



**UNIVERSIDAD
DEL AZUAY**

Facultad de Ciencia y Tecnología

Escuela de Ingeniería Automotriz

**Diseño de una Jaula Antivuelco para un Vehículo de Competencia, utilizando
Técnicas de Ingeniería Asistida por Computador (CAE)**

Trabajo previo a la obtención del grado académico de Ingeniero Automotriz

Autor: Luis Gabriel Vásquez Chávez

Director: Ing. Robert Esteban Roockwood Iglesias, M.Sc.

Cuenca-Ecuador

2024

Resumen

El presente estudio analiza las prestaciones de seguridad de dos jaulas antivuelco diseñadas para un vehículo Suzuki Forsa I, la primera propuesta se basa exclusivamente en la normativa establecida por la Federación Internacional de Automovilismo (FIA), la segunda incorpora elementos estructurales adicionales, y se basa en las últimas tendencias observadas en vehículos de competencia de alta gama. Al analizar los resultados, se verificó que esta propuesta alcanza un rendimiento superior en comparación con las especificaciones de la FIA. Incrementando un 28,32% el peso, respecto al modelo original, condición que se justifica en base al requerimiento de preservar la vida de los ocupantes del vehículo, en caso de presentarse un siniestro grave. El modelado CAD de las estructuras se realizó utilizando el programa SolidWorks®, en base a las dimensiones reales del vehículo; posteriormente, se empleó el programa de Ingeniería Asistida Altair HyperMesh®, con él se realizaron pruebas de desempeño estructural considerando cargas estáticas, pseudo dinámicas, y simulaciones de choque y volcamiento.

Palabras claves: Seguridad de vehículos, Jaula antivuelco, Diseño de vehículos, Federación Internacional del Automovilismo (FIA), SolidWorks, HyperMesh, Innovación.

Abstract

The present study analyzes the safety features of two roll cages designed for a Suzuki Forsa I vehicle, the first proposal is based exclusively on the regulations established by the International Automobile Federation (FIA), the second incorporates additional structural elements, and is based in the latest trends observed in high-end competition vehicles. When analyzing the results, it was verified that this proposal achieves superior performance compared to the FIA specifications. Increasing the weight by 28.32%, compared to the original model, a condition that is justified based on the requirement to preserve the life of the vehicle's occupants, in the event of a serious accident. The CAD modeling of the structures was carried out using the SolidWorks® program, based on the real dimensions of the vehicle; Subsequently, the Altair HyperMesh® Assisted Engineering program was used, with which structural performance tests were carried out considering static and pseudo-dynamic loads, and crash and rollover simulations.

Keywords: Vehicle safety, Roll Cages, Vehicle design, International Automobile Federation (FIA), SolidWorks, HyperMesh, Innovation.

Índice de contenidos

INTRODUCCIÓN	1
Problemática	1
Estado del arte y marco teórico.....	1
Reglamento de la FIA	2
Arco principal.	2
Arco Frontal.	2
Arco lateral.....	2
Montantes.....	2
Tirantes y refuerzos.....	2
Tirantes de puertas.	2
Tirantes refuerzos del techo.	2
Pilar de refuerzo del parabrisas.....	2
Restricciones.....	3
Material	3
Especificaciones del tubo.....	3
<i>Restricción del tubo</i>	3
Pruebas de carga estática.....	5
Prueba con carga en el arco principal	5
Prueba de carga en el arco delantero.....	5
Prueba de carga en el lateral del arco principal.....	5
Ensayos con cargas dinámicas	6
Prueba de impacto lateral.....	6
Prueba de vuelco	6
Análisis por elementos finitos.....	6
Pre procesamiento.....	6
Procesamiento	7
Post procesamiento	7
Tipos de los elementos.....	7
Elementos solidos	7
Elementos de viga.....	7
Elementos de concha.....	7
Elementos de resorte	7

Elementos rígidos.....	7
Elementos de contacto	7
Convergencia de malla.....	7
OBJETIVOS	8
Objetivo General.....	8
Objetivos específicos	8
METODOLOGÍA	8
Diseño CAD.....	9
Diseño propuesto por la FIA.....	10
Diseño propuesto por el autor bajo requerimientos de la FIA	10
Simulación de Ingeniería Asistida por Computador	11
Pruebas con carga estática.....	11
Casos de análisis	12
Carga estática vertical en el arco principal	12
Carga estática en el arco delantero.....	12
Carga estática en el arco principal lateral	13
Procesamiento para pruebas con carga dinámica.....	13
Convergencia de la malla.....	14
Análisis por elementos finitos.....	14
Prestaciones para pruebas dinámicas	15
RESULTADOS.....	15
Análisis de prestaciones, bajo cargas estáticas	15
Resultados de carga estática vertical en el arco principal	15
Resultados de carga estática vertical en el arco delantero	16
Resultados de carga estática en el lateral del arco principal	16
Resultados de frecuencia natural.....	17
Análisis de prestaciones, bajo cargas dinámicas.....	17
Desplazamiento.....	17
Velocidad (V).....	18
Deformación plástica	19
Energía específica	20
Esfuerzo de Von Mises	21
CONCLUSIONES	22

REFERENCIAS..... 23

Anéxos 1

Índice de tablas

<i>Tabla 1 Vehículos Homologados en Ecuador. Fuente: (SAE, 2021)</i>	1
<i>Tabla 2 Especificaciones de los tubos bajo la normativa FIA. Fuente: (Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016, n.d.)</i>	3
<i>Tabla 3 Datos utilizados para el proceso de diseño en un programa CAD. Fuente: Autor</i>	9
<i>Tabla 4 Especificaciones de medidas y peso del vehículo Suzuki Forza I. Fuente: (Datos técnicos de automoviles, 2023)</i>	9
<i>Tabla 5 Datos utilizados para el proceso de simulaciones en un programa CAE. Fuente: Autor</i>	11
<i>Tabla 6 Especificación de propiedades del acero ASTM A 106. Fuente: (DYPAC, 2023)</i>	14

Índice de figuras y gráficas y/o imágenes

Figura 1 BOB HARMEYER GETTY. Fuente: (Craig Reinhardt, 2019).....	1
Figura 2 Arco principal. Fuente: (FIA, 2014, pp. 253-1)	4
Figura 3 Arco frontal. Fuente: (FIA, 2014, pp. 253-1)	4
Figura 4 Arco lateral. Fuente: (FIA, 2014, pp. 253-1)	4
Figura 5 Tirantes de refuerzos en los arcos principales. Fuente: (FIA, 2014, pp. 253-1).....	4
Figura 6 Restricciones. Fuente: (FIA, 2014, pp. imagen 253-48).....	5
Figura 7 Cargas estáticas en los arcos principales. Fuente: (REGLAMENTO DE SEGURIDAD, n.d.)	5
Figura 8 Pruebas de choque lateral y volcamiento. Fuente: (L00062-00129, n.d.).....	6
Figura 9 Convergencia de mallado. Fuente: (Hallquist, 2006)	8
Figura 10 Suzuki Forza 1. Fuente: (Manual de Características de Motor Suzuki Forza G10 SOHC _ Mecánica Automotriz, n.d.).....	9
Figura 11 Diseño propuesto por la FIA (Diseño A). Fuente: Autor	10
Figura 12 Diseño propuesto por el Autor (Diseño B). Fuente: Autor.....	10
Figura 13 Diseño A, acoplamiento de asiento y dummy. Fuente: Autor	10
Figura 14 Diseño B, acoplamiento de asiento y dummy. Fuente: Autor	11
Figura 15 Creación de la fuerza para simulación de carga estática vertical en el arco principal en los diseños A y B respectivamente. Fuente: Autor.....	12
Figura 16 Creación de fuerzas para simulación de carga estática vertical en el arco delantero. Fuente: Autor	13
Figura 17 Creación de fuerzas para simulación de carga estática en el arco principal lateral. Fuente Autor.....	13
Figura 18 Importación de modelo SolidWorks diseño FIA. Fuente: Autor.....	14
Figura 19 Condiciones de contorno y superficies unidas diseño FIA. Fuente: Autor.....	14
Figura 20 Limpieza de la geometría y eliminación de posibles imperfecciones. Fuente: Autor	14
Figura 21 Cantidad de errores he irregularidades de la malla. Fuente: Autor	14
Figura 22 Qualitindex especificación y manejo de errores. Fuente: Autor	14
Figura 23 Arreglo de errores. Fuente: Autor	14
Figura 24 Perfil Radioss, creación para simulación de choque lateral en los diseños A Y B. Fuente: Autor	15
Figura 25 Creación para simulación de volcamiento en los diseños A y B. Fuente: Autor	15
Figura 26 Resultados del esfuerzo de von Mises con carga vertical en el arco principal del diseño A y B respectivamente. Fuente: Autor	16
Figura 27 Resultados del esfuerzo de von Mises con carga vertical en el arco delantero del diseño A y B. Fuente: Autor.....	16
Figura 28 Resultados del esfuerzo máximo de von Mises con carga al lado lateral de piloto en el arco principal del diseño A y B. Fuente: Autor.....	17
Figura 29 Resultados de la frecuencia natural. Fuente: Autor	17
Figura 30 Resultados de desplazamiento escalar de choque lateral del diseño A y B respectivamente. Fuente: Autor	18
Figura 31 Resultados de desplazamiento escalar máximo de volcamiento del diseño A y B respectivamente. Fuente: Autor.....	18
Figura 32 Resultados de la velocidad escalar máxima durante el impacto de choque lateral del diseño A y B. Fuente: Autor.....	19
Figura 33 Resultados de velocidad durante el impacto de volcamiento del diseño A y B. Fuente Autor.....	19
Figura 34 Resultados de deformación plástica escalar máxima después del choque lateral. Fuente: Autor	20
Figura 35 Resultados de deformación plástica escalar máxima después del volcamiento. Fuente Autor	20
Figura 36 Resultados de energía específica escalar máximo absorbida después del choque lateral. Fuente: Autor.....	21
Figura 37 Resultados de energía específica escalar máximo absorbida después del volcamiento. Fuente Autor.....	21
Figura 38 Resultados del criterio escalar máximo de Von Mises durante el choque lateral. Fuente Autor	22
Figura 39 Resultados del criterio escalar máximo de Von Mises durante el volcamiento. Fuente Autor.....	22

Índice de Anexos

Ilustración 1 Vistas en 2D de la Jaula Antivuelco modelo FIA. Fuente: Autor	2
Ilustración 2 Cotas obtenidas bajo la medición del vehículo Suzuki Forza 1 para la Jaula modelo FIA. Fuente: Autor	3
Ilustración 3 Vistas en 2D de la Jaula Antivuelco modelo propuesto. Fuente: Autor	4
Ilustración 4 Cotas obtenidas bajo la medición del vehículo Suzuki Forza 1 para la Jaula modelo propuesto. Fuente: Autor	5

INTRODUCCIÓN

Problemática

El problema es que en nuestro país muy pocos vehículos de competencia han homologado el vehículo y la jaula antivuelco, se desconoce si las prestaciones mecánicas de jaulas antivuelco que no han sido homologadas brindan protección a los ocupantes. Este trabajo presentará una síntesis de los modos de carga contemplados en la normativa FIA, así como una propuesta de diseño que garantizará la integridad de los ocupantes en caso de presentarse un accidente en una competencia. Es importante respaldar con información publicada y validada.

Además, un problema grave que se presenta en el país es que la cantidad de vehículos homologados es mínima con apenas 80 vehículos T1 modalidad rally certificados por la SAE (Servicio de Acreditación Ecuatoriana) siendo así que a nivel provincial se tiene:

Tabla 1 Vehículos Homologados en Ecuador. Fuente: (SAE, 2021)

Azuay	40
Pichincha	18
Guayas	11
Loja	9
Cañar	2

Estado del arte y marco teórico

Hoy en día en competencias automovilísticas de modalidad rally es necesario y obligatorio la implementación de una jaula anti vuelco en todos los vehículos de competencia, ya que se encuentran propensos a accidentes debido a las altas velocidades y maniobras que se emplea en este tipo de disciplina (Ángeles Rocca Junior Víctor & Alvarado Silva Carlos Alexis, n.d.).

Las primeras jaulas antivuelco empleados sobre vehículos de competición para proteger al piloto en caso de que este sufra un volcamiento, los Roll bar o Barra de Seguridad tal como define los reglamentos deportivos se usaron por primera vez en el año de 1956, en las quinientas Millas de Indianápolis sobre algunos monoplazas de fórmula junior, debido al éxito en el plan de seguridad la Federación Americana de Automovilismo llega a presentar una normativa de uso obligatorio de la implementación de un arco protector en 1959, sus principales características fueron el de tener una tubería que sobrepase 3 cm la cabeza del piloto y que el ancho sea mayor que el de la espalda, esta debía ser de una tubería de sección circular y doblada en forma de U como se observa en la Figura 1, dando así mayor seguridad al piloto en caso de un vuelco (Craig Reinhardt, 2019).



Figura 1 BOB HARMEYER GETTY. Fuente: (Craig Reinhardt, 2019)

Reglamento de la FIA

A continuación, se presenta un extracto del reglamento de la Federación Internacional de Automovilismo (FIA) para el diseño de barras antivuelco, así como algunas definiciones y restricciones importantes.

