

DESARROLLO DE CHASIS Y CARROCERÍA DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO
PARA RECOLECCIÓN DE CACAO

MARTHA PATRICIA FORERO CARRILLO

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECATRÓNICA
BUCARAMANGA
2021

DESARROLLO DE CHASIS Y CARROCERÍA DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO
PARA RECOLECCIÓN DE CACAO

MARTHA PATRICIA FORERO CARRILLO

Tesis de grado para optar al título de Ingeniero Mecatrónico.

Director: M.Eng. MSc. Jessica Gisella Maradey Lázaro
Ingeniera Mecánica

Codirector: Ph.D. M.Sc. Sebastián Roa Prada
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECATRÓNICA
BUCARAMANGA
2021

Bucaramanga, 14 junio de 2021

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres por su apoyo y a mi hija quien es mi motor en la vida, espero que ella vea que todo se puede alcanzar por más difícil que sea, que encontrara muchos retos en su vida y diferentes tipos de personas algunas que le ayudaran y otra que le entorpecerán su camino, pero no por eso se debe rendir.

AGRADECIMIENTOS

Los más sinceros agradecimientos a M.Eng. MSc. Jessica Gisella Maradey Lázaro quien me orientó y apoyo en el desarrollo de este proyecto, a través de no solo de su vasto conocimiento sobre el tema, sino también con su gran calidad humana y apoyo personal para la consecución de mis objetivos académicos. Extiendo mis agradecimientos también al todo el cuerpo docente del programa de ingeniería mecatrónica, quienes fueron indispensables durante el proceso de formación.

Un agradecimiento especial para SIELECOM S.A.S, y a su CEO el Ingeniero Javier Ruiz, quien me colaboro con los estudios de validación del proyecto, realizando el estudio de análisis modal.

RESUMEN

El presente trabajo evidencia el proceso entero del proyecto “Desarrollo de chasis y carrocería de un vehículo eléctrico de recolección de cacao”. Este proyecto es una continuación del proyecto ZAMIA desarrollado por el tecnoparque sede Bucaramanga. El proyecto se dividió en tres partes que son la optimización del diseño del chasis y la carrocería, construcción y validación de estos últimos y finalmente la optimización y análisis aerodinámico del vehículo entero.

Para la optimización de diseño se realizó un análisis topológico en COMSOL multiphysics del chasis asumiéndolo como una placa maciza y se obtuvieron las zonas que deben ser descartadas de la geometría. Posteriormente con el nuevo chasis se realizaron cálculos de flexión asumiéndolo como una viga sencilla y simulaciones de elementos finitos que incluyen: flexión, análisis torsional, impacto frontal, impacto lateral, impacto de volcadura y análisis modal. Con estas simulaciones se realizó una comparativa determinando las mejoras respecto al anterior chasis usando como referencia la deformación y el esfuerzo máximo en la pieza.

Un proceso simular fue ejecutado en el caso de la carrocería, pero con la diferencia de que no se realizó un análisis topológico sino se hicieron modificaciones basadas en criterios de diseño mecánico tales como reducir la longitud de tubería sin apoyo. Usando el mismo esquema de simulaciones se pudo determinar nuevamente una mejoría en la carrocería. Con los diseños presentando mejoras en sus características se procedió con la construcción del chasis y la carrocería usando métodos de manufactura tradicional.

Finalizado el proceso de construcción se procedió a realizar validaciones experimentales de la resistencia de los componentes. Esta validación se llevó a cabo usando de referencia las simulaciones de análisis torsional y el análisis modal. Para la validación experimental se usaron comparadores de carátula para medir deformación se obtuvo una diferencia de los resultados menores al 10% a favor del prototipo físico, y para el caso de las frecuencias propias los valores tuvieron un margen de entre el 8% más altas que en las simulaciones.

La etapa final es la optimización de la aerodinámica donde después de suavizar ángulos muy pronunciados en los recubrimientos del vehículo y se eliminaron componentes donde se puedan presentar vorticidades. Subsecuentemente, se realizó una simulación de túnel de viento comparando los dos modelos de vehículo obteniendo una mejora considerable en el coeficiente de arrastre. Después de realizar todo el proceso se determinó que el vehículo tenía varios aspectos que podían mejorar el rendimiento de este tanto en peso como en resistencia.

PALABRAS CLAVE:

FEA, CAD, chasis, vehículo eléctrico, carrocería.

ABSTRACT

The present work evidence all the process makes it for the project "Development of the chassis and the frame body of an electric vehicle for Cacao harvesting". This project is a continuation of the ZAMIA project developed by Tecnoparque Bucaramanga. The project was divided into three parts: the optimization of the chassis and body design, construction and validation, and finally, the optimization and aerodynamic analysis of the entire vehicle.

To optimize the design, a topological analysis of the chassis was carried out in COMSOL multiphysics, assuming that it was a solid plate and the areas that had to be discarded from the geometry were obtained. Then, with the new chassis, bending calculations were performed, assuming it as a simple beam and finite element simulation that includes: bending, torsion analysis, frontal impact, side-impact, rollover, and natural frequencies. With these simulations a comparison was made, determining the improvements to the previous chassis, taking as a reference the deformation and maximum stress in the part.

In the case of the frame body, was executed a similar process but with the difference that a topological analysis was not carried out, but modifications were made based on mechanical design criteria such as reducing the length of the pipe without support. Using the same simulation scheme, an improvement in the frame body could be determined again. With the improvement designs, the chassis and frame body were built using traditional manufacturing methods.

Once the construction process was finished, experimental validations of the resistance of the components were carried out. This validation was carried out using simulations of torsional analysis and modal analysis. For the experimental validation, was used a dial gauge to measure deformation, a difference of the results of less than 10% was obtained in favor of the physical prototype, and in the case of the natural frequencies, the values had a margin of between 8% higher than in simulations.

The final stage is the optimization of the aerodynamics, where the steep angles in the frame body linings were smoothed, and the components where vorticities could occur, are eliminated. Subsequently, a wind tunnel simulation was carried out comparing the models of two vehicles, obtaining a considerable improvement in the drag coefficient. After carrying out the whole process, it was determined that the vehicle had several aspects that could improve its performance both in weight and resistance.

KEYWORDS:

FEA, CAD, chassis, electric vehicle, frame body.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	13
1. OBJETIVOS	14
1.1 Objetivo General	14
1.2 Objetivos específicos	14
2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACIÓN	15
2.1 Definición del Problema	15
2.2 Justificación	16
3. ANTECEDENTES.....	18
4. ESTADO DEL ARTE	20
5. MARCO TEÓRICO.....	26
5.1 La tecnología y la industria automotriz	27
5.2 Fuerzas que actúan en el vehículo.....	29
5.2.1 Flexión	29
5.2.2 Torsión.....	30
5.2.3 Flexión y torsión.....	31
5.2.4 Carga lateral	31
5.2.5 Carga delantera y trasera.....	32
5.2.6 Esfuerzo	32
5.2.7 Rigidez torsional	32
5.2.8 Rigidez a la flexión.....	33
5.3 Análisis de las estructuras de carrocería	35
5.3.1 Requisitos estructurales	35
5.4 Métodos de análisis	35
5.4.1 Análisis de flexión simple.....	35
5.5 Impactos Vehiculares	37
5.6 Impacto Frontal	37
5.7 Impacto Lateral	37
5.8 Impacto de Volcadura.....	37
5.9 Fuerzas Aerodinámicas.....	38
5.10 Análisis Computacional de Fluidos Dinámicos – CFD.....	39
6. METODOLÓGIA	42
7. CÁLCULOS DE DISEÑO	43
7.1 Momento	43
7.2 Momento estático	43
7.3 Momento de inercia.....	45
7.4 Resumen de Datos	46
7.1 Cálculos Analíticos.....	49

8.	SIMULACIÓN	52
8.1	Comparativa de resultados.....	59
9.	SIMULACIÓN CFD.....	62
10.	CONSTRUCCIÓN.....	68
11.	VALIDACIÓN.....	72
11.1	Flexión de Carga Sencilla	72
11.2	Estudio Torsional	74
11.3	Frecuencias Propias	74
12.	CONCLUSIONES	77
13.	RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	78
14.	BIBLIOGRAFÍA.....	79
15.	APÉNDICE - ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL	82
15.1	Equipos y software utilizados	82
15.2	Configuración del análisis modal experimental.....	82
15.3	Configuración de adquisición	82
15.4	Resultados obtenidos	83
15.5	Primer modo de flexión longitudinal.....	84
15.6	Segundo modo de flexión longitudinal.....	85
15.7	Primer modo de torsión	85
15.8	Tercer modo de flexión longitudinal	86
15.9	Segundo modo de torsión	86
15.10	Primer modo de flexión transversal.....	87
15.11	Cuarto modo de flexión longitudinal.....	88

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Datos de la viga.....	46
Tabla 2. Pesos Vehículo.....	47
Tabla 3. Resultados comparativos de deflexión chasis viejo.....	59
Tabla 4. Resultados comparativos de deflexión chasis optimizado.....	59
Tabla 5. Resultados comparativos de impactos entre los dos chasis.....	59
Tabla 6. Resultados comparativos de impactos entre los dos chasis.....	60
Tabla 7. Resultados comparativos de frecuencias propias entre los dos chasis.....	60
Tabla 8. Resultados comparativos de rigidez torsional entre los dos chasis.....	61
Tabla 9. Resultados comparativos de CFD de la carrocería optimizado.....	67
Tabla 10. Desglose del presupuesto.....	71

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Producción anual de cacao en Santander en Toneladas[2].....	17
Figura 2. Zamia Prometrus desarrollado por el SENA[4].....	19
Figura 3. Cantidad de artículos publicados en el tema de análisis estático de chasis[36]	20
Figura 4. Cantidad de artículos publicados en el tema de análisis CFD de vehículos[36] ...	21
Figura 5. Cantidad de artículos publicados en el tema de Optimización topológicas de vehículos[36]	21
Figura 6. Búsqueda refinada usando vosviewer	22
Figura 7. Análisis de elementos finitos de un chasis usando Comsol[12]	23
Figura 8. Paso a paso del desarrollo de un análisis estático de elementos finitos [14].....	23
Figura 9. Metodología para el análisis de impacto usando análisis de elementos finitos (FEA) [14]	24
Figura 10. Resultado de un análisis de impacto usando ANSYS como software de elementos finitos [29].....	25
Figura 11. Optimización topológica usando COMSOL[23]	25
Figura 12. El vehículo sus componentes y sistemas [11].....	27
Figura 13. El desarrollo del producto y las herramientas informáticas [37]	28
Figura 14. Flexión en el Vehículo [38]	30
Figura 15. Torsión en el Vehículo[38].....	30
Figura 16. Flexión y Torsión combinadas[38]	31
Figura 17. Carga Lateral en el Vehículo[38].....	31
Figura 18. Carga Delantera y Trasera[38].....	32
Figura 19. Rigidez Torsional [14]	33
Figura 20. Rigidez a la Flexión [14]	34
Figura 21. Diagrama indicativo de carga estática [39]	36
Figura 22. Fuerzas de arrastre y sustentación en un cuerpo[17]	38
Figura 23. Modelos de turbulencia en el campo de CFD[40]	39
Figura 24. Metodología por elementos finitos [39]	41
Figura 25. Estructura metodología de diseño mecatrónico,[42], modificado por Autor	42
Figura 26. Metodología Sección transversal asumida	43
Figura 27. Diagrama de cargas	48
Figura 28. Diagrama de fuerza cortante	48
Figura 29. Diagrama de momento flector	48
Figura 30. Diagrama de inclinación de la viga.....	49
Figura 31. Diagrama de deflexión de la viga	49
Figura 32. Esfuerzo de Von Misses	52
Figura 33. Análisis torsional de la base	53
Figura 34. Análisis torsional jaula anti vuelco	54
Figura 35. Impacto frontal.....	54
Figura 36. Impacto lateral	54
Figura 37. Impacto de Volcadura	55
Figura 38. Frecuencias propias.....	55

Figura 39. Optimización topológica del chasis	56
Figura 40. Esfuerzo de Von Mises.....	56
Figura 41. Análisis torsional.....	57
Figura 42. Esfuerzo estudio de flexión Von Mises Jaula.....	57
Figura 43. Análisis torsional jaula	58
Figura 44. Frecuencias propias del chasis optimizado.....	58
Figura 45. Geometría simplificada vehículo ZAMIA.....	62
Figura 46. Condiciones de frontera vehículo ZAMIA.....	63
Figura 47. Malla obtenida para el estudio	64
Figura 48. Parámetros de calidad de malla	64
Figura 49. Histograma de calidad de malla.....	65
Figura 50. Perfil de velocidades del flujo	66
Figura 51. Líneas de flujo en el vehículo.....	66
Figura 52. Contorno de presiones del vehículo.....	66
Figura 53. Bosquejo de fabricación del chasis	68
Figura 54. Proceso de ensamble y soldadura del chasis	69
Figura 55. Chasis ensamblado y soldado	69
Figura 56. Medidas usadas para la fabricación del chasis.....	70
Figura 57. Carrocería fabricada y anclada al chasis con tolerancias respectivas	70
Figura 58. Base del vehículo	72
Figura 59. Anclaje de la base	73
Figura 60. Peso de 40 Kg	73
Figura 61. Prueba Torsional	74
Figura 62. Equipo de mediciones de Frecuencias Propias	75
Figura 63. Estructura suspendida.....	75
Figura 64. Impacto con martillo	76

INTRODUCCIÓN

Colombia es un país con un suelo altamente fértil en gran porcentaje de superficie respecto al promedio mundial 11% respecto al 9% mundial[1], esto genera que la agricultura fuese considerada una actividad económica altamente rentable para el país en tiempos pasados. Debido a la modernización e industrialización de técnicas agrícolas que se han desarrollado muchos países, estos han alcanzado rendimientos superiores a Colombia en temas de producción agrícola. Dado que la topografía colombiana imposibilita el uso de muchas de estas técnicas en especial las que involucran vehículos. Como solución para mantener a Colombia como un país competitivo, el desarrollo de vehículos capaces de desplazarse en terrenos con altas pendientes y con carga ha sido de gran interés en los últimos años.

El cacao es uno de los productos con facilidad de crecimiento excepcionales en el país, el cual se produce principalmente en los departamentos de Tolima, Huila, Arauca, Antioquia y Santander, quienes suman el 72% de la producción nacional, de estos los últimos tres departamentos representan el 8%, 9% y 42% respectivamente [2]. Cabe destacar que la topografía colombiana es montañosa en gran parte de su territorio, debido a que la cordillera de los andes en este país presenta una peculiar división en tres ramificaciones: la occidental, central y oriental; las cuales recorren prácticamente todo el país. El departamento de Santander es el principal productor de cacao de Colombia y está atravesado por la cordillera oriental por lo que es un departamento particularmente montañoso lo que hace que la recolección de cacao sea una tarea laboriosa.

El Tecno parque con el fin de facilitar estas labores desarrolló un vehículo denominado “ZAMIA”, el cual es capaz de soportar 500 Kg de carga de cacao y superar pendientes de hasta 32 ° grados de inclinación. Este vehículo fue construido y probado en cultivos reales obteniendo resultados satisfactorios.

Aunque los resultados y el funcionamiento de “ZAMIA” cumplieron las expectativas, se determinaron aspectos que pueden ser mejorados y optimizados, como por ejemplo el peso y la resistencia del vehículo; él cuál debido a su condición de uso no requiere grandes velocidades, pero sus coeficientes de arrastre eran significativamente altos para un vehículo. Por lo que este trabajo tiene como fin dar continuación y mejorar los resultados del anterior vehículo.

1. OBJETIVOS

1.1 Objetivo General

- Desarrollar el chasis y la carrocería de un vehículo de recolección de cacao mediante el uso de sistemas CAD-CAM-CAE.

1.2 Objetivos específicos

- Analizar desde el punto de vista estructural por medio de FEA (Análisis de Elementos Finitos) el chasis actual teniendo en cuenta los planos existentes.
- Evaluar la aerodinámica de la carrocería por medio de análisis CFD.
- Proponer un nuevo diseño del chasis y carrocería basado en los resultados obtenidos del análisis del chasis actual.
- Evaluar la rigidez y resistencia del diseño propuesto con CAE.
- Construir un prototipo del chasis y carrocería, propuesta por medio de simulaciones y pruebas estáticas.

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACIÓN

2.1 Definición del Problema

El presente proyecto busca dar solución a las necesidades que TECNOPARQUE del SENA detectaron en el sector cacaocultor del país; esta institución considera que el principal punto a mejorar, es el optimizar los tiempos de recolección de cacao desde el árbol al punto de acopio en la finca productora, teniendo en cuenta que los terrenos de las mismas son agrestes y los senderos en las plantaciones son angostos, sin descuidar la seguridad de los cacaoteros y que la huella ecológica de la solución debe ser mínima.

Los cacaocultores de acuerdo con su experiencia expresan los siguientes inconvenientes: la mayoría de vehículos para el sector agrícola no son eléctricos o amigables con el medio ambiente, además no se cuenta en el mercado nacional con vehículo todoterreno o ATV (All Terrain Vehicle) adaptado a las singularidades del terreno colombiano y menos aún a las necesidades del sector cacaocultor, es en este último aspecto es al que se busca dar solución con este proyecto, por esto el diseño a realizar será un nuevo modelo de ATV el cual se plantea que sea:

- Diseño de vanguardia de líneas orgánicas, pero sin sacrificar su usabilidad.
- Modelo aerodinámico sin descuidar la habitabilidad.
- Vehículo eléctrico, limita las distribuciones en la cabina del vehículo, pero se buscará que igualmente sea confortable.
- Soportado por energía fotovoltaica, dado que estos automotores su mayor rango de uso es en espacios abiertos y en horas de luz solar se ha planteado que se alimente de paneles solares, estos paneles deben ser adaptados al modelo de tal forma que este no pierda su estética.
- Seguridad, este es uno de los aspectos que más se descuidan en este tipo de vehículos, ya que al ser vehículos que máximo alcanzan los 50 Km/h se suele asumir que son seguros, estos carros LSV del inglés Low-Speed Vehicle “Vehículos de Baja Velocidad” pueden tener cualquier sistema de propulsión, como motor de combustión interna también conocidos como ICE (Internal Combustion Engine) o con motor eléctrico denominados EVs por sus siglas del inglés Electric Vehicles (vehículos eléctricos), este último tiene una categoría llamada All Terrain Vehicle que es la línea en la que se va a enfocar este proyecto.

Todo esto junto con el objeto del vehículo es decir su usabilidad o función intrínseca del vehículo que es la de transportar personas y carga por los senderos de las plantaciones lo que restringe el diseño, por ejemplo, este uso hace inviable la postura de puertas porque los cacaocultores necesitan estar descendiendo y ascendiendo al carro continuamente, esta ausencia de puertas aumenta la posibilidad de expulsión de los usuarios del mismo.

Por otra parte, este proyecto particular tiene ciertas restricciones adicionales de diseño; una de estas es que el SENA, ya cuenta con un vehículo construido con todos sus componentes, los cuales representan el 90% de los costos del mismo, por lo deben adaptarse rigurosamente al chasis y la carrocería que se va a rediseñar, además el vehículo a realizar es un nuevo concepto de carro ATV electrónico el cual debe cumplir no solo con las restricciones de diseño (peso, resistencia, espacio, seguridad, entre otras), sino también con la rigurosidad del terreno y la necesidad de transportar carga.

2.2 Justificación

La recolección de cacao es una tarea bastante dispendiosa la cual no se puede realizar de forma automatizada, por varias razones, como por ejemplo; cada fruto del cacao o mazorca, madura de forma diferente incluso si es de la misma variedad o se encuentran en el mismo árbol; el retiro del fruto debe realizarse con un elemento cortante; no debe retorcerse o jalarse porque esto puede lastimar los cojinetes florales haciendo que se disminuya de por vida la producción, pues el árbol ya no producirá más fruto en esta zona afectada; por otra parte el corte debe efectuarse cercano al fruto para dejar un pedazo de tallo denominado pedúnculo el cual se desprenderá con el tiempo dejando el tronco con una cicatriz que impide la entrada de enfermedades; aunado a esto, están las características del terreno en Colombia especialmente en Santander que es bastante abrupto, y además los senderos en las plantaciones son estrechos, lo que no permite el fácil ingreso de vehículos automotores; por lo que el traslado de los frutos desde el punto de cosecha al de recolección en las fincas es realizado a pie por los recolectores, haciendo aún más ardua esta labor. Estas demoras también pueden afectar el resultado final del producto ya que se requiere una maduración específica sobre todo para el uso del cacao para chocolate, el cual cabe acotar que es el principal producto que se genera del cacao, si el fruto se pasa uno o varios días de maduración ya no se puede usar para producción de chocolate, situación que es muy usual sobre todo en fincas de gran extensión y con terrenos abruptos, pues los recolectores no alcanzan a cubrir tanto terreno por el tema de la carga que son capaces de transportar y el tiempo que gastan en llevar el fruto al punto de acopio.

Dentro del plan estratégico del Servicio Nacional de Aprendizaje – SENA/TECNOPARQUE se encuentra el de generar emprendimientos de base tecnológica, que conlleven a una mejora en la competitividad de la región, calidad de vida de sus habitantes, dando soporte al mediano y pequeño empresario de los Santandereños en sus ideas de negocio. Este proyecto “Desarrollo de chasis y carrocería de vehículo eléctrico de recolección de cacao” es de gran pertinencia para el desarrollo de la región, en este caso particular es importante resaltar los datos de la Federación Nacional de Cacaoteros (FEDECACAO), lo cuales indican que en 2017 se produjeron 60.535 toneladas de cacao en el país y Santander es el principal productor en el país con 38.06% de participación correspondientes a 23.042 toneladas, con exportaciones de alrededor de 11.926 toneladas, siendo este junto con el café una de las apuestas en el sector agrícola de Proexport Colombia y de los planes de gobierno para la sustitución de cultivos ilícitos.

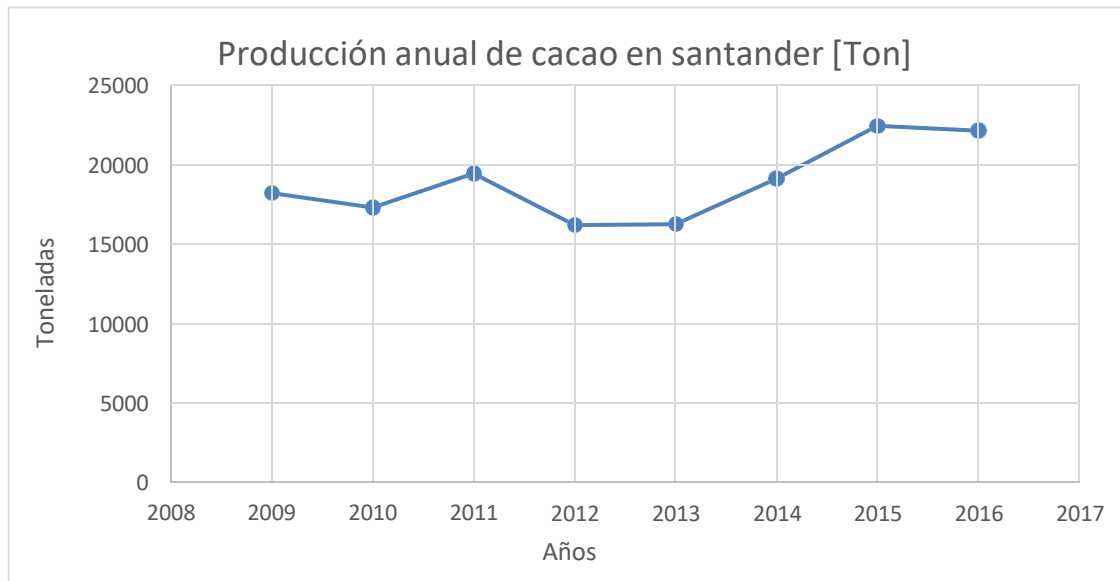


Figura 1. Producción anual de cacao en Santander en Toneladas[2]

Atendiendo la necesidad del sector agrícola mencionada, el SENA ha construido un vehículo eléctrico para optimizar los tiempos de recolección, que puede subir pendientes de 32° y facilitar dicha tarea para el operador de campo; sin embargo, el vehículo no cuenta con el soporte de ingeniería necesario para verificar la resistencia mecánica y, por ende, el comportamiento del vehículo ante obstáculos, impactos y/o condiciones propias impuestas por el entorno.

