo con el muro rígido y el habitáculo ocurre a los 0.6 [ms]. El pico máximo de fuerza se presenta a los 8.7 [ms], con un valor de 90238 [N]. Este valor de fuerza corresponde a una aceleración de 32.50 [g] (Ver Figura 4.27 y Figura 4.28).

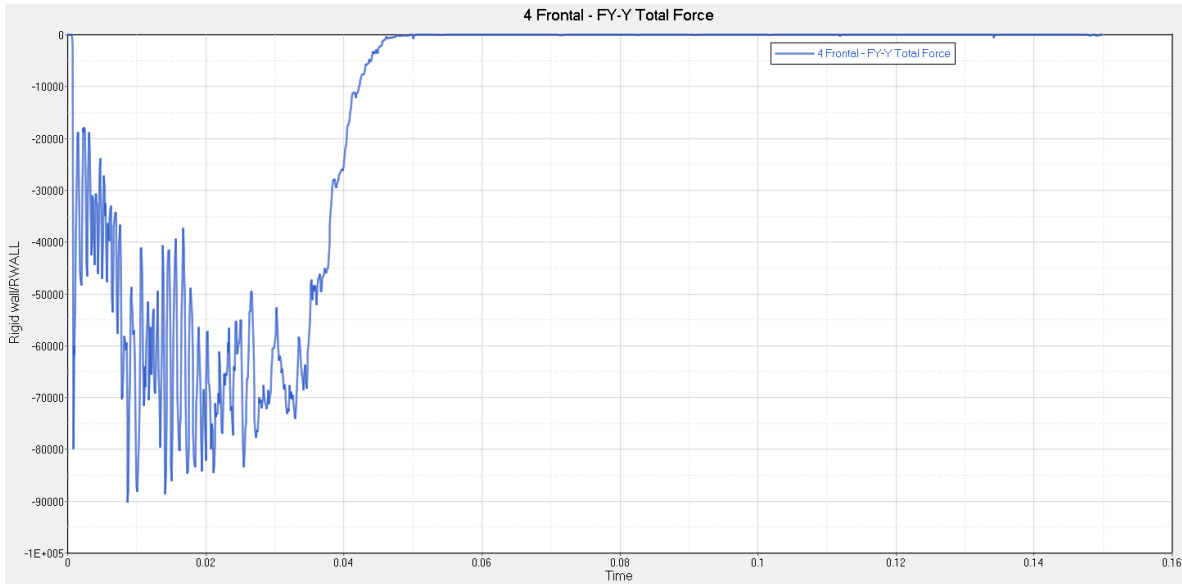


Figura 4.27 Gráfico de fuerza de la simulación de FWFI del modelo de habitáculo con atenuador.

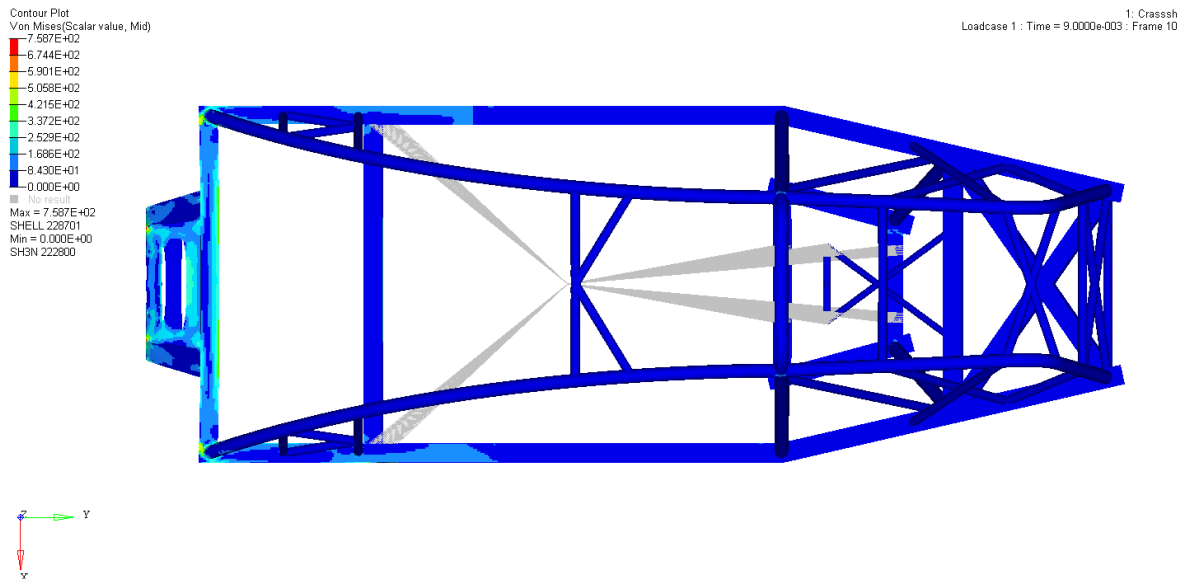


Figura 4.28. Vista superior del modelo de habitáculo y atenuador en el máximo valor de fuerza registrado en la simulación.

Del gráfico de velocidad podemos apreciar que a los 49[ms] el modelo estabiliza su velocidad y deja de tener contacto con el muro rígido (Ver Figura 4.29).

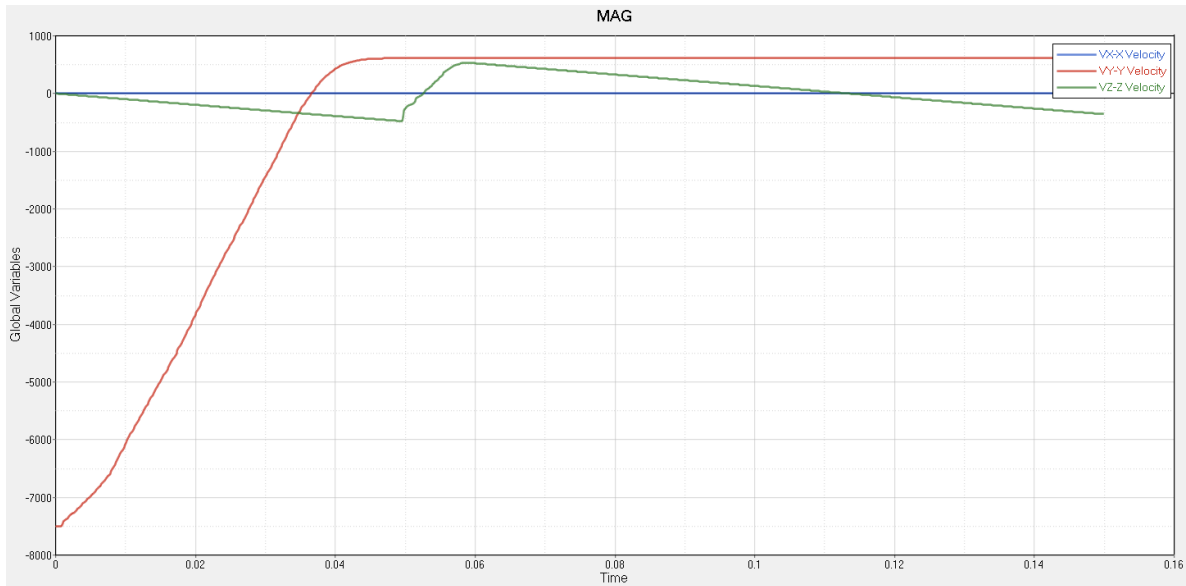


Figura 4.29 Gráfico de velocidad del FWFI de habitáculo con atenuador.

Además, a lo largo de la simulación se registró la distancia entre un nodo colocado en el muro rígido y uno de los nodos de los puntos de unión entre atenuador y el habitáculo. Cuantificar esta distancia nos permite identificar hasta qué punto el atenuador se deforma, amortiguando el impacto del modelo (Ver Figura 4.30).

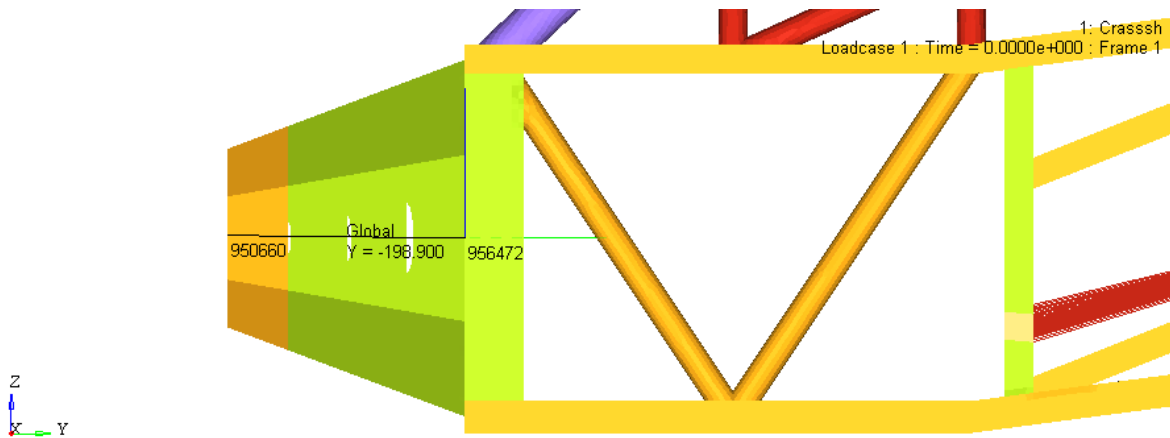


Figura 4.30 Acercamiento a la zona donde se realizó la medida de distancia entre un nodo del muro rígido y otro, ubicado en un punto de unión entre habitáculo y atenuador. En negro la línea que une a ambos nodos.

Del gráfico generado al medir a lo largo de la simulación esta distancia, podemos apreciar que esta distancia inicialmente es de 198 [mm] y durante la simulación llega hasta un mínimo de 57[mm]. Por lo tanto, el atenuador se deforma hasta un 71.5% para amortiguar el impacto (Figura 4.31).

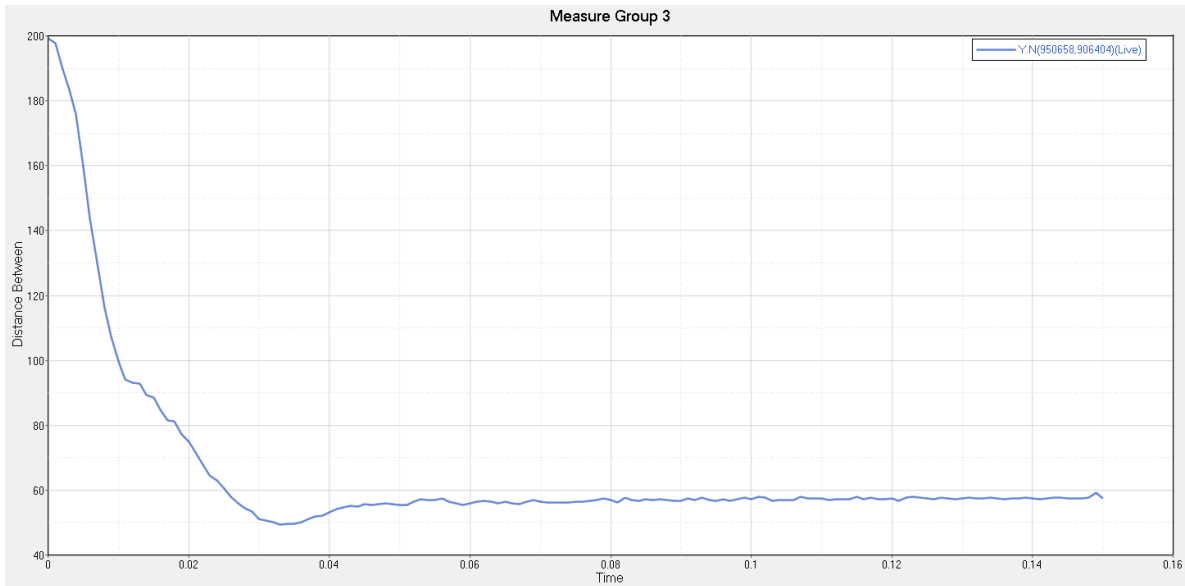


Figura 4.31 Gráfico generado del registro de la distancia entre un nodo ubicado en el muro rígido y otro ubicado en un punto de unión del habitáculo y atenuador.

En el Anexo 8.7 se presentan figuras correspondientes a la simulación.

4.5.3 Resultados Side Barrier impact

Para la simulación del caso de SBI, el eje longitudinal del vehículo coincide con el eje Y del modelo, mientras que el eje lateral coincide con el eje X. Del gráfico de fuerza se logra apreciar que el contacto del modelo con el muro ocurre en el 1[ms] de simulación. Casi inmediatamente después, a los 1.3[ms] se presenta el pico máximo de fuerza con un valor de 613620 [N], lo que corresponde a una aceleración de 223.4 [g] (Ver Figura 4.32).

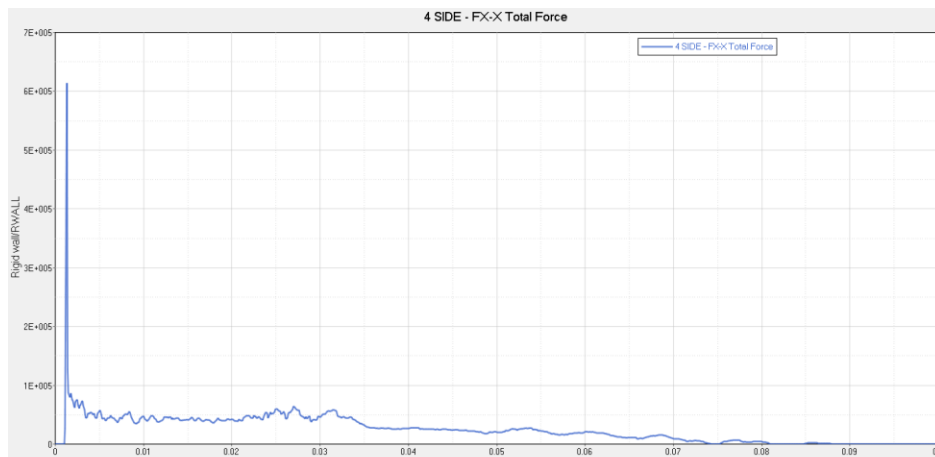


Figura 4.32 Gráfico de fuerza del Side Barrier Impact en la nueva propuesta de diseño con atenuador.

Del gráfico de velocidad podemos observar que esta se estabiliza a los 87.5[ms] de simulación, momento en que el modelo deja de registrar contacto con el muro rígido (Ver Figura 4.34).

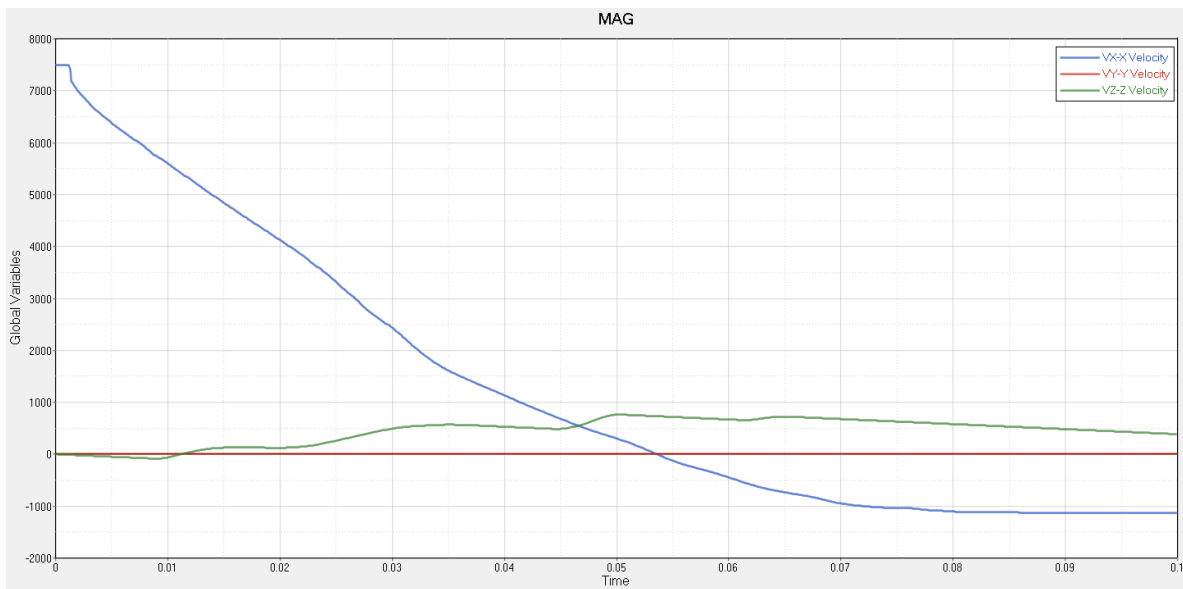


Figura 4.33 Gráfico de velocidad de la simulación de Side Barrier Impact del habitáculo con atenuador.