Arco principal. Este tubo se colocará horizontalmente en el vehículo, durante un plano inclinado con una tolerancia de $\pm 10^\circ$ como se muestra en la figura 2 (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.)

Arco Frontal. La forma propuesta debe seguir los montantes del vehículo y el borde superior del parabrisas como se muestra en la figura 3 (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.)

Arco lateral. Es la estructura que va longitudinal al vehículo, es decir, tangente al arco principal, está construido con un arco tubular de una sola pieza, instalado a cada lado anverso y reverso del arco principal, la forma del techo sigue los pilares para terminar al nivel del piso del vehículo y la parte trasera se conecta desde el arco principal a la plataforma trasera como se muestra en la figura 4 (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.)

Montantes. En la parte lateral de la carrocería a la altura del parabrisas que lo separa de las ventas laterales del vehículo y en la parte trasera de igual forma que separa el parabrisas trasero de las ventanas (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.).

Tirantes y refuerzos. Es obligatoria la instalación de tirantes en el arco principal. Los tubos correctos deben ser macho y hembra, lo que significa que uno de ellos debe estar en una sola pieza, los extremos de la parte inferior del puntal deben soldarse al arco principal a una altura máxima de 100 mm en relación a los pies de montaje, de igual forma en los miembros superiores, debe conectarse al arco principal a una distancia máxima de 100 mm de la junta al marco (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.).

Tirantes de puertas. Las barras se montarán verticalmente de forma idéntica a ambos lados del vehículo. Para la instalación de estos puntales se recomienda soldar los puntos de anclaje inferiores directamente a los arcos principal y secundario, como se muestra en la figura 5 y se destaca que debe haber un macho y una hembra (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.).

Tirantes refuerzos del techo. En la parte superior de las cabezas de cuadrilla, la estructura está sujeta a la instalación de espaciadores como refuerzos, mostrados en la Figura 5, donde estos espaciadores deben respetar una serie de características que restringen que las juntas se ajusten a la curvatura del techo y los extremo deben soldarse a una distancia máxima de 100 mm de las uniones entre los arcos y algunos cordones, siguiendo las mismas referencias para los tirantes en X y del mismo modo para las de geometría en forma de V (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.).

Pilar de refuerzo del parabrisas. Estas barras de refuerzo deben instalarse a ambos lados de la barra antivuelco delantera con la dimensión tangencial desde el extremo del techo hasta la base del piso superior a 200 mm. En la figura 5 se puede observar que el refuerzo del parabrisas puede tener

curvatura siempre que sea recto verticalmente con la curvatura no mayor a 20mm (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.).

Restricciones. La figura 6 muestra que la jaula de seguridad debe estar completamente vertical entre los soportes de carga verticales como punto de anclaje del amortiguador tanto de la suspensión delantera como trasera del vehículo. También se pueden colocar refuerzos en la estructura de seguridad y en los puntos de anclaje de los estabilizadores. Los puntos de anclaje se pueden soldar a la jaula de seguridad mediante un tubo de 30 x 1.5 mm (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.).

Material

Todas las jaulas de seguridad en conformidad con el artículo 253.8 del anuario FIA, deben cumplir con las nuevas normas que se implantaron desde el año 2003, donde nos dice que técnicamente se debe realizar con tubo estirado en caliente sin soldaduras, E255 o 25CrMo4 que se utiliza en la mayoría de los arcos de seguridad homologados. Siendo este un material más resistente a los requisitos mínimos impuestos por la FIA, con un total de 150% de eficiencia con respecto a la normativa. Además, este tipo de acero debe ser resistente a la tracción y torsión (*Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016*, n.d.).

Especificaciones del tubo. Bajo la normativa de la FIA sólo se autorizan tubos de sección circular.

Restricción del tubo

- Para una tubería de acero sin alear, debe tener un contenido máximo de 1.7% de manganeso y 0.6% para otros elementos
- El acero debe tener propiedades apropiadas de elongación y soldabilidad
- El doblado debe hacerse en caliente con el radio de curvatura al menos tres veces menor que el diámetro
- Los pliegues deben tener una superficie lisa, sin arrugas ni grietas

Tabla 2 Especificaciones de los tubos bajo la normativa FIA. Fuente: (Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-Hasta-2016, n.d.)

Material	Resistencia mínima a la tracción	Dimensiones mínimas	Aplicación
----------	----------------------------------	---------------------	------------

<p>Acero al carbono no aleado conformado en frío sin soldadura conteniendo un máximo del 0.3% de carbono</p>	<p>350 N/mm²</p>	<p>45 x 2.5 (1.75" x 0.095") O 50 x 2.0 (2.0" x 0.083") 38 x 2.5 (1.5" X 0.095") o 40 x 2.0 (1.6" x 0.083")</p>	<p>Arco principal o arcos delanteros y miembros transversales traseros según la construcción</p> <p>Semiarcos laterales y otras partes de la estructura de seguridad</p>
--	-----------------------------	--	--

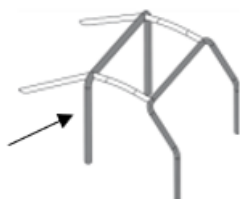


Figura 2 Arco principal. Fuente: (FIA, 2014, pp. 253-1)

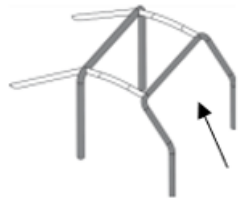


Figura 3 Arco frontal. Fuente: (FIA, 2014, pp. 253-1)

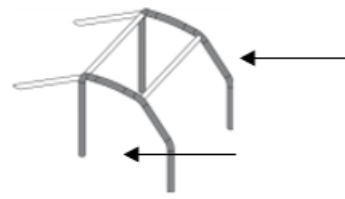


Figura 4 Arco lateral. Fuente: (FIA, 2014, pp. 253-1)

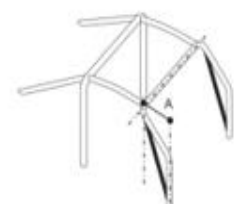


Figura 5 Tirantes de refuerzos en los arcos principales. Fuente: (FIA, 2014, pp. 253-1)

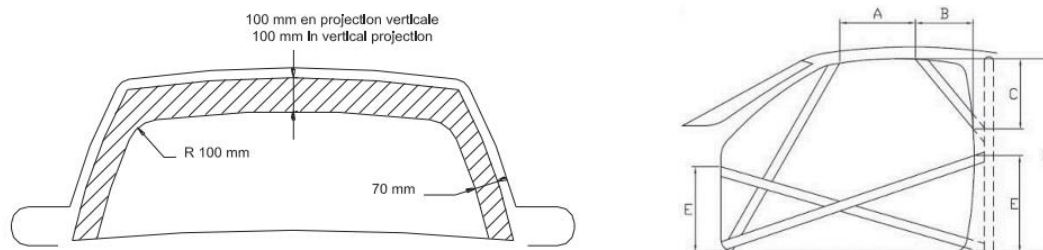


Figura 6 Restricciones. Fuente: (FIA, 2014, pp. imagen 253-48)

Pruebas de carga estática

Una estructura de barra antivuelco debe soportar tanto, cargas verticales en el arco principal, en el arco delantero y cargas obligatorias a los lados del arco principal para tripulantes con o sin copiloto, como se muestra en la figura 7 (Diseño et al., n.d.).

Prueba con carga en el arco principal

Como indica la FIA el cálculo de la carga vertical aplicado sobre la parte superior del arco principal como se muestra en la figura 7, sin la aplicación del factor de seguridad debe ser de $7.5 * (w + 500\text{kg}) * (10 \text{ m/s}^2)$ donde: (REGLAMENTO DE SEGURIDAD, n.d.).

- w es el peso en kg del vehículo
- 7.5 es un valor constante
- 10 m/s^2 representa la gravedad
- 500kg Es la carga útil considerada por la FIA para los vehículos de la categoría T1

Prueba de carga en el arco delantero

La jaula de seguridad también debe soportar una carga de $3.5 * (w + 500\text{kg}) * (10 \text{ m/s}^2)$, de igual manera sin la aplicación del factor de gravedad, la carga debe estar al lado del conductor en la intersección entre el arco lateral y arco delantero como se muestra en la figura 7 (REGLAMENTO DE SEGURIDAD, n.d.).

Prueba de carga en el lateral del arco principal

Para un vehículo de competición sin copiloto la jaula debe soportar una carga de $3.5 * (w + 500) * (10 \text{ m/s}^2)$, sin aplicación del factor de gravedad y va aplicada en el montante vertical del arco principal del lado del piloto como se muestra en la figura 7 (REGLAMENTO DE SEGURIDAD, n.d.).

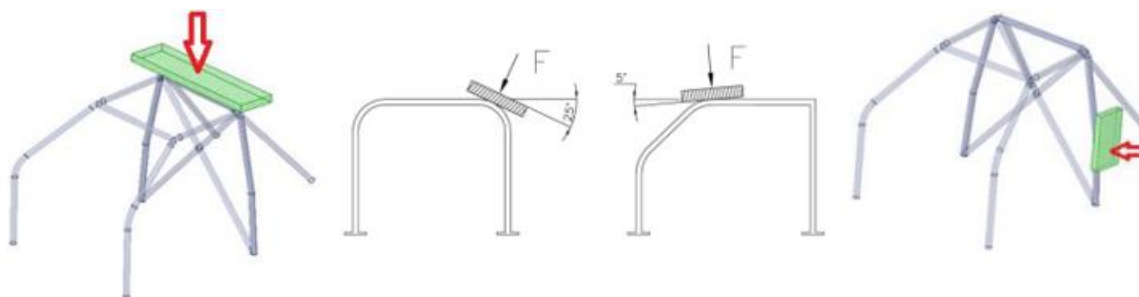


Figura 7 Cargas estáticas en los arcos principales. Fuente: (REGLAMENTO DE SEGURIDAD, n.d.)

Ensayos con cargas dinámicas

En la normativa de la Federación Internacional de Automovilismo no incluyen pruebas dinámicas para la jaula de seguridad durante el vuelco; Por ello, a criterio del autor se ha optado por utilizar las reglas del Programa Europeo de Evaluación New Cars (euroNCAP) para simular varios impactos como, lateral y de volcamiento. Las pruebas en este programa son solo para análisis de seguridad pasiva de un vehículo multimarca para ajustar el nivel de seguridad al construirlos.

Prueba de impacto lateral

Esta prueba consiste en golpear el vehículo con una barrera móvil no deformable como indica la figura 8 de 950 Kg y una longitud de 1500 mm a la velocidad de 56 Km/H contra el lado del vehículo estacionario(L00062-00129, n.d.).

Prueba de vuelco

La prueba de vuelco del vehículo se realiza en dos etapas, la primera fase consiste en colocar el vehículo sobre una superficie inclinada sobre un montacargas que se activará en la segunda fase donde alcanzará una velocidad de 56 km/h, cuando alcance esta velocidad frenará bruscamente, lo que hará que vuelque en campana. Otra forma de comprobar si se ha producido un vuelco es dejar caer el vehículo en caída libre desde una altura de 400mm hasta la esquina izquierda del techo, como se muestra en la figura 8. Con cualquiera de estos dos métodos, la cabina no debe deformarse demasiado como para resultar peligrosa la integridad de la tripulación (L00062-00129, n.d.).

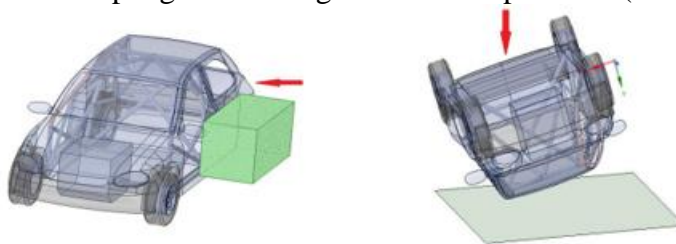


Figura 8 Pruebas de choque lateral y volcamiento. Fuente: (L00062-00129, n.d.)

Análisis por elementos finitos

El análisis por elementos finitos (FEA), es una técnica de ingeniería que utiliza modelos matemáticos para simular el comportamiento de estructuras y componentes bajo diferentes condiciones, este proceso implica dividir la geometría en elementos más pequeños para facilitar su análisis numérico, permitiendo la predicción de tensiones, deformaciones y otros comportamientos físicos (Hypermesh, n.d.).

Para el análisis de elementos finitos existen tres fases asistidas por computadora que son: procesamiento, pre procesamiento, procesamiento (solución de análisis) y post-procesamiento (Klaus, 2006).

Pre procesamiento

Este es el primer paso en el método de elementos finitos para analizar un elemento, donde se trata de construir un modelo de la parte o estructura a analizar. Es necesario introducir una descripción topológica de las propiedades del elemento, en 2D o 3D, para que sea una representación completamente realista con todas sus características. El elemento se divide en nodos mediante una cuadrícula para lograr un resultado específico (Klaus, 2006).

Procesamiento

Se refiere al conjunto de operaciones y análisis que se realizan en un modelo de elementos finitos para prepararlo antes de la simulación. Esto implica la creación y modificación de mallas, asignación de propiedades, materiales y condiciones de contorno, así como la verificación de la calidad de la malla. En esencia se centra en optimizar la presentación numérica del modelo para garantizar resultados precisos en simulaciones (Yañez-Valdez & Silva-Dávila, n.d.).