El chasis es el esqueleto del vehículo y sobre el que van gran parte de los componentes del auto como los ejes, suspensión, ruedas, motor y carrocería, por lo que es un sistema de vital importancia para el correcto funcionamiento y la resistencia mecánica de los automóviles, permitiendo la seguridad de los pasajeros y entregar buena respuesta ante posibles obstáculos o impactos. Por su parte la carrocería complementa esta función con un enfoque estético y aerodinámico que permite al vehículo funcionar de manera estable y segura. Es por esto que es de vital importancia el análisis de estos dos componentes y realizar mejoras que garantice un mayor ahorro energético, sin descuidar la seguridad de los tripulantes y la capacidad de carga del vehículo.

Por lo tanto, se propone este proyecto de ingeniería inversa y reingeniería para dar respuesta a la solicitud por parte del SENA, con el fin de realizar análisis, cálculos mecánicos, optimización del chasis y la carrocería del vehículo eléctrico, buscando la mejora en materiales, costos y consumo energético. Adicionalmente, permite fortalecer la línea de investigación en Ingeniería Automotriz sino también estar en concordancia con tendencias mundiales sobre responsabilidad ambiental, emisiones vehiculares y movilidad sustentable

3. ANTECEDENTES

La estrategia TecnoParque del Servicio Nacional de Aprendizaje – SENA, analizó el sector cacaotero y detectó que este presenta problemas de competitividad, especialmente en las tareas de recolección del fruto del cacao el cual es recolectado en camellones que cada campesino transporta en terrenos agrestes, que pueden llegar a presentar pendientes de hasta 60° grados (TecnoParque- SENA, 2017).

Para dar solución a esto TecnoParque del SENA construyó un vehículo que permitiera mejorar los tiempos de recolección, con este vehículo se enfocaron en destacar características de la región, por lo que tomaron las formas biométricas de las Atta Laevigata (Hormigas Culona) y a través de la técnica Low Poly de geometrización generaron la carrocería del vehículo y el nombre fue tomado del nombre técnico del cacao endógeno de Santander el Zamia Encephalartoides coloquialmente conocido como cacao indio (TecnoParque- SENA, 2017).

También tuvieron en cuenta otros aspectos para el diseño como el análisis topológico del terreno detectaron los siguientes requerimientos:

- 4 llantas para terreno montañoso
- Suspensión independiente
- 2.5m máximo de largo
- 1.4m máximo de ancho
- 2 m máximo de distancia entre ejes
- 1.3 m de trocha
- Altura al piso máxima 40 cm, mínima 30 cm
- Radio de giro de 5m
- Tracción trasera
- Superar inclinaciones de 60°
- Reversa

Adicional a esto se consideraron las necesidades y requisitos del sector cacaotero de lo que se pudo definir:

- Cumplirá 3 prestaciones: Movilidad, carga y acople para otras máquinas
- Capacidad para 2 ocupantes
- Planchón de carga 45 x 12 x 52 pulgadas como mínimo.
- Capacidad de carga de 0,5 TON
- Winche frontal
- Techo superior protector para el sol
- Presencia de una toma eléctrica

En cuanto seguridad se tomaron los siguientes aspectos

- Estructura en acero
- Jaula Antivuelco
- Cinturón de Seguridad
- Centro de gravedad lo más bajo posible para evitar volcamientos

El resultado fue



Figura 2. Zamia Prometrus desarrollado por el SENA[4]

En la construcción de este vehículo, aunque se tuvieron ciertas consideraciones en cuenta, realmente no se aplicó un desarrollo de ingeniería por lo que es necesario realizar un proceso de ingeniería inversa y reingeniería para garantizar que se pueda cumplir con los requerimientos expuestos y con estándares de seguridad.

4. ESTADO DEL ARTE

En el diseño de vehículos existen varios ítems que se interrelacionan y son de gran importancia:

- Análisis estático de un chasis [5]–[12]
- Análisis de CFD de un vehículo [6], [12]–[27]
- Optimización topológica de una estructura [12], [23], [28]–[35]

Según Scopus en los últimos años los artículos respecto al tema de análisis estáticos de chasis han incrementado de manera exponencial su cantidad de artículos publicados como podemos ver en la siguiente figura usando la frase booleana TITLE-ABS-KEY (chassis AND static).

Documents by year

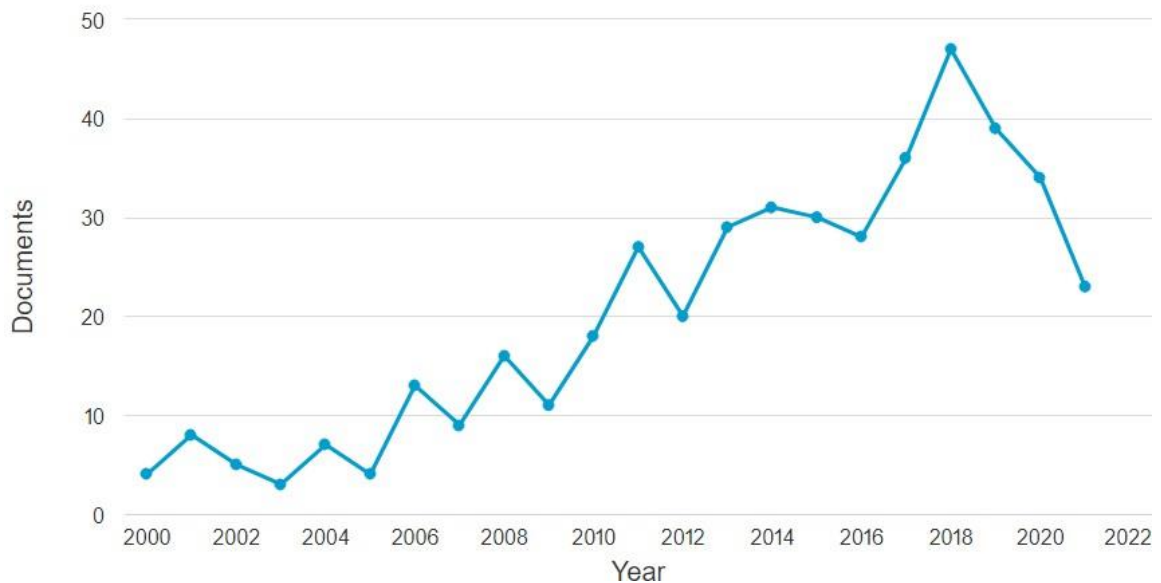


Figura 3. Cantidad de artículos publicados en el tema de análisis estático de chasis[36]

En el tema de análisis CFD de vehículos se observa una tendencia exponencial atenuada en comparación las publicaciones de análisis estáticos. Pero de la misma manera se observa una cantidad de documentos superior al caso anterior teniendo un descenso en los últimos años del tema la frase booleana utilizada para acotar esta búsqueda es la siguiente TITLE-ABS-KEY (cfd AND vehicle).

Documents by year

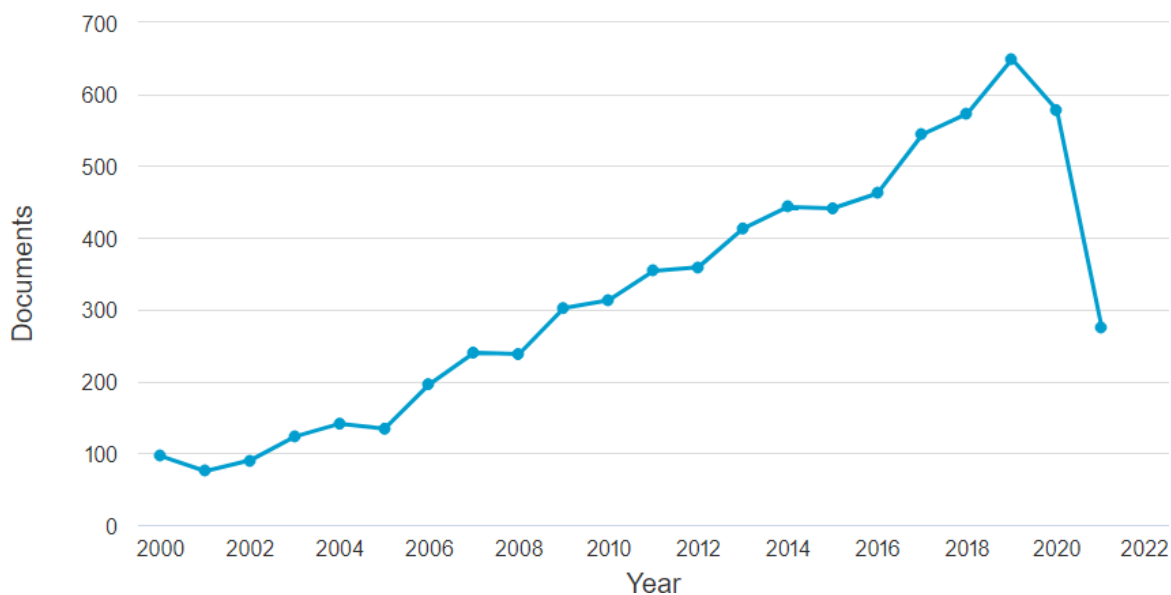


Figura 4. Cantidad de artículos publicados en el tema de análisis CFD de vehículos[36]

Finalmente, el caso de la optimización topológica en vehículos es el tema con menos publicaciones obteniendo los siguientes resultados usando la frase booleana TITLE-ABS-KEY (topological AND chasis).

Documents by year

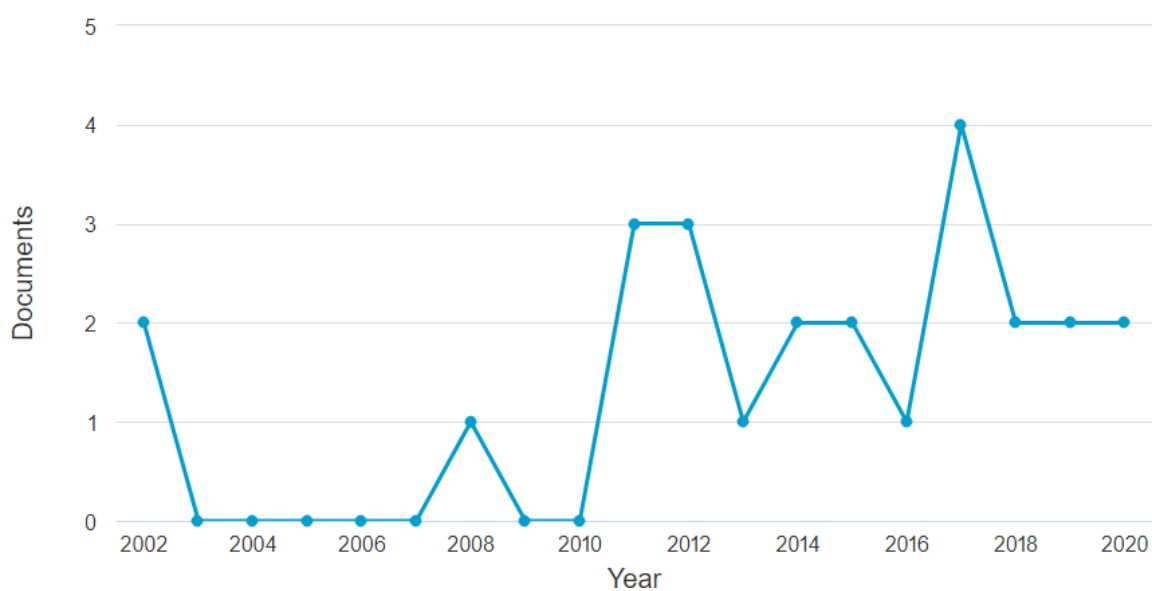


Figura 5. Cantidad de artículos publicados en el tema de Optimización topológica de vehículos[36]

Paralelamente a este proceso se realizó una red bibliométrica utilizando la herramienta VOSVIEWER para tener un panorama más amplio de los temas relacionados en torno a los chasis y sus temas derivados, obteniendo la siguiente imagen.

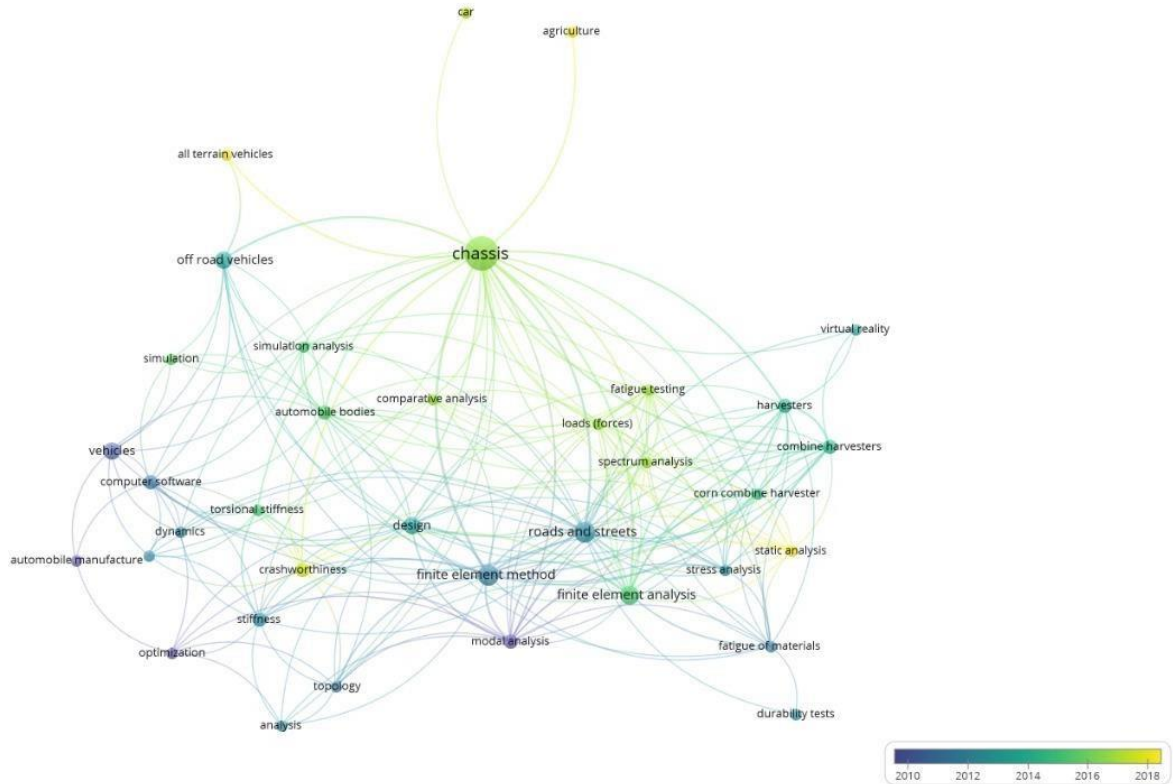


Figura 6. Búsqueda refinada usando vosviewer

Para poder tratar el tema de análisis estático que es el primer paso, se deben determinar las fuerzas que interactúan en un vehículo y el comportamiento dinámico de este justo como podemos observar en “Ground Vehicle Dynamics” [8]

Con las respectivas fuerzas establecidas para el chasis la siguiente etapa es el análisis estático del vehículo con estas fuerzas. De acuerdo a la literatura observada en [12], [28]–[35] [uno de los mejores softwares para los análisis estructurares de vehículos es ANSYS.

ANSYS es una opción popular utilizada tanto para empresas como para universidades e institutos de investigación. Lo que lo convierte en una de las primeras opciones para cualquier estudio de CFD y elementos finitos. Pese a esto hay alternativas que se adaptan mejor a ciertos problemas y brindan una solución integral supliendo falencias que posee ANSYS. Tal es el caso de COMSOL multiphysics que es un software de simulación por elementos finitos que incluye todas las herramientas para realizar todos los estudios requeridos por el proyecto junto con herramientas complementarias de CAD y análisis de datos [12][23].

De acuerdo a varias pruebas realizadas COMSOL en problemas multifísicos llega a tener hasta un 15% más de ahorro de tiempo en simulaciones y la calidad promedio de las mallas son superiores en la mayoría de los casos a las generadas por ANSYS [12], [23].

Estas ventajas pueden ser evidenciadas en el artículo titulado: “Finite Element Analysis (FEA) for Optimization the Design of a Baja SAE Chassis” donde se hace uso de este software obteniendo resultados satisfactorios.

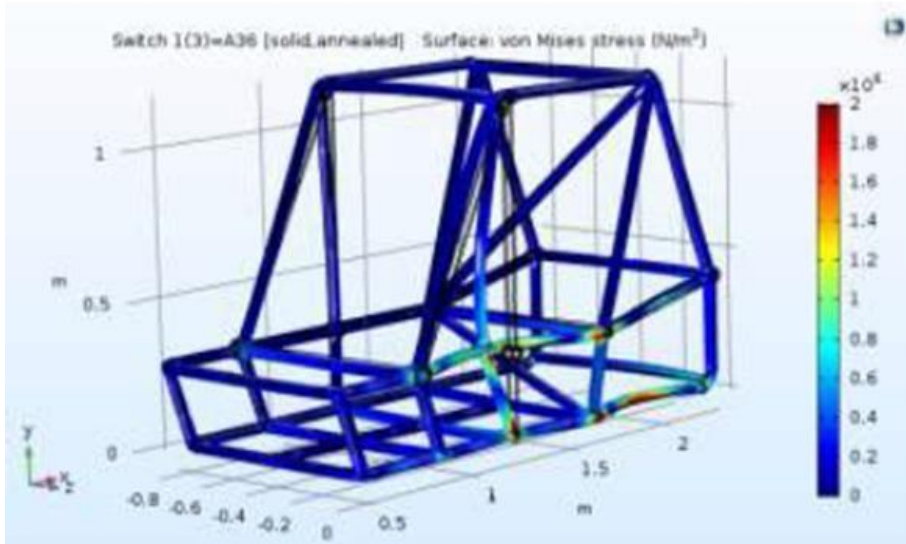


Figura 7. Análisis de elementos finitos de un chasis usando Comsol[12]

El procedimiento para poder realizar el análisis estático de un chasis es el siguiente:

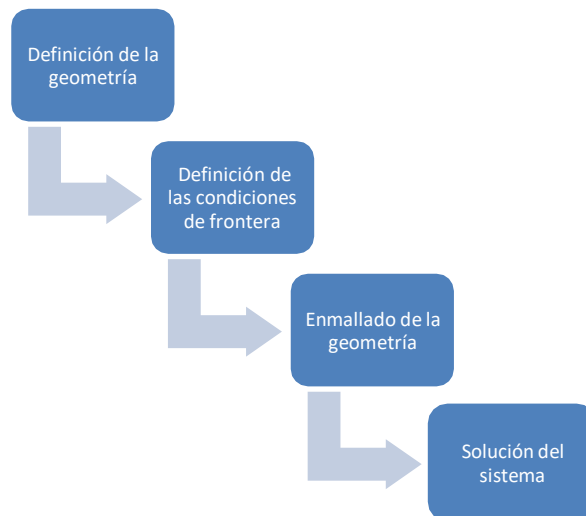


Figura 8. Paso a paso del desarrollo de un análisis estático de elementos finitos [14]

Del análisis estático se pueden extraer una serie de características que sirven como criterio para evaluar la resistencia del chasis [6], [12]–[27]:

- Rigidez a la flexión
- Rigidez a la torsión
- Frecuencias propias

Después del análisis estático se procede a analizar el comportamiento del vehículo ante impactos en situaciones similares a las de un choque real. Los procedimientos estándar para poder realizar un análisis de impactos es el siguiente:

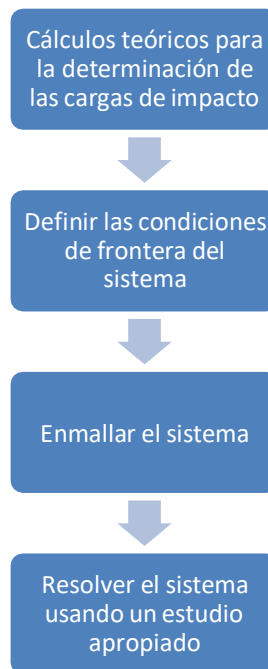


Figura 9. Metodología para el análisis de impacto usando análisis de elementos finitos (FEA) [14]

Como se menciona en el numeral 4 del procedimiento, se establece que el sistema debe ser resuelto usando un estudio apropiado, para este caso y basado en la disponibilidad y alcance del proyecto, se determinaron las siguientes configuraciones para resolver [15][16]:

- Usando una aproximación estática con fuerzas sobre dimensionadas para darle validez al estudio
- Haciendo uso de un estudio basando en la respuesta dinámica, pero llevando a cabo una serie de interpolaciones elásticas
- Estudio completo que capta el comportamiento máximo del impacto sobre un chasis.

De acuerdo a la literatura observada se requieren analizar los siguientes tipos de impactos [6], [12]–[27]:

- Impacto Lateral
- Impacto Frontal
- Impacto de Volcadura

Estos estudios pueden ser llevados a cabo tanto como en ANSYS como el COMSOL el resultado de estos análisis pueden ser visto en [12], [23], [28]–[35] obteniendo los siguientes resultados:

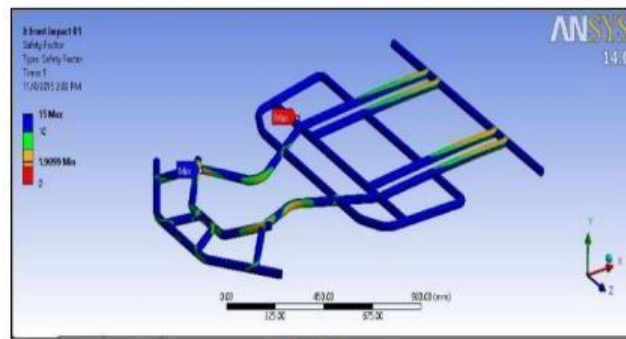


Figura 10. Resultado de un análisis de impacto usando ANSYS como software de elementos finitos [29]

Finalmente, la última parte requerida de la literatura para el desarrollo del proyecto es optimización topológica. Este proceso según [17] permite eliminar la mayoría de componentes que no aportan rigidez ni ningún tipo a la estructura.

COMSOL al ser un software multifísico permite la optimización de este tipo de cálculos y a su vez permite optimizar dichos procesos para obtener el mejor resultado con el menor tiempo posible.

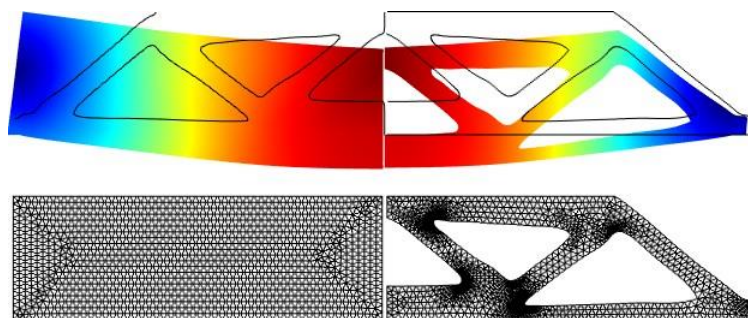


Figura 11. Optimización topológica usando COMSOL[23]

La idea de estos estudios es obtener un gradiente de densidades y determinar un umbral sobre el cual se deba determinar cómo prescindible una parte de la estructura.

5. MARCO TEÓRICO

En el diseño de un vehículo confluyen diferentes áreas del conocimiento entre diseñadores, ingenieros (mecánicos, eléctricos, control, financieros, entre otros), analistas de mercado, publicistas, técnicos, entre otros, estos grupos interdisciplinarios buscan la simbiosis perfecta de diferentes factores entre los que se destacan: habitabilidad, confort, aerodinámica y seguridad. El objetivo es obtener un vehículo con la mejor relación de potencia contra consumo de energía (combustibles fósiles, híbridos, eléctrica) y sin olvidar que este debe reflejar la imagen de la marca.

Desde que el proyecto de un nuevo modelo de vehículo recibe el visto bueno hasta que está listo para la carretera las grandes marcas de automóviles en promedio gastan entre cuatro a seis años y medio, además en este proceso ya han desarrollado todas las versiones y evoluciones que ese modelo experimentará en su ciclo vital, el cual es aproximadamente de siete años, sus responsables evolucionan y desarrollan de forma meticulosa el "know-how" o el cómo se hace.