A lo largo de la simulación se registró la distancia entre dos nodos (Uno de cada lado) colocados en el punto de unión del marco de la puerta con el roll-bar. Esto para cuantificar la distancia mínima que tendrían los ocupantes en este caso de impacto (Ver Figura 4.35).

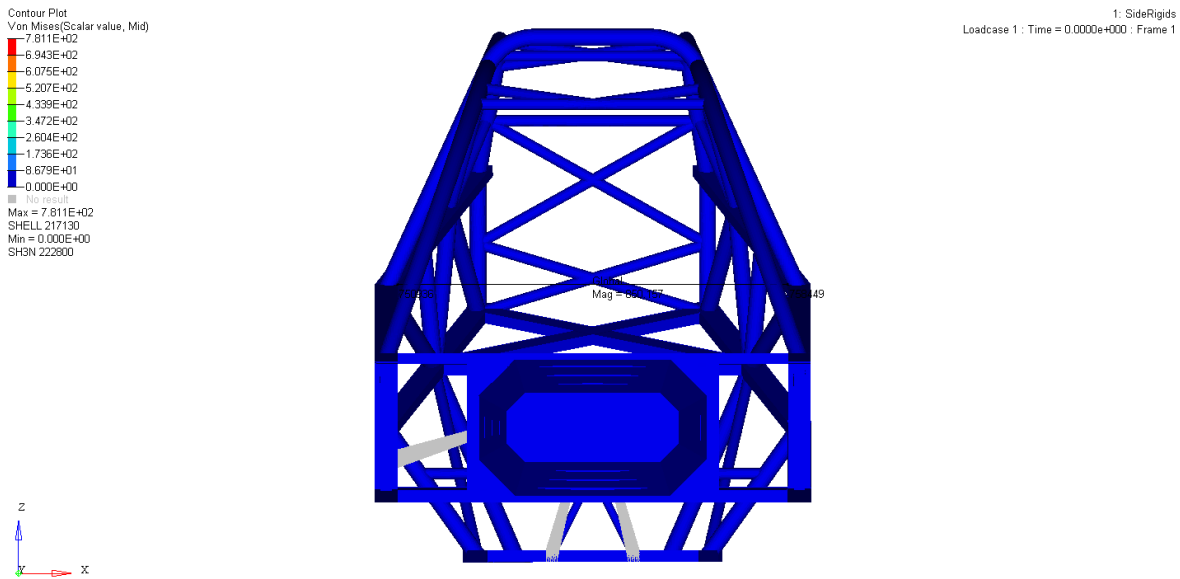


Figura 4.34 Vista frontal que muestra la distancia registrada a lo largo de la simulación entre nodos ubicados en cada extremo del roll-bar.

De la curva generada del registro de esta distancia se puede apreciar que el modelo posee un total de 850[mm] de extremo a extremo. Al impactar contra un muro rígido de forma lateral, esta distancia disminuye hasta 625 [mm] (Ver Figura 4.36).

En el Anexo 8.8 se presentan figuras correspondientes a la simulación.

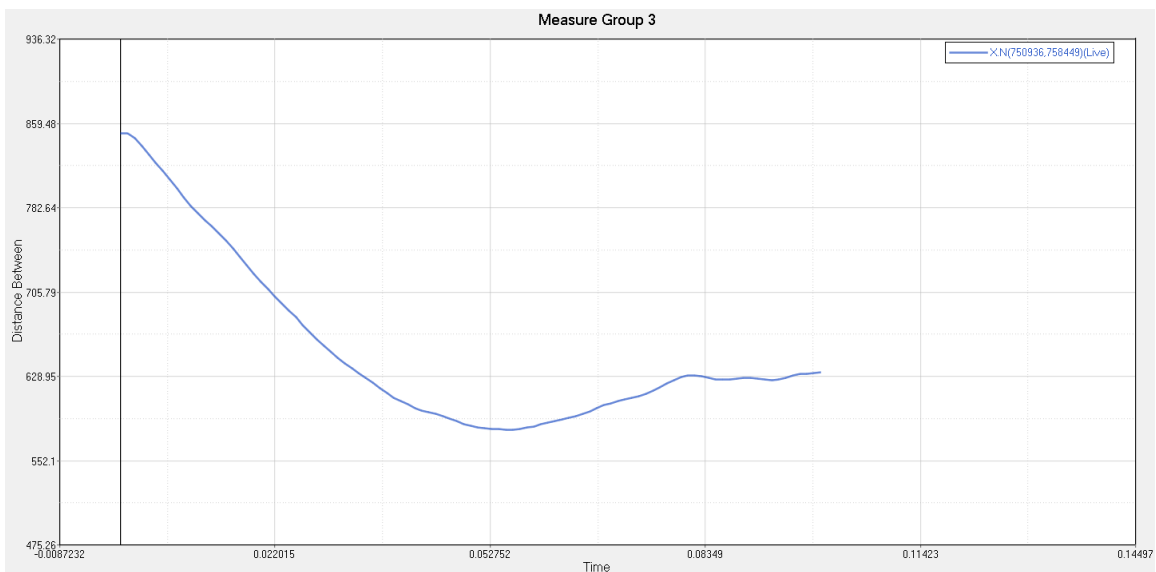


Figura 4.35 Curva generada del registro de la distancia entre cada extremo del roll-bar en la simulación de SBI.

4.5.4 Resultados Oblique Pole Side Impact

Para esta simulación, los ejes del vehículo coinciden de la misma forma que en la sección anterior. Del gráfico de fuerza se puede apreciar que el contacto entre el muro rígido y el modelo del vehículo ocurre a los 6.22 [ms]. Casi inmediatamente después, a los 6.69 [ms] se presenta el pico máximo de fuerza con un valor de 80969[N] en el eje longitudinal y -1489[N] en el eje lateral, el cual corresponde a una componente de 80982.69 y un valor de aceleración de 29.48[N] (Ver Figura 4.37 y Figura 4.38).

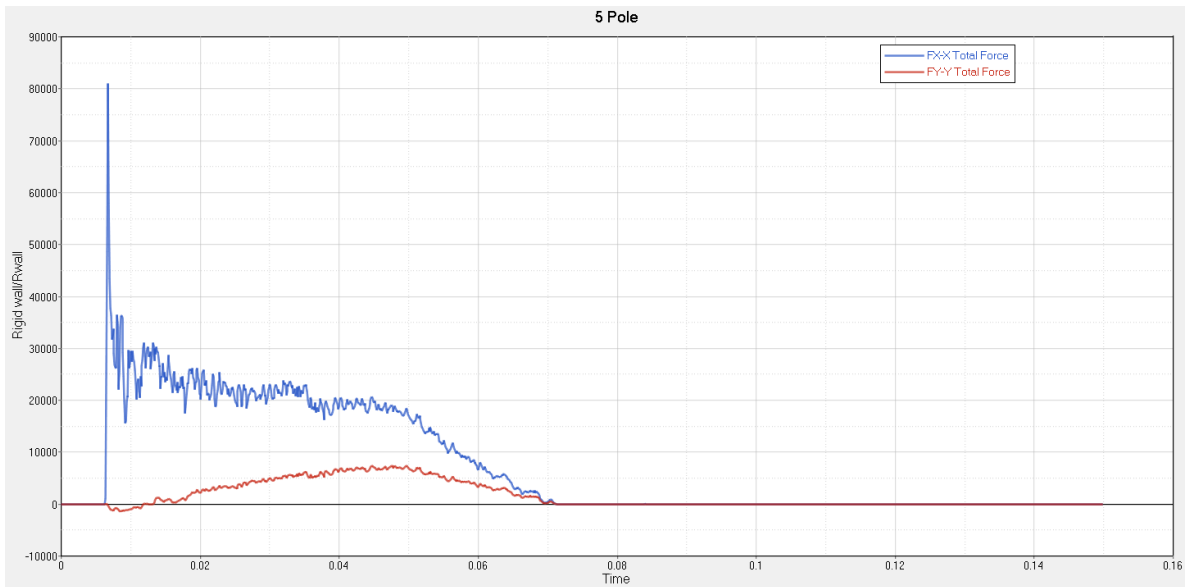


Figura 4.36 Gráfico de fuerza del OPSI para el modelo de habitáculo con atenuador

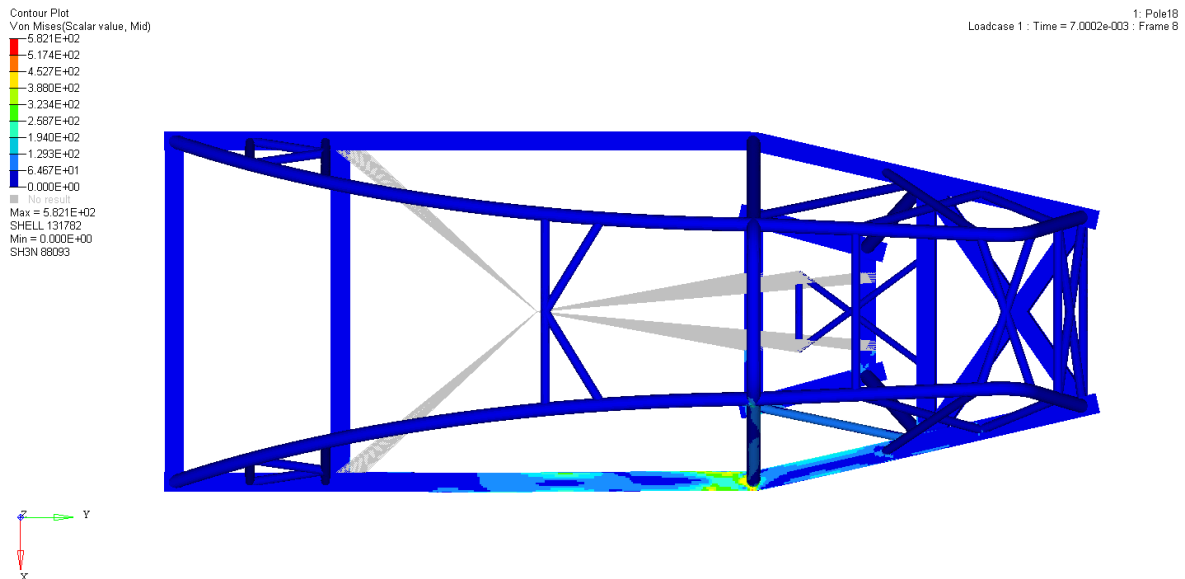


Figura 4.37 Vista superior de la simulación de OPSI en el instante en que se registra el valor máximo de fuerza.

Del gráfico de velocidad podemos apreciar que esta se estabiliza a los 67[ms] de simulación, momento en que el modelo comienza a rebotar del poste rígido. En esta simulación, a

diferencia de las anteriores, el modelo después de impactar comienza a rotar. Este fenómeno se produce debido a la geometría del poste rígido, lo que permite un cambio de velocidad en otra dirección (Ver Figura 4.39).

En el Anexo 8.8 se presentan figuras correspondientes a la simulación.

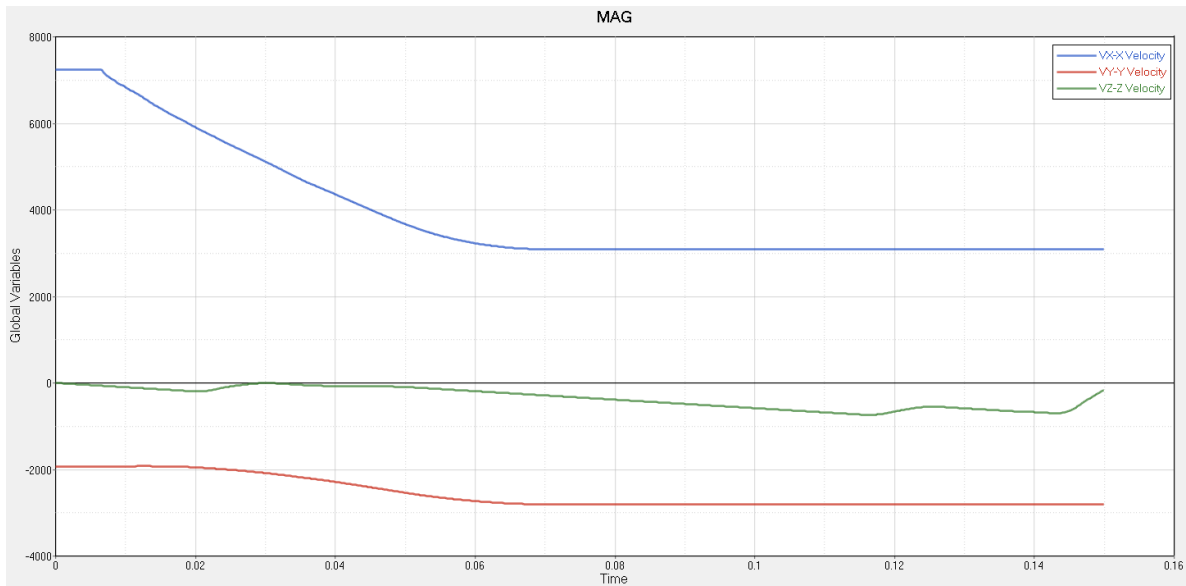


Figura 4.38 Gráfico de velocidad del modelo de habitáculo con atenuador para el caso de Oblique pole side impact.

Capítulo V

5.1 Discusión de resultados del modelo de chasis.

El hecho de contar con una estructura de chasis proporciona un elemento sencillo el cual se puede aislar completamente del resto del vehículo para poder analizarlo por separado. Debido a que las zonas de unión del chasis con el habitáculo y con los elementos de la suspensión del vehículo son las mismas, esta configuración permite integrar los componentes del vehículo fácilmente, así como definir zonas de carga y espacios de no diseño, lo cual fue muy útil en este caso de estudio.

La determinación de las cargas a las que se debía someter el chasis se hizo utilizando factores de aceleración, los cuales son utilizados por varios fabricantes y permiten tener de forma rápida y sencilla una aproximación al comportamiento del vehículo en el camino. Es importante señalar que los factores empleados en este caso de estudio, si bien deben aplicarse al modelo de chasis debido a que operará en un entorno urbano, están determinados a utilizarse en el diseño de automóviles y otros vehículos motorizados de alta velocidad. Por lo tanto, los valores de fuerza utilizados están exagerados respecto a las condiciones de operación reales del vehículo que ocupa esta tesis. Esto brinda un margen de seguridad para los casos que cumple el modelo de chasis.

Para realizar una optimización topológica es necesario contar con un espacio de diseño amplio y bien definido. En el caso del chasis, después de realizar los análisis iniciales se aumentó el espacio de diseño, lo cual mejoró el resultado de la optimización al tener más campo de acción y espacio para distribuir los esfuerzos y por ende generar una topología más eficiente. Por otro lado, definir áreas de no diseño es importante para no quitarle funcionalidad al vehículo. Tras realizar la optimización y construir la nueva propuesta, se observó que, pese al aumento de espacio de diseño previo, la masa se redujo aun considerablemente al reducir de 38.292 [kg] a 19.478 [kg], indicando una reducción del 50.86%.

Tras analizar los resultados de casos de carga en el chasis optimizado y compararlos con los resultados del modelo inicial, se observó que la rigidez del vehículo aumentó, mientras que la distribución de esfuerzos es más homogénea en todo el modelo, a diferencia de la geometría inicial donde en la mayoría de las uniones existía una concentración de esfuerzos.

Sin embargo, en la nueva propuesta de diseño, concretamente en los casos de frenada y paso sobre un bache surgen concentraciones elevadas de esfuerzo que exceden el valor de esfuerzo de cedencia del material empleado.

Estas concentraciones de esfuerzo ocurren zonas cercanas a las uniones del subchasis con los elementos de la suspensión del vehículo. Al ser concentraciones muy pequeñas producidas en elementos puntuales del modelo, se consideran como singularidades de esfuerzo inherentes al software por la geometría y el mallado realizado, por lo cual no representan una falla del modelo [5.1].

Este trabajo logró generar una propuesta de diseño de chasis para un vehículo urbano, la cual surgió utilizando optimización topológica en una geometría inicial que logró reducir su masa en poco más de 50%. Si bien existen zonas que requieren un nivel más de detalle en su diseño, los análisis confirman que esta nueva estructura soporta las condiciones de operación de cualquier vehículo urbano, además de que el uso de dimensiones y perfiles de acero comerciales aseguran su manufacturabilidad.

5.2 Discusión de resultados habitáculo

En cuanto al habitáculo, para el caso de Full width frontal impact, los análisis muestran una mejora en el tiempo de amortiguación, valor máximo de fuerza presentado en el muro rígido y valor máximo de aceleración. Debido a que para este impacto la nueva propuesta de diseño cuenta con un atenuador, los desplazamientos de la estructura nunca invaden el espacio vital de los ocupantes.