Post procesamiento

Los resultados se pueden observar en las opciones de visualización del software, que sirven para determinar los efectos del análisis y las ubicaciones específicas de tensión y deformación, se pueden aplicar herramientas digitales y gráficos (Klaus, 2006).

Tipos de los elementos

Elementos solidos

- Tetraedros: Se trata de elementos de primer orden para discretizar volúmenes tridimensionales con 4 nodos
- Hexaedros: Son elementos de segundo orden con 8 nodos, empleados para modelar solidos tridimensionales

Elementos de viga

- 1D Bar: Se trata de elementos lineales para representar estructuras unidimensionales, con propiedades de sección transversal

Elementos de concha

- Triángulos y cuadriláteros: son elementos bidimensionales que captura el comportamiento de superficies delgadas y estructuras laminadas

Elementos de resorte

- Elementos SPRING: Modelan resortes lineales que simulan la respuesta elástica en conexiones específicas

Elementos rígidos

- RBE2, RBE3: Elementos rígidos que representan uniones y conexiones sin deformación, facilitando la transmisión de la carga

Elementos de contacto

- CONTACT: Herramienta para definir interacciones entre superficies, es esencial para simular fenómenos de contacto y fricción (*Getting Started Opening and Saving Files Working with Panels Organizing a Model Controlling the Display Chapter 1: HyperMesh Introduction*, 2009).

Convergencia de malla

Un problema en el análisis de elementos finitos es que mientras haya una malla mucho más refinada, el costo computacional será mayor, razón por la cual se aplica la investigación de convergencia de malla. La convergencia de malla es principalmente automática para modelos creados con CAD para el análisis de modelos de materiales lineales (Hallquist, 2006).

Un estudio de convergencia de malla manual se lleva a cabo de la siguiente manera:

- Analizar el modelo con la creación de una malla con el menor número de elementos
- Analizar nuevamente el modelo con un mallado con más elementos y comparar los resultados con la malla anterior
- Analizar el modelo simultáneamente mejorando la calidad de malla y el número de elementos hasta obtener resultados convergentes

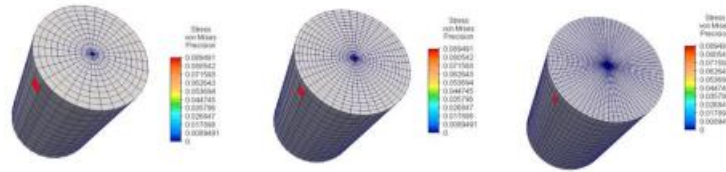


Figura 9 Convergencia de mallado. Fuente: (Hallquist, 2006)

OBJETIVOS

Objetivo General

- Diseñar una jaula antivuelco para un vehículo de competencia, utilizando técnicas de optimización topológica estructural, implementadas en un programa de ingeniería asistida por computador.

Objetivos específicos

- Determinar requerimientos funcionales y de seguridad que deben cumplir una jaula antivuelco, para ser utilizadas en vehículos de competencia, en la modalidad “Rally”.
- Modelar una jaula antivuelco en un programa CAD, a partir de los resultados del proceso de optimización topológica estructural, tomando como referencia el reglamento de la FIA, y cotas del vehículo Suzuki Forza I.
- Validar la propuesta de diseño de la jaula antivuelco, a través de pruebas de esfuerzo, deformación u otras que se requieran para garantizar su funcionalidad.

METODOLOGÍA

Para lograr los objetivos planteados, en primer lugar, se levantó información que permitió conocer las características de cada uno de los modos de carga que contempla el estudio, así como las métricas de evaluación de prestaciones mecánicas de la jaula antivuelco, si bien mucho de esta información se han recopilado del artículo 253 de la FIA, este no contempla métricas de valoración de desempeño en pruebas dinámicas. Posteriormente se modeló en base a un programa CAD, 2 diseños, uno bajo la normativa que propone estrictamente la FIA y una propuesta de diseño de jaula antivuelco (en base a la normativa FIA) mejorado. Una vez validada la propuesta de diseño y de ser posible, se realizó pruebas de impacto, con ello se pudo tomar decisiones que permitieron mejorar el desempeño de la jaula antivuelco, y así salvaguardar la integridad de los ocupantes de llegar a presentarse un accidente en pista.



Figura 10 Suzuki Forza I. Fuente: (Manual de Características de Motor Suzuki Forsa G10 SOHC _ Mecánica Automotriz, n.d.)

Diseño CAD

Tabla 3 Datos utilizados para el proceso de diseño en un programa CAD. Fuente: Autor

FIA	Propuesta	
Acero ASTM A106 cédula 40 sin costura estirado en caliente con un máximo de 0.3% de Carbono	Acero ASTM A106 cédula 40 sin costura estirado en caliente con un máximo de 0.3% de Carbono	Material
2 plg	2 plg	Diámetro del tubo para arcos principales
1.5 plg	1.5 plg	Diámetro del tubo para refuerzos longitudinales
2 mm	2mm	Espesor del tubo
0	3	Número de tubos adicionales para refuerzos
0	14	Número de placas de refuerzo

Se empezó realizando ambos diseños en el programa SolidWorks®, la geometría se ha modelado tridimensionalmente utilizando diversas herramientas de la plataforma. Se han empleado funciones claves como extrusiones, piezas soldadas y cortes para definir la forma específica de cada una de las jaulas diseñadas de manera precisa a medida del vehículo Suzuki Forza I, como indica la tabla 4.

Tabla 4 Especificaciones de medidas y peso del vehículo Suzuki Forza I. Fuente: (Datos técnicos de automoviles, 2023)

Tabla de medidas Suzuki Forza I	
Peso total	675 kg
Peso máximo tolerable	1130 kg
Largo, ancho, altura	359cm, 155cm, 135cm

Con estos datos se procedió a diseñar la estructura de la jaula antivuelco que se compone de tubos que han sido modelados mediante la extrusión del material que se encuentra en el programa y es apto para este tipo de diseños, como lo muestra la tabla 3 que se encuentra dentro de lo acontecido por el reglamento de la FIA.

Diseño propuesto por la FIA

Para este diseño al cual llamaremos “Diseño A”, se utilizó tubos circulares para los arcos principales como son: arco principal, arcos laterales, arco posterior y arco delantero con las medidas que se muestran en la tabla 3, así como para los tubos de refuerzos en los arcos principales como son: puertas, techo, parabrisas y arcos posteriores como se muestra en la figura 13.

Diseño propuesto por el autor bajo requerimientos de la FIA

En el diseño propuesto al cual llamaremos “Diseño B”, se utilizó los mismos requerimientos en cuanto a dimensionamiento de los tubos del “Diseño A”, que lo hace diferente es que se agrega un parante ubicado específicamente en la parte lateral de la jaula, protegiendo así al piloto y copiloto de cualquier choque que se presente en ese punto, así como también refuerzos en la parte inferior del arco delantero, esquinas del parabrisas y unas placas en los refuerzos de las puertas, parabrisas, refuerzos de arco principal y parante adicionado, todos con el mismo espesor y material que se presenta en ambos diseños como se muestra en la tabla 3. Finalmente, se ha esbozado el perfil del tubo y se ha extendido en la dirección necesaria. Además, se han creado cortes para establecer aberturas o dar forma a extremos específicos de los tubos.

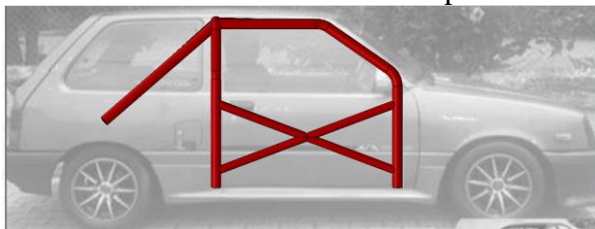


Figura 11 Diseño propuesto por la FIA (Diseño A). Fuente: Autor

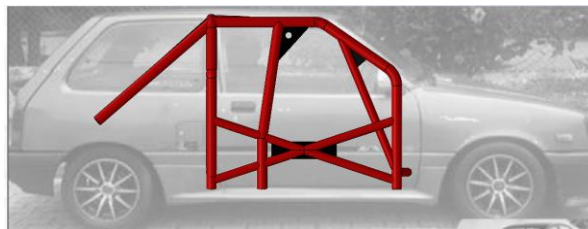


Figura 12 Diseño propuesto por el Autor (Diseño B). Fuente: Autor

También, en el diseño de las jaulas se integró un sistema de asiento para el piloto y un maniquí (dummy) para observar las condiciones de ocupación y evaluar los refuerzos adicionales como lo es el parante colocado en el “Diseño B”, su utilidad en temas de seguridad que es una tendencia actual, como se muestra en la figura 14.

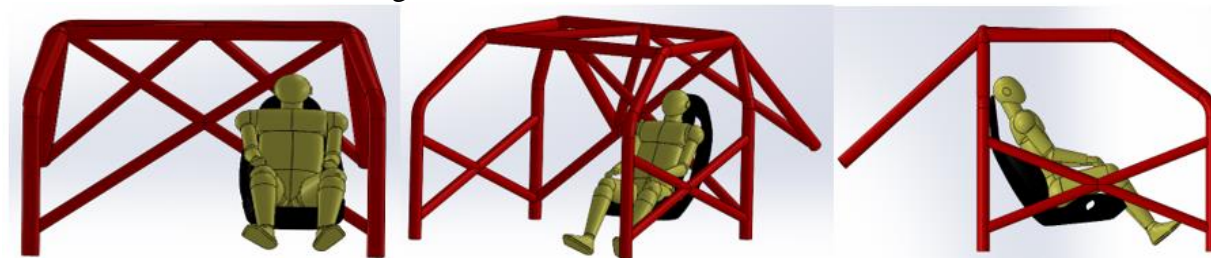


Figura 13 Diseño A, acoplamiento de asiento y dummy. Fuente: Autor

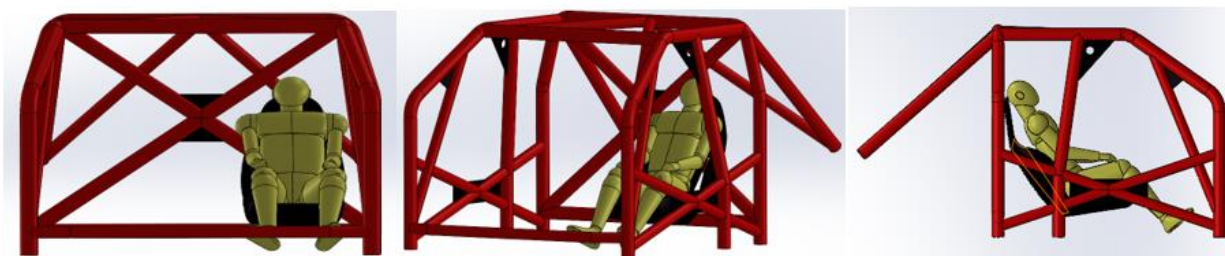


Figura 14 Diseño B, acoplamiento de asiento y dummy. Fuente: Autor

Simulación de Ingeniería Asistida por Computador

Tabla 5 Datos utilizados para el proceso de simulaciones en un programa CAE. Fuente: Autor

FIA	PROPUESTA	
Obtistruct®	Obtistruct®	Perfil en Hypermesh para pruebas estáticas
Radioss®	Radioss®	Perfil en Hypermesh para pruebas Dinámicas
4	6	Calidad del mallado para pruebas estáticas
8	8	Calidad del mallado para pruebas dinámicas
4	4	Número de elementos
<ul style="list-style-type: none"> • Unidimensionales: Tensión • Bidimensionales: Elementos 2D (Shell) • Elementos rígidos • Elementos de contacto 	<ul style="list-style-type: none"> • Unidimensionales: Tensión • Bidimensionales: Elementos 2D (Shell) • Elementos rígidos • Elementos de contacto 	Tipo de elementos
0	2	Errores sesgados
0	0	Errores Jacobianos
0	2	Errores de prueba de ángulo mínimo
56 km/h	56km/h	Velocidad lineal para pruebas dinámicas de choque y volcamiento
0.03 rad/s	0.03 rad/s	Velocidad angular para pruebas dinámicas de volcamiento

Pruebas con carga estática

Para el análisis de carga en las estructuras se consideró una fuerza en “Newtons” en todos los puntos que considera el reglamento de la FIA para cada caso, este valor se obtuvo del cálculo que incluye la masa, que se detalla en la tabla 4, donde se buscó evaluar la capacidad de cada una de las jaulas, para soportar esta carga sin que exista deformaciones excesivas ni fallas estructurales. Se examinó factores como la resistencia del material, el diseño de la estructura y la distribución de esfuerzos para garantizar que la jaula cumpla con los estándares de seguridad frente a la carga

aplicada. Además, se realizó simulaciones o pruebas físicas que validó la capacidad de la jaula propuesta bajo condiciones estáticas, asegurando un rendimiento robusto y confiable como lo muestra la figura 15. Las propiedades mecánicas de estos componentes han sido asignadas conforme a las especificaciones del material utilizado que se muestra en la tabla 3. En cuanto a la discretización, se ha implementado una malla estructural compuesta por elementos triangulares como lo muestra la tabla 5. La selección de estos elementos se fundamenta en su eficiencia y capacidad para proporcionar una representación precisa del comportamiento estructural de los diseños en estudio.