Normalmente el tipo de vehículo determina que factor tiene mayor o menor peso en el diseño del vehículo, por ejemplo, en un carro deportivo tiene menor importancia la habitabilidad, pero priman la estética y aerodinámica en aras de que sea un modelo atractivo y veloz, por el contrario, en el monovolumen se prioriza la habitabilidad interior y la aerodinámica pasa a segundo plano.

De acuerdo con el libro "The Automotive Body - Volume I: Components Design" [37], en el desarrollo de un nuevo modelo carro se deben tener en cuenta las siguientes especificaciones generales:

- El tipo de automóvil, segmento de mercado y los volúmenes de producción
- Dimensiones exteriores e interiores relevantes.
- Motores, reductores y neumáticos a adoptar.
- Partes que se transfieren de los modelos desarrollados con anterioridad.
- Tecnologías de fabricación y montaje que se adoptarán en relación con la planta de producción seleccionada.
- Objetivos de desempeño y costo.

El reto de todo nuevo diseño es superar las expectativas de los clientes, pero sin perder de vista las restricciones como, costos, proveedores, entre otros; por esto la mayoría de vehículos nuevos llevan partes de modelos anteriores, las partes reutilizadas más comunes son el piso del automóvil, componentes del tren de potencia y del chasis, las cuales normalmente no son punto focal de los usuarios o compradores usuales y para quienes esto pasa desapercibido. Las miradas realmente se enfocan en el cuerpo del vehículo y este es el que más varía de acuerdo con las tendencias del mercado, pues es la parte tangible que logra generar múltiples sensaciones en el cliente, y que finalmente detonan en este la necesidad de comprar.

Tradicionalmente el análisis y desarrollo de un vehículo se divide en tres grupos: tren de potencia, chasis/suspensión y cuerpo, pero los vehículos modernos ahora tienen integrados el cuerpo y el chasis en una sola estructura llamada uni-cuerpo o monocasco, pero todavía algunos Pick-Up y vehículos utilitarios deportivos se construyen de forma tradicional en donde el cuerpo es independiente del chasis, como se observa en la siguiente imagen.

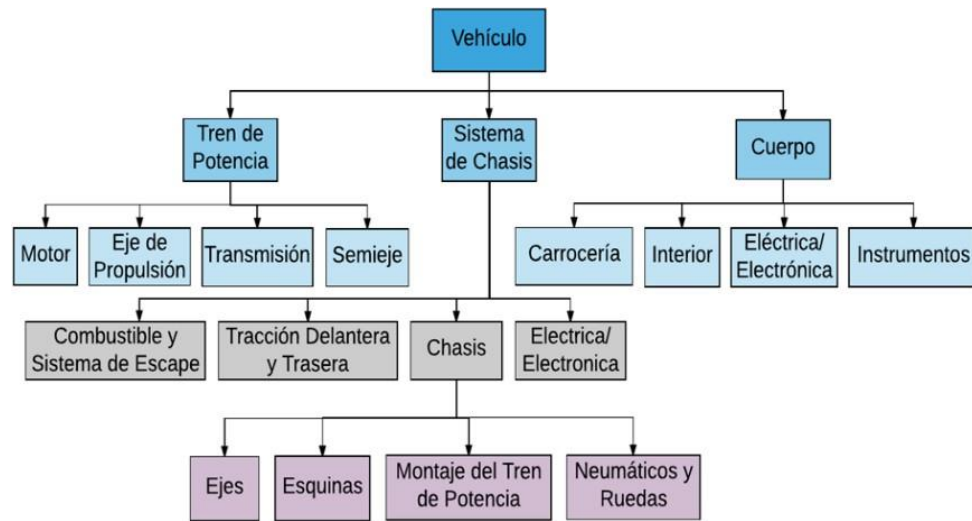


Figura 12. El vehículo sus componentes y sistemas [11]

En la figura anterior, se observa que el cuerpo del vehículo se divide en: carrocería, interior, eléctrica/electrónica e instrumentos. En el cuerpo es donde se encuentra el habitáculo para el conductor y los pasajeros por lo que en su diseño se deben tener en cuenta no solo su estética, sino su función estructural pues debe soportar diferentes esfuerzos mecánicos, así como características antropométricas para que sea ergonómico y cómodo, para esto último debe tenerse en cuenta el aislamiento que protege de las vibraciones y el ruido, pero sin sacrificar la visibilidad y la aerodinámica. A su vez este también provee el espacio para todos los indicadores del automóvil que permiten y facilitan la interacción humano-máquina, además de brindar confort a los usuarios, manteniendo bajos costos, reciclabilidad y alta fiabilidad.

5.1 La tecnología y la industria automotriz

Según con los libros “The Automotive Body: Volume I and II” [37], se debe describir mejor la importancia del software en el desarrollo automotriz, pues ahorra una gran cantidad de tiempo a los ingenieros y dinero a las fábricas. Dado que muchos libros guías sobre diseño automotriz son antiguos solo referencia el método tradicional o en el mejor de los casos el uso fraccionando de una que otra herramienta ofimática, pero en este libro hacen hincapié en esta interacción entre las actividades de ingeniería (creación del cuerpo del vehículo o carrocería y el software, la cual se observa en el siguiente diagrama:

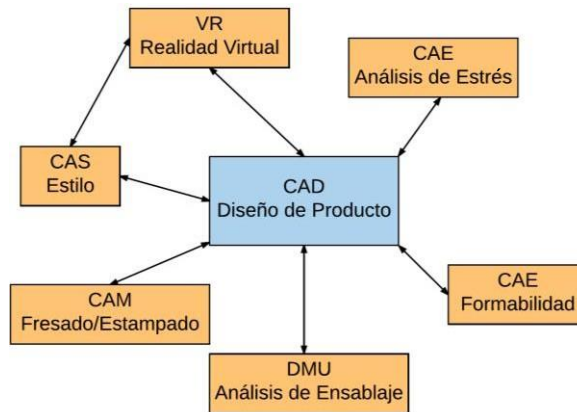


Figura 13. El desarrollo del producto y las herramientas informáticas [37]

De la figura anterior se tienen el proceso completo que se utiliza actualmente para el diseño y fabricación de la carrocería de un vehículo y el software correspondiente, se dan las siguientes relaciones:

- Los diseñadores utilizan herramientas CAS (Computer Aided Styling o Estilo Asistido por Computador) con dos objetivos, primero mejorar el acabado del producto y por otra parte generar el modelo matemático, el cual puede ser reutilizado por los ingenieros.
- La VR (Virtual Reality o Realidad Virtual) permite la representación de superficies con realismo, lo que hace posible evaluar las formas y la reflexión de la luz, además permite que quienes no estén familiarizados con los dibujos o la informática participen también en el proceso de decisión.
- Las herramientas CAE (Computer Aided Engineering o Ingeniería Asistida por Computadora) permiten hacer diversos procesos y evaluaciones, como integridad estructural del cuerpo del vehículo, peso, coeficiente de arrastre y el mallado; este último es la base para el Análisis por Elementos Finitos o FEA (del inglés Finite Element Analysis), pero para estos es necesarios utilizar programas CAD (Computer Aided Design o Diseño Asistido por Computador).
- Se pueden realizar estudios FEA especializados, como por ejemplo el análisis del comportamiento elasto-plástico, el cual es indispensable en el diseño y estampado, para esto es necesario contar con herramientas CAE, como ya se mencionó en el apartado anterior. Este modelo matemático de la carrocería obtenido por los ingenieros de producto puede ser reutilizado por los ingenieros de proceso para verificar que las hojas metálicas se pueden estampar a esta forma particular sin que estas se rasguen o arruguen, un proceso similar se lleva a cabo para las piezas de plástico.

- El modelo matemático de la carrocería utilizado por los diseñadores de estampado puede ser usado por manufactura con ayuda de un programa CAM (Computer Aided Manufacturing o Manufactura Asistida por Computador) para definir la trayectoria de las herramientas de corte y las máquinas forjadoras para el proceso de conformado mecánico de los metales del cuerpo del vehículo, también conocido como estampado.
- Las computadoras modernas con su gran poder de cálculo y a través de herramientas ofimáticas DMU (Digital Mock-Up o Maqueta Digital) que tiene módulos VR, permiten simular la planta de montaje, en los cuales se puede analizar su disposición e incluso simular el desarrollo y producción para obtener su mayor eficiencia. Además, también permiten generar conjuntos completos renderizados del producto final.

De acuerdo con este libro [37], estas renderizaciones tienen muchos beneficios.

- Los arquitectos de estilo: pueden valorar los resultados estéticos obtenidos al unir diferentes paneles teniendo en cuenta huecos o errores de perfil.
- Ingenieros de producto: les facilita el análisis de mecanismos cinemáticos y las interferencias entre partes vecinas.
- Ingenieros de producción: les posibilita realizar el peritaje del movimiento de las partes a lo largo de la línea de producción para evitar las colisiones.
- Ingenieros de servicio: les permite ejecutar la evaluación de las operaciones de montaje y desmontaje para reparaciones.

Estas herramientas informáticas son muy útiles a la hora de realizar diferentes análisis sobre el chasis y la carrocería del vehículo, como lo son los análisis estructurales (FEA), aerodinámicos (CFD), y evaluar rigidez y resistencia (CAE), pero para poder aprovechar el potencial de estas es necesario tener conocimientos de física, fluidos y dinámica.

5.2 Fuerzas que actúan en el vehículo

Las fuerzas que actúan en el chasis o la estructura de la carrocería de un vehículo pueden ser estáticas, dinámicas y/o aerodinámicas.

5.2.1 Flexión

Esta fuerza actúa en el plano vertical $x-z$ debido al peso de los componentes distribuidos a lo largo del chasis del vehículo causando la flexión alrededor del eje y .

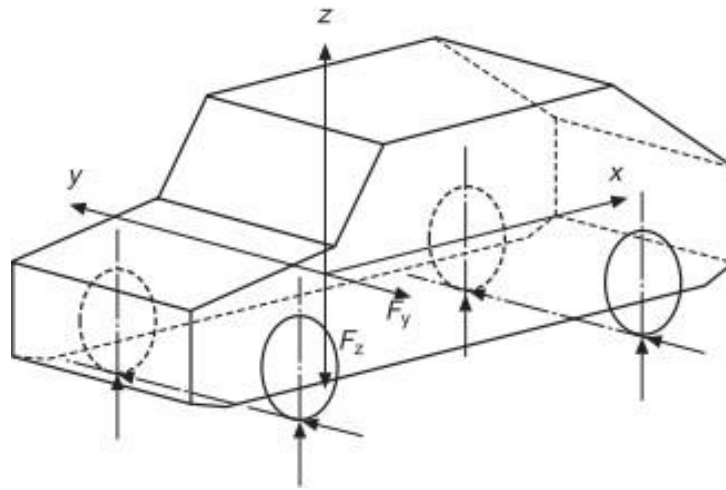


Figura 14. Flexión en el Vehículo [38]

5.2.2 Torsión

La carrocería del vehículo se somete a un momento en las líneas centrales del eje producto de aplicar cargas hacia arriba y hacia abajo en cada eje. Estas cargas dan como resultado un momento de torsión alrededor del eje longitudinal del vehículo o eje x.

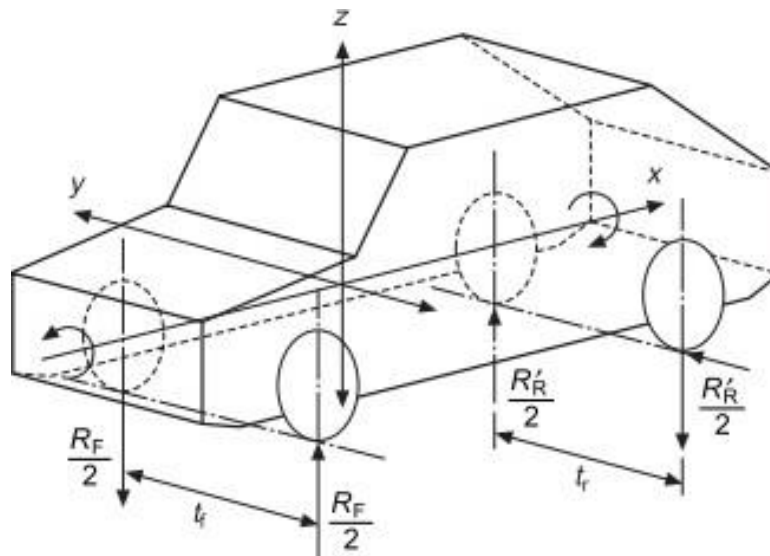


Figura 15. Torsión en el Vehículo [38]

5.2.3 Flexión y torsión

En situaciones reales la torsión no puede existir sin la flexión dado que las fuerzas gravitacionales están siempre presentes. Por lo tanto, es conveniente considerar los dos casos juntos.

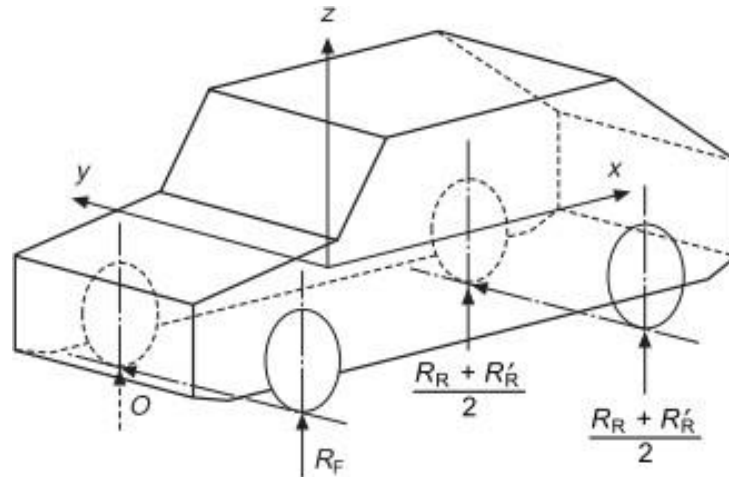


Figura 16. Flexión y Torsión combinadas [38]

5.2.4 Carga lateral

Esta condición ocurre cuando el vehículo es conducido alrededor de una esquina o cuando se desliza contra un bordillo, es decir, carga a lo largo del eje y .

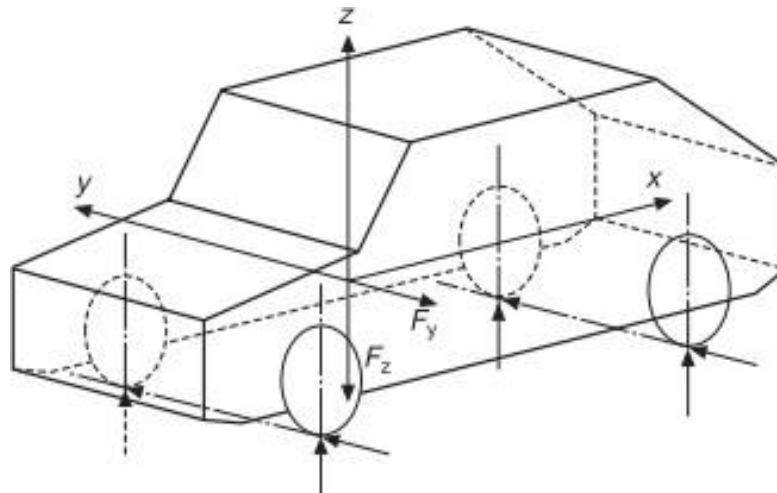


Figura 17. Carga Lateral en el Vehículo [38]

5.2.5 Carga delantera y trasera

Durante la aceleración y el frenado se generan fuerzas longitudinales (a lo largo del eje x). Las fuerzas de tracción y frenado en los puntos de contacto del neumático con el suelo reaccionan con las fuerzas de inercia de la aceleración y desaceleración.

Los casos de carga lateral y de carga delantera requieren atención cuando se diseñan los puntos de montaje de la suspensión a la estructura, pero son menos significativos en el diseño de la estructura en sí, para esto se recomienda tener en cuenta los casos de flexión, torsión y la combinación de estos.

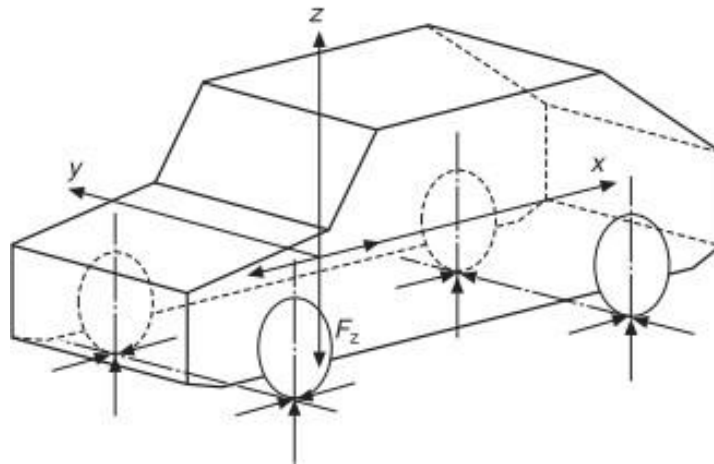


Figura 18. Carga Delantera y Trasera [38]

5.2.6 Esfuerzo

Las condiciones de carga de torsión, flexión y lateral resultan en tensiones que se producen en toda la estructura del vehículo, por lo que es indispensable que los esfuerzos inducidos en la estructura se mantengan en límites aceptables aún en las peores condiciones de carga. Aunque este análisis de Esfuerzo es bastante efectivo, deben realizarse análisis de fatiga especialmente cuando las concentraciones de esfuerzo ocurren en los puntos de montaje de la suspensión.

5.2.7 Rigidez torsional

Un requisito de diseño importante es evaluar la rigidez estructural, de hecho, muchos diseñadores consideran que la rigidez es más importante que la resistencia, pues es posible diseñar una estructura que sea lo suficientemente fuerte pero que no tenga suficiente rigidez.

Las cargas de torsión son el resultado de las cargas aplicadas que actúan en una o dos esquinas opuestas del automóvil.

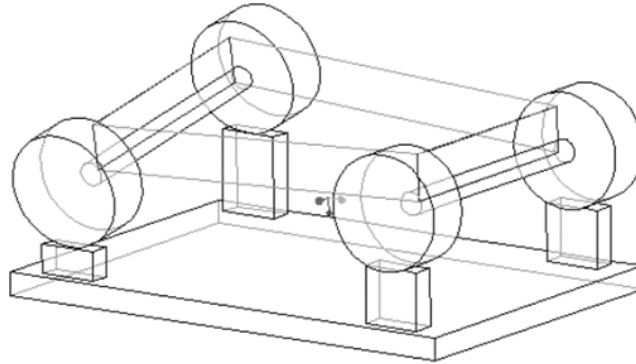


Figura 19. Rigidez Torsional [14]

La rigidez torsional es una característica que determina la relación entre el torque aplicado en el vehículo y el ángulo de rotación. Esto afecta al manejo, la comodidad y el rendimiento del vehículo.

$$T = \frac{JG\varphi}{L} = K_t\varphi$$

Donde:

- T = Torque aplicado en el carro
- J = Inercia polar del vehículo
- G = Resistencia del material
- φ = Angulo de rotación del vehículo
- K_f = Rigidez a la flexión

La rigidez torsional aceptable puede evaluarse según criterios específicos. Si la rigidez es baja, la percepción del conductor es que la parte delantera del vehículo parece temblar y las estructuras de las alas delanteras tienden a moverse hacia arriba y hacia abajo. Por ejemplo, los autos deportivos sin panel estructural en el techo tienden a tener poca rigidez torsional a menos que se refuerce la parte inferior de la carrocería; para estos automóviles, el manejo del vehículo es extremadamente importante y si la rigidez torsional es baja, esto tiene un efecto perjudicial en las características de manejo, pudiendo llegar a ocasionar un accidente.

5.2.8 Rigidez a la flexión

Los diferentes componentes del vehículo que se encuentran sobre el chasis como lo son el motor, la transmisión y demás componentes, incluido el conductor y pasajeros son cargas

verticales que, junto a las cargas de viento lateral, la inclinación de la carretera y las fuerzas centrífugas causadas por las curvas generan una flexión resultante en el chasis.

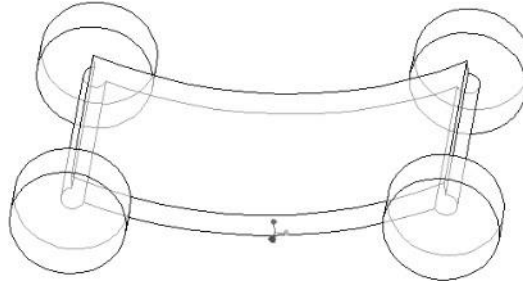


Figura 20. Rigidez a la Flexión [14]

La rigidez a la flexión es similar a la rigidez torsional. Es una medida de referencia que permite determinar la comodidad y el rendimiento del vehículo.

$$F = \frac{JG\varphi}{L} = K_f\varphi$$

Donde:

- T = Torque aplicado en el carro
- J = Inercia del vehículo
- G = Resistencia del material
- φ = Angulo de rotación del vehículo
- K_t = Rigidez torsional

En un vehículo de pasajeros, la rigidez a la flexión está determinada por los límites aceptables de desviación de las aberturas de las puertas del bastidor lateral. Si se producen desviaciones excesivas las puertas no funcionarían adecuadamente, pues estas quedarían desalineadas, y no se podrían abrir y cerrar fácilmente. Por otra parte, la rigidez del piso es importante para los pasajeros, pues si este se desvía causara sensación de inseguridad. Los paneles planos de lámina metálica delgada tienden a actuar como un revestimiento de tambor que vibra a una determinada frecuencia, la cual depende de factores tales como el tamaño, el grosor y las condiciones del panel; por lo que la rigidez local debe aumentarse en muchos lugares dentro de la estructura, como por ejemplo en: puertas, capó, puntos de la bisagra del maletero, los puntos de fijación de la suspensión, los puntos de montaje del asiento y los puntos de montaje de los componentes principales.

5.3 Análisis de las estructuras de carrocería

5.3.1 Requisitos estructurales

Los requisitos estructurales de cualquier estructura del vehículo se pueden resumir de la siguiente manera [39]:

- La estructura debe ser lo suficientemente rígida para reaccionar a las cargas estáticas (es decir, principalmente debido al peso muerto) y las cargas dinámicas (es decir, principalmente debido a la conducción en terrenos irregulares y manejo) maniobras) sin excesiva deformación.
- La estructura debe ser lo suficientemente fuerte para soportar muchos ciclos de la carga aplicada sin sufrir fatiga u otras formas de falla del material.
- La estructura debe deformarse de tal manera en condiciones de carga de impacto a fin de minimizar el riesgo de lesiones para los ocupantes y otros usuarios de la carretera.

Los diseñadores de estructuras vehicular primero se aseguran de cumplir el requisito de rigidez, ya que de esto depende el diseño estructural general y determina el comportamiento del vehículo durante maniobras normales y extremas. Básicamente, para que el sistema de suspensión realice las tareas para las que está diseñado, sus puntos de montaje deben permanecer tan estacionarios como sea posible con respecto al marco de referencia que es el sistema de eje del vehículo.

Existen tres categorías principales de carga dinámica que tienden a deformar la estructura del vehículo en relación con estos puntos de montaje [39]:

- Cargas torsionales, como cuando una rueda golpea un bache en la carretera y la carga de suspensión adicional en esa esquina del automóvil se transmite a través de la estructura del vehículo.
- Cargas de Flexión, por ejemplo, cuando ambas ruedas en un eje chocan contra un tope o un bordillo simultáneamente.
- Cargas longitudinales/laterales debidas a efectos de inercia en condiciones de tracción, frenado y/o curvas, incluidos los efectos en el plano de colisiones menores e impactos.

5.4 Métodos de análisis

5.4.1 Análisis de flexión simple

La finalidad de este análisis es determinar la rigidez torsional o las tensiones en la estructura debidas a las cargas aplicadas, es importante establecer el punto donde se ejercen las cargas

y su distribución, por lo menos de los artículos principales, por ejemplo: el motor, los pasajeros, la carga útil, entre otros, deben ser determinados o estimados.

Por lo general, se supone que el peso de la carcasa del cuerpo, es decir, el peso suspendido, se distribuye uniformemente a lo largo del vehículo. Luego, suponiendo que el vehículo se apoye simplemente en las ruedas, este se puede representar con un diagrama de carga como se muestra en la Figura 16, puede construirse la derivación de los diagramas de fuerza de corte (SF) y de momento de flexión (BM). En estos diagramas se puede ver que el SF máximo se produce en A y el BM máximo en B.