Una simulación de este caso de estudio, con el modelo del habitáculo sin contar con el atenuador de impactos, ayudó a identificar la importancia del desarrollo de este dispositivo. Bajo la ausencia de este, el tiempo de amortiguación disminuye un 24.8% y el valor de máximo de aceleración aumenta un (Ver Figura 5.1, Figura 5.2 y Tabla 5.1).

Tabla 5.1 Resultados de las simulaciones de FWHI para los diferentes modelos analizados en el presente trabajo.

Modelo de estudio	Tiempo de amortiguación [ms]	Valor máximo de fuerza [N]	Valor máximo de aceleración [g]
Espacio de diseño	16.78	101330	36.88
Nueva propuesta sin atenuador	36.4	360240	131.14
Nueva propuesta con atenuador	48.4	90238	32.5
Porcentaje de mejora de la nueva propuesta con atenuador, respecto al espacio de diseño.	-188.43%	+10.94%	

Para el caso de Side barrier impact podemos observar que el tiempo de amortiguación disminuyó con respecto a la simulación del espacio de diseño. Sin embargo, el valor máximo

de fuerza presentada aumento drásticamente. Esto sucede debido a que la estructura presenta bastante rigidez ante un impacto lateral.

El dummy ES-2RE, diseñado especialmente para pruebas de impacto lateral, cuenta con un ancho de hombros de 470[mm] (Ver Figura 8.2). Comparados con los 625[mm] que la estructura proporciona de espacio vital, estos resultan benéficos y considerables.

El valor máximo de fuerza presentado en el impacto lateral ocurre casi en el mismo instante que el contacto con el muro rígido y dura 1 [ms]. Este comportamiento es similar al que presenta la estructura al impactarse de forma frontal sin contar con un atenuador de impactos. Por lo tanto, un atenuador de impacto lateral ayudaría a disminuir el valor máximo de fuerza, conservando las buenas propiedades en deformación del habitáculo. Un resumen general de los resultados obtenidos se presenta en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2 Resultados de las simulaciones de SBI para los diferentes modelos analizados en el presente trabajo.

Modelo	Tiempo de amortiguación [ms]	Valor máximo de fuerza [N]	Valor máximo de aceleración [g]
Espacio de diseño	40	65495	22.25
Nueva propuesta con atenuador	86.5	613620	223.4
Porcentaje de mejora respecto al espacio de diseño	-116.25%	-836.89%	

En el caso de Oblique pole side impact, se aumentó el tiempo de amortiguación en un 10.3% y se disminuyó el valor máximo de fuerza un 51%, comparado con los resultados de simular el espacio de diseño (Ver Tabla 5.3).

Tabla 5.4 Resultados de las simulaciones de OPSI para los diferentes modelos analizados en el presente trabajo.

Modelo	Tiempo de amortiguación [ms]	Valor máximo de fuerza [N]	Valor máximo de aceleración [g]
Espacio de diseño	55.1	165531.33	60.26
Nueva propuesta con atenuador	60.78	80982.69	29.48
Porcentaje de mejora respecto al espacio de diseño	-10.3%	+51.07%	

Para finalizar, a lo largo del desarrollo de la nueva propuesta de diseño de habitáculo, la masa no fue una especificación a considerar. Sin embargo, una vez terminada la propuesta, se obtuvo una estructura de 63.8[kg], con lo cual se supera por solo 3.8[kg] al espacio de diseño de habitáculo analizado a lo largo del capítulo II.

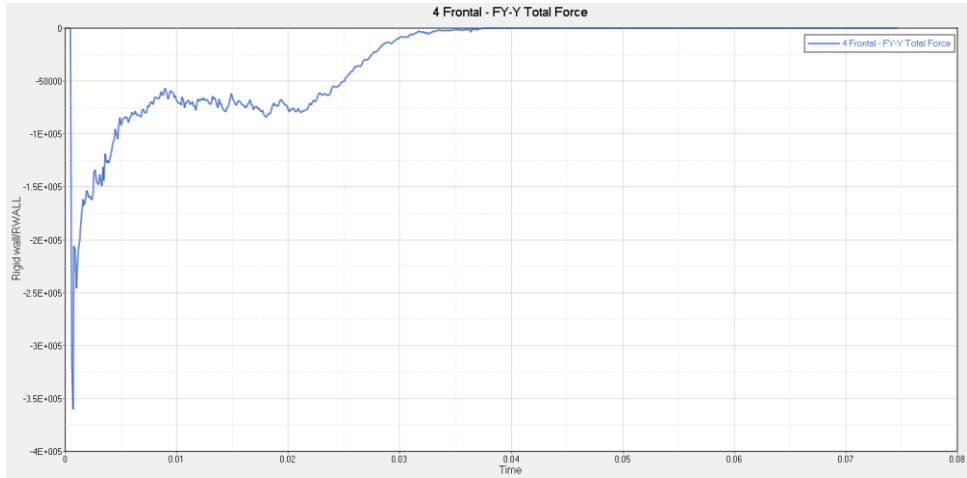


Figura 5.1 Gráfico de fuerza sobre el eje longitudinal del vehículo en un FWFI de la nueva propuesta de diseño sin atenuador.

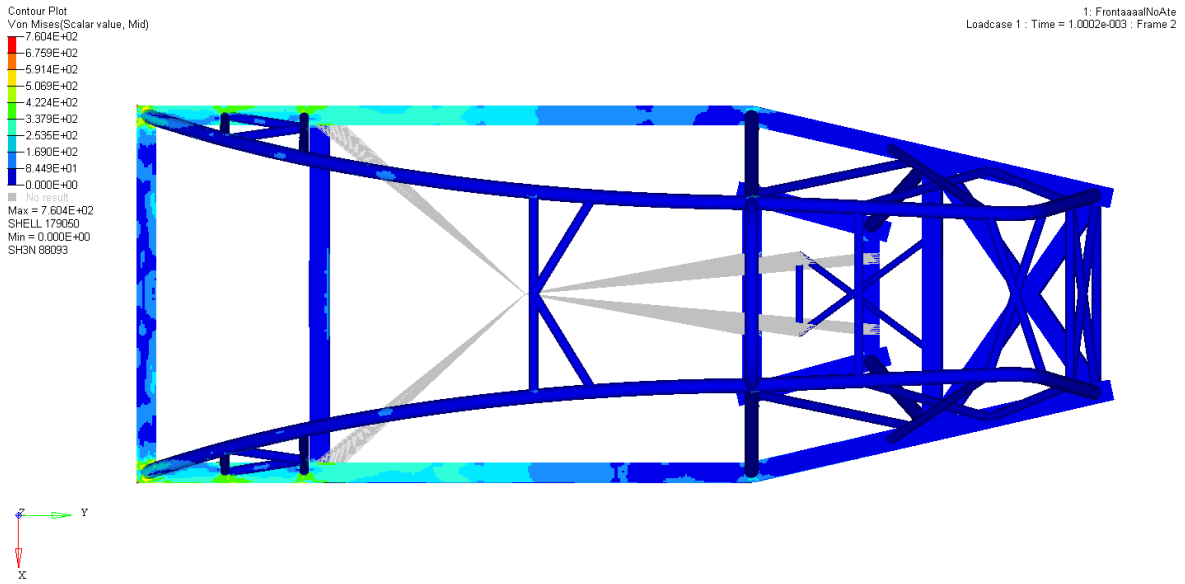


Figura 5.2 Vista superior del FWFI de la nueva propuesta de diseño sin atenuador. Captura obtenida en el instante en que se presenta el valor máximo de fuerza.



Figura 5.3 Dummy ES-2RE, utilizado en pruebas de Side barrier impact. Su antropometría corresponde a un percentil 50 [5.2]

5.3 Conclusiones

En el presente trabajo se generó un nuevo concepto de chasis y habitáculo para vehículo urbano, llevando a cabo la metodología propuesta en la sección 1.6.

El uso del método de elementos finitos resulta una herramienta esencial dentro de la metodología planteada, ya que permitió realizar los correspondientes análisis estructurales estáticos lineales, de impacto y la optimización estructural.

En el caso específico del chasis diseñado, como resultado se obtuvo una nueva propuesta con una reducción del 50% de la masa planteada inicialmente y que atiende correctamente las necesidades que un vehículo tiene que atender bajo operación: Soportar carga estacionaria, tomar una curva, frenar y pasar por un bache o tope que se presente en el camino.

En cuanto al desarrollo del habitáculo, diseñar una estructura dedicada a la absorción de energía implica el control de una gran cantidad de variables, como lo son: tiempo de amortiguación, deformación y aceleración.

La estructura diseñada en el presente trabajo logra alcanzar buenas prestaciones en cuanto a seguridad, cuestión que difícilmente los vehículos compactos urbanos logran alcanzar. Basta con consultar curvas de tolerancia de aceleración en humanos (curvas de Eiband) para notar que las aceleraciones máximas durante los tiempos de amortiguación presentados aún resultan seguras (Ver Figuras 5.4 y 5.5).

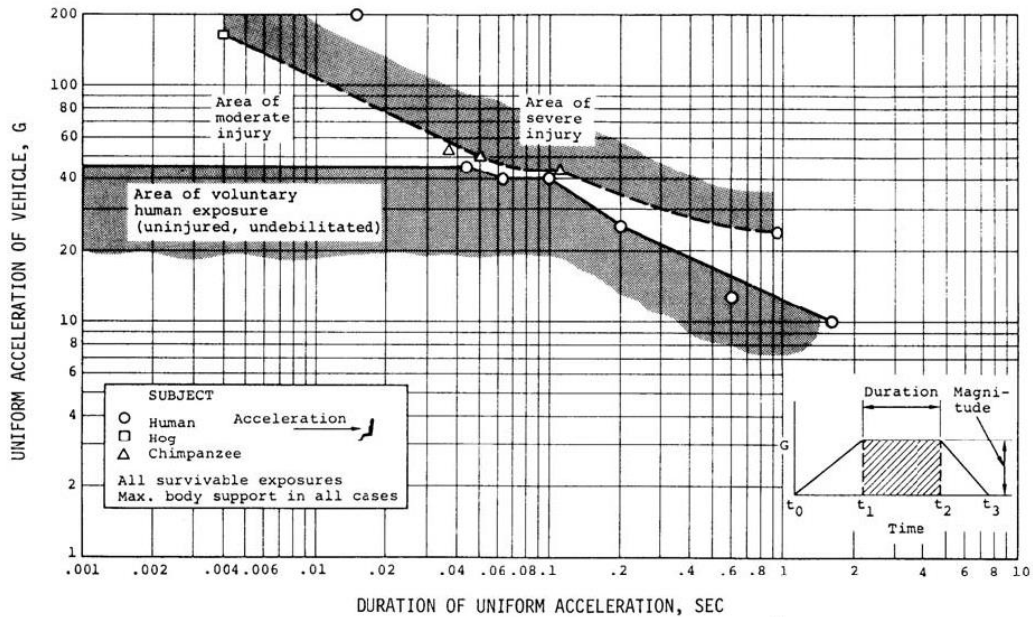


Figura 5.4 Curva de Eiband para aceleración frontal. La nueva propuesta de diseño presenta un valor máximo de 32.5 G en 50[ms] de amortiguación para el caso FWFI, mientras que el máximo permitido en este mismo tiempo es de 40 G [5.3].

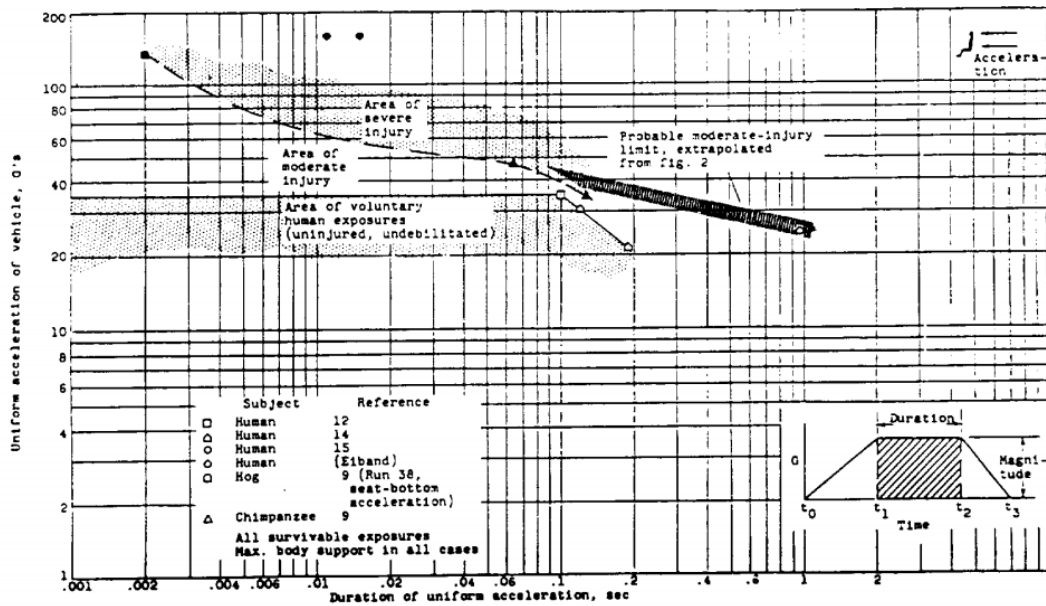


Figura 5.5 Curva de Eiband para aceleración lateral. La nueva propuesta de diseño presenta un máximo de 223.4 G durante 1 [ms] para el SBI y 29.5 G en un tiempo total de amortiguación de 60.7 [ms] para el OPSI. Ambos casos aún se mantienen seguros, aunque el de SBI muy cerca de la zona de lesiones severas [5.4].

Los resultados presentados a lo largo del trabajo fueron obtenidos a partir de consideraciones críticas, por lo cual, en condiciones de operación se espera tener un desempeño aún mejor. El uso de factores de aceleración para el diseño de automóviles, en el caso del chasis, implica un mayor margen de rigidez al necesario. En el caso del habitáculo, al modelar los impactos contra muros rígidos, implica que el habitáculo es la única estructura que puede absorber energía a lo largo de la simulación, cuando en condiciones de prueba y en accidentes reales, los vehículos se impactan contra objetos que también absorben energía.

El diseño generado también atiende cuestiones de viabilidad en cuanto a manufactura, debido a que está construido a partir de elementos estructurales comerciales. La elección en cuanto a material también facilita la manufactura por medio de procesos de soldadura como podrían ser metal inert gas (MIG) o tungsten inert gas (TIG). De esta forma, este trabajo no solo enriquece el estado del arte en el desarrollo de este tipo de vehículos, sino que facilita la construcción de un prototipo para el desarrollo de más conocimiento.

De todo lo anteriormente presentado, se concluye que la metodología utilizada en el presente trabajo logra cumplir el objetivo de generar una propuesta de diseño de chasis y habitáculo que cumple con los requerimientos de operación cotidianos y brinda seguridad a los ocupantes en caso de impacto.

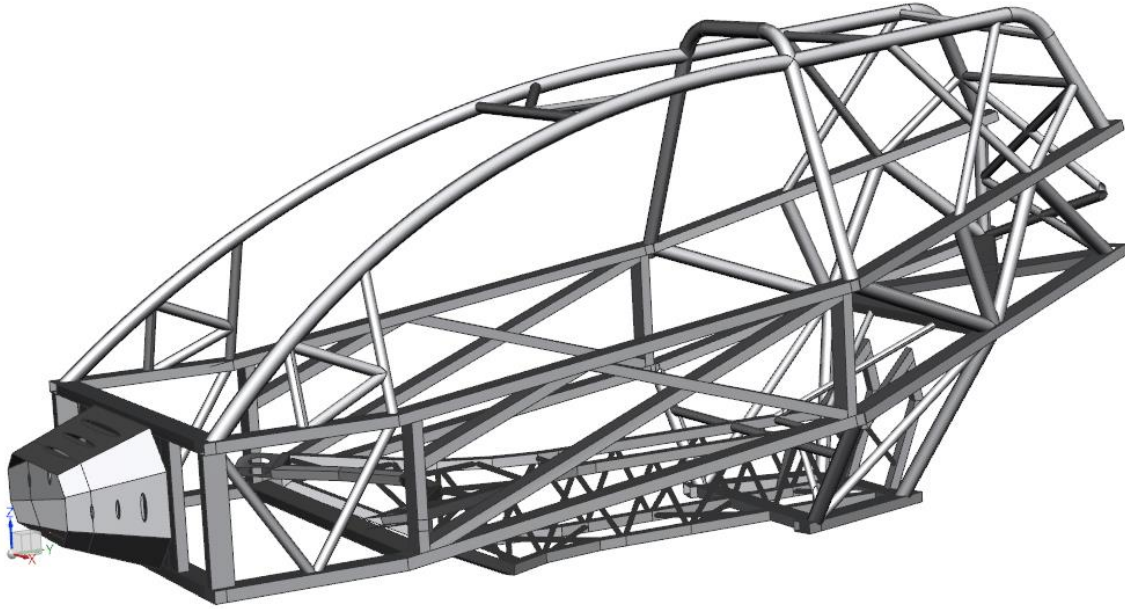


Figura 5.4 Nueva propuesta de diseño de chasis y habitáculos integrados.