Casos de análisis

Carga estática vertical en el arco principal

Se ejecutó pruebas de carga estática vertical en el arco principal de ambas jaulas conforme a los estándares de la FIA. El procedimiento incluyó la aplicación gradual de una fuerza vertical que se obtuvo de la fórmula $7.5 * (w + 500\text{kg}) * (10 \text{ m/s}^2)$, el peso se obtiene de la tabla 4 y resulta una fuerza que ayudó registrando deformaciones y tensiones en los puntos aplicados, los resultados, junto con las observaciones, se documentaron para demostrar la conformidad con las especificaciones establecidas (*REGLAMENTO DE SEGURIDAD*, n.d.).

$$F = 7.5 * (675\text{kg} + 500\text{kg}) * (10\text{m/s}^2) = 88125\text{N}$$

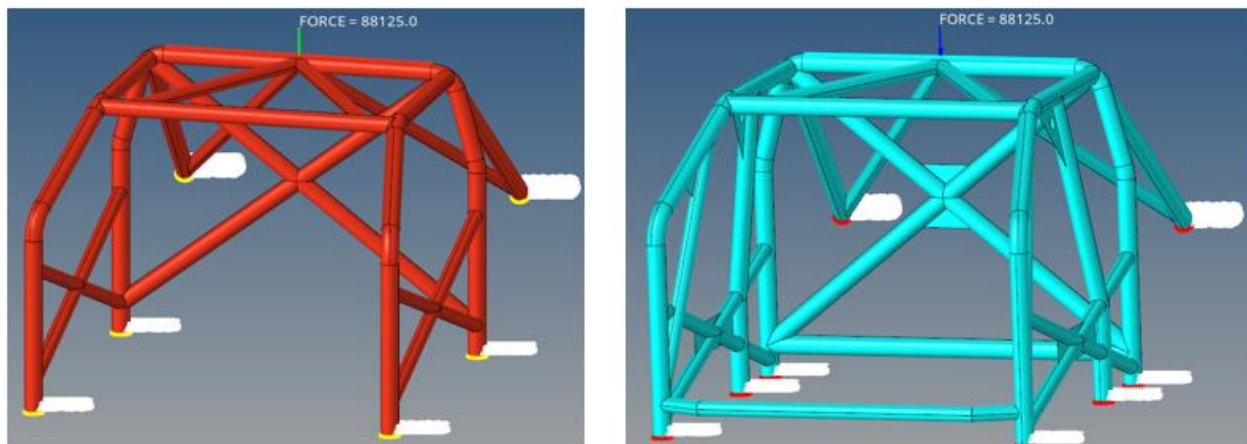


Figura 15 Creación de la fuerza para simulación de carga estática vertical en el arco principal en los diseños A y B respectivamente. Fuente: Autor

Carga estática en el arco delantero

Para esta prueba las jaulas soportan una carga de valor diferente, sin incluir el factor de gravedad como dictamina la FIA. Esta carga se aplicó en la esquina del arco delantero con la fórmula $3.5 * (w + 500\text{kg}) * (10 \text{ m/s}^2)$ para cada jaula respectivamente como lo muestra la figura 16, obteniendo así la distribución de la carga para evaluar específicamente la resistencia estructural en esa región (*REGLAMENTO DE SEGURIDAD*, n.d.).

$$F = 3.5 * (675\text{kg} + 500\text{kg}) * (10\text{m/s}^2) = 41125\text{N}$$

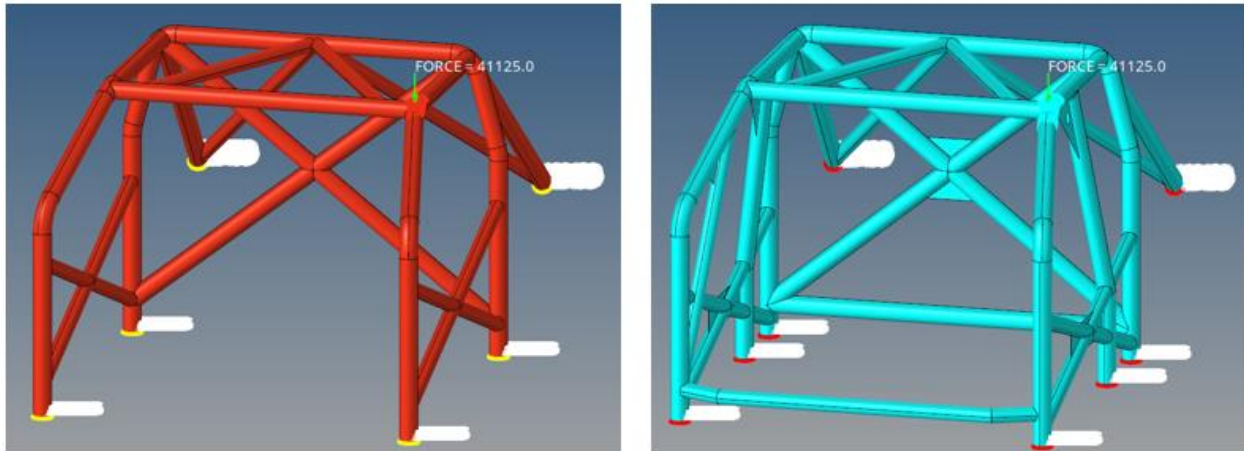


Figura 16 Creación de fuerzas para simulación de carga estática vertical en el arco delantero. Fuente: Autor

Carga estática en el arco principal lateral

Esta prueba se realizó de manera obligatoria a un lado de los tripulantes con o sin copiloto con la misma fórmula del caso anterior de $3.5 * (w + 500\text{kg}) * (10 \text{ m/s}^2)$ y se obtuvo un enfoque detallado de como el arco principal responde a condiciones de carga específica (*REGLAMENTO DE SEGURIDAD*, n.d.).

$$F = 3.5 * (675\text{kg} + 500\text{kg}) * (10\text{m/s}^2) = 41125\text{N}$$

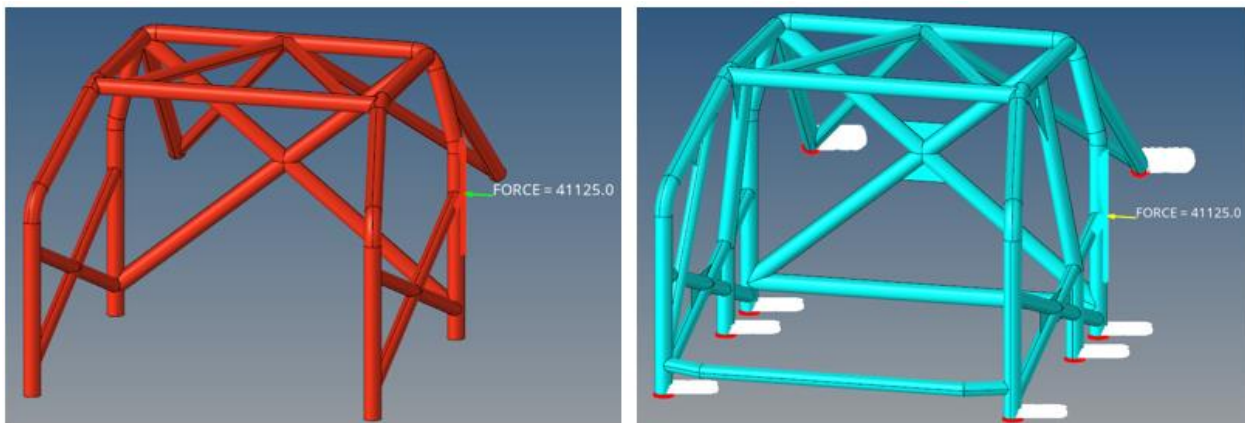


Figura 17 Creación de fuerzas para simulación de carga estática en el arco principal lateral. Fuente Autor

Procesamiento para pruebas con carga dinámica

Se llevó a cabo la preparación de los modelos para su posterior simulación de impacto y volcamiento. Esto incluyó la importación de los modelos CAD, la limpieza de cada una de las geometrías para eliminar posibles imperfecciones como se muestra en la figura 20 y la generación de mallas de elementos finitos que capturan de manera precisa la geometría y el comportamiento estructural de las jaulas antivuelco. Se definieron las condiciones de contorno, como restricciones en ciertos grados de libertad, para simular la conexión de las jaulas con la estructura principal del vehículo. En cuanto a propiedades se colocó el espesor a las superficies exteriores, así como del material con los tipos de elementos que se detalla en las tablas 3 y 5.

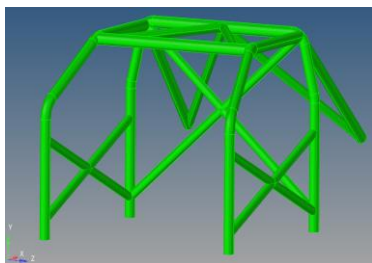


Figura 18 Importación de modelo SolidWorks diseño FIA. Fuente: Autor



Figura 19 Condiciones de contorno y superficies unidas diseño FIA. Fuente: Autor

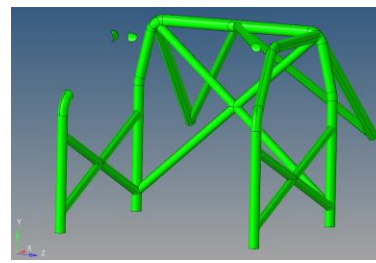


Figura 20 Limpieza de la geometría y eliminación de posibles imperfecciones. Fuente: Autor

Convergencia de la malla

Finalmente se procedió a realizar el mallado triangular en la cual se detectó irregularidades de las conexiones soldadas de la jaula como se muestra en la figura 21 y se procedió a la corrección, se verificó mediante el comando qualitindex una inspección visual como se muestra en la figura 22 y reconstrucción del elemento mallado de manera correcta para garantizar que la malla ahora captura de manera más precisa la complejidad de las conexiones soldadas.

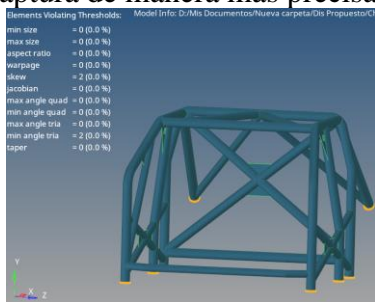


Figura 21 Cantidad de errores he irregularidades de la malla. Fuente: Autor

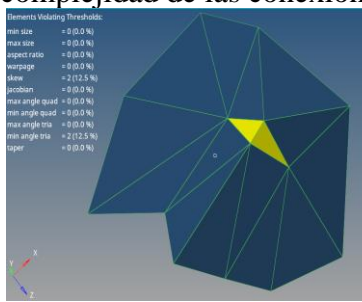


Figura 22 Qualitindex especificación y manejo de errores. Fuente: Autor



Figura 23 Arreglo de errores. Fuente: Autor

Análisis por elementos finitos

La fase de simulaciones en HyperMesh para pruebas dinámicas se aplicaron condiciones de carga simuladas para imitar escenarios realistas de impacto lateral vehicular, considerando factores como la velocidad, ángulo y dirección de impacto, siendo este un choque lateral contra un poste del lado del piloto como lo muestra la figura 24. Para la simulación de materiales se asignaron propiedades mecánicas detalladas, incluyendo módulos de elasticidad, límites de fluencia y resistencias a la tracción, para garantizar una representación precisa del comportamiento estructural de los materiales utilizados en las jaulas como se muestra en la tabla 6.

Se aseguró la validez y confiabilidad del “Diseño B”, gracias a los resultados que se verificó mediante la comparación de datos experimentales disponibles o estándares que propone la FIA. Este enfoque meticuloso proporciona una base sólida para la interpretación de los resultados y las conclusiones derivadas de las simulaciones de choque.

Tabla 6 Especificación de propiedades del acero ASTM A 106. Fuente: (DYPAC, 2023)

Parámetros	Valores
Límite de cedencia (Mpa)	240
Esfuerzo último a la tracción (Mpa)	430

Módulo de Young, E (Gpa)	200
Relación de Poisson	0.3
Densidad, p (kg/m3)	7850
Exponente de endurecimiento por deformación	0.1 a 0.3
Coefficiente de endurecimiento (Mpa)	200 a 400

Prestaciones para pruebas dinámicas

Para los choques lateral se asignó una velocidad lineal detallada en la tabla 5, en la dirección indicada contra el poste y un ángulo asignado a la recta de los diseños de 15 grados en dirección de la velocidad. En cuanto al volcamiento se asignó una velocidad de rotación y la misma velocidad del choque lateral con un ángulo de inclinación en dirección de la velocidad rotacional de 23 grados y un radio de 150 mm que se obtiene de la medida de los neumáticos del vehículo Suzuki Forza I.