Tenga en cuenta que las cargas estáticas a menudo se multiplican por factores de 2 o 3 para permitir efectos dinámicos a medida que el vehículo atraviesa terrenos difíciles o golpea obstáculos en la carretera.

Una vez que se ha estimado el momento de flexión máximo, la tensión de flexión máxima en el caso de un vehículo con chasis enmarcado puede calcularse fácilmente a partir de la ecuación estándar de una viga simple en flexión [12]:

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I}$$

Dónde, σ es la tensión de flexión máxima, que debe ser menor que la tensión de diseño y M es el momento de flexión aplicado, I es el segundo momento del área del miembro longitudinal en ese punto e y es la distancia máxima desde el eje neutro del miembro longitudinal hasta su superficie superior o inferior.

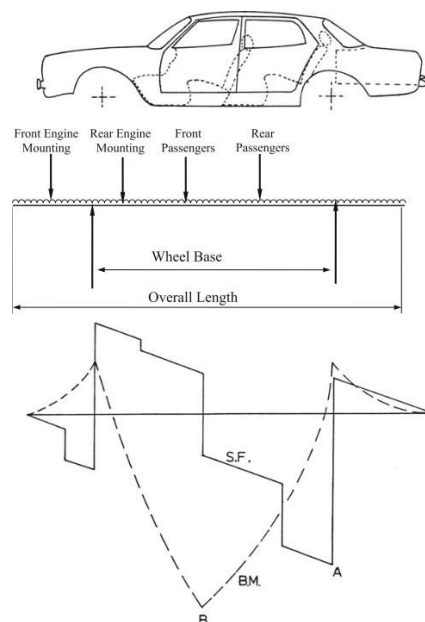


Figura 21. Diagrama indicativo de carga estática [39]

5.5 Impactos Vehiculares

Un aspecto importante al realizar los cálculos de impacto es que tipo de choque se va a analizar, elásticos, inelásticos o totalmente inelásticos. En los primeros no hay pérdida de energía cinética en el sistema como resultado del choque por lo que este tipo de colisiones en física mecánica se consideran ideales; por otra parte, están los choques inelásticos, uno o los dos objetos que chocan se deforman durante la colisión y en estos choques la cantidad de movimiento se conserva, pero la energía cinética no pues parte de ella se transforma en otro tipo de energía en el proceso de deformación de los cuerpos; por último están los choques totalmente inelásticos, en los cuerpos que chocan se mueven tras la colisión con la misma velocidad comportándose como un único cuerpo, en este tipo de choques se conserva la cantidad de movimiento pero toda la energía se transforma en calor o deformación y no se recupera.

En los análisis de impacto se debe tener en cuenta que el impulso y el momentum se relacionan de la siguiente manera:

$$\text{Impulse} = F * \Delta t = \Delta M$$

5.6 Impacto Frontal

Este es el caso más peligroso de colisión por las lesiones que puede ocasionar, seguido de los impactos laterales. Los resultados indican que el contacto con el conjunto de la dirección es una causa importante de lesiones en la cabeza y la cara para los conductores con cinturón, mientras que para el pasajero delantero se cita el cinturón de seguridad como la causa de una gran proporción de lesiones en el pecho y el abdomen, aunque estos resultados de uso del cinturón de seguridad pueden parecer desalentadores, es mejor una lesión fuerte que perder la vida.

5.7 Impacto Lateral

La dinámica del impacto lateral se puede considerar de la misma manera matemática que para el impacto frontal. Sin embargo, debido a que la estructura del vehículo entre el ocupante y el plano de impacto es mucho más pequeña en este tipo de impacto que en un impacto frontal, la causa principal de la lesión es la extensión y la velocidad de la intrusión cuando se golpea al ocupante.

5.8 Impacto de Volcadura

El impacto de volcadura es distinto a los anteriores ya que en ese el chasis del vehículo es sometido a un torque en la parte frontal de este. Este tipo de impacto permite evaluar la respuesta del chasis ante caídas y carreteras poco favorables.

5.9 Fuerzas Aerodinámicas

Cuando un cuerpo interactúa con un fluido en movimiento se pueden presentar fuerzas como:

- Arrastre
- Sustentación
- Arrastre ascendente
- Arrastre de partículas
- Vibraciones
- Propulsión
- Momentos de alaveo, cabeceo y guiñada

Pero para el caso específico de un flujo estacionario sobre un cuerpo, como es el caso de un vehículo desplazándose en velocidad constante solo son consideradas el arrastre y la sustentación.

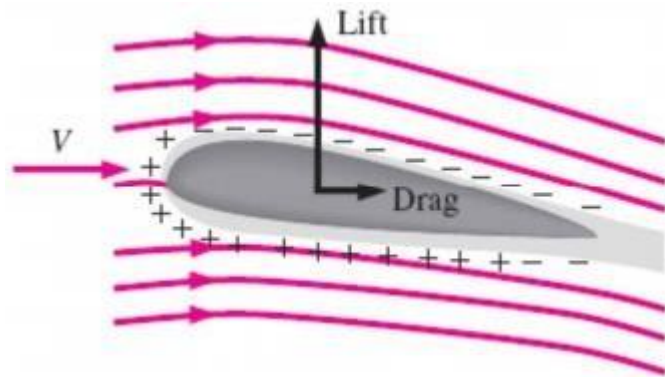


Figura 22. Fuerzas de arrastre y sustentación en un cuerpo[17]

Donde el arrastre hace referencia a la fuerza que ejercer el flujo sobre el objeto paralelo a la dirección flujo, y la sustentación a la fuerza que ejerce el flujo sobre el objeto de manera perpendicular al flujo. Las ecuaciones fundamentales de las dos fuerzas son las siguientes.

$$F_D = \int_A dF_D = \int_A (-P \cos \theta + r_w \sin \theta) dA$$

$$F_D = \int_A dF_D = \int_A (-P \sin \theta + r_w \cos \theta) dA$$

De estas fuerzas calculadas en un cuerpo o medidas de manera experimental se pueden determinar dos parámetros del vehículo que son los coeficientes de arrastre y sustentación, estos coeficientes permiten evaluar las fuerzas aerodinámicas de una manera compacta y sistemática permitiendo calcular dichas fuerzas parametrizándolas en función de:

- Velocidad del flujo
- Viscosidad
- Área transversal del objeto

Los coeficientes y las fuerzas se relacionan respectivamente con las siguientes ecuaciones.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho * V^2 * A}$$

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho * V^2 * A}$$

Estos coeficientes sirven a su vez en cálculos de la eficiencia en el consumo de combustibles o energía eléctrica y para determinar la tracción de las llantas de un vehículo.

5.10 Análisis Computacional de Fluidos Dinámicos – CFD

La dinámica de fluidos computacional es un área de estudio mixto que mezcla conocimientos de las áreas de mecánica de fluidos, métodos numéricos y ciencias de la computación con el fin de recrear interacciones de fluido.

La dinámica de fluidos computacional parte de las ecuaciones de Navier-Stokes y a partir de estas se establecen distintos enfoques. Para los casos de flujos laminares las ecuaciones se simplifican bastante y su solución no corresponde un costo computacional elevado. En cambio, para regímenes turbulentos y transitorios [40]. En la figura 23 se pueden apreciar los modelos de turbulencia más comunes organizados de acuerdo a su costo computacional.

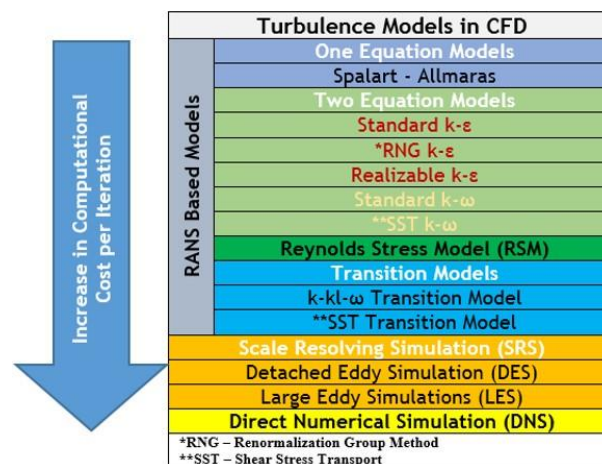


Figura 23. Modelos de turbulencia en el campo de CFD[40]

El modelo de turbulencia más apto según la bibliografía para el análisis de flujo externo sobre un vehículo es el modelo Spalart – Allmaras de tipo RANS. Para entender este modelo es necesario explicar que es un modelo RANS que viene de las siglas en inglés (Reynolds Average Navier Stokes). Estos tipos de modelos como su nombre lo dice parten de un valor promedio de cada variable de la ecuación de Navier Stokes [40].

$$\begin{aligned} u_i &= \bar{u} + u_i \\ p &= \bar{p} + p' \\ \rho &= \bar{\rho} + \rho' \\ \Theta &= \bar{\Theta} + \Theta' \end{aligned}$$

Estos valores promedio junto con sus variaciones son introducidas en la ecuación de Navier Stokes de la siguiente forma:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) = -\bar{p} + \mu \bar{u}_{yy} + (R_{ij})_{,j}$$

Donde aparece Rij conocido como tensor de Reynolds que es el que debe ser calculado por los distintos modelos RANS[40].

$$R_{ij} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{u_1 u_1} & \overline{u_1 u_2} & \overline{u_1 u_3} \\ \overline{u_2 u_1} & \overline{u_2 u_2} & \overline{u_2 u_3} \\ \overline{u_3 u_1} & \overline{u_3 u_2} & \overline{u_3 u_3} \end{bmatrix}$$

El modelo Spalart- Allmaras usado en su mayoría para flujo externo es un modelo que resuelve este tensor haciendo uso únicamente de una ecuación.

$$\nu_t = \bar{\nu} f_{v1}$$

Que se expande de la siguiente manera.

$$\frac{\partial \bar{\nu}}{\partial t} + u_j \frac{\partial \bar{\nu}}{\partial x_j} = C_{b1} [1 - f_{t2}] \bar{S} \bar{\nu} + \frac{1}{\sigma} \{ \nabla \cdot [(\nu + \bar{\nu}) \nabla \bar{\nu}] + C_{b2} |\nabla \bar{\nu}|^2 \} - \left[C_{w1} f_w - \frac{C_{b1}}{\kappa^2} f_{t2} \right] \left(\frac{\bar{\nu}}{d} \right)^2 + f_{t1} \Delta U^2$$

Y donde este modelo al ser tan simplificado requiere una serie de parámetros que fueron obtenidos de manera experimental.

σ	=	2/3
C_{b1}	=	0.1355
C_{b2}	=	0.622
κ	=	0.41
C_{w1}	=	$C_{b1}/\kappa^2 + (1 + C_{b2})/\sigma$
C_{w2}	=	0.3
C_{w3}	=	2
C_{v1}	=	7.1
C_{t1}	=	1
C_{t2}	=	2
C_{t3}	=	1.1
C_{t4}	=	2

Con el modelo completamente definido el siguiente paso es describir el método por el cual se resolverá el modelo. Los métodos de solución de problemas de CFD más comunes son los siguientes:

- Elementos Finitos
- Diferencias finitas
- Volúmenes Finitos
- Métodos sin malla

De estos el método que se va a utilizar es el de elementos finitos que busca por medio de la discretización del entorno solucionar de manera iterativa un problema físico gobernado por un respectivo modelo.

La metodología para realizar un estudio por elementos finitos es la siguiente:

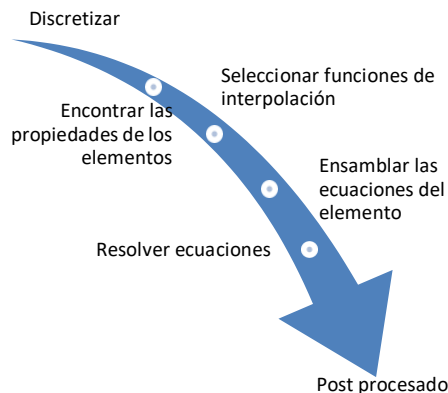


Figura 24. Metodología por elementos finitos [39]

6. METODOLÓGIA

La metodología utilizada en el desarrollo del proyecto fue la V-Model, la cual está basada en procedimientos Top Down y Bottom Up para el diseño de sistemas mecatrónicos, abordando los proyectos desde dos enfoques; uno de diseño y especificaciones del sistema y el otro la validación e implementación. Al mismo tiempo cada uno de estos está dividido en cuatro niveles, que son: funcional, sistema, subsistema y componente. Esta metodología fue introducida en el 2004 por la Sociedad Alemana de Ingeniería.

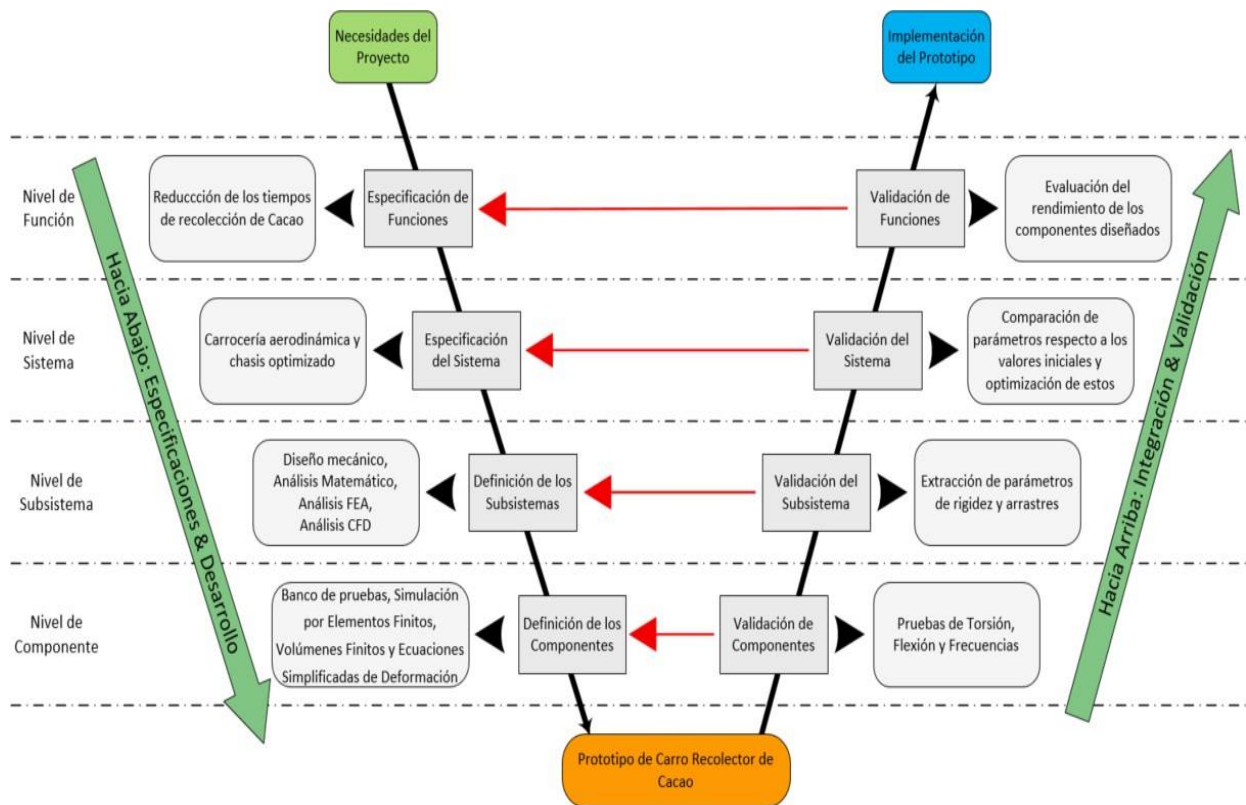


Figura 25. Estructura metodología de diseño mecatrónico,[42], modificado por Autor

Las ventajas de aplicar esta metodología es cada nivel cuenta con su validación, lo que permite contrastar los datos cálculos, con los simulados y experimentales.

7. CÁLCULOS DE DISEÑO

El primer paso de los cálculos simplificados es calcular la posición del eje neutro. Para lo cual se calculan por separado los momentos estáticos eje $x'-x'$ de cada una de las áreas que componen la sección:

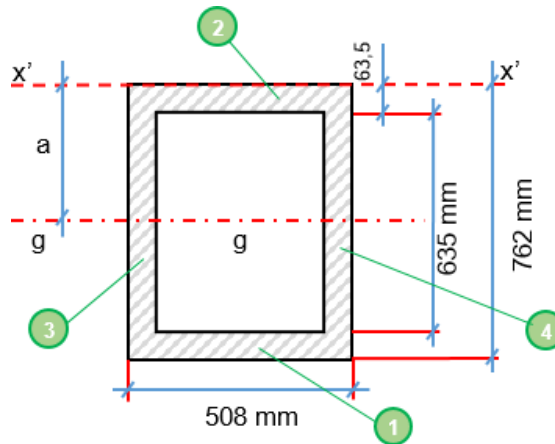


Figura 26. Metodología Sección transversal asumida

7.1 Momento

$$Mn = \sum dA * y^n$$

Donde:

- dA es cada área elemental que compone a la figura plana
- y es la distancia del Centro de Gravedad o c.d.g. de cada área elemental al eje $x'-x'$ de referencia.

Cuando $n=1$, recibe el nombre de momento estático (ME):

$$ME = \sum dA * y$$

Cuando $n=2$, recibe el nombre de momento de inercia (I):

$$I = \sum dA * y^2$$

7.2 Momento estático

- Momento estático área 1:

$$ME_1 = 508 * 63,5 * (762 - (\frac{63,5}{2})) = 23556404,5 \text{ mm}^3$$

- Momento estático área 2:

$$ME_2 = 508 * 63,5 * (\frac{63,5}{2}) = 1024191,5 \text{ mm}^3$$

- Momento estático área 3:

$$ME_3 = 63,5 * 635 * (\frac{762}{2}) = 15362872,5 \text{ mm}^3$$

- Momento estático área 4:

$$ME_4 = 63,5 * 635 * (\frac{762}{2}) = 15362872,5 \text{ mm}^3$$

El momento estático total de la sección del perfil, es la sumatoria de los momentos de cada área, así:

$$ME_T = ME_1 + ME_2 + ME_3 + ME_4$$

$$ME_T = 23556404,5 + 1024191,5 + 15362872,5 + 15362872,5 = 55306341 \text{ mm}^3$$

El área de la sección del perfil es:

$$A = (2 * 508 * 63,5) + (2 * 635 * 63,5)$$

$$A = 145161 \text{ mm}^2$$

El momento estático del área total de una figura plana respecto de un eje distinto y paralelo al eje neutro, es igual a la suma de los momentos de cada una de las áreas elementales que componen a la figura respecto al nuevo eje, es decir:

$$a * A = \sum dA * y$$

Donde:

- a es la distancia del eje de referencia x'-x' al eje neutro
- A es el área total de la figura plana
- dA es cada área elemental que compone a la figura plana
- y es la distancia del c.d.g. de cada área elemental al eje x'-x' de referencia.

La distancia (a) del eje neutro al eje de referencia x'-x' es:

$$a = \frac{ME_T}{A}, \quad a = \frac{55306341}{145161} = 381 \text{ mm}$$

7.3 Momento de inercia

Momento de inercia $I_{x'x'}$ de la sección con respecto al neutro, Teorema de Steiner

$$ME_2 = 508 * 63,5 * \left(\frac{63,5}{2}\right) = 1024191,5 \text{ mm}^3$$

$$I_{x'x'} = I_{xx} + A * d^2$$

$$I_{x'x'} = \frac{1}{12} * b * h^3 + A * d^2$$

- b es la base de la figura plana
- h es la altura de la figura plana
- A es el área de la figura plana
- d es la distancia del c.d.g. de cada área elemental al eje x'-x' de referencia.

Donde:

- Momento de Inercia del área 1:

$$I_{xx_1} = \frac{1}{12} * 508 * 63,5^3 + 508 * 63,5 * \left(a - \frac{(63,5)}{2}\right)^2$$

$$I_{xx_1} = \frac{1}{12} * 508 * 63,5^3 + 508 * 63,5 * \left(381 - \frac{(63,5)}{2}\right)^2 = 0.03945527055 \text{ m}^4$$

- Momento de Inercia del área 2:

$$I_{xx_2} = \frac{1}{12} * 508 * 63,5^3 + 508 * 63,5 * \left(381 - \frac{(63,5)}{2}\right)^2 = 0.03945527055 \text{ m}^4$$

- Momento de Inercia del área 3:

$$I_{xx_3} = \frac{1}{12} * 63,5 * 635^3 + 63,5 * 635 * 0^2 = 0.01354920005 \text{ m}^4$$

- Momento de Inercia del área 4:

$$I_{XX_4} = \frac{1}{12} * 63,5 * 635^3 + 63,5 * 635 * 0^2 = 0.01354920005 \text{ mm}^4$$

- Momento de inercia total de la sección, es:

$$I_{XX} = I_{XX_1} + I_{XX_2} + I_{XX_3} + I_{XX_4}$$

$$I_{XX} = 0.039455 + 0.03945 + 0.013549 + 0.013549$$

$$I_{XX} = 0.78937 \times 10^9 \text{ m}^4$$

El momento resistente (W_x), se define como:

$$W_x = \frac{I_{XX}}{y_{m\acute{a}x}}$$

- I_{XX} es el momento de inercia respecto al eje x-x o eje neutro de la sección,
- $y_{m\acute{a}x}$ es la distancia del eje neutro de la sección a la fibra más alejada de la misma.

$$y_{m\acute{a}x} = 762 - a = 762 - 381 = 381 \text{ mm}$$

Donde:

$$W_x = \frac{0.78937}{3.81},$$

$$W_x = 0.20718 \text{ m}^3 = 0.207 \text{ m}^3$$

7.4 Resumen de Datos

Tabla 1. Datos de la viga

SECCIÓN	Distancia al Eje Neutro [m.m.]	Momento de Inercia respecto al eje que pasa por su c.d.g. [m.] ^4	Momento de Inercia respecto al Eje Neutro (STEINER) [m.] ^4
1	349,25	0.010839	0.039455
2	349,25	0.010839	0.039455
3	0	0.01354	0.0135454
4	0	0.01354	0.0135492
TOTAL	-----	0.207	0.106008

Con los cálculos de la sección transversal de la viga aproximada se procede a realizar los cálculos de vigas usando las siguientes tablas de cargas:

Tabla 2. Pesos Vehículo

Item	Masa [Kg]	Peso [N]	Distancia				longitud [mm]	longitud [m]	Centroíde [m]	Carga Puntual [N]	Carga Distribuida [N/m]
			Inicial [mm]	Inicial [m]	Final [mm]	Final [m]					
Bateria 1 Gel-Ácido (Acido plomo, ciclo profundo)	7,63	74,85	1.140,00	1,140	1.310,00	1,310	170,00	0,170	1,225	74,85	-
Bateria 2 Gel-Ácido (Acido plomo, ciclo profundo)	7,63	74,85	1.320,00	1,320	1.490,00	1,490	170,00	0,170	1,405	74,85	-
Motor AC50 2628	52,00	510,12	1.158,00	1,158	1.376,00	1,376	218,00	0,218	1,267	510,12	-
Reductor	1,55	15,21	1.392,00	1,392	1.513,00	1,513	121,00	0,121	1,453	15,21	-
Transmisión Delantera	2,91	28,55	39,00	0,039	247,00	0,247	208,00	0,208	0,143	28,55	-
Transmisión Trasera	2,91	28,55	1.992,00	1,992	2.199,00	2,199	207,00	0,207	2,096	28,55	-
Sistema de Amortiguación y Tijeras Delantera * 2	9,48	93,00	16,00	0,016	307,00	0,307	291,00	0,291	0,162	93,00	-
Sistema de Amortiguación y Tijeras Trasera * 2	9,48	93,00	1.992,00	1,992	2.283,00	2,283	291,00	0,291	2,138	93,00	-
Silla Izquierda	41,19	404,07	1.080,00	1,080	1.490,00	1,490	410,00	0,410			985,55
Silla Derecha	41,19	404,07	1.080,00	1,080	1.490,00	1,490	410,00	0,410			985,55
Sistema Solar (Paneles y rieles)	21,36	209,54	971,00	0,971	1.509,00	1,509	538,00	0,538	NA	-	389,48
Celda de Seis Baterías Tesla Litio-ión (Alimentan el circuito primario, tren de potencia)	78,40	769,10	1.057,00	1,057	1.948,00	1,948	891,00	0,891	NA	-	863,19
Chasis	200,00	1.962,00	-	-	2.328,00	2,328	2.328,00	2,328	NA	-	842,78
Winche	11,51	112,91	51,00	0,051	131,00	0,131		-			-
Tolva	87,50	858,38	1.738,00	1,738	2.552,40	2,552		-			-
Llantas Delantera *2	30,00	294,30	94,00	0,094	550,00	0,550	456,00	0,456	0,322	294,30	-
Llantas Trasera *2	30,00	294,30	1.827,00	1,827	2.283,00	2,283	456,00	0,456	2,055	294,30	-
PESO MUERTO TOTAL	634,74	6.226,80							-	6.226,80	
PESO MUERTO TOTAL SOLID	649,06	6.367,28							-	6.367,28	
									-		
Tripulantes Hombre	67,00	657,27	1.080,00	1,080	1.490,00	1,490	410,00	0,410			1.603,10
Tripulantes Mujer	61,00	598,41	1.080,00	1,080	1.490,00	1,490	410,00	0,410			1.459,54
Conductor Hombre + Silla	108,19	1.061,34	1.080,00	1,080	1.490,00	1,490	410,00	0,410			2.588,64
Copiloto Mujer + Silla	102,19	1.002,48	1.080,00	1,080	1.490,00	1,490	410,00	0,410			2.445,08
Personas + Sillas	210,38	2.063,83	1.080,00	1,080	1.490,00	1,490	410,00	0,410	1,285		5.033,73
Carga	625,00	6.131,25	1.738,00	1,738	2.552,40	2,552	814,40	0,814			
PESO TOTAL	1.484,44	14.562,36									
Puntos de Anclaje			211,00	0,211	2.151,00	2,151		-			
Distancia entre Ejes			1.940,05	1,940							
Longitud Tubería Rectangular			1.793,00	1,793							
Longitud Tubería Cuadrada			535,00	0,535							
Longitud TOTAL			2.328,00	2,328							
									Centroíde [m]	MOMENTO [N-m]	
Momento Carga + Tolva		6.989,63							2,145	2.846,18	
Momento Winche		112,91							0	14,79	

Y usando el software MD Solids 4.0 se ejecutó el estudio de viga obteniendo los siguientes resultados.