Capítulo VI

6.1 Trabajo a futuro

Como propuesta de trabajo a futuro al presente trabajo se enuncian los siguientes puntos:

- Desarrollar un atenuador de impacto lateral para disminuir el valor de aceleración presentado al momento del contacto para el caso de estudio de Side barrier impact.
- Estudio de las zonas de diseño del chasis con suspensión, para eliminar las singularidades de esfuerzos presentados en la zona y, de ser necesario, rediseñar.
- Implementar una mayor cantidad de sistemas de seguridad, como lo son cinturones de seguridad y bolsas de aire, para mejorar la seguridad del vehículo.
- Desarrollo de todos los sistemas del vehículo, a partir de la geometría propuesta de chasis y habitáculo.

Capítulo VII. Referencias

- [1.1] CAF-Banco de desarrollo de América Latina. Noviembre, 2013. “Qué es movilidad urbana y sus retos en América Latina” Recuperado de:
https://www.youtube.com/watch?time_continue=100&v=bTvCeMgygfs
- [1.2] Instituto Nacional de Estadística y Geografía. “Encuesta Intercensal 2015”. Recuperado de:
<http://cuentame.inegi.org.mx/monografias/informacion/df/poblacion/default.aspx?tema=me&e=09>
- [1.3] Comisión Ambiental Metropolitana. 2001 “Programa para mejorar la calidad del aire de la Zona Metropolitana del Valle de México 2002-2010”
- [1.4] Oscar Martínez Alvaro. 2014. “Accesibilidad, movilidad y transporte sostenible” Fundación de la energía de la comunidad de Madrid.
- [1.5] Organización para la cooperación y el desarrollo económicos. 2015. “Territorial reviews: Valle de México, México”
- [1.6] Guadalupe Lugo. (marzo,2018). “El problema de movilidad afecta la calidad de vida, economía y medio ambiente”. Gaceta UNAM, No. 5015, diciembre 2018.
- [1.7] Instituto nacional de estadística y geografía. Diciembre, 2018. “Encuesta origen destino en hogares de la Zona Metropolitana del Valle de México (ZMVM) 2017”.
- [1.8] Departamento de salud pública, medio ambiente y determinantes sociales de la salud de la Organización mundial de la salud. “¿Cuáles son los efectos sobre la salud de la exposición a corto y a largo plazo a la contaminación atmosférica urbana?” Recuperado de:
https://www.who.int/phe/health_topics/outdoorair/databases/health_impacts/es/index2.html
- [1.9] Unidad de prevención de riesgos laborales de la Universidad de Zaragoza. Mayo, 2010. “Movilidad vial y accidentes in itinere”
- [1.10] Instituto de políticas para el transporte y desarrollo. “Transformando la movilidad en México”. 2012.
- [1.11] Vicente Díaz, Susana Sanz. “Reduction of carbon dioxide emissions in the automobile industry” Automobile security institute Carlos III, University of Madrid. 2009.
- [1.12] Real academia española. “Diccionario de la lengua española”. 2017 Recuperado de:
<https://dle.rae.es/?id=4TsdBo>
- [1.13]Torregrossa, Bellegem. “Guideleness for sustainable public procurement-Pedelects”. May 2010. Intelligent energy Europe.
- [1.14] Asociación Española de normalización. “Norma Española UNE-EN-15194”. Abril, 2018.
- [1.15] Deutsche Post DHL Group. “DHL expands green urban delivery with City Hub for cargo bicycles” Enero, 2017. Recuperado de: <https://www.dpdhl.com/en/media-relations/press-releases/2017/dhl-expands-green-urban-delivery-city-hub-cargo-bicycles.html>
- [1.16] Schaeffler group. “Fact Sheet XXL Micromobility Bio-hybrid”. Marzo, 2016.

- [1.17] Gobierno de la Ciudad de Mexico. “Reglamento de tránsito del distrito federal”. Febrero, 2018.
- [1.18] Fischli, Moser. “Entwicklung elektro-muskle kraft hybrid-fahrzeugs”. Berufsschule ZigelBrücke. Marzo, 2016.
- [1.19] GrabCAD. “GrabCad website terms of use” Junio, 2016. Recuperado de: <https://grabcad.com/terms>
- [1.20] Nishiyama, Zagorodnova, Requena. “TRIZ, Teoría de resolución de problemas inventivos” Universidad Tecnológica Regional. 2013.
- [1.21] Espinosa-Bautista, A., Mancilla-Alonso, H., Valerio-López, J., Cruz-Méndez, L. F.. (septiembre 2016). “Análisis prospectivo de una silla multiposturas aplicando el radar de las tendencias de innovación de TRIZ”. Memorias del xxii congreso de la somim, I, 45-53.
- [1.22] CREAX n.v. “Creax Innovation suite 3.1 User Manual”. 2005
- [2.1] Bernd Heißing, Metin Ersoy (Eds.). (2011). Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives. Germany: Vieweg+Teubner.
- [2.2] Goelke Matthias. (2015). Practical aspects of finite element simulation: A study guide. Michigan, USA: Altair University.
- [2.3] Roberto León. (2018). Stress-Strain Characteristics of Steels. Febrero, 2019, de Journal of visualized experiments Sitio web: <https://www.jove.com/science-education/10361>
- [2.4] Build your own race car. “Vehicle safety basics, How-to & design tips” Recuperado de: <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-safety-and-design/>
- [2.5] Global NCAP. “NCAPS” 2018. Recuperado de: <http://www.globalncap.org/ncaps/>
- [2.6] European New Car Assessment Programme “Full width frontal impact testing protocol”. Noviembre, 2015.
- [2.7] European New Car Assessment Programme. “Side impact mobile deformable barrier testing protocol”. Noviembre, 2015.
- [2.8] Safety Wissen. “Full width frontal impact testing protocol”. 2018. Recuperado de: <http://www.safetywissen.com/#/object/B01/B01.0nn734807nojwkneyk4569814j09qp63487295381/safetywissen?prev=%2Frequirement%2F>
- [2.9] Safety Wissen. “Barrier side impact. Euro NCAP 2016-2019”. 2018. Recuperado de: <http://www.safetywissen.com/#/object/B01/B01.971734638ndeetu2ji548482ipb86p63472685282/safetywissen?prev=%2Fsearch%2F>
- [2.10] European New Car Assessment Programme. “Oblique pole side impact testing protocol”. Noviembre, 2015.
- [2.11] Safety Wissen. “Oblique side pole impact. Euro NCAP 2015”. 2018. Recuperado de: <http://www.safetywissen.com/#/object/B01/B01.icu7348074jmjpbf2ms57038bqs3o563487295438/safetywissen?prev=%2Fsearch%2F>

- [2.12] Altair “Hyperworks 2017- RADIOSS User Guide”. 2016.
- [2.13] Altair “Hyperworks 2017- RADIOSS Reference Guide”. 2016.
- [2.14] Altair “Hyperworks 2017- RADIOSS Tutorials and examples”. 2016.
- [2.15] Goelke Matthias. (2018). Introduction to explicit analysis using RADIOSS. Michigan, USA: Altair University.
- [2.16] Dubois Paul. “A review of the state of the art in vehicle modeling for crashworthiness analysis using LSDYNA” 3RD European LS-DYNA conference. Paris, 2001.
- [2.17] Olivares Gerardo “Crashworthiness- Certification by analysis” Joint Advanced materials & structures center of excellence. Marzo, 2016.
- [2.18] M.Jones Robert. “Mechanic of composite materials”. 2nda Edición. Taylor & Francis. 1999.
- [2.19] Society of Automotive Engineers. (2018). Vehicle Dynamics Terminology. United States: SAE Standarts works.
- [3.1] Ulrich Karl T. (2012). Diseño y desarrollo de productos. CDMX: Mc Graw Hill.
- [3.2] Victor Alfonso Vázquez Vázquez. (2014). Diseño conceptual de un sub-chasis automotriz mediante optimización estructural topológica. CDMX: UNAM.
- [3.3] De Weck Oliver, Yong Kim Il. (2004). Design optimization. Febrero,2019, de Massachusetts Institute of Technology Sitio web: http://web.mit.edu/16.810/www/16.810_L8_Optimization.pdf
- [3.4] A W Gebisa. (2017). A case of study in topology optimized design for additive manufacturing. First conference of computational methods in offshore technology, I, 276.
- [3.5] Vahid Shoobeiri. (28 february 2015). The topology optimization design for cracked structures. Engineering analysis with boundary elements, 58, 26-38
- [3.6] Goelke Matthias. (2018). Practical aspects of structural optimization. Michigan,USA: Altair University.
- [3.7] Goelke Mathias. (2014). OSSmooth surfaces from a topology optimization. USA: Altair University.
- [4.1] Dhuruv Bhate. (2018). Additive manufacturing-Back to the future! Febrero, 2019, de PADT, Inc Sitio web: <http://www.padtinc.com/blog/tag/topology-optimization>.
- [4.2] TATA Steel. (2013). Welded joint examples. 2013, de TATA Steel Sitio web: https://www.tatasteeleurope.com/file_source/StaticFiles/Business_Units/Corus_Tubes/TST56_Welded_Joints_Examples_12.13_edit.pdf
- [4.3] Abastecedora de aceros y maquilas S.A. de C.V. (2018). Catálogo perfiles tubulares. Febrero,2019, de AAMSA Sitio web: <http://www.aamsa.com/productos/perfiles-ligeros/ptr/>
- [4.4] Engiobra. (2015). Momento de Inércia de uma Seção Circular Vazada. Febrero, 2019, de engiobra Sitio web: <https://engiobra.com/calculadoras/momento-inercia/correa-circular/>

[4.5] Munormex. (2018). Tablas de rolado y doblado. Febrero, 2019, de Transformación de acero S.A. de C.V. Sitio web: <http://kelevrads.com/munormex/#!/catalogo>

[4.6] SAE International. (2016). Standard Impact Attenuator Design. Febrero, 2019, de Society of automotive engineers Sitio web: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=193613e4-fff1-4ea9-97ec-eb1c07fbe3c0>

[4.7] Akshay N.Dhiware. (March, 2015). Design and Crash Analysis of Frontal Impact Energy Absorbing Structures For SUPRA SAEINDIA Competition. International Journal of Mechanical and Industrial Technology , II, 144-148.

[4.8] Obradovic Jovan. (Septiembre, 2011). Lightweight design and crash analysis of composite frontal impact energy absorbing structures. Composite structures, 94, 423-430.

[4.9] Giovanni Belingardi. (Enero, 2010). Design of the impact attenuator for a formula student racing car: Numerical simulation of the impact crash test. Journal of the serbian society for computational mechanics, IV, 52-65.

[5.1] M. Acin. (2015). Stress singularities, stress concentrations and mesh convergence. 2015, de Acin Sitio web: <http://www.acin.net/2015/06/02/stress-singularities-stress-concentrations-and-mesh-convergence/>

[5.2] Humanetics Innovatice solutions. (2019). ES-2re 50th Male Side Impact. Febrero, 2019, de Humanetics Innovatice solutions Sitio web: <http://www.humaneticsatd.com/crash-test-dummies/side-impact/es-2re>

[5.3] Dennis F. Shanahan. (Octubre, 2004). Human Tolerance and Crash Survivability. Pathological Aspects and Associated Biodynamics in Aircraft Accident Investigation”, 113, 6.1-6.16.

[5.4] K. Vasantha Kumar, William T. Norfleet. (1992). Issues on human acceleration tolerance after long-duration space flights. United States: National Aeronautis and space administration.

Capítulo VIII. Anexos

Parte de las figuras mostradas a continuación muestran la distribución de esfuerzos, a partir de una escala RGB, acorde con el correspondiente caso de estudio, excepto las figuras de la sección 8.4, las cuales hacen uso de la escala RGB para mostrar una escala de densidad por elemento, resultado de optimización topológica.

8.1 Full width frontal impact del espacio de diseño

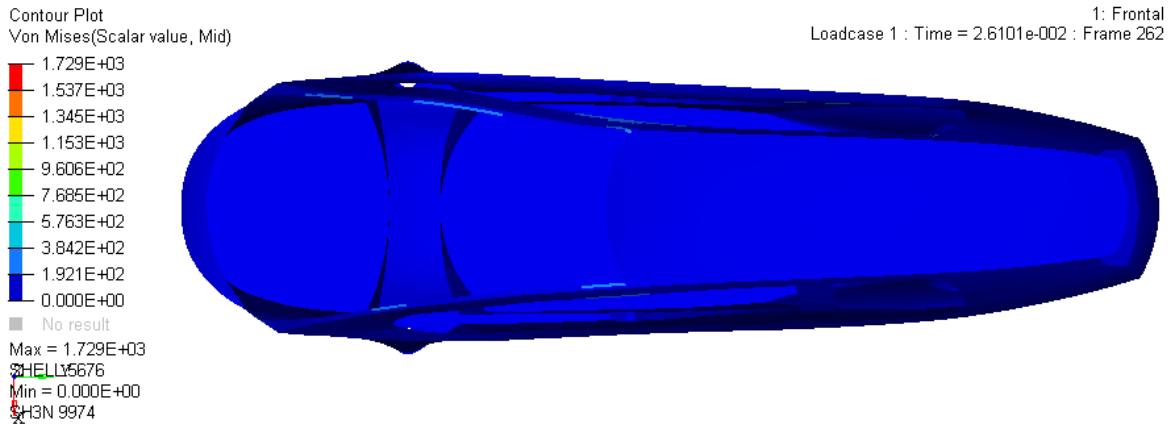


Figura 8.1.1 Vista superior del modelo a los 0 [ms] de la simulación de FWFI.

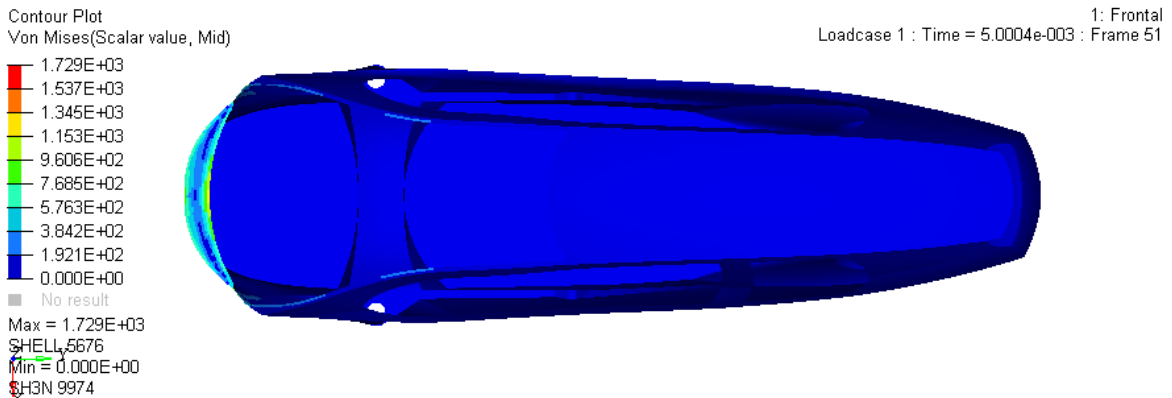


Figura 8.1.2 Vista superior del modelo a los 5 [ms] de la simulación de FWFI. En este instante se registra el máximo de fuerza en el muro rígido.

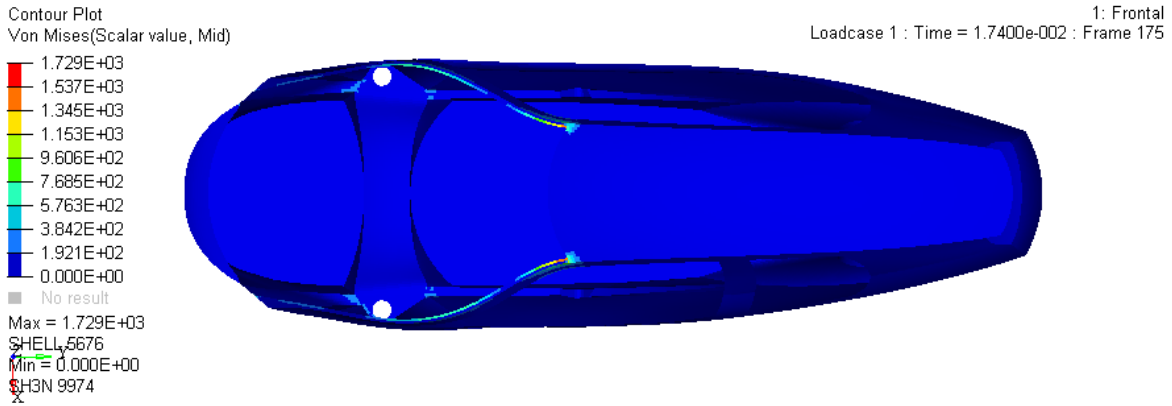


Figura 8.1.3 Vista superior del modelo a los 17.4 [ms] de la simulación de FWFI. En este instante el modelo deja de tener contacto con el muro rígido.