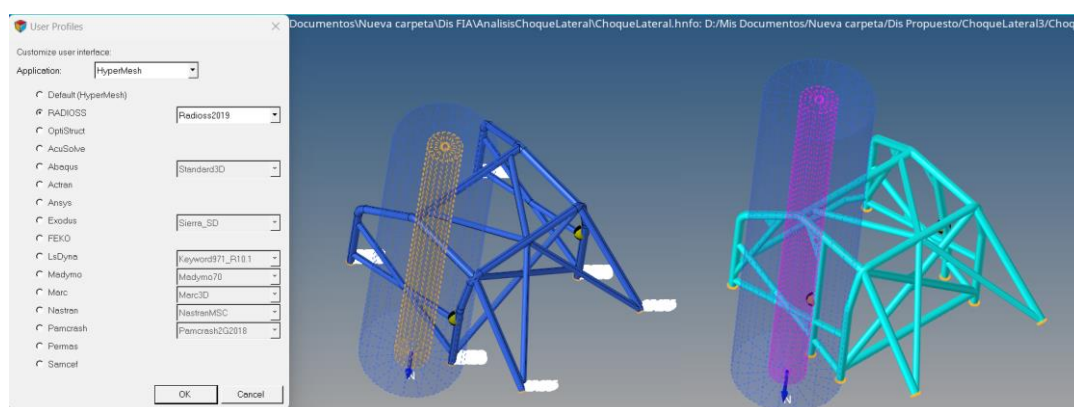


Figura 24 Perfil Radioss, creación para simulación de choque lateral en los diseños A Y B. Fuente: Autor

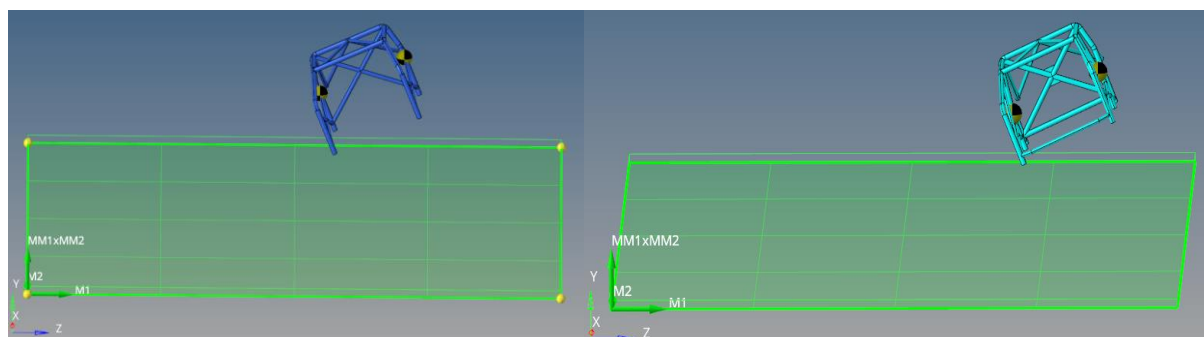


Figura 25 Creación para simulación de volcamiento en los diseños A y B. Fuente: Autor

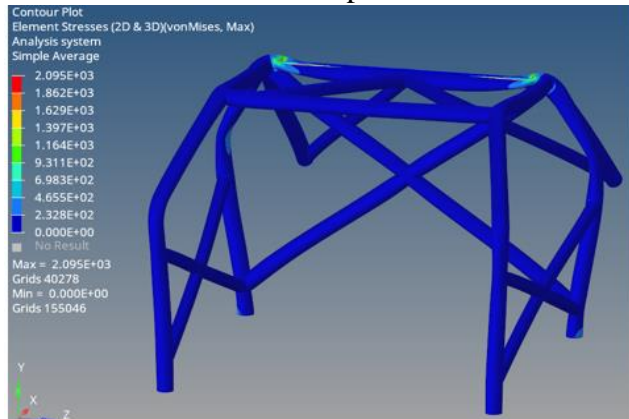
RESULTADOS

Análisis de prestaciones, bajo cargas estáticas

Resultados de carga estática vertical en el arco principal

Considerando la fuerza aplicada en el centro del arco principal se obtuvo del “Diseño B” bajo el estudio demuestra una mayor resistencia de esfuerzo máximo de von Mises siendo este de menor valor con los resultados que se muestran a continuación:

Esfuerzo máximo de von mises Diseño A:
2095Mpa



Esfuerzo máximo de von mises Diseño B:
1378Mpa

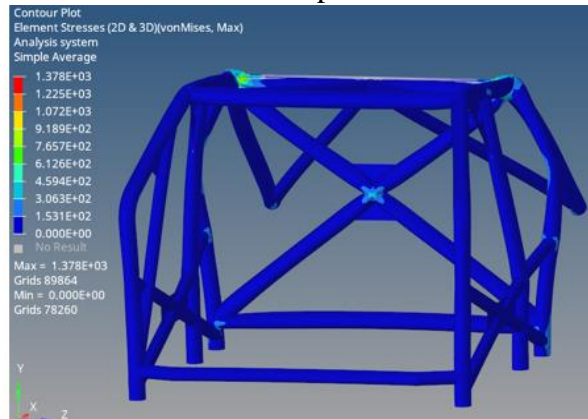
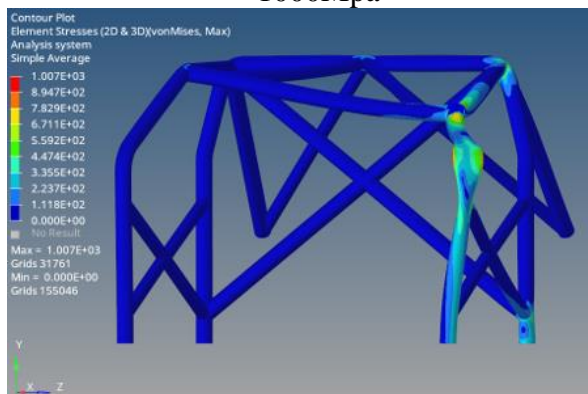


Figura 26 Resultados del esfuerzo de von Mises con carga vertical en el arco principal del diseño A y B respectivamente. Fuente: Autor

Resultados de carga estática vertical en el arco delantero

De igual manera al aplicar la carga a un lado del arco delantero se observó que el Diseño B exhibe una mayor resistencia al esfuerzo máximo de von Mises con:

Esfuerzo máximo de von Mises Diseño A:
1000Mpa



Esfuerzo máximo de von Mises Diseño B:
400Mpa

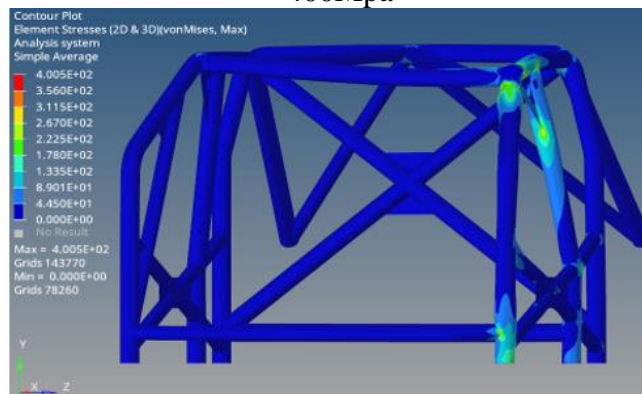
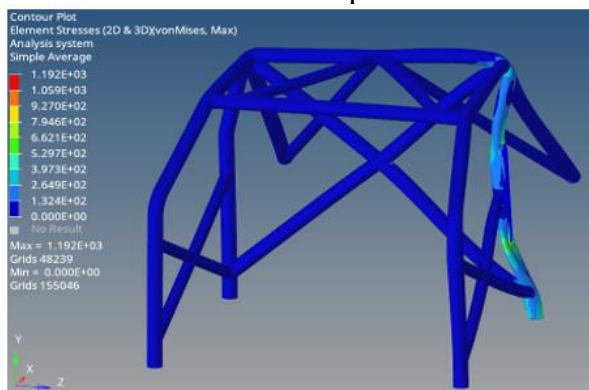


Figura 27 Resultados del esfuerzo de von Mises con carga vertical en el arco delantero del diseño A y B. Fuente: Autor

Resultados de carga estática en el lateral del arco principal

Finalmente, para la última prueba estática en el lateral del arco principal específicamente en el lado del piloto se obtuvo que el “Diseño B” tiene una resistencia mejor al esfuerzo máximo de von Mises y se detalla a continuación:

Esfuerzo máximo de von Mises Diseño A:
1192Mpa



Esfuerzo máximo de von Mises Diseño B:
965Mpa

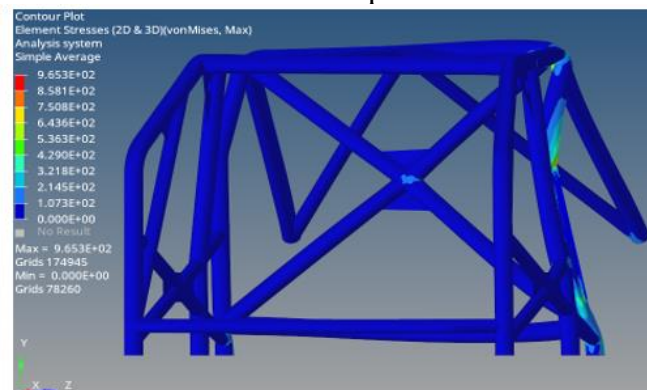
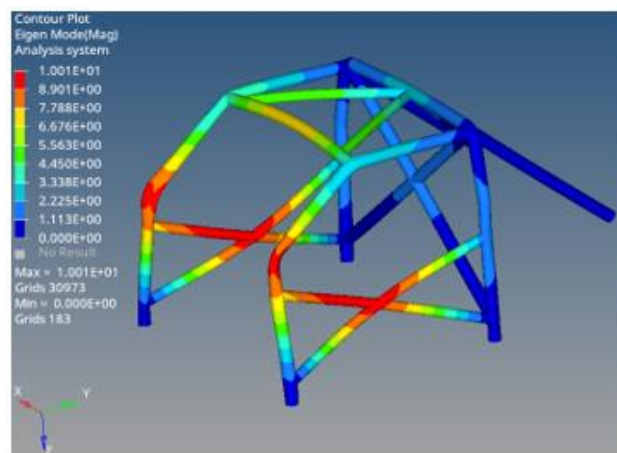


Figura 28 Resultados del esfuerzo máximo de von Mises con carga al lado lateral de piloto en el arco principal del diseño A y B.
Fuente: Autor

Resultados de frecuencia natural

Se analizó también la frecuencia natural en ambos casos donde se puede observar que el “Diseño B” exhibe una frecuencia natural más elevada lo que resulta una mayor rigidez o capacidad de resistencia en la jaula, los resultados se observan a continuación:

Frecuencia natural Diseño A: 123Hz



Frecuencia natural Diseño B: 130Hz

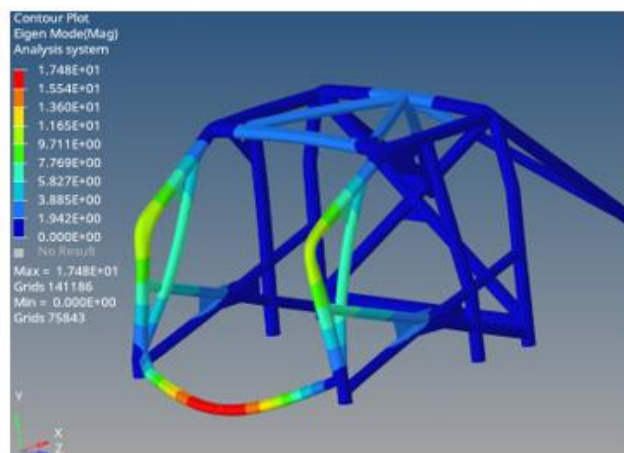


Figura 29 Resultados de la frecuencia natural. Fuente: Autor

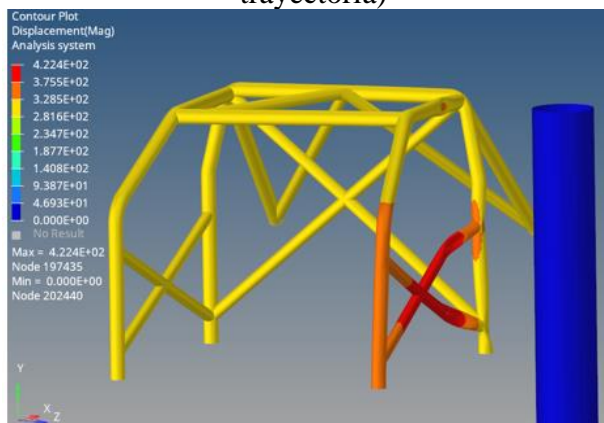
Análisis de prestaciones, bajo cargas dinámicas

Deformación plástica luego del impacto

Este parámetro indica la magnitud y dirección del movimiento de la estructura durante el impacto. Un desplazamiento menor puede sugerir una mayor rigidez y resistencia estructural por lo tanto el “Diseño B” muestra un mejor desplazamiento siendo este menor en distancia con respecto al “Diseño A”, tanto en choque lateral como en volcamiento en su punto de contacto contra el poste o el suelo respectivamente.