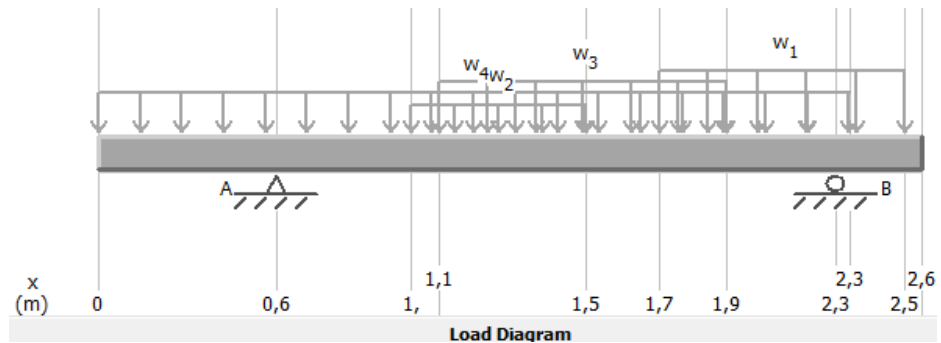


Figura 27. Diagrama de cargas

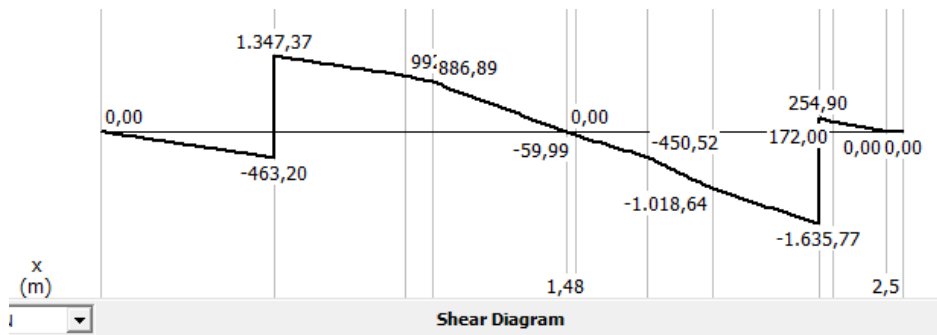


Figura 28. Diagrama de fuerza cortante

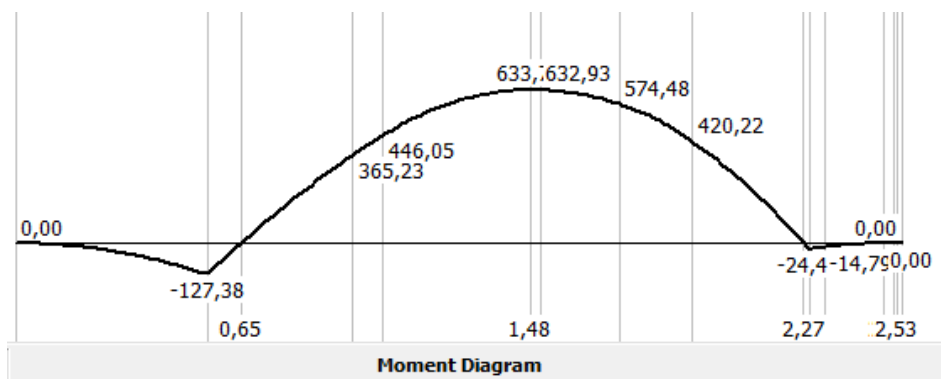


Figura 29. Diagrama de momento flector

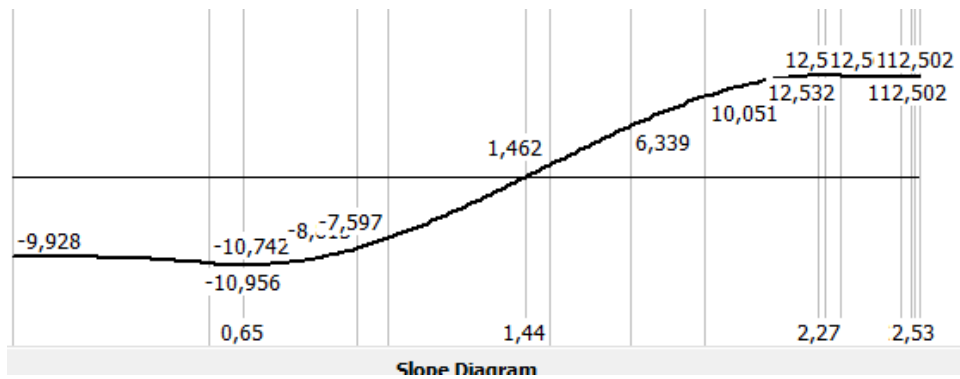


Figura 30. Diagrama de inclinación de la viga

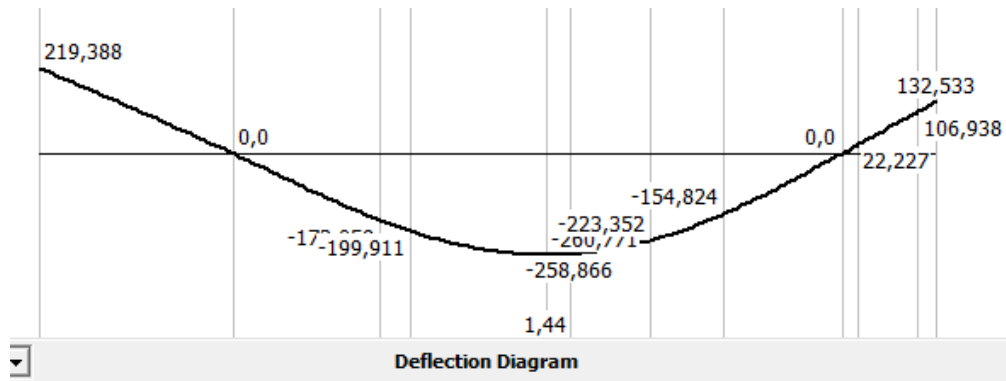


Figura 31. Diagrama de deflexión de la viga

7.1 Cálculos Analíticos

Los cálculos analíticos del chasis usando el acero AISI 1020 son los siguientes:

Esfuerzo mecánico

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

The maximum moment for AISI 1020 is:

$$M = 103.98[Nm]$$

$$\sigma = \frac{103.98[Nm]}{7.59545 \times 10^{-7}[m^3]}$$

$$\sigma = 136897709.1 [Pa]$$

Esfuerzo cortante

$$r = \frac{G\theta}{L}$$

Siendo G el módulo cortante del material

$$G = 7.70 \times 10^{10} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

La variable θ se define como el ancho del vehículo

$$\theta = 1.235 [m]$$

And where L is the length of the bar

$$L = 2.145 [m]$$

$$r = \frac{7.70 \times 10^{10} \left[\frac{N}{m^2} \right] * 1.235 [m]}{2.145 [m]}$$

$$r = 4333515976 [Pa]$$

Esfuerzo de von misses:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma^2 + 3r^2}$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{136897709.1^2 + 3(4333515976)^2}$$

$$\sigma_{vm} = 75075105897 [Pa]$$

Cálculo de rigidez a la flexión:

$$D = \frac{F * L}{G * R_f}$$

Donde:

- D = Deformación
- F = Fuerza total aplicada
- L = longitud
- G = Modulo cortante del material

$$0.01355 \text{ m} = \frac{6989 \text{ N} * 2.328 \text{ m}}{7.70 \times 10^{10} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] * R_f}$$

$$R_f = \frac{6989 \text{ N} * 2.328 \text{ m}}{7.70 \times 10^{10} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] * 0.01355 \text{ m}}$$

$$R_f = 0.0015594$$

Cálculo de fuerzas de impacto:

Para calcular la fuerza de impacto del vehículo es necesario conocer la masa y velocidad máxima a la que va a ir el vehículo y se asume un tiempo de impacto de 0.1 Seg.

$$M = 712.43 \text{ [Kg]}$$

$$V = 40 \left[\frac{\text{Km}}{\text{h}} \right] \approx 11.1 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$t = 0.1 \text{ [s]}$$

$$M * V = F * t$$

$$\frac{M * V}{t} = F$$

$$F = 79080 \text{ [N]}$$

8. SIMULACIÓN

Se realizó un estudio de elementos finitos con el software COMSOL para poder contrastar el análisis matemático con la validación experimental.

Utilizando la misma tabla de cargas que en el análisis matemático se realizó el estudio de flexión obteniendo los siguientes resultados:

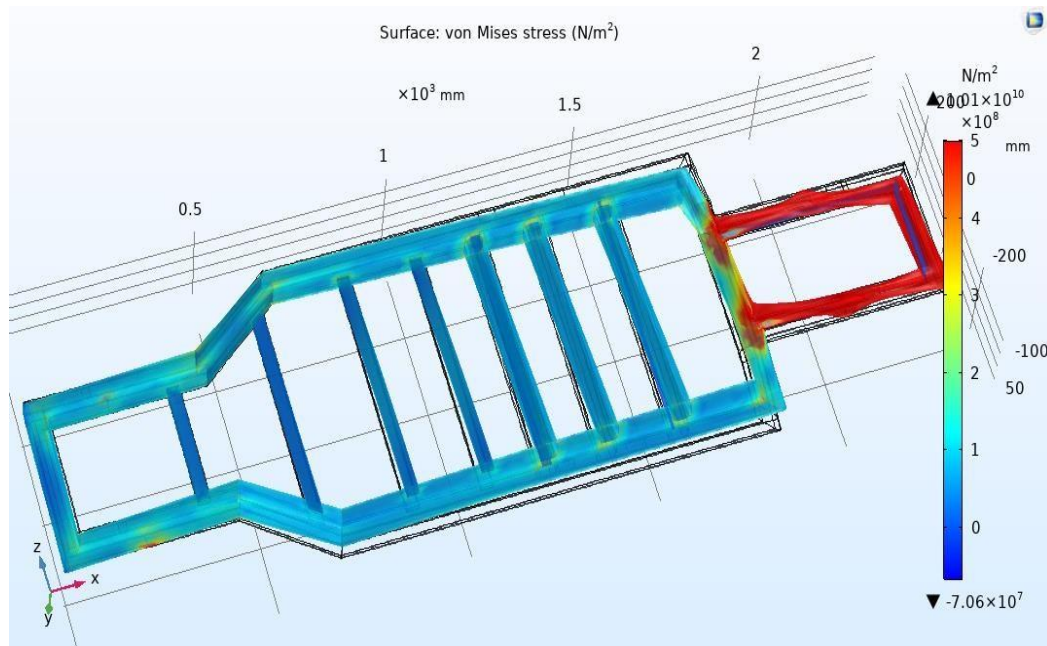


Figura 32. Esfuerzo de Von Misses

Del este estudio de flexión se pudo determinar que la zona de carga es la más esforzada y puede fallar en condiciones críticas de funcionamiento como un exceso de carga.

Aparte del estudio de flexión los estudios requeridos para determinar la resistencia de un chasis son los siguientes:

- Análisis Torsional
- Impacto Frontal
- Impacto Lateral
- Impacto de Volcadura
- Análisis Modal

El análisis torsional permite determinar la rigidez torsional del vehículo y se simula aplicando un torque en la parte frontal del vehículo y fijando la parte posterior de este. De los resultados

del estudio torsional se pudo determinar que las juntas y ángulos rectos son los que presentan un mayor esfuerzo de von mises, estos se pueden resolver aplicando refuerzos a nivel de manufactura o usando geometrías redondas.

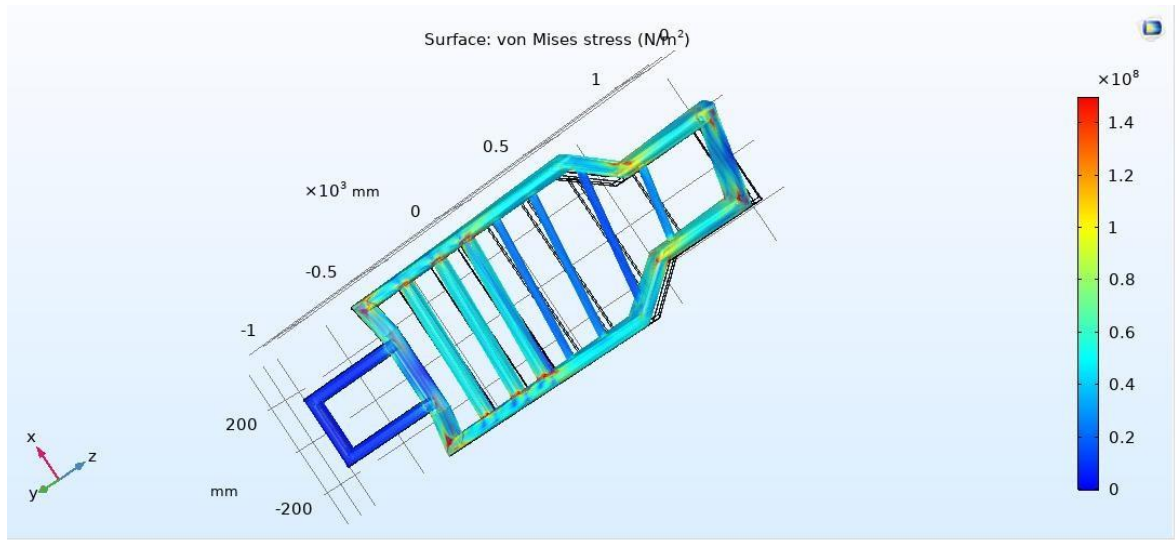


Figura 33. Análisis torsional de la base

El mismo análisis de flexión se lleva a cabo usando la jaula anti vuelco donde se puede observar nuevamente que la zona de mayor esfuerzo es la parte de la carga de cacao junto a la zona del pasajero. Estas diferencias respecto al primer análisis son debido a la diferencia de longitudes y masas que la jaula aplica en la estructura.

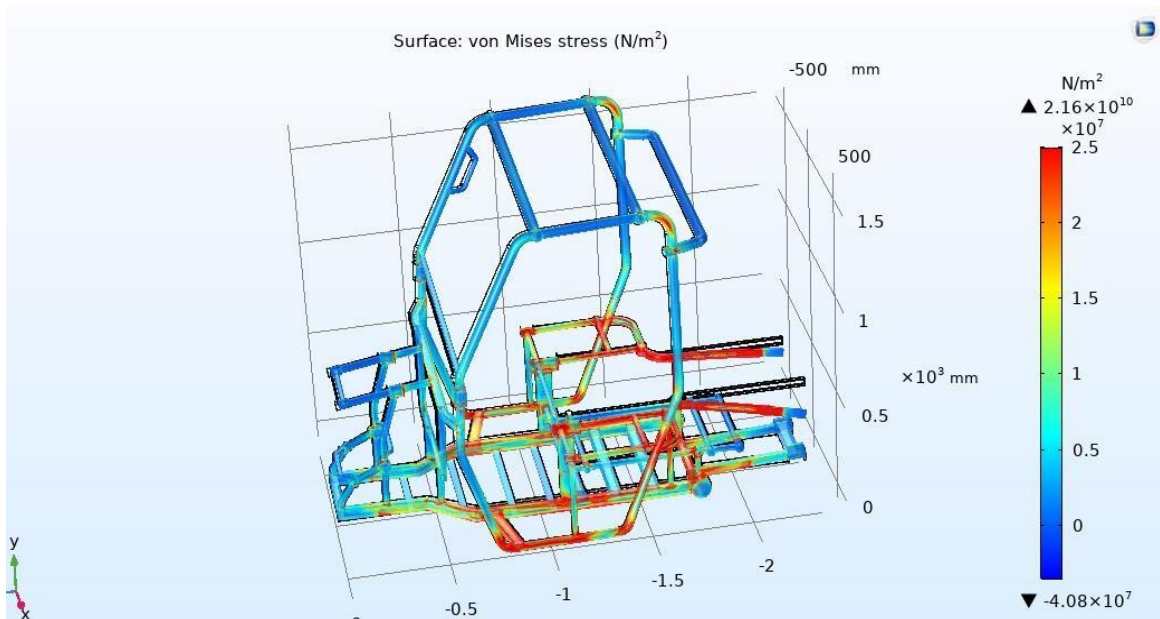


Figura 34. Análisis torsional jaula anti vuelco

Los siguientes estudios son los impactos el primero de ellos es el impacto frontal que consiste en simular la fuerza que generaría un choque sobre el vehículo, la fuerza de impacto es obtenida de los cálculos analíticos. De acuerdo a lo previsto la zona más esforzada es el frente del vehículo, pero también se puede observar que las zonas del pasajero presentan esfuerzos bajos y casi nulos lo que evidencia la seguridad del vehículo:

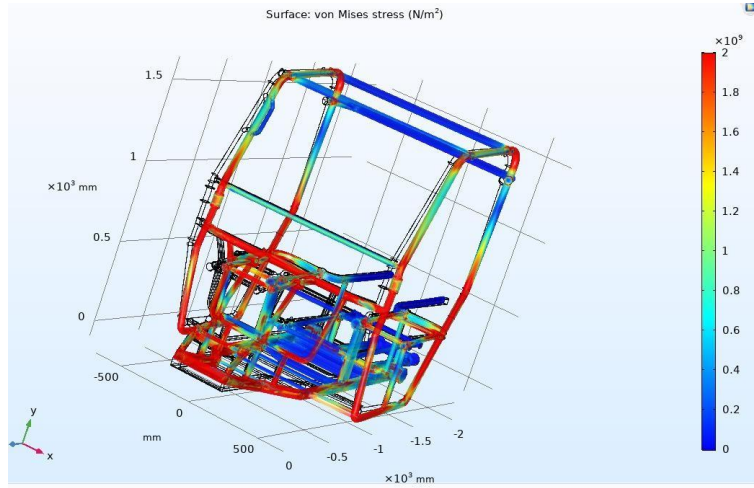


Figura 35. Impacto frontal

El análisis de impacto lateral presenta más zonas esforzadas que en el impacto frontal, esto demuestra una falencia en el vehículo para disipar impactos laterales ya que las zonas del pasajero se muestran considerablemente más afectadas.

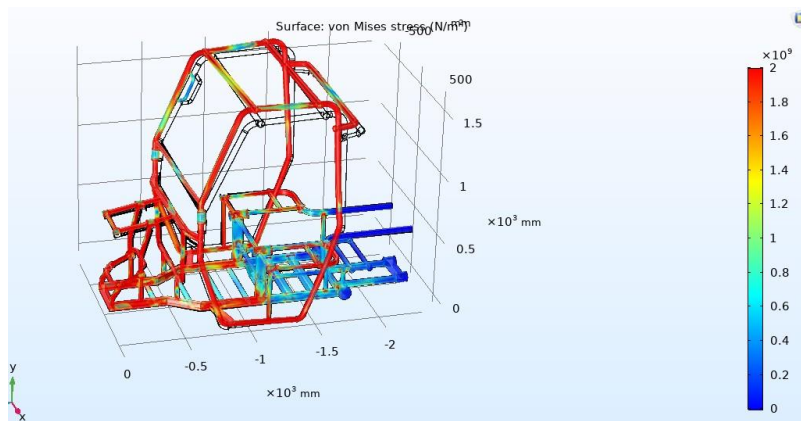


Figura 36. Impacto lateral

En el impacto de volcadura se observa nuevamente una capacidad del vehículo para concentrar esfuerzos en la parte frontal del vehículo y en las barras externas de la jaula lo que brinda cierta protección al usuario:

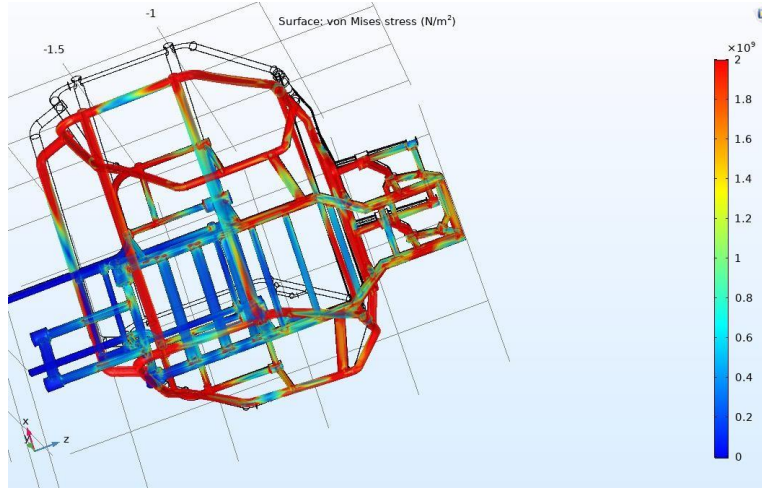


Figura 37. Impacto de Volcadura

Finalmente, el estudio de frecuencias propias que permite identificar los 6 modos de vibración donde la frecuencia mínima se encuentra por encima de los 22 Hz, lo cual significa que en sus condiciones de operación el vehículo tiene una estructura con unas frecuencias propias adecuadas:

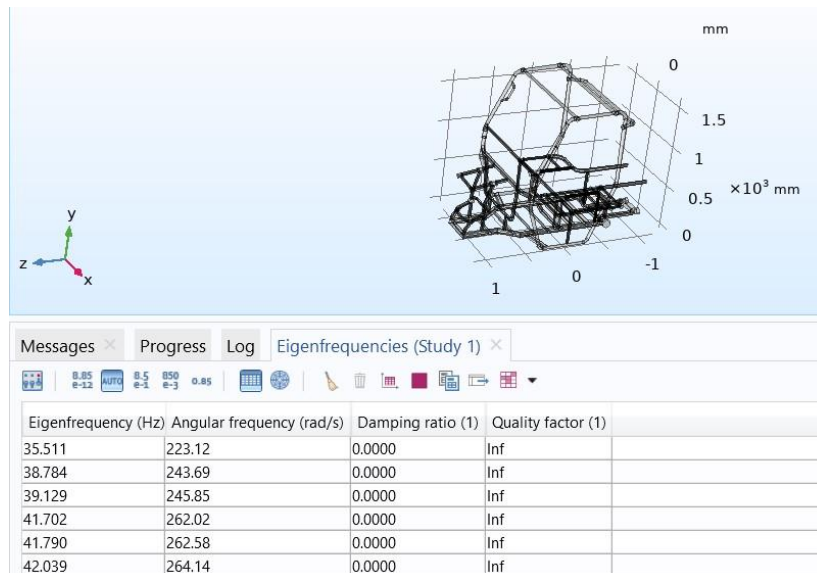


Figura 38. Frecuencias propias

Con el fin de mejorar la resistencia del chasis se optimizo topológicamente el chasis para obtener un perfil optimizado del chasis usando el mismo tipo de perfil que en el chasis inicial. Este estudio se llevó a cabo asumiendo un bloque macizo donde se removieron las zonas que aportan a la resistencia del chasis.