8.2 Side Barrier impact del espacio de diseño

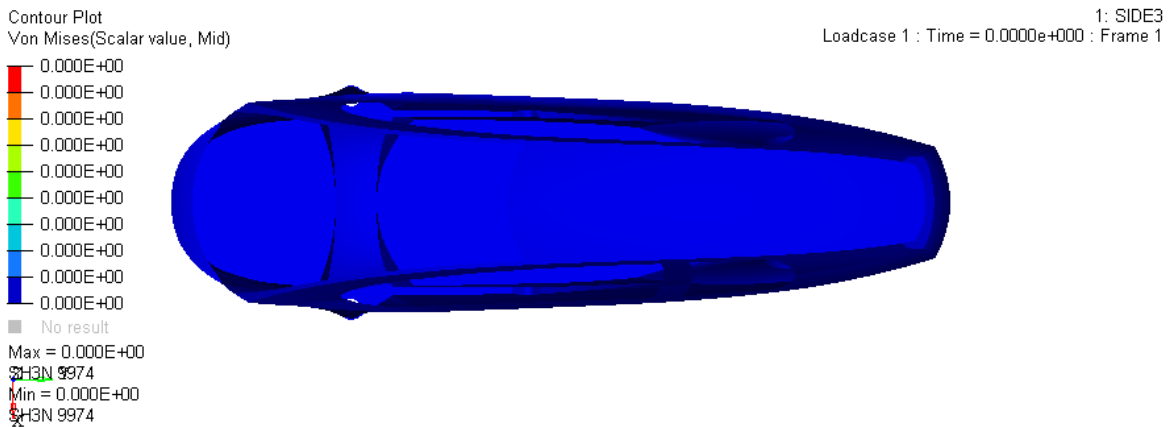


Figura 8.2.1 Vista superior del modelo a los 0 [ms] de la simulación de SBI.

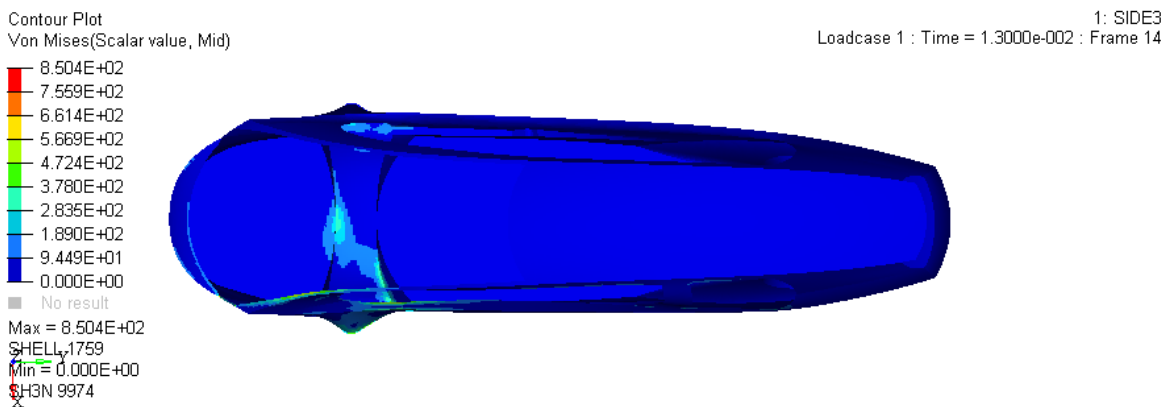


Figura 8.2.2 Vista superior del modelo a los 13 [ms] de la simulación de SBI. En este instante se registra el máximo de fuerza en el muro rígido.

Contour Plot
Von Mises(Scalar value, Mid)

1: SIDE3
Loadcase 1 : Time = 3.1001e-002 : Frame 32

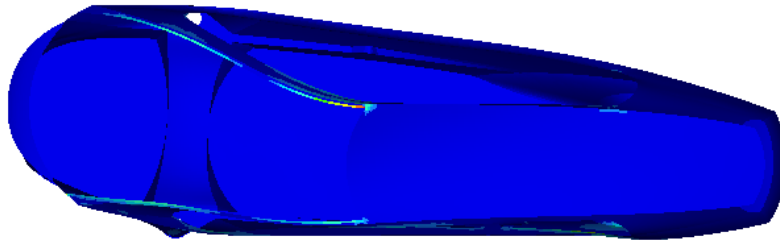
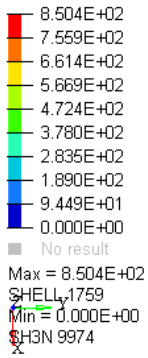


Figura 8.2.3 Vista superior del modelo a los 31 [ms] de la simulación de SBI.

Contour Plot
Von Mises(Scalar value, Mid)

1: SIDE3
Loadcase 1 : Time = 4.4000e-002 : Frame 45

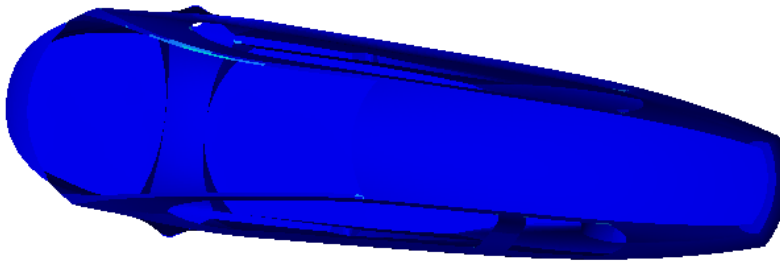
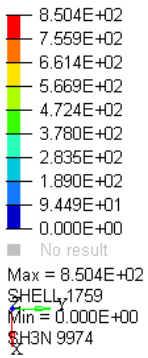


Figura 8.2.4 Vista superior del modelo a los 44 [ms] de la simulación de SBI. En este instante el modelo deja de tener contacto con el muro rígido.

8.3 Oblique pole side impact del espacio de diseño

Contour Plot
Von Mises(Scalar value, Mid)

1: Pole
Loadcase 1 : Time = 0.0000e+000 : Frame 1

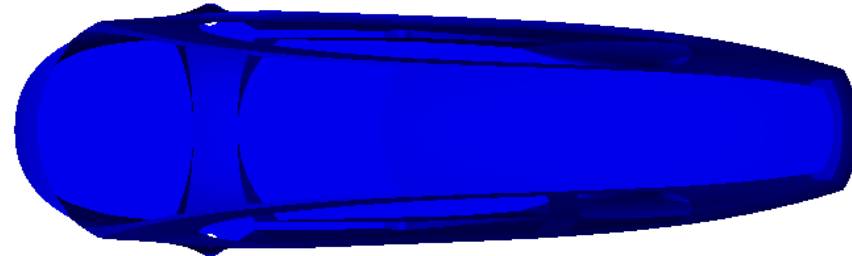
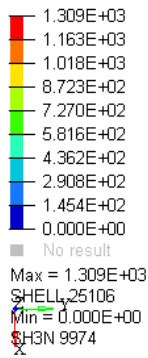


Figura 8.3.1 Vista superior del modelo a los 0 [ms] de la simulación de OPSI.

Contour Plot
Von Mises(Scalar value, Mid)

1: Pole
Loadcase 1 : Time = 1.6001e-002 : Frame 65

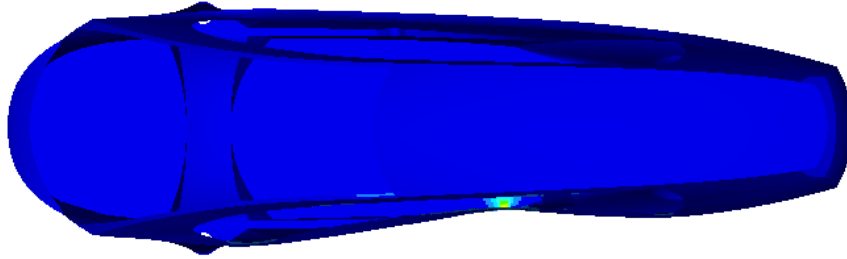
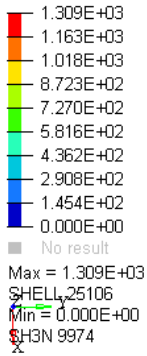


Figura 8.3.2 Vista superior del modelo a los 16 [ms] de la simulación de OPSI. En este instante se registra el máximo de fuerza en el muro rígido.

Contour Plot
Von Mises(Scalar value, Mid)

1: Pole
Loadcase 1 : Time = 4.3251e-002 : Frame 174

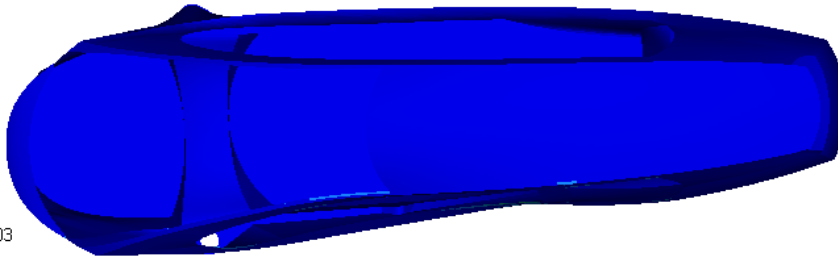
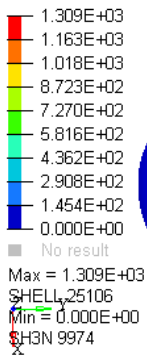


Figura 8.3.3 Vista superior del modelo a los 43.25 [ms] de la simulación de OPSI.

Contour Plot
Von Mises(Scalar value, Mid)

1: Pole
Loadcase 1 : Time = 5.8250e-002 : Frame 234

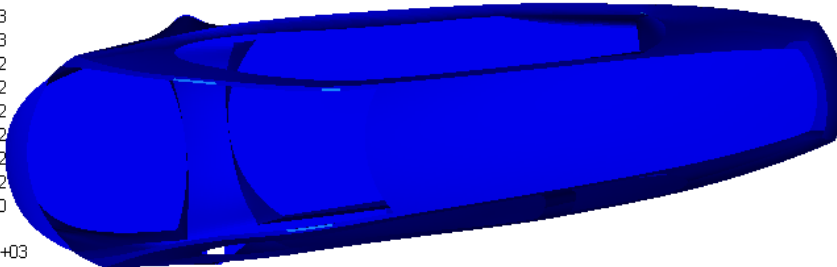
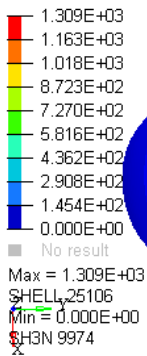


Figura 8.3.4 Vista superior del modelo a los 58.25 [ms] de la simulación de OPSI. En este instante el modelo deja de tener contacto con el muro rígido.

8.4 Resultados optimización estructural habitáculo

8.4.1 Reducción al 50%

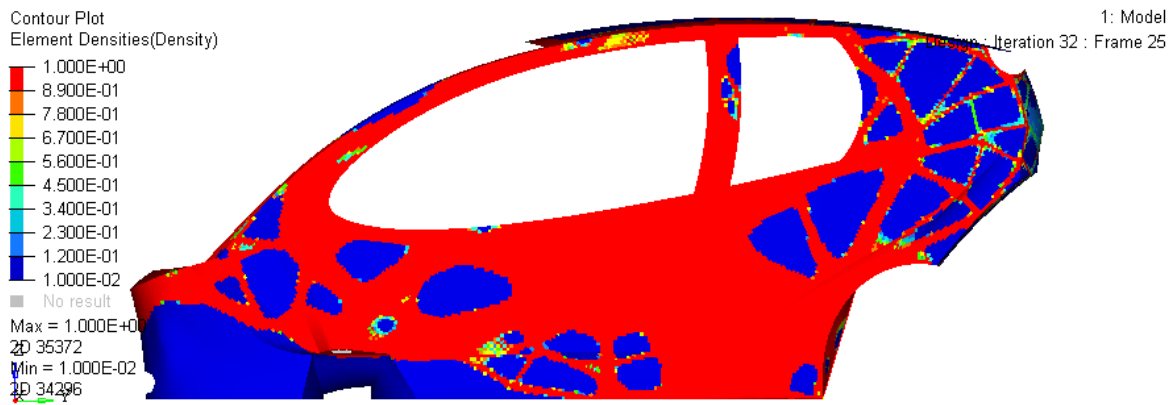


Figura 8.4.1.1 Vista Lateral de la reducción al 50% de masa.

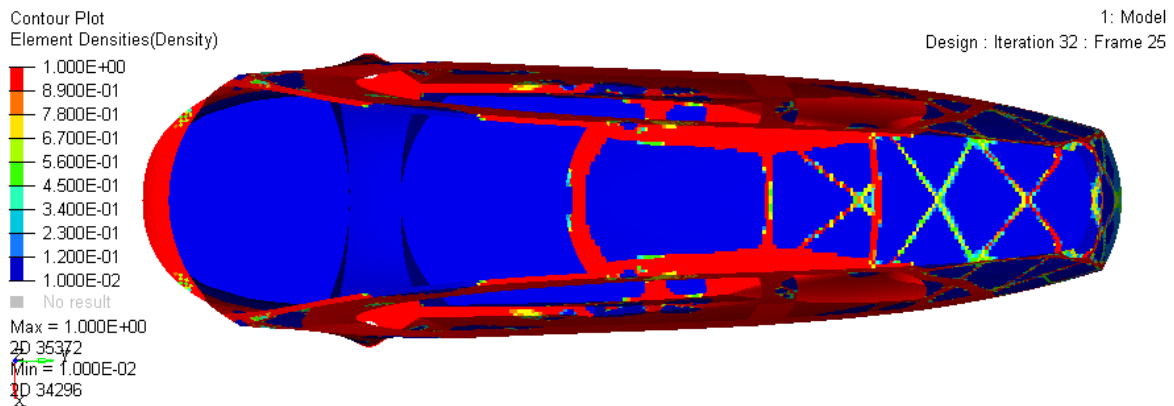


Figura 8.4.1.2 Vista Superior de la reducción al 50% de masa.

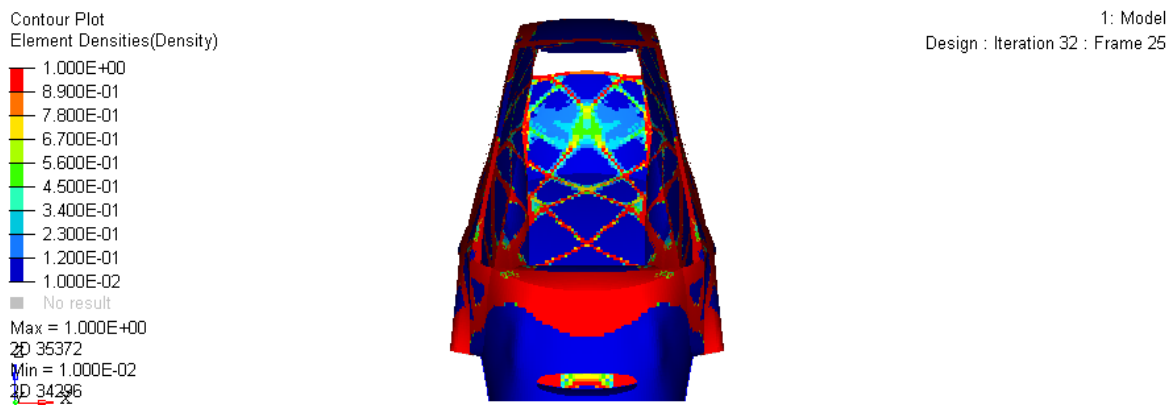


Figura 8.4.1.3 Vista Frontal de la reducción al 50% de masa.

8.4.2 Reducción al 40%

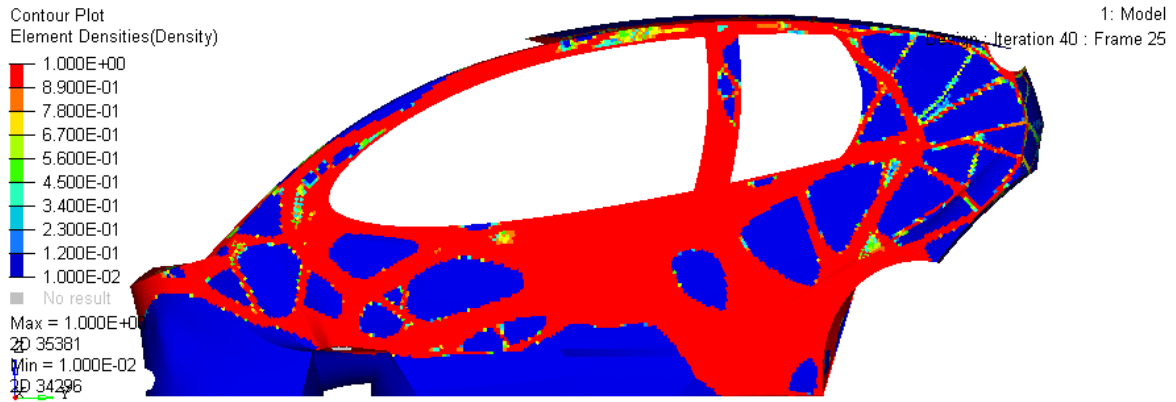


Figura 8.4.2.1 Vista Lateral de la reducción de masa al 40%.