Los resultados se detallan a continuación:

Desplazamiento escalar máximo del Diseño A en el choque lateral: 422.4 mm (Incluida la trayectoria)



Desplazamiento escalar máximo del Diseño B en el choque lateral: 362.1 mm (Incluida la trayectoria)

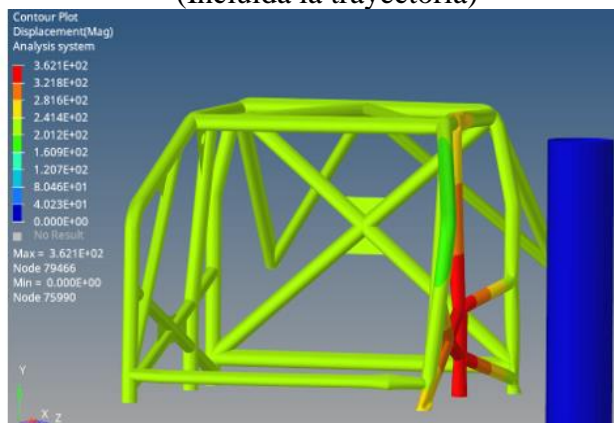
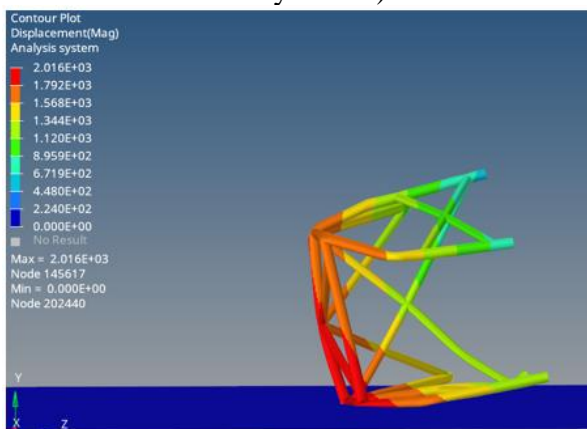


Figura 30 Resultados de desplazamiento escalar de choque lateral del diseño A y B respectivamente. Fuente: Autor

Desplazamiento escalar máximo del Diseño A en el volcamiento: 2016 mm (Incluida la trayectoria)



Desplazamiento escalar máximo del Diseño B en el volcamiento: 1996 mm (Incluida la trayectoria)

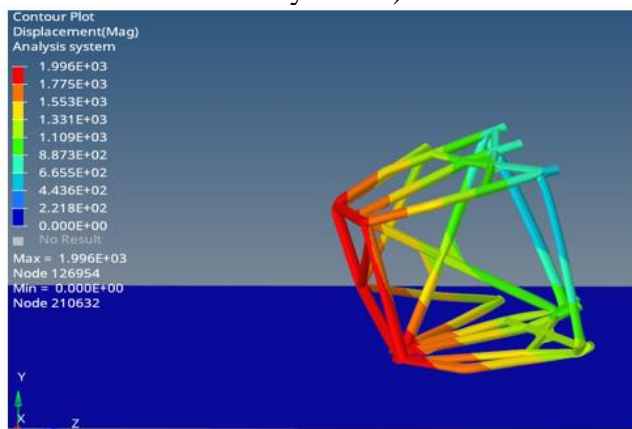


Figura 31 Resultados de desplazamiento escalar máximo de volcamiento del diseño A y B respectivamente. Fuente: Autor

Velocidad (V)

La velocidad que se obtuvo en las estructuras durante y después del impacto, es vital para evaluar la capacidad de absorción de energía eficaz del sistema de seguridad. Una velocidad más baja después del impacto indica una mejor absorción de energía y una reducción efectiva de la velocidad como lo muestran las figuras 32 y 33 que claramente el Diseño B es más eficaz que el Diseño A en reducción de su velocidad después del impacto, lo cual es deseable para minimizar el riesgo de lesiones y daños en accidentes.

Velocidad escalar máxima del Diseño A en el Choque Lateral: 10.2 m/s

Velocidad escalar máxima del Diseño B en el choque lateral: 10.1 m/s

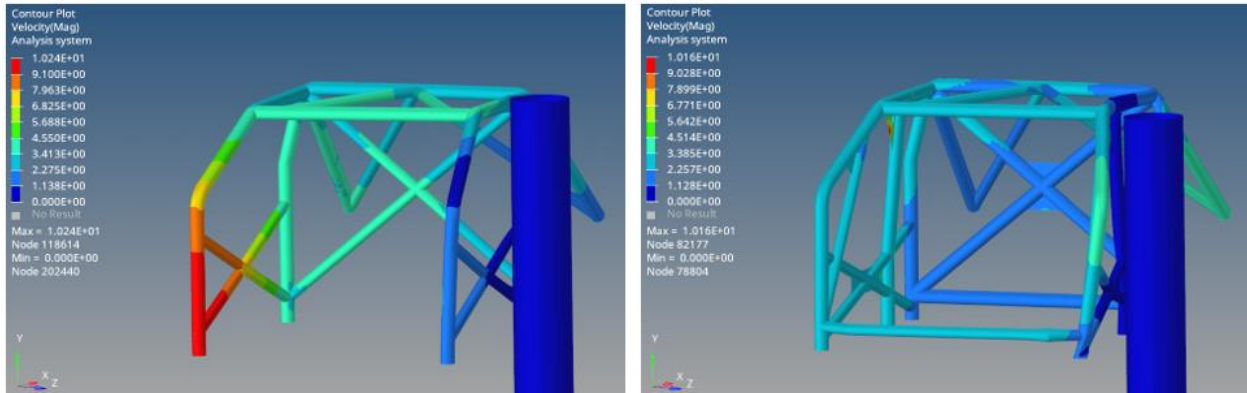


Figura 32 Resultados de la velocidad escalar máxima durante el impacto de choque lateral del diseño A y B. Fuente: Autor

Velocidad escalar máxima del Diseño A en el volcamiento: 8.61 m/s

Velocidad escalar máxima del Diseño B en el volcamiento: 7.77 m/s

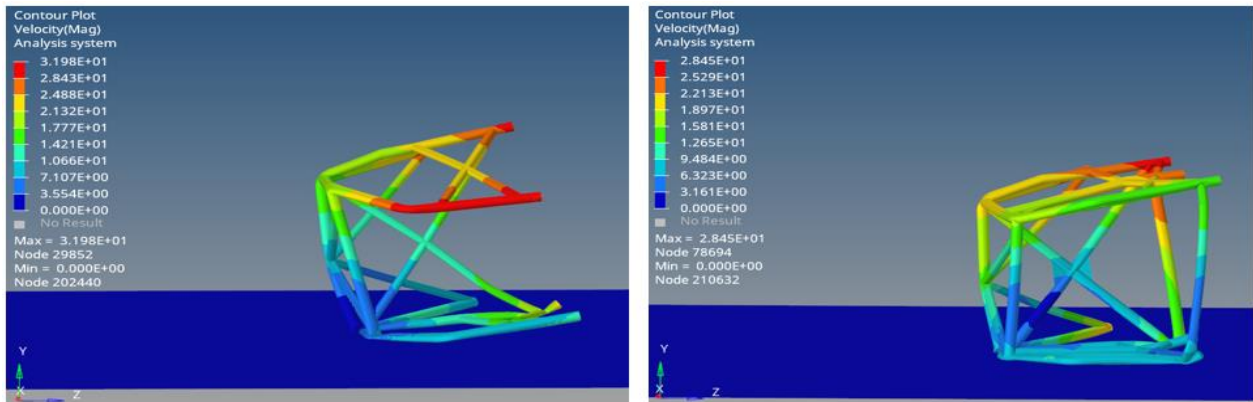


Figura 33 Resultados de velocidad durante el impacto de volcamiento del diseño A y B. Fuente Autor

Deformación plástica

Esto nos indicó la deformación permanente que se puede presentar en las estructuras después del impacto. Se obtuvo el resultado del Diseño B con un valor mayor, lo cual se sugieren una capacidad de absorción de energía sin deformaciones significativas, a diferencia del Diseño A que nos da un valor menor, las unidades que se presentan son adimensionales como muestran las figuras 34 y 35.

Deformación plástica escalar máxima del Diseño A en el Choque Lateral: 0.22

Deformación plástica escalar máxima del Diseño B en el Choque Lateral: 0.53

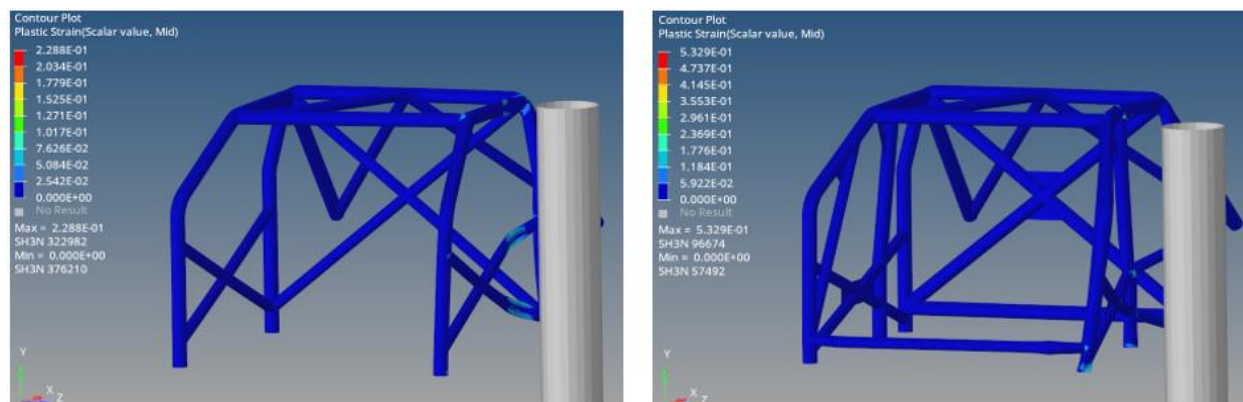
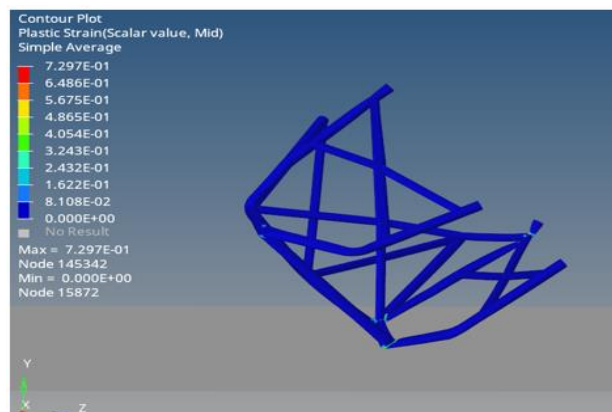


Figura 34 Resultados de deformación plástica escalar máxima después del choque lateral. Fuente: Autor

Deformación plástica escalar máxima del
Diseño A en el volcamiento: 0.72



Deformación plástica escalar máxima del
Diseño B en el volcamiento: 1.65

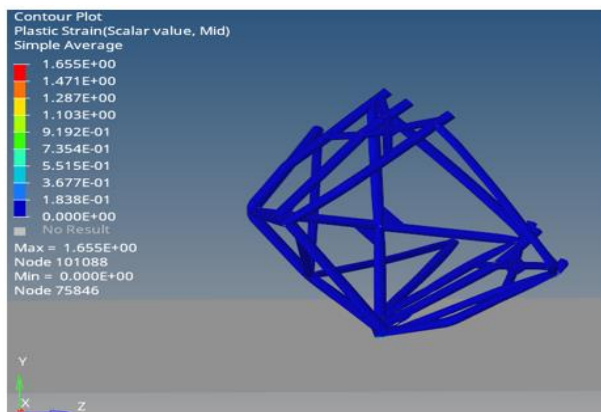
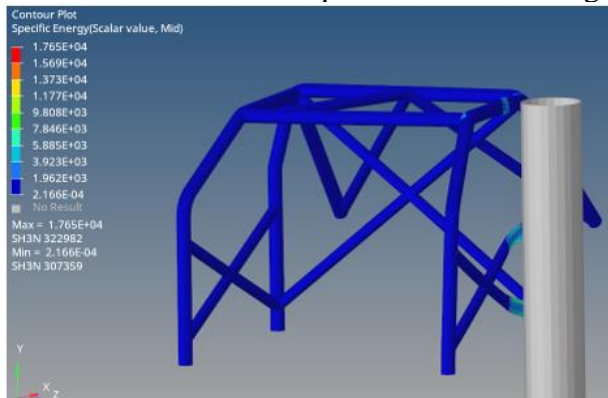


Figura 35 Resultados de deformación plástica escalar máxima después del volcamiento. Fuente Autor

Energía específica

Representa la energía absorbida o disipada por la estructura en relación con su masa. El Diseño B presenta un mayor valor lo cual indica una mayor eficiencia en la absorción de energía sin añadir peso innecesario, minimizando la transmisión de fuerzas a otras partes de la estructura y protegiendo componentes críticos, a su vez, la invasión del habitáculo por elementos de la estructura es menor, a diferencia del Diseño A que su valor de absorción de energía es menor. Viene representado por unidades de energía en (J/gr).