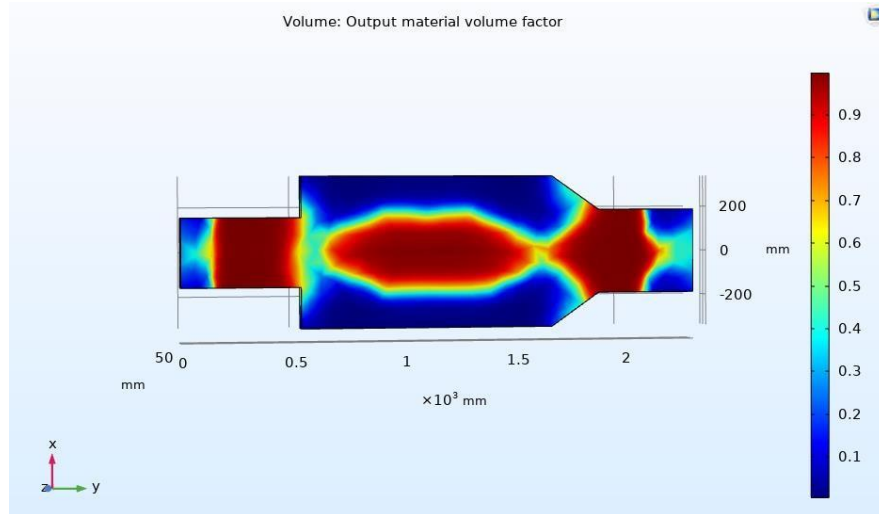


Figura 39. Optimización topológica del chasis

Con estas zonas optimizadas se diseña un chasis utilizando el mismo perfil que el chasis original y luego los mismos estudios de elementos finitos son realizados sobre el nuevo chasis y la nueva jaula antivuelco. El estudio de flexión en el nuevo chasis evidencia una resistencia superior al chasis original

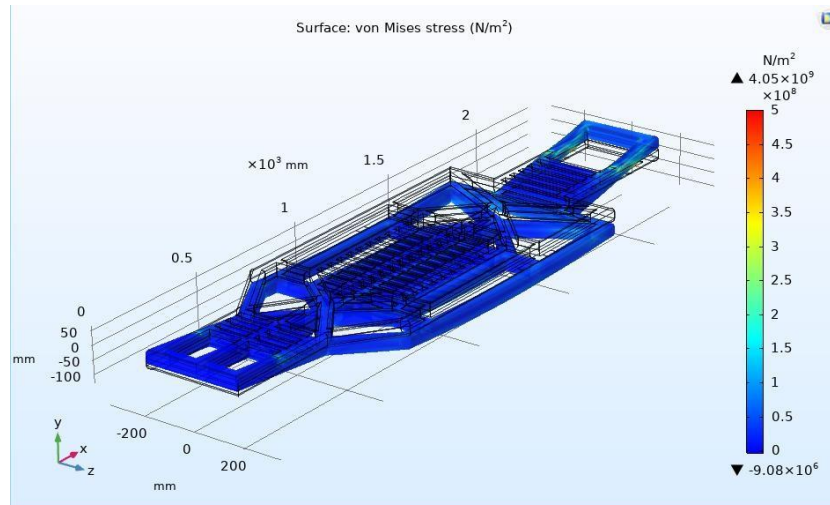


Figura 40. Esfuerzo de Von Mises

De igual manera que con el análisis de flexión se observa que en el análisis torsional también presenta menores esfuerzos que en el chasis original. También se puede observar que los mayores puntos de esfuerzo son las juntas in ángulos rectos, pero con un menor esfuerzo de von mises.

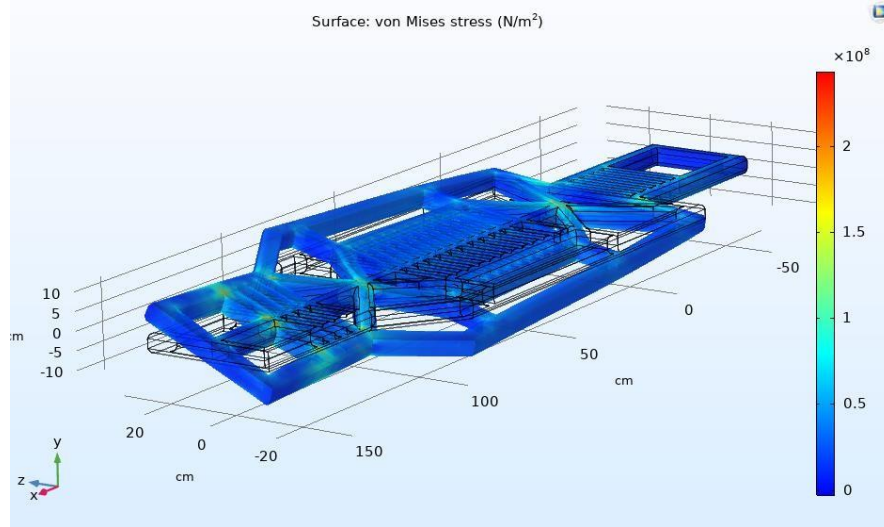


Figura 41. Análisis torsional

Cuando se implementa la jaula en el chasis se puede observar una mayor resistencia a la flexión obteniendo un esfuerzo máximo menor al caso original ahora distribuyendo de una manera más uniforme el esfuerzo a lo largo de toda la plataforma.

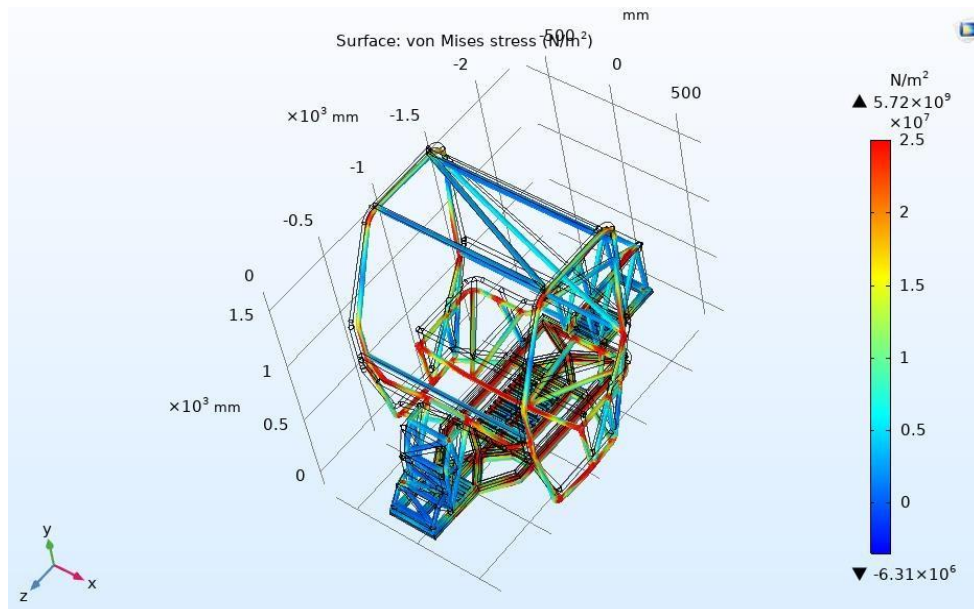


Figura 42. Esfuerzo estudio de flexión Von Mises Jaula

En el caso del impacto frontal se puede observar que los esfuerzos se concentran significativamente en la parte del impacto sin transmitir o esforzar partes posteriores del vehículo, incluido donde se encuentra ubicado el usuario.

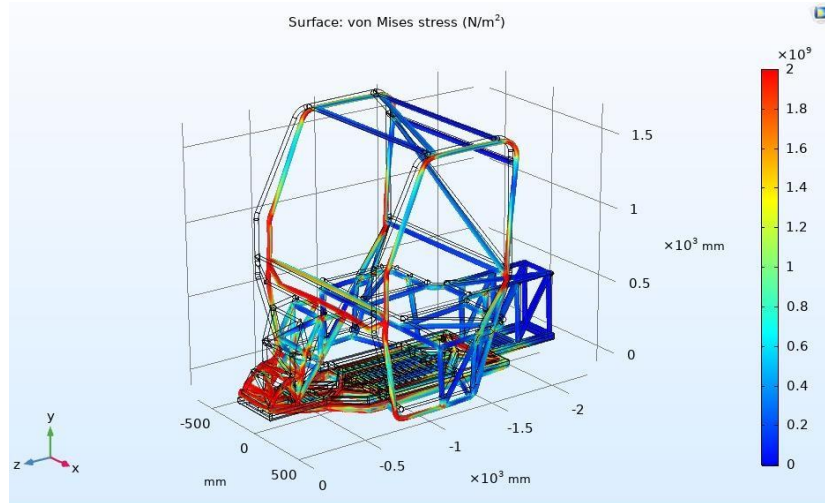


Figura 43. Análisis torsional jaula

Como estudio final se analizaron las frecuencias propias del nuevo chasis observando un aumento considerable en estas de aproximadamente el 40 %. Siendo la frecuencia mínima de unos 70 Hz. Lo que conlleva a que el chasis continúe siendo apto para su función.

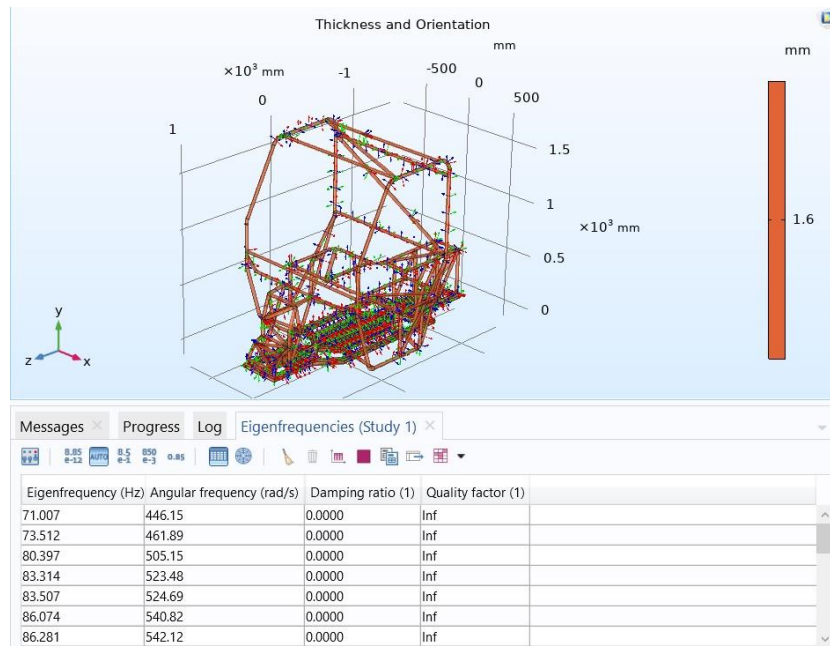


Figura 44. Frecuencias propias del chasis optimizado

8.1 Comparativa de resultados

Recopilando las simulaciones y los cálculos realizados se realizó una tabla comparativa para evaluar la precisión entre los cálculos y las simulaciones de elementos finitos para cada chasis y luego una comparativa entre chasis.

Tabla 3. Resultados comparativos de deflexión chasis viejo

Método	Deflexión	Esfuerzo
Cálculos Viga	14.23mm	3.14 e ¹⁰ [Pa]
Elementos Finitos	12.67mm	3.02 e ¹⁰ [Pa]

Tabla 4. Resultados comparativos de deflexión chasis optimizado

Método	Deflexión	Esfuerzo
Cálculos Viga	13.55mm	2.98 e ¹⁰ [Pa]
Elementos Finitos	12.27mm	2.86 e ¹⁰ [Pa]

Tabla 5. Resultados comparativos de impactos entre los dos chasis

Estudio	Chasis Original		Chasis Optimizado	
	Desplazamiento [m.m.]	Von Mises [N/m²]	Desplazamiento [m.m.]	Von Mises [N/m²]
Flexión	18.234	6.7 x 10 ⁸	6.7156	4.4 x 10 ⁸
Torsional	6.2899	9.7 x 10 ⁷	4.0711	8.5 x 10 ⁷
Impacto Frontal	40.1143	9.2862 x 10 ¹⁴	37.2232	8.2145 x 10 ¹⁴
Impacto Lateral	52.2355	10.3327 x 10 ¹⁴	48.2122	9.9231 x 10 ¹⁴
Impacto de Volcadura	71.7882	11.4976x 10 ¹⁴	65.8892	10.8561 x 10 ¹⁴

Considerando el acero AISI 1020 se obtiene que su resistencia ultima es de 470 [Mpa] donde dividiendo la resistencia ultima por el esfuerzo máximo se obtuvo la siguiente tabla.

Tabla 6. Resultados comparativos de impactos entre los dos chasis

Estudio	Chasis Original	Chasis Optimizado
	Factor de seguridad	Factor de seguridad
Flexión	0.7164	1.1
Torsional	4.95	5.65

Tabla 7. Resultados comparativos de frecuencias propias entre los dos chasis

Prueba	Chasis Real	Chasis FEA
Bending	39.12 [mm]	37.23 [mm]
Torsional	4.21 [mm]	4.39 [mm]
Frecuencia 1	136.17 [Hz]	83.10 [Hz]
Frecuencia 2	141.17 [Hz]	120.46 [Hz]
Frecuencia 3	145.2 [Hz]	190.92 [Hz]
Frecuencia 4	195.44 [Hz]	201.43 [Hz]
Frecuencia 5	253.03 [Hz]	241.46 [Hz]
Frecuencia 6	267.1 [Hz]	267.94 [Hz]

Para el cálculo de la rigidez torsional se utilizó la siguiente ecuación:

$$D = \frac{T * L}{G * R_f}$$

Donde:

- D = Deformación angular [rad]
- T= Torque total aplicado
- L = longitud
- G = Modulo cortante del material

Donde para el caso del chasis original se trabajaron los siguientes valores:

$$0.034 [rad] = \frac{2000 N * m * 2.328 m}{7.70 \times 10^{10} \left[\frac{N}{m^2} \right] * R_f}$$

$$R_f = \frac{2000 N * m * 2.328 m}{7.70 \times 10^{10} \left[\frac{N}{m^2} \right] * 0.034 [rad]}$$

$$R_f = 0.000017785$$

Y para el caso del chasis optimizado se obtuvieron los siguientes valores:

$$0.012 [rad] = \frac{2000 N * m * 2.328 m}{7.70 \times 10^{10} \left[\frac{N}{m^2} \right] * R_f}$$

$$R_f = \frac{2000 N * m * 2.328 m}{7.70 \times 10^{10} \left[\frac{N}{m^2} \right] * 0.012 [rad]}$$

$$R_f = 0.000017785$$

Tabla 8. Resultados comparativos de rigidez torsional entre los dos chasis

Valor	Chasis Original	Chasis Optimizado
Angulo de rotación	0.20611	0.18765
Rigidez torsional	0.000017785	0.00005039

De estos datos claramente se pudo determinar que el método de aproximación de análisis de viga brinda resultados aceptables y se observa un claro aumento del rendimiento del chasis optimizado respecto al chasis original en torno al 15 % en la mayoría de pruebas.

9. SIMULACIÓN CFD

El primer paso para realizar la simulación CFD es realizar una geometría simplificada del vehículo para reducir el costo computacional como se puede ver en la figura #.

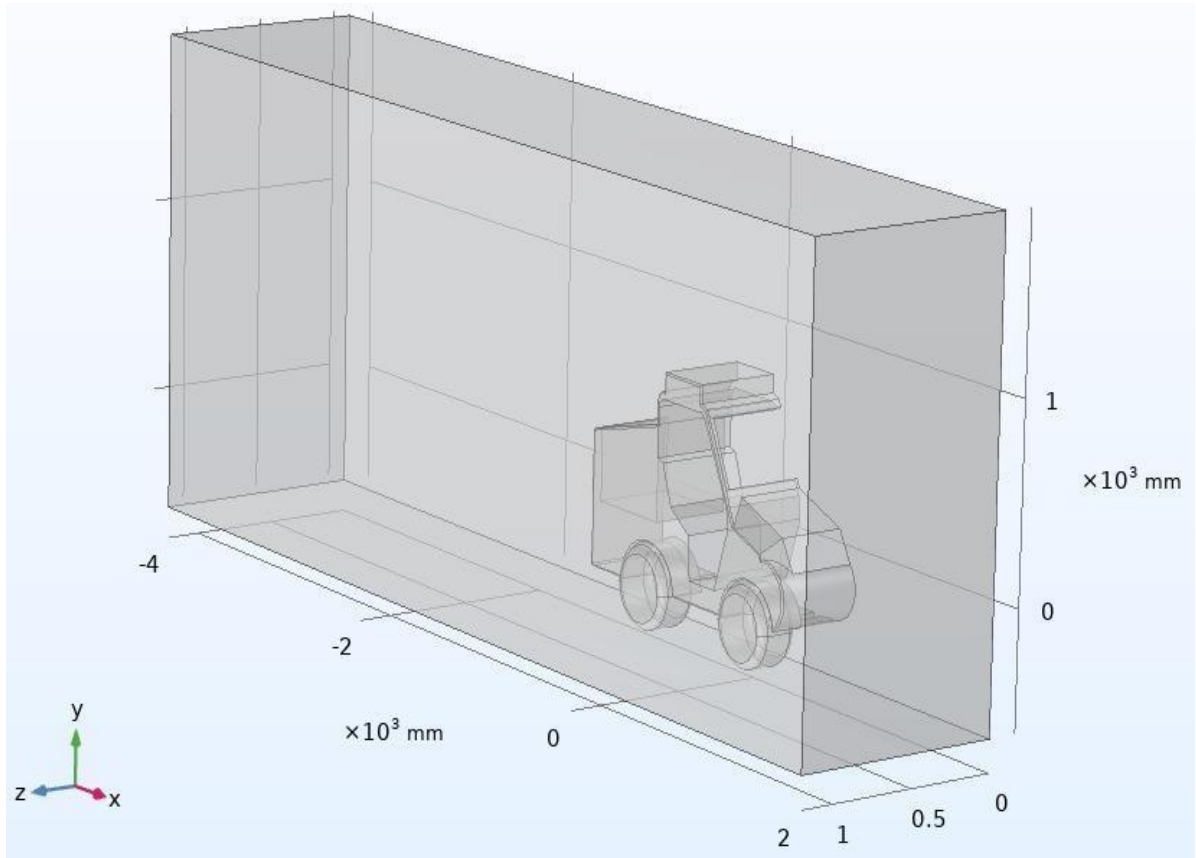


Figura 45. Geometría simplificada vehículo ZAMIA

El siguiente paso es definir las condiciones de frontera de la simulación:

- Inlet o Entrada de fluido a 10 m/s.
- Outlet o salida de fluido.
- Simetría
- Muro
- Condición abierta

Estas condiciones de frontera se encuentran asignados en la geometría según la figura #.

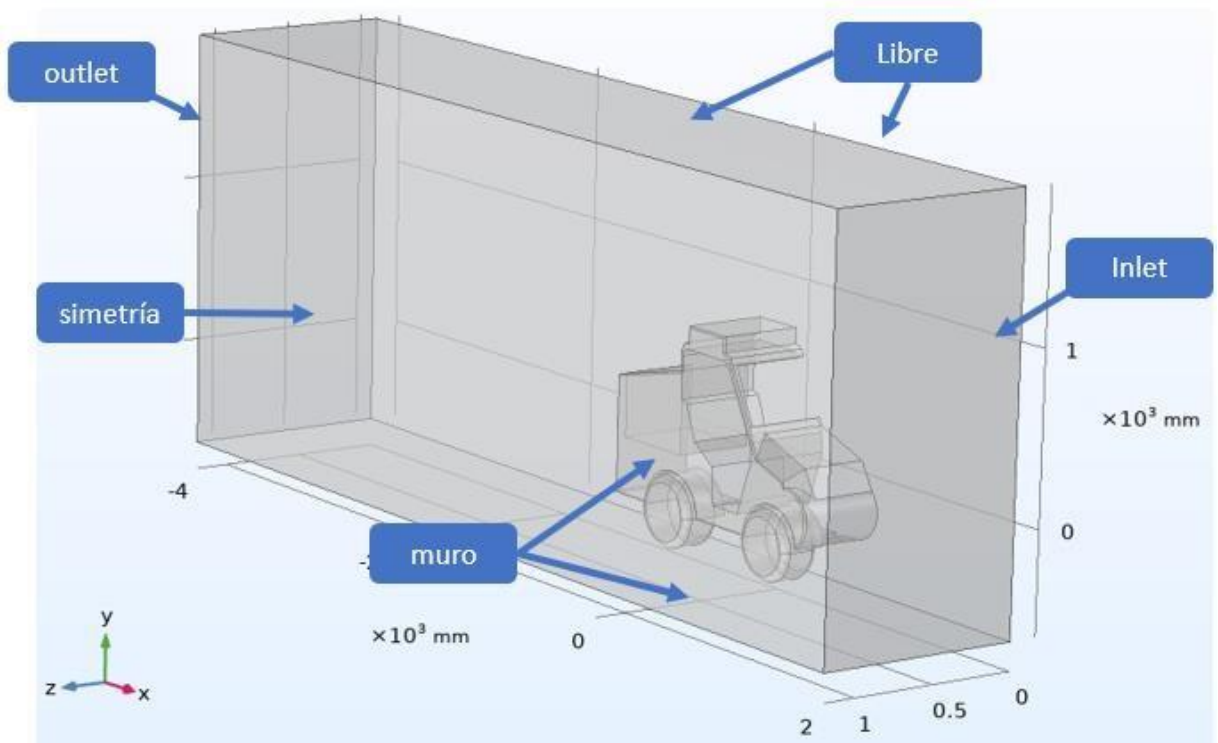


Figura 46. Condiciones de frontera vehículo ZAMIA

Para el enmallado del estudio se utilizaron dos tipos de malla:

- Malla de tetraedros: Esta malla se utiliza en puntos donde el fluido no tiene contacto con ningún muro
- Malla de prismas: Esta malla se utiliza cuando se conoce que el fluido tendrá interacción con un muro y puede aparecer una capa límite.

Con esto en cuenta los parámetros de los elementos a enmalla fueron los siguientes:

- Tamaño mínimo: 20 mm
- Tamaño máximo: 140 mm
- Taza de crecimiento: 1.3
- Factor de curvatura :0.6

Estos parámetros una vez implementados en el enmallador Delaunay generó la siguiente malla:

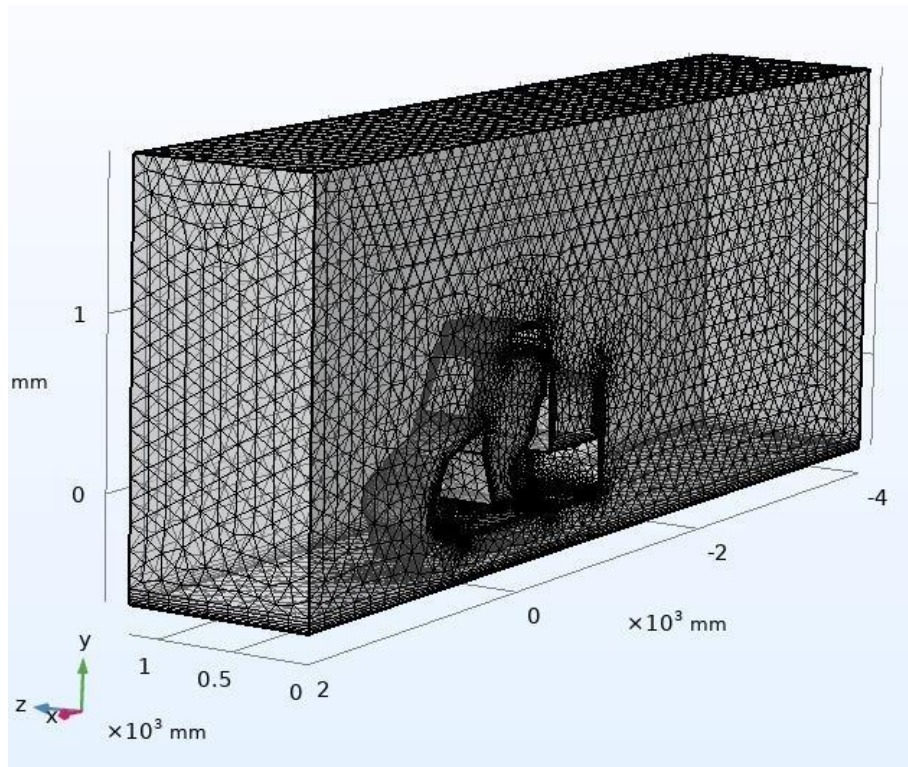


Figura 47. Malla obtenida para el estudio

Con el fin de evaluar la calidad de la malla obtenida se evaluó está usando el parámetro de Snewness determinando que no hay ningún elemento de baja calidad.