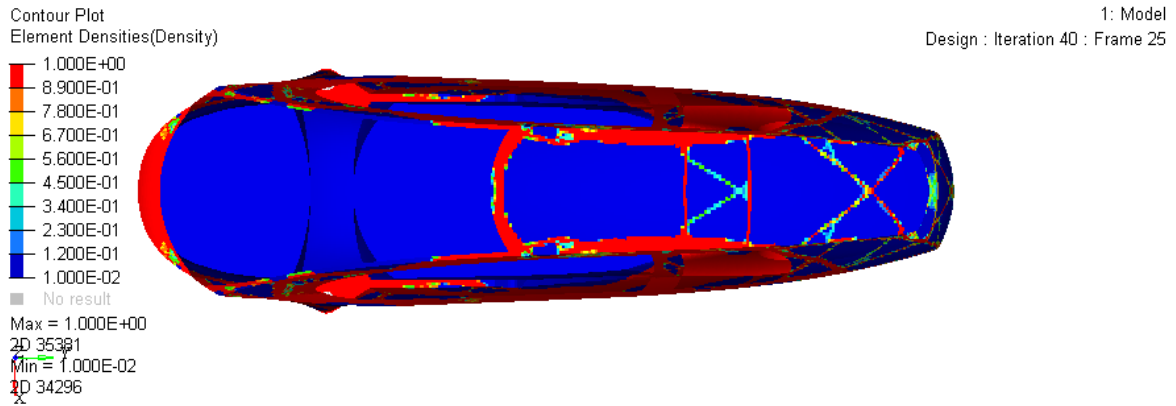


Figura 8.4.2.2 Vista Superior de la reducción de masa al 40%.

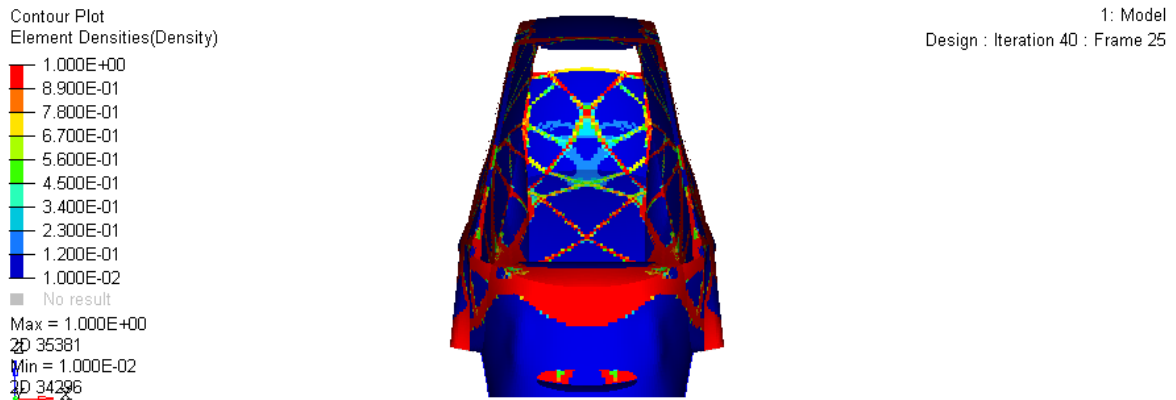


Figura 8.4.2.3 Vista frontal de la reducción de masa al 40%.

8.4.3 Reducción al 30%

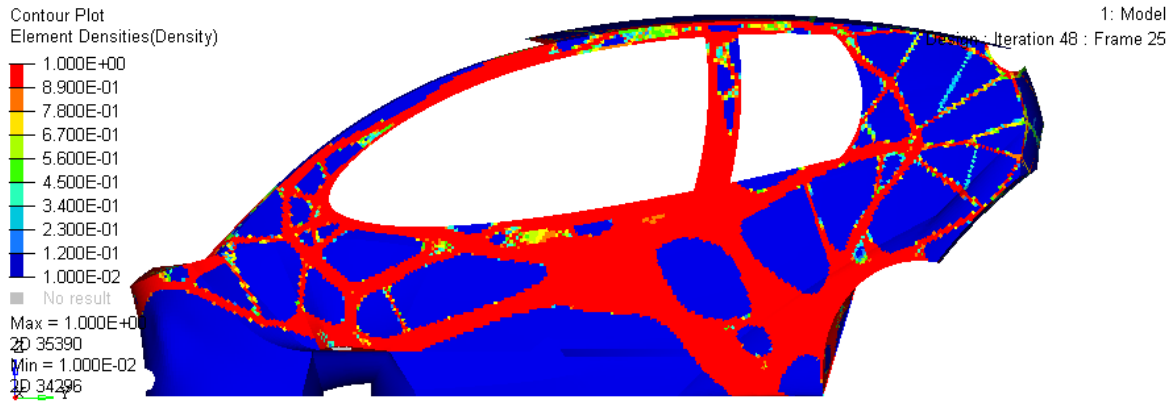


Figura 8.4.3.1 Vista Lateral de la reducción al 30% de masa

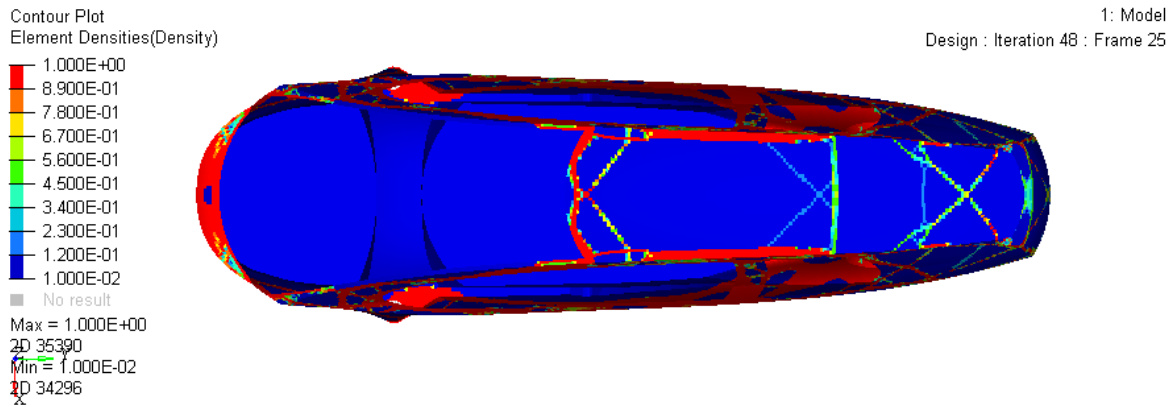


Figura 8.4.3.2 Vista Superior de la reducción al 30% de masa

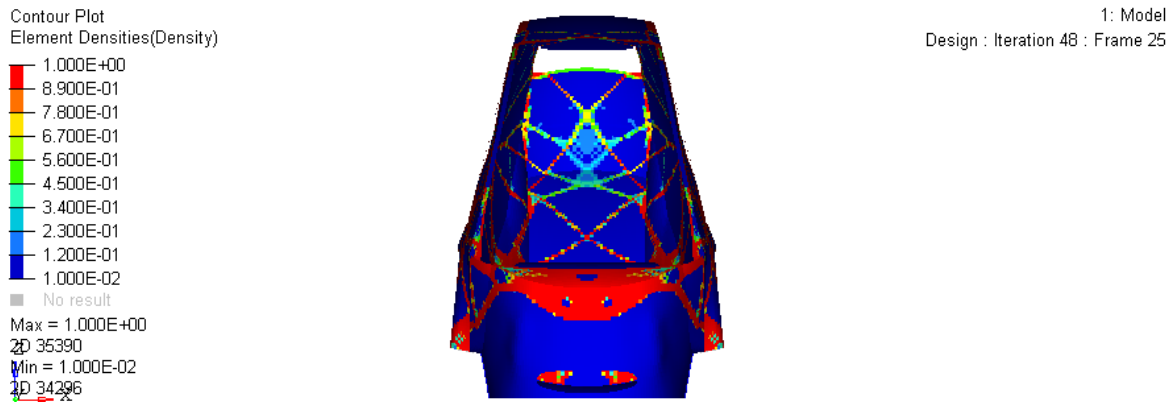


Figura 8.4.3.3 Vista Frontal de la reducción al 30% de masa

8.4.4 Reducción al 20%

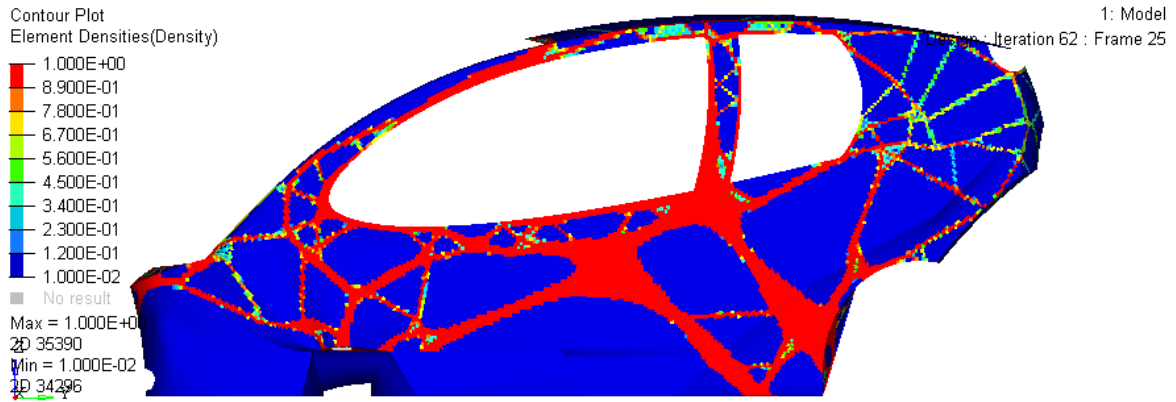


Figura 8.4.4.1 Vista Lateral de la reducción de masa en 20%.

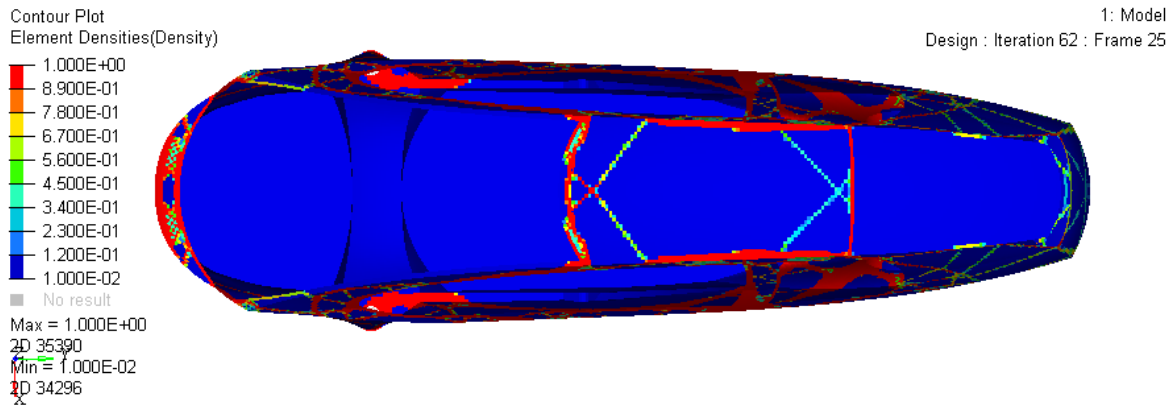


Figura 8.4.4.2 Vista Superior de la reducción de masa en 20%.

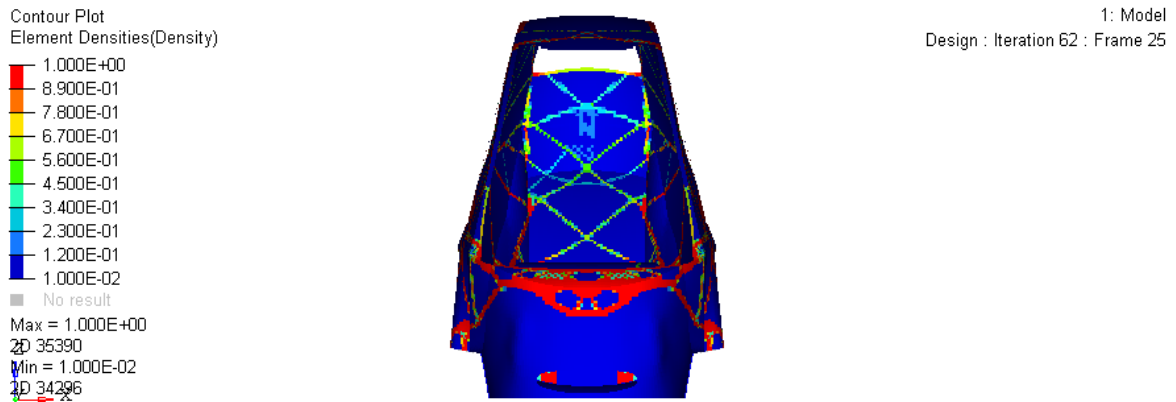


Figura 8.4.4.3 Vista Frontal de la reducción de masa en 20%

8.4.5 Reducción al 10%

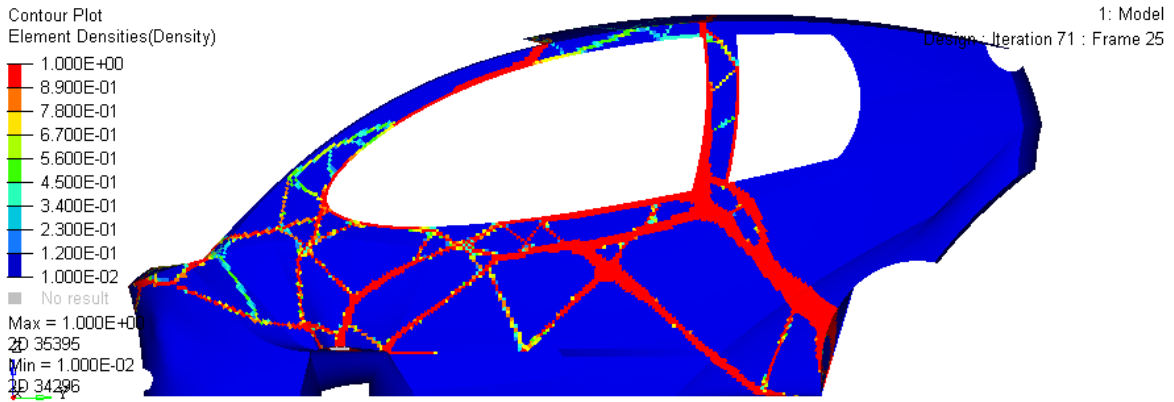


Figura 8.4.5.1 Vista Lateral de la reducción de masa al 10%.

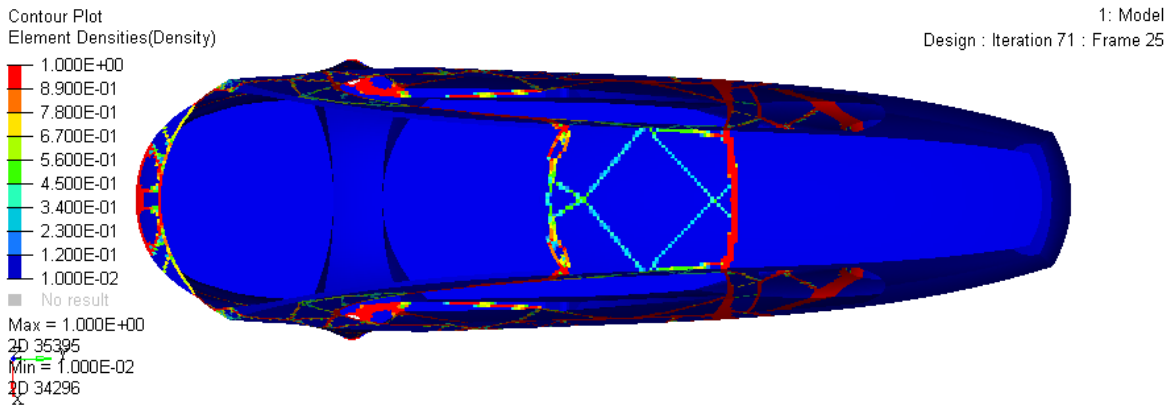


Figura 8.4.5.2 Vista Superior de la reducción de masa al 10%.