Energía específica escalar máxima absorbida del Diseño A en el choque Lateral: 17650 J/gr



Energía específica escalar máxima absorbida del Diseño B en el choque Lateral: 37820 J/gr

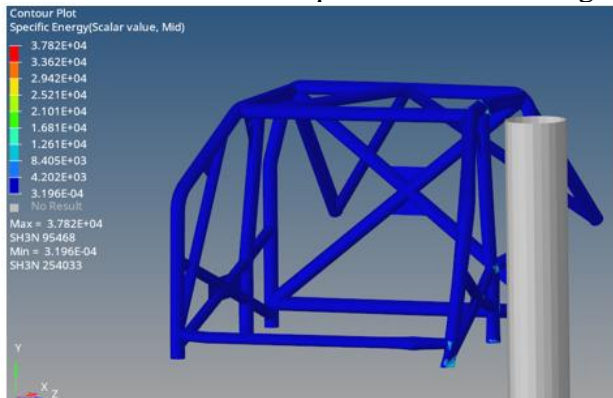
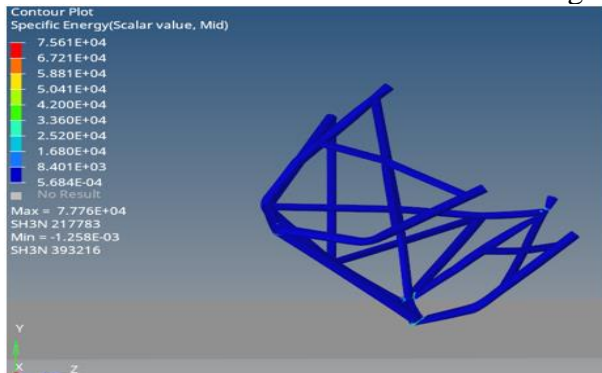


Figura 36 Resultados de energía específica escalar máximo absorbida después del choque lateral. Fuente: Autor

Energía específica escalar máxima absorbida del Diseño A en el volcamiento: 75610 J/gr



Energía específica escalar máxima absorbida del Diseño B en el volcamiento: 116300 J/gr

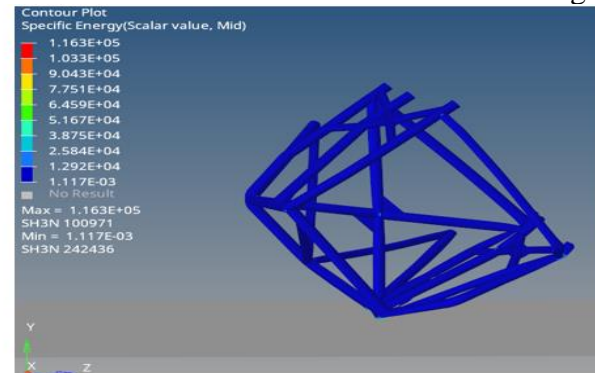
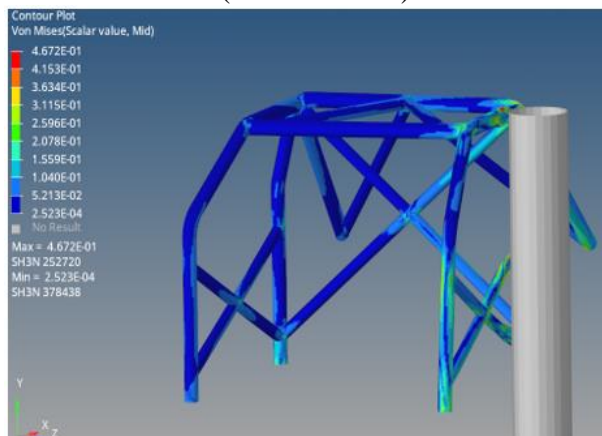


Figura 37 Resultados de energía específica escalar máximo absorbida después del volcamiento. Fuente Autor

Esfuerzo escalar de Von Mises

Se evaluó el estado de esfuerzo en las estructuras, dando valores más altos para el esfuerzo escalar en el Diseño A denotando que es menos resistente que el Diseño B que se presenta al momento del impacto, lo cual existe un mayor riesgo de falla estructural en ese diseño y asegurando la fiabilidad de la estructura, se muestra los resultados en la figura 38 y 39.

Esfuerzo escalar máximo de von Mises del
Diseño A en el choque lateral: 0.4627
(adimensional)



Esfuerzo escalar máximo de von Mises del
Diseño B en el choque lateral: 0.5282
(adimensional)

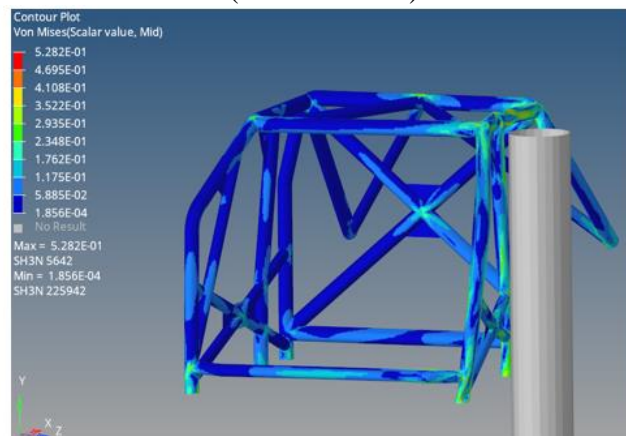
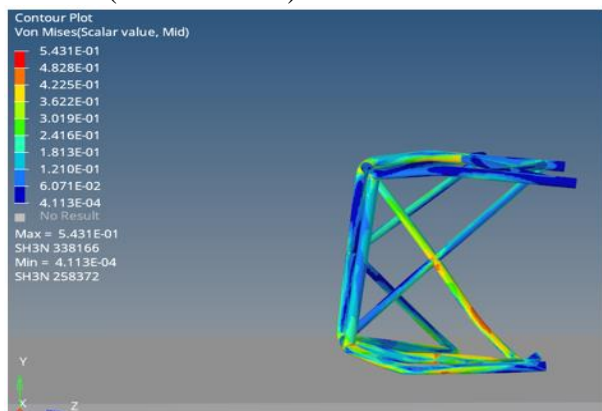


Figura 38 Resultados del criterio escalar máximo de Von Mises durante el choque lateral. Fuente Autor

Esfuerzo escalar máximo de von Mises del
Diseño A en el volcamiento: 0.5431
(adimensional)



Esfuerzo escalar máximo de von Mises del
Diseño B en el volcamiento: 0.6027
(adimensional)

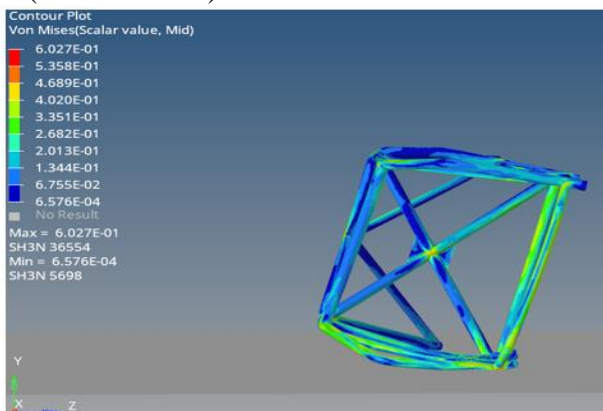


Figura 39 Resultados del criterio escalar máximo de Von Mises durante el volcamiento. Fuente Autor

CONCLUSIONES

En la comparación de pesos realizada en el programa CAD se observó que el “Diseño B”, tiene un peso de 133.167 kg, mientras que el “Diseño A”, presenta un peso de 103.663kg. Este peso adicional, se debe a la incorporación de una mayor cantidad de elementos estructurales, y refuerzos, no obstante, se justifica ya que exhibe una mayor robustez y resistencia estructural. Esto se atribuye a la incorporación del mismo material con alta resistencia y un diseño más elaborado, lo que contribuyó a una mayor capacidad de absorción de energía en caso de impacto, y mejor desempeño bajo cargas estáticas y pseudo dinámicas. Los elementos estructurales adicionales trabajan en conjunto para proporcionar una mayor protección al ocupante en caso de vuelco, o choque; minimizando deformaciones y garantizando una mayor integridad estructural.

Este proyecto destaca por su enfoque diferenciado al incorporar un análisis dinámico exhaustivo en la evaluación de las jaulas antivuelco. Mientras que muchos estudios previos se centran principalmente en cargas estáticas, nuestra investigación aporta una perspectiva más integral al considerar las complejidades de las cargas dinámicas. Este enfoque dinámico proporcionó una comprensión más precisa del rendimiento estructural ante escenarios realistas de volcamiento o choque, permitiendo una toma de decisiones más informada en la mejora de la seguridad vehicular en una competencia.

Finalmente, la selección de materiales basada en la disponibilidad local es pragmática y económicamente viable. Sin embargo, es plausible afirmar que optar por aceros especiales, por ejemplo: AISI A106, AISI 4130, o E250BR; seguramente mejorarán las prestaciones de las jaulas antivuelco. Los aceros especiales suelen ofrecer propiedades mecánicas superiores, como mayor resistencia y capacidad de absorción de energía, propiedades requeridas en caso de presentarse impactos.

REFERENCIAS

Ángeles Rocca Junior Víctor, B., & Alvarado Silva Carlos Alexis, I. (n.d.). *FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y URBANISMO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA TESIS ANÁLISIS COMPARATIVO DE LA EFICACIA PROTECTORA DE LA JAULA INTERNA ANTIVUELCO EN LOS FORMATOS TUBULAR Y LAMINAR PARA UNIDADES VEHICULARES MINERAS TIPO PICK-UP EN EL PERÚ MEDIANTE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL PARA OPTAR TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA*. <https://orcid.org/0000-0002-1555-0510>

Craig Reinhardt, J. (2019). *The Winning cars*. Red Lightning Books.

Datos técnicos de automoviles. (2023). UltimateSPECS.

Diseño, T.: ", De, Y. C., & Estructura, U. (n.d.). *UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA PROYECTO TÉCNICO, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO*.

DYPAC. (2023). DYPAC. Productos de Acero.

FIA. (2014). Equipamiento de Seguridad. Artículo 253-2014.

Getting Started Opening and Saving Files Working with Panels Organizing a Model Controlling the Display Chapter 1: HyperMesh Introduction. (2009).

Hallquist, J. (2006). LS-DYNA Theory Manual. Livermore Software Technology Corporation.

Hypermesh, A. ®. (n.d.). The Fastest, Solver Neutral CAE Environment for High Fidelity Modeling. www.altair.com

Klaus, H. (2006). A Few Aspects on the Development of Structural Models. SAE Technical Paper 770598.

L00062-00129. (n.d.).

Manual de Características de Motor Suzuki Forsa G10 SOHC _ Mecánica Automotriz. (n.d.).

REGLAMENTO DE SEGURIDAD. (n.d.). www.fadech.cl

SAE. (2021). *Acreditando. Revista Técnica del SAE.*

Técnicos-Anexo-J-Art253-8-Estructuras-de-Seguridad-hasta-2016. (n.d.).

Yañez-Valdez, R., & Silva-Dávila, R. (n.d.). *Introducción básica en el manejo de Hyperworks.*