Statistics	
Complete mesh	
Mesh vertices:	85850
Element type:	All elements
Tetrahedra:	240855
Pyramids:	4564
Prisms:	75930
Triangles:	22424
Quads:	1386
Edge elements:	2422
Vertex elements:	135
— Domain element statistics	
Number of elements:	321349
Minimum element quality:	0.01894
Average element quality:	0.6673
Element volume ratio:	1.875E-5
Mesh volume:	1.763E10 mm ³

Figura 48. Parámetros de calidad de malla

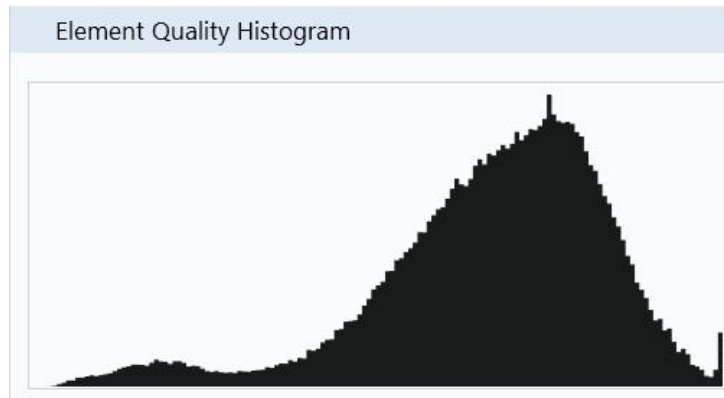


Figura 49. Histograma de calidad de malla

Con la malla y las condiciones de fronteras bien definidas el siguiente paso fue definir los parámetros de solución que para este caso fueron los siguientes:

- Algoritmo de solución a implementar: GMRES
- Tolerancia a utilizar: $1 \text{ e } -6$
- Iteraciones máximas: 10000

Luego de ejecutar el estudio usando estos parámetros se obtuvieron los perfiles de velocidad, las curvas de flujo y los contornos de presión.

En el perfil de velocidad se puede observar claramente la zona de velocidad cero del flujo que corresponde al vórtice principal del vehículo evidenciando un gran arrastre, lo que no lo hace un vehículo idóneo para velocidades altas y ahorro de energía.

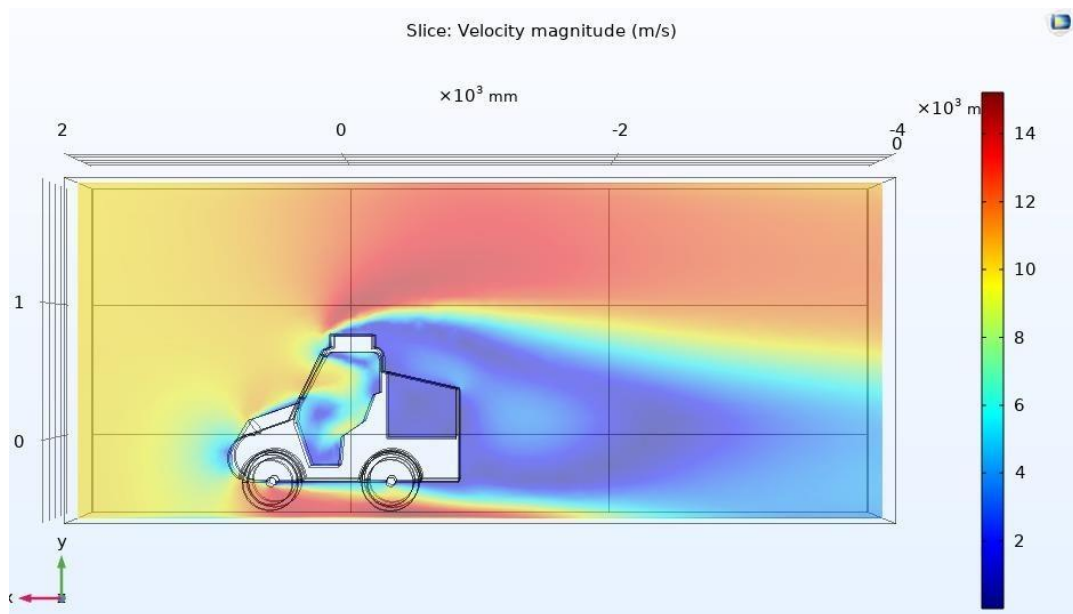


Figura 50. Perfil de velocidades del flujo

En las líneas de flujo se puede observar que en la zona de carga del cacao se generan bastante recirculación y turbulencia por lo que cerrar esta zona completamente en vez de dejarla con aperturas parciales reduce el arrastre del vehículo al eliminar este vórtice interno.

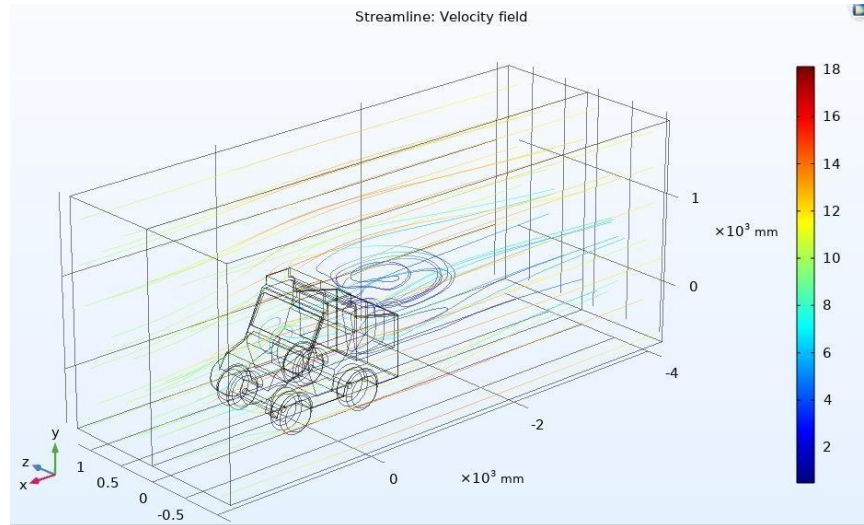


Figura 51. Líneas de flujo en el vehículo.

Finalmente, el contorno de presiones evidencia que la zona frontal puede llegar hasta a recibir 100 pascales de presión y en una geometría con una relación entre área proyectada y masa tan alta genera un arrastre alto comparado a un vehículo de pasajeros.

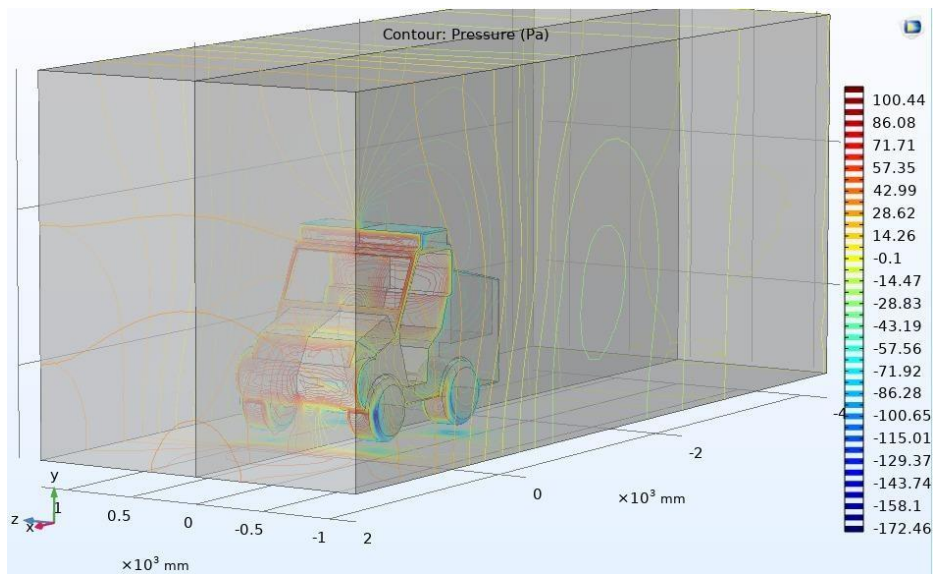


Figura 52. Contorno de presiones del vehículo.

Estos cálculos se realizaron usando el modelo K-epsilon que es el modelo de mayor desarrollo de COMSOL y el modelo Spallart Almarast. Después de procesar los dos modelos y evaluar los datos en la ecuación de arrastre se obtuvieron los siguientes resultados.

Tabla 9. Resultados comparativos de CFD de la carrocería optimizado

Modelo Usado	Coefficiente de arrastre
Spallart Almarast	0.9267
K-epsilon	0.9321

10. CONSTRUCCIÓN

El proceso de construcción para pruebas fue realizado en dos etapas:

- Construcción y validación del chasis
- Construcción y validación de la carrocería

El primer paso de este proceso por parte del encargado de manufactura fue el bosquejo a mano alzada de la estructura de acuerdo a la siguiente imagen

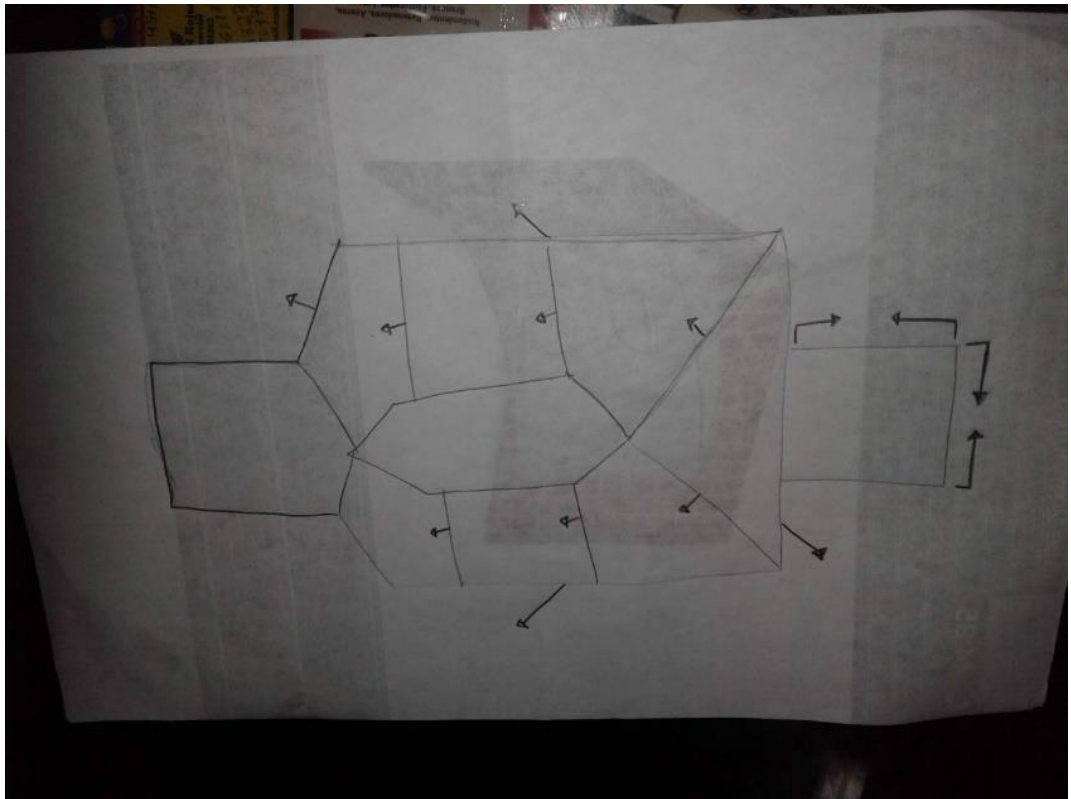


Figura 53. Bosquejo de fabricación del chasis

El chasis fue construido utilizando métodos convencionales de manufactura que incluyen los siguientes procesos:

- Corte y acabados con pulidora angulas
- Corte con tronadora de banco
- Soldadura de electrodo revestido
- Masilla para mejorar los acabados

Como se puede observar en la siguiente figura se levantó un croquis en el piso sobre el cual se comenzó a realizar el ensamble.



Figura 54. Proceso de ensamble y soldadura del chasis

Después del proceso de soldadura ensamble y control de calidad en el proceso del chasis con una tolerancia no mayor a 2mm en las medidas. Se obtuvo el siguiente resultado de acuerdo a la siguiente imagen:



Figura 55. Chasis ensamblado y soldado

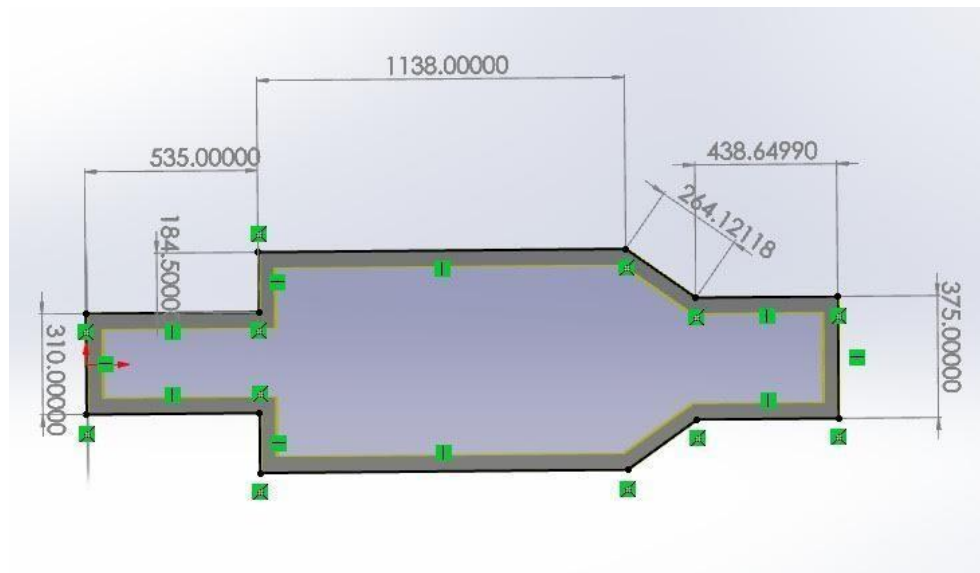


Figura 56. Medidas usadas para la fabricación del chasis

Al finalizar el chasis se realizaron las respectivas pruebas de funcionamiento con el fin de establecer similitudes entre el modelo de elementos finitos y el chasis real. Ya con el chasis analizado adecuadamente se procedió a realizar la fabricación de la carrocería ampliando las tolerancias hasta 4mm y obteniendo el siguiente resultado.



Figura 57. Carrocería fabricada y anclada al chasis con tolerancias respectivas

El presupuesto usado para la construcción fueron los siguientes:

Tabla 10. Desglose del presupuesto

Rubros	Valor Unitario	Cantidad	Subtotal
Equipos y software de uso	250.000	1	250.000
Viajes	1'000.000	2	2'000.000
Salidas de campo	500.000	1	500.000
Materiales y suministros	3'000.000	1	3'000.000
Otros	250.000	1	250.000
TOTAL			6'000.000

11. VALIDACIÓN

Con el fin de validar los resultados y la optimización del modelo se llevaron a cabo las siguientes pruebas experimentales:

- Flexión simulando con carga sencilla
- Torsión del chasis
- Análisis modal

11.1 Flexión de Carga Sencilla

Para este estudio se realizó un anclaje del chasis real usando unas prensas y ubicando una pesa de 40 KG en la punta como se ve en las siguientes imágenes:



Figura 58. Base del vehículo



Figura 59. Anclaje de la base



Figura 60. Peso de 40 Kg

11.2 Estudio Torsional

Para el análisis torsional se hizo un empotramiento similar, pero se fabricó un sistema para hacer palanca y se aplicaron los mismos pesos que en la prueba pasada y se midieron los resultados con un comparador de caratula como se puede ver en las siguientes imágenes:



Figura 61. Prueba Torsional

11.3 Frecuencias Propias

El estudio de frecuencias propias requirió una empresa externa que contara con los equipos de medición necesarios para este estudio.

Los equipos usados en estas pruebas fueron los siguientes:

- Analizador OROS OR 35

- Acelerómetro uniaxial Dytran 3056B1 con sensibilidad de 10 mV/g
- Martillo de impacto (hammer) Dytran 5800B5 con sensibilidad de 4.83 mV/LbF y punta metálica
- OROS Modal Versión 5.4

El estudio fue realizado usando un acelerómetro adherido por el uso de imanes al chasis tal cual se ve en las siguientes imágenes:

La estructura debe suspenderse para asegurar que no se vea afectada por la resonancia de otras superficies, y se ubican los puntos críticos donde se utilizara el martillo de impacto

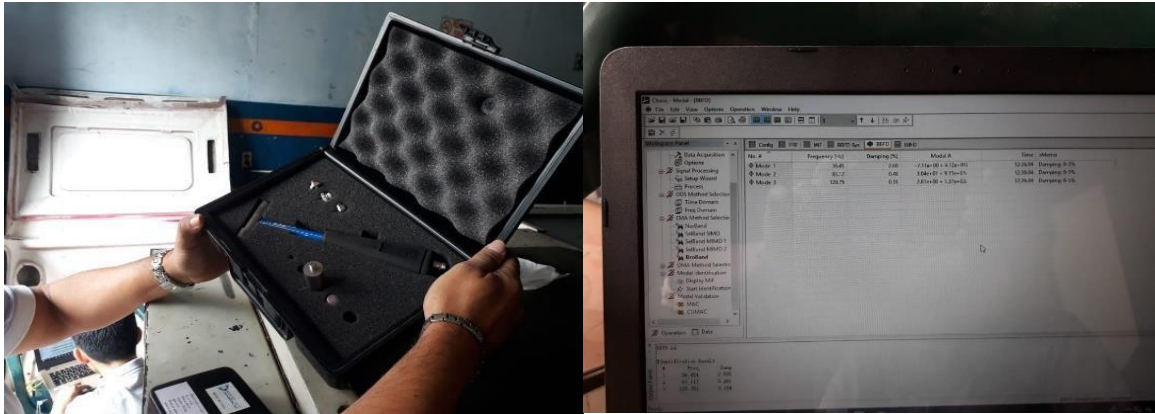


Figura 62. Equipo de mediciones de Frecuencias Propias



Figura 63. Estructura suspendida



Figura 64. Impacto con martillo

La comparativa de resultados entre el análisis experimental y de elementos finitos.

Prueba	Prueba experimental	Chasis FEA
Frecuencia 1	136.17 [Hz]	83.10 [Hz]
Frecuencia 2	141.17 [Hz]	120.46 [Hz]
Frecuencia 3	145.2 [Hz]	190.92 [Hz]
Frecuencia 4	195.44 [Hz]	201.43 [Hz]
Frecuencia 5	253.03 [Hz]	241.46 [Hz]
Frecuencia 6	267.1 [Hz]	267.94 [Hz]

Tabla 12. Resultados comparativos de frecuencias propias entre los dos chasis

12. CONCLUSIONES

En este proyecto se lograron los objetivos del desarrollo del chasis y carrocerías, mediante los sistemas CAD-CAM-CAE, lo que permitió optimizar los componentes de los mismos específicamente la base del vehículo el cual se redujo su peso significativamente, pero sin sacrificar su resistencia, por el contrario, aumento con respecto a la base que ya existía.

Tras el desarrollo del proyecto y pruebas se pudieron determinar varios factores primero siendo que el vehículo original tenía un diseño funcional y resistente, pero optimizable. Con el fin de que los resultados de la optimización fueran válidos se conservó el mismo perfil de tubería que en este caso era cuadrado de 1.5" calibre 18. El cual resistió las cargas sin sufrir deformaciones y permitió realizar las operaciones de soldadura sin ninguna complicación.

Después de realizar la comparativa de los diversos estudios de elementos finitos se comprobó que la optimización topológica logró una mejora del 33.42% promediando la diferencia entre las deformaciones y los esfuerzos máximos presente en los chasis.

El análisis de frecuencias fue el que más difirió entre cálculos de elementos finitos y chasis real en sus componentes más bajos de frecuencia. Pero en sus modos de vibración más altos se observa una similitud en los dos valores. Estos cambios deben ser generados ya que los componentes más bajos de frecuencia están relacionados a las secciones de tubería más largas y sus uniones, pero debido a que el tubo solo permitía uniones soldadas por dos de los cuatro lados para no generar deformaciones significativas en el material. Es probable que la diferencia entre las uniones entre el chasis simulado y real generara la diferencia en valores de baja frecuencia.

La prueba experimental de torsión y flexión mostraron resultados precisos respecto a los cálculos de elementos finitos demostrando que las diferencias entre las uniones no afectan resultados estacionarios en gran medida.

Finalmente se pudo comprobar que la metodología propuesta permite no solo mejorar componentes para el vehículo ZAMIA, sino que se puede extrapolar a estructuras mecánicas que dependan de perfiles de tubería soldada.

13. RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

Las recomendaciones y trabajo futuro para el proyecto son los siguientes:

- Realizar el procedimiento de optimización para determinar el perfil de tubería más resistente para el chasis.
- Distribuir las cargas del vehículo para poder repetir la iteración del chasis y poder obtener una estructura con menor masa.
- Realizar una optimización usando elementos finitos de la jaula antivuelco para poder reducir las frecuencias propias de esta.
- Implementar el chasis en el vehículo real para poder validar el rendimiento correcto del chasis
- Realizar cálculos para determinar materiales alternos que brinden mejores prestaciones al chasis
- Realizar pruebas experimentales implementando distintos materiales métodos de soldadura sobre el chasis optimizado
- Realizar pruebas impacto destructivas para simular la prueba de impacto de volcadura frontal y lateral.

14. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Banco Mundial, «Tierras cultivables en el mundo», *Banco Mundial*, 2017. https://datos.bancomundial.org/indicador/AG.LND.ARBL.ZS?name_desc=false (accedido ene. 29, 2021).
- [2] FEDECACAO, «Así quedó el ranking de producción de cacao en Colombia», 2020. <http://www.fedecacao.com.co/portal/index.php/es/2015-04-23-20-00-33/1193-boletin-de-prensa-asi-queda-el-ranking-de-produccion-de-cacao-en-colombia> (accedido ene. 27, 2021).
- [3] TecnoParque- SENA, «Presentacion Premio Innovadores Santander». 2017.
- [4] TecnoParque- SENA, «Presentacion Vehículo Utilitario». 2017.
- [5] C. Criens *et al.*, «Chapter 2 Vehicle Dynamics Modeling», *Simulation*, vol. 86, n.º 13-14, pp. 10-28, 2008, doi: 10.1016/j.compstruc.2007.04.028.
- [6] D. Raina, R. D. Gupta, y R. K. Phanden, «Design and Development for Roll Cage of All-Terrain Vehicle», vol. 2, n.º 7, pp. 1092-1099, 2015.
- [7] D. Rubinstein y R. Hitron, «A detailed multi-body model for dynamic simulation of off-road tracked vehicles», *J. Terramechanics*, vol. 41, n.º 2-3, pp. 163-173, 2004, doi: 10.1016/j.jterra.2004.02.004.
- [8] W. Popp, Karl; Schiehlen, *Ground Vehicle Dynamics*. 2010.
- [9] R. Paine, C. Beards, P. Tucker, y D. H. Bacon, *Mechanical engineering principles*. 2013.
- [10] G. Rill, *Road Vehicle Dynamics Fundamentals and Modeling*. 2012.
- [11] B. Heißing y M. Ersoy, *Chassis Handbook*, First. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [12] J. G. Maradey Lázaro, H. S. Esteban Villegas, y B. J. Blanco Caballero, «Finite element analysis (FEA) for optimization the design of a Baja SAE chassis», en *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, ene. 2018, vol. 4A-2018, doi: 10.1115/IMECE2018-87564.
- [13] C. A. Eurenus y J. Wass, «Analysis of Composite Chassis», p. 93, 2013.
- [14] W. B. Riley y A. R. George, «Design, analysis and testing of a Formula SAE car chassis», *SAE Tech. Pap.*, n.º 724, 2002, doi: 10.4271/2002-01-3300.
- [15] H. D. Velie, «Chassis Torsional Rigidity Analysis for a Formula SAE Racecar», 2015, doi: 10.1016/j.nbd.2005.05.002.
- [16] A. Anand, «Torsional analysis of the chassis and its validation through Finite Element Analysis», pp. 1-7, 2017.
- [17] D. Krzikalla, A. Slíva, J. Měsíček, y J. Petruš, «On modelling of simulation model for racing car frame torsional stiffness analysis», *Alexandria Eng. J.*, vol. 59, n.º 6, pp.