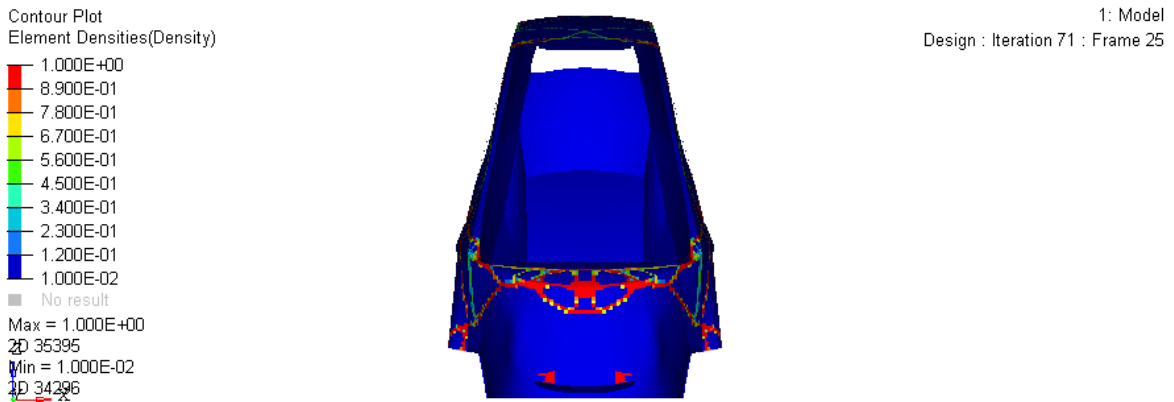


Figura 8.4.5.2 Vista frontal de la reducción de masa al 10%.

8.5 Resultados optimización exportados a Unigraphics NX.

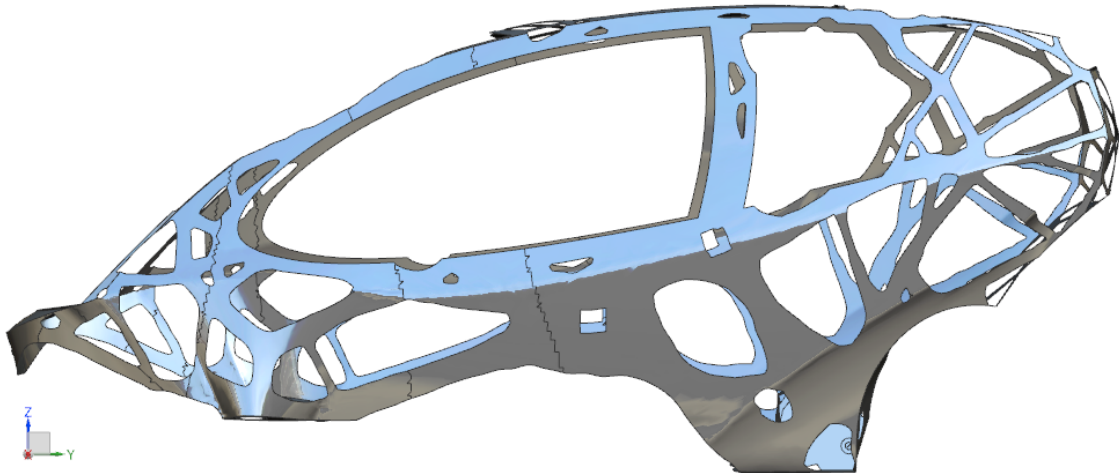


Figura 8.5.1 Vista lateral de los resultados de optimización exportados a Unigraphics NX 10.0

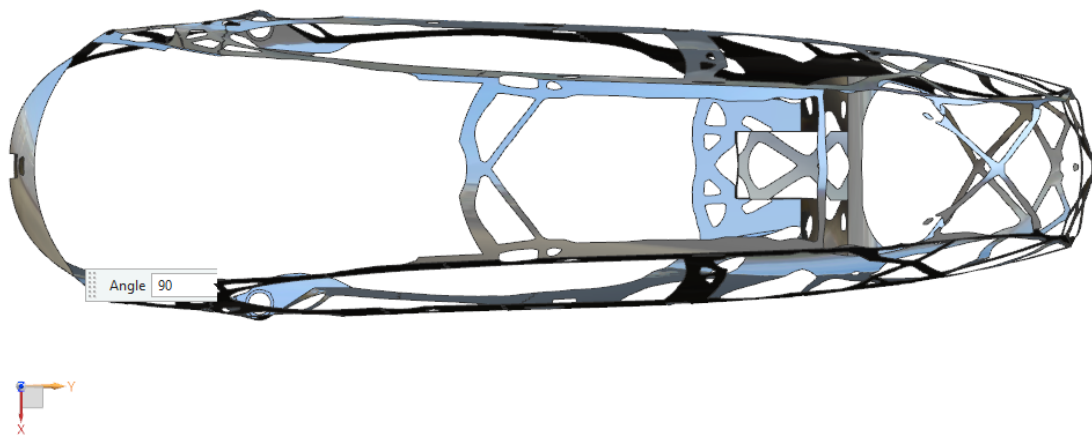


Figura 8.5.2 Vista superior de los resultados de optimización exportados a Unigraphics NX 10.0



Figura 8.5.3 Vista frontal de los resultados de optimización exportados a Unigraphics NX 10.

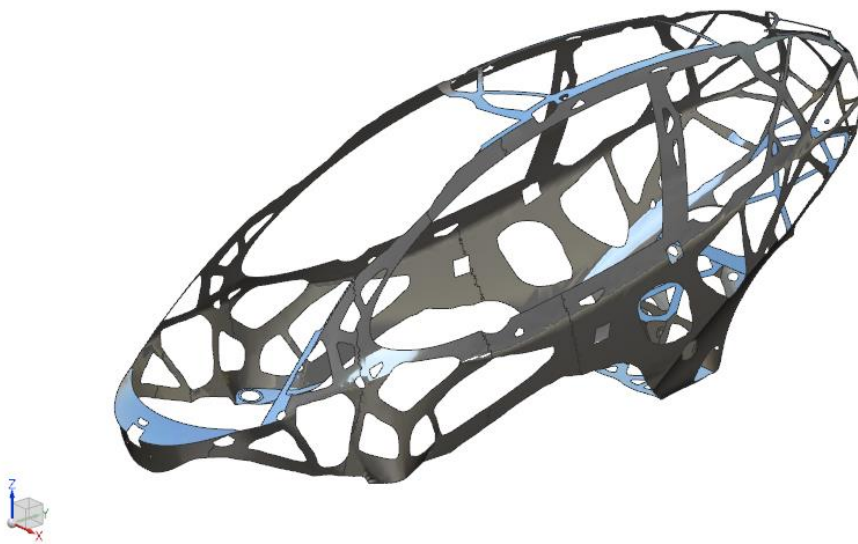


Figura 8.5.4 Vista isométrica de los resultados de optimización exportados a Unigraphics NX 10.

8.6 Nueva propuesta de diseño habitáculo

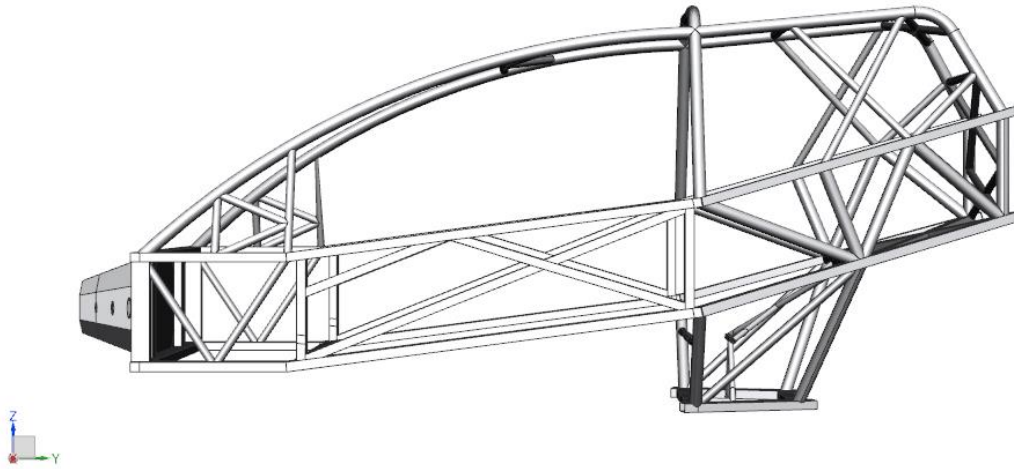


Figura 8.6.1 Vista lateral

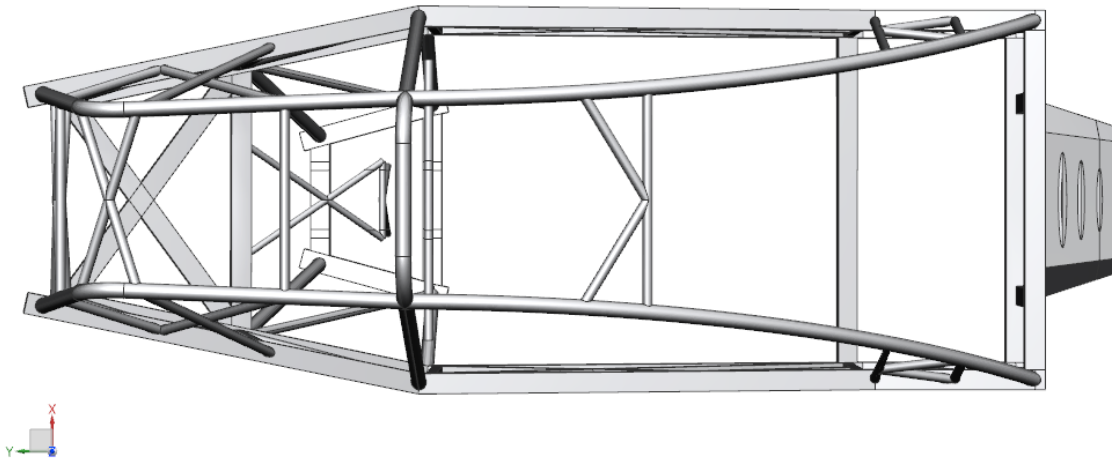


Figura 8.6.2 Vista superior

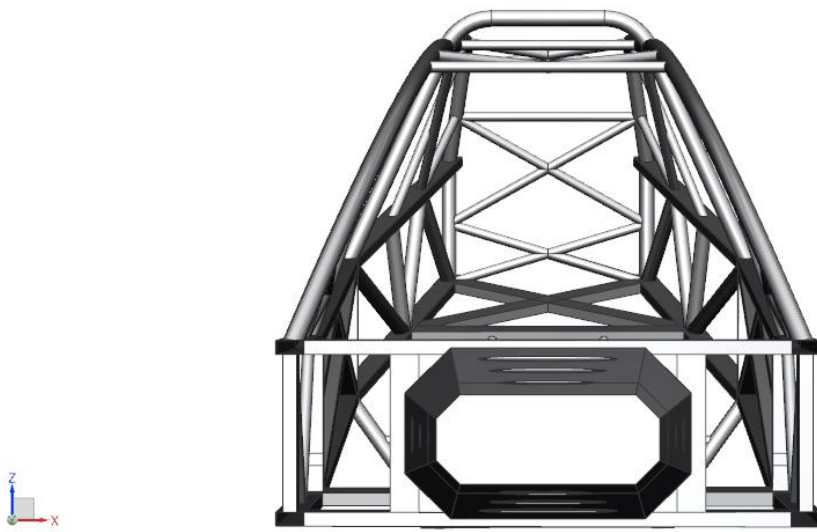


Figura 8.6.3 Vista frontal

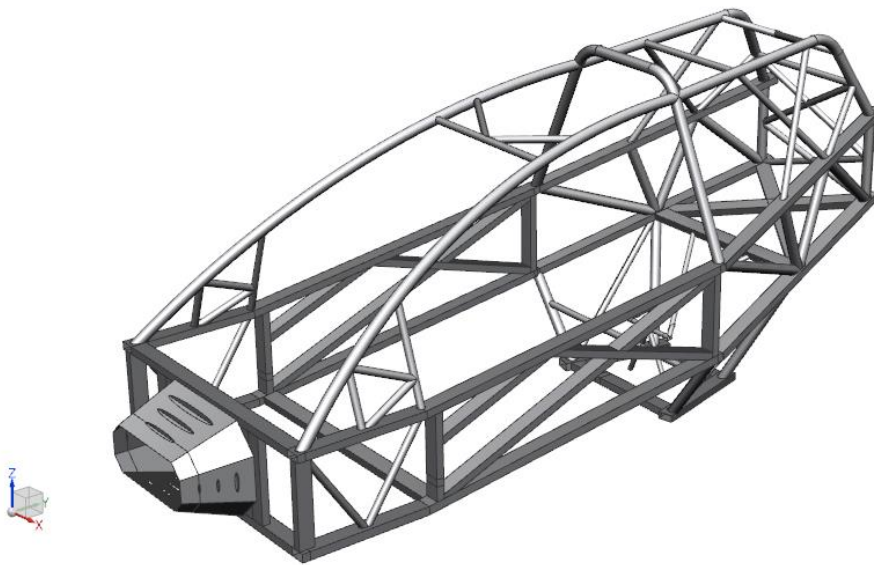


Figura 8.6.4 Vista isometrica

8.7 Vista superior de FWFI en nueva propuesta de habitáculo

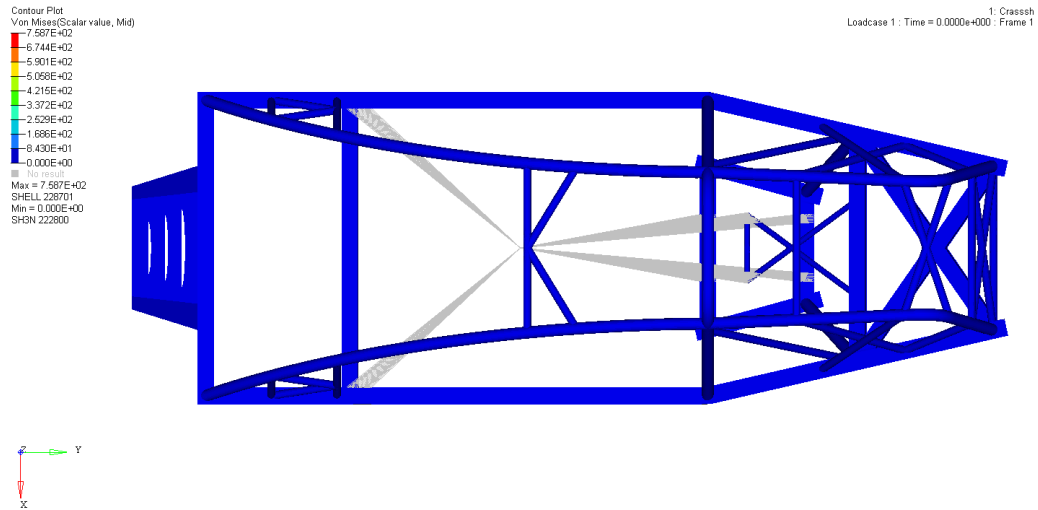


Figura 8.7.1 Captura al inicio de la simulación.

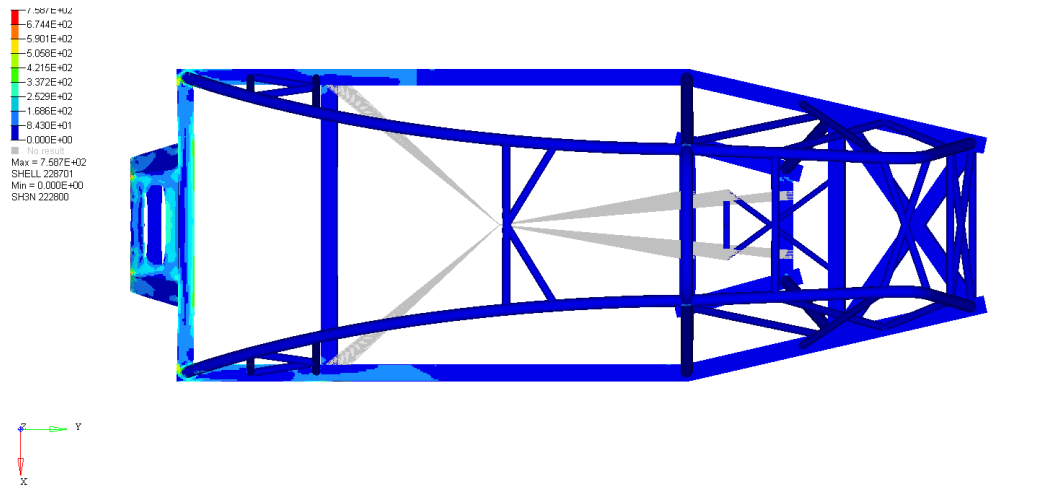


Figura 8.7.2 Instante en que se registra el valor máximo de fuerza.