Anéxos

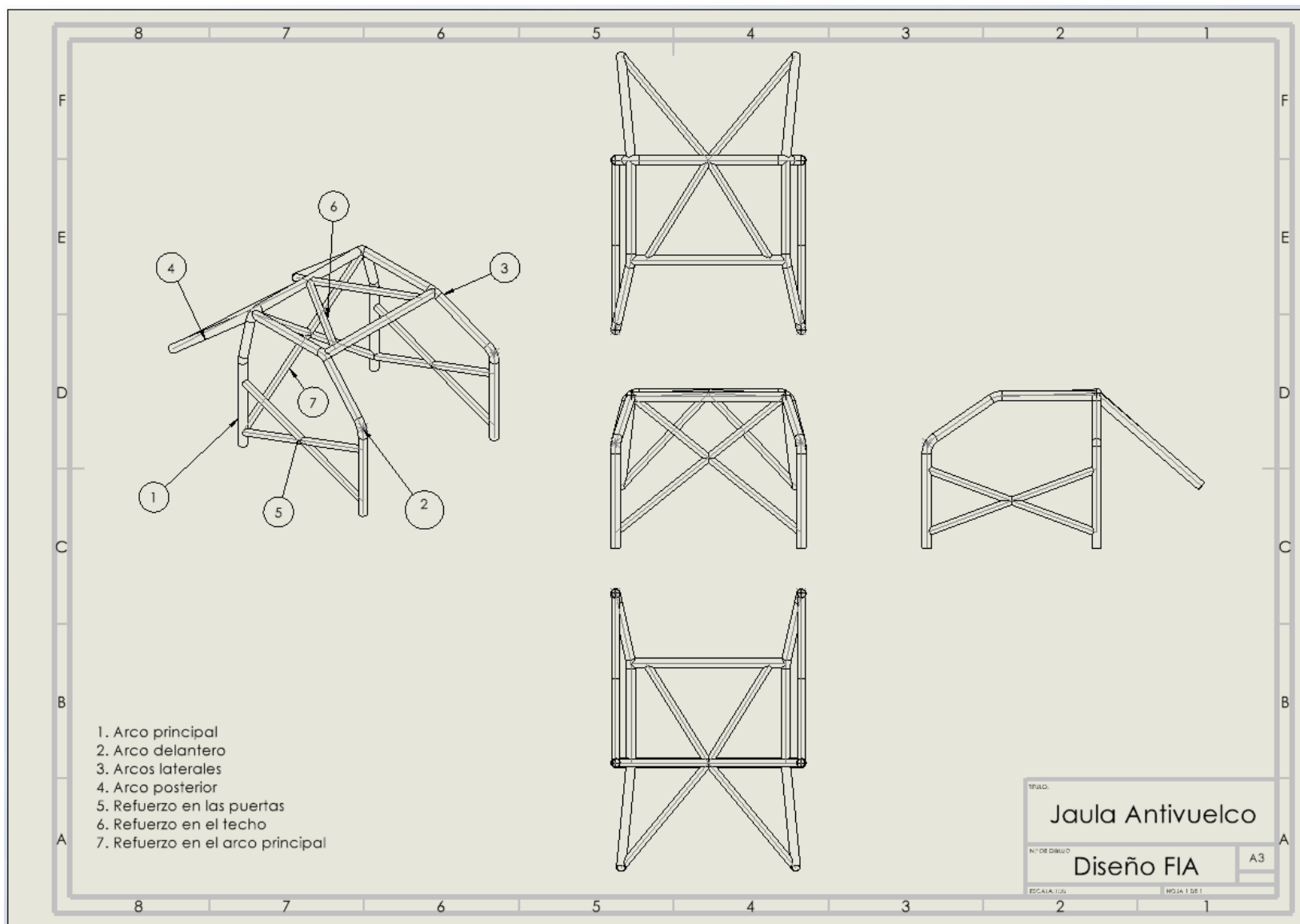


Ilustración 1 Vistas en 2D de la Jaula Antivuelco modelo FIA. Fuente: Autor

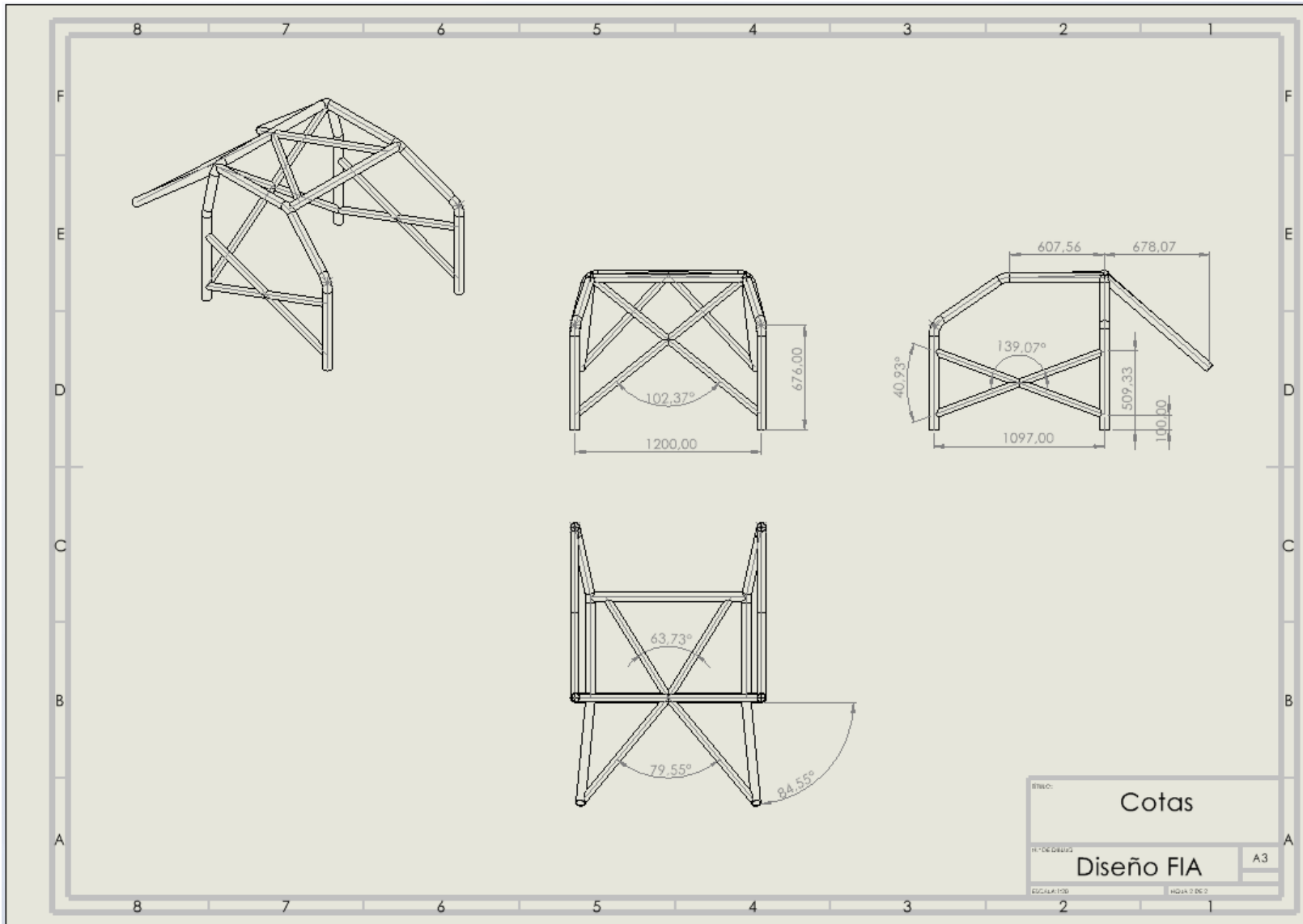


Ilustración 2 Cotas obtenidas bajo la medición del vehículo Suzuki Forza 1 para la Jaula modelo FIA. Fuente: Autor

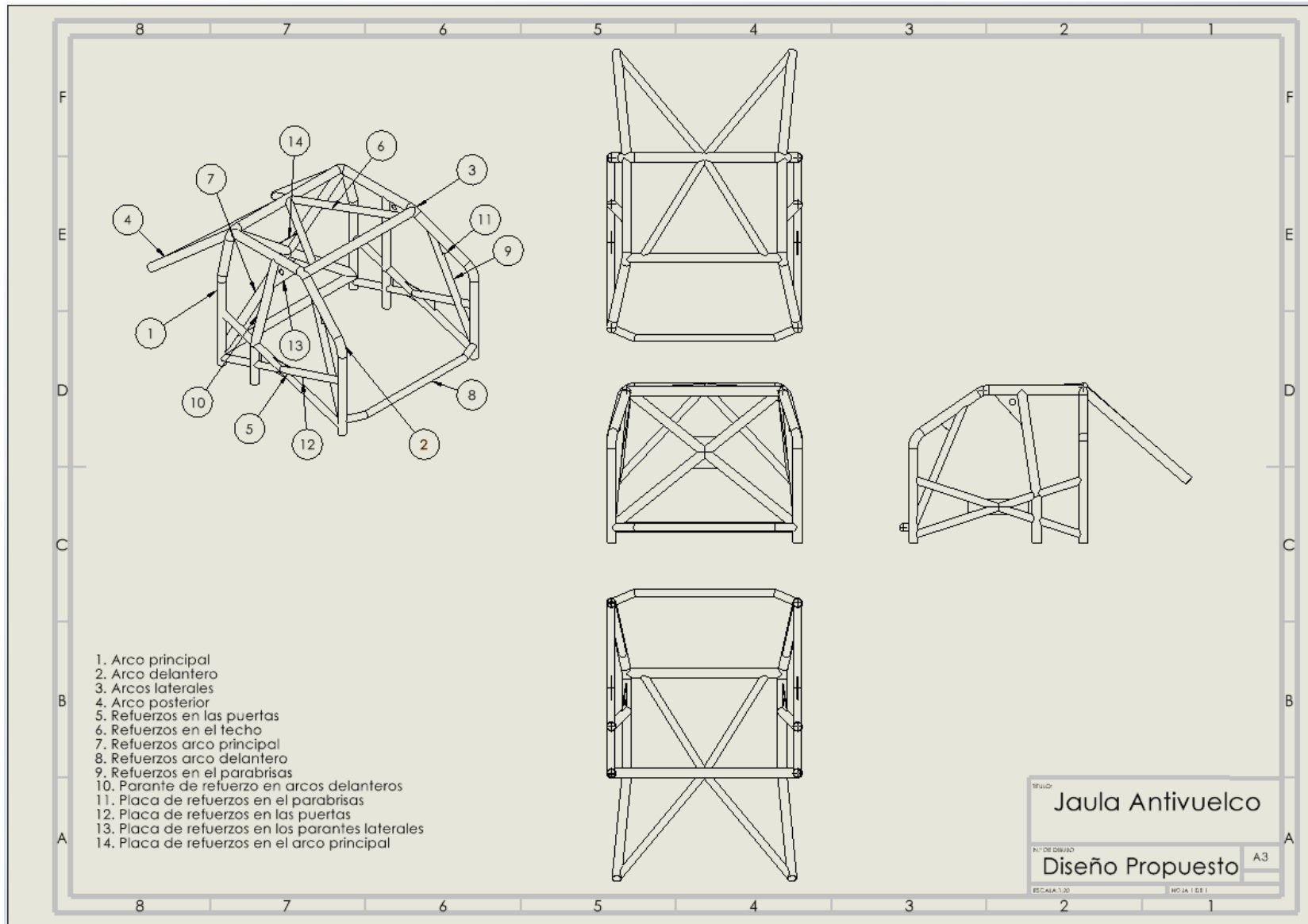


Ilustración 3 Vistas en 2D de la Jaula Antivuelco modelo propuesto. Fuente: Autor

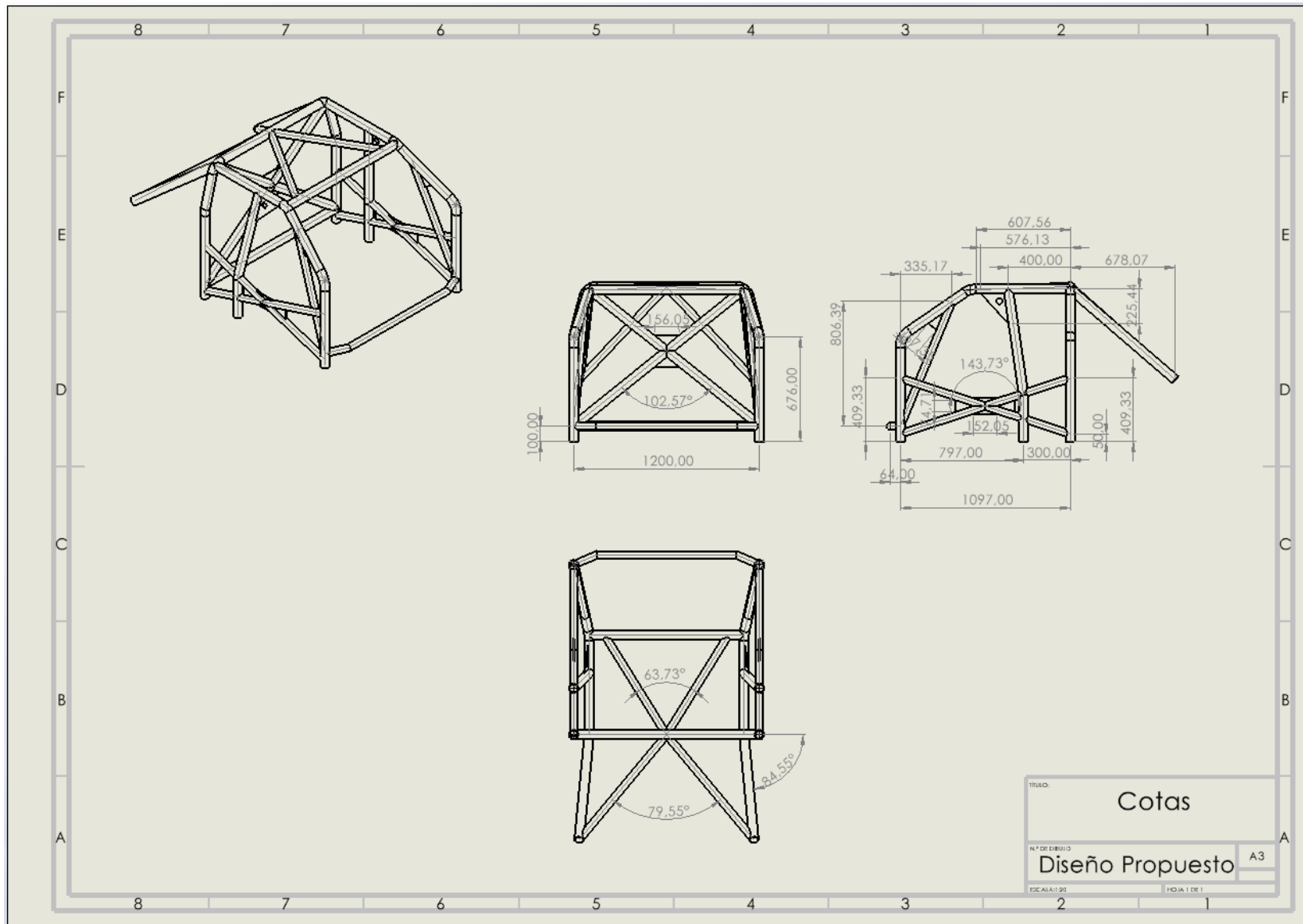


Ilustración 4 Cotas obtenidas bajo la medición del vehículo Suzuki Forza 1 para la Jaula modelo propuesto. Fuente: Autor