5123-5133, dic. 2020, doi: 10.1016/j.aej.2020.09.042.

- [18] D. Krzikalla, J. Mesicek, J. Petru, y J. Smiraus, «Analysis of Torsional Stiffness of the Frame of a Formula Student Vehicle», *J Appl Mech Eng*, vol. 8, n.º 1, p. 315, 2019, doi: 10.35248/2168-9873.19.8.315.
- [19] M. Herrmann, «Torsional stiffness and natural frequency analysis of a formula SAE vehicle carbón fiber reinforced polymer chasis using finite element analysis», 2016.
- [20] E. Beltramo, J. Stuardi, y G. Chiappero, «Influencia de la rigidez torsional del chasis en el comportamiento dinámico de un vehículo de la categoría Súper TC 2000», *Rev. FCEF y N*, vol. 4, n.º 1, pp. 31-40, 2017.
- [21] E. Beltramo, «Simulación Dinámica Estructural De Un Automovil De Competición», 2015.
- [22] K. Chaudhari, A. Joshi, R. Kunte, y K. Nair, «Design And Development Of Roll Cage For An All-Terrain Vehicle», n.º 24, pp. 2319-3182, 2013.
- [23] D. N. Chaudhari, V. M. Makwana, y D. J. Patel, «Strength and rigidity analysis of heavy vehicle chassis for different frame cross section by analytically and FEA under various loading condition», *Int. J. Adv. Res. Eng. Sci. Technol.*, vol. 3, n.º 5, pp. 411-419, 2016.
- [24] J. Velosa, «Aproximación de modelo metodológico sobre capacidad tecnológica para las pymes del sector metalmeccánico colombiano», *Univ. Nac. Colomb.*, pp. 1-172, 2011.
- [25] K. Deprez, D. Moshou, H. Ramon, y J. De Baerdemaeker, *Comfort Improvement of Agricultural Vehicles By Passive and Semi-Active Suspensions*, vol. 35, n.º 1. IFAC, 2002.
- [26] K. Deprez, D. Moshou, J. Anthonis, J. De Baerdemaeker, y H. Ramon, «Improvement of vibrational comfort on agricultural vehicles by passive and semi-active cabin suspensions», *Comput. Electron. Agric.*, vol. 49, n.º 3, pp. 431-440, 2005, doi: 10.1016/j.compag.2005.08.009.
- [27] B. Guha, R. J. Haddad, y Y. Kalaani, «Performance Impact Analysis of Solar Cell Retrofitted Electric Golf Cart», pp. 12-13, 2015.
- [28] M. Herrmann, «Torsional Stiffness and Natural Frequency Analysis of a Formula SAE Vehicle Carbon Fiber Reinforced Polymer Chassis using Finite Element Analysis», California Polytechnic State University, San Luis Obispo, California, 2016.
- [29] S. Aru, P. Jadhav, V. Jadhav, A. Kumar, y P. Angane, «Design, Analysis and optimization of a Multi-Tubular Space frame», *Int. J. Mech. Prod. Eng. Res. Dev.*, vol. 4, n.º 4, pp. 37-48, 2014.
- [30] C. O. Ijagbemi, B. I. Oladapo, H. M. Campbell, y C. O. Ijagbemi, «Design and simulation of fatigue analysis for a Vehicle Suspension System (VSS) and its effect on global warming», *Procedia Eng.*, vol. 159, n.º June, pp. 124-132, 2016, doi:

10.1016/j.proeng.2016.08.135.

- [31] J. D. Camba, M. Contero, y P. Company, «Parametric CAD modeling: An analysis of strategies for design reusability», *CAD Comput. Aided Des.*, vol. 74, pp. 18-31, 2016, doi: 10.1016/j.cad.2016.01.003.
- [32] D. S. Mevawala, M. P. Sharma, D. a Patel, y a Darshan, «Stress Analysis of Roll Cage for an All Terrain Vehicle», vol. 2014, pp. 49-53, 2014.
- [33] A. K. Mohanty, A. Jambhulkar, y P. B. Sarode, «Design and Development of Roll Cage : -A Review», pp. 1736-1740, 2018.
- [34] K. Amadori, M. Tarkian, J. Ölvander, y P. Krus, «Flexible and robust CAD models for design automation», *Adv. Eng. Informatics*, vol. 26, n.º 2, pp. 180-195, 2012, doi: 10.1016/j.aei.2012.01.004.
- [35] V. Jadhav, «DESIGN , ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF A MULTI-TUBULAR SPACE», n.º September, 2015.
- [36] «Scopus preview - Scopus - Welcome to Scopus». <https://www.scopus.com/home.uri> (accedido abr. 23, 2021).
- [37] L. Morello, L. R. Rossini, G. Pia, y A. Tonoli, *The Automotive Body. Volume I: Components Design*. 2011.
- [38] J. Happian-Smith, *An introduction to Modern Vehicle Design*. 2002.
- [39] D. C. Barton y J. D. Fieldhouse, *Automotive chassis engineering*. 2018.
- [40] Comsol, «Studies and Solver Updates - COMSOL® 5.5 Release Highlights». <https://www.comsol.pt/release/5.5/studies-and-solvers> (accedido ene. 29, 2021).
- [41] ABC Motor, «El Túnel de Viento de Audi: vanguardia de la aerodinámica», 2015. <https://www.abc.es/motor-reportajes/20150820/abci-audi-tunel-viento-201508201341.html> (accedido ene. 29, 2021).
- [42] «Mechatronische Systeme: Grundlagen - Rolf Isermann - Google Books», *R. Iserman*. [https://books.google.com.co/books?hl=en&lr=&id=paEfBAAAQBAJ&oi=fnd&pg=PA1&dq=Entwicklungsmethodik+für+Mechatronische+Systeme,"&ots=WW76nwnOIP&sig=3-2AvnkyjKlx59rV1o422Of74mk#v=onepage&q=Entwicklungsmethodik+für+Mechatronische+Systeme%2C"&f=false](https://books.google.com.co/books?hl=en&lr=&id=paEfBAAAQBAJ&oi=fnd&pg=PA1&dq=Entwicklungsmethodik+für+Mechatronische+Systeme,) (accedido ene. 29, 2021).

15. APÉNDICE - ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL

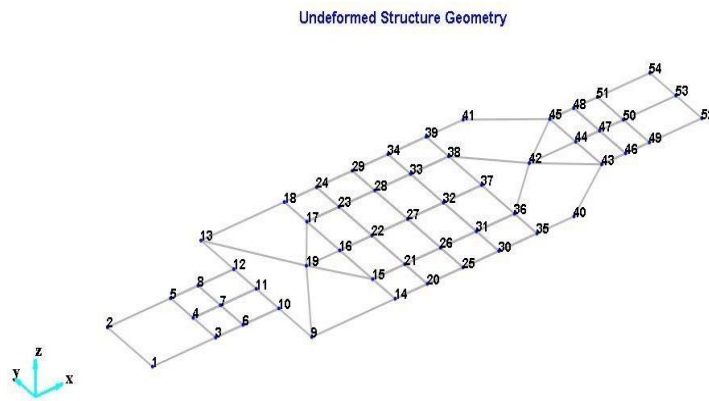
Análisis modal experimental: Base de carro recolector de cacao

15.1 Equipos y software utilizados

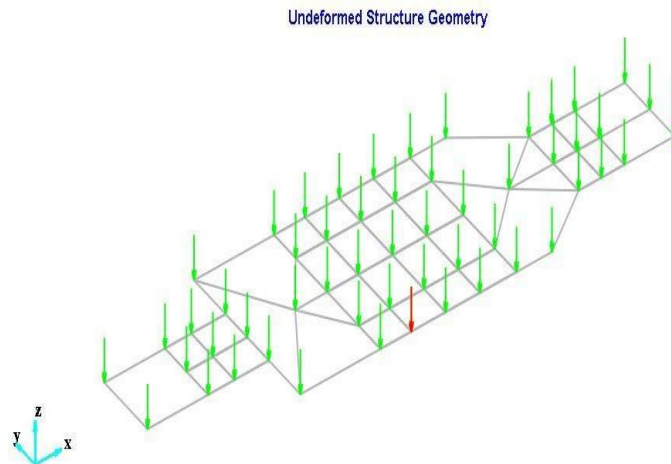
- Analizador OROS OR 35
- Acelerómetro uniaxial Dytran 3056B1 con sensibilidad de 10 mV/g
- Martillo de impacto (hammer) Dytran 5800B5 con sensibilidad de 4.83 mV/LbF y punta metálica
- OROS Modal Versión 5.4

15.2 Configuración del análisis modal experimental

Geometría de referencia



15.3 Configuración de adquisición



Las flechas verdes representan los puntos impactados con el martillo y la dirección del impacto (puntos móviles). La flecha roja representa la ubicación del acelerómetro y la dirección de la señal adquirida (punto de referencia).

Los parámetros de medición fueron:

- Frecuencia de inicio: 0 [Hz]
- Rango de frecuencia: 200 [Hz]
- Líneas espectrales: 1601 [líneas de resolución]
- Tiempo de muestreo: 800 [ms]
- Overlap: 0 %
- Tipo de promediado: Lineal
- Numero de promedios: 3
- Tipo de ventana: Uniforme

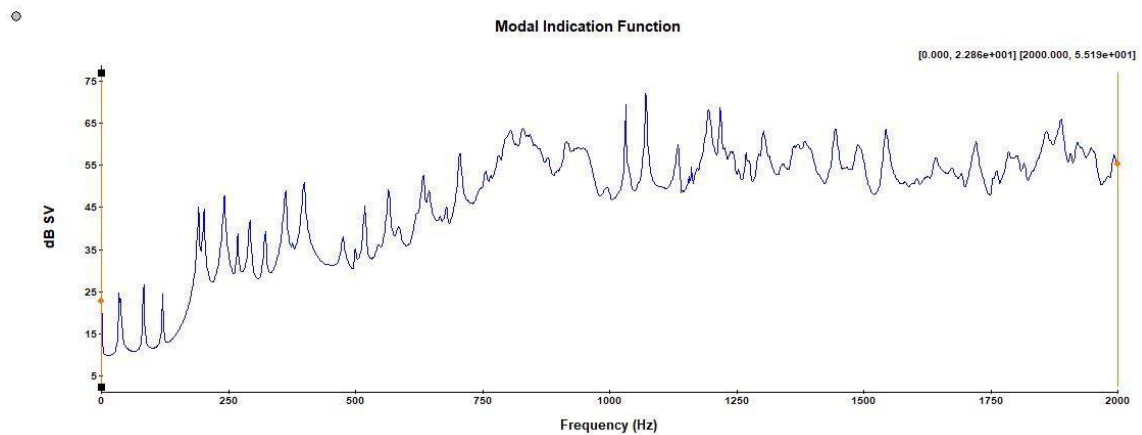
Configuración del trigger

- Canal: Hammer
- Slope: Rising
- Nivel (%): 20 %
- Delay (%): -1%

El análisis modal se realizó mediante el método BroadBand.

15.4 Resultados obtenidos

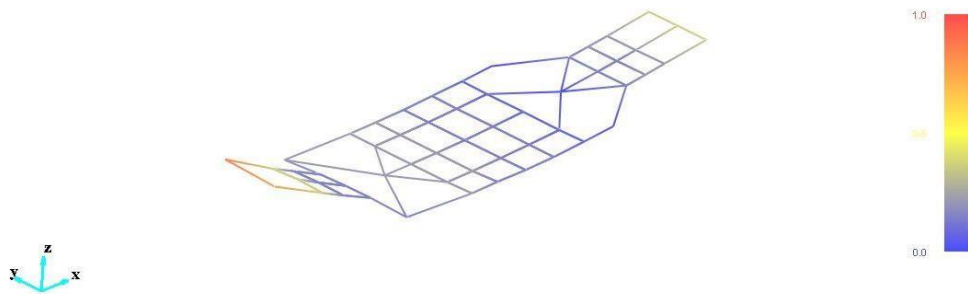
La función de indicación modal obtenida en el análisis modal se puede evidenciar en la siguiente figura.



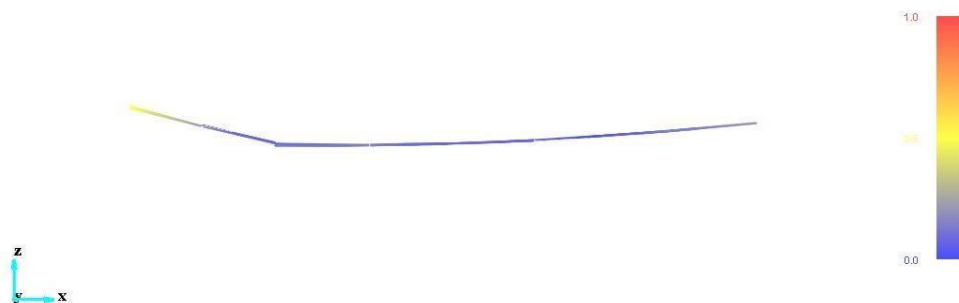
No. #	Frequency (Hz)	Damping (%)	Modal A
Primer modo de flexión longitudinal	36.23	2.55	-7.36e+00 + 4.22e+01i
Segundo modo de flexión longitudinal	83.10	0.56	3.71e+01 + 7.06e+01i
Primer modo de torsión	120.46	0.54	1.79e+02 + 1.56e+02i
Tercer modo de flexión longitudinal	190.92	0.67	1.23e+01 + 1.93e+02i
Segundo modo de torsion	201.43	0.31	1.26e+02 + 3.27e+02i
Primer modo de flexión transversal	241.46	0.78	-5.10e+00 + 2.28e+02i
Mode 7	267.94	0.44	6.88e+01 + 4.94e+02i
Mode 8	291.64	0.57	3.91e+01 + 4.14e+02i
Mode 9	322.26	0.45	3.83e+01 + 3.65e+02i
Mode 10	361.43	0.69	1.50e+01 + 2.80e+02i
Mode 11	398.15	0.46	-1.73e+01 + 4.28e+02i

15.5 Primer modo de flexión longitudinal

BroBand : Mode 1 - Freq. 36.23Hz, Damp. 2.55%

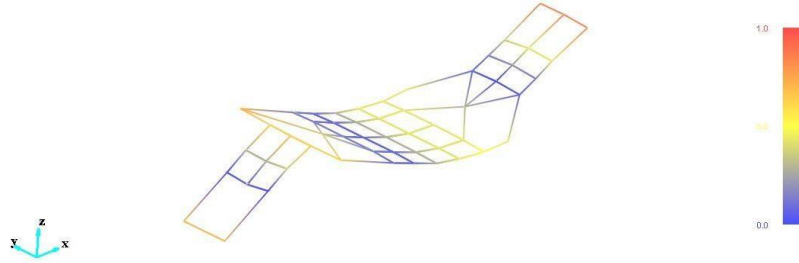


BroBand : Mode 1 - Freq. 36.23Hz, Damp. 2.55%



15.6 Segundo modo de flexión longitudinal

BroBand : Mode 2 - Freq. 83.10Hz, Damp. 0.56%

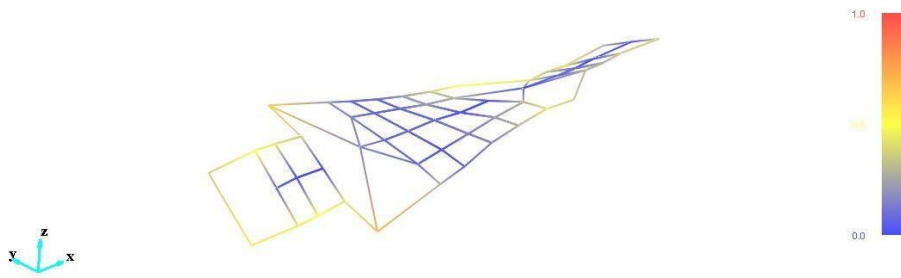


BroBand : Mode 2 - Freq. 83.10Hz, Damp. 0.56%

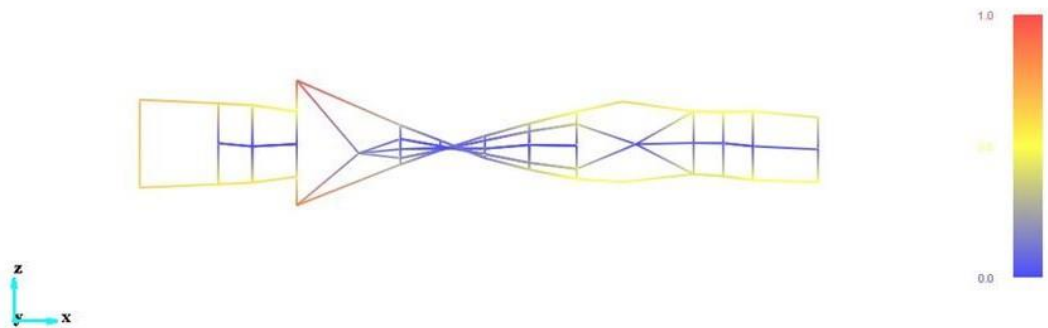


15.7 Primer modo de torsión

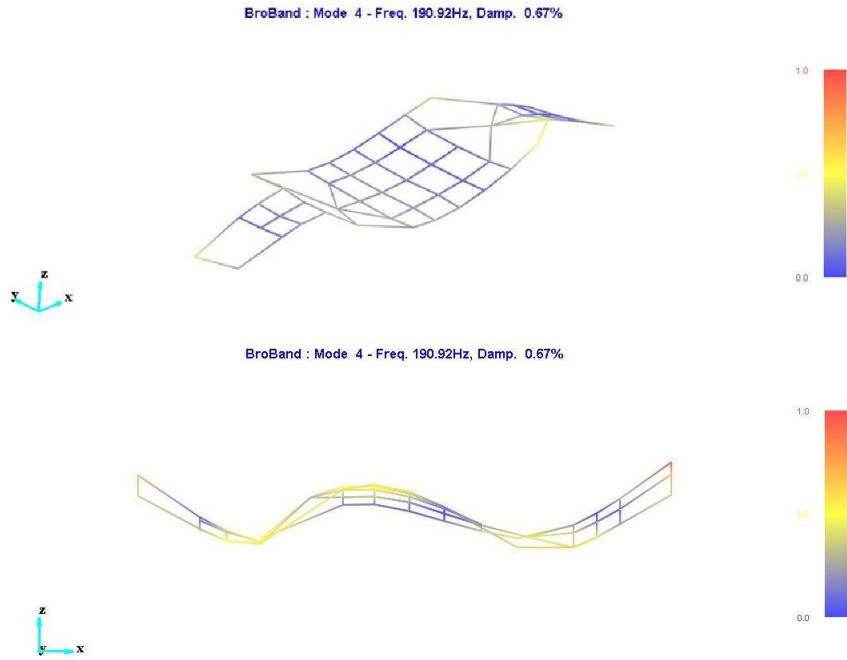
BroBand : Mode 3 - Freq. 120.46Hz, Damp. 0.54%



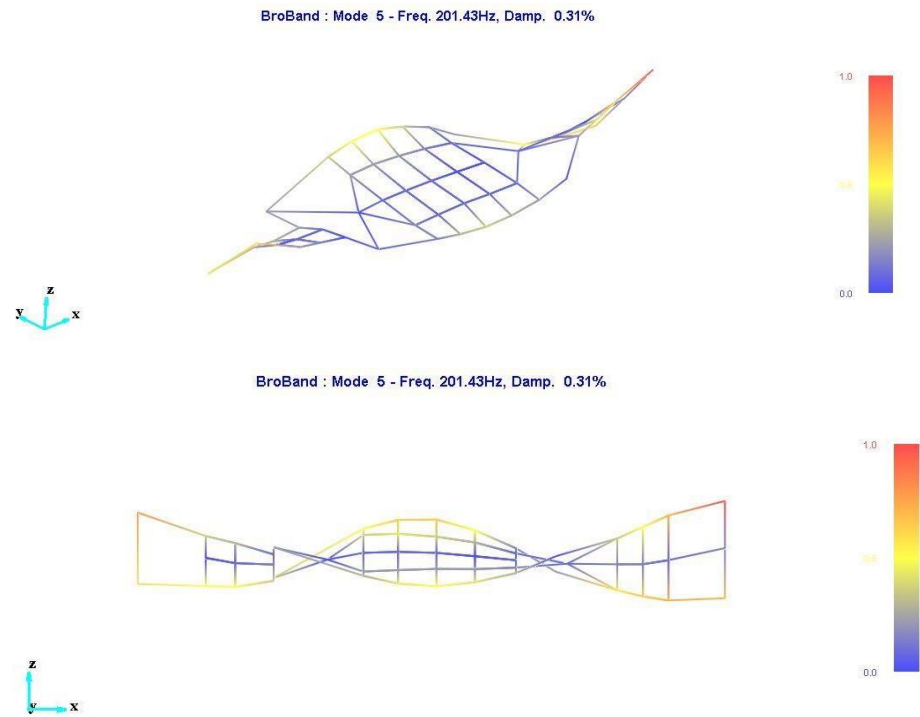
BroBand : Mode 3 - Freq. 120.46Hz, Damp. 0.54%



15.8 Tercer modo de flexión longitudinal

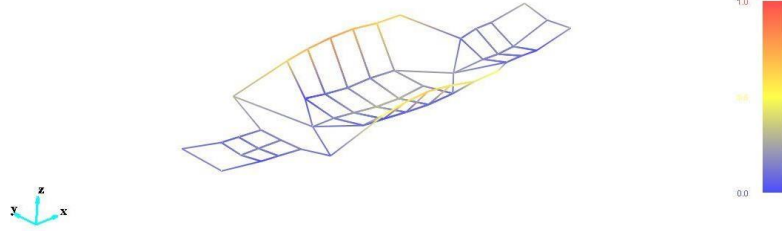


15.9 Segundo modo de torsión

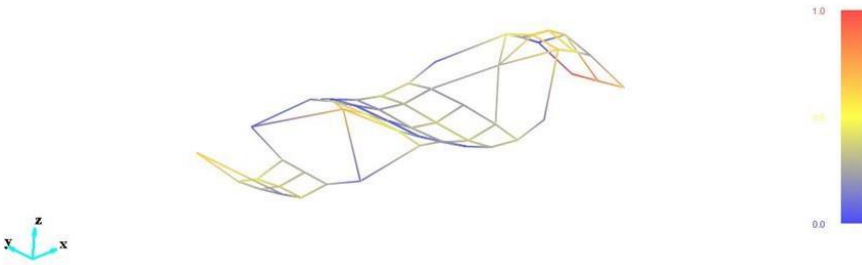


15.10 Primer modo de flexión transversal

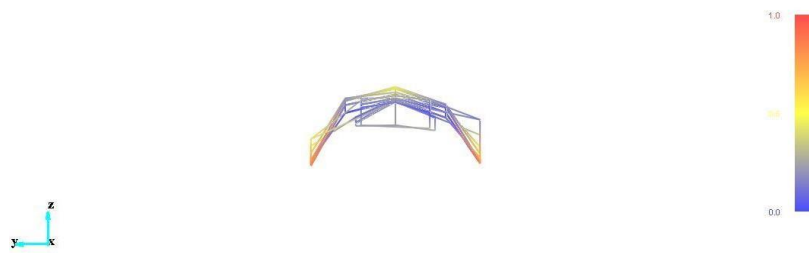
BroBand : Mode 6 - Freq. 241.46Hz, Damp. 0.78%



BroBand : Mode 9 - Freq. 322.26Hz, Damp. 0.45%



BroBand : Mode 6 - Freq. 241.46Hz, Damp. 0.78%



15.11 Cuarto modo de flexión longitudinal