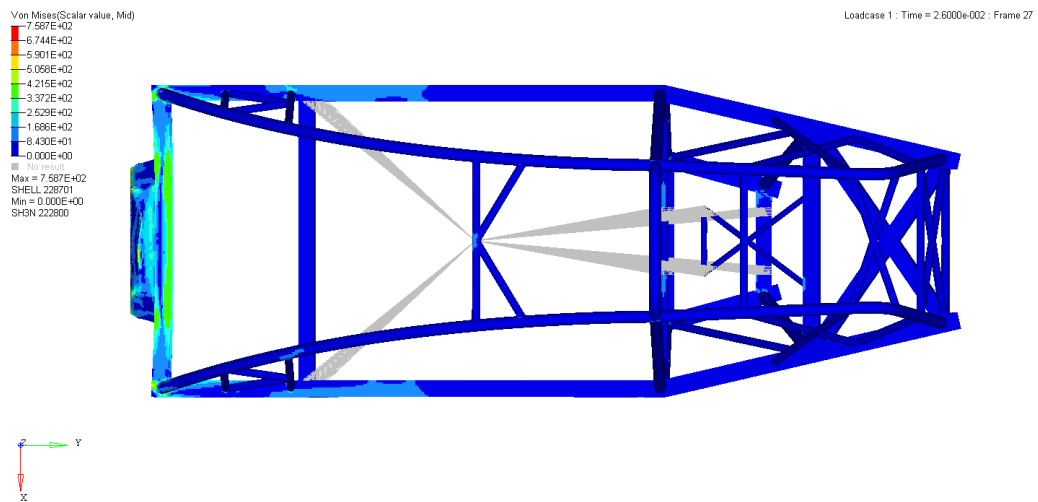


Figura 8.7.3 Captura a los 26[ms] de simulación.

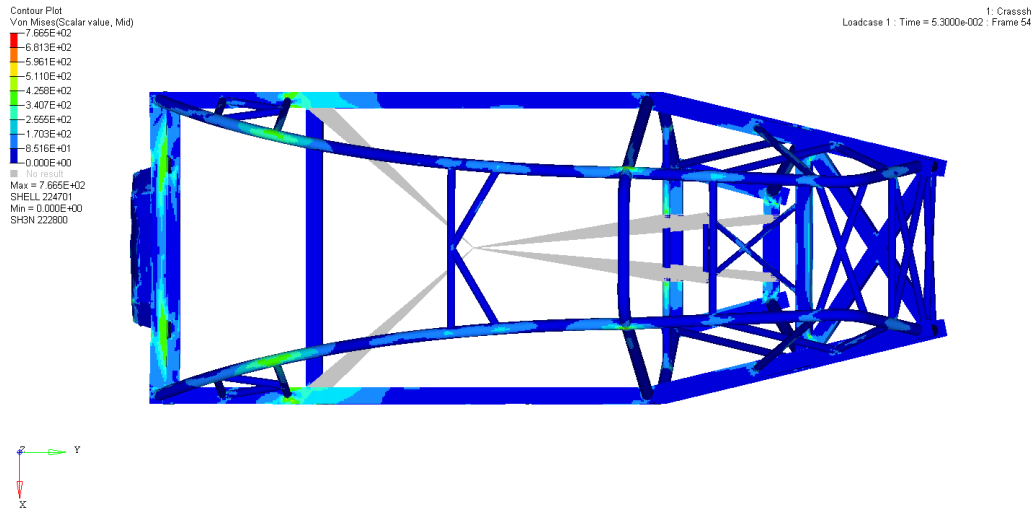


Figura 8.7.4 Captura en el instante en que el modelo deja de tener contacto con el muro rígido.

8.8 SBI en nueva propuesta de habitáculo

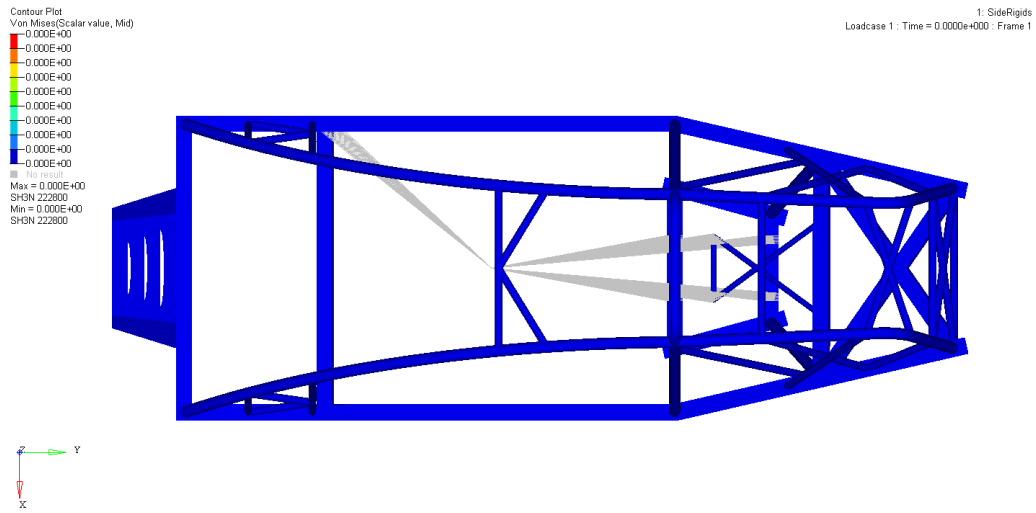


Figura 8.8.1 Vista superior del modelo al inicio de la simulación.

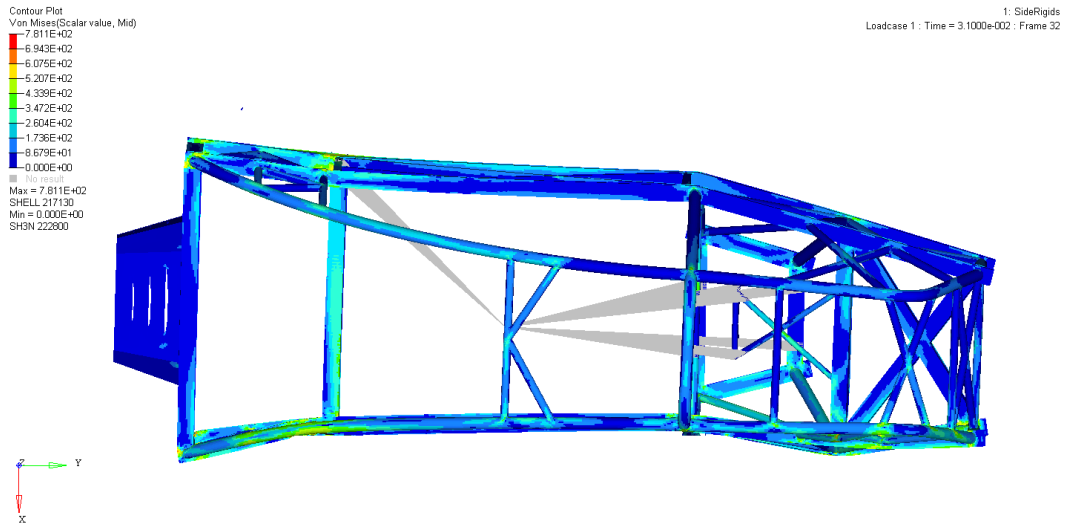


Figura 8.8.2 Vista superior a los 31 [ms] de simulación. En este instante se presenta una fuerza de 50[kN] en el muro rígido lateral.

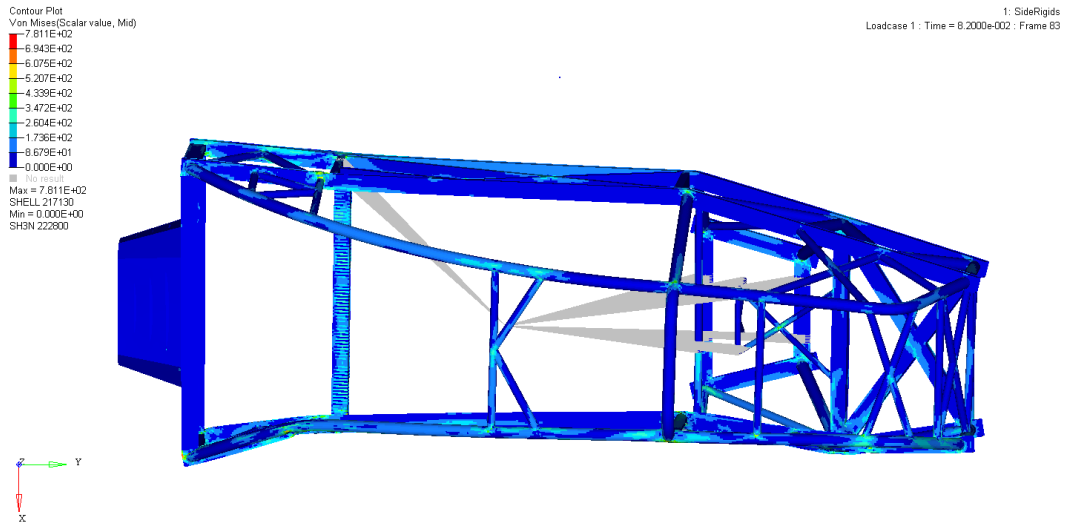


Figura 8.8.3 Vista superior del modelo a los 82 [ms]. En este instante el modelo comienza a alejarse del muro lateral.

8.9 OPSI en nueva propuesta de habitáculo

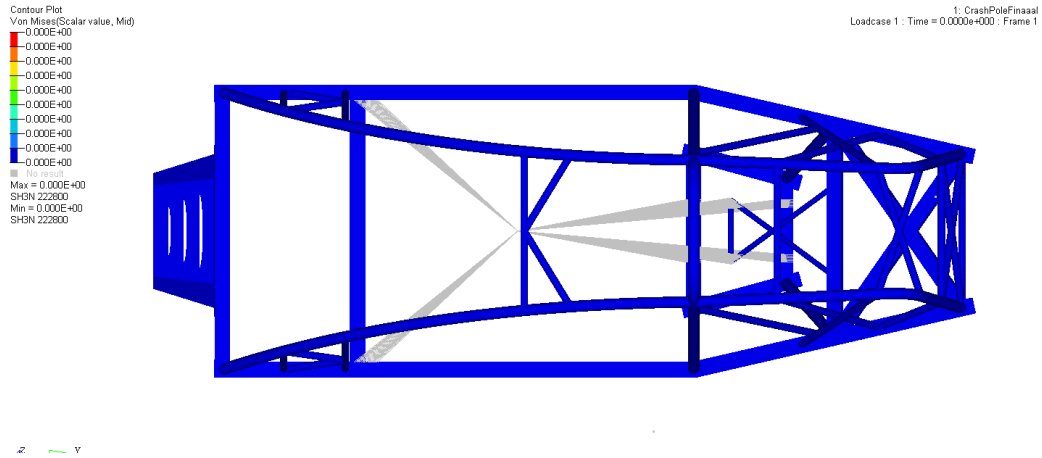


Figura 8.9.1 Vista superior del OPSI al inicio de la simulación.

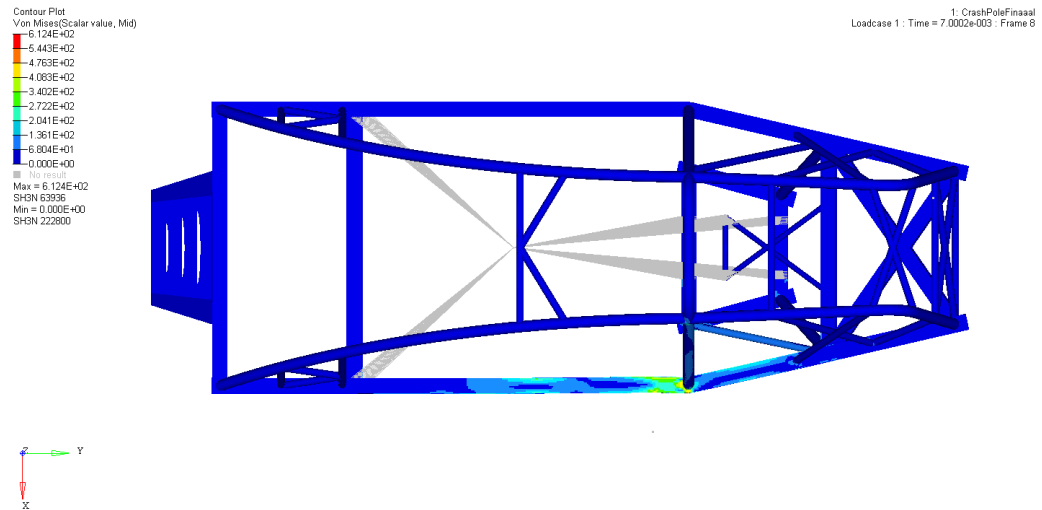


Figura 8.8.2 Vista superior a los 7[ms] de simulación. En este instante el modelo entra en contacto con el poste rígido.

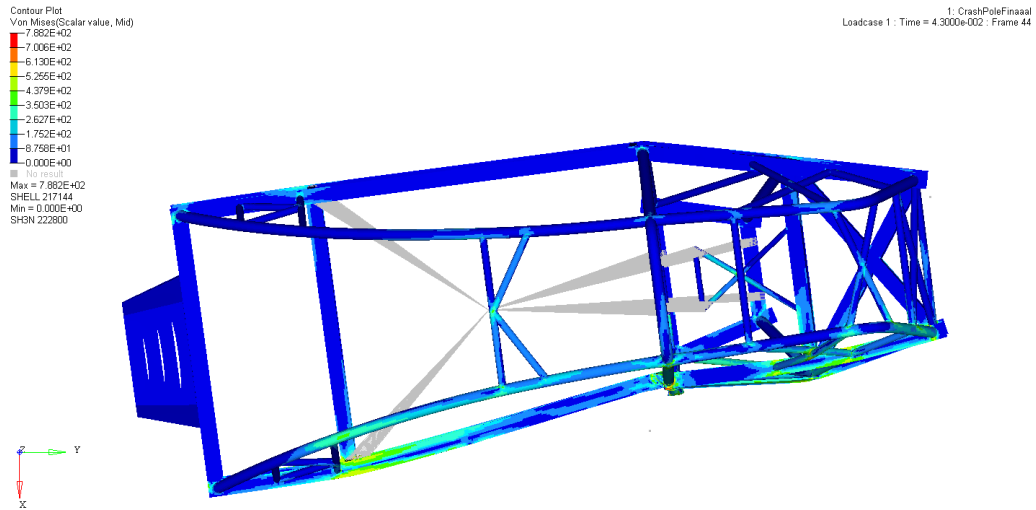


Figura 8.8.3 Vista superior del modelo a los 43 [ms] de simulación. Se registra una fuerza de 21[kN] en el poste rígido.

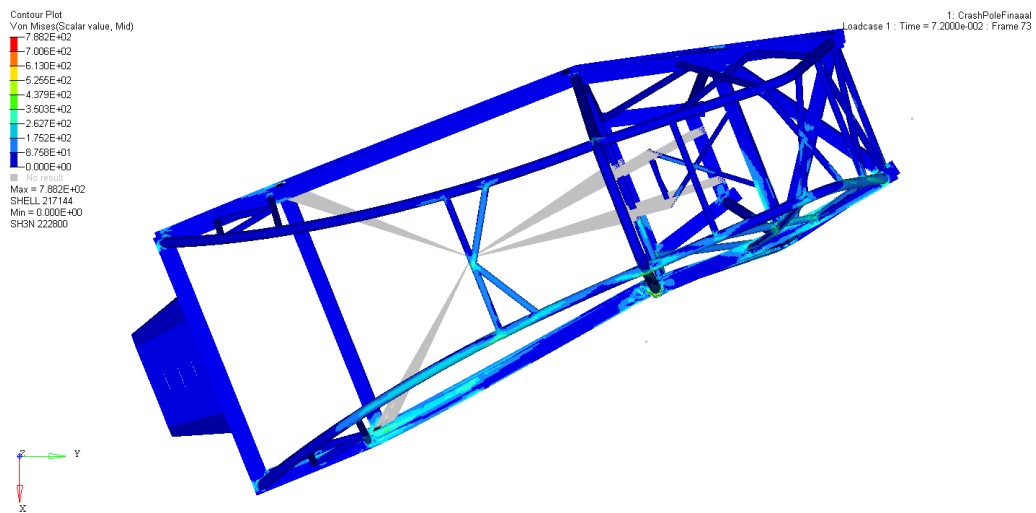


Figura 8.8.4 Vista superior del modelo a los 72 [ms] de simulación. En este instante el modelo deja de tener contacto con